

Asociația Inginerilor de Instalații din România



ENCICLOPEDIA TEHNICĂ DE INSTALAȚII

manualul de

INSTALAȚII

Ediția a II-a

EDITURA ARTECNO BUCUREȘTI

ENCICLOPEDIA TEHNICĂ DE INSTALAȚII

MANUALUL DE INSTALAȚII

INSTALAȚII DE ÎNCĂLZIRE

Ediția II



- Necesarul de căldură pentru încălzire;
- Protecția termică a clădirilor;
- Sisteme de încălzire pentru clădiri civile și de producție;
- Centrale termice și puncte termice pentru alimentarea cu căldură;
- Rețele termice pentru transportul și distribuția agentului termic;
- Echipamente și materiale pentru instalații de încălzire.

Coordonator: Prof. univ. dr. ing. **Mihai ILINA**

Autori: Prof. univ. dr. ing. **Mihai ILINA**: 1 (1.1; 1.3; 1.6; 1.7); 3; 4 (4.1; 4.5; 4.7; 4.8; 4.10); 6 (6.3; 6.5; 6.6; 6.7); 8
Prof. onor. dr. ing. D.H.C. **Liviu DUMITRESCU**: 1 (1.2; 1.4)
Conf. univ. dr. ing. **Cătălin LUNGU**: 1 (1.3); 4 (4.2); 6 (6.1)
Conf. univ. dr. ing. **Gabriel STAN**: 1 (1.5); 4 (4.11)
Conf. univ. dr. ing. **Mihaela Stela GEORGESCU**: 2 (2.1; 2.2; 2.3; 2.4)
Prof. univ. dr. ing. **Miron POPESCU**: 4 (4.2)
Prof. univ. dr. ing. **Octavia COCORA**: 4 (4.3; 4.4); 5 (5.4); 7 (7.1;7.2;7.3)
Prof. univ. dr. ing. **Dragoș HERA**: 4 (4.6)
Ing. **Rodica GĂBREANU**: 4 (4.7)
Ing. **Dan BERBECARU**: 4 (4.8; 4.10)
Prof. univ. dr. ing. **Florin IORDACHE**: 4 (4.9)
Conf. univ. dr. ing. **Vlad IORDACHE**: 4 (4.12)
Prof. univ. dr. ing. **Costică BRANDABUR**: 5 (5.1; 5.2; 5.3)
Şef lucrări ing. **Dan Paul STĂNESCU**: 5 (5.5)
Prof. univ. dr. ing. **Nicolae ANTONESCU**: 5 (5.5; 5.6)
Conf. dr. ing. **Nicolae N. ANTONESCU**: 5 (5.5; 5.6)
Şef lucr. dr. ing. **Răzvan POPESCU**: 5 (5.7)
Prof. univ. dr. ing. **Sorin BURCHIU**: 5 (5.8)
Prof. univ. dr. ing. Vasile CALUIANU: 6 (6.2)
Ing. **Tudor DRĂGĂNESCU**: 6 (6.5)
Ing. **Gabriel IVĂNESCU**: 6 (6.7); 9
Prof. univ. dr. ing. **Dan CONSTANTINESCU**: 7 (7.4; 7.5; 7.6)
Prof. univ. dr. ing. **Maria CRĂCIUN**: 10 (10.1; 10.2; 10.3)
Prof. univ. dr. ing. **Rodica FRUNZULICĂ**: 11 (11.1; 11.2; 11.4)
Conf. dr. ing. **Mirela Sanda ȚOROPOC**: 4 (4.5); 11 (11.3)
Prof. univ. dr. ing. **Mircea BELDIMAN**: 10 (10.4); 12; 13

Coordonare și recenzie științifică:

Prof. onor. dr. ing. **Liviu DUMITRESCU**
Membru al Academiei Central Europene de Știință și Artă;
Doctor Honoris Causa al UTC București;
Doctor Honoris Causa al UP Timișoara;
Ing. Achile PETRESCU

Coordonare editorială:

Director General ing. **Doru PETRESCU**
Director Marketing ing. **Mihai Mateescu**
Director Comercial ing. **Cristian Tudor**

Tipar: **ARTPRINT** București, Str. Sulina 26
Tel: 021-3363633

ENCICLOPEDIA TEHNICĂ DE INSTALAȚII
MANUALUL DE INSTALAȚII
ISBN 978-973-85936-5-7
Instalații de încălzire
ISBN 978-973-85936-6-4

© Editura **ARTECNO** București S.R.L., 2010



Asociația Inginerilor de Instalații din România

CUPRINS

I. INSTALAȚII DE ÎNCĂLZIRE

1. PROBLEME GENERALE

1.1. Istoricul și importanța instalațiilor de încălzire	2
1.2. Calitatea construcțiilor și instalațiilor aferente	2
1.2.1. Legea nr. 10/1995 privind calitatea în construcții	2
1.2.2. Cerințe esențiale	2
1.3. Clasificarea instalațiilor de încălzire	3
1.4. Reglementări privind proiectarea execuția și exploatarea instalațiilor de încălzire	3
1.4.1. Autorizarea executării lucrărilor de construcții	3
1.4.1.1 Autorizarea executării lucrărilor de construcții	3
1.4.1.2 Lucrări care se exceptează de la autorizare	3
1.4.1.3 Lucrări de instalații aferente construcțiilor care se exceptează de la autorizare	4
1.4.1.4 Documentele necesare emiterii certificatelor de urbanism	4
1.4.1.5 Documentele necesare emiterii autorizației de construire/desființare	4
1.4.1.6 Documentație tehnică (D.T.)	5
1.4.1.7 Avize și acorduri ale furnizorilor/administratorilor de utilități urbane	5
1.4.1.8 Avize și acorduri ale autorităților centrale/seviciilor deconcentrate	5
1.4.1.9 Competențe de elaborare a documentațiilor tehnice	5
1.4.2. Reglementări tehnice pentru proiectarea, executarea și exploatarea instalațiilor de încălzire	5
1.4.3. Modul de atribuire a contractelor de concesiune a lucrărilor publice pentru instalațiile de încălzire	6
1.4.3.1 Modul de atribuire a contractelor de concesiune a lucrărilor publice pentru instalațiile de încălzire	6
1.4.3.2 Reguli de elaborare a documentației de atribuire	6
1.4.3.3 Caietul de sarcini conține, în mod obligatoriu, specificații tehnice	6
1.4.4.1 Conținutul-cadru al studiului de fezabilitate	8
1.4.4.1.1 Piese scrise	8
1.4.4.1.2 Piese desenate	8
1.4.4.2 Conținutul-cadru al studiului de fezabilitate	8
1.4.4.2.1 Piese scrise	8
1.4.4.2.2 Piese desenate	9
1.4.4.3 Conținutul-cadru al documentației de avizare a lucrărilor de intervenții	9
1.4.4.3.1 Piese scrise	9
1.4.4.3.2 Piese desenate	9
1.4.4.4 Proiectul tehnic	9
1.4.4.5 Detalii de execuție	10
1.4.4.6 Verificarea proiectelor	10
1.5. Funcționalitatea și alcătuirea clădirilor	10
1.5.1. Clasificarea construcțiilor	10
1.5.2. Sub sistemele clădirii	10
1.5.3. Acțiuni în clădiri	10
1.5.4. Funcționalitatea clădirilor	10
1.5.5. Analiza și alcătuirea antiseismică a instalațiilor și a echipamentelor	10
1.6. Date generale privind calculul instalațiilor de încălzire	10
1.6.1. Transmisia căldurii	11
1.6.1.1 Conducția termică	11
1.6.1.2 Convecția termică	12
1.6.1.2.1 Convecția forțată	12
1.6.1.2.2 Convecția liberă	12
1.6.1.3 Radiația termică	12
1.6.1.4 Schimbul global de căldură	12
1.6.2. Elemente de transfer de masă	13
1.6.3. Curgerea fluidelor în conducte	13

1.6.3.1 Modulul matematic al unei rețele inelare este dat de ecuația de continuitate	13
1.6.3.2 Ecuația fundamentală a pierderilor de sarcină.....	14
1.6.3.3 Calculul hidraulic al rețelelor de conducte.....	14
1.7. Mărimi și unități de măsură	15
2. PROTECȚIA TERMICĂ A CLĂDIRILOR	
2.1. Elementele de construcții ale clădirilor.....	18
2.1.1. Anvelopa clădirii	18
2.1.1.1 Pereți exteriori.....	18
2.1.1.2 Elemente de construcții vitrate	18
2.1.1.3 Terase și planșee spre poduri neîncălzite.....	19
2.1.1.4 Planșee spre coridoare exterioare	19
2.1.1.5 Planșee spre pivnițe și subsoluri neîncălzite.....	19
2.1.1.6 Planșee amplasate pe pământ	20
2.1.1.7 Pereții care separă spațiile încălzite de cele adiacente neîncălzite sau mult mai puțin încălzite	21
2.1.1.8 Considerații generale privind alcătuirea anvelopei.....	21
2.1.2. Aria anvelopei unei clădiri - A -	21
2.1.3. Volumul clădirii - V -	21
2.1.4. Alegerea elementelor de construcții din punct de vedere termotehnic.....	21
2.2. Dimensionarea elementelor de construcții perimetrare din punct de vedere termotehnic	22
2.2.1. Obiectivele calculului termotehnic	22
2.2.2. Calculul termotehnic pentru stabilirea grosimii stratului termoizolator	22
2.2.3. Determinarea rezistențelor termice specifice ale elementelor de construcții opace.....	22
2.2.3.1 Rezistențe termice specifice efective	22
2.2.3.1.1 Rezistența termică specifică unidirecțională - R -	22
2.2.3.1.2 Rezistența termică specifică corectată - R -	23
2.2.3.1.3 Rezistența termică specifică medie - R'_m -	26
2.2.3.2 Rezistențe termice specifice normate.....	26
2.2.3.2.1 Rezistențe termice specifice normate pentru asigurarea condițiilor igienico-sanitare și de confort	26
2.2.3.2.2 Rezistențe termice specifice normate pentru eliminarea condensării vaporilor de apă pe suprafețele interioare	26
2.2.3.2.3 Rezistențe termice specifice normate pentru reducerea consumului de energie.....	27
- Exemple de calcul	27
2.2.4. Rezistențe termice ale suprafețelor vitrate	29
2.2.5. Difuzia vaporilor de apă prin elementele de construcții.....	29
2.2.5.1 Verificarea grafică a difuziei vaporilor de apă în interiorul elementelor de construcții	30
2.2.5.2 Calculul cantității de vapori care condensează în elementul de construcție în perioada rece a anului.....	31
2.2.5.3 Determinarea cantității de apă acumulată care se poate evapora în perioada caldă a anului.....	32
- Exemplu de calcul.....	33
2.3. Stabilitatea termică a elementelor de închidere a clădirilor și a încăperilor din clădirile civile.....	35
2.3.1. Criteriile de performanță ale stabilității termice	36
2.3.2. Indicele inerției termice D	36
2.3.3. Coeficientul ϕ_i de stabilitate a elementelor de închidere a clădirilor	36
2.3.4. Stabilitatea termică a încăperilor încălzite din clădirile civile	37
- Exemple de calcul.....	38
2.4. Determinarea și verificarea coeficientului global de izolare termică.....	40
2.4.1. Determinarea și verificarea coeficientului global de izolare termică G la clădirile de locuit	40
2.4.1.1 Determinarea coeficientului global efectiv de izolare termică G	40
2.4.1.2 Determinarea coeficientului global normat de izolare termică G_N	43
2.4.1.3 Nivelul de izolare termică globală.....	43
2.4.1.4 Succesiunea calculelor	43
2.4.1.5 Recomandări privind unele posibilități de îmbunătățire a comportării termotehnice și de reducere a valorii coeficientului global de izolare termică în clădirile de locuit.....	43
2.4.1.5.1 La alcătuirea generală a clădirii	43
2.4.1.5.2 La alcătuirea elementelor de construcții perimetrare	43
2.4.1.5.3 În vederea reducerii infiltrațiilor de aer rece.....	43
- Exemplu de calcul.....	45

2.4.2. Determinarea și verificarea coeficientului global de izolare termică G_1 la clădirile cu altă destinație decât cea de locuit.....	43
2.4.2.1 Determinarea coeficientului global efectiv de izolare termică G_1	44
2.4.2.2 Determinarea coeficientului global normat de izolare termică G_{tref}	44
2.4.2.3 Nivelul de izolare termică globală.....	45
3. NECESARUL DE CĂLDURĂ PENTRU ÎNCĂLZIRE	
3.1. Necesarul de căldură pentru clădiri obișnuite.....	52
3.1.1. Fluxul termic cedat prin transmisie Φ_T	52
3.1.1.1 Fluxul termic prin transmisie Φ_e	52
3.1.1.2 Fluxul termic cedat prin sol Φ_s	52
3.1.2. Adaosuri la pierderile de căldură ΣA	53
3.1.3. Sarcină termică Φ_T	53
3.1.4. Necesarul de căldură pentru clădiri industriale.....	57
3.1.5. Particularități de calcul al necesarului de căldură pentru locuințe.....	57
3.2. Necesarul de căldură la sere.....	57
- Exemplu de calcul.....	57
3.3. Necesarul de căldură pentru clădirile amplasate subteran.....	58
3.4. Necesarul de căldură pentru clădirile încălzite rar.....	58
3.5. Calculul necesarului de căldură pe bază de indici.....	59
3.6. Metoda de determinare a necesarului de căldură de calcul după SREN 12831.....	59
3.6.1. Fluxul termic cedat prin transmisie $\Phi_{T,i}$	59
3.6.1.1 Coeficientul de pierderi termice $H_{T,ie}$	61
3.6.1.2 Coeficientul de pierderi termice $H_{T,iue}$	61
3.6.1.3 Coeficientul de pierderi termice $H_{T,ig}$	61
3.6.1.4 Coeficientul de pierderi termice $H_{T,ij}$	61
3.6.2. Sarcina termică $\Phi_{V,i}$ pentru încălzire a aerului de ventilare.....	61
3.6.2.1 Calculul debitului de aer V_i în spații încălzite fără sistem de ventilare.....	61
3.6.3. Încălzirea intermitentă a spațiilor.....	62
3.6.4. Determinarea necesarului de căldură total.....	62
4. SISTEME DE ÎNCĂLZIRE	
4.1. Încălzirea locală.....	70
4.1.1. Prescripții privind utilizarea încălzirii locale.....	70
4.1.2. Sobe cu acumulare de căldură.....	70
4.1.2.1 Sobe fixe.....	70
4.1.2.2 Sobe mobile.....	70
4.1.2.3 Montarea sobelor și racordarea la coș.....	70
4.1.3. Sobe fără acumulare de căldură.....	71
4.1.3.1 Sobe metalice pentru combustibil solid.....	71
4.1.3.2 Sobe metalice pentru combustibil lichid.....	72
4.1.3.3 Aparată de încălzire cu gaze.....	72
4.1.4. Sobe de construcție specială (șemineuri).....	73
4.1.5. Elemente de calcul.....	73
4.1.5.1 Pierderile de căldură.....	73
4.1.5.2 Calculul și alegerea sobelor.....	73
4.1.5.3 Dimensiunile coșului de fum.....	74
4.2. Încălzirea cu apă caldă și fierbinte.....	75
4.2.1. Clasificarea sistemelor de încălzire cu apă caldă.....	75
4.2.2. Criterii privind alegerea sistemului de încălzire.....	75
4.2.3. Instalații de încălzire cu circulație naturală.....	76
4.2.3.1 Instalații bitub cu distribuție superioară.....	76
4.2.3.2 Instalații bitub cu distribuție inferioară.....	76
4.2.3.3 Instalații monotub.....	77
4.2.4. Instalații de încălzire cu circulație forțată.....	77
4.2.4.1 Instalații de încălzire cu distribuție individuală.....	78
4.2.4.1.1 Instalații bitub.....	79
4.2.4.1.2 Instalații monotub.....	79

4.2.4.2 Instalații de încălzire cu distribuție centralizată.....	82
4.2.4.2.1 Sisteme bitub clasice	82
4.2.4.2.2 Sisteme bitub moderne	82
4.2.4.2.3 Sisteme monotub moderne	84
4.2.5. Descrierea și montarea modulelor termohidraulice MTH	84
4.2.6. Montarea conductelor de distribuție.....	86
4.2.6.1 Instalații cu distribuție individuală	86
4.2.6.2 Instalații cu distribuție centralizată.....	87
4.2.7. Instalații de încălzire cu apă fierbinte.....	88
4.2.7.1 Încălzirea clădirilor civile.....	88
4.2.7.2 Încălzirea clădirilor industriale	88
4.2.7.2.1 Spații destinate personalului tehnico-administrativ	88
4.2.7.2.2 Spații destinate activităților productive.....	88
4.2.8. Dimensionarea conductelor instalațiilor de încălzire cu apă caldă	89
4.2.8.1 Pierderi de sarcină în conducte.....	89
4.2.8.2 Operațiuni și date preliminare calculului de dimensionare	90
4.2.8.3 Dimensionarea conductelor instalațiilor bitubulare cu circulație naturală	90
- Exemplu de calcul.....	91
4.2.8.4 Dimensionarea conductelor instalațiilor bitub cu circulație forțată și distribuție centralizată	103
4.2.8.4.1 Dimensionarea coloanelor	103
- Exemplu de calcul.....	103
4.2.8.4.2 Dimensionarea rețelei de distribuție arborescente	104
- Exemplu de calcul.....	105
4.2.8.4.3 Dimensionarea rețelei de distribuție inelare.....	106
- Exemplu de calcul.....	106
4.2.8.5 Dimensionarea conductelor instalațiilor de încălzire cu circulație forțată și distribuție individuală	107
4.2.8.5.1 Rețele bitub cu distribuție arborescentă	109
- Exemplu de calcul.....	109
4.2.8.5.2 Rețele bitub cu distribuție radială	115
- Exemplu de calcul.....	115
4.2.8.5.3 Rețele bitub inelare.....	120
- Exemplu de calcul.....	120
4.2.8.6 Dimensionarea conductelor instalațiilor de încălzire monotub cu circulație forțată pentru consumatorii individuali	126
- Exemplu de calcul.....	126
4.3. Sisteme de încălzire cu abur de presiune joasă	133
4.3.1. Criterii privind utilizarea încălzirii cu abur de presiune joasă.....	133
4.3.2. Particularități ale instalațiilor cu abur de presiune joasă	133
4.3.3. Racordarea corpurilor de încălzire.....	134
4.3.4. Instalații cu întoarcerea condensatului prin cădere liberă.....	135
4.3.4.1 Instalații cu conductele de condensat sub nivelul de presiune	135
4.3.4.2 Instalații cu conducte de condensat peste nivelul de presiune.....	136
4.3.5. Instalații cu întoarcerea condensatului prin pompare.....	136
4.3.6. Dimensionarea sifoanelor de condensat	136
4.3.7. Calculul hidraulic al conductelor.....	136
4.3.7.1 Dimensionarea conductelor de abur.....	136
4.3.7.2 Dimensionarea conductelor de condensat.....	138
- Exemplu de calcul.....	139
4.4. Încălzirea cu aer cald.....	141
4.4.1. Criterii privind utilizarea încălzirii cu aer cald.....	141
4.4.2. Instalații de încălzire cu preparare locală a aerului cald	141
4.4.2.1 Încălzirea cu agregate cu focar propriu	141
4.4.2.2 Încălzirea cu aeroterme	142
4.4.2.2.1 Aeroterme de perete.....	142
4.4.2.2.2 Aeroterme de plafon.....	143
4.4.2.3 Încălzirea cu dispozitive de destratificare a aerului cald.....	143
4.4.2.3.1 Soluții pentru destratificarea aerului cald	144
4.4.2.3.2 Soluții pentru evitarea stratificării termice	144
4.4.2.4 Încălzirea cu agregate multifuncționale	145

4.4.3. Încălzirea cu aer cald cu preparare centralizată.....	145
4.4.3.1 Distribuție în buclă perimetrală	146
4.4.3.2 Distribuție radială	147
4.4.3.3 Distribuție ramificată	147
4.4.3.4 Distribuție prin planșeu dublu	147
4.4.3.5 Echipamente și accesorii.....	147
4.4.4. Calculul instalațiilor de încălzire cu aer cald.....	148
4.4.4.1 Încălzirea cu aer recirculat	148
4.4.4.2 Încălzirea cu aer proaspăt.....	149
4.4.4.3 Încălzirea cu aer amestecat	149
- Exempu de calcul.....	149
4.5. Încălzirea prin radiație	150
4.5.1. Criterii privind utilizarea încălzirii prin radiație.....	150
4.5.2. Încălzirea prin radiație de temperatură joasă.....	150
4.5.2.1 Încălzirea prin plafon	150
4.5.2.1.1 Panouri radiante înglobate în elementele de construcții.....	151
4.5.2.1.2 Panouri radiante aparente în elementele de construcții	151
4.5.2.1.3 Amplasarea panourilor radiante în încăperi	153
4.5.2.2 Încălzirea prin pardoseală	154
4.5.2.2.1 Panouri radiante de pardoseală.....	155
4.5.2.3 Executarea panourilor radiante	156
4.5.2.3.1 Panouri radiante – metoda „umedă”	155
4.5.2.3.2 Panouri radiante – metoda „uscată”	157
4.5.2.4 Racordarea la rețeaua de distribuție	157
4.5.2.5 Încălzirea cu panouri montate în perete.....	157
4.5.2.6 Scheme de alimentare cu căldură.....	157
4.5.2.6.1 Schema de distribuție pentru încălzirea numai prin radiație	158
4.5.2.6.2 Schema de distribuție a încălzirii prin radiație în combinație cu încălzirea cu corpuri de încălzire.....	158
4.5.2.6.3 Schema de distribuție pentru încălzirea prin radiație, încălzire cu corpuri de încălzire, preparare apă caldă de consum.....	159
4.5.2.6.4 Schemă de alimentare cu stații compacte.....	159
4.5.2.7 Dimensionarea instalațiilor.....	159
4.5.2.7.1 Caracteristicile termice ale panourilor radiante	161
4.5.2.7.1.1 Panouri de plafon cu conducte înglobate în elementele de construcții	161
4.5.2.7.1.2 Panouri de plafon cu conducte montate în spațiul de aer.....	161
4.5.2.7.1.3 Panouri de plafon cu lamele	161
4.5.2.7.1.4 Panouri de pardoseală cu conducte flexibile	161
4.5.2.7.2 Calculul suprafeței de încălzire a panourilor radiante.....	162
4.5.2.7.2.1 Calculul pierderilor de căldură	163
4.5.2.7.2.2 Alegerea tipului de panou încălzitor.....	163
4.5.2.7.2.3 Stabilirea caracteristicilor termice și constructive ale panourilor radiante	163
4.5.2.7.3 Exemple de calcul	164
4.5.3. Încălzirea prin radiație de temperatură medie	166
4.5.3.1 Panouri radiante utilizând agenți termici	166
4.5.3.2 Tuburi radiante modulare cu funcționare pe gaze.....	166
4.5.3.3 Amplasarea tuburilor (panourilor) radiante.....	169
4.5.3.3.1 Panouri radiante utilizând agenți termici	169
4.5.3.3.2 Tuburi radiante modulare pe gaz.....	170
4.5.3.4 Dimensionarea instalațiilor de încălzire prin radiație	171
4.5.3.4.1 Caracteristicile termice ale panourilor.....	171
4.5.3.4.2 Calculul suprafeței încălzitoare.....	172
- Exemple de calcul.....	172
4.5.4. Încălzirea prin radiație de temperatură înaltă.....	175
4.5.4.1 Panouri radiante ceramice	175
4.5.4.2 Amplasarea panourilor radiante ceramice	178
- Exemple de calcul.....	179
4.5.5. Încălzire și răcire „high tech” prin sisteme de țevi capilare paralele CLINA.....	180
4.5.5.1 Prezentarea sistemului.....	180

4.5.5.2 Elementele componente.....	180
4.5.5.3 Sursa de energie	180
4.5.5.4 Sistemul propriu de automatizare.....	180
4.5.5.5 Ecarturile joase de temperatură în regim de încălzire și în regim de răcire	181
4.5.5.6 Care sunt suprafețele optime de schimb de căldură?	181
4.5.5.7 Durata de viață	181
4.5.5.8 Nu sunt riscuri	182
4.5.5.9 Structuri de construcții prevăzute cu CLINA	182
4.6. Încălzirea cu pompe de căldură	183
4.6.1. Criterii privind utilizarea pompelor de căldură	183
4.6.2. Indicatori energetici și economici referitori la pompele de căldură utilizate pentru încălzire.....	186
4.6.2.1 Indicatori energetici	187
4.6.2.2 Indicatori economici	188
4.6.3. Instalații de încălzire utilizând pompe de căldură aer/aer	189
4.6.4. Instalații de încălzire utilizând pompe de căldură aer/apă	192
4.6.5. Instalații de încălzire utilizând pompe de căldură apă/aer	194
4.6.6. Instalații de încălzire utilizând pompe de căldură apă/apă	195
4.6.7. Instalații de încălzire utilizând pompe de căldură sol/aer și sol/apă	196
4.6.8. Pompe de căldură reversibile	197
4.6.9. Dimensionarea instalațiilor cu pompe de căldură.....	198
4.6.10. Studiu de caz: Încălzirea unei locuințe cu o pompă de căldură	199
- Exemplu de calcul.....	199
4.7. Încălzirea electrică	202
4.7.1. Criterii privind utilizarea energiei electrice.....	202
4.7.2. Încălzirea electrică directă.....	202
4.7.2.1 Aparate electrice de încălzire	202
4.7.2.1.1 Convectoare de perete	202
4.7.2.1.2 Convectoare de plintă	203
4.7.2.1.3 Convectoare de pardoseală	203
4.7.2.1.4 Radiatoare electrice	203
4.7.2.1.5 Panouri radiante.....	203
4.7.2.1.6 Radianți luminoși.....	203
4.7.2.1.7 Radianți în infraroșu.....	203
4.7.2.1.8 Aeroterme electrice.....	204
4.7.2.2 Comanda și reglarea	204
4.7.2.3 Execuție și exploatare	204
4.7.3. Încălzirea electrică locală cu acumulatori de căldură.....	204
4.7.3.1 Aparate de încălzire.....	205
4.7.3.1.1 Aparate cu acumulare și descărcare statică de tip I.....	205
4.7.3.1.2 Aparate cu acumulare și descărcare statică de tip II.....	205
4.7.3.1.3 Aparate electrice cu acumulare și descărcare dinamică	205
4.7.4. Încălzirea electrică centralizată	206
4.7.4.1 Încălzirea electrică centralizată cu aer cald	206
4.7.4.2 Încălzirea electrică centralizată cu apă caldă	206
4.7.4.2.1 Sisteme de încălzire cu stație compactă	206
4.7.4.2.2 Sistemul cu prepararea agentului termic (apa) în cazane electrice	207
4.7.5. Încălzirea electrică integrată în elemente de construcții	208
4.7.5.1 Încălzirea electrică prin pardoseală	208
4.7.5.1.1 Descrierea sistemului de încălzire.....	208
4.7.5.1.2 Sistem electric de încălzire prin pardoseală.....	208
4.7.5.1.3 Montajul sistemului ELJET	209
4.7.5.1.4 Materiale.....	210
4.7.5.1.5 Montarea cablurilor de încălzire electrică prin pardoseală	210
4.7.5.2 Încălzirea electrică prin plafon	215
4.7.5.3 Încălzirea electrică prin pereți	215
4.7.6. Încălzirea electrică "bijoncțiune"	216
4.7.6.1 Descrierea sistemului de încălzire.....	216
4.7.6.2 Aparate și materiale.....	216

4.7.6.3	Calculul puterii instalate	216
4.7.6.4	Execuție și exploatare	216
4.7.7.	Încălzirea electrică mixtă.....	217
4.8.	Încălzirea cu apă geotermală.....	218
4.8.1.	Utilizarea apelor geotermale pentru încălzire	218
4.8.2.	Surse geotermale.....	218
4.8.3.	Poziția instalațiilor termice în lanțul de valorificare complexă a energiei geotermale.....	219
4.8.4.	Sisteme de alimentare cu căldură.....	219
4.8.5.	Echipamentul circuitului de apă geotermală.....	220
4.8.5.1	Sursa geotermală.....	220
4.8.5.2	Instalații de degazare	221
4.8.5.3	Stație de tratare chimică.....	221
4.8.5.4	Epurarea.....	222
4.8.5.5	Stație de pompare	222
4.8.5.6	Conducta de transport.....	222
4.8.5.7	Schimbătoare de căldură	222
4.8.5.8	Stații auxiliare.....	223
4.8.5.8.1	Stații cu pompe de căldură	223
4.8.5.8.2	Stații cu centrală termică	223
4.8.5.9	Stația de reinjectare	223
4.8.5.10	Conducte de evacuare.....	224
4.8.6.	Scheme funcționale utilizând apele geotermale.....	224
4.8.6.1	Instalații geotermale de încălzire cu racordare directă.....	224
4.8.6.2	Instalații geotermale de încălzire cu racordare indirectă.....	224
4.8.7.	Dimensionarea instalațiilor geotermale	225
4.8.7.1	Acoperirea sarcinii termice de încălzire.....	225
4.8.7.2	Dimensionarea instalațiilor.....	225
4.8.8.	Indicatori energetici și economici	226
4.9.	Încălzirea solară.....	227
4.9.1.	Utilizarea energiei solare	227
4.9.2.	Sisteme de încălzire a spațiilor utilizând energia solară.....	227
4.9.2.1	Sisteme pasive de încălzire solară	227
4.9.2.1.1	Sistem pasiv tip TROMBE-MICHEL.....	228
4.9.2.1.2	Sistem pasiv tip INCERC	228
4.9.2.1.3	Sistem pasiv tip SPAȚIU SOLAR.....	229
4.9.2.1.4	Aspecte comune sistemelor pasive INCERC și SPAȚIU SOLAR	229
4.9.2.1.5	Determinarea performanțelor sistemelor pasive de încălzire solară.....	230
4.9.2.1.5.1	Potențialul energiei solare.....	231
4.9.2.1.5.2	Elemente de calcul	231
4.9.2.2	Sisteme active de încălzire solară	231
4.10.	Instalații de încălzire ce utilizează căldura recuperată	233
4.10.1.	Clasificarea sistemelor de recuperare a căldurii.....	233
4.10.2.	Recuperarea căldurii din gazele de ardere	233
4.10.2.1	Recomandări privind recuperarea căldurii din gazele de ardere	233
4.10.2.2	Caracteristicile sursei de căldură.....	233
4.10.2.3	Recuperatoare de căldură.....	234
4.10.2.4	Cazane recuperatoare pentru producere apă caldă sau fierbinte	234
4.10.2.5	Cazane recuperatoare pentru producere abur.....	235
4.10.2.6	Parametri funcționali ai cazanelor recuperatoare.....	236
4.10.2.7	Alegerea unui cazan recuperator și stabilirea regimului de funcționare	237
4.10.2.8	Scheme pentru utilizarea căldurii recuperate.....	238
4.10.2.9	Indicatori energetici și economici	239
4.10.3.	Recuperarea căldurii din ape tehnologice.....	240
4.10.3.1	Recomandări privind recuperarea căldurii din ape tehnologice de răcire	240
4.10.3.2	Caracteristicile sursei și componența sistemului	240
4.10.3.3	Scheme funcționale	241
4.10.3.4	Dimensionarea instalațiilor de recuperare a căldurii	242
4.10.3.5	Indicatori energetici și economici	243

4.11. Conexiunea instalațiilor și echipamentelor cu structura de rezistență	243
4.11.1. Piese și subansambluri speciale de susținere și prindere.....	243
4.11.2. Canale tehnice	244
4.11.3. Nișe și șlituri	245
4.11.4. Străpungeri în zidărie.....	246
4.11.4.1 Străpungeri în fundații	246
4.11.4.2 Străpungeri în pereți și planșee.....	246
4.11.4.3 Postamente	246
4.12. Protecția la zgomot și vibrații în instalații de încălzire	247
4.12.1. Noțiuni referitoare la zgomot	247
4.12.3. Surse de zgomot.....	251
4.12.3.1 Surse de zgomot în centrala termică	251
4.12.4. Nivelul de zgomot la interiorul și exteriorul centralei termice	252
4.12.4.1 Nivelul de zgomot la interiorul centralei termice.....	252
4.12.4.2 Nivelul de zgomot la exteriorul centralei termice.....	255
4.12.5. Nivelul de zgomot la centralele termice amplasate în clădiri.....	255
4.12.6. Zgomotul produs de centrale termice de apartament.....	257
4.12.7. Zgomotul produs de echipamentele instalației de la consumatori	258
4.12.8. Protecția contra zgomotului.....	260
4.12.8.1 Protecția la arzător	261
4.12.8.2 Protecția la canalul și coșul de fum.....	262
4.12.8.3 Măsurile arhitecturale și structurale de protecție la zgomot.....	262
4.12.8.4 Montarea aparatelor centralei termice.....	264
4.12.8.4.1 Montarea cazanelor	264
4.12.8.4.2 Montarea pompelor	265
4.12.8.4.3 Montarea conductelor	265
4.12.8.4.4 Montarea reguletoarelor de presiune diferențială.....	266
5. CENTRALE TERMICE	
5.1. Clasificarea centralelor termice.....	268
5.2. Alegerea tipului de centrală termică.....	268
5.3. Centrale termice cu apă caldă	268
5.3.1. Centrale termice cu puteri mici, până la 70-300 kW	268
5.3.2. Centrale termice cu puteri medii între 300 și 2000 kW	270
5.3.3. Centrale termice cu puteri mari, peste 2000 kW	273
5.3.4. Centrale termice echipate cu cazane de condensare sau cu recuperatoare de căldură.....	273
5.3.5. Asigurarea instalațiilor de încălzire cu apă caldă	274
5.3.5.1 Asigurarea instalațiilor cu conducte de siguranță și cu vas de expansiune deschis	274
5.3.5.2 Asigurarea instalațiilor cu vas de expansiune închis și supape de siguranță.....	275
5.3.5.3 Asigurarea instalațiilor cu supape de siguranță și vas de expansiune deschis.....	276
5.3.5.4 Alegerea sistemului de asigurare.....	276
5.3.5.5 Circulația agentului termic în conductele de siguranță	277
5.3.6. Poziția pompelor în circuitul agentului termic.....	277
5.3.7. Dimensionarea echipamentelor din centrala termică.....	278
5.3.7.1 Puterea centralei termice	278
5.3.7.2 Alegerea tipului și numărului de cazane.....	279
5.3.7.3 Alegerea arzătoarelor.....	279
5.3.7.4 Alegerea pompelor de circulație	279
5.3.7.5 Alegerea robinetelor de reglare cu două și cu trei căi.....	280
5.3.7.6 Dimensionarea buteliei de egalizare a presiunii	280
5.3.7.7 Dimensionarea distribuitorului și colectorului	281
5.3.7.8 Dimensionarea elementelor sistemului de asigurare cu vas de expansiune deschis	281
5.3.7.9 Dimensionarea elementelor sistemului de asigurare cu supape de siguranță și vas de expansiune închis	283
5.3.7.10 Dimensionarea elementelor sistemului de asigurare cu supape de siguranță și vas de expansiune închis și rezervor de descărcare	284
5.3.7.11 Alegerea stației de tratare a apei	284
- Exemple de calcul.....	282

5.3.8. Amplasarea centralei termice.....	285
5.3.9. Organizarea centralei termice	286
5.3.10. Montarea echipamentelor și a conductelor în centrala termică.....	287
5.3.10.1 Montarea cazanelor	287
5.3.10.2 Montarea pompelor de circulație	287
5.3.10.3 Montarea schimbătoarelor de căldură.....	288
5.3.10.4 Montarea buteliei de egalizare a presiunii.....	288
5.3.10.5 Montarea distribuitorilor și colectoarelor	288
5.3.10.6 Conductele de legătură.....	288
5.3.10.7 Protecția anticorozivă și izolarea termică a echipamentelor și a conductelor	288
5.4. Centrale termice cu abur de presiune joasă	288
5.4.1. Centrale termice cu un singur rezervor de condensat.....	289
5.4.2. Centrale termice cu rezervoare de condensat intermediare	289
5.4.3. Centrale termice cu alimentarea cazanelor prin pompare în două trepte.....	290
5.4.4. Alegerea cazanelor	290
5.4.5. Asigurarea instalațiilor de încălzire cu abur de presiune joasă.....	291
5.4.5.1 Dispozitive hidraulice de siguranță	291
5.4.5.2 Ventile de siguranță.....	291
5.4.6. Rezervoarele de condensat.....	291
5.4.7. Dispozitive pentru separarea condensatului.....	292
5.4.7.1 Separator termodinamic pentru eliminat condensul	292
5.4.7.2 Oale de evacuat condens cu plutitor	292
5.4.8. Alegerea pompelor de condensat	293
5.4.9. Distribuitorul de abur.....	295
5.4.10. Dimensionarea conductelor de abur și condensat din centrala termică.....	295
5.4.11. Tratarea apei de adaos	295
5.4.12. Organizarea spațiului în centrala termică	295
- Exemple de calcul.....	295
5.5. Gospodăria de combustibil.....	296
5.5.1. Proprietățile fizico-chimice ale combustibililor	296
5.5.1.1 Combustibili gazeși	296
5.5.1.2 Combustibili lichizi	297
5.5.1.3 Combustibili solizi	298
5.5.1.3.1 Combustibili solizi naturali.....	298
5.5.1.3.2 Combustibili solizi brichetați.....	299
5.5.2. Instalații de ardere a combustibililor lichizi	299
5.5.2.1 Instalații de alimentare cu pompare directă.....	299
5.5.2.2 Instalații de alimentare cu rezervor intermediar	299
5.5.3. Instalații de ardere a combustibililor gazeși.....	299
5.5.4. Instalații de ardere a gazelor petroliere lichefiate	300
5.5.5. Instalații de ardere a combustibililor solizi	300
5.5.5.1 Arderea lemnului.....	300
5.5.5.2 Arderea cărbunilor	301
5.5.5.3 Arderea brichetelor	301
5.5.6. Arzătoare de combustibil gazos	301
5.5.6.1 Arzătoare cu aer aspirat.....	301
5.5.6.2 Arzătoare cu aer insuflat	301
5.5.7. Arzătoare de combustibil lichid	303
5.5.8. Arzătoare mixte de gaze-lichid	305
5.5.9. Reducerea emisiilor poluante.....	305
5.5.9.1 Emisii de CO și CO ₂	306
5.5.9.2 Emisii de NO _x	306
5.5.10. Dimensionarea instalațiilor de gospodărire a combustibilului	307
5.5.10.1 Consumul de combustibil	307
5.5.10.1.1 Consumul de combustibil orar.....	307
5.5.10.1.2 Consumul de combustibil zilnic	308
5.5.10.1.3 Consumul de combustibil în lună de vârf	308
5.5.10.1.4 Consumul de combustibil în perioada de încălzire.....	309

5.5.10.1.5 Consumul anual de combustibil.....	310
5.5.10.2 Dimensionarea principalelor elemente ale instalațiilor de ardere a combustibililor	310
5.5.10.2.1 Puterea termică a arzătoarelor.....	310
5.5.10.2.2 Rezervorul de consum zilnic al combustibilului lichid	310
5.5.10.2.3 Depozitarea combustibilului.....	311
5.5.10.2.4 Dimensionarea conductelor	311
5.5.10.2.5 Alegerea pompelor de combustibil	312
- Exemplu de calcul.....	311
5.5.11. Amplasarea și montarea rezervoarelor de combustibil	312
5.5.11.1 Amplasarea și montarea rezervorului de consum zilnic	312
5.5.11.2 Amplasarea și montarea rezervoarelor de depozitare	312
5.5.11.2.1 Rezervoare pentru combustibil lichid.....	312
5.5.11.2.2 Rezervoare pentru G.P.L.	313
5.6. Evacuarea gazelor de ardere	313
5.6.1. Soluții constructive	313
5.6.1.1 Coșul de fum	313
5.6.1.2 Canalul de fum	315
5.6.2. Calculul coșului de fum.....	315
5.6.2.1 Coșul pentru cazane folosind arzătoare cu aer aspirat (atmosferice)	316
5.6.2.1.1 Tirajul coșului	316
5.6.2.1.2 Calculul preliminar al dimensiunilor coșului.....	316
5.6.2.1.3 Calculul de verificare a coșului.....	316
5.6.2.2 Coșul pentru cazane folosind arzătoare cu aer insuflat (presurizate cu presiune zero la bază).....	317
5.6.3. Coșul și influența vaporilor de apă din gazele de ardere	317
5.6.3.1 Coșul funcționând cu condensare	317
5.6.3.2 Coșul funcționând fără condensare.....	318
5.6.4. Calculul coșului cu cămașă exterioară de aer	318
5.6.5. Optimizarea coșului	318
5.6.5.1 Optimizarea coșului cu tiraj impus	318
5.6.5.2 Optimizarea coșului cu înălțime impusă (tiraj zero la bază).....	319
- Exemple de calcul.....	319
5.6.6. Calculul coșurilor pe baza normelor de mediu.....	320
5.6.6.1 Calculul înălțimii minime a coșului pentru centrale termice independente sau alăturate unui imobil izolat.....	321
5.6.6.2 Calculul înălțimii minime a coșului unei centrale amplasate în subsolul clădirii sau alăturată acesteia, înconjurată de alte imobile	321
5.6.7. Supraînălțarea coșului	321
- Exemplu de calcul.....	321
5.7 Protecția atmosferei	322
5.7.1. Înălțimea și secțiunea coșului pentru evacuarea gazelor de ardere.....	322
5.7.2. Evaluarea efluenților gazoși emiși și a concentrațiilor de poluanți la emisie	323
5.7.3. Evaluarea concentrațiilor de poluant la imisie	324
5.7.3.1 Evaluarea concentrațiilor de poluanți la imisie pentru surse joase.....	325
5.7.3.2 Evaluarea concentrațiilor de poluanți la imisie pentru surse joase sau înalte.....	325
5.7.4. Exemplu de calcul pentru surse punctiforme joase și înalte	326
5.8. Sisteme de reglare autonomă pentru centrale termice	330
5.8.1. Elemente generale: rol, principii, funcții, metode de reglare automată	330
5.8.2. Elemente componente ale unui S.R.A.: regulatoare, traductoare, organe de reglare (vane, servomotoare, robinete termostactice)	332
5.8.3. Sisteme de reglare automată pentru centrale termice cu apă caldă	333
5.8.3.1 Reglarea automată a centralelor termice cu un cazan.....	333
5.8.3.2 Reglarea automată a centralelor termice cu mai multe cazane.....	336
5.8.3.2.1 Centrale termice cu mai multe cazane de același tip, cu funcționare în cascadă, cu vane de izolare motorizate cu două căi, cu racordare directă (cuplată), pentru încălzire și preparare apă caldă de consum.....	338
5.8.3.2.2 Centrale termice cu mai multe cazane de același tip, cu funcționare în cascadă, cu pompă și vană de izolare cu trei căi pe fiecare cazan, cu racordarea decuplată prin butelie de egalizare a presiunilor și reglare independentă pentru fiecare consumator	339

5.8.3.2.3 Centrale termice cu mai multe cazane de același tip, cu funcționare în cascadă, cu pompă și vană de izolare cu două căi pe fiecare cazan, cu racordarea decuplată prin butelie de egalizare a presiunilor și reglare independentă pentru fiecare consumator	339
5.8.3.2.4 Centrale termice cu mai multe cazane de același tip, cu funcționare în cascadă, cu pompă și vană de izolare cu trei căi pe fiecare cazan, cu racordarea decuplată prin butelie de egalizare a presiunilor și reglare independentă pentru fiecare consumator	339
5.8.3.2.5 Centrală termică mixtă, cu un cazan cu recuperator și cazane standard, cu funcționare în cascadă, cu pompă și vană de izolare cu două căi pe fiecare cazan, cu racordare decuplată prin butelie de egalizare a presiunilor și reglare independentă pentru fiecare consumator	342
5.8.3.2.6 Centrală termică pentru producerea aburului de joasă temperatură, cu două cazane cu funcționare în cascadă, cu alimentare cu condensat prin pompare	343

6 ECHIPAMENTE ȘI MATERIALE

6.1. Corpuri de încălzire	350
6.1.1. Criterii privind utilizarea corpurilor de încălzire	350
6.1.2. Clasificarea corpurilor de încălzire	351
6.1.3. Radiatoare din elemente	351
6.1.3.1 Radiatoare din fontă	351
6.1.3.2 Radiatoare din aluminiu	351
6.1.3.3 Radiatoare din oțel	353
6.1.4. Radiatoare-panou	353
6.1.5. Corpuri de încălzire tubulare	355
6.1.5.1 Serpentine	355
6.1.5.2 Registre clasice	355
6.1.5.3 Corpuri de încălzire speciale pentru grupuri sanitare	355
6.1.6. Radiatoare din țevă și tablă	357
6.1.7. Convectoare	357
6.1.8. Amplasarea, montarea și racordarea corpurilor de încălzire	359
6.1.8.1 Amplasarea	359
6.1.8.2 Montarea	359
6.1.8.3 Racordarea	359
6.1.9. Alegerea și dimensionarea corpurilor de încălzire	360
- Exemple de calcul	360
6.1.9.1 Alegerea tipului de corp de încălzire	360
6.1.9.2 Dimensionarea corpurilor de încălzire	360
6.1.9.2.1 Varianta cunoașterii puterii termice nominale pe element	360
6.1.9.2.2 Varianta cunoașterii puterii termice nominale pe unitate de lungime	361
6.1.9.2.3 Varianta cunoașterii puterii termice nominale pe Φ_n [W/corp] a fiecărei tipodimensiuni de corp de încălzire	361
6.1.9.2.4 Varianta cunoașterii puterii termice pe Φ [W/corp] a fiecărei tipodimensiuni de corp de încălzire	361
6.1.9.2.5 Varianta înlocuirii unor corpuri de încălzire existente	361
6.2. Cazane	362
6.2.1. Clasificarea cazanelor	362
6.2.2. Criterii privind execuția și alegerea cazanelor	362
6.2.3. Cazane de apă caldă	363
6.2.3.1 Cazane murale	363
6.2.3.2 Cazane cu condensatie	367
6.2.3.3 Cazane de apă caldă ignitubulare orizontale	372
6.2.3.4 Cazane de apă caldă ignitubulare verticale	373
6.2.3.5 Cazane de apă caldă acvatubulare din fontă	374
6.2.3.6 Cazane de apă caldă acvatubulare din oțel	374
6.2.3.7 Cazane de apă caldă funcționând cu combustibil solid	376
6.2.3.8 Cazane de apă caldă electrice	376
6.2.4. Cazane de apă fierbinte	377
6.2.4.1 Cazane de apă fierbinte ignitubulare	377
6.2.4.2 Cazane de apă fierbinte acvatubulare	378
6.2.5. Cazane de abur	378
6.2.5.1 Cazane de abur de joasă presiune	378

6.2.5.2 Cazane de abur de presiune medie și înaltă	378
6.2.6. Cazane cu fluid diatermic	378
6.2.7. Cazane recuperatoare	379
6.2.8. Recuperatoare de căldură cu condensatie	379
6.3. Pompe.....	380
6.3.1. Caracteristicile hidraulice și termice ale pompelor	380
6.3.1.1 Curbele caracteristice	380
6.3.1.2 Funcționarea pompelor în instalații.....	380
6.3.1.2.1 Punct de funcționare	380
6.3.1.2.2 Cuplarea pompelor	380
6.3.1.2.3 Cavitația pompelor.....	380
- Exemplet de calcul.....	381
6.3.1.2.4 Influența caracteristicilor fluidelor.....	382
6.3.2. Pompe de circulație	382
6.3.3. Pompe de presiune ridicată.....	382
6.3.4. Pompe de combustibil	382
6.3.5. Reglarea pompelor	383
6.3.5.1 Necesitatea reglării pompelor	383
6.3.5.2 Posibilitatea de reglare.....	383
6.3.5.3 Reglarea turatiei pompei în funcție de presiunea diferențială.....	384
6.3.5.4 Reglarea turatiei pompei la presiunea constantă.....	384
6.3.5.5 Reglarea turatiei pompei în funcție de ecartul de temperatură	385
6.3.5.6 Reglarea turatiei pompei în funcție de ecartul de temperatură $\Delta\theta$ și de temperatura exterioară θ_e	386
6.3.6. Alegerea pompelor de circulație	386
- Exemplet de calcul.....	386
6.3.7. Montarea pompelor	387
6.4. Schimbătoare de căldură.....	397
6.4.1. Criterii de clasificare a schimbătoarelor de căldură	397
6.4.2. Schimbătoare de căldură multitubulare.....	398
6.4.3. Schimbătoare de căldură cu plăci.....	399
6.4.4. Calculul schimbătoarelor de căldură	400
- Exemplet de calcul.....	400
6.4.4.1 Calculul schimbătoarelor de căldură tubulare.....	400
6.4.4.2 Calculul schimbătoarelor de căldură cu plăci.....	402
6.5. Aparate de încălzire a aerului	405
6.5.1. Criterii privind utilizarea aparatelor de încălzire a aerului.....	405
6.5.2. Aeroterme	405
6.5.2.1 Clasificarea aerotermelor	405
6.5.2.2 Aeroterme cu ventilator axial	406
6.5.2.3 Aeroterme cu ventilator centrifugal.....	409
6.5.2.4 Aeroterme cu gaz	410
6.5.3.1 Clasificarea generatoarelor de aer cald.....	411
6.5.3.2 Generatoare de aer cald fixe	411
6.5.3.3 Generatoare de aer cald mobile	413
6.5.3.4 Generatoare de aer cald „bi-energie“	413
6.5.3. Generatoare de aer cald.....	410
6.5.4. Măsuri de siguranță la foc și explozie	414
6.6. Materiale și elemente comune instalațiilor de încălzire	415
6.6.1. Tevi.....	415
6.6.1.1 Tevi din oțel	415
6.6.1.1.1 Caracteristici principale	415
6.6.1.1.2 Îmbinarea țevilor	415
6.6.1.1.3 Susținerea și prinderea țevilor.....	418
6.6.1.1.4 Preluarea dilatării țevilor	418
6.6.1.2 Tevi din materiale cu structura termoplastică.....	418
6.6.1.2.1 Caracteristici principale	418
6.6.1.2.2 Îmbinarea țevilor	420
6.6.1.2.3 Susținerea și prinderea țevilor.....	421

6.6.1.2.4 Preluarea dilatării țevilor din materiale plastice.....	421
6.6.1.3 Țevi din cupru.....	421
6.6.1.4 Țevi preizolate.....	422
6.6.2. Robinete de reglare la corpurile de încălzire	423
6.6.2.1 Robinete manuale.....	423
6.6.2.1.1 Robinete cu simplă reglare	423
6.6.2.1.2 Robinete cu dublă reglare.....	424
6.6.2.2 Armături de reglare pe conducta de întoarcere.....	425
- Exemplu de calcul.....	426
6.6.2.3 Robinete termostactice	426
- Exemplu de calcul.....	426
6.6.2.4 Robinete cu 4 căi	429
- Exemplu de calcul.....	429
6.6.3. Robinete de închidere pe conducte	431
6.6.3.1 Robinete cu ventil sferic.....	431
6.6.3.2 Robinete cu ventil înclinat.....	433
6.6.3.3 Robinete cu ventil drept.....	433
6.6.3.4 Robinete cu sertar	434
6.6.4. Robinete de echilibrare hidraulică	434
6.6.5. Robinete (clapete) de reținere.....	436
6.6.6. Clapetă antitermosifon	436
6.6.7. Robinete de dezaerisire.....	437
6.6.8. Robinete de golire.....	437
6.6.9. Supape de siguranță	437
6.6.10. Reglatoare cu acțiune directă.....	437
6.6.11. Vane de amestec.....	439
6.6.12. Reductoare de presiune.....	439
6.6.13. Aparate pentru măsurarea debitelor	439
6.6.14. Aparate pentru măsurarea presiunii.....	440
6.6.15. Aparate pentru măsurarea temperaturii.....	440
6.6.16. Contoare pentru măsurarea consumului de căldură	440
6.6.16.1 Caracteristici principale	440
6.6.16.2 Tipuri constructive	441
6.6.16.2.1 Contoare de căldură monobloc	441
6.6.16.2.2 Contoare de căldură combinate	441
6.6.16.2.3 Înregistratoare de temperatură.....	444
6.7. Izolarea termică	446
6.7.1. Materiale termoizolante	446
6.7.2. Executarea izolației termice	446
6.7.3. Grosimea izolației termice.....	447
- Exemple de calcul.....	448
7. METODOLOGIA DE CALCUL A PERFORMANȚEI ENERGETICE A INSTALAȚIILOR DE ÎNCĂLZIRE	
7.1. Recomandări privind necesitatea asigurării performanței energetice a clădirilor	450
7.1.1. Dispoziții generale ale Legii nr. 372/2005	450
7.1.2. Definiții cuprinse în Legea 372/2005	450
7.1.3. Metodologia de calcul a performanțelor energetice al clădirilor.....	450
7.1.4. Cerințele de performanță energetică a clădirilor.....	450
7.1.5. Certificatul de performanță energetică a clădirii.....	451
7.1.6. Inspecția cazanelor.....	451
7.1.7. Inspecția sistemelor de climatizare.....	451
7.1.8. Experți independenți.....	451
7.2. Metodologia de aplicare a legii nr.372/2005 privind Performanța Energetică a clădirilor.....	451
7.2.1. Auditul energetic al clădirilor existente și al instalațiilor aferente acestora.....	452
7.2.2. Analiza termică și energetică a clădirilor aferente	452
7.2.3. Măsurile de creștere a performanței energetice pentru clădire și a instalațiilor aferente și prezentarea de recomandări pentru utilizator în vederea elaborării studiului de fezabilitate.....	452
7.2.4. Certificatul de performanță energetică a clădirii.....	452

7.2.5. Inspecția cazanelor și expertiza tehnică a centralelor termice și a instalațiilor de încălzire	452
7.2.6. Inspecția sistemelor de climatizare.....	453
7.2.7. Auditul energetic, respectiv expertul tehnic.....	453
7.3. Metodologia de calcul privind performanța energetică a clădirilor - instalații de încălzire Mc 001/II-1-2006	453
7.3.1. Consumul de energie pentru încălzirea clădirilor.....	454
7.3.2. Zonarea sistemului de încălzire și etapa de calcul.....	454
7.3.3. Conturul spațiului încălzit	455
7.3.4. Zone termice.....	455
7.3.4.1 Clădiri cu încălzire continuă.....	455
7.3.4.2 Clădiri cu încălzire intermitentă.....	456
7.3.5. Date de calcul	457
7.3.6. Necesarul de energie (căldură) pentru încălzirea unei clădiri.....	457
7.3.6.1 Metoda de calcul lunară	457
7.3.6.2 Metoda de calcul pe sezonul de încălzire (metoda simplificată)	457
7.3.7. Calculul pierderilor de căldură ale clădirii.....	458
7.3.7.1 Încălzire continuă – calcul pentru o singură zonă.....	458
7.3.7.2 Încălzire cu intermitență – calcul pentru o singură zonă.....	458
7.3.7.3 Coeficientul de pierderi de căldură al clădirii	458
7.3.7.4 Clădire cu pierderi de căldură semnificative prin sol	458
7.3.8. Aporturi de căldură.....	459
7.3.8.1 Degajări de căldură interne.....	459
7.3.9. Aporturi solare	459
7.3.9.1 Ecuația de bază.....	459
7.3.9.2 Aria receptoarelor echivalente a elementelor vitrate.....	459
7.3.9.3 Transmitanța totală la energia solară a vitrajelor	459
7.3.9.4 Factori de umbră	459
7.3.9.5 Elemente speciale.....	459
7.3.10. Aportul total de căldură	459
7.3.10.1 Factorul de utilizare și aporturile de căldură η	459
7.3.10.1.1 Raportul aporturi/pierderi.....	459
7.3.10.1.2 Constanta de timp a clădirii.....	459
7.3.10.1.3 Capacitatea termică interioară a clădirii	460
7.3.10.1.4 Calculul factorului de utilizare	460
7.3.11. Calculul pierderilor de căldură ale instalației de încălzire	460
7.3.11.1 Pierderi de căldură ale sistemului de transmisie, Q_{em}	461
7.3.11.2 Pierderi de căldură cauzate de distribuția neuniformă a temperaturii interioare, $Q_{em, str}$	461
7.3.11.3 Pierderi de căldură cauzate de eficiența reglării, $Q_{em, c}$	461
7.3.12. Pierderi de căldură ale sistemului de distribuție.....	461
7.3.12.1 Pierderi de căldură pe rețeaua de distribuție interioară	461
7.3.12.2 Pierderi de căldură ale elementelor anexe.....	461
7.3.12.3 Pierderi de căldură recuperabile și nerecuperabile.....	461
7.3.12.4 Calculul coeficientului de transfer de căldură	462
7.3.13. Pierderi de căldură și performanța generatorului de căldură.....	462
7.3.13.1 Pierderi de căldură la nivelul generatorului	462
7.3.13.2 Necesarul de energie la nivelul sursei.....	462
7.3.13.3 Consumul de combustibil la nivelul sursei.....	462
7.3.14. Energia recuperabilă din consumul auxiliar de energie electrică	462
7.3.15. Calculul energiei primare și a emisiilor de CO ₂	462
7.3.15.1 Energia primară.....	462
7.3.15.2 Performanța energetică primară a instalațiilor de încălzire.....	463
7.3.15.3 Emisia de CO ₂	463
7.3.16. Consumul specific de energie pentru încălzire	463
7.4. Normativ pentru expertizarea termică și energetică a clădirilor existente și a instalațiilor de încălzire și pentru prepararea apei calde de consum, aferent acestora, NP 048-2000	463
7.4.1. Performanța energetică a clădirilor – încălzirea spațiilor	463
7.4.2. Necesarul de căldură al incintelor ocupate/locuite – încălzire continuă.....	463
7.4.2.1 Fluxul termic disipat prin elementele de construcție opace	463
7.4.2.2 Fluxul termic caracteristic elementelor de construcție transparente	465

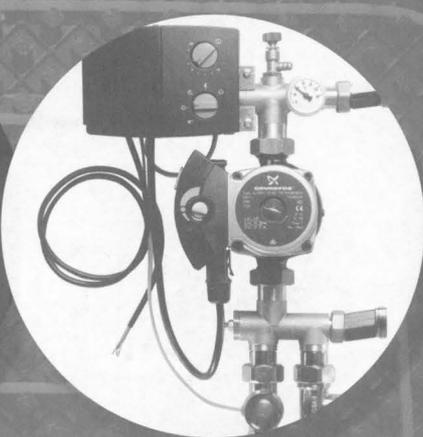
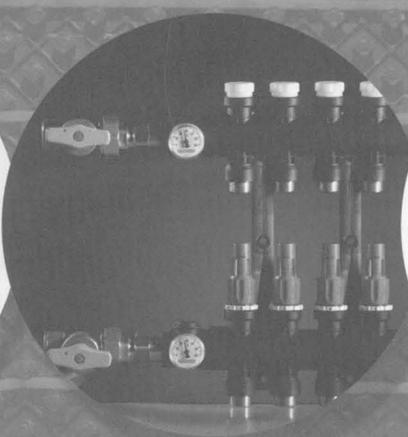
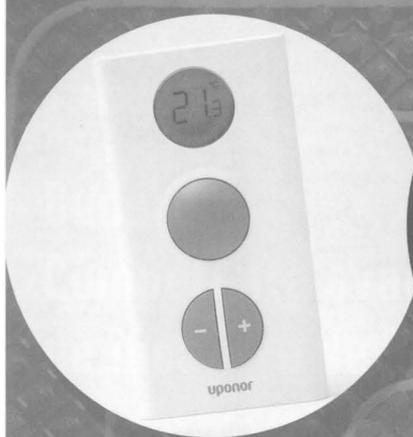
7.4.2.3 Fluxul termic total disipat prin transmisie (pereți și ferestre).....	466
7.4.2.4 Temperatura medie volumică a aerului dintr-o încălțată cu regim termic controlat ($\theta_i = \theta_{i0}$).....	466
7.4.2.5 Fluxul termic necesar modificării entalpiei aerului infiltrat prin rosturile mobile (dinspre mediul natural).....	466
7.4.2.6 Fluxul termic datorat activității umane	466
7.4.2.7 Bilanțul termic la nivelul conturului termodinamic al unei încălțate direct – zona principală.....	466
7.4.2.8 Numărul corectat de grade – zile și durata sezonului de încălțare – zona principală a clădirii	467
7.4.2.9 Valorile „ h_a ” la nivel de clădire	467
7.4.2.10 Rezistențe termice corectate.....	467
7.4.3. Parametrii termodinamici ai spațiilor neîncălțate sau aflate la temperaturi sensibil diferite de cea a zonei principale.....	468
7.4.3.1. Rosturi închise/deschise.....	468
7.4.3.2. Spații interioare ale clădirii (pod, casa scării, subsol etc).....	468
7.4.3.2.1. Transferul monofazic de căldură prin sol (fig. 7.4.8)	469
7.4.3.3. Fluxul termic cedat de echipamentele din instalații.....	469
7.4.3.3.1. Fluidul termic cedat de corpurile de încălțare amplasate în zonele secundare - cantitatea de căldură	469
7.4.3.3.2. Cantitatea de căldură transmisă de conducte	469
7.4.3.3.3. Cantitatea de căldură transmisă de mantaua boilerului amplasat în subsol.....	469
7.4.4. Consumul anual de căldură pentru încălțarea spațiilor - încălțare continuă	470
7.4.4.1 Randamente ale furnizării căldurii.....	470
7.4.4.2 Consum și consum specific de căldură.....	470
7.4.4.3 Caracteristica de reglare a furnizării căldurii într-o clădire existentă.....	470
7.4.4.3.1 Scopul activității de reglare a furnizării căldurii pentru încălțarea continuă a unei clădiri	470
7.4.4.3.2 Definierea funcției de reglare	471
7.4.5. Încălțarea intermitentă a clădirilor existente - consum de căldură	471
7.4.6. Principiul metodologic	472
7.5. Auditul energetic.....	472
7.5.1. Domeniul de aplicare	472
7.5.2. Evaluarea performanțelor energetice ale clădirilor	472
7.5.2.1 Investigarea preliminară a clădirilor	472
7.5.2.1.1 Analiza cărții tehnice a clădirii, respectiv a documentației care a stat la baza execuției clădirii.....	472
7.5.2.1.2 Analiza elementelor caracteristice privind amplasarea clădirii în mediul construit.....	472
7.5.2.1.3 Evaluarea stării actuale a clădirii	472
7.5.2.1.4 Prelevarea de probe fizice în vederea:	473
7.5.2.2 Determinarea performanțelor energetice și a consumului anual de energie al clădirii pentru încălțarea spațiilor	473
7.5.2.3 Concluzii asupra evaluării.....	473
7.5.3. Indicatori economici	473
7.5.3.1 Valoarea netă actualizată (VNA).....	473
7.5.3.2 Durata de recuperare a investiției suplimentare (N_R).....	474
7.5.3.3 Costul unității de energie	474
7.5.3.3.1 Costul specific al cantității de energie economisită	474
7.5.3.3.2 Costul specific al căldurii consumate.....	474
7.5.4. Elaborarea Raportului de Audit Energetic	474
7.6. Certificatul de performanță energetică a clădirii.....	474
7.6.1. Certificatul de performanță energetică a clădirilor (C.P.E.).....	474
7.6.1.1 Etape necesare	475
7.6.1.2 Documente necesare.....	475
7.6.1.3 Condiții de acordare.....	475
7.6.1.4 Date privind evaluarea P.E.C. - fila 1 (față).....	475
7.6.1.5 Date privind evaluarea P.E.C. - Anexa I	476
7.6.2. Metodologia de notare	476
8. SISTEME DE ÎNCĂLțARE PENTRU UNELE CATEGORII DE CLĂDIRI	
8.1. Clădiri de locuit	478
8.1.1. Locuințe unifamiliale	478
8.1.1.1 Încălțarea locală cu sobe.....	478
8.1.1.2 Încălțarea locală cu aparate speciale.....	479

8.1.1.3 Încălzirea individuală centralizată.....	480
8.1.1.3.1 Încălzirea cu apă caldă	480
8.1.1.3.2 Încălzirea cu aer cald	482
8.1.2. Locuințe multifamiliale	482
8.1.2.1 Încălzirea de apartament.....	482
8.1.2.2 Încălzirea centrală cu distribuție pe apartament.....	483
8.1.2.3 Sursa termică.....	483
8.2. Săli de spectacole.....	484
8.2.1. Sisteme de încălzire	484
8.2.2. Date de calcul	484
8.3. Clădiri cu caracter special	485
8.3.1. Încălzirea bisericilor	485
8.3.2. Încălzirea muzeelor	486
8.4. Clădiri comerciale, bănci și construcții similare.....	486
8.5. Spitale	487
8.5.1. Microclimatul în spitale	488
8.5.2. Sisteme de încălzire	488
8.5.3. Sursă termică.....	488
8.5.4. Consumuri de energie termică.....	489
8.6. Săli de sport	489
8.6.1. Săli de sport comune.....	489
8.6.2. Piscine.....	490
8.7. Clădiri industriale	491
9. EXPLOATAREA ȘI ÎNTREȚINEREA INSTALAȚIILOR DE ÎNCĂLZIRE	
9.1. Reglementări privind exploatarea și întreținerea instalațiilor de încălzire	494
9.2. Punerea în funcțiune a instalațiilor	494
9.3. Recepția lucrărilor.....	495
9.3.1. Recepția la terminarea lucrărilor	495
9.3.2. Recepția finală	495
9.4. Cartea tehnică a construcției.....	495
9.4.1. Documentele privind proiectarea, execuția și recepția.....	495
9.4.2. Documentele privind exploatarea, întreținerea și repararea	496
9.5. Exploatarea instalațiilor de încălzire	496
9.5.1. Prevederi generale.....	496
9.5.2. Reglarea instalațiilor	496
9.5.3. Regimul chimic al agenților termici	496
9.5.4. Protecția, siguranța și igiena muncii.....	496
9.5.5. Prevenirea și stingerea incendiilor	497
9.6. Exploatarea centralelor termice	497
9.7. Exploatarea rețelelor termice de distribuție exterioare	497
9.8. Exploatarea instalațiilor interioare	497
9.9. Întreținerea și reviziile instalațiilor de încălzire	497
II ALIMENTAREA CU CĂLDURĂ	
10. CARACTERISTICILE GENERALE ALE ALIMENTĂRII CU CĂLDURĂ	
10.1. Structura necesarului de căldură în ansamblurile urbane și industriale	500
10.1.1. Clădirile alimentate cu căldură	500
10.1.2. Necesarul de căldură	500
10.1.2.1 Necesarul de căldură pentru încălzirea clădirilor	500
10.1.2.1.1 Metode de calcul al necesarului orar de căldură	500
10.1.2.1.2 Variația necesarului de căldură pentru încălzirea clădirilor.....	501
10.1.2.1.3 Necesarul anual de căldură pentru încălzire	502
10.1.2.2 Necesarul de căldură pentru ventilare și climatizare.....	502
10.1.2.2.1 Calculul necesarului orar maxim de căldură	502
10.1.2.2.2 Variația necesarului orar de căldură pentru ventilare și climatizare.....	503
10.1.2.3 Necesarul de căldură pentru prepararea apei calde de consum	503

10.1.2.3.1	Calculul necesarului maxim (mediu) orar de căldură pentru prepararea apei calde de consum.....	503
10.1.2.3.2	Variația necesarului de căldură pentru prepararea apei calde de consum.....	503
10.1.2.4	Necesarul de căldură tehnologic.....	503
10.1.2.5	Necesarul de căldură în alimentarea ansamblurilor urbane.....	503
10.1.2.5.1	Necesarul de căldură urban.....	504
10.1.2.5.2	Curba clasată a necesarului de căldură urban.....	504
10.2.	Eficiența soluțiilor de alimentare cu căldură.....	504
10.2.1.	Criteriul cheltuielilor de calcul.....	504
10.2.2.	Criteriul cheltuielilor totale actualizate (CTA).....	505
10.2.3.	Criteriul duratei de recuperare.....	505
10.3.	Structura externă a sistemelor de alimentare centralizată cu căldură.....	505
10.3.1.	Surse de energie.....	505
10.3.2.	Agentul termic.....	506
10.3.3.	Rețele de transport și distribuție.....	506
10.3.4.	Racordarea consumatorilor.....	507
10.4.	Surse de energie.....	508
10.4.1.	Criterii privind alegerea surselor de energie.....	508
10.4.2.	Clasificarea centralelor.....	508
10.4.3.	Economia de combustibil realizată prin termoficare.....	509
10.4.4.	Scheme de centrale de termoficare echipate cu turbine de abur.....	509
10.4.5.	Centrale cu turbine de gaz (ITG).....	510
10.4.5.1	ITG în circuit deschis.....	511
10.4.5.2	ITG în circuit închis.....	511
10.4.6.	Centrale cu ciclu mixt abur-gaze.....	511
10.4.7.	Centrale cu motoare Diesel.....	512
10.4.8.	Centrale termice.....	512
10.4.8.1	Centrale termice de apă fierbinte.....	513
10.4.8.2	Centrale termice de abur de medie presiune.....	514
10.4.9.	Sarcina termică a centralelor de termoficare urbană.....	515
10.4.10.	Sarcina termică a centralelor de termoficare industrială.....	515
11.	REȚELE TERMICE DE TRANSPORT ȘI DISTRIBUȚIE	
11.1.	Elemente privind construcția rețelelor termice.....	518
11.1.1.	Criterii privind construcția rețelelor termice.....	518
11.1.2.	Amplasarea subterană în canale.....	518
11.1.2.1	Canale circulabile.....	518
11.1.2.2	Canale semicirculabile.....	518
11.1.2.3	Canale necirculabile.....	518
11.1.3.	Amplasarea subterană fără canal.....	518
11.1.4.	Amplasarea aeriană.....	519
11.1.5.	Țevi, elemente de legătură.....	519
11.1.6.	Reazeme mobile.....	521
11.1.7.	Reazeme fixe.....	521
11.1.8.	Compensatoare de dilatare.....	522
11.1.8.1	Compensatoare curbate în formă de „U“.....	523
11.1.8.2	Compensatoare cu presgarnitură.....	523
11.1.8.3	Compensatoare natural elastice.....	523
11.1.8.4	Compensatoare lenticulare (cu burduf).....	524
11.2.	Calculul hidraulic al rețelelor termice.....	524
11.2.1.	Calculul hidraulic al rețelelor de apă fierbinte.....	525
-	Exemplu de calcul.....	526
11.2.2.	Graficul piezometric al rețelelor de apă fierbinte.....	527
11.2.3.	Graficul piezometric al rețelelor de condensat aferente rețelelor de abur de presiune medie.....	529
11.2.4.	Calculul hidraulic al rețelelor de abur de presiune medie.....	529
-	Exemplu de calcul.....	532
11.3.	Calculul termic al rețelelor termice.....	534
11.3.1.	Calculul pierderilor de căldură.....	534
11.3.1.1	Pierderi de căldură datorate scăpărilor de fluid prin zonele neetanșe ale sistemului.....	534

11.3.1.2 Pierderi de căldură prin transfer termic în mediul înconjurător.....	534
- Exemple de calcul.....	535
11.3.2. Calculul căderii de temperatură.....	539
11.3.3. Verificarea temperaturii la suprafața exterioară a izolației termice	539
11.3.4. Calculul grosimii optime a stratului de izolație termică.....	540
11.4. Calculul mecanic al rețelelor termice	540
11.4.1. Considerații privind calculul mecanic	540
11.4.2. Calculul grosimii pereților conductelor	540
- Exemplu de calcul.....	540
11.4.3. Calculul distanței între reazemele mobile și fixe.....	542
- Exemplu de calcul.....	543
11.4.4. Calculul configurațiilor natural elastice	543
11.4.4.1 Calculul unei configurații natural elastice în formă de „L”	543
11.4.4.2 Calculul unei configurații natural elastice în formă de „Z”	545
11.4.5. Calculul compensatoarelor curbate în formă de „U”.....	546
- Exemplu de calcul.....	547
11.4.6. Calculul compensatoarelor lenticulare (cu burduf).....	548
- Exemplu de calcul.....	548
11.4.7. Calculul forțelor în reazemele fixe	549
11.4.7.1 Forțe de frecare din reazemele mobile	549
11.4.7.2 Forțe de reacțiune elastică din compensatoarele elastice sau lenticulare	550
11.4.7.3 Forțe de frecare în compensatoarele axiale cu presgarnitură.....	550
11.4.7.4 Forța de presiune interioară.....	550
11.4.8. Verificarea rezistenței țevilor în secțiunea cu solicitare maximă	551
11.4.9. Calculul mecanic în ipoteza utilizării conductelor preizolate	551
11.4.9.1 Elemente generale de proiectare	551
11.4.9.2 Configurații elastice	552
11.4.9.3 Calculul deformațiilor termice (generate de variațiile de temperatură).....	553
11.5. Executarea rețelelor termice	554
11.5.1. Probleme generale.....	554
11.5.2. Executarea rețelelor termice amplasate subteran, în canal	554
11.5.3. Executarea rețelelor termice amplasate direct în sol, utilizând țevi preizolate cu spumă de poliuretan.....	554
12. REGLAREA FURNIZĂRII CĂLDURII	
12.1. Principii	556
12.2. Construcțiile în procesul de încălzire	556
12.3. Soluții de reglare	557
12.4. Calculul graficelor de reglare.....	558
12.4.1. Racordarea directă.....	558
12.4.2. Racordarea directă, cu amestec.....	559
12.4.3. Racordarea indirectă	559
12.5. Influența vitezei vântului asupra parametrilor de furnizare a căldurii pentru încălzire	560
13. INSTALAȚII DE TRANSFORMARE A PARAMETRILOR	
13.1. Stațiile de transformare.....	564
13.2. Soluții privind racordarea consumatorilor la rețelele de apă fierbinte (apă caldă)	564
13.2.1. Racordarea instalațiilor aferente clădirilor industriale	564
13.2.1.1 PUNCT TERMIC de hală cu racordare directă simplă	564
13.2.2. Racordarea instalațiilor aferente clădirilor civile.....	566
13.2.2.1 Criterii privind racordarea instalațiilor la rețelele de apă fierbinte (apă caldă).....	566
13.2.2.2 Racordarea directă cu amestec prin pompe a instalațiilor de încălzire și prepararea apei calde de consum într-o treaptă, în paralel cu sistemul de încălzire.....	566
13.2.2.3 Racordarea directă cu amestec prin pompe a instalațiilor de încălzire și prepararea apei calde de consum într-o treaptă, în serie cu sistemul de încălzire, cu injecție și acumulare	567
13.2.2.4 Racordarea indirectă a instalațiilor de încălzire și preparare a apei calde de consum în două trepte serie-paralel	569
13.2.2.5 Racordarea indirectă a instalațiilor de încălzire și preparare a apei calde de consum în	

două trepte - serie	570
13.2.2.6 Substații de ansamblu urban și puncte termice la consumatori	570
13.3. Soluții privind racordarea consumatorilor la rețelele de abur de presiune medie	571
13.4. Proiectarea instalațiilor de racordare a consumatorilor la rețelele termice	572
13.4.1. Măsuri privind proiectarea.....	572
13.4.2. Etapele elaborării proiectului.....	572
13.4.3. Alegerea schimbătoarelor de căldură pentru încălzire.....	572
13.4.4. Alegerea schimbătoarelor de căldură pentru prepararea apei calde de consum.....	572
13.4.4.1 Sarcina termică.....	572
13.4.4.2 Temperaturile agentului termic primar.....	573
13.4.4.3 Debitul de agent termic primar.....	573
13.4.5. Alegerea pompelor	573
13.4.6. Alegerea robinetelor de reglare în cazul apei ca agent termic.....	574
13.4.6.1 Alegerea caracteristicii intrinseci a robinetului și a autorității de reglare	575
13.4.6.2 Stabilirea coeficientului specific de debit și a robinetului de reglare	575
13.4.6.3 Verificarea producerii cavitației în robinetele de reglare.....	576
13.4.6.4 Stabilirea pierderii de sarcină în robinetul de reglare manual R_m din schemele PT	577
13.4.7. Caracteristicile pompelor de adaos.....	577
13.4.8. Instalația de expansiune-asigurare	578
13.5. Echipamente și materiale pentru puncte termice	578



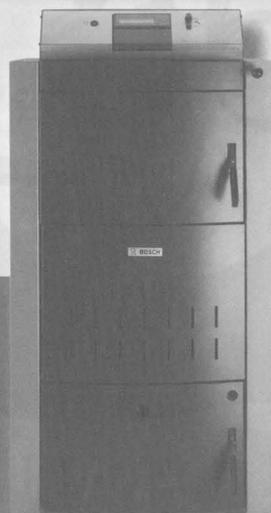
Soluții avansate de încălzire prin pardoseală

uponor
simply more

Uponor Reprezentantă
Adresa: Str. Reînvierii Nr. 3-5, Et. 3
Sector 2, 021121 București
Telefon: 004 031 805 33 91
004 031 805 33 92
Fax: 004 031 805 33 95
info-ro@uponor.com
www.uponor.ro

Starea de bine

creată de soluțiile eficiente
și ecologice de la Bosch
pentru încălzire și apă caldă



Centrale termice
Boilere apă caldă
Încălzitoare de apă

Panouri și instalații solare
Cazane cu combustibil solid
Pompe de căldură



BOSCH

Tehnică pentru o viață

[Aer]

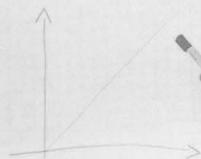
[Apă]

[Pământ]

[Buderus]

- cazane de apă caldă din fontă și oțel
- cazane de aburi
- cazane cu combustibil solid
- centrale termice
- panouri și instalații solare
- pompe de căldură

- SITUATION
- STRATEGY
- GOALS



Buderus.

**Competență avansată în sisteme profesionale
de încălzire de înaltă eficiență energetică.**

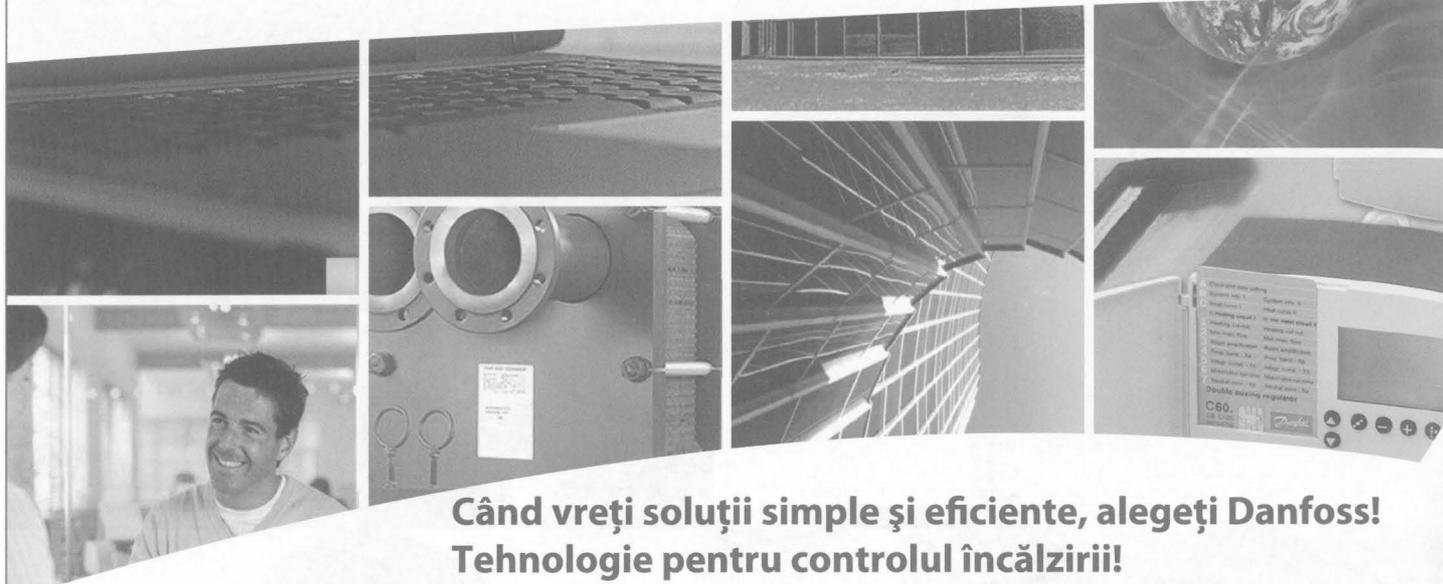
Pentru aplicații în domeniul rezidențial, comercial și industrial.

Echipamentele de încălzire Buderus reprezintă elemente de referință în ceea ce privește robustețea, construcția modulară și capacitatea de integrare a sistemelor complexe. De asemenea servicii excelente în beneficiul clienților: consultanță, suport în proiectare, intervenții de mentenanță, școlarizări specializate.

Căldura este elementul nostru

www.buderus.ro

Buderus



Când vreți soluții simple și eficiente, alegeți Danfoss! Tehnologie pentru controlul încălzirii!

Danfoss reprezintă singura companie din lume care oferă întreaga gamă de produse pentru încălzire și confort, de la substații până la echipamentele de control. De-a lungul timpului am câștigat experiență prin instalarea echipamentelor Danfoss în diferite sisteme de încălzire și în toate condițiile de funcționare.

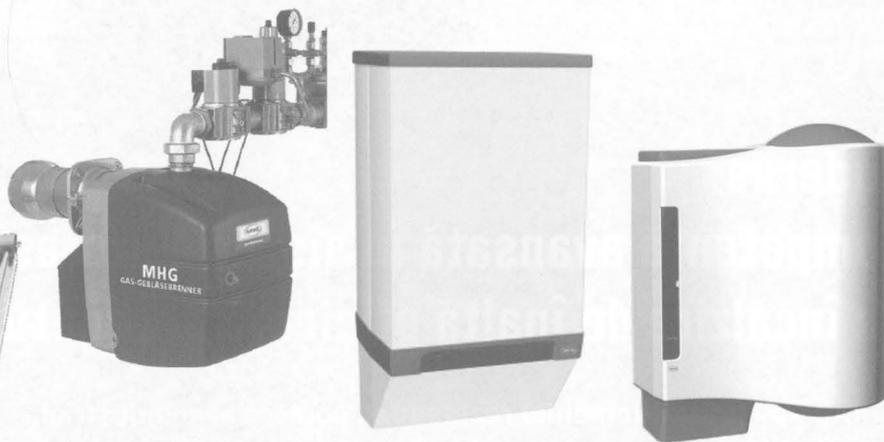
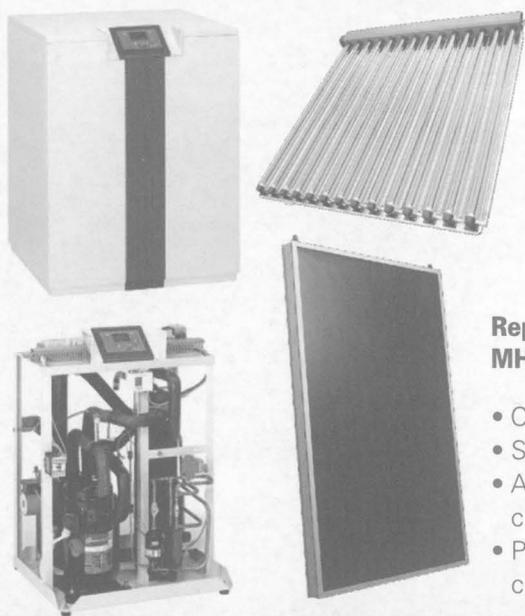
Danfoss oferă o gamă unică și cuprinzătoare de:

- Termostate pentru radiatoare
- Robinete de echilibrare hidraulică
- Substații de toate dimensiunile
- Încălzire electrică prin pardoseală
- Reglatoare electronice
- Reglatoare cu acționare directă pentru presiune, debit și temperatură
- Vane cu sferă
- Vane de reglare motorizate
- Schimbătoare de căldură

La Danfoss ne concentrăm pe dezvoltarea soluțiilor de control ce ajută arhitecții, proiectanții și integratorii de sisteme să creeze clădiri publice și rezidențiale ce îndeplinesc cele mai înalte standarde în asigurarea climatului interior optim. Competența noastră din domeniul încălzirii a trecut testul timpului. Clienții noștri v-o pot confirma!

Danfoss s.r.l. • Șos. Olteniței 208, Popești-Leordeni, Jud. Ilfov, Cod poștal 077160 • Tel.: +40 31 222 21 01, +40 31 222 22 01 • Fax: +40 31 222 21 08 • E-mail: danfoss.ro@danfoss.com • www.inalzire.danfoss.com

MARAL
Heiztechnik



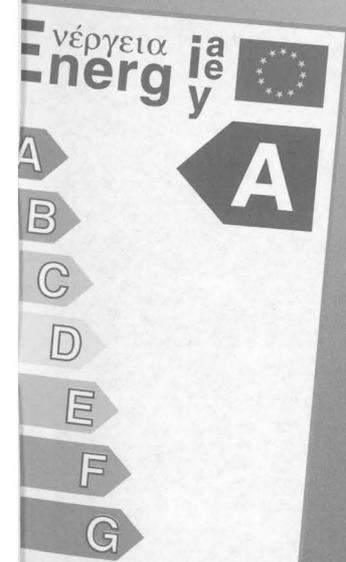
Reprezentanță pentru MHG - Germania, producător de:

- Cazane în condensatie cu puteri cuprinse între 16 - 225 kW
- Sisteme de panouri solare
- Arzătoare pe gaz, motorină și mixte cu puteri cuprinse între 25 - 21000 kW
- Pompe de căldură cu puteri cuprinse între 3,1 - 53,1 kW



Strada Leordeni 161S, localitate Popești - Leordeni, jud Ilfov
Tel/fax: 021.4673006, 021.4673007, 021.4673008, 0741 086 405
E-mail: office@maral.biz • www.maral.biz

Lider în clasa A de eficiență energetică.
Eficiență certificată TÜV SÜD.
Până la 90% economie la energie.



Wilo Stratos Pico

www.wilo.ro

WILO
Pumpen Intelligenz.

INSTALAȚII DE ÎNCĂLZIRE CU AER CALD

- GENERATOARE DE AER CALD EOLO, suspendate sau de pardoseală
- GENERATOARE DE AER CALD tip ROOF-TOP cu predispoziție pentru baterie de răcire cu apă sau în detentă directă
- TERMOCONVECTOARE KING, AEROTERME BREEZE

AVANTAJE:

- autonomie în funcționare;
- maximă securitate în utilizare;
- costuri de montaj și întreținere foarte reduse;



 **SYSTEMA**^{RO}

imită natura

SYSTEMA ROMANIA

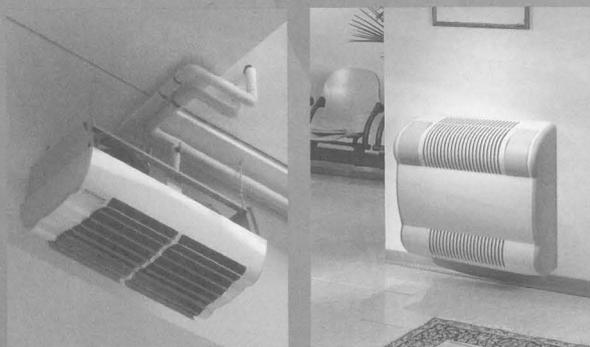
Bd. Basarabia nr. 96B, Etaj 1,
Sector 2, Cod 022121, București

Tel: 021 252 16 21

Fax: 021 252 16 28

E-mail: office@systema.ro

www.systema.ro



INSTALAȚII DE ÎNCĂLZIRE PRIN RADIAȚIE

destinate halelor industriale, săli de sport, depozite,
spații expoziționale etc. cu înălțime > 3,5 m.

- TUBURI RADIANTE MODULARE INFRA (6, 9, 12 m)
 - TUBULATURĂ RADIANTĂ OHA (antiex)
- PANOURI RADIANTE CERAMICE INFRA ROSSO SCR
 - PANOURI RADIANTE CU APĂ TERMOSTRISCE

AVANTAJE: - economii energetice față de alte sisteme 35 ÷ 62%;
- flux de căldură direcționat către zona de lucru;
- flexibilitate în utilizare fiind posibilă încălzirea zonală;
- amortizarea investiției în 2 - 3 ani etc.



www.clima.ro



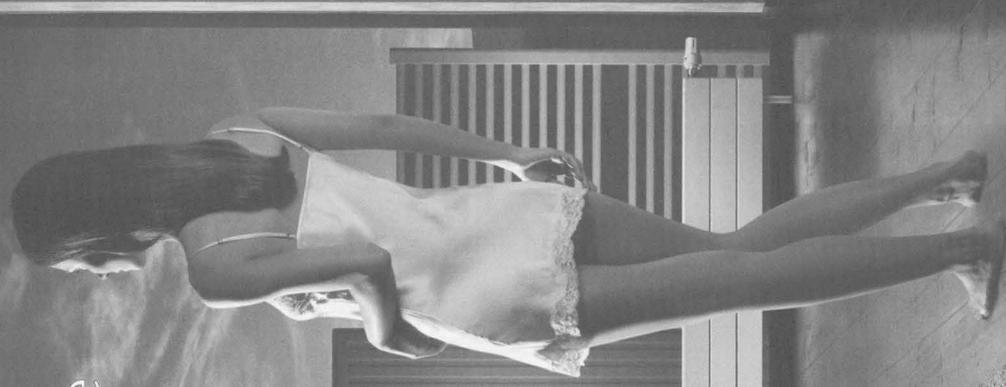
ÎNCĂLZIRE CENTRALĂ ȘI RĂCIRE "HIGH TECH" CU SISTEMUL DE ȚEVI CAPILARE



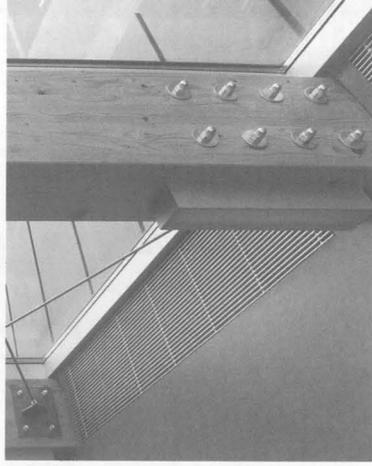
Gold medal - Interclima 1995

- ◀ PROIECTARE
- ◀ LIVRARE MATERIALE LA PREȚ DE FABRICĂ
- ◀ EXECUȚIE
- ◀ PUNERE ÎN FUNCȚIUNE
- ◀ STUDII DE OPTIMIZARE ENERGETICĂ A CLĂDIRILOR ȘI AL TEHNOLOGIILOR INDUSTRIALE

ALEGEREA PERFECTĂ
pentru designul și
confortul casei tale



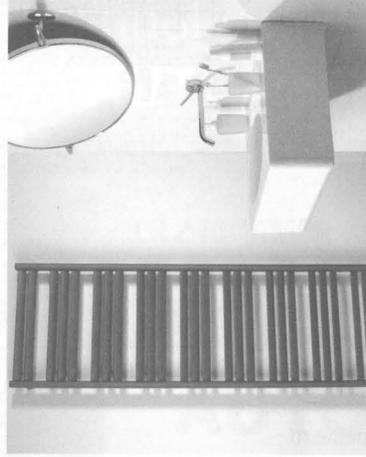
Radiatoare panou



Convectori cu montaj în pardoseală



Încălzirea pardoselii



Radiatoare port-prosop



Radiatoare decorative

WWW.PURMO.RO



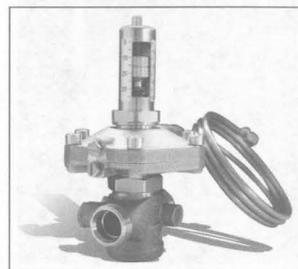
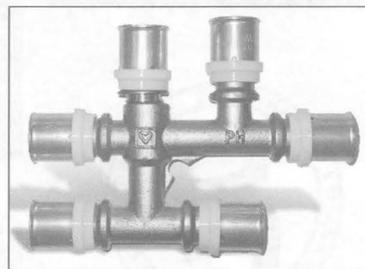
RETTIG SRL

Sediul central și logistic
407035 Cluj, Apahida, str. Libertății nr. 7-15
Tel: 0264.406.771, Fax: 0264.406.770
E-mail: office@purmo.ro

Consultanță comercială și tehnică
031257 București, str. Brândușelor nr. 66, et. 2
Tel: 021.326.41.08, Fax: 021.326.41.09
E-mail: purmo@purmo.ro

PURMO
The Warm Society

- Robinete termostactice pentru radiatoare
- Robinete cu reglare manuală (simple sau cu prereglare)
- Robinete de reglare pentru coloane STRÖMAX
- Robinete de trecere, cu bilă
- Sisteme speciale de racordare a radiatoarelor Herz 2000, Herz 3000
- Sisteme electronice de reglare pentru încălzire
- Sisteme de racordare prin distribuitoare
- Fitinguri mecanice și prin presare pentru țevi din polietilenă
- Cutii complet echipate pentru încălzirea prin pardoseală
- Țeavă din polietilenă cu inserție de AL
- Cazane cu combustibil solid



HERZ ARMATUREN ROMANIA S.R.L.

ELECTROMAGNETICA Business Park, Calea Rahovei 266-268,
Corp 61, Etaj 3, Cam. 24-26, Sector 5, București.
Tel.: 021.456.10.66, Fax: 021.456.10.68.
E-mail vânzări: vanzari@herz-romania.ro
E-mail office: office@herz-romania.ro
Website: www.herz-romania.ro

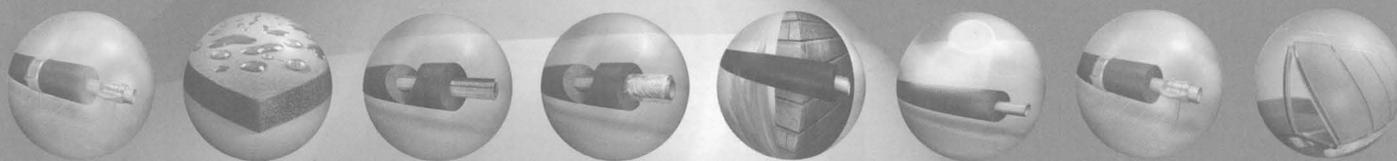


armacell
advanced insulation

THE MAKERS OF
Armaflex®



Întotdeauna soluția corectă!



www.armacell.ro

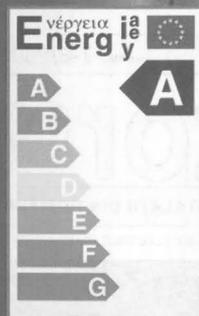
NOU

ALPHA2

Combinăția perfectă între designul compact și
tehnologia revoluționară **AUTO**ADAPT

AUTOADAPT

- selectează automat funcționarea optimă a pompei
- tehnologie unică pentru pompele de circulație

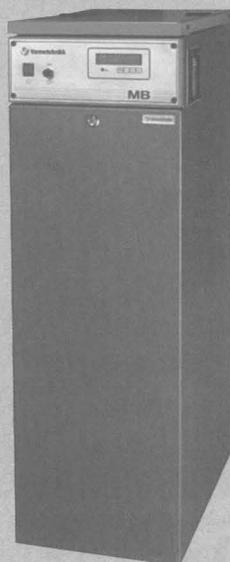


- ✓ Clasa energetică A
- ✓ Funcția AUTOADAPT
- ✓ Design compact
- ✓ Setare pentru funcționarea pe timp de noapte
- ✓ Afișarea consumului instant
- ✓ Panou de control „one touch”
- ✓ Display LED
- ✓ Un nou design al motorului

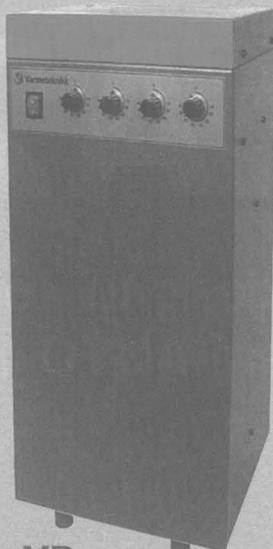
GRUNDFOS POMPE ROMÂNIA
Bd. Biruinței nr. 103, Pantelimon, Jud. Ilfov, RO 077145
Tel.: (+40) 21 200 41 00, Fax: (+40) 21 200 41 01
E-mail: romania@grundfos.ro, www.grundfos.ro

Varmeteknikk

Cazane electrice Varmeteknikk - Norvegia
Puteri termice între 6 și 1200 kW



MB
30 - 150 kW



VB
6 - 30 kW



SB
180 - 300 kW



SB
375 - 1200 kW

MARAL
Heiztechnik

S.C. MARAL S.R.L.

Strada Leordeni 161S, localitate Popești - Leordeni, jud Ilfov.
Tel/fax: 021.4673006, 021.4673007, 021.4673008, 0741 086 405
E-mail: office@maral.biz, www.maral.biz



VITASTAL
consulting

ECONOMIE ENERGETICĂ - CONSULTANȚĂ LOGICĂ

Compania noastră oferă la cele mai ridicate standarde de calitate servicii de:

- proiectare instalații pentru construcții
- audit energetic și inspecție instalații CPE (certificat de performanță energetică) pentru apartamente și clădiri conform Legii 372/2005
- proiectare lucrări de reabilitare termică a clădirilor (expertiză tehnică calitativă, audit energetic, DALI, DTAC, PT+CS+DE)
- asistență tehnică pe șantier
- verificare proiecte de instalații la cerințele It, Is și le conform Legii 10/1995 cu modificările și completările ulterioare
- expertizare tehnică instalații termice și șantier conform Legii 10/1995 cu modificările și completările ulterioare
- elaborare lucrări cu caracter normativ, cum ar fi „Breviarul de Calcul al Performanței Energetice a Clădirilor” comandat de M.D.R.T.



SC VITASTAL CONSULTING SRL

Str. Dr. Zlătescu, Nr. 27, S2, București
Nr. Reg. Com. J40/611/2005, CUI RO 17119899
Sediul social: Str. Sold. Lozăr Florea, Nr. 1, S2 București
tel. 037 294 14 19, tel./fax 021 252 42 95,
mob. 0755 09 39 55
www.vitastal.ro, office@vitastal.ro



ROMÂNIA

anul XVII 7-8/2009

Instalatorul

REVISTA ASOCIAȚIEI INGINERILOR DE INSTALAȚII DIN ROMÂNIA

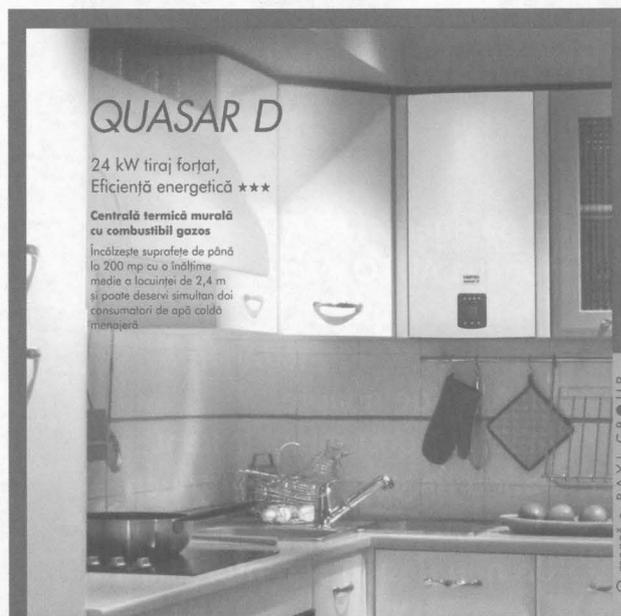
SANITARE, ÎNCĂLZIRE, VENTILARE, CLIMATIZARE, FRIG, ELECTRICE, GAZE

QUASAR D

24 kW tiraj forțat,
Eficiență energetică ***

Centrală termică murală
cu combustibil gazos

Încălzește suprafețe de până
la 200 mp cu o înălțime
medie a locuinței de 2,4 m
și poate deservi simultan doi
consumatori de apă caldă
menajera



O matriță a BAXI GROUP



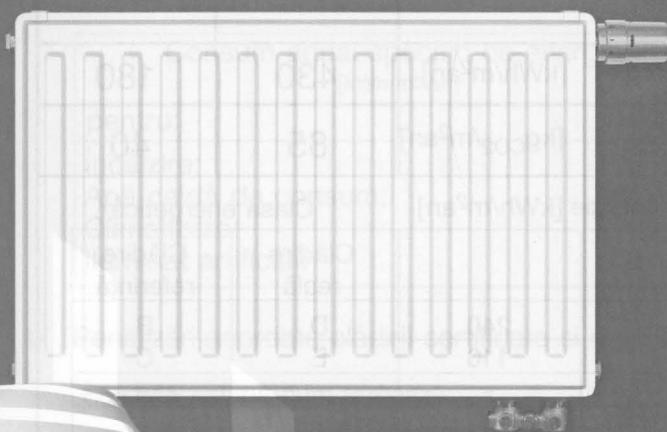
WESTEN
Confortul nu e un lux



VOGEL&NOOT

Noua dimensiune a
căldurii.

Radiatoare panou cu VENTIL

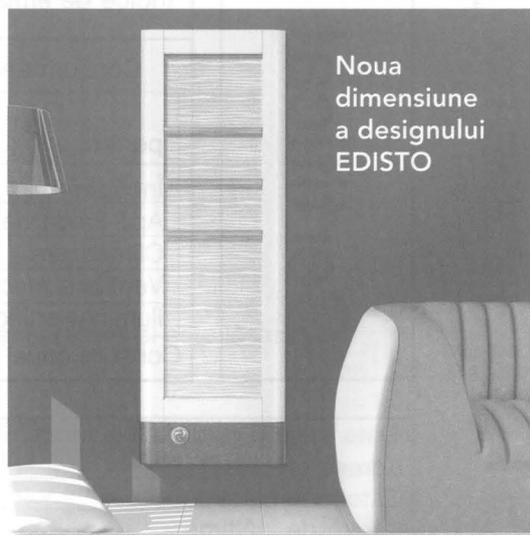


Mai multă tehnică.
Mai mult service.

Radiatoare
pentru baie
DELLA



Noua
dimensiune
a designului
EDISTO



www.vogelundnoot.ro

Consultanță tehnică și de vânzări în România
Transilvania 0040 (0)741 168 947 • Moldova 0040 (0)748 111 260
Sud 0040 (0)741 168 946

heatingthroughinnovation.

PLANȘA 1

Z Z L L A A

Număr înregistrare:

5 0 7 0 1 0

0 0 8 2 1 8

0 2 0 2 0 7

Certificat de performanță energetică

Performanța energetică a clădirii		Notare energetică:	59,2
Sistemul de certificare: Metodologia de calcul al Performanței Energetice a Clădirilor elaborată în aplicarea Legii 372/2005		Clădire reală	Clădire de referință
<p>Eficiență energetică ridicată</p> <p>Eficiență energetică scăzută</p>		E	B
Consum anual specific de energie [kWh/m ² an]		430	180
Indice de emisii echivalent CO ₂ [kgCO ₂ /m ² an]		85	40
Consum anual specific de energie [kWh/m ² an]		Clasa energetică	
pentru		Clădire reală	Clădire referință
Încălzire	240	D	B
Apă caldă de consum	110	E	C
Climatizare	-	-	-
Ventilare mecanică	-	-	-
Iluminat artificial	80	E	C
Consum anual specific de energiedin surse regenerabile [kWh/m ² an] : 0			

Date privind clădirea certificată:

Adresa clădirii:
 Categoria clădirii:
 Regim de înălțime:
 Anul construirii:
 Motivul elaborării certificatului energetic:

Aria utilă spațiului condiționat: m²
 Aria construită desfășurată: m²
 Volumul interior condiționat al clădirii: m²

Programul de calcul utilizat: , versiunea:

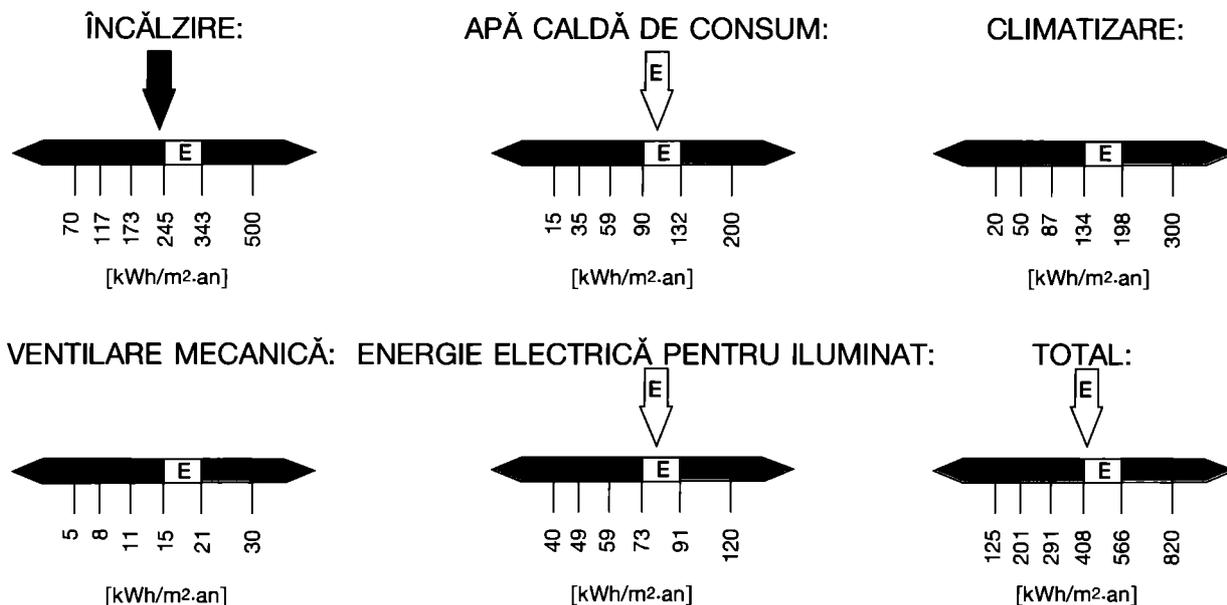
Date auditorul energetic pentru clădiri:

Specialitatea (c, i, ci)	Numele și prenumele	Nr. certificat de atestare	Data	Nr. dosar de audit energetic	Semnătura și ștampila
.....
.....

PLANȘA 2

DATE PRIVIND EVALUAREA PERFORMANȚEI ENERGETICE A CLĂDIRII

- Grile de clasificare energetică a clădirii funcție de consumul de căldură anual specific:



- Performanța energetică a clădirii de referință:

Consum anual specific de energie [kWh/m ² .an]		Notare energetică
pentru:		94,4
Încălzire:	85	
Apă caldă de consum:	45	
Iluminat artificial:	50	

- Penalizări acordate clădirii certificate și motivarea acestora:

$P_0=1,45$ - după cum urmează:

- Subsol uscat, dar fără posibilitate de acces la instalație $P_1=1,01$
- Ușa de intrare clădire nu este prevăzută cu sistem automat de închidere și este lăsată frecvent deschisă în perioada de neutilizare $P_2=1,05$
- Ferestre/uși în stare bună, dar neetanșe $P_3=1,02$
- Cel puțin jumătate dintre armăturile de reglaj ale corpurilor statice nu sunt funcționale $P_4=1,05$
- Instalația de încălzire a fost spălată/curățată cu mai mult de trei ani în urmă $P_5=1,05$
- Coloanele de încălzire nu sunt prevăzute cu armături de separare și golire a acestora $P_6=1,03$
- Tencuială exterioară căzută parțial $P_8=1,05$
- Pereții exteriori prezintă pete de condens $P_9=1,02$
- Clădire fără sistem de ventilare organizată $P_{12}=1,10$

- Recomandări pentru reducerea costurilor prin îmbunătățirea performanței energetice a clădirii

- Soluții recomandate pentru anvelopa clădirii.
- Soluții recomandate pentru instalațiile aferente clădirii, după caz.



I. Instalații de încălzire

Capitolul 1

Probleme generale



1.1. Istoricul și importanța instalațiilor de încălzire

Tehnica încălzirii s-a dezvoltat treptat în timp, paralel cu celelalte ramuri ale tehnicii, pe măsura progresului civilizației și a dezvoltării continue a producției. Sistemele de încălzire au evoluat în decursul timpului de la focul liber la actualele sisteme moderne de încălzire centralizată. Cel mai rudimentar mijloc de încălzire folosit la scară largă în antichitate a fost arderea liberă în încăperi a lemnelor și a cărbunilor. Acest sistem de încălzire, deși dăunător sănătății, a fost folosit mult timp. Parlamentul din Londra, la sfârșitul secolului al XVIII-lea era încălzit prin bazine de mangal. Tot în antichitate au apărut și alte sisteme de încălzire, locale prin sobe sau centrale cum au fost hipocaustele apărute la romani în secolul I î.e.n. La noi în țară s-a utilizat și se mai utilizează pe scară largă încă încălzirea locală cu sobe, mai ales în zona rurală.

Primele instalații de încălzire moderne au fost cele cu abur, introduse spre mijlocul secolului al XVIII-lea, iar cele cu apă caldă la începutul secolului al XIX-lea. În România s-a utilizat pentru prima dată încălzirea centralizată cu aer cald la fostul Teatru Național (clădit în 1856) și la Ateneul Român (clădit în 1888). La sfârșitul secolului al XIX-lea, clădirile mari de la noi din țară au început să fie înzestrate cu încălzire centrală cu abur, iar după 1916 ele s-au extins și la clădirile mijlocii.

Odată cu dezvoltarea tehnicii în toate ramurile de activitate s-a dezvoltat și tehnica din domeniul instalațiilor. Instalațiilor de încălzire, împreună cu celelalte instalații din clădiri, le revin rolul de a asigura un grad de confort optim acolo unde omul locuiește sau își desfășoară activitatea.

Aproximativ 40 % din energia primară este folosită sub formă de energie termică pentru nevoile gospodărești din clădirile de locuit și sectorul terțiar (clădiri administrative, social culturale etc.), din care, 2/3 pentru încălzire. Este evident că aceste consumuri sunt destul de ridicate, ceea ce face ca rolul instalațiilor de încălzire să fie important având în vedere că, de modul în care aceste instalații sunt proiectate și exploatate, depinde consumul de energie și eficiența lor economică.

Instalațiilor de încălzire, fiind mari consumatoare de energie, le revin și rolul de a utiliza rațional și eficient această energie. Se impun o serie de măsuri începând cu consumatorii și terminând cu sursa termică.

La consumatori este necesar să se asigure soluții de încălzire adecvate, în

concordanță cu potențialul actual al tehnicii (aparate de încălzire moderne, soluții de încălzire eficiente etc.).

Sursa termică trebuie să fie echipată, de asemenea, cu aparatură performantă, producerea de energie termică să se facă cu consum redus de combustibil, iar întregul proces să fie automatizat.

Rolul instalațiilor de încălzire nu se rezumă numai la proiectarea și realizarea de soluții moderne și eficiente, ci și la modul în care acestea sunt exploatate, respectiv, modul în care se face gestiunea energiei consumate. De aceea, pe lângă soluțiile adoptate, se cere ca ele să fie urmărite continuu atât în ceea ce privește condițiile pe care le realizează la consumatori cât și modul în care se realizează aceste condiții, adică cu ce consumuri de energie. În felul acesta se va realiza dezideratul ca instalația de încălzire adoptată unei clădiri date să-și îndeplinească rolul în totalitate, adică realizarea condițiilor de confort cu consumuri cât mai reduse de energie.

Fată de cele menționate se poate concluziona că rolul unei instalații de încălzire este de a realiza:

- menținerea în încăperi a unei temperaturi cât mai uniforme, situată în jurul valorii cerute, atât în plan orizontal cât și în plan vertical;
- în încăperi, o temperatură a suprafețelor elementelor de construcții astfel încât să evite pe cât posibil fenomenul de radiație rece (schimb activ de căldură între om și aceste suprafețe) precum și fenomenul de condensare a vaporilor de apă pe suprafața acestor elemente;
- o reglare a temperaturii interioare în funcție de necesități, ținând totodată seama de inerția termică a elementelor de construcții;
- o încălzire fără poluarea aerului din încăperi (degajări de praf, noxe, zgomote etc.), precum și fără poluarea mediului înconjurător;
- o încălzire fără curenți perturbatori ai aerului din încăperi;
- soluții eficiente și economice atât din punct de vedere al instalațiilor cât și al exploatarii.

1.2. Calitatea construcțiilor și instalațiilor aferente

1.2.1. Legea nr. 10/1995 privind calitatea în construcții

Prin Legea nr. 10/1995 privind calitatea în construcții, se instituie sistemul calității în construcții, care să conducă la realizarea și exploatarea construcțiilor de calitate corespunzătoare, în scopul protejării vieții oamenilor, a bunu-

rilor acestora, a societății și a mediului înconjurător.

Calitatea în construcții este rezultatul totalității performanțelor de comportare a acestora în exploatare, în scopul satisfacerii, pe întreaga durată de existență, a cerințelor utilizatorilor și colectivităților.

Prevederile legii calității construcțiilor se aplică construcțiilor de orice categorie și INSTALAȚIILOR AFERENTE ACESTORA, precum și lucrărilor de modernizare, transformare, consolidare și de reparații.

Sunt exceptate de la prevederile legii, clădirile pentru locuințe cu parter și parter plus un etaj și anexele gospodărești situate în mediul rural precum și construcțiile provizorii.

Sistemul calității în construcții se aplică în mod diferențiat în funcție de categoria de importanță a construcțiilor.

1.2.2. Cerințe esențiale

Pentru obținerea unor construcții de calitate corespunzătoare conform Legii nr. 10/1995 sunt obligatorii realizarea și menținerea pe întreaga durată de existență a construcțiilor a următoarelor cerințe:

- a) rezistență și stabilitate;
- b) siguranță în exploatare;
- c) siguranță la foc;
- d) igienă, sănătatea oamenilor, refacearea și protejarea mediului;
- e) izolația termică, hidrofugă și economia de energie;
- f) protecția împotriva zgomotului.

La data de 5 mai 2007, a apărut Legea nr. 123, privind modificarea Legii nr. 10/1995 privind calitatea în construcții, prin care se modifică denumirea cerințelor și ordinea acestora, după cum urmează:

- a) securitate la incendiu;
- b) igiena, sănătatea și mediul;
- c) rezistență mecanică și stabilitate;
- d) siguranța în exploatare;
- e) protecția împotriva zgomotului;
- f) economia de energie și izolarea termică.

Conform prevederilor Legii 123/2007, în întreg cuprinsul legii, cuvântul "cerințe" se înlocuiește cu sintagma "cerințe esențiale".

Obligațiile privind cerințele esențiale revin factorilor implicați în conceperea, realizarea și exploatarea construcțiilor, precum și în postutilizarea lor și anume: investitorilor, cercetătorilor, proiectanților, fabricanților, furnizorilor de produse, executanților, proprietarilor, utilizatorilor, responsabililor tehnici cu execuția, verficatorilor de proiecte, experților tehnici, autorităților publice, asociațiilor profesionale.

Sistemul calității în construcții reprezintă ansamblul de structuri organizatorice, responsabilități, regulamente, proceduri și mijloace, care concurează la realizarea calității construcțiilor în toate etapele de concepere, realizare, exploatare și postutilizare a acestora.

Sistemul calității în construcții se compune din:

- a. reglementări tehnice;
- b. calitatea produselor;
- c. acordurile tehnice pentru noi produse;
- d. verificarea și expertizarea proiectelor;
- e. conducerea și asigurarea calității în construcții;
- f. autorizarea și acreditarea laboratoarelor de încercări;
- g. activitatea metrologică;
- h. recepția lucrărilor;
- i. comportarea în exploatare
- j. postutilizarea construcțiilor;
- k. controlul de stat al calității construcțiilor.

Reglementările tehnice se stabilesc prin regulamente și proceduri și au ca obiect concepția, calculul și alcătuirea, execuția și exploatarea construcțiilor. Prin reglementările tehnice se stabilesc, în principal, condițiile minime de calitate cerute construcțiilor, produselor și procedurilor utilizate în construcții, precum și modul de determinare și de verificare a acestora.

Certificarea calității produselor folosite în construcții se efectuează prin grija producătorilor, în conformitate cu metodologia și procedurile stabilite pe baza legii. La lucrările de construcții se interzice folosirea de produse fără certificarea calității lor.

Acordurile tehnice pentru produse, proceduri și echipamente noi în construcții stabilesc, în condițiile prezentei legi, aptitudinea de utilizare, condițiile de fabricație, de transport, de depozitare, de punere în operă și de întreținere a acestora.

Verificarea proiectelor pentru execuția construcțiilor, în ceea ce privește respectarea reglementărilor tehnice referitoare la cerințe, se va face numai de către specialiști verficatori de proiecte atestați, alții decât specialiștii elaboratori de proiecte. Se interzice aplicarea de proiecte și detalii de execuție neverificate de către verficatori tehnici atestați.

Expertizele tehnice ale proiectelor și construcțiilor se efectuează numai de experți tehnici atestați.

Prin HG nr. 925/1995 s-a aprobat Regulamentul de verificare și expertizare tehnică de calitate a proiectelor, a execuției lucrărilor și a construcțiilor.

Prin Ordinul MTCT nr. 777/26.05.2003, s-a aprobat regula-

mentul de verificare și expertizare tehnică de calitate a proiectelor.

Conducerea și asigurarea calității în construcții constituie obligația tuturor factorilor care participă la conceperea, realizarea și exploatarea construcțiilor și implică o strategie adecvată și măsuri specifice pentru garantarea calității acestora.

Autorizarea și acreditarea laboratoarelor de analiză și încercări în construcții se fac în conformitate cu prevederile legale.

Asigurarea activității metrologice în construcții se realizează conform prevederilor legale privind etalonarea, verificarea și menținerea în stare de funcționare a mijloacelor de măsurare și control utilizate în acest domeniu.

Recepția construcțiilor constituie certificarea realizării acestora pe baza examinării lor nemijlocite, în conformitate cu documentația de execuție și cu documentele cuprinse în cartea tehnică a construcției. Cartea tehnică a construcției cuprinde documentația de execuție și documente privitoare la realizarea și exploatarea acesteia. Ea se întocmește prin grija investitorului și se predă proprietarului construcției.

Recepția construcției se face de către investitor, proprietar, în prezența proiectantului și a executantului și/sau reprezentanților de specialitate desemnați de aceștia.

Urmărirea comportării în exploatare a construcțiilor se face pe toată durata de existență a acestora și cuprinde ansamblul de activități privind examinarea directă sau investigarea cu mijloace de observare și măsurare specifice, în scopul menținerii cerințelor.

Postutilizarea construcțiilor cuprinde activitățile de dezafectare, demontare și demolare a construcțiilor, de recondiționare și de re folosire a elementelor și produselor recuperabile, precum și reciclarea deșeurilor cu asigurarea protecției mediului potrivit legii.

Controlul de stat al calității în construcții cuprinde inspectia la investitori, la unitățile de proiectare, de execuție, de exploatare și de postutilizare a construcțiilor, privind existența și respectarea sistemului calității în construcții.

Controlul de stat al calității în construcții se exercită de către Inspectoratul de Stat în Construcții, care răspunde de executarea controlului statului cu privire la aplicarea unitară a prevederilor în domeniul calității construcțiilor.

1.3. Clasificarea instalațiilor de încălzire

Instalațiile de încălzire se pot clasifica după mai multe criterii și anume:

1. modul în care se face transmisia căldu-

rii: încălzire prin convecție, radiație;

2. natura agentului termic: încălzire cu apă caldă, apă fierbinte, abur cu presiune joasă, abur cu presiune medie, aer cald;

3. modul de amplasare a sursei termice: încălzire locală, centrală și la distanță;

4. natura energiei utilizate: încălzire cu energie convențională (combustibili fosili: gaze, lichizi, solizi), încălzire cu energie neconvențională (energie solară, energie geotermală, biomasă etc.), încălzire electrică, încălzire cu pompe de căldură, instalații de recuperare a căldurii reziduale;

5. modul în care se asigură parametrii din interiorul încăperilor: încălzire normală și încălzire de gardă.

1.4. Reglementări privind proiectarea, execuția și exploatarea instalațiilor de încălzire

1.4.1. Autorizarea executării lucrărilor de construcții

Autorizarea executării lucrărilor de construcții este reglementată prin Legea 50/1991 modificată prin Ordonanța de urgență a Guvernului nr.214/2008, aprobată, cu modificări și completări, prin Legea nr.261/2009 cu modificările ulterioare, publicate în Monitorul Oficial al României, Partea I, nr. 493 din 16 iulie 2009.

În anul 2009 Ministerul Dezvoltării Regionale și Locuinței, a elaborat Normele Metodologice de aplicare a Legii nr.50/1991 privind autorizarea executării lucrărilor de construcții.

Norme Metodologice aprobate de MDRL, au ca obiect punerea la dispoziția celor implicați din domeniul execuției lucrărilor de construcții: administrația publică locală, investitorii, proiectanții, instituții și autorități avizatoare privind autorizarea lucrărilor de construcții, precum și executanții, a unui act normativ detaliat pentru aplicarea unitară a prevederilor Legii nr. 50/1991, privind procedura de autorizare, formulele necesare autorizării și criteriile pentru stabilirea conținutului documentațiilor necesare autorizării.

Autorizațiile de construire sau de desființare pentru executarea lucrărilor de construcții, se emit de către autoritățile administrației publice județene sau locale, pentru lucrările care se execută în cadrul unității administrativ-teritoriale, în funcție de categoriile de construcții și lucrări, precum și cu respectarea prevederilor documentațiilor de urbanism și a planurilor de amenajare a teritoriului, aprobate potrivit legii.

CertIFICATELE DE URBANISM SE EMIT DE CĂTRE ACEEAȘI AUTORITATE CARE ESTE ABILITATĂ SĂ EMITĂ AUTORIZAȚIILE DE CONSTRUIRE/DESFIINȚARE.

1.4.1.1. Autorizarea executării lucrărilor de construcții

Realizarea construcțiilor civile, industriale, agricole sau de orice natură, inclusiv a instalațiilor aferente acestora, se poate realiza numai în baza și cu respectarea prevederilor unei autorizații de construire, emisă în conformitate cu prevederile documentațiilor de urbanism și de amenajare a teritoriului aprobate.

Odată cu autorizarea executării lucrărilor de bază, prin autorizațiile de construire/desființare se autorizează și executarea lucrărilor de organizare de șantier aferente.

1.4.1.2. Lucrări care se exceptează de la autorizare

Se exceptează de la autorizare categoriile de lucrări de construcții cu grad ridicat de repetabilitate, care nu modifică structura de rezistență, caracteristicile inițiale ale construcțiilor sau aspectul arhitectural al acestora.

Dacă în vederea schimbării destinației unor spații interioare existente nu se realizează lucrări de construcții pentru care legea prevede emiterea unei autorizații de construire, nu este necesară emiterea acestui act.

Se exceptează de la autorizare, dacă nu se execută la construcțiile prevăzute lucrările de reparații, înlocuiri ori reabilitări privind:

- a) finisaje interioare și exterioare, tencuieli, placaje, altele asemenea;
- b) trotuare, ziduri de sprijin ori scări de acces;
- c) lucrări de reabilitare energetică la clădiri de locuit individuale cu cel mult trei niveluri, care nu sunt monumente istorice clasate sau în curs de clasare, respectiv situate în afara zonelor de protecție a monumentelor și/sau a zonelor construite protejate;

Se exceptează de la autorizare lucrările de reabilitare energetică la clădiri de locuit individuale cu cel mult trei niveluri, dacă au ca obiect reabilitarea energetică a:

- a) anvelopei, partea opacă și/sau partea vitrată, dacă acestea nu conduc la modificarea calității și formei arhitecturale a elementelor de fațadă;
- b) acoperișului clădirii dacă nu se schimbă sistemul constructiv al acestuia, respectiv terasă/șarpantă.

Se pot executa lucrările de construcții necesare pentru remedierea deficiențelor constatate ca urmare a efectuării recepției la terminarea lucrărilor, fără a fi necesară emiterea unei noi

autorizații de construire ori prelungirea valabilității autorizației existente, cu condiția încadrării în prevederile autorizației emise pentru executarea lucrărilor de construcții.

De asemeni se pot executa fără a fi necesară emiterea unei autorizații de desființare.

Lucrările de desființare a unor construcții/lucrări executate fără autorizație sau cu încălcarea prevederilor acesteia, dispuse de organele de control abilitate sau de instanță.

1.4.1.3. Lucrări de instalații aferente construcțiilor care se exceptează de la autorizare.

Se exceptează de la autorizare lucrările pentru:

- a) reparații la instalațiile interioare ale clădirilor, inclusiv intervențiile constând în înlocuirea și/sau reamplasarea consumatorilor, cu condiția să nu se afecteze structura de rezistență a construcțiilor;
- b) montarea / instalarea aparatelor individuale de climatizare și/sau de contorizare a consumatorilor de utilități;
- c) montarea / instalarea - sistemelor locale de încălzire și de preparare a apei calde menajere cu cazane omologate de ISCIR care funcționează cu combustibil gaze naturale cu obligația ca prin soluția tehnică adoptată pentru instalarea acestora să fie respectate condițiile prevăzute de normativele de specialitate.

Instalarea sistemelor locale de încălzire și de preparare a apei calde menajere se poate face numai pe baza unor proiecte de specialitate elaborate de proiectanți autorizați, verificate în condițiile legii, care trebuie avizate de societatea furnizoare de gaze naturale.

Execuția lucrărilor specificate, se va face numai cu respectarea condițiilor prevăzute de normativele de proiectare și execuție în vigoare și se vor realiza exclusiv de persoane autorizate.

1.4.1.4. Documentele necesare emiterii certificatului de urbanism

Pentru emiterea certificatului de urbanism, orice persoană fizică sau juridică interesată, trebuie să depună la emitent o documentație cuprinzând:

- a) cererea-tip, cuprinzând:
 1. elementele de identificare a solicitantului;
 2. elementele de identificare a imobilului pentru care se solicită emiterea certificatului de urbanism, respectiv localitate, număr cadastral și număr de carte funciară, în cazul în care legea nu dispune altfel;
 3. elementele care definesc scopul solicitării;

b) planuri topografice sau cadastrale cu indicarea imobilului și a vecinătăților, teren și/sau construcții, la scările 1:500, 1:2.000 sau 1:10.000, după caz, vizate de oficiul de cadastru și publicitate imobiliară teritorial, sau extras din planul cadastral al localității eliberat la cerere de autoritatea administrației publice locale;

Se interzice emitentului să condiționeze emiterea certificatului de urbanism de elaborarea prealabilă a unei documentații de urbanism pentru imobilul în cauză, precum și a oricăror documentații tehnice de definire a scopului solicitării.

Certificatul de urbanism nu ține loc de autorizație de construire/desființare și nu conferă dreptul de a executa lucrări de construcții.

1.4.1.5. Documentele necesare emiterii autorizației de construire/desființare

Documentația pentru autorizarea executării lucrărilor de construcții, elaborată în temeiul și cu respectarea prevederilor documentațiilor de urbanism, avizate și aprobate, potrivit legii, pe lângă cererea pentru emiterea autorizației de construire, va conține în mod obligatoriu următoarele documente:

- a) certificatul de urbanism;
- b) dovada titlului asupra imobilului, teren și/sau construcții, în copie legalizată, sau, după caz, extrasul de plan cadastral actualizat la zi și extrasul de carte funciară de informare actualizat la zi, în cazul în care legea nu dispune altfel;
- c) documentația tehnică (D.T.);
- d) avizele, acordurile și punctul de vedere/actul administrativ al autorității pentru protecția mediului competente, solicitate prin certificatul de urbanism;
- e) studiile de specialitate, nota tehnică justificativă sau raportul de expertiză tehnică pentru lucrări de intervenție la construcții existente și/sau raportul de audit energetic pentru lucrări de intervenție în vederea creșterii performanței energetice la clădiri, solicitate prin certificatul de urbanism;

Odată cu autorizația de construire/desființare se solicită, de regulă, și autorizarea organizării executării lucrărilor. În această situație, solicitantul are obligația de a prezenta, pe lângă documentația tehnică (D.T.), pentru autorizarea executării lucrărilor de bază (D.T.A.C.), documentația tehnică (D.T.) pentru organizarea executării lucrărilor (D.T.O.E.), piese scrise și desenate, împreună cu avizele specifice aferente (aviz circulație, aviz pentru ocuparea temporară a domeniului public, aviz sanitar, aviz/contract cu societatea de

salubritate și altele asemenea, după caz);

În situația în care, prin certificatul de urbanism a fost cerută elaborarea unor studii suplimentare, sintezele acestora se anexează documentației, inclusiv avizele obținute pentru acestea;

1.4.1.6. Documentația tehnică (D.T.)

Documentația tehnică (DT) este documentația tehnico-economică distinctă, prin care se stabilesc principalele coordonate privind încadrarea în indicii urbanistici aprobați, amplasarea construcțiilor și relațiile acestora cu vecinătățile, schemele și fluxurile funcționale, compoziția spațială, structura de rezistență, expresia de arhitectură, dotarea și echiparea construcțiilor, inclusiv soluțiile de asigurare, bransare și racordare a acestora la infrastructura edilitară, după caz, care stă la baza emiterii autorizației de construire/destinare.

Documentația tehnică pentru autorizarea executării lucrărilor de construcții va cuprinde și soluțiile privind bransamentele și racordurile la utilitățile urbane necesare, care se autorizează împreună cu lucrările de bază.

Documentația tehnică, alcătuită din piese scrise și desenate și completată cu elementele de identificare și datele tehnice, va respecta următoarele condiții:

- se elaborează în baza conținutului-cadru;
- se elaborează de colective tehnice de specialitate și se semnează;
- se verifică, în condițiile legii, de verificatori de proiecte atestați.

Măsurile specifice pentru protecția mediului stabilite prin actul administrativ al autorității competente pentru protecția mediului, precum și cerințele din avizele și acordurile emise vor fi avute în vedere la elaborarea documentației tehnice și nu pot fi modificate prin procedura de autorizare ori prin autorizația de construire.

1.4.1.7. Avize și acorduri ale furnizorilor/administratorilor de utilități urbane

În vederea constituirii documentației pentru autorizarea executării lucrărilor de construcții, este necesară obținerea avizelor/acordurilor furnizorilor/administratorilor de utilități urbane : alimentare cu apă, canalizare, electricitate, gaze, termoficare, telecomunicații, salubritate, transport urban, stabilite prin certificatul de urbanism, inclusiv pentru restricțiile impuse pentru siguranța funcționării rețelelor de transport energetic sau tehnologic din zona de amplasament.

1.4.1.8. Avize și acorduri ale autorităților centrale/serviciilor deconcentrate

Avizele/acordurile autorităților centrale ori ale serviciilor deconcentrate ale acestora, după caz, potrivit cerințelor stabilite și înscrise în certificatul de urbanism, în funcție de caracteristicile urbanistice ale amplasamentului și de natura investiției, se obțin, de către solicitant sau de către proiectant, în calitate de împuternicit al acestuia, înaintea depunerii documentației pentru autorizarea executării lucrărilor de construcții la autoritățile administrației publice competente, pentru următoarele domenii principale:

- asigurarea și racordarea/bransarea la infrastructura edilitară, în condițiile impuse de caracteristicile și amplasamentul rețelelor de distribuție/transport energetic din zona de amplasament,
- racordarea la rețeaua căilor de comunicații;
- securitatea la incendiu, protecția civilă și protecția sănătății populației;
- cerințele specifice unor zone cu restricții stabilite prin reglementări speciale.

În cazul autorizării executării lucrărilor pe amplasamente situate în zone în care, prin documentațiile de amenajare a teritoriului și de urbanism aprobate, s-a instituit un anumit regim de restricție cu privire la realizarea construcțiilor, obținerea avizelor și acordurilor din partea autorităților centrale competente este obligatorie.

Inspectoratul de Stat în Construcții (ISC), prin inspectoratele teritoriale în construcții, potrivit prevederilor legale în vigoare, emite următoarele avize/acorduri:

- avize, din punct de vedere tehnic, emise cu titlu gratuit, pentru documentațiile tehnico-economice aferente obiectivelor de investiții noi, cu valori mai mari de 13,0 mil. RON, care se finanțează, din fonduri publice sau din credite externe, contractate sau garantate de stat, ai căror indicatori tehnico-economici se aprobă de Guvern;
- acorduri pentru intervenții asupra construcțiilor existente;
- avize privind soluțiile de intervenție imediată pentru punerea în siguranță provizorie a construcțiilor avariate în urma dezastrelor, în acțiunile de intervenție operativă și refacere post dezastru.

1.4.1.9. Competențe de elaborare a documentațiilor tehnice

Documentațiile tehnice (D.T.), precum și proiectele tehnice (P.Th.) care dezvoltă documentațiile tehnice, cu

respectarea condițiilor impuse prin autorizația de construire, precum și prin avizele, acordurile și actul administrativ al autorității competente pentru protecția mediului, se elaborează de colective tehnice de specialitate.

Dreptul de semnătură și de promovare a documentațiilor tehnice (D.T.) și (P.Th.), în vederea avizării/autorizării, se poate face numai sub semnătura unor cadre tehnice cu pregătire superioară în domeniile: arhitectură, urbanism, construcții și instalații pentru construcții, potrivit nivelelor de competență.

Este interzisă semnarea proiectelor tehnice (P.Th.) pentru execuția lucrărilor, precum și a documentațiilor tehnice (D.T.) de către persoane care nu au absolvit, cu diplomă recunoscută de statul român, instituții de învățământ superior de specialitate în domeniul arhitecturii și construcțiilor/instalațiilor ori care nu au drept de semnătură în condițiile legii, sub sancțiunea legii penale.

Potrivit prevederilor legale în vigoare privind calitatea în construcții, documentațiile tehnice precum și proiectele tehnice, care dezvoltă documentațiile tehnice, în condițiile legii, se verifică pentru cerințele de calitate de către specialiști verficatori de proiecte atestați, solicitantul având obligația de a face dovada efectuării verificării.

Tehnicienii proiectanți, absolvenți ai formelor de învățământ postliceal cu durata de minimum 2 ani cu pregătire în domeniile arhitectură, construcții, instalații pentru construcții, pot elabora, fără drept de semnătură, documentații pentru clădiri de importanță redusă și aflate în afara zonelor protejate.

1.4.2. Reglementări tehnice pentru proiectarea, executarea și exploatarea instalațiilor de încălzire

Pentru autorizarea executării lucrărilor de construcții, calitatea construcțiilor și pentru performanța energetică a clădirilor și a instalațiilor aferente au fost aprobate o serie de legi, prezentate în continuare.

Legea nr. 50/1991 (cu modificările și completările aduse de Legea 453/2001 și Legea 401/2003) privind autorizarea executării lucrărilor de construcții;

Legea nr. 10/1995 și Legea 123/2007 privind calitatea în construcții;

Legea nr. 199/2000 privind utilizarea eficientă a energiei;

Legea nr. 325/2002 pentru aprobarea OG nr. 29/2000 privind reabilitarea termică a fondului construit existent și stimularea economisirii energiei termice;

Legea nr. 372/2005 privind performanța energetică a clădirilor;

OUG nr.18/2009 privind creșterea performanței energetice a clădirilor de locuit;

Pe baza Legii nr. 372/2005 privind performanța energetică a clădirilor au fost elaborate următoarele metodologii de calcul:

- Mc 001/ I-1/2006 Metodologia de calcul a performanței energetice a clădirilor (anvelopa clădirii);
- Mc 001/ II-17 Metodologia de calcul a performanței energetice a instalațiilor de încălzire.

Pentru dimensionarea instalațiilor de încălzire sunt în valabilitate următoarele standarde;

- STAS 1907/1 Instalații de încălzire. Calculul necesarului de căldură. Prescripții de calcul;
- STAS 1907/2 Instalații de încălzire. Calculul necesarului de căldură. Temperaturi interioare convenționale de calcul
- STAS 4839 – 97. Instalații de încălzire. Numărul anual de grade zile;
- STAS 7132 Instalații de încălzire centrală. Măsuri de siguranță la instalația de încălzire centrală cu apă caldă având temperatura maximă de 115° C. În continuare se prezintă normativele, instrucțiunile și ghidurile pentru instalațiile de încălzire.
- I 13– 2002 Normativ pentru proiectarea și executarea instalațiilor de încălzire centrală;
- I 13/1 – 2002 Normativ pentru exploatarea instalațiilor de încălzire centrală;
- NP–058-02 Proiectarea și executarea sistemelor centralizate de alimentare cu energie termică – rețele și puncte termice;
- NP–059-02 Exploatarea sistemelor centralizate de alimentare cu energie termică – rețele și puncte termice;
- NP 029 – 02 Normativ pentru proiectare și executarea rețelelor termice cu conducte preizolate;
- I 36-2001 Ghid pentru proiectarea automatizării instalațiilor din centrale și puncte termice;
- GP 067-2002 Ghid privind determinarea suprafeței echivalente termic a corpurilor de încălzire.

Pentru proiectarea, executarea și exploatarea instalațiilor de încălzire trebuie respectate și prevederile din următoarele normative:

- C 56 – 2001 “Normativ pentru verificarea calității și recepția lucrărilor de construcții și instalații aferente”;
- P 118 – Normativ de siguranța la foc a construcțiilor;
- C 300 – Normativ de prevenire a incendiilor pe durata de executare a lucrărilor de construcții și instalațiilor aferente;
- P 7-2002 Normativ privind fundarea

construcțiilor pe pământuri sensibile la umezire.

1.4.3. Modul de atribuire a contractelor de concesiune a lucrărilor publice pentru instalațiile de încălzire

1.4.3.1. Modul de atribuire a contractelor de concesiune a lucrărilor publice pentru instalațiile de încălzire

Pentru atribuirea contractelor de concesiune de lucrări publice, în conformitate cu Ordonanța de Urgență a Guvernului 34 din 19.04.2006, se elaborează documentația de atribuire. Ordonanța de Urgență a Guvernului 34 se aplică și contractelor de achiziție publică precum și a contractelor de concesiune de servicii și se aplică din 4 octombrie 2007.

Procedurile de atribuire constau în: licitație deschisă, licitație restrânsă, dialog competitiv, negociere cu publicarea prealabilă a unui anunț de participare, negociere fără publicarea prealabilă a unui anunț de participare și cerere de ofertă.

Prin Hotărârea de Guvern nr. 925 din 19.07.2006 s-au aprobat normele de aplicare a prevederilor referitoare la atribuirea contractelor de achiziție publică din Ordonanța de urgență a Guvernului nr. 34/2006.

1.4.3.2. Reguli de elaborare a documentației de atribuire

Autoritatea contractantă are obligația de a preciza în cadrul documentației de atribuire orice cerință, criteriu, regulă și alte informații necesare pentru a asigura ofertantului/candidatului o informare completă, corectă și explicită cu privire la modul de aplicare a procedurii de atribuire.

Documentația de atribuire trebuie să cuprindă printre altele și caietul de sarcini sau documentația descriptivă, aceasta din urmă fiind utilizată în cazul aplicării procedurii de dialog competitiv sau de negociere;

1.4.3.3. Caietul de sarcini conține, în mod obligatoriu, specificații tehnice.

- a. Specificațiile tehnice reprezintă cerințe, prescripții, caracteristici de natură tehnică ce permit fiecărui produs, serviciu sau lucrare să fie descris, în mod obiectiv, în așa manieră încât să corespundă necesității autorității contractante.
- b. Specificațiile tehnice definesc caracteristici referitoare la nivelul calitativ, tehnic și de performanță, cerințe privind impactul asupra mediului înconjurător, siguranța în exploatare, dimensiuni, terminologie,

simboluri, teste și metode de testare, instrucțiuni de utilizare, tehnologii și metode de producție, precum și sisteme de asigurare a calității și condiții pentru certificarea conformității cu standarde relevante sau altele asemenea. În cazul contractelor pentru lucrări, specificațiile tehnice pot face referire, de asemenea, și la prescripții de proiectare și de calcul al costurilor, la verificarea, inspecția și condițiile de recepție a lucrărilor sau a tehnicilor, procedeele și metodele de execuție, ca și la orice alte condiții cu caracter tehnic pe care autoritatea contractantă este capabilă să le descrie, în funcție și de diverse acte normative și reglementări generale sau specifice, în legătură cu lucrările finalizate și cu materialele sau alte elemente componente ale acestor lucrări.

- c. Specificațiile tehnice se definesc astfel încât să corespundă, atunci când este posibil, necesităților/exigențelor oricărui utilizator, inclusiv ale persoanelor cu dizabilități.
- d. Specificațiile tehnice trebuie să permită oricărui ofertant accesul egal la procedura de atribuire și nu trebuie să aibă ca efect introducerea unor obstacole nejustificate de natură să restrângă concurența între operatorii economici.
- e. Fără a aduce atingere reglementărilor tehnice naționale obligatorii, în măsura în care acestea sunt compatibile cu dreptul comunitar, autoritatea contractantă are obligația de a defini specificațiile tehnice:
 - fie prin referire, de regulă în următoarea ordine de prioritate, la standarde naționale care adoptă standarde europene, la omologări tehnice europene, la standarde internaționale sau la alte referințe de natură tehnică elaborate de organisme de standardizare europene; în cazul în care acestea nu există, atunci specificațiile tehnice se definesc prin referire la alte standarde, omologări sau reglementări tehnice naționale privind utilizarea produselor sau proiectarea, calculul și execuția lucrărilor. Orice astfel de referire trebuie să fie însoțită de mențiunea sau echivalent;
 - fie prin precizarea performanțelor și/sau cerințelor funcționale solicitate, care trebuie să fie suficient de precis descrise încât să permită ofertanților să determine obiectul contractului de achiziție publică, iar autorității contractante să atribuie contractul respectiv;
 - fie atât prin precizarea performanțelor și/sau cerințelor funcționale solicitate, astfel cum sunt acestea

- prevăzute la punctul **b**, cât și prin referirea la standardele, omologările tehnice, specificațiile tehnice comune, prevăzute la punctul **a**, ca mijloc de prezumție a conformității cu nivelul de performanță și cu cerințele funcționale respective;
- fie prin precizarea performanțelor și/sau cerințelor funcționale solicitate, astfel cum sunt acestea prevăzute la punctul **b**, pentru anumite caracteristici, și prin referirea la standardele sau omologările tehnice, prevăzute la punctul **a**, pentru alte caracteristici.
- f. În cazul în care autoritatea contractantă definește specificațiile tehnice din caietul de sarcini, optând pentru modalitatea prevăzută la punctul **e**, atunci nici o ofertă nu poate fi respinsă pe motiv că produsele sau serviciile prevăzute în propunerea tehnică nu sunt conforme cu specificațiile precizate, dacă ofertantul demonstrează, prin orice mijloc adecvat, că propunerea tehnică prezentată satisface într-o manieră echivalentă cerințele autorității contractante definite prin specificațiile tehnice.
- g. În cazul în care autoritatea contractantă definește specificațiile tehnice din caietul de sarcini prin precizarea performanțelor și/sau cerințelor funcționale solicitate, atunci nici o ofertă nu poate fi respinsă dacă ofertantul demonstrează prin orice mijloc adecvat că produsele, serviciile sau lucrările oferite asigură îndeplinirea performanțelor sau cerințelor funcționale solicitate deoarece sunt conforme cu:
- un standard național care adoptă un standard european;
 - o omologare tehnică europeană;
 - o specificație tehnică comună utilizată în Comunitatea Europeană;
 - un standard internațional;
 - alte reglementări tehnice elaborate de organisme de standardizare europene.
- h. Un mijloc adecvat de a dovedi conformitatea cu specificațiile tehnice solicitate îl poate reprezenta dosarul tehnic al producătorului sau un raport de încercare/testare emis de un organism recunoscut, cum ar fi, după caz, un laborator neutru de încercări și calibrare sau un organism de certificare și inspecție care asigură respectarea standardelor europene aplicabile; autoritatea contractantă are obligația de a accepta certificate emise de organisme recunoscute în oricare dintre statele membre ale Uniunii Europene.
- Performanțele și cerințele funcționale prin care se definesc specificațiile teh-

nice, pot include și caracteristici de mediu. În cazul în care autoritatea contractantă solicită îndeplinirea anumitor caracteristici de mediu în ceea ce privește performanțele și cerințele funcționale, atunci aceasta are dreptul de a utiliza, integral sau parțial, specificații definite prin "etichete ecologice" europene, (multi)naționale sau prin orice alte "etichete ecologice", dacă se îndeplinesc, în mod cumulativ următoarele condiții:

- specificațiile respective sunt adecvate pentru definirea caracteristicilor produselor sau serviciilor a căror furnizare/prestare reprezintă obiect al contractului de achiziție publică;
- cerințele pentru "eticheta ecologică" au fost elaborate pe baze științifice;
- "eticheta ecologică" a fost adoptată printr-o procedură specifică ce a permis implicarea tuturor părților interesate - organisme guvernamentale, consumatori, producători, distribuitori, organizații de mediu;
- "eticheta ecologică" este accesibilă/disponibilă oricărei persoane interesate.

j. Autoritatea contractantă are dreptul de a preciza în caietul de sarcini faptul că produsele sau serviciile oferite care dețin o anumită "etichetă ecologică" sunt considerate că îndeplinesc implicit specificațiile tehnice solicitate. Pe de altă parte, autoritatea contractantă nu are dreptul de a considera o propunere tehnică ca fiind neconformă, pentru singurul motiv că produsele sau serviciile oferite nu dețin "eticheta ecologică" precizată, dacă ofertantul demonstrează, prin orice mijloc adecvat că produsele/serviciile oferite corespund specificațiilor tehnice solicitate.

Un mijloc adecvat de a dovedi conformitatea cu specificațiile tehnice solicitate îl poate reprezenta dosarul tehnic al producătorului sau un raport de încercare/testare emis de un organism recunoscut; autoritatea contractantă are obligația de a accepta certificate emise de organisme recunoscute în oricare dintre statele membre ale Uniunii Europene.

k. Se interzice definirea în caietul de sarcini a unor specificații tehnice care indică o anumită origine, sursă, producție, un procedeu special, o marcă de fabrică sau de comerț, un brevet de invenție, o licență de fabricație, care au ca efect favorizarea sau eliminarea anumitor operatori economici sau a anumitor produse. Prin derogare, se admite o astfel de indicație, dar numai în mod excepțional, în situația în care o descriere suficient de precisă și in-

teligibilă a obiectului contractului nu este posibilă și numai însoțită de mențiunea sau echivalent.

l. Autoritatea contractantă are dreptul de a impune în cadrul documentației de atribuire, în măsura în care acestea sunt compatibile cu dreptul comunitar, condiții speciale de îndeplinire a contractului prin care se urmărește obținerea unor efecte de ordin social sau în legătură cu protecția mediului și promovarea dezvoltării durabile.

m. Autoritatea contractantă are obligația de a asigura obținerea documentației de atribuire de către orice operator economic interesat care înaintează o solicitare în acest sens.

1.4.4. Fazele de elaborare a documentației tehnico-economice pentru instalațiile de încălzire

Prin Hotărârea de Guvern nr. 28/09/01/2008, s-a aprobat conținutul cadru al documentațiilor tehnico-economice aferente investițiilor publice. Prevederile hotărârii se aplică pentru realizarea obiectivelor de investiții noi, precum și lucrărilor de intervenții la construcții existente care se finanțează din bugetele prevăzute conform Legii nr. 500/2002 privind finanțele publice și Legii nr. 273/2006 privind finanțele publice locale, cu modificările și completările ulterioare.

Proiectarea lucrărilor de construcții pentru obiective de investiții noi, inclusiv extinderi, se elaborează în trei faze și anume:

- studiul de fezabilitate;
- proiectul tehnic;
- detalii de execuție.

Proiectarea lucrărilor de construcții pentru intervenții la construcții existente, inclusiv instalațiile aferente, se elaborează în patru faze și anume:

- expertiză tehnică și, după caz, audit energetic;
- documentație de avizare a lucrărilor de intervenții;
- proiectul tehnic;
- detalii de execuție.

Pentru obiectivele de investiții noi, inclusiv extinderi, ale căror documentații tehnico-economice intră în competența de aprobare a Guvernului, se elaborează un studiu de fezabilitate anterior elaborării studiului de fezabilitate.

Documentația de avizare pentru lucrări de intervenții este definită ca documentația tehnico-economică similară studiului de fezabilitate, elaborată pe baza concluziilor raportului de expertiză tehnică și, după caz, ale raportului de audit energetic, pentru aprobarea indicatorilor tehnico-economici aferenți lucrărilor de intervenții la construcții existente;

Lucrările de intervenții sunt lucrările la construcții existente, inclusiv instalațiile aferente, asimilate obiectivelor de investiții, care constau în: reparații capitale, transformări, modificări, modernizări, consolidări, reabilitări termice, precum și lucrări de intervenții pentru prevenirea sau înlăturarea efectelor produse de acțiuni accidentale și calamități naturale, efectuate în scopul asigurării cerințelor esențiale de calitate și funcționale ale construcțiilor, potrivit destinației lor;

Pentru aplicarea unitară a prevederilor hotărâri, Ministerul Dezvoltării, Lucrărilor Publice și Locuințelor, cu avizul Ministerului Economiei și Finanțelor, poate emite instrucțiuni care se aprobă prin ordin al ministrului.

1.4.4.1. Conținutul-cadru al studiului de fezabilitate

1.4.4.1.1. Piese scrise

a. Date generale:

- denumirea obiectivului de investiții;
- amplasamentul (județul, localitatea, strada, numărul);
- titularul investiției;
- beneficiarul investiției;
- elaboratorul studiului.

b. Necesitatea și oportunitatea investiției

- Necesitatea investiției:
 - scurtă prezentare privind situația existentă, din care să rezulte necesitatea investiției;
 - tabele, hărți, grafice, planșe desenate, fotografii etc., care să expliciteze situația existentă și necesitatea investiției;
 - deficiențele majore ale situației actuale privind necesarul de dezvoltare a zonei;
 - prognoze pe termen mediu și lung;
- Oportunitatea investiției:
 - încadrarea obiectivului în politicile de investiții generale, sectoriale sau regionale;
 - actele legislative care reglementează domeniul investiției, după caz;
 - acorduri internaționale ale statului care obligă partea română la realizarea investiției, după caz.

c. Scenariile tehnico-economice prin care obiectivele proiectului de investiții pot fi atinse:

- scenarii propuse (minimum două);
- scenariul recomandat de către elaborator;
- avantajele scenariului recomandat.

d. Date privind amplasamentul și terenul pe care urmează să se amplaseze obiectivul de investiție

- Informații despre terenul din amplasament:
 - situația juridică privind proprietatea asupra terenului care urmează a fi

ocupat - definitiv și/sau temporar

- de obiectivul de investiții;
- suprafața estimată a terenului;
- caracteristicile geofizice ale terenului din amplasament determinate în baza studiului geotehnic realizat special pentru obiectivul de investiții privind:
 - zona seismică de calcul și perioada de colț;
 - datele preliminare asupra naturii terenului de fundare și presiunea convențională;
 - nivelul maxim al apelor freactice;
- studiile topografice preliminare;
- datele climatice ale zonei în care este situat amplasamentul.

e. Costul estimativ al investiției

f. Cheltuieli pentru elaborarea documentației tehnico-economice:

- cheltuieli pentru elaborarea documentațiilor de proiectare (studiu de fezabilitate, studiu de fezabilitate, expertiză tehnică, proiect tehnic și detalii de execuție), după caz;
- cheltuieli pentru activitatea de consultanță și asistență tehnică;
- cheltuieli pentru obținerea avizelor și acordurilor de principiu necesare elaborării studiului de fezabilitate;
- cheltuieli pentru pregătirea documentelor privind aplicarea procedurii pentru atribuirea contractului de lucrări și a contractului de servicii de proiectare, urbanism, inginerie, alte servicii tehnice, conform prevederilor legale (instrucțiuni pentru ofertanți, publicitate, onorarii și cheltuieli de deplasare etc.).

g. Valoarea totală estimată a investiției

h. Avize și acorduri de principiu, după caz

1.4.4.1.2. Piese desenate:

- plan de amplasare în zonă (1:25.000 - 1:5.000);
- plan general (1:2.000 - 1:500).

1.4.4.2. Conținutul-cadru al studiului de fezabilitate

1.4.4.2.1. Piese scrise

a. Date generale sunt aceleași ca la studiul de fezabilitate:

b. Informații generale privind proiectul

- situația actuală și informații despre entitatea responsabilă cu implementarea proiectului;
- descrierea investiției:
 - concluziile studiului de fezabilitate sau ale planului detaliat de investiții pe termen lung (în cazul în care au fost elaborate în prealabil) privind situația actuală, necesitatea și oportunitatea promovării investiției, precum și scenariul tehnico-economic selectat;
 - scenariile tehnico-economice prin

care obiectivele proiectului de investiții pot fi atinse (în cazul în care, anterior studiului de fezabilitate, nu a fost elaborat un studiu de fezabilitate sau un plan detaliat de investiții pe termen lung):

- scenarii propuse (minimum două);
- scenariul recomandat de către elaborator;
- avantajele scenariului recomandat;

• descrierea constructivă, funcțională și tehnologică, după caz;

c. Date tehnice ale investiției:

- zona și amplasamentul;
- statutul juridic al terenului care urmează să fie ocupat;
- situația ocupărilor definitive de teren: suprafața totală, reprezentând terenuri din intravilan/extravilan;
- studii de teren:

- studii topografice cuprinzând planuri topografice cu amplasamentele reperelor, liste cu repere în sistem de referință național;

- studiu geotehnic cuprinzând planuri cu amplasamentul forajelor, fișelor complexe cu rezultatele determinărilor de laborator, analiza apei subterane, raportul geotehnic cu recomandările pentru fundare și consolidări;

- alte studii de specialitate necesare, după caz;

- caracteristicile principale ale construcțiilor din cadrul obiectivului de investiții, specifice domeniului de activitate, și variantele constructive de realizare a investiției, cu recomandarea variantei optime pentru aprobare;

Pentru instalații este necesar să se dea: destinația, categoria de importanță și caracteristicile constructive ale clădirii, numărul de niveluri și destinația tuturor încăperilor, inclusiv dacă are sau nu subsol tehnic, tipul și structura acoperișului sau terasei, dimensiunile încăperilor și ale elementelor de construcții precum și cotele geodezice ale tuturor punctelor caracteristic ale clădirilor, gradul de rezistență la foc, categoria și clasa de pericol de incendiu a construcțiilor și instalațiilor, date privind caracteristicile proceselor tehnologice, spații pentru amplasarea centralelor termice sau a punctelor termice.

- situația existentă a utilităților și analiza de consum:

- necesarul de utilități pentru varianta propusă promovării;
- soluții tehnice de asigurare cu utilități;

Pentru instalațiile de încălzire este necesar să se dea: natura agentului termic (apă caldă, apă fierbinte, abur cu presiune joasă, abur cu presiune medie, aer cald); natura energiei utilizate:

energie convențională-combustibili gaze, lichizi și solizi; energie neconvențională: energie solară, energie geotermală, energie electrică, pompe de căldură, recuperarea căldurii etc; modul în care se face transmisia căldurii: încălzire prin convecție, încălzire prin radiație; sistemul de încălzire: încălzire locală, încălzire centrală; poziția centralei termice sau a punctului termic.

Este necesar să se indice cota radiatorului, diametrul și poziția conductelor exterioare de încălzire.

- concluziile evaluării impactului asupra mediului;

d. Durata de realizare și etapele principale; graficul de realizare a investiției.

e. Costurile estimative ale investiției

- valoarea totală cu detaliera pe structura devizului general;
- eșalonarea costurilor coroborate cu graficul de realizare a investiției.

f. Analiza cost-beneficiu:

- identificarea investiției și definirea obiectivelor, inclusiv specificarea perioadei de referință;
- analiza opțiunilor;
- analiza financiară, inclusiv calcularea indicatorilor de performanță financiară: fluxul cumulat, valoarea actuală netă, rata internă de rentabilitate și raportul cost-beneficiu;
- analiza economică, inclusiv calcularea indicatorilor de performanță economică: valoarea actuală netă, rata internă de rentabilitate și raportul cost-beneficiu;
- analiza de senzitivitate;
- analiza de risc.

g. Sursele de finanțare a investiției

Sursele de finanțare a investițiilor se constituie în conformitate cu legislația în vigoare și constau din fonduri proprii, credite bancare, fonduri de la bugetul de stat/bugetul local, credite externe garantate sau contractate de stat, fonduri externe nerambursabile și alte surse legal constituite.

h. Estimări privind forța de muncă ocupată prin realizarea investiției

- număr de locuri de muncă create în faza de execuție;
- număr de locuri de muncă create în faza de operare.

i. Principalii indicatori tehnico-economici ai investiției

- valoarea totală (INV), inclusiv TVA (mii lei) (în prețuri - luna, anul, 1 euro = lei), din care:

- construcții-montaj (C+M);

- eșalonarea investiției (INV/C+M):

- anul I;

- anul II

.....;

- durata de realizare (luni);

- capacități (în unități fizice și valorice);

- alți indicatori specifici domeniului de activitate în care este realizată în-

vestiția, după caz.

j. Avize și acorduri de principiu

- avizul beneficiarului de investiție privind necesitatea și oportunitatea investiției;
- certificatul de urbanism;
- avize de principiu privind asigurarea utilităților (energie termică și electrică, gaz metan, apă-canal, telecomunicații etc.);
- acordul de mediu;
- alte avize și acorduri de principiu specifice.

1.4.4.2. **Piese desenate:**

- plan de amplasare în zonă (1:25000 - 1:5000);
- plan general (1: 2000 - 1:500);
- planuri și secțiuni generale de arhitectură, rezistență, instalații, inclusiv planuri de coordonare a tuturor specialităților ce concurează la realizarea proiectului;
- planuri speciale, profile longitudinale, profile transversale, după caz.

1.4.4.3. **Conținutul-cadru al documentației de avizare a lucrărilor de intervenții**

1.4.4.3.1. **Piese scrise**

a. Date generale sunt aceleași ca la studiul de fezabilitate.

b. Descrierea investiției:

- situația existentă a obiectivului de investiții:
 - starea tehnică, din punctul de vedere al asigurării cerințelor esențiale de calitate în construcții, potrivit legii;
 - valoarea de inventar a construcției;
 - actul doveditor al forței majore, după caz;
- concluziile raportului de expertiză tehnică/audit energetic:
 - prezentarea a cel puțin două opțiuni;
 - recomandarea expertului/auditorului energetic asupra soluției optime din punct de vedere tehnic și economic, de dezvoltare în cadrul documentației de avizare a lucrărilor de intervenții.

c. Date tehnice ale investiției:

- descrierea lucrărilor de bază și a celor rezultate ca necesare de efectuat în urma realizării lucrărilor de bază;
- descrierea, după caz, a lucrărilor de modernizare efectuate în spațiile consolidate/reabilitate/reparate;
- consumuri de utilități:
 - necesarul de utilități rezultate, după caz în situația executării unor lucrări de modernizare;
 - estimări privind depășirea consumurilor inițiale de utilități.

d. Durata de realizare și etapele principale:

- graficul de realizare a investiției:

e. Costurile estimative ale investiției:

- valoarea totală cu detaliera pe structura devizului general;
- eșalonarea costurilor coroborate cu graficul de realizare a investiției.

f. Indicatori de apreciere a eficienței economice:

- analiza comparativă a costului realizării lucrărilor de intervenții față de valoarea de inventar a construcției.

g. Sursele de finanțare a investiției

Sursele de finanțare a investiției se constituie în conformitate cu legislația în vigoare și constau în fonduri proprii, credite bancare, fonduri de la bugetul de stat/bugetul local, credite externe garantate sau contractate de stat, fonduri externe nerambursabile și alte surse legal constituite.

h. Estimări privind forța de muncă ocupată prin realizarea investiției:

- număr de locuri de muncă create în faza de execuție;
- număr de locuri de muncă create în faza de operare.

i. Principalii indicatori tehnico-economici ai investiției:

- valoarea totală (INV), inclusiv TVA (mii lei) (în prețuri - luna, anul, 1 euro = lei),

din care:

- construcții-montaj (C+M);

- eșalonarea investiției (INV/C+M):

- anul I;

- anul II;

.....;

- durata de realizare (luni);

- capacități (în unități fizice și valorice);

- alți indicatori specifici domeniului de activitate în care este realizată investiția, după caz.

j. Avize și acorduri de principiu:

- certificatul de urbanism;
- avize de principiu privind asigurarea utilităților (energie termică și electrică, gaz metan, apă-canal, telecomunicații etc.);
- acordul de mediu;
- alte avize și acorduri de principiu specifice tipului de intervenție.

1.4.4.3.2. **Piese desenate:**

- plan de amplasare în zonă (1: 25000-1:5000);
- plan general (1: 2000-1:500);
- planuri și secțiuni generale de arhitectură, rezistență, instalații, inclusiv planuri de coordonare a tuturor specialităților ce concurează la realizarea proiectului;
- planuri speciale, profile longitudinale, profile transversale, după caz.

1.4.4.4 **Proiectul tehnic**

Proiectul tehnic reprezintă documentația scrisă și desenată pentru care se eliberează autorizația de construire și

care face parte din documentele de licitație pentru realizarea investiției.

PT se întocmește de către elaboratorul SF și cuprinde, în principal, următoarele:

- descrierea lucrărilor; principalele piese ale acestei părți sunt memoriile tehnice pe specialități în care se include și memoriul tehnic pentru instalațiile de încălzire centrală (instalații interioare, rețele termice și surse de căldură);
- caietele de sarcini: acestea explicitează nivelul de performanță a lucrărilor, descriind soluțiile tehnice și tehnologice folosite care să asigure exigențele de calitate impuse. Caietele de sarcini fac parte integrată din documentele de licitație pentru adjudecarea execuției lucrărilor de investiție, iar conținutul lor este:
 - breviar de calcul pentru dimensionarea elementelor componente;
 - nominalizarea planșelor care guvernează lucrarea;
 - specificarea dimensiunilor, proprietăților fizice, chimice, de aspect, de calitate, toleranțe, teste etc., pentru materialele componente ale lucrării;
 - descrierea execuției lucrării;
 - condiții de recepție;
 - standarde, normative și alte prescripții care trebuie respectate;
 - listele cu cantități de lucrări și utilaje;
 - graficul general de realizare a investiției;
 - piese desenate, care pentru instalațiile de încălzire cuprind următoarele planșe:
 - planul tuturor nivelurilor clădirii, la scara de 1:50 cuprinzând amplasarea receptoarelor de căldură (corpuri de încălzire, aeroterme) și a rețelelor de conducte aferente;
 - schema coloanelor și, în cazuri deosebite, schema izometrică a instalației;
 - detalii principale de montare;
 - planuri de situație, la scara 1:500 sau 1:1000, cuprinzând traseele rețelelor termice exterioare;
 - profilul longitudinal al rețelelor termice exterioare;
 - planul de amplasare a utilajelor (postamente) în centrala termică (punct termic), realizat la scara 1:50 sau 1:100;
 - planul centralei termice, cu conducte realizate monofilar, la scara 1:50;
 - schema funcțională a centralei termice;
 - schema desfășurată (de montare) a centralei termice, la scara 1:50 (pe verticală).

1.4.4.5 Detalii de execuție

Detaliile de execuție (DE) sunt documentațiile care fac posibilă execuția lucrărilor pe șantier, explicând toate soluțiile tehnice de realizare, pe baza in-

formațiilor din PT.

DE se elaborează, de regulă, de către executantul lucrărilor de investiție.

1.4.4.6 Verificarea proiectelor

Proiectele de instalații de încălzire se verifică pentru toate cerințele de calitate și pentru toate categoriile de construcții, de verificatori atestați MDRT pentru specialitatea „Instalații termice - It”.

1.5. Funcționalitatea și alcătuirea clădirilor

1.5.1. Clasificarea construcțiilor

Construcțiile sunt o componentă esențială în procesul extrem de complex al adaptării omului la mediul înconjurător, fie natural, fie artificial, instituit. Construcțiile pot fi clasificate după mai multe criterii, cele mai importante fiind: destinația și importanța lor.

După destinație construcțiile se împart în:

- clădiri: civile, industriale, agrozootehnice;
- construcții ingineresti: căile de comunicații, tuneluri, rețele și linii de transport ale energiei electrice, baraje hidrotehnice etc.

Clădirile se clasifică în clase de importanță.

Clasa I - Clădiri de importanță vitală pentru societate, a căror funcționalitate, în timpul cutremurului și imediat după cutremur, trebuie să se asigure integral (spitale, stații de pompieri, muzee de importanță națională etc.);

Clasa II - Clădiri de importanță deosebită la care se impune limitarea avariilor avându-se în vedere consecințele acestora (școli, creșe, grădinițe, săli de spectacole, biserici etc.);

Clasa III - Clădiri de importanță normală (care nu fac parte din clasele I și II).

Clasa IV - Clădiri de importanță redusă (clădiri de locuit cu parter sau parter și etaj etc.).

1.5.2. Subsistemele clădirii

În cadrul unei clădiri, subsistemele, la un prim stadiu de descompunere, sunt: spațiile închise, structura de rezistență, închiderea - anvelopă; compartimentările interioare, instalații și echipamente. Spațiile închise rezultă prin compartimentările interioare, atât în plan vertical pe înălțime, cât și în plan orizontal.

1.5.3. Acțiuni în clădiri

Sistemul clădire se află, pe întreaga sa durată de existență și exploatare, supus unei mari diversități de acțiuni provenite din mediul exterior și sau in-

terior. Prin acțiuni se înțelege orice cauză capabilă să genereze stări de solicitare mecanică, eforturi sau deformații, într-o clădire.

Precizarea principalelor tipuri de acțiuni este foarte importantă pentru calculul și verificarea siguranței clădirilor, deoarece pe baza acestora se stabilește alcătuirea și celelalte componente ale sistemului clădire. Un rol important în procesul de precizare a acțiunilor îl au sistemele de instalații și echipamente care, din punct de vedere al structurii de rezistență, constituie acțiuni pentru aceasta.

În acest sens acțiunile exercitate de instalații și echipamente constituie date importante de temă în vederea calculului și verificării siguranței clădirilor, precum și alcătuirii acestora. Stabilirea acțiunilor înseamnă precizarea originii acestora, a modului de manifestare, a evoluției în timp, a distribuției spațiale, a caracteristicilor condițiilor reale și locale de aplicare.

1.5.4. Funcționalitatea clădirilor

Funcționalitatea unei clădiri, în raport cu unul sau mai multe scopuri pe care trebuie să le îndeplinească, este un criteriu esențial în alcătuirea unei destinații date. De asemenea, organizarea funcțională a spațiului conține și răspunsul la exigențe ca: eficiența tehnico-economică; de confort și de grad de ocupare a spațiului.

Analiza funcțională a spațiilor interioare conduce la criteriile de amplasare optimă a instalațiilor și echipamentelor în raport cu elementele structurale portante și neportante, de pe o parte, și cu configurația geometrică a acestor spații, de pe altă parte. Astfel, instalațiile (încălzire, sanitare etc.) trebuie să răspundă și acestor criterii funcționale în strânsă corelare cu exigențele de conformare, dimensionare și alcătuire specifice domeniului respectiv.

În conceptul de funcționalitate interioară a clădirilor, pe lângă exigențele de mai sus, se includ și exigențe referitoare la instalații și echipamente. Stabilirea traseelor conductelor sistemelor de instalații trebuie să se facă, respectând în strânsă corelare reciprocă, atât exigențele funcționale ce se impun structurii de rezistență, elementelor nestructurale, spațiilor interioare, cât și exigențele ce se impun instalațiilor și echipamentelor.

1.5.5. Analiza și alcătuirea antiseismică a instalațiilor și a echipamentelor

Instalațiile și echipamentele trebuie să aibă siguranța necesară în exploatare împreună cu celelalte componente

care alcătuiesc sistemul clădire, fapt pentru care în faza de proiectare, conformare, alcătuire, se urmărește obținerea unui răspuns seismic considerat favorabil atât pentru clădire, care constituie suportul instalațiilor, cât și pentru instalațiile propriu-zise.

Analiza funcțională a instalațiilor și echipamentelor constituie o etapă preliminară în procesul de proiectare în care se urmărește identificarea tuturor elementelor și componentelor de instalații și echipamente ce intră în alcătuirea clădirii și anume:

- se identifică toate punctele sau zonele de conexiune: ancorare, prindere, străpungere, traversare între instalații și echipamentele respective;
- se stabilește importanța tuturor elementelor și componentelor instalațiilor, în raport cu sistemul clădire, precum și importanța lor reciprocă;
- se stabilește nivelul de implicare al fiecărui sistem, pe categorii de instalații și echipamente, în cadrul producerii unui eveniment seismic.

La toate aceste aspecte ale analizei funcționale participă toți factorii de răspundere: proiectant, investitor, executant.

Asigurarea nivelului de siguranță în funcționare - exploatare, în cazul producerii unui eveniment seismic, se referă simultan la trei serii de obiecte:

- ansamblul sistemului, elementelor și componentelor tuturor instalațiilor și echipamentelor;
- elementele și componentele structurale și/sau nestructurale purtătoare de instalații și echipamente;
- conexiunile dintre aceste două serii de obiecte mai sus menționate, reprezentate de prinderi, ancorări, traversări, străpungeri, susțineri etc.

Referitor la toate instalațiile și echipamentele care se proiectează, legislația actuală prevede conform Normativului P100 cinci categorii seismice ale instalațiilor și echipamentelor.

1.6. Date generale privind calculul instalațiilor de încălzire

Stabilirea caracteristicilor tehnice și constructive ale elementelor componente și ale echipamentelor instalațiilor de încălzire se bazează pe calcule termotehnice și hidraulice, pe fenomene de transmisia căldurii și umidității și pe fenomene de curgere a fluidelor în conducte.

Pentru soluționarea acestor probleme, sunt prezentate succint principalele legi de bază și formulele cele mai importante folosite în calculele de dimensionare ale instalațiilor de încălzire.

Problemele legate de transmisia căl-

durii sunt tratate în detaliu în volumul V ventilare-condiționare, în prezenta lucrare fiind prezentate succint principalele formule utilizate în calculele de dimensionare a instalației de încălzire. O atenție aparte s-a dat elementelor de transfer de masă și a curgerii fluidelor în conducte.

1.6.1. Transmisia căldurii

Transmisia căldurii de la un corp cu temperatură ridicată la un corp cu temperatură mai scăzută este un fenomen complex, în care se disting trei forme elementare de schimb de căldură, conducție, convecție și radiație.

1.6.1.1 Conducția termică

Legea fundamentală a conducției este Legea lui Fourier și este dată de relația:

$$q = -\lambda \text{ grad } \theta \quad [\text{W/m}^2] \quad (1.6.1)$$

adică fluxul de căldură este proporțional cu gradientul de temperatură θ și coeficientul de conductivitate termică λ .

Coeficientul de conductivitate termică este o mărime caracteristică fiecărei substanțe și depinde de starea de agregare, temperatură, presiune, umiditate etc.

- La solide, conductivitatea termică variază cu temperatura și se exprimă printr-o relație de dependență liniară $\lambda = \lambda_0(1 + \beta\theta)$ [W/m·K] (1.6.2) în care:

λ_0 - conductivitatea termică la temperatura de 0 °C;

β - un coeficient, care depinde de materialul, a cărui valoare se determină experimental.

La materialele de construcții, care prezintă o structură poroasă, fibroasă sau granulară, în care spațiile libere din structură sunt pline cu aer, coeficientul de conductivitate termică este cu atât mai redus cu cât aceste spații sunt mai dese și de dimensiuni mai mici. Prezența umidității în materiale determină o creștere substanțială a conductivității termice a acestora.

- La lichide, conductivitatea termică este dependentă de viteza de propagare a undei elastice în lichid, temperatură, densitate, căldură masică și masă moleculară. Conductivitatea termică a lichidelor scade cu temperatura, cu excepția apei și glicerinei, dar crește cu presiunea.

- La gaze, conductivitatea termică are valori mici, ceea ce le conferă calitatea de bune izolatoare termice.

În majoritatea aplicațiilor tehnice din domeniul instalațiilor se întâlnesc probleme de transmisie a căldurii prin conducție în regim staționar. În aceste cazuri este necesar să se determine

câmpul de temperatură în corp și fluxul termic. Astfel:

- pentru un perete plan simplu de grosime d , cu un coeficient de conductivitate λ , cu suprafețele delimitatoare paralele, cu temperaturi constante θ_1 și θ_2 (unde $\theta_1 > \theta_2$),
- fluxul de căldură:

$$\Phi = \frac{\lambda}{d} \cdot (\theta_1 - \theta_2) A \quad [\text{W}] \quad (1.6.3)$$

A - reprezentând suprafața peretelui,
- câmpul de temperatură în perete

$$\theta = \theta_1 - \frac{\theta_1 - \theta_2}{d} \cdot x \quad [^\circ\text{C}] \quad (1.6.4)$$

x - reprezentând distanța în masa peretelui.

- pentru un perete plan compus din mai multe straturi,
- fluxul de căldură:

$$\Phi = \frac{\theta_1 - \theta_{n-1}}{\sum_{j=1}^n \frac{d_j}{\lambda_j}} \cdot S \quad [\text{W}] \quad (1.6.5)$$

unde:

$\sum_{j=1}^n \frac{d_j}{\lambda_j}$ - reprezintă suma rezistențelor termice corespunzătoare fiecărui din cele n straturi;

- pentru un perete cilindric simplu limitat de o suprafață interioară de diametru $D_1 = 2r_1$ și de una exterioară de diametru $D_2 = 2r_2$, ale căror temperaturi θ_1 respectiv θ_2 sunt constante ($\theta_1 > \theta_2$),
- fluxul de căldură:

$$\Phi = \frac{2\pi l (\theta_1 - \theta_2)}{\ln \frac{r_2}{r_1}} \cdot \lambda \quad [\text{W}] \quad (1.6.6)$$

l - reprezentând lungimea peretelui cilindric;

- câmpul de temperatură:

$$\theta = \theta_1 - (\theta_1 - \theta_2) \frac{\ln r/r_1}{\ln r_2/r_1} \quad [^\circ\text{C}] \quad (1.6.7)$$

r - reprezentând distanța în peretele cilindric;

- pentru un perete cilindric compus din mai multe straturi
- fluxul de căldură:

$$\Phi = \frac{\pi l (\theta_1 - \theta_{n-1})}{\sum_{j=1}^n \frac{1}{2\lambda_j} \ln \frac{r_{j+1}}{r_j}} \quad [\text{W}] \quad (1.6.8)$$

unde:

$\sum_{j=1}^n \frac{1}{2\lambda_j} \ln \frac{r_{j+1}}{r_j}$ - reprezintă rezistența termică a tuturor straturilor componente.

1.6.1.2 Convecția termică

Este schimbul de energie sub formă de căldură între un fluid și suprafața unui corp solid, aflate la temperaturi diferite.

Legea fundamentală a convecției căldurii, cunoscută ca legea lui Newton, permit calculul fluxului termic unitar cu relația:

$$q = h(\theta_p - \theta_f) \quad [W/m^2] \quad 1.6.9$$

în care:

h - este coeficientul de transfer termic superficial, în $W/m^2 \cdot K$,

θ_p - temperatura peretelui (suprafeței de schimb), în $^{\circ}C$,

θ_f - temperatura fluidului, în $^{\circ}C$ În practica curentă se întâlnesc două feluri de transmisii prin convecție, în funcție de modul în care se face mișcarea fluidului:

- convecție forțată unde mișcarea fluidului este realizată sub acțiunea unor forțe exterioare (pompe, ventilatoare etc.);
- convecție liberă unde mișcarea fluidului se datorește diferenței de densitate între zonele calde și reci ale fluidului.

1.6.1.2.1 Convecția forțată

Este cel mai important mod de transfer de căldură prin convecție, fiind întâlnită la majoritatea situațiilor practice din domeniul instalațiilor.

Forma generală a ecuației criteriale a convecției forțate este

$$Nu_x = C \cdot Re^m \cdot Pr^n \quad (1.6.10)$$

$$\bar{h} = C \cdot Re^m \cdot Pr^n \cdot \lambda / l \quad [W/m^2 \cdot K] \quad (1.6.11)$$

în care:

Nu - este criteriul Nusselt;

Re - criteriul Reynolds;

Pr - criteriul Prandt;

λ - coeficientul de conductivitate;

l - lungimea caracteristică.

În practica curentă se întâlnesc următoarele cazuri:

- curgerea laminară, în lungul unei plăci plane, cu temperatura variabilă și o porțiune neîncălzită (nerăcită), pentru care se aplică relația generală:

$$Nu_x = 0,33 Re_x^{0,5} \cdot Pr^{0,33} \left(\frac{Pr}{Pr_p}\right)^{0,25} \cdot \left(\frac{x-x_0}{x}\right) \quad (1.6.12)$$

cu următoarele precizări:

- temperatura de referință este temperatura curentului exterior de fluid θ_f ;
- lungimea caracteristică $l = x - x_0$;
- domeniul de aplicare $Re \leq 10^5$.
- curgerea în regim laminar prin conducte cilindrice, pentru care se poate aplica relația:

$$Nu_x = 0,33 Re_x^{0,5} \cdot Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_p}\right)^{0,25} \cdot \left(\frac{x}{d}\right)^{0,1} \quad (1.6.13)$$

cu următoarele precizări:

- temperatura de referință este temperatura medie în secțiunea plasată la distanța x ;
- relația este variabilă pentru: $(x/d) \leq 216$ și $Re < 10^5$;
- criteriul Pr_p se calculează pentru fluidul aflat la temperatura peretelui conductei;
- efectul curburii peretelui este cuprins în raportul $(x/D)^{0,1}$;
- curgerea în regim turbulent prin conducte cilindrice, pentru care se aplică relația criterială a lui Miheev

$$Nu_x = 0,021 Re_x^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_p}\right)^{0,25} \cdot \epsilon_j \quad (1.6.14)$$

cu următoarele precizări:

- se aplică pentru $Re > 10^4$
- diametrul interior al țevii D este considerat lungime caracteristică;
- proprietățile fizice ale fluidului se stabilesc pentru temperatura medie a fluidului;
- coeficientul ϵ_j introduce variația transmisiei căldurii pe porțiunea de stabilizare.

1.6.1.2.2 Convecția liberă

Transmisia căldurii are loc ca urmare a mișcării unui fluid pe lângă o suprafață datorită diferenței de densitate. Acest mod de transmisie a căldurii se întâlnește:

- în încăperi, la curgerea aerului cald sau rece de-a lungul elementelor de construcții;
- la curgerea aerului pe suprafețele încălzitoare;
- la circulația liberă a lichidului în jurul suprafeței încălzitoare de la schimbătoare de căldură etc.

Fenomenul este influențat de trei factori:

- forțele gravitaționale,
- cele de viscozitate,
- difuzia termică din zonele cu temperatură ridicată către cele cu temperatură scăzută.

Pentru cazurile practice se pot utiliza următoarele relații:

- **convecția liberă la o placă plană verticală sau cilindru vertical:**
 $Nu = C \cdot (Gr \cdot Pr)^m \quad (1.6.15)$

- cu următoarele precizări:
- pt. $Gr \cdot Pr = 10^4 \dots 10^9$, $C=0,59$ și $m=1/4$,
 - pt. $Gr \cdot Pr = 10^9 \dots 10^{12}$, $C=0,13$ și $m=1/3$.
 - **convecția liberă la conducte orizontale**

$$Nu = 0,5 (Gr \cdot Pr)^{1/4} \left(\frac{Pr}{Pr_p}\right)^{1/4} \quad (1.6.16)$$

cu următoarele precizări:

- $10^4 < Gr \cdot Pr < 10^8$
- temperatura de referință este tempe-

ratura fluidului în afara stratului limită.

1.6.1.3 Radiația termică

Reprezintă procesul de transformare a energiei interne a unui corp, aflat la o anumită temperatură, în energie radiantă și propagarea ei în toate direcțiile sub formă de unde electromagnetice.

Ecuția transmisiei de căldură prin radiație între două suprafețe A_1 și A_2 de temperaturi absolute $T_1 > T_2$ așezate oricum în spațiu și care schimbă între ele căldură prin radiație are forma generală.

$$\Phi_{12} = C_{12} \left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4 \right] \cdot \int_{A_1, A_2} \int \frac{\cos \omega_1 \cos \omega_2}{\pi r^2} dA_1 dA_2 \quad [W] \quad (1.6.17)$$

notând cu:

$$S_{21} = \int_{A_1, A_2} \int \frac{\cos \omega_1 \cos \omega_2}{\pi r^2} dA_1 dA_2 \quad (1.6.18)$$

în care:

S_{21} - este coeficientul de iradiere reciprocă (coeficientul unghiular mediu sau factorul de formă) și se calculează prin metoda integrării directe sau metode aproximative.

În calculele practice se utilizează metoda coeficienților lui Poleak, adică:

$$S_{21} = S_{12} = \bar{\varphi}_{12} A_1 = \bar{\varphi}_{21} A_2 \quad (1.6.19)$$

în care:

$\bar{\varphi}_{12}$ și $\bar{\varphi}_{21}$ - sunt coeficienții unghiulari medii.

Coeficienții unghiulari medii se pot calcula ținând seama de forma, poziția și mărimea suprafețelor care schimbă căldură între ele. La calculul instalațiilor de încălzire prin radiație, determinarea coeficienților unghiulari medii $\bar{\varphi}_{12}$ și $\bar{\varphi}_{21}$ nu pun probleme deosebite dat fiind faptul că suprafețele care schimbă căldură între ele au forme geometrice bine definite (dreptunghice, pătrate etc.), iar pe de altă parte pozițiilor lor în spațiu, una față de cealaltă, sunt paralele sau perpendiculare.

În calcule se utilizează și ecuația:

$$\Phi_{12} = A_1 \cdot \bar{\varphi}_{12} \cdot h_r \cdot (\theta_1 - \theta_2) \quad [W] \quad (1.6.20)$$

în care:

h_r - coeficientul de schimb de căldură prin radiație se calculează cu formula:

$$h_r = C_{12} \frac{\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4}{\theta_1 - \theta_2} = C_{12} b \quad [W/m^2 \cdot K] \quad (1.6.22)$$

unde:

b - este factorul de temperatură,

C_{12} - este coeficientul de radiație pentru cele două suprafețe.

1.6.1.4 Schimbul global de căldură

Caracteristica cantitativă a procesu-

lui general de schimb de căldură îl constituie coeficientul global de transmisie a căldurii U sau rezistența termică globală R .

În regim staționar, schimbul global de căldură se exprimă sub forma

$$\Phi = U \cdot A \cdot \Delta T \quad [\text{W}] \quad (1.6.22)$$

sau

$$\Phi = (A \cdot \Delta T) / R \quad [\text{W}] \quad (1.6.23)$$

în care:
 ΔT - este diferența de temperatură dintre cele două fluide,
 A - suprafața de schimb de căldură.

Expresia coeficientului global de transmisie termică unidirecțională printr-un perete plan, compus din mai multe straturi, are forma:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \sum_{j=1}^n \frac{\delta_j}{\lambda_j} + \frac{1}{h_2}} \quad [\text{W/m}^2 \cdot \text{K}] \quad (1.6.24)$$

exprimând rezistența termică cu:

$$R = \frac{1}{h_1} + \sum_{j=1}^n \frac{\delta_j}{\lambda_j} + \frac{1}{h_2} \quad [\text{m}^2 \cdot \text{K/W}] \quad (1.6.25)$$

Expresia coeficientului global de transmisie a căldurii printr-un perete cilindric compus din mai multe straturi are forma:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_1 D_1} + \sum_{j=1}^n \frac{1}{2 \lambda_j} \cdot \ln \frac{D_{j+1}}{D_j} + \frac{1}{h_2 D_{j+1}}} \quad [\text{W/m}^2 \cdot \text{K}] \quad (1.6.26)$$

exprimând rezistența termică cu:

$$R = \frac{1}{h_1 D_1} + \sum_{j=1}^n \frac{1}{2 \lambda_j} \cdot \ln \frac{D_{j+1}}{D_j} + \frac{1}{h_2 D_{j+1}} \quad [\text{m}^2 \cdot \text{K/W}] \quad (1.6.27)$$

Valorile coeficienților de schimb de căldură h_1 și h_2 sunt determinate din condițiile de stare și mișcare a fluidelor.

1.6.2. Elemente de transfer de masă

Materialele de construcții opun o anumită rezistență la trecerea vaporilor, în funcție de structura lor și de conținutul lor de umiditate.

În termotehnica construcțiilor, procesele de difuzie a lichidelor, gazelor și vaporilor prin porii materialelor (cărămidă, beton, lemn, izolații etc.) reprezintă exemple de transfer de masă însoțit de transmisia căldurii, absorbția sau modificarea fazelor.

Expresia fluxului de vaporii difuzat se poate calcula și în funcție de diferența presiunilor parțiale ale vaporilor de apă,

$$g = b(p_{v1} - p_{v2}) \quad [\text{kg/m}^2] \quad (1.6.28)$$

în care:
 b - este coeficientul de schimb prin difuzie a vaporilor.

Câmpul de concentrație p_v al vaporilor dintr-un element de construcție se

determină, în mod analog, ca și câmpul de temperatură θ cu relația:

$$p_v = p_{v1} - \frac{\sum R_{vx}}{R_v} (p_{v1} - p_{v2}) \quad [\text{Pa}] \quad (1.6.29)$$

în care:

p_{v1} și p_{v2} - sunt presiunile parțiale ale vaporilor din aer din cele două medii separate de elementul de construcție;

R_{vx} - rezistența la vaporii a elementului de construcție până în stratul x_i ;

R_v - rezistența la vaporii a elementului de construcție [m/s] care se calculează cu relația:

$$R_v = \sum_{j=1}^n d_j \frac{M_j}{\mu_j} \quad [\text{m/s}] \quad (1.6.30)$$

în care:

M_j - este coeficientul de difuzie al vaporilor de apă în funcție de temperatura medie a stratului [s^{-1}];

d_j - grosimea fiecărui strat [m];

μ_j - factor de rezistență la permeabilitate la vaporii a stratului j .

1.6.3. Curgerea fluidelor în conducte

Ansamblul de conducte împreună cu utilajele (cazan, pompe, schimbătoare de căldură etc.) și accesoriile respective (robinete, vane, clapete de reglare și de sens etc.), care asigură producerea, transportul și distribuția fluidelor, formează sistemul hidraulic sau instalația hidraulică.

În instalațiile de încălzire, mișcarea fluidelor este, de obicei, turbulentă și numai în cazuri excepționale este laminară.

La calculele hidraulice ale unei rețele de conducte este necesar să se țină seama de caracteristicile:

- **geometrice**: numărul de noduri, numărul de tronsoane și lungimea acestora precum și de numărul de inele;

- **hidraulice**: debite (fluid, căldură), viteze ale fluidului, sarcini hidraulice disponibile.

Rețelele de conducte din instalațiile de încălzire sunt inelare (închise), iar curgerea fluidelor este considerată ca o mișcare permanentă și unidimensională, fiind caracterizată prin două mărimi principale:

- viteza fluidului v [m/s]

- cota piezometrică:

$$H_p = z + \frac{p}{\rho g} \quad [\text{m}],$$

care reprezintă caracteristica de presiune a curentului unidimensional, variabil în lungul curentului de la o secțiune la alta, datorită disipării continue a energiei hidraulice în căldură prin lucrul mecanic al forțelor interne de viscozitate.

1.6.3.1 Modelul matematic al unei rețele inelare este dat de:

- **ecuația de continuitate**:

$$\dot{V} = v_1 \cdot A_1 = v_2 \cdot A_2 = \text{const.} \quad (1.6.31)$$

în care:

\dot{V} - debitul volumic al fluidului,

v_1 - viteza fluidului în secțiunea A_1 ,

v_2 - viteza fluidului în secțiunea A_2

- **ecuația energiilor (Bernoulli)**:

$$\left(z + \frac{p}{\rho \cdot g} \right)_1 + \left(\frac{v^2}{2g} \right)_1 = \left(z + \frac{p}{\rho \cdot g} \right)_2 + \left(\frac{v^2}{2g} \right)_2 + E_{r_{12}} \quad (1.6.32)$$

în care:

$\left(z + \frac{p}{\rho \cdot g} \right)_{1 \text{ și } 2}$ - sunt energiile potențiale în punctele 1 și 2 de pe tronsonul de conductă;

$\left(\frac{v^2}{2g} \right)_{1 \text{ și } 2}$ - sunt energiile cinetice în punctele 1 și 2 de pe tronsonul de conductă.

$E_{r_{1,2}}$ este energia disipată între punctele 1 și 2

- **relațiile pentru calculul pierderilor de sarcină**

• **pierderile de sarcină lineare**, reprezentând consumul de energie mecanică a unității de greutate a fluidului, când acesta parcurge distanța l , adică este energia consumată pentru învingerea rezistențelor de frecare a fluidului pe pereții conductelor

$$\Delta p_d = R \cdot l \quad [\text{Pa}] \quad (1.6.33)$$

Pierdere de sarcină liniară unitară este dată de relația:

$$R = \frac{\Delta p_d}{l} \quad [\text{Pa/m}] \quad (1.6.34)$$

Este dependentă de raza hidraulică r , de viteza fluidului v , de natura fluidului (caracterizat prin densitatea ρ și coeficientul de viscozitate dinamic μ) precum și de rugozitatea κ a pereților conductei, exprimată prin coeficientul de frecare λ , și se poate scrie sub forma

$$R = \frac{\lambda}{d} \cdot \frac{v^2}{2} \cdot \rho \quad [\text{Pa/m}] \quad (1.6.35)$$

Coeficientul de frecare sau de rezistență hidraulică liniară λ a fost studiat prin cercetări experimentale și a rezultat că:

- pentru curgere laminară în conducte $R < 2320$ se calculează cu relația lui Darcy:

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (1.6.36)$$

- pentru curgere turbulentă se utilizează formula lui Colebrook - White:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log \left[\frac{2,51}{Re \sqrt{\lambda}} + \frac{\kappa}{3,71 \cdot D} \right] \quad (1.6.37)$$

în care:

D - este diametrul conductei [mm];

κ - rugozitatea absolută [mm].

- pierderile de sarcină locale apar de-a lungul conductelor în zonele de neuniformități (curbe, coturi, robinete, vane etc.) și se calculează cu relația:

$$\Delta p_l = Z = \sum \xi \frac{v^2}{2} \rho \quad [\text{Pa}] \quad (1.6.38)$$

în care:

$\Sigma \xi$ - sunt coeficienți de rezistență locală, dependenți de forma obstacolului care produce rezistența locală.

1.6.3.2 Ecuația fundamentală a pierderilor de sarcină

Pentru rețelele din instalațiile de încălzire, ținând seama de relațiile 1.6.35 și 1.6.38 se prezintă astfel:

$$\Delta p = \frac{\lambda l}{D} \cdot \frac{v^2}{2} \rho + \Sigma \xi \frac{v^2}{2} \rho \quad [\text{Pa}] \quad \text{sau}$$

$$\Delta p = \frac{v^2}{2} \rho \left(\frac{\lambda l}{D} + \Sigma \xi \right) \quad [\text{Pa}] \quad (1.6.39)$$

unde ținând seama de ecuația de continuitate 1.6.33, în care, exprimând secțiunea conductei în funcție de diametrul D [mm] și debitul de fluid \dot{V} [m³/h] se obține forma finală a pierderilor de sarcină totale.

$$\Delta p = 6,25 \cdot 10^4 \cdot \frac{\dot{V}^2}{D^4 \rho} \left(\frac{\lambda l}{D} + \Sigma \xi \right) \quad [\text{Pa}] \quad (1.6.40)$$

relații pe baza cărora se fac calculele hidraulice de dimensionare și de verificare a rețelelor de conducte din instalațiile de încălzire.

1.6.3.3 Calculul hidraulic al rețelelor de conducte

În calculele practice pot interveni

următoarele cazuri:

- cunoscută fiind rețeaua de conducte a instalației, cu caracteristicile fiecărui tronson (lungimea l , diametrul D , debitul de fluid \dot{V}) și traseul cu rezistențele locale, prin înlocuirea valorilor date de relația 1.6.40 și efectuarea operațiilor respective se obține pierderea de sarcină Δp .

- cunoscut fiind traseul rețelei de conducte și caracteristicile fiecărui tronson (lungimea l și debitul de fluid \dot{V}) și, în unele cazuri, presiunea disponibilă H , se cere să se determine diametrele conductelor care alcătuiesc tronsoanele rețelei. În acest caz problema se reduce la dimensionarea rețelei de conducte, care este mai dificilă, deoarece coeficientul lui Darcy - λ - depinde de diametrul conductei și de viteza v a fluidului.

Calculul de dimensionare a unei rețele se face printr-un calcul iterativ, împărțindu-se în etapele:

a - calculul preliminar, în care se stabilesc diametrele preliminare ale conductelor, presupunând cunoscute, fie presiunea disponibilă H (ex.: instalațiile de încălzire prin gravitate, instalațiile cu abur de presiune joasă etc.) fie viteza v a fluidului (ex.: instalațiile de încălzire cu apă caldă cu circulație prin pompare etc.).

În cazul cunoașterii presiunii disponibile H , diametrele preliminare ale conductelor se stabilesc în funcție de debitele de fluid G și de pierderea de sarcină R_m . Valoarea R_m se determină din relația care exprimă legătura dintre pierderile de sarcină totale $\Sigma(Rl + Z)$ ale circuitului considerat și presiunea disponibilă H cunoscută, a aceluiași circuit, adică:

$$H \geq \Sigma(Rl + Z) \quad [\text{Pa}] \quad (1.6.41)$$

unde se aproximează că pentru pierderile de sarcină în rezistențele locale se

consumă $\Sigma Z = aH$, rezultând pentru învingerea rezistenței lineare:

$\Sigma(Rl) = (1 - a)H$, de unde se obține:

$$R_m = \frac{(1 - a)H}{\Sigma l} \quad [\text{Pa/m}] \quad (1.6.42)$$

și în care valoarea coeficientului a este stabilit pe baze statistice considerându-se pentru instalațiile de încălzire interioare $a = 0,33$, iar pentru rețelele de transport $a = 0,10$. În cazul necunoașterii presiunii disponibile H , diametrele preliminare ale conductelor se stabilesc în funcție de debitele de fluid \dot{V} și de vitezele v ale fluidului în tronsoanele de conducte. Vitezele v ale fluidului în tronsoanele de conducte se consideră, în general, crescătoare de la consumatori spre sursa termică.

b - calculul de verificare constă în a verifica dacă pentru diametrele preliminare stabilite, pierderile de sarcină înregistrate la debitele nominale pe diversele circuite alimentate dintr-un nod sunt mai mici sau sensibile egale cu presiunea disponibilă în nodul respectiv, adică:

$$\Sigma(Rl + Z) \leq Hd \quad [\text{Pa}] \quad (1.6.43)$$

Pentru calculul hidraulic al conductelor sunt necesare următoarele operații preliminare:

- întocmirea schemei coloanelor instalației de încălzire care se desenează la scara 1:50 sau 1:100 planșele dintre niveluri, coloanele, corpurile de încălzire cu legăturile la coloane;
- întocmirea planului profilului rețelei de distribuție a conductelor care alimentează coloanele;
- înscrierea pe fiecare tronson de conductă din plan și schemă: debitul de căldură Φ , sau debitul de fluid \dot{V} ; lungimea l și diametrul D ale conductei (în ipoteza verificării regimului hidraulic al instalației).

1.7. Mărimi și unități de măsură

Nr crt.	Simbol	Denumirea	Sistemul de unități		Relații de conversie
			SI	M kgf s	
1	c	Căldură masică	J/kg·K	kcal/kg·°C	1 W/m ² ·K = 1/4185,5 kcal/kgf·°C
2	C	Căldură latentă de vaporizare	J/kg	kcal/kg	1 J/kg = 1/4185,5 kcal/kg
3	h	Coeficient transfer de căldură	W/m ² ·K	kcal/m ² ·h·°C	1 W/m ² ·K = 1/1,1623 kcal/m ² ·h·°C
4	λ	Conductivitate termică	W/m·K	kcal/m·h·°C	1 W/m·K = 1/1,1623 kcal/m·h·°C
5	Φ	Debit (flux) de căldură	W, kW	kcal/h	1 kW = 10 ³ W = 860 kcal/h
6	q	Densitatea fluxului termic	W/m ² , kW/m ²	kcal/m ² ·h	1 kW/m ² = 10 ³ W = 860 kcal/m ² ·h
7	E	Energie	J, kWh	kgf·m, kcal	1 J = 0,102 kgf·m 1 kW = 10 ³ W = 860 kcal/h
8	h	Entalpie specifică	J/kg	kcal/kgf	1 J/kg = 1/4185,5 kcal/kgf
9	F	Forță	N	kgf	1 N = 0,102 kgf
10	p	Presiune	Pa, N/m ² , bar	kgf/cm ² , at, kgf/m ²	1 Pa = 1 N/m ² = 10 ⁻⁵ bar = 0,102 kgf/m ² 1 at = 1 kgf/m ²
11	P	Putere	W = J/s	kgf·m/s kcal/h	1 W = 0,102 kgf·m/s 1 kW = 10 ³ W = 860 kcal/h
12	PC	Putere calorică	kJ/kg	kcal/kg	1 kJ/kg = 1/4,18 kcal/kg
13	R	Rezistență termică	m ² ·K/W	m ² ·h·°C/kcal	1 m ² ·K/W = 1,1623 m ² ·h·°C/kcal
14	T	Temperatură termodinamică	K	°C	1 K = 1 °C Punct triplu al apei: 0 °C = 273,16 K
15	μ	Viscozitate dinamică	kg/m·s	kgf·s/m ²	1 kg/m·s = 0,102 kgf·s/m ²
16	ν	Viscozitatea cinematică	m ² /s		
17	\dot{M}	Debit masic termic	kg/s		
18	\dot{V}	Debit volumic termic	m ³ /s		
19	ΔT	Diferența de temperatură	K		



I. Instalații de încălzire

Capitolul 2

Protecția termică a clădirilor



2.1. Elementele de construcții ale clădirilor

Protecția termică a elementelor de construcții care delimitează încăperile încălzite, se realizează în vederea asigurării climatului interior impus de exigențele igienico-sanitare și de confort la clădirile de locuit și terțiare, de condițiile necesare desfășurării muncii și procesului tehnologic la clădirile industriale, precum și pentru reducerea consumului de energie și de combustibil în exploatare. Protecția termică se realizează atât pentru elementele de construcție perimetrale, cât și pentru elementele de construcție interioare care despart spații între care există o diferență de temperatură mai mare de 5 K.

2.1.1. Anvelopa clădirii

Este alcătuită din totalitatea suprafețelor elementelor de construcție perimetrale care delimitează volumul interior (încălzit) al unei clădiri, de mediul exterior sau de spații neîncălzite din exteriorul clădirii.

Calculul și verificările termotehnice se referă la următoarele elemente de construcție perimetrale:

1. partea opacă a pereților exteriori, inclusiv suprafața adiacentă rosturilor deschise;
2. componentele transparente și translucide ale pereților exteriori și acoperișurilor (tâmplăria exterioară, pereții vitrați și luminatoarele);
3. planșeele de pe ultimul nivel, de sub terase și poduri;
4. planșeele care delimitează clădirea la partea inferioară față de mediul exterior (bowindowi, ganguri de trecere etc.);
5. planșeele de peste pivnițe și subsoluri neîncălzite;
6. plăcile amplasate pe sol și pereții de pe conturul exterior al subsolurilor parțial sau complet îngropate în pământ;
7. pereții și planșeele care separă volumul clădirii de spații adiacente neîncălzite sau mult mai puțin încălzite, precum și spațiul rosturilor închise.

2.1.1.1 Pereții exteriori

În zona lor opacă - sunt executați dintr-un singur material (monostrat) - fig. 2.1.1 a - sau din mai multe straturi de materiale diferite (multistrat) - fig. 2.1.1 b.

2.1.1.2 Elemente de construcții vitrate

Prin acestea se realizează iluminatul natural, trecerea parțială a radiației solare și ventilare naturală a spațiilor interioare. Ele sunt: tâmplăria exterioară (ferestre și uși), pereții vitrați, luminatoarele.

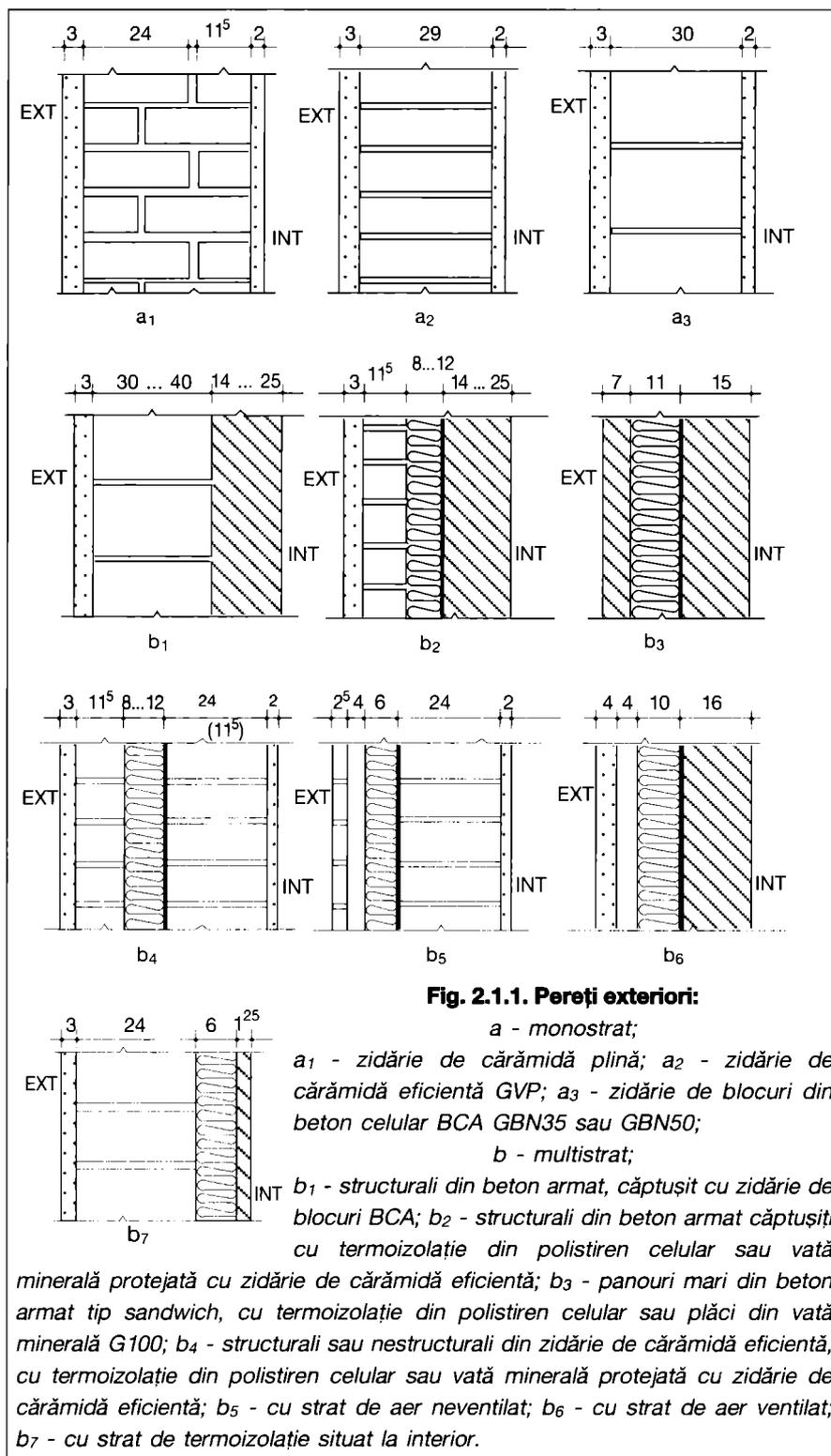


Fig. 2.1.1. Pereții exteriori:

a - monostrat;

a₁ - zidărie de cărămidă plină; a₂ - zidărie de cărămidă eficientă GVP; a₃ - zidărie de blocuri din beton celular BCA GBN35 sau GBN50;

b - multistrat;

b₁ - structurali din beton armat, căptușit cu zidărie de blocuri BCA; b₂ - structurali din beton armat căptușiti cu termoizolație din polistiren celular sau vată minerală protejată cu zidărie de cărămidă eficientă; b₃ - panouri mari din beton armat tip sandwich, cu termoizolație din polistiren celular sau plăci din vată minerală G100; b₄ - structurali sau nestructurali din zidărie de cărămidă eficientă, cu termoizolație din polistiren celular sau vată minerală protejată cu zidărie de cărămidă eficientă; b₅ - cu strat de aer neventilat; b₆ - cu strat de aer ventilat; b₇ - cu strat de termoizolație situat la interior.

Tâmplăria exterioară (ferestre și uși) este compusă din ansamblul ramă (toc și cercevea) și foile de geam.

Rama se execută din lemn, din metal (aluminiu sau oțel) - cu sau fără inserție de material termoizolator pentru rupeerea punților termice. După modul de deschidere, ramele pot fi simple, cu plate și duble (fig. 2.1.2).

Vitrajele se execută din unul, două sau mai multe foi de geam; pot fi simple sau termoizolatoare (duble sau triple).

Geamul simplu poate fi clar incolor, absorbant sau reflectant.

Geamurile termoizolante sunt executate din două sau trei foi de geam, sudate sau etanșate pe contur, astfel încât între foi să se creeze un spațiu închis, ermetic, umplut cu aer sau cu alte gaze inerte (argon, kripton, xenon etc.) sau un spațiu parțial vidat, în scopul reducerii transferului conductiv și convectiv între foile de geam. Una sau ambele foi ale geamului termoizolant pot fi tratate special.

Ferestrele și ușile cu cercevele metalice sunt prevăzute cu tamponare termoizolante pentru întreruperea punților

termice (fig. 2.1.3).

Este important ca la elementele mobile ale tâmplăriei exterioare să se ia

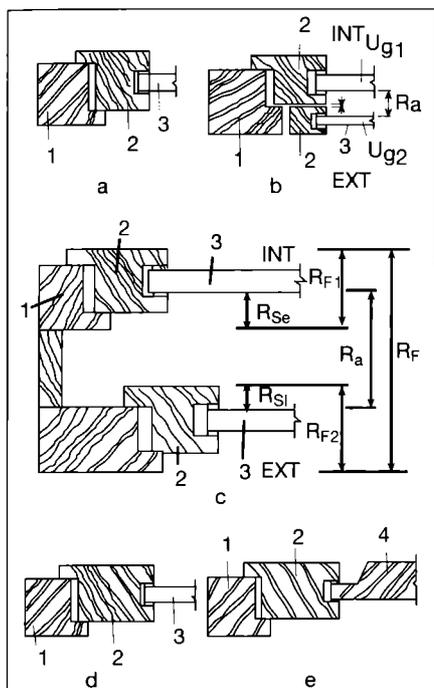


Fig. 2.1.2. Tâmplărie exterioară: ferestre și uși din lemn:

a - fereastră simplă; b - fereastră cu plată; c - fereastră dublă; d - ușă vitrată; e - ușă opacă;
1 - toc; 2 - cercevea; 3 - geam (simplu, dublu sau triplu); 4 - panou opac.

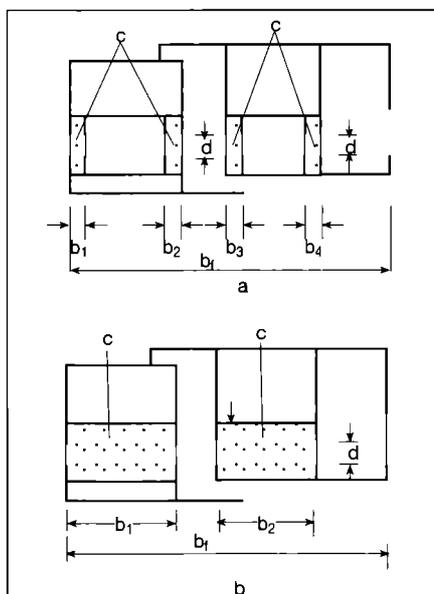


Fig. 2.1.3. Ferestre și uși din metal:

a - variantă cu tamponaj având $\lambda = 0,2...0,3 \text{ W/m}\cdot\text{K}$ și $\Sigma b_j \leq 0,2 b_f$;
b - variantă cu tamponaj având $\lambda = 0,1...0,2 \text{ W/m}\cdot\text{K}$ și $\Sigma b_j \leq 0,3 b_f$;
d = distanța minimă între profilurile din aluminiu opuse; b_j = lățimea tamponajelor termice;
 b_f = lățimea tocului și a cercevei;
c = tamponaj termic.

măsurile speciale de etanșare contra infiltrațiilor de aer, prevăzându-se garnituri din cauciuc sau din alte materiale similare.

2.1.1.3 Terase și planșee spre poduri neîncălzite

Planșeele de terasă (fig. 2.1.4) au, obligatoriu, în componența lor și următoarele straturi:

- straturi cu rol termo și hidroizolator;
- beton de pantă, pentru realizarea înclinației necesare în vederea colectării apelor pluviale;
- barieră contra vaporilor de apă, amplasată pe partea caldă a stratului termoizolator;
- strat de difuzie sau strat de aer ventilat, amplasate deasupra elementelor din care trebuie eliminate vaporii de apă (șape, beton de pantă etc.);
- protecția exterioară a hidroizolației: strat de pietriș de 4 cm grosime - la terase necirculabile, dale prefabricate din beton - la terasele circulabile, sau

pelicule speciale.

Planșeele spre poduri (fig. 2.1.5) sunt prevăzute cu un strat de termoizolație (zgură, cenușă de termocentrală, vată minerală etc.) protejat cu o șapă de ciment de 3 cm grosime.

2.1.1.4 Planșee spre coridoare exterioare

Au structura unui planșeu obișnuit la care se adaugă un strat de termoizolație, amplasat fie la interior sub pardoseală, fie la exterior, montat în cofraj odată cu turnarea betonului plăcii și protejat cu tencuială.

2.1.1.5 Planșee spre pivnițe și subsoluri neîncălzite

Sunt prevăzute cu un strat de termoizolație (polistiren, vată minerală, vată de sticlă, poliuretan etc.) amplasat fie sub pardoseală, fie la intradosul planșeului (fig. 2.1.6).

La planșeele spre încăperile neîncălzite este necesar a se avea în vedere

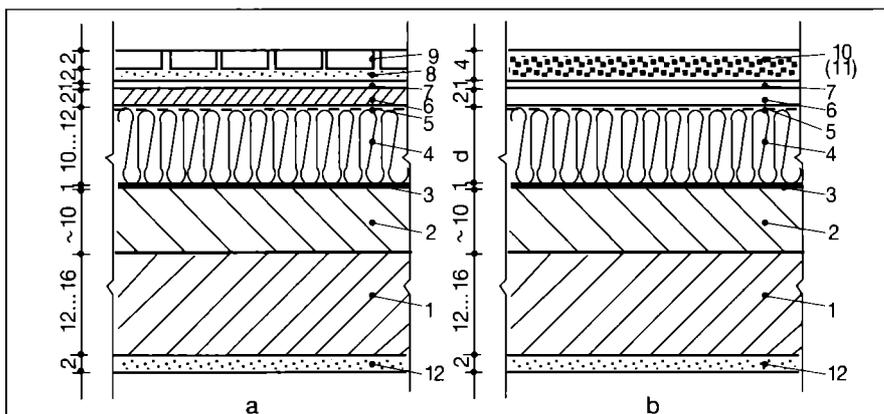


Fig. 2.1.4. Alcătuirii de planșee spre terase:

a - terasă circulabilă; b - terasă necirculabilă;

- 1 - planșeu din beton armat; 2 - beton de pantă; 3 - barieră contra vaporilor; 4 - termoizolație (polistiren, vată minerală etc); 5 - strat de difuzie a vaporilor; 6 - șapă de protecție; 7 - hidroizolație; 8 - nisip; 9 - dale de mozaic 20 x 20 x 2 cm; 10 - pietriș mărgăritar; 11 - strat de protecție cu folie reflectantă; 12 - tencuială.

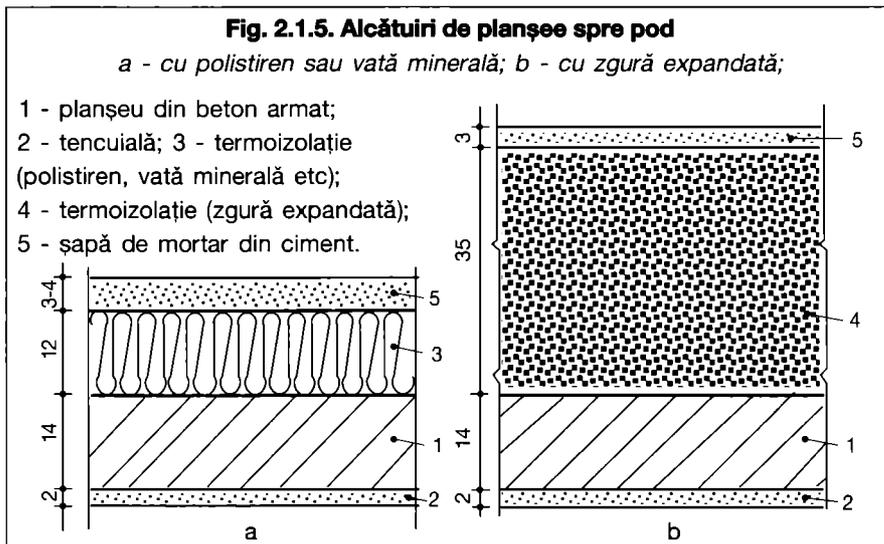


Fig. 2.1.5. Alcătuirii de planșee spre pod

a - cu polistiren sau vată minerală; b - cu zgură expandată;

- 1 - planșeu din beton armat; 2 - tencuială; 3 - termoizolație (polistiren, vată minerală etc); 4 - termoizolație (zgură expandată); 5 - șapă de mortar din ciment.

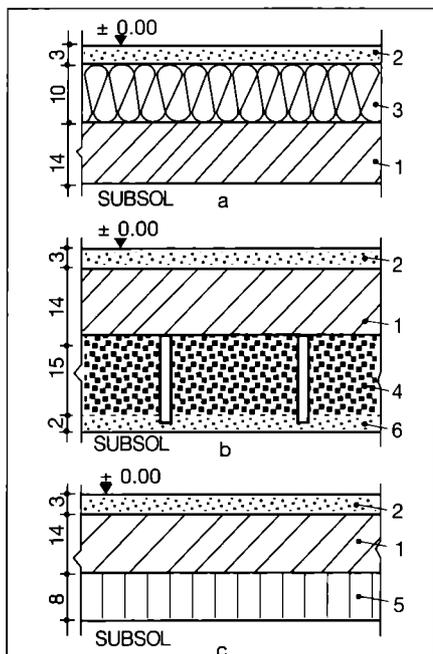


Fig. 2.1.6. Alcătuirii de planșee peste pînîțe și subsoluri neîncălzite:
 a - termoizolație: polistiren sau vată minerală sub șapă; b - termoizolație: plăci BCA la intradosul planșeului; c - termoizolație: spumă poliuretanică la intradosul planșeului;
 1 - planșeu din beton armat; 2 - șapă de mortar din ciment; 3 - termoizolație din polistiren sau vată minerală; 4 - termoizolație din plăci de BCA; 5 - spumă poliuretanică; 6 - mortar din ciment.

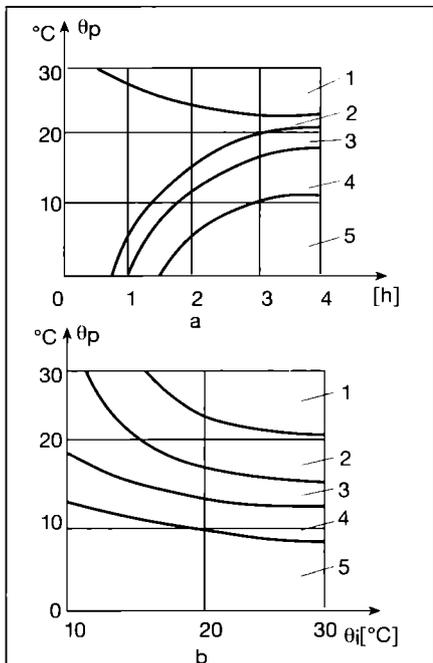


Fig. 2.1.7. Senzația de confort pentru talpa piciorului încălțat în funcție de temperatura pardoselii θ_p :
 a - durata de staționare pe pardoseală [h]; b - temperatura aerului interior θ_i [°C];
 1 - prea cald; 2 - admisibil;
 3 - răcoros; 4 - rece; 5 - foarte rece.

și tipul de pardoseală prevăzut. Se știe că temperatura normală a tălpii piciorului încălțat este de 29 ... 30 °C și că pierderea de căldură suferită de acesta, în direcția pardoselii, în sezonul rece, creează senzația de disconfort. La piciorul încălțat corect (pantofi, ciorapi), transferul termic se face preponderent prin convecție și radiație, iar senzația de rece depinde de temperatura pardoselii, de temperatura aerului în apropierea pardoselii și de timpul de staționare (fig. 2.1.7).

La piciorul încălțat ușor sau desculț tranferul termic spre pardoseală se realizează, în cea mai mare parte, prin conducție, în funcție de temperatura acesteia și de coeficientul de asimilare a căldurii la contact - b - caracteristic materialului din care este compus

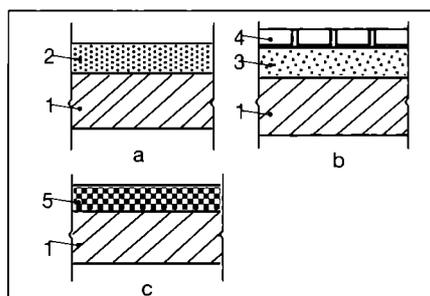


Fig. 2.1.8. Pardoseli reci:
 a - beton asfaltic pentru hale industriale; b - dale din piatră naturală (marmură, bazalt, gresie etc); c - mozaic;
 1 - planșeu din beton armat; 2 - beton asfaltic; 3 - mortar mixt de var și ciment; 4 - piatră naturală; 5 - mozaic.

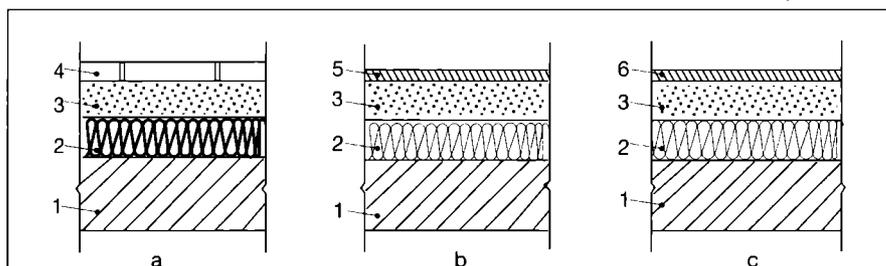


Fig. 2.1.9. Pardoseli calde:
 a - parchet lipit pe șapă de mortar; b - covor din PVC; c - mochetă;
 1 - planșeu din beton armat; 2 - termoizolație; 3 - șapă de egalizare; 4 - lamele parchet de 10 sau 17 mm grosime; 5 - covor din PVC (linoleum) de 15 mm grosime; 6 - covor tip mochetă de 10...20 mm grosime.

Tabelul 2.1.1. Clasificarea pardoselilor din punct de vedere al senzației de cald-rece		
Tipul pardoselii după senzația de confort la contact cu talpa piciorului	Coeficient de asimilare termică la contact -b- [W·s ^{-1/2} /m ² ·K]	Coeficientul de asimilare termică s ₂₄ [W/m ² ·K]
Foarte cald	< 350	< 3,0
Cald	350...700	3,0...6,0
Optimal	700... 1050	6,0...9,0
Răcoros	1050... 1400	9,0... 12,0
Rece	> 1400	> 12,0

stratul superior al pardoselii finite:

$$b = \sqrt{\lambda c \rho} \quad [W \cdot s^{-1/2} / m^2 \cdot K] \quad (2.1.1),$$

în care:
 λ - conductivitatea termică a materialului [W/m·K];
 ρ - densitatea aparentă a materialului [kg/m³];
 c - căldura specifică masică, conform datelor din Anexa 2.1 [J/kg·K].

În funcție de valoarea coeficientului b, pardoselile se pot clasifica din punct de vedere al senzației de cald-rece (tab. 2.1.1.).

Relația de corespondență între coeficientul b și coeficientul de asimilare s₂₄ este:

$$s_{24} = \sqrt{\frac{2\pi}{\tau_0}} \cdot b = 0,008526 \cdot b \quad [W/m^2 \cdot K] \quad (2.1.2),$$

în care:
 τ_0 - perioada de oscilație diurnă a temperaturii exterioare ($\tau_0 = 24 \text{ ore} = 86.400 \text{ s}$).

În categoria pardoselilor reci sunt incluse: marmora, piatră naturală, asfaltul, betonul, mozaicul de ciment, piatră spartă, mozaicul venețian, gresia, plăcile ceramice etc. (fig. 2.1.8).

În categoria pardoselilor calde sunt incluse: parchetul, covorul PVC, mochetă etc. (fig. 2.1.9).

2.1.1.6 Planșee amplasate pe pământ

Sunt prevăzute cu un strat termoizolator pe toată suprafața sau cel puțin pe o fâșie cu lățimea de 1,0 m pe tot conturul, amplasat fie peste placa din beton - sub pardoseală, fie sub placa din beton. Pentru reducerea pierderilor

de căldură perimetrale, este obligatorie prevederea unui strat termoizolator la nivelul soclului.

2.1.1.7 Pereții care separă spațiile încălzite de cele adiacente neîncălzite sau mult mai puțin încălzite

Aceste elemente pot fi sau nu prevăzute cu un strat termoizolator.

Anumite elemente de mobilier, de exemplu, dulapurile în perete sau

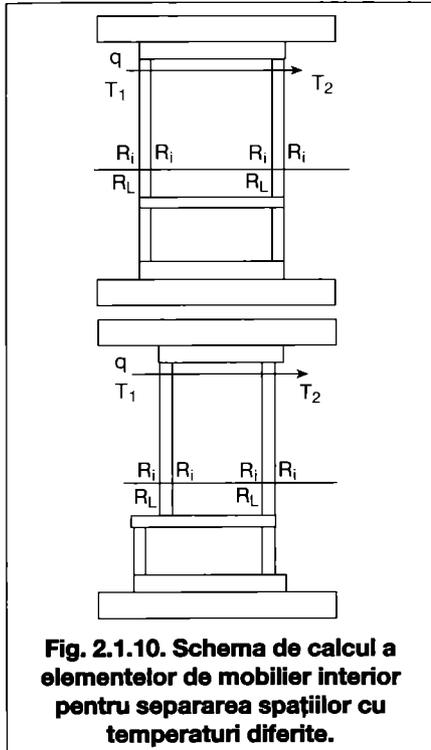


Fig. 2.1.10. Schema de calcul a elementelor de mobilier interior pentru separarea spațiilor cu temperaturi diferite.

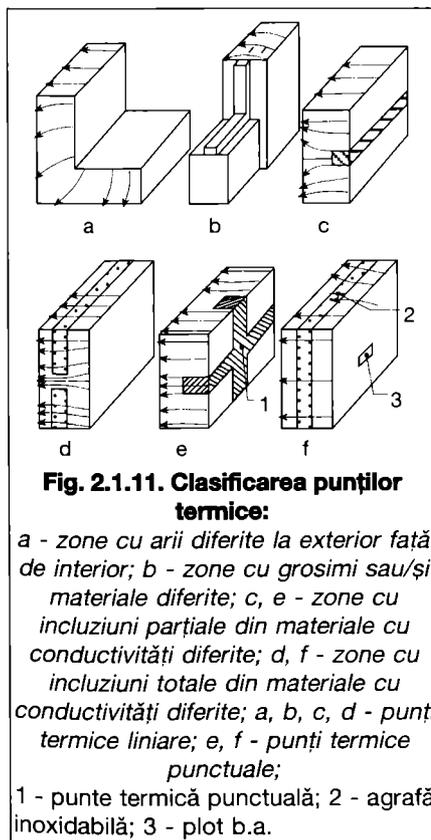


Fig. 2.1.11. Clasificarea punților termice:

a - zone cu arii diferite la exterior față de interior; b - zone cu grosimi sau/și materiale diferite; c, e - zone cu incluziuni parțiale din materiale cu conductivități diferite; d, f - zone cu incluziuni totale din materiale cu conductivități diferite; a, b, c, d - punți termice liniare; e, f - punți termice punctuale; 1 - punte termică punctuală; 2 - agrafă inoxidabilă; 3 - plot b.a.

biblioteca, pot reprezenta elemente de separare a spațiilor interioare cu rezistență la transfer termic și capacitate de acumulare a căldurii, deloc neglijabilă.

În situația separării a două spații de temperaturi diferite trebuie luată în considerare rezistența termică introdusă de un astfel de element de mobilier sub forma sumei rezistențelor termice (fig. 2.1.10).

Relația de calcul a rezistenței termice este:

$$R = \sum R_j = 4R_i + 2R_L \quad [\text{m}^2\text{-K/W}] \quad (2.1.3),$$

în care:

R_i - este rezistența termică superficială interioară ($R_i = 0,125 \text{ m}^2\text{-K/W}$);

R_L - rezistența termică specifică prin peretele de lemn al elementului de mobilier [$\text{m}^2\text{-K/W}$].

2.1.1.8 Considerații generale privind alcătuirea anvelopei

Din punct de vedere termotehnic, elementele de construcții care alcătuiesc anvelopea unei clădiri sunt realizate din straturi omogene, cvasiomogene și din punți termice.

Straturile omogene au grosime constantă cu caracteristici termotehnice uniforme sau care pot fi considerate uniforme.

Straturile cvasiomogene sunt alcătuite din două sau mai multe materiale având conductivități termice diferite, dar care pot fi considerate ca straturi omogene având conductivități termice echivalente.

Punțile termice (fig. 2.1.11) reprezintă zone ale anvelopei unei clădiri în care rezistența termică, altfel uniformă, este sensibil modificată ca urmare a faptului că izotermele nu sunt paralele cu suprafețele elementelor de construcții. În consecință, fluxul termic - altfel unidirecțional - este sensibil modificat. În zonele punților termice se modifică și temperaturile superficiale interioare.

Punțile termice apar datorită:

- penetrării parțiale sau totale a elementelor de construcții perimetrale, cu materiale având o conductivitate termică diferită;
- schimbării grosimii elementului de construcții;
- diferenței între ariile suprafețelor interioare și exterioare, așa cum apar la colțurile dintre pereți, precum și la cele dintre pereți și planșee.

Din punctul de vedere al lungimii lor, punțile termice se clasifică în: punți termice liniare; punți termice punctuale.

Din punctul de vedere al alcătuirii lor, punțile termice sunt:

- constructive, realizate prin incluziuni locale de materiale având o conductivitate termică diferită;
- geometrice, realizate ca urmare a unor

forme geometrice specifice (colțuri, schimbări ale grosimilor etc.);

- mixte, având ambele caracteristici de mai sus.

Influența punților termice liniare și a celor punctuale asupra zonelor cu alcătuire omogenă se cuantifică, în calcule, prin coeficienți liniari Ψ , respectiv, prin coeficienți punctuali χ , de transfer termic, care amplifică sau, în unele cazuri, diminuează amplitudinea fluxului termic unidirecțional.

2.1.2. Aria anvelopei unei clădiri - A -

Se calculează ca suma tuturor ariilor elementelor de construcții perimetrale ale acesteia prin care au loc pierderile de căldură. Suprafețele se delimitează prin axele geometrice ale elementelor de construcții interioare și prin fețele interioare ale elementelor de construcții perimetrale.

2.1.3. Volumul clădiri - V -

Reprezintă volumul delimitat pe contur de fețele interioare ale elementelor de construcții perimetrale. Volumul V include atât încăperile încălzite direct (cu elemente de încălzire), cât și încăperile încălzite indirect (fără elemente de încălzire), dar la care căldura pătrunde prin pereții adiacenți, lipsiți de o termoizolație semnificativă. În acest sens se consideră ca făcând parte din volumul clădirii: camerele, debarau, vestibulului, holuri de intrare, casa scării, puțul liftului și alte spații comune. Nu se includ în volumul clădirii: camerele de pubele, verandele, precum și balcoanele și logiile, chiar în situația în care ele sunt închise cu tâmplărie exterioară.

2.1.4. Alegerea elementelor de construcții din punct de vedere termotehnic

Se face astfel încât să se realizeze, în principal, următoarele:

1. rezistența termică minimă necesară pentru asigurarea climatului interior, limitarea fluxului termic și economisirea energiei în exploatarea clădirilor;
2. evitarea condensării vaporilor de apă pe suprafața interioară a elementelor de construcții;
3. rezistența la permeabilitate la vapori, pentru limitarea sau eliminarea fenomenului de condensare a vaporilor de apă în interiorul elementelor de construcții;
4. stabilitatea termică necesară, atât pe timp de iarnă, cât și pe timp de vară.

De asemenea, la realizarea unui element de construcții perimetral trebuie avute în vedere următoarele:

- amplasarea stratului termoizolator se face de preferință spre exterior; materialele cu proprietăți termoizolatoare bune, dar fără rezistență mare la permeabilitate pentru vapori, creează condiții defavorabile la difuzia vaporilor de apă dacă sunt amplasate către interior; ele provoacă o cădere bruscă a curbei de temperaturi prin grosimea elementului, nu însă și o cădere corespunzătoare a presiunii, astfel că apare pericolul formării condensatului pe fața rece a termoizolației;
- barierele de vapori, alcătuite din materiale cu rezistență mare la permeabilitatea vaporilor de apă, trebuie amplasate pe fața caldă a termoizolațiilor;
- pentru ca un element ușor să fie echivalent cu unul masiv, este necesar să aibă o rezistență termică sporită cu atât mai mult cu cât este mai ușor;
- sunt de preferat, în general, soluțiile fără straturi de aer neventilat, deoarece prin acestea vaporii de apă trec cu ușurință, ei neavând, practic, rezistență la permeabilitatea vaporilor.

2.2. Dimensionarea elementelor de construcții perimetrare din punct de vedere termotehnic

2.2.1. Obiectivele calculului termotehnic

Verificarea termotehnică se face atât la clădirile noi, cât și la cele existente care urmează a fi supuse unor lucrări de reabilitare și de modernizare, indiferent de sistemul de încălzire utilizat.

Verificarea termotehnică a clădirilor, se face la trei niveluri:

- *pe ansamblul clădirii*, prin verificarea rezistențelor termice specifice medii ale tuturor elementelor de construcții care alcătuiesc anvelopa clădirii și prin verificarea cuantumului coeficientului global de izolare termică, ambele pe considerente termoeconomice;
- *pe fiecare încăpere*, prin verificarea rezistențelor termice specifice corectate pe considerente de confort, precum și pentru obținerea datelor necesare proiectării instalației de încălzire;
- *verificări generale*: verificarea absenței pericolului de condensare a vaporilor de apă pe suprafața interioară a elementelor de construcții; verificarea lipsei acumulării de apă de la an la an în structura interioară a elementelor de construcții și eliminarea posibilității umezirii excesive a materialelor termoizolante; verificarea stabilității termice a elementelor de construcții și a încăperilor.

Se admite ipoteza că transferul termic se face în regim staționar.

2.2.2. Calculul termotehnic pentru stabilirea grosimii stratului termoizolator

Dimensionarea stratului termoizolator la elementele de construcții perimetrare cuprinde:

a) *Determinarea rezistențelor termice și anume:*

- *rezistențele termice minime necesare* R'_{nec} din considerente igienico-sanitare și de confort, astfel încât să fie limitată diferența $\Delta\theta_{i,max}$ între temperatura aerului interior și temperatura superficială medie a suprafeței interioare (conf. 2.2.3.2.);
- *rezistențele termice minime necesare* R'_{nec} din considerente igienico-sanitare și de confort, astfel încât temperaturile pe suprafețele interioare, atât în câmp curent, cât și în dreptul punților termice, să fie mai mari decât temperatura punctului de rouă θ_r , fiind evitată apariția condensului pe suprafețele interioare (conf. 2.2.3.2.);
- *rezistențele termice minime, normate* R'_{min} în scopul reducerii consumului de energie în exploatare (conf. 2.2.3.2.);
- *rezistențele termice specifice corectate* R' cu luarea în considerare a influenței punților termice, pe fiecare element de construcții perimetral (conf. 2.2.3.1).

De asemenea, se fac următoarele verificări:

- compararea valorilor R' , calculate pentru fiecare încăpere în parte, cu rezistențele termice minime necesare R'_{nec} stabilite din considerente igienico-sanitare și de confort (conf. 2.2.3.2);
 - compararea valorilor rezistențelor termice corectate medii R'_m calculate pentru fiecare element de construcții pe ansamblul clădirii, cu rezistențele termice minime normate R'_{min} în scopul reducerii consumului de energie în exploatare (conf. 2.2.3.2);
- Rezistențele termice specifice corectate R' servesc și la:
- determinarea coeficientului global de izolare termică G sau $G1$ (conf. normativelor C 107/1 „Normativ privind calculul coeficienților globali de izolare termică la clădirile de locuit” și C 107/2 „Normativ privind calculul coeficienților globali de izolare termică la clădiri cu altă destinație decât cea de locuit”), în scopul stabilirii nivelului de performanță termotehnică de ansamblu a clădirii și comparării cu valoarea normată, stabilită în vederea limitării consumului de energie pentru încălzirea clădirilor;

- calculul necesarului de căldură, în vederea proiectării instalațiilor de încălzire.

b) *Determinarea temperaturilor pe suprafața interioară a elementelor de construcții (utilizând programele de calcul automat), în vederea:*

- verificării riscului de apariție a condensatului superficial, prin compararea temperaturilor minime pe suprafața interioară $\theta_{si,min}$ cu temperatura punctului de rouă θ_r a stării aerului din încăpere (determinată în funcție de temperatură și umiditatea relativă a aerului interior);
- verificării condițiilor de confort interior, prin asigurarea indicilor globali de confort termic PMV și PPD , în funcție de temperaturile medii de pe suprafețele interioare ale elementelor de construcții perimetrare (conf. STAS 13149 „Fizica construcțiilor. Ambianțe termice moderate. Determinarea indicilor PMV și PPD și nivelele de performanță pentru ambianțe”).
- c) *Calculul la difuzia vaporilor de apă* prin elementele de construcții perimetrare pentru limitarea condensării vaporilor de apă în interiorul acestora (2.2.5).
- d) *Calculul la stabilitate termică* a elementelor de construcții perimetrare în vederea limitării oscilațiilor temperaturii pe suprafața interioară a acestora, precum și a temperaturii aerului interior (conf. 2.2.6).

2.2.3. Determinarea rezistențelor termice specifice ale elementelor de construcții opace

2.2.3.1 Rezistențele termice specifice efective

Se determină pornind de la cele unidirectionale la care, pentru determinarea rezistențelor termice specifice corectate se ia în considerare influența punților termice.

2.2.3.1.1 Rezistența termică specifică unidirecțională - R -

Rezistența termică specifică unidirecțională a unui element de construcție alcătuit din unul sau mai multe straturi din materiale omogene, fără punți termice, inclusiv, din eventuale straturi de aer neventilat, dispuse perpendicular pe direcția fluxului termic, se calculează cu relația:

$$R = R_{si} + \sum R_s + \sum R_a + R_{se} \quad [m^2 \cdot K/W] \quad (2.2.1),$$

în care:

R_{si} - sunt rezistențele termice superficiale interioare,
 R_{se} - sunt rezistențele termice superficiale exterioare

R_{si} și R_{se} se determinate cu relațiile:
 $R_{si} = 1/h_i$, $R_{se} = 1/h_e$

în care:

h_i - reprezintă coeficientul de transfer termic superficial interior,

h_e - reprezintă coeficientii de transfer termic superficial exterior.

Valorile rezistențelor și ale coeficienților se consideră în calcule în funcție de direcția și sensul fluxului termic conform tabelului 2.2.1; la determinarea rezistențelor termice ale elementelor de construcții interioare, pe ambele suprafețe ale elementului se consideră valori $h_i = h_e = 8 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$; în spațiile neîncălzite, indiferent de sensul fluxului termic, se consideră

$h_i = h_e = 12 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$;

R_a - rezistențele termice ale straturilor de aer neventilate (tab. 2.2.2) se iau în funcție de direcția și sensul fluxului termic și de grosimea stratului de aer; valorile din tabel, din coloana „flux termic orizontal” sunt valabile și pentru fluxuri termice înclinate cu cel mult 30° față de verticală, iar cele din coloanele „flux termic vertical” sunt valabile și pentru fluxuri înclinate cu cel mult 30° față de orizontală ($\text{m}^2\text{K/W}$);

R_s - rezistența termică specifică a unui strat omogen al elementului de construcții se determină cu relația:

$$R_s = \frac{d}{\lambda} \quad [\text{m}^2\cdot\text{K/W}] \quad (2.2.2),$$

în care:

d - grosimea de calcul a stratului, [m];
 λ - conductivitatea termică de calcul a materialului (Anexa 2.1) [$\text{W/m}\cdot\text{K}$].

Relația 2.2.1 se utilizează și pentru determinarea rezistenței termice specifice în câmp curent, a elementelor de construcții neomogene (cu punți termice).

În calculul unidirecțional, suprafețele izoterme se consideră că sunt paralele cu suprafața elementului de construcții.

La elementele de construcții cu permeabilitate la aer ridicată, determinarea rezistenței termice specifice unidirecționale se face cu luarea în considerare a prevederilor C107/7.

Când există un oarecare grad de ventilare a spațiului de aer, deci o comunicare cu mediul exterior, apar următoarele situații:

- *Strat de aer foarte slab ventilat* când există o legătură cu mediul exterior prin intermediul unor găuri de dimensiuni reduse. Dacă între stratul de aer și mediul exterior nu există nici un strat termoizolant și găurile prevăzute sunt astfel dispuse încât să nu se poată naște un curent de aer prin stratul de aer considerat, stratul de aer se poate considera în calcule ca un strat de aer neventilat.

- *Strat de aer slab ventilat*, când straturile de aer au legătură cu mediul exterior prin intermediul unor găuri având dimensiuni între 500 și 1500 mm^2/m^2 pentru structuri verticale și între 500 și 1500 mm^2/m^2 pentru straturi orizontale. În aceste condiții, rezistența termică a stratului de aer slab ventilat se consideră în calcule ca jumătate din valorile prevăzute în tabelul 2.2.2; dacă rezistența termică R_s a straturilor amplasate între stratul de aer și mediul exterior depășește 0,15 $\text{m}^2\text{K/W}$, rezistența termică a acestor straturi, care se consideră în calcule, se limitează la valoarea de 0,15 $\text{m}^2\text{K/W}$. Trebuie să se respecte, de asemenea, condiția ca găurile să nu fie dispuse astfel încât să favorizeze un curent de aer prin stratul de aer considerat.

- *Strat de aer bine ventilat*, când straturile de aer au legătură cu mediul exterior prin intermediul unor găuri care, pentru straturi verticale, depășesc 1500 mm^2/m^2 și pentru straturi orizontale, 1500 mm^2/m^2 . În aceste condiții rezistența termică se calculează atât fără aportul stratului de aer, cât și fără cel a straturilor amplasate între stratul de aer și mediul exterior.

2.2.3.1.2 Rezistența termică specifică corectată - R' -

Rezistența termică specifică corectată se determină la elementele de construcție cu alcătuire neomogenă; ea ține seama de influența punților termice asupra valorii rezistenței termice specifice determinate pe baza unui calcul unidirecțional în câmp curent, respectiv în zona cu alcătuire predominant omogenă.

Rezistența termică specifică corectată R' respectiv, coeficientul de transfer termic corectat U' se calculează cu relația generală:

$$U' = \frac{1}{R'} = \frac{1}{R} + \frac{\sum(\Psi \cdot l)}{A} + \frac{\sum\chi}{A} \quad [\text{W/m}^2\cdot\text{K}] \quad (2.2.3),$$

în care:

R - este rezistența termică specifică unidirecțională aferentă ariei A [$\text{m}^2\text{K/W}$];

l - lungimea punților termice liniare de același fel, din cadrul suprafeței A [m].

Coeficienții specifici liniari Ψ și punctuali χ de transfer termic aduc o corecție a calculului unidirecțional, ținând seama atât de prezența punților termice constructive, cât și de comportarea reală, bidimensională, respectiv, tridimensională, a fluxului termic, în zonele de neomogenitate ale elementelor de construcții.

Se fac următoarele precizări:

- punțile termice punctuale rezultate la intersecția unor punți termice liniare,

Tabelul 2.2.1. Coeficienții de transfer termic superficial h_i / h_e în $\text{W/m}^2\cdot\text{K}$ și rezistențele termice superficiale R_{si} / R_{se} , în $\text{m}^2\cdot\text{K/W}$.

Direcția și sensul fluxului termic	Elemente de construcții în contact cu:		Elemente de construcții în contact cu spații ventilate neîncălzite:	
	• exteriorul	• pasaje deschise (ganguri)	• rosturi deschise	
	h_i/R_{si}	h_e/R_{se}	h_i/R_{si}	h_e/R_{se}
	8/0,125	24/0,042*	8/0,125	12/0,084
	8/0,125	24/0,042*	8/0,125	12/0,084
	6/0,167	24/0,042*	6/0,167	12/0,084

*) Pentru condiții de vară: $h_e=12 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$, $R_{se}=0,084 \text{ m}^2\cdot\text{K/W}$

Tabelul 2.2.2. Rezistențele termice ale straturilor de aer neventilate R_a [$\text{m}^2\cdot\text{K/W}$]

Grosimea stratului de aer [mm]	Direcția și sensul fluxului termic R_a [$\text{m}^2\cdot\text{K/W}$]		
	Orizontal	Vertical ascendent	Vertical descendent
5	0,11	0,11	0,11
7	0,13	0,13	0,13
10	0,15	0,15	0,15
15	0,17	0,16	0,17
25	0,18	0,16	0,19
50	0,18	0,16	0,21
100	0,18	0,16	0,22
300	0,18	0,16	0,23

de regulă, se neglijează în calcule;
 - coeficienții Ψ și χ se determină pe baza calculului numeric automat al câmpurilor de temperaturi și ei se introduc în relația (2.2.3) cu semnele lor algebrice. Semnul (+) reprezintă o reducere a rezistenței termice corectate R' față de rezistența termică unidirecțională R ; semnul (-) are o frecvență mai redusă și semnifică o mărire a valorii R' față de valoarea R . În C 107/3 „Normativ privind calculul termotehnic al elementelor de construcții ale clădirilor” și în C 107/5 „Normativ privind calculul termotehnic al elementelor de construcții în contact cu solul”, se dau tabele cu coeficienții Ψ și χ pentru o serie de detalii utilizate în mod curent;
 - pentru calcule la faza preliminară de proiectare, rezistența termică specifică corectată a elementelor de construcții neomogene poate fi determinată cu metoda aproximativă de calcul dată în C 107/3. Se procedează astfel:

- se împarte elementul de construcții în straturi paralele cu suprafața elementului și în zone perpendiculare pe suprafața acestuia, așa cum se arată în figura 2.2.1. Straturile se definesc j ($j = 1, 2, 3$) iar zonele se definesc m ($m = a, b, c, d$). Straturile au grosimi d_j , iar zonele au arii A_m . Se calculează ariile zonelor A_m (A_a, A_b, A_c, A_d) și ponderea acestora f_m față de aria totală $A = \sum A_m$:

$$f_a = \frac{A_a}{A}; f_b = \frac{A_b}{A};$$

$$f_c = \frac{A_c}{A}; f_d = \frac{A_d}{A} \quad (2.2.4),$$

unde:
 $f_a + f_b + f_c + f_d = 1 \quad (2.2.5),$
 În acest fel, elementul de construcții a fost împărțit în fragmente m_i , care sunt omogene din punct de vedere termic.

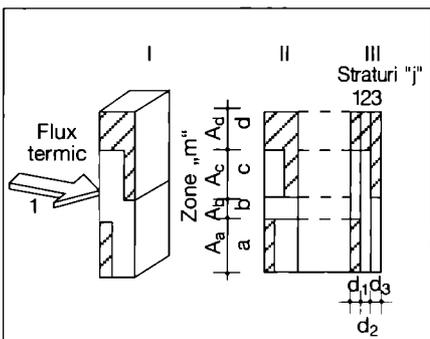


Fig. 2.2.1. Schema de calcul pentru determinarea rezistenței termice corectate R' prin metoda aproximativă.

Fiecare fragment m_i (de ex., $a_1, a_2, a_3, b_1, b_2, \dots$) are o conductivitate termică λ_{m_i} , o grosime d_i , o pondere f_m și o rezistență termică R_{m_i} :

- se determină valoarea maximă a rezistenței termice (R_{max}), folosind relația de calcul:

$$\frac{1}{R_{max}} = \frac{f_a}{R_a} + \frac{f_b}{R_b} + \frac{f_c}{R_c} + \frac{f_d}{R_d} \quad [W/m^2 \cdot K] \quad (2.2.6),$$

în care:
 R_a, R_b, R_c și R_d - reprezintă rezistențele termice R , calculate cu relația (2.2.1);

- se determină rezistențele termice echivalente R_i ale fiecărui strat neomogen în parte:

$$\frac{1}{R_i} = \frac{f_a}{R_{aj}} + \frac{f_b}{R_{bj}} + \frac{f_c}{R_{cj}} + \frac{f_d}{R_{dj}} \quad [W/m^2 \cdot K] \quad (2.2.7),$$

în care:

$$R_{aj} = \frac{d_j}{\lambda_{aj}}; R_{bj} = \frac{d_j}{\lambda_{bj}}; \quad (2.2.8).$$

$$R_{cj} = \frac{d_j}{\lambda_{cj}}; R_{dj} = \frac{d_j}{\lambda_{dj}}$$

Rezistențele termice echivalente R_i se pot calcula, în variantă, cu relația:

$$R_i = \frac{d}{\lambda'_j} \quad [m^2 \cdot K/W] \quad (2.2.9),$$

în care λ'_j este conductivitatea termică echivalentă a stratului j , care se calculează cu relația:

$$\lambda'_j = \lambda_{aj} \cdot f_a + \lambda_{bj} \cdot f_b + \lambda_{cj} \cdot f_c + \lambda_{dj} \cdot f_d \quad [W/m \cdot K] \quad (2.2.10).$$

În această variantă de calcul, straturile de aer neventilat trebuie să fie înlocuite cu straturi de aceeași dimen-

Tabelul 2.2.3. Valorile normate pentru $\Delta T_{i,max}$ [K].

Grupa clădirii	Destinația clădirii	φ_i [%]	Valori normate $\Delta T_{i,max}$ [K]		
			Pereți	Tavane	Pardoseli
I	• Clădiri de locuit, cămine, internate	60	4,0	3,0	2,0
	• Spitale, policlinici ș. a.	50	4,5	3,5	2,5
	• Creșe, grădinițe				
II	• Școli, licee ș.a.	50	4,5	3,5	2,5
	• Alte clădiri social - culturale, cu regim normal de umiditate				
III	• Clădiri sociale cu regim ridicat de umiditate	60	6,0	4,5	3,0
	• Clădiri de producție cu regim normal de umiditate				
IV	• Clădiri de producție cu regim ridicat de umiditate	≤ 75	$0,8 \cdot \Delta T_{i,max}$		3,5
			$\Delta T_{i,max} = \theta_i - \theta_r^*)$		

* θ_r - este temperatura punctului de rouă corespunzătoare lui θ_i și φ_i din încăpere.

Tabelul 2.2.4. Temperatura punctului de rouă θ_r [°C].

Umiditatea relativă a aerului φ_i [%]	Temperatura aerului interior θ_i [°C]					
	12	14	16	18	20	22
100	+ 12,0	+ 14,0	+ 16,0	+ 18,0	+ 20,0	+ 22,0
95	+ 11,2	+ 13,2	+ 15,2	+ 17,2	+ 19,2	+ 21,2
90	+ 10,4	+ 12,4	+ 14,3	+ 16,3	+ 18,3	+ 20,3
85	+ 9,6	+ 11,5	+ 13,5	+ 15,4	+ 17,4	+ 19,4
80	+ 8,7	+ 10,6	+ 12,5	+ 14,5	+ 16,5	+ 18,4
75	+ 7,7	+ 9,7	+ 11,6	+ 13,5	+ 15,4	+ 17,4
70	+ 6,7	+ 8,6	+ 10,5	+ 12,4	+ 14,4	+ 16,3
65	+ 5,7	+ 7,5	+ 9,4	+ 11,3	+ 13,2	+ 15,1
60	+ 4,5	+ 6,4	+ 8,2	+ 10,1	+ 12,0	+ 13,9
55	+ 3,2	+ 5,1	+ 7,0	+ 8,8	+ 10,7	+ 12,5
50	+ 1,9	+ 3,7	+ 5,6	+ 7,4	+ 9,3	+ 11,1
45	+ 0,4	+ 2,3	+ 4,1	+ 5,9	+ 7,7	+ 9,5
40	- 1,0	+ 0,6	+ 2,4	+ 4,2	+ 6,0	+ 7,8
35	- 2,6	- 1,1	+ 0,5	+ 2,3	+ 4,1	+ 5,9
30	- 4,5	- 2,9	- 1,3	+ 0,2	+ 1,9	+ 3,6
25	- 6,6	- 5,0	- 3,5	- 2,0	- 0,5	+ 1,1

siuni, realizate dintr-un material având o conductivitate termică echivalentă;

$$\lambda'_i = \frac{d_i}{R_a} \quad [\text{W/m}\cdot\text{K}] \quad (2.2.11),$$

în care:

R_a - este rezistența termică a stratului de aer [$\text{m}^2\cdot\text{K/W}$];

- se calculează valoarea minimă a rezistenței termice R_{min} cu relația:

$$R_{min} = R_{si} + \sum R_i + R_{se} \quad [\text{m}^2\cdot\text{K/W}] \quad (2.2.12),$$

- se calculează rezistența termică specifică corectată R' ca medie aritmetică a valorilor R_{max} și R_{min} :

$$R' = \frac{R_{max} + R_{min}}{2} \quad [\text{m}^2\cdot\text{K/W}] \quad (2.2.13),$$

- se calculează eroarea relativă maximă posibilă, în procente:

$$\left| \frac{R_{max} - R_{min}}{2} \cdot 100 \right| \quad [\%] \quad (2.2.14).$$

De exemplu, pentru un raport $R_{max}/R_{min} = 1,5$ eroarea maximă este de 20%, pentru un raport $R_{max}/R_{min} = 1,25$, eroare maximă este de 11 %, iar pentru $R_{max}/R_{min} = 2$, eroare maximă este de 33 %.

Tabelul 2.2.5. Presiunile de saturație ale vaporilor de apă - p_s - pentru diferite temperaturi ale aerului [Pa].

θ	Frațiuni de °C									
	0,0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
°C	Presiunea de saturație a vaporilor de apă p_s Pa									
	Pentru domeniul de temperatură de la 30 până la 0 °C									
30	4244	4269	4294	4319	4344	4369	4394	4419	4445	4469
29	4006	4030	4053	4077	4101	4124	4148	4172	4196	4219
28	3781	3803	3826	3848	3871	3894	3916	3939	3961	3984
27	3566	3588	3609	3631	3652	3674	3695	3717	3739	3759
26	3362	3382	3403	3423	3443	3463	3484	3504	3525	3544
25	3169	3188	3208	3227	3246	3266	3284	3304	3324	3343
24	2985	3003	3021	3040	3059	3077	3095	3114	3132	3151
23	2810	2827	2845	2863	2880	2897	2915	2932	2950	2968
22	2645	2661	2678	2695	2711	2727	2744	2761	2777	2794
21	2487	2504	2518	2535	2551	2566	2582	2598	2613	2629
20	2340	2354	2369	2384	2399	2413	2428	2443	2457	2473
19	2197	2212	2227	2241	2254	2268	2283	2297	2310	2324
18	2065	2079	2091	2105	2119	2132	2145	2158	2172	2185
17	1937	1950	1963	1976	1988	2001	2014	2027	2039	2052
16	1818	1830	1841	1854	1866	1878	1889	1901	1914	1926
15	1706	1717	1729	1739	1750	1762	1773	1784	1795	1806
14	1599	1610	1621	1631	1642	1653	1663	1674	1684	1695
13	1498	1508	1518	1528	1538	1548	1559	1569	1578	1588
12	1403	1413	1422	1431	1441	1451	1460	1470	1479	1488
11	1312	1321	1330	1340	1349	1358	1367	1375	1385	1394
10	1228	1237	1245	1254	1262	1270	1279	1287	1295	1304
9	1148	1156	1163	1171	1179	1187	1195	1203	1211	1218
8	1073	1081	1088	1096	1103	1110	1117	1125	1133	1140
7	1022	1008	1016	1023	1030	1038	1045	1052	1059	1066
6	935	942	949	955	961	968	975	982	988	995
5	872	878	884	890	896	902	907	913	919	925
4	813	819	825	831	837	843	849	854	861	866
3	759	765	770	776	781	787	793	798	803	808
2	705	710	716	721	727	732	737	743	748	753
1	657	662	667	672	677	682	687	691	696	700
0	611	616	621	626	630	635	640	645	648	653
	Pentru domeniul de temperatură de la 0 până la -20 °C									
0	611	605	600	595	592	587	582	577	572	567
-1	562	557	552	547	543	538	534	531	527	522
-2	517	514	509	505	501	496	492	489	484	480
-3	476	472	468	464	461	456	452	448	444	440
-4	437	433	430	426	423	419	415	412	408	405
-5	401	398	395	391	388	385	382	379	375	372
-6	368	365	362	359	356	353	350	347	343	340
-7	337	336	333	330	327	324	321	318	315	312
-8	310	306	304	301	298	296	294	291	288	286
-9	284	281	279	276	274	272	269	267	264	262
-10	260	258	255	253	251	249	246	244	242	239
-11	237	235	233	231	229	228	226	224	221	219
-12	217	215	213	211	209	208	206	204	202	200
-13	198	197	195	193	191	190	188	186	184	182
-14	181	180	178	177	175	173	172	170	168	167
-15	165	164	162	161	159	158	157	155	153	152
-16	150	149	148	146	145	144	142	142	139	138
-17	137	136	135	133	132	131	129	128	127	126
-18	125	124	123	122	121	120	118	117	116	115
-19	114	113	112	111	110	109	107	106	105	104
-20	103	102	101	100	99	98	97	96	95	94

2.2.3.1.3 Rezistența termică specifică medie - R'_m -

Rezistența termică specifică medie a unui element de construcții se calculează cu relația:

$$R'_m = \frac{1}{U'_m} = \frac{\sum A_j}{\sum (A_j \cdot U'_j)} = \frac{\sum A_j}{\sum (A_j / R'_j)} \quad [\text{m}^2 \cdot \text{K/W}] \quad (2.2.15),$$

în care U'_j sunt coeficienții de transfer termic corecțai, aferenți suprafețelor A_j [$\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$].

Rezistențele termice medii R'_m se pot calcula:

- pentru o încăpere având mai multe suprafețe aferente unui aceluiași element de construcții, de exemplu, pereții exteriori la o încăpere de colț;
- pentru un nivel al clădirii;
- pentru ansamblul unei clădiri.

2.2.3.2 Rezistențe termice specifice normate

Rezistențele termice specifice efective, calculate după metodologia indicată la § 2.2.3.1, este necesar a fi comparate cu rezistențele termice specifice normate, cele care asigură, pe de o parte, condițiile igienico-sanitare și de confort iar, pe de altă parte, realizează economia importantă de energie în exploatare. Aceasta se face pentru fiecare încăpere în parte, respectiv, pentru ansamblul clădirii.

2.2.3.2.1 Rezistențe termice specifice normate pentru asigurarea condițiilor igienico-sanitare și de confort

Rezistențele termice specifice normate (necesare) se determină astfel încât să se asigure limitarea diferențelor de temperatură $\Delta T_{i,max}$ între temperatura aerului interior θ_i și temperatura superficială medie $\theta_{si,m}$ corespunzătoare fiecărei încăperi:

$$\Delta T_{i,max} = \theta_i - \theta_{si,m} \quad [\text{K}] \quad (2.2.16).$$

Pentru toate categoriile de clădiri, se calculează pentru fiecare element de construcții perimetral rezistența termică necesară din considerente igienico-sanitare.

Pentru elementele de construcții opace, se utilizează relația:

$$R'_{nec} = \frac{\Delta T}{h_i \cdot \Delta T_{i,max}} \quad [\text{m}^2 \cdot \text{K/W}] \quad (2.2.17),$$

în care $\Delta \theta_{i,max}$ este dată în tabelul 2.2.4 în funcție de destinația clădirii și de tipul elementului de construcții.

La elementele de construcții care separă încăperea încălzită de un spațiu neîncălzit, în loc de valoarea $\Delta T = \theta_i - \theta_e$, în relația 2.2.17 se introduce diferența de temperatură $(\theta_i - \theta_u)$, în care θ_u reprezintă temperatura în spațiul neîncălzit, determinată pe baza unui calcul de bilanț termic.

La elementele de construcții care separă încăperea încălzită de un spațiu mai

puțin încălzit, în loc de valoarea ΔT , în relația (2.2.17) se introduce diferența dintre cele două temperaturi interioare convenționale de calcul.

Rezistențele termice specifice corectate R' ale tuturor elementelor de construcții perimetrice calculate pentru fiecare încăpere în parte, trebuie să fie mai mari decât rezistențele termice necesare:

$$R' \geq R'_{nec} \quad [\text{m}^2 \cdot \text{K/W}] \quad (2.2.18).$$

Condiția 2.2.18 se aplică și la elementele de construcții adiacente rosturilor închise, izolate față de mediul exterior, la verificarea termotehnică a elementelor de construcții interioare, spre încăperile neîncălzite sau mai puțin încălzite, precum și la clădirile încălzite cu sobe.

La elementele de construcții ale încăperilor în care staționarea oamenilor este de scurtă durată (de exemplu, casa scării, holurile de intrare în clădirile de locuit etc.) valorile $\Delta T_{i,max}$ din tabelul 2.2.3. se măresc cu 1°C .

Pentru încăperile clădirilor de producție cu degajări importante de căldură, valoarea $\Delta T_{i,max}$ nu se normează, dacă este îndeplinită una din următoarele condiții:

- degajările de căldură depășesc cu cel puțin 50 % necesarul de căldură de calcul;
- densitatea fluxului termic degajat este de cel puțin $23 \text{ W}/\text{m}^2$ de element de construcții;
- suprafața interioară a elementului de construcții este supusă unui flux radiant permanent sau este spălată

de aer uscat și cald.

Relația 2.2.17 nu se aplică la suprafețele vitrate.

Pentru elementele de construcții ușoare - cu excepția suprafețelor vitrate - sunt valabile valorile R'_{nec} de mai jos, prin care se urmărește a se compensa inerția (exprimată prin greutate) redusă, prin rezistențe termice specifice sporite:

pentru $20 \text{ kg}/\text{m}^2$	$R'_{nec} = 2,50 \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$;
pentru $50 \text{ kg}/\text{m}^2$	$R'_{nec} = 2,00 \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$;
pentru $100 \text{ kg}/\text{m}^2$	$R'_{nec} = 1,80 \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$;
pentru $150 \text{ kg}/\text{m}^2$	$R'_{nec} = 1,60 \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$.

2.2.3.2.2. Rezistențe termice specifice normate pentru eliminarea condensării vaporilor de apă pe suprafețele interioare

Se determină astfel încât să asigure limitarea temperaturilor pe suprafețele interioare ale elementelor de construcții perimetrice sub temperatura punctului de rouă θ_r , atât în câmp curent, cât și în dreptul tuturor punților termice.

$$\theta_{si} (\theta_{si, min}, \theta_{si, colt}) \geq \theta_r \quad [^\circ\text{C}] \quad (2.2.19).$$

Temperatura punctului de rouă se poate determina din tabelul 2.2.4, în funcție de temperatura interioară convențională de calcul θ_i și de umiditatea relativă a aerului interior, φ_i . De asemenea, temperatura punctului de rouă se poate calcula și astfel:

- se determină presiunea parțială a vaporilor de apă din încăperea, cu relația:

Tabelul 2.2.6. Rezistențe termice minime R'_{min} ale elementelor de construcții, pe ansamblul clădirilor de locuit.

Nr. crt.	Elementul de construcții	R'_{min} [$\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$]	
		Clădiri proiectate până la 1.01.1998	după 1.01.1998
1	Pereți exteriori (exclusiv suprafețele vitrate, inclusiv pereții adiacenți rosturilor deschise)	1,20	1,40
		0,40	0,50
2	Tâmplărie exterioară		
3	Planșee peste ultimul nivel, sub terase sau poduri	2,00	3,00
4	Planșee peste subsoluri neîncălzite și pivnițe	1,10	1,65
5	Pereți adiacenți rosturilor închise	0,90	1,10
6	Planșee care delimitează clădirea la partea inferioară, de exterior (la bowindowi, ganguri de trecere ș.a)	3,00	4,50
7	Plăci pe sol (peste CTS)	3,00	4,50
8	Plăci la partea inferioară a demisolurilor sau a subsolurilor încălzite (sub CTS)	4,20	4,80
9	Pereți exteriori, sub CTS, la demisolurile sau la subsolurile încălzite	2,00	2,40

$$p_{vi} = \frac{p_s \cdot \varphi_i}{100} \quad [\text{Pa}] \quad (2.2.20),$$

în care:

p_s - este presiunea de saturație corespunzătoare temperaturii aerului interior, conform tabelului 2.2.5 [Pa];

φ_i - umiditatea relativă a aerului umed interior [%];

- din tabelul 2.2.5. se determină temperatura pentru care presiunea parțială a vaporilor de apă, calculată cu relația 2.2.20, devine presiune de saturație; valoarea obținută este temperatura punctului de rouă θ_r .

Temperatura pe suprafața interioară a elementelor de construcții fără punți termice (sau în câmpul curent al elementelor de construcții cu punți termice) se determină cu relația:

$$\theta_{si} = \theta_i - \frac{\Delta T}{h_i \cdot R} \quad [^\circ\text{C}] \quad (2.2.21).$$

La elementele de construcții adiacente spațiilor neîncălzite, în locul valorii $\Delta T = \theta_i - \theta_e$ în relația de calcul 2.2.21 se introduce diferența de tem-

peratură ($\theta_i - \theta_u$).

În zona punților termice, temperaturile θ_{si} se determină printr-un calcul automat al câmpului de temperaturi. În mod curent, pentru determinarea temperaturilor minime $\theta_{si \min}$ este suficient a se face calculul câmpului plan, bidimensional, de temperaturi.

Temperatura superficială medie afeventă suprafeței interioare a unui element de construcții se poate determina cu relația:

$$\theta_{si \text{ m}} = \theta_i - \frac{\Delta T}{h_i \cdot R'} \quad [^\circ\text{C}] \quad (2.2.22).$$

În care R' este rezistența termică specifică corectată, după necesități, fie a unei încăperi, fie a ansamblului clădirii.

La elementele de construcții adiacente spațiilor neîncălzite, în locul valorii ΔT se introduce diferența de temperatură ($\theta_i - \theta_u$).

Cu ajutorul temperaturilor superficiale medii $\theta_{si \text{ m}}$ determinate cu relația 2.2.22 se pot calcula și verifica indicii globali de confort termic PMV și PPD , precum și indicatorii specifici disconfortului local:

temperatura suprafeței pardoselii, variația pe verticală a temperaturii aerului și asimetria temperaturii radiante, în conformitate cu STAS 13149.

Pentru toate categoriile de clădiri, se calculează pentru fiecare element de construcții perimetral rezistența termică necesară R'_{nec} din condiția de limitare a temperaturilor superficiale astfel încât să nu apară fenomenul de condens pe suprafața interioară a elementelor de construcții, cu relația:

$$R'_{nec} = \frac{\Delta T}{h_i(\theta_i - \theta_r)} = R'_i \frac{\Delta T}{\theta_i - \theta_r} \quad [\text{m}^2 \cdot \text{K/W}] \quad (2.2.23).$$

2.2.3.2.3. Rezistențe termice specifice normale pentru reducerea consumului de energie

Rezistențele termice medii R'_m pe clădire, pe fiecare element (conf. § 2.2.3.1.3) se compară cu rezistențele termice minime R'_{min} indicate de actele normative în vigoare, astfel încât să fie îndeplinită condiția:

$$R'_m \geq R'_{min} \quad [\text{m}^2 \cdot \text{K/W}] \quad (2.2.24).$$

Pentru clădirile de locuit valorile normale ale rezistențelor minime R'_m se dau în tabelul 2.2.6.

Exemplul de calcul 1

Se calculează rezistența termică specifică corectată R' pentru peretele exterior al unei încăperi amplasate la ultimul nivel al unei clădiri de locuit, folosind metoda de calcul exactă, cu coeficienți specifici liniari și punctuali de transfer termic.

Dimensiunile și alcătuirea peretelui exterior rezultă din secțiunea orizontală și din cea verticală care se dau în fig. 2.2.2. Se utilizează zidărie din cărămizi cu goluri verticale tip GVP având $\lambda = 0,60 \text{ W/m} \cdot \text{K}$, de dimensiuni $240 \times 115 \times 88 \text{ mm}$ și termoizolație din polistiren celular de 84 mm grosime având $\lambda = 0,044 \text{ W/m} \cdot \text{K}$. Se prevăd agrafe de legătură realizate din oțel inoxidabil 4/D6/m². Peretele este ten-cuit cu mortar având 3 cm grosime la exterior și 2 cm grosime la interior, cu $\lambda = 0,93 \text{ W/m} \cdot \text{K}$.

Termoizolația terasei este realizată din polistiren celular de 10 cm grosime cu $\lambda = 0,044 \text{ W/m} \cdot \text{K}$. Tâmplăria exterioră este dublă din lemn.

Rezolvare:

1. Pentru determinarea rezistenței termice, specifice unidirecționale R , se aplică relația 2.2.1 în care valorile coeficienților de transfer termic superficial s-au considerat $h_i = 8 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ și $h_e = 24 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$, conform tabelului 2.2.1, iar valorile coeficienților de conductivitate termică, λ , conform datelor din Anexa I.

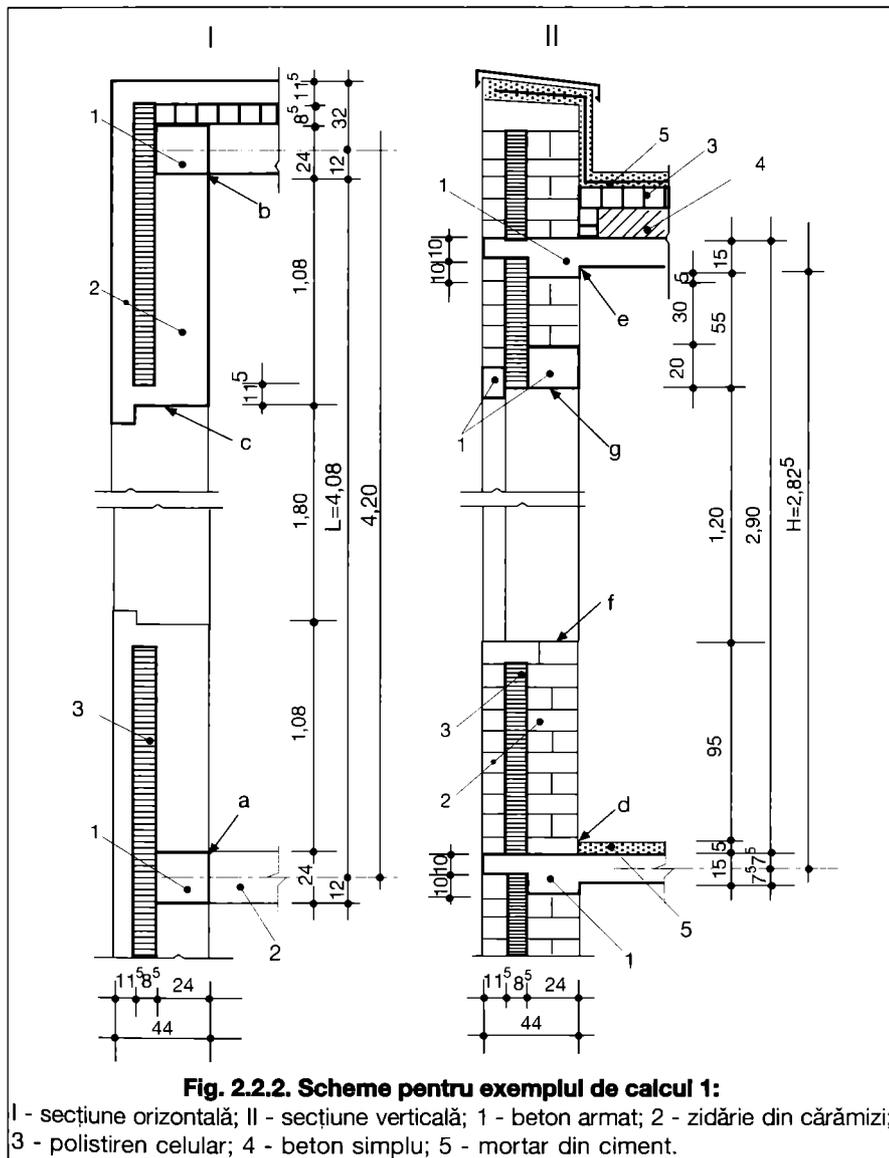
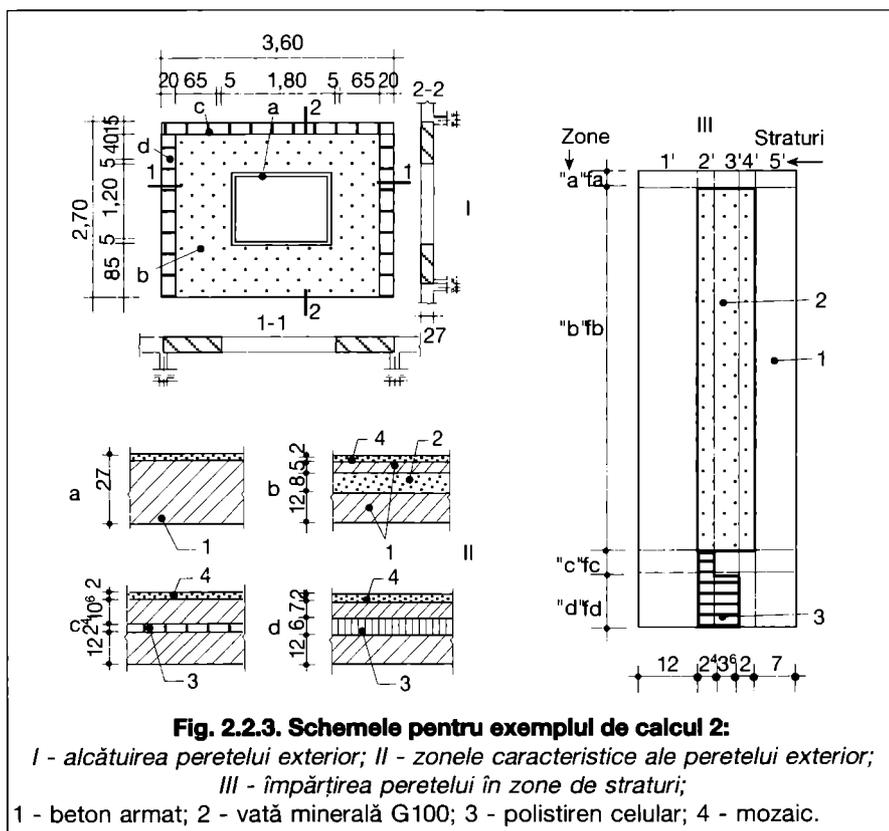


Fig. 2.2.2. Scheme pentru exemplul de calcul 1:

I - secțiune orizontală; II - secțiune verticală; 1 - beton armat; 2 - zidărie din cărămizi; 3 - polistiren celular; 4 - beton simplu; 5 - mortar din ciment.

Tabelul 2.2.7. Stabilirea coeficienților Ψ (pentru exemplul de calcul 1).

Secțiuni	Detaliul din figura 2.2.2		Numărul tabelului din C107/3		Ψ [W/m·K]	
Orizontale	a	Intersecție pereți	2	cu stâlpișor	0,01	
	b	Colț pereți	4		0,09	
	c	Glaf lateral fereastră	52		cu nervuri	0,15
Verticale	d	Intersecție perete cu:	pardoseală	23	a = 10 cm	0,14
	e				tavan	31
	f	Glaf fereastră:	inferior	53	a = 9 cm	0,16
	g		superior	54	h = 20 cm	0,10



$$R' = \frac{1}{0,688} = 1,45 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}.$$

Exemplul de calcul 2

Se calculează rezistența termică specifică corectată R' pentru peretele exterior al unei încăperi dintr-o clădire de locuit, amplasată în zona climatică II, folosind metoda de calcul aproximativă din anexa H din „Normativul - C 107/3.

Peretele exterior este realizat dintr-un panou mare prefabricat și are alcătuirea din figura 2.2.3 I și II.

Se verifică dacă peretele respectă încadrarea în valorile normate prevăzute de actele normative în vigoare, având în vedere că amplasamentul clădirii este în zona II climatică din România.

Rezolvare:

1. *Determinarea rezistenței termice specifice corectate R'* se face aplicând relațiile 2.2.4...2.2.13.

Dimensiunile panoului sunt egale cu dimensiunile peretelui exterior, între axele geometrice ale pereților și planșeelor paralele cu fluxul termic. Peretele are o structură neomogenă pe ambele direcții și punți termice.

Se împarte panoul în zone distincte din punct de vedere termic, conform fig. 2.2.3 III, astfel:

- a - zona de nervuri (punți termice) din beton armat;
- b - zona de câmp, alcătuită din mai multe straturi, cu termoizolația din plăci de vată minerală G100;
- c - zona de îmbinare orizontală;
- d - zona de îmbinare verticală.

În tabelul 2.2.8 se calculează, pe zone, valorile $\sum R_s$.

Caracteristicile termotehnice ale materialelor se iau din Anexa I.

Pentru stratul de mozaic se iau aceleași valori ca pentru stratul de beton armat.

- Se calculează ariile corespunzătoare fiecărei zone:

- zona „a” (nervuri):
 $A_a = (2 \cdot 1,80 \cdot 0,05) + (2 \cdot 1,30 \cdot 0,05) = 0,31 \text{ m}^2$;
- zona „b” (câmp):
 $A_b = (2 \cdot 0,65 \cdot 2,55) + (1,25 \cdot 1,90) = 5,69 \text{ m}^2$;
- zona „c” (îmbinare orizontală):
 $A_c = 3,60 \cdot 0,15 = 0,54 \text{ m}^2$;
- zona „d” (îmbinare verticală):

$$R = \frac{1}{8} + \frac{0,355}{0,600} + \frac{0,080}{0,044} + \frac{0,05}{0,93} + \frac{1}{24} = 2,63 \text{ m}^2\cdot\text{K/W}$$

Pentru stratul de polistiren celular s-a considerat în calcul grosimea minimă posibilă, având în vedere abaterea admisă (± 4 mm) față de grosimea nominală de 84 mm.

2. *Determinarea coeficienților specifici liniari și punctuali de transfer termic*

Pe baza detaliilor din fig. 2.2.2 și din C 107/3, se extrag coeficienții liniari de transfer termic, pentru grosimea peretelui $d = 45$ cm și pentru conductivitatea termică a zidăriei $\lambda = 0,60$ W/m·K. Coeficienții Ψ se dau în tabelul 2.2.7.

Pentru detaliile „d” și „e” s-au considerat valorile Ψ corespunzătoare grosimii $a = 10$ cm, având în vedere că determinantă din punct de vedere termotehnic nu este grosimea planșeului, ci grosimea consolei din beton armat.

Coeficientul punctual de transfer termic aferent agrafelor metalice D 6 mm se extrage din „Normativul - C 107/3, pentru

$d = 45$ cm și $\lambda = 0,60$ W/m·K:
 $\chi = 0,0039$ W/K.

3. *Determinarea ariei și a lungimilor*

Din fig. 2.2.2, rezultă:

- $A = 4,08 \cdot 2,825 - 1,80 \cdot 1,20 = 9,366 \text{ m}^2$;
- $l_a = l_b = 2,825$ m;
- $l_c = 2 \cdot 1,20 = 2,40$ m;
- $l_d = l_e = 4,08$ m;
- $l_f = l_g = 1,80$ m.

Numărul de agrafe este:
 $9,366 \cdot 4 = 37$ buc (4 buc/m²).

4. *Determinarea rezistenței termice specifice corectate (R') a peretelui exterior*

Se utilizează relația 2.2.3:

$$U' = \frac{1}{R'} = \frac{1}{R} + \frac{\sum(\Psi \cdot l)}{A} + \frac{\sum \chi}{A};$$

$$\sum(\Psi \cdot l) = 2,285 \cdot (0,01 + 0,09) + 2,40 \cdot 0,15 + 4,08 \cdot (1,40 + 0,26) + 1,8 \cdot (0,16 + 0,10) = 2,743 \text{ W/K};$$

$$\sum \chi = 37 \cdot 0,0039 = 0,144 \text{ W/K};$$

$$U' = \frac{1}{R'} = \frac{1}{2,63} + \frac{2,743 + 0,144}{9,366} = 0,380 + 0,308 = 0,688 \text{ W/m}^2\cdot\text{K};$$

$$A_d = 2 \cdot 0,20 \cdot 2,55 = 1,02 \text{ m}^2;$$

$$A_a + A_b + A_c + A_d = 0,31 + 5,69 + 0,54 + 1,02 = 7,56 \text{ m}^2.$$

Suprafața opacă a peretelui:
 $A = 3,60 \cdot 2,70 - 1,80 \cdot 1,20 = 7,56 \text{ m}^2;$

Verificare:
 $A = A_a + A_b + A_c + A_d.$
 - Se calculează rezistențele termice specifice unidirecționale:

$$R_{si} + R_{se} = 0,125 + 0,042 = 0,167 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$$

$$R = \sum R_s + (R_{si} + R_{se});$$

zona „a”

$$R_a = 0,167 + 0,167 = 0,334 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W};$$

zona „b”

$$R_b = 1,784 + 0,167 = 1,951 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W};$$

zona „c”

$$R_c = 0,697 + 0,167 = 0,864 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W};$$

zona „d”

$$R_d = 1,494 + 0,167 = 1,661 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}.$$

- Se calculează ponderea zonelor cu relația 2.2.4 (fig. 2.2.3, III):

$$f_a = \frac{0,31}{7,56} = 0,041; \quad f_b = \frac{5,69}{7,56} = 0,753;$$

$$f_c = \frac{0,54}{7,56} = 0,071; \quad f_d = \frac{1,02}{7,56} = 0,135;$$

$$f_a + f_b + f_c + f_d = 1,00.$$

- Valoarea maximă a rezistenței termice se calculează cu relația 2.2.6.

$$\frac{1}{R_{max}} = \frac{0,041}{0,334} + \frac{0,753}{1,951} + \frac{0,071}{0,864} + \frac{0,135}{1,661} =$$

$$= 0,672 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}.$$

$$R_{max} = \frac{1}{0,672} = 1,488 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}.$$

- Se calculează rezistențele termice ale straturilor 1' ... 5' (fig. 2.2.3, III):

$$\frac{1}{R'_1} = \frac{1,00}{0,12} = 13,50 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K};$$

$$\frac{1}{1,62}$$

$$\frac{1}{R'_2} = \frac{0,041}{0,024} + \frac{0,753}{0,024} + \frac{0,206}{0,024} =$$

$$= 4,651 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K};$$

$$\frac{1}{R'_3} = \frac{0,112}{0,036} + \frac{0,753}{0,036} + \frac{0,135}{0,036} =$$

$$= 6,209 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K};$$

$$\frac{1}{R'_4} = \frac{0,274}{0,020} + \frac{0,753}{0,020} =$$

$$= 21,814 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K};$$

$$\frac{1}{R'_5} = \frac{1,00}{0,07} = 23,143 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}.$$

- Valoarea minimă a rezistenței termice se calculează cu relația 2.2.12:

$$R_{min} = \frac{1}{8} + \frac{1}{13,5} + \frac{1}{4,651} + \frac{1}{6,209} +$$

$$+ \frac{1}{21,814} + \frac{1}{23,143} + \frac{1}{24} =$$

$$= 0,706 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}.$$

- Se calculează rezistența termică specifică corectată R' ca medie aritmetică a valorilor R_{max} și R_{min} utilizând relația 2.2.13:

$$R' = \frac{1,488 + 0,706}{2} = 1,10 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}.$$

2. Determinarea rezistenței termice necesare se face utilizând relația 2.2.17:

$$R'_{nec} = \frac{\Delta T}{h_i \cdot \Delta T_{i,max}};$$

unde:
 $\theta_i = +20 \text{ }^\circ\text{C};$
 $\theta_e = -15 \text{ }^\circ\text{C}$ (zona II climatică);

$$\Delta T = 20 - (-15) = 35 \text{ K};$$

pentru valoarea $\Delta T_{i,max} = 4 \text{ K}$ (tabelul 2.2.3) și $h_i = 8 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K};$

$$R'_{nec} = 35/8 \cdot 4 = 1,09 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}.$$

Rezultă că se îndeplinește condiția dată de relația 2.2.18:

$$R' > R'_{nec}.$$

2.2.4. Rezistențe termice ale suprafețelor vitrate

Rezistențele termice ale tâmplăriei exterioare (ferestre și uși vitrate) din lemn, ale luminatoarelor și ale pereților exteriori vitrați sunt date în tabelul 2.2.9.

Pentru tâmplăriile metalice simple, realizate din profile din oțel, se consideră următoarele rezistențe termice:

- cu o foaie de geam simplu

$$R = 0,17 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$$

- cu o foaie de geam termoizolant

$$R = 0,28 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$$

Pentru alte tipuri de elemente de construcții decât cele cuprinse în tabelul 2.2.9, rezistențele termice specifice se determină prin experimentări de către institute de specialitate.

Din considerente de confort interior, rezistențele termice specifice ale elementelor de construcție vitrate trebuie să fie mai mari decât valorile R'_{nec} din tabelul 2.2.10. De asemenea, din considerente de economie de energie termică, la clădirile de locuit rezistențele termice ale tâmplăriei exterioare trebuie să fie mai mari decât valorile din tabelul 2.2.6.

2.2.5. Difuzia vaporilor de apă prin elementele de construcții

Comportarea unui element de construcții la difuzia vaporilor de apă este

Tabelul 2.2.8. Calculul valorilor ΣR_s (pentru exemplul de calcul 2).

Nr. crt	Denumirea stratului	Densitatea aparentă ρ [kg/m ³]	Grosimea stratului d [m]	Conductivitatea termică de calcul λ [W/m·K]	$R_s = d/\lambda$ [m ² ·K/W]
a. Zonă de nervuri (punți termice)					
1	Beton armat	2400	0,27	1,62	0,167
					Zona „a” $\Sigma R_s = 0,167$
b. Zonă de câmp					
1	Beton armat	2400	0,19	1,62	0,117
2	Vată minerală G100	100	0,08	0,048	1,667
					Zona „b” $\Sigma R_s = 1,784$
c. Zonă de îmbinare orizontală					
1	Beton armat	2400	0,246	1,62	0,152
2	Polistiren celular	20	0,024	0,044	0,545
					Zona „c” $\Sigma R_s = 0,697$
d. Zonă de îmbinare verticală					
1	Beton armat	2400	0,21	1,62	0,130
2	Polistiren celular	20	0,06	0,044	1,364
					Zona „d” $\Sigma R_s = 1,494$

corespunzătoare dacă îndeplinește condițiile:

- cantitatea de apă m_w provenită din condensarea vaporilor în masa elementului de construcții în perioada rece a anului, este mai mică decât cantitatea de apă m_v care s-ar putea evapora în perioada caldă a anului, adică:

$$m_w < m_v \quad [\text{kg/m}^2] \quad (2.2.25).$$

Nu se admite acumularea progresivă, de la un an la altul, a apei provenite din condensarea vaporilor în interiorul elementelor de construcții.

- creșterea umidității relative masice ΔW , la sfârșitul perioadei de condensare interioară, nu depășește valoarea maximă admisibilă ΔW_{adm} dată în tabelul 2.2.11, unde:

$$\Delta W = \frac{100 \cdot m_w}{\rho \cdot d_w} < \Delta W_{adm} \quad [\%] \quad (2.2.26);$$

în care:

ρ - densitatea aparentă a materialului care s-a umezit prin condensare $[\text{kg/m}^3]$;

d_w - grosimea stratului de material în care se produce acumulare de apă $[\text{m}]$.

Metodele de calcul care pot fi utilizate la studiul comportamentului elementelor de construcții la difuzia vaporilor sunt:

- metoda de calcul aproximată bazată pe analiza fenomenului fizic cu valori medii, în ipoteza regimului staționar;
- metoda de calcul în regim real nestacionar, bazată pe analiza dinamică a fenomenului fizic printr-o metodă cu diferențe finite de timp (analiză în timp real).

În practica curentă se folosește cu bune rezultate prima metodă.

Verificările se fac fie pe baza calculului numeric automat, care dă direct valorile m_w , ΔW și ΔW_{adm} , fie manual, prin rezolvare grafo-analitică, utilizând relațiile de calcul din C107/6.

Pentru pereții exteriori ai clădirilor de locuit, realizați dintr-un singur strat omogen sau cvasiomogen, nu este necesară verificarea prin calcul a comportării la difuzia vaporilor de apă; fac excepție pereții exteriori ai încăperilor cu umidități relative ale aerului interior de peste 60 % (saună, uscătorii, spălătorii).

2.2.5.1 Verificarea grafică a difuziei vaporilor de apă în interiorul elementelor de construcții

Etapele calculului sunt următoarele:

1) Se stabilesc rezistențele termice specifice ale straturilor componente, R_s , utilizând relația 2.2.2;

2) Se stabilește variația temperaturii în interiorul elementului de construcții, în ipoteza temperaturii exterioare egale cu temperatura medie anuală a perioadei reci θ_{em} care se consideră:

- pentru zona I: $\theta_{em} = +10,5 \text{ }^\circ\text{C}$;
- pentru zona II: $\theta_{em} = +9,5 \text{ }^\circ\text{C}$;
- pentru zona III: $\theta_{em} = +7,5 \text{ }^\circ\text{C}$;

pentru zona IV: $\theta_{em} = +6,5 \text{ }^\circ\text{C}$

Calculul se face în ipoteza că elementul de construcții este alcătuit din straturi omogene perpendiculare pe fluxul termic.

În această ipoteză se pot determina următoarele temperaturi:

- pe suprafața interioară a elementului de construcții, pe baza relației 2.2.21;
- pe suprafața exterioară a elementului de construcții cu relația:

$$\theta_{se} = \theta_e = \frac{\Delta T}{h_e \cdot R} \quad [^\circ\text{C}] \quad (2.2.27),$$

$$\Delta T = \theta_i - \theta_{em}; \quad [\text{K}]$$

- într-un plan n din interiorul elementului de construcții, cu una din relațiile:

$$\theta_n = \theta_i - \frac{\Delta T}{R} (R_{si} + \sum R_{sj}) \quad [^\circ\text{C}] \quad (2.2.28)$$

sau:

$$\theta_n = \theta_e + \frac{\Delta T}{R} (R_{se} + \sum R_{sj}) \quad [^\circ\text{C}] \quad (2.2.29),$$

în care:

$\sum R_{sj}$ - reprezintă suma rezistențelor termice specifice ale straturilor amplasate între suprafața interioară, respectiv, exterioară și planul n .

Temperaturile din interiorul elementelor de construcții neomogene se pot determina printr-un calcul numeric automat al câmpului bidimensional de temperaturi;

3) Se stabilesc temperaturile medii ale straturilor și, corespunzător acesto-

Tabelul 2.2.9. Rezistențe termice specifice R pentru elemente de construcții vitrate.

Elementul de construcții vitrat	R [m ² -K/W]
Tâmplărie exterioară din lemn	
- simplă, cu o foaie de geam	0,19
- simplă, cu un geam termoizolant	0,33
- simplă, cu două foi de geam la distanță de 2...4 cm	0,31
- simplă, cu o foaie de geam și un geam termoizolant la distanță de 2...4 cm	0,44
- cuplată, cu două foi de geam la distanță de 2...4 cm	0,39
- cuplată, cu o foaie de geam și un geam termoizolant la distanță de 2.4 cm	0,51
- dublă, cu două foi de geam la distanță de 8...12 cm	0,43
- dublă, cu o foaie de geam și un geam termoizolant la distanță de 8...12 cm	0,55
- triplă, cu trei foi de geam	0,57
- triplă, cu două foi de geam și un geam termoizolant	0,69
Luminatoare	
- cu o foaie de geam	0,18
- cu un geam termoizolant	0,29
- cu două foi de geam la distanță de 1...3 cm	0,27
- din plăci PAS	
- simple	0,18
- duble....	0,34
Pereți exteriori vitrați	
- geam profilat tip U, montat simplu	0,17
- geam profilat tip U, montat dublu	0,27
- geam profilat tubular	0,30
- plăci PAS, montate simplu	0,18
- plăci presate din sticlă, tip S (Nevada) :	
- pereți simpli	0,22
- pereți dubli	0,42
- carămizi presate din sticlă cu goluri, de 80 mm grosime	0,31
- vitrine cu rame metalice, cu o foaie de geam	0,18

Tabelul 2.2.10. Rezistențe termice specifice necesare R' nec pentru elementele de construcții vitrate.

Grupa clădirii	R' nec [m ² -K/W]		
din tabelul 2.2.3	Tâmplăria exterioară	Luminatoare	Pereți exteriori vitrați
I	0,39	0,31	0,33
II	0,35	0,28	0,30
III	0,31	0,25	0,27
IV	0,27	0,22	0,24

La tâmplăria exterioară de la casa scării și de la alte spații de circulație, indiferent de grupa clădirii, se admite $R'_{nec} = 0,27 \text{ m}^2\text{-K/W}$

La tâmplăria exterioară de la vitrine se admite $R'_{nec} = 0,22 \text{ m}^2\text{-K/W}$

ra, din tabelul 2.2.12, se determină valorile coeficienților de difuzie a vaporilor de apă M_j ;

4) Se determină rezistența la permeabilitate la vapori R_v a elementelor de construcții, pe baza coeficienților de difuzie a vaporilor de apă M_j și a factorilor rezistenți la permeabilitate la vapori (μ_D) dați în Anexa 2.1 utilizând relația:

$$R_v = R_{v1} + R_{v2} + \dots + R_{vn} = \sum (d_j \cdot \mu_{Dj}) M_j \quad [\text{m/s}] \quad (2.2.30);$$

5) Se reprezintă grafic elementul de construcții, amplasându-se pe abscisă rezistențele la permeabilitatea la vapori ale straturilor componente iar pe ordonată presiunile la vapori;

6) Se reprezintă grafic curba de variație a presiunilor de saturație corectate ale vaporilor de apă în interiorul elementului de construcție p_{skcor} , calculată cu relațiile următoare (2.2.31):

pentru zona I:

$$p_{skcor} = p_{skm} + 172 \left(\sum_{j=1}^{i-k} \frac{R_{s(j-1,i)}}{R} \right)^2 \quad [\text{Pa}];$$

pentru zona II:

$$p_{skcor} = p_{skm} + 162 \left(\sum_{j=1}^{i-k} \frac{R_{s(j-1,i)}}{R} \right)^2 \quad [\text{Pa}];$$

pentru zona III:

$$p_{skcor} = p_{skm} + 142 \left(\sum_{j=1}^{i-k} \frac{R_{s(j-1,i)}}{R} \right)^2 \quad [\text{Pa}];$$

pentru zona IV:

$$p_{skcor} = p_{skm} + 132 \left(\sum_{j=1}^{i-k} \frac{R_{s(j-1,i)}}{R} \right)^2 \quad [\text{Pa}].$$

în care:

p_{skm} - presiunea de saturație a vaporilor de apă în secțiunea k conform tabelului 2.2.5;

7) Se reprezintă grafic linia presiunilor parțiale p_v ale vaporilor de apă prin unirea punctului p_{vi} de pe suprafața interioară a elementului de construcții (corespunzător temperaturii aerului interior θ_i și umidității relative a aerului interior φ_i), cu punctul p_{vecor} de pe suprafața exterioară a elementului de construcții (corespunzător temperaturii exterioare θ_{em} și umidității relative a aerului exterior φ_e - considerată cu valoarea de 80 %).

Valorile presiunilor parțiale ale vaporilor de apă din aerul interior p_{vi} respectiv, din aerul exterior p_{ve} se stabilesc cu relațiile:

$$p_{vi} = \frac{\varphi_i \cdot p_{si}}{100} \quad [\text{Pa}] \quad (2.2.32);$$

$$p_{ve} = \frac{\varphi_e \cdot p_{se}}{100} \quad [\text{Pa}] \quad (2.2.33);$$

în care p_{si} și p_{se} sunt presiunile de saturație ale vaporilor de apă din aerul interior, respectiv, exterior, determinate cu ajutorul tabelului 2.2.5;

8) Dacă linia presiunilor parțiale, p_v , nu intersectează curba presiunilor de saturație corectate p_{scor} nu are loc acumularea pregresivă de apă de la an la an (ca urmare a condensării vaporilor în interiorul elementului de construcții). În caz contrar, este necesară îmbunătățirea alcătuirii elementului de construcții, introducându-se bariere contra vaporilor sau prevăzându-se straturi de aerare sau ventilare a structurii.

2.2.5.2 Calculul cantității de vapori care condensează în elementul de construcții în perioada rece a anului

Etapele calculului sunt următoarele:

1) Se determină, prin încercări, temperatura aerului exterior θ_{econod} la care poate să apară condensatul și temperatura exterioară pentru care linia presiunilor parțiale p_v devine tangentă la curba presiunilor de saturație p_s ;

2) Corespunzător temperaturii aerului exterior egală cu θ_{econod} , se reprezintă graficul temperaturilor interioare prin elementul de construcții;

3) Se construiește noua linie p_v a presiunilor parțiale pe baza presiunilor de saturație și considerând de această dată umiditatea relativă a aerului exte-

rior de 85 %;

4) Se stabilește durata perioadei de condensare N_w și temperatura exterioară medie θ_{es} pe această durată în funcție de temperatura θ_{econod} , utilizând tabelul 2.2.13. Considerând θ_{es} ca temperatură de calcul pentru aerul exterior, se reface curba presiunilor parțiale de saturație a vaporilor p_s și dreapta presiunilor parțiale p_v . Pentru stabilirea curbei reale p_v din punctele p_{vi} și p_{ve} , se duc tangente la curba presiunilor de saturație p_s , iar punctul în care acestea se întâlnesc marchează suprafața de condensare;

5) Se determină cantitatea de vapori care poate condensa în interiorul elementului de construcții în perioada rece a anului cu relația:

$$m_w = 3600 \cdot \left(\frac{p_{vi} - p_{scs}}{R'_v} - \frac{p_{scs} - p_{ves}}{R''_v} \right) \cdot N_w \quad [\text{kg/m}^2] \quad (2.2.34),$$

în care:

R'_v, R''_v - rezistențele de permeabilitate la vapori ale părților elementului de construcții dintre suprafața interioară și suprafața de condensare și, respectiv, dintre suprafața de condensare și suprafața exterioară a elementului de construcții [m/s];

p_{scs} - presiunea de saturație a vaporilor

Tabelul 2.2.11. Creșterea maximă admisibilă a umidității relative masice în perioada de condensare ΔW_{adm} [%].

Nr. crt.	Materialul	Creșterea maximă admisibilă a umidității relative masice în perioada de condensare ΔW_{adm} [%]
1	Beton greu, cu densitatea aparentă peste 1800 kg/m ³	2
2	Zidărie din cărămidă plină	1,5
3	Zidărie din cărămidă sau blocuri ceramice cu goluri	2
4	Zidărie din blocuri mici din beton ușor, pline sau cu goluri	5
5	Plăci termoizolante din b.c.a., cu densitatea aparentă până la 550 kg/m ³	5
6	Zidărie din blocuri și pereți din beton celular autoclavizat	6
7	Tencuieli interioare	2
8	Panouri din beton ușor (granulit, zgură etc)	5
9	Umplutură din zgură, cenușă, granulit	3
10	Polistiren celular	15
11	Sticlă spongioasă	1,5
12	Vată minerală și produse din vată minerală sau fibre de bazalt	3
13	Lemn și produse din lemn antisepțizate (PFL, PAL, PAF)	5
14	Produse termoizolante din deșeuri textile sintetice	2
15	Stabilit	2

lor de apă pe suprafața de condensare [Pa];

6) Se calculează creșterea umidității relative masice ΔW cu relația (2.2.26), corespunzătoare cantității de apă m_w stabilită cu relația (2.2.34).

2.2.5.3 Determinarea cantității de apă acumulată care se poate evapora în perioada caldă a anului

Etapile calculului sunt următoarele:

1) Se stabilește durata perioadei de evaporare N_v și temperatura exterioară

medie θ'_{es} pe această durată în funcție de temperatura θ_{cond} , utilizând tabelul 2.2.14. Considerând θ'_{es} ca temperatura de calcul pentru aerul exterior, se reface curba temperaturilor interioare, curba presiunilor de saturație a

Tabelul 2.2.12. Valorile coeficienților de difuzie a vaporilor de apă în aer M_i [s⁻¹].

θ_m	Frațiuni de °C									
	0,0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
°C	Coeficienți de difuzie a vaporilor de apă în aer M_i [s ⁻¹]; (valorile se înmulțesc cu 10 ⁸)									
Pentru domeniul de temperatură de la 30 până la 0 °C										
30	50,34	-	-	-	-	-	-	-	-	-
29	50,48	50,47	50,45	50,44	50,42	50,41	50,40	50,38	50,37	50,35
28	50,58	50,57	50,56	50,55	50,54	50,53	50,52	50,51	50,50	50,49
27	50,73	50,71	50,70	50,68	50,67	50,65	50,64	50,62	50,61	50,60
26	50,87	50,86	50,84	50,83	50,81	50,80	50,79	50,77	50,76	50,74
25	51,0	50,99	50,97	50,96	50,95	50,93	50,92	50,91	50,90	50,88
24	51,15	51,13	51,12	51,10	51,09	51,07	51,06	51,04	51,03	51,02
23	51,29	51,28	51,26	51,25	51,23	51,22	51,21	51,19	51,18	51,16
22	51,39	51,38	51,37	51,36	51,35	51,34	51,33	51,32	51,31	51,30
21	51,50	51,49	51,48	51,47	51,46	51,44	51,43	51,42	51,41	51,40
20	51,64	51,63	51,61	51,60	51,58	51,57	51,56	51,54	51,53	51,51
19	51,78	51,77	51,75	51,74	51,72	51,71	51,70	51,68	51,67	51,65
18	51,93	51,91	51,90	51,88	51,87	51,85	51,84	51,82	51,81	51,79
17	52,07	52,06	52,04	52,03	52,01	52,00	51,99	51,97	51,96	51,94
16	52,21	52,20	52,18	52,17	52,15	52,14	52,13	52,11	52,10	52,08
15	52,38	52,36	52,35	52,33	52,31	52,29	52,28	52,26	52,24	52,23
14	52,53	52,51	52,50	52,48	52,47	52,45	52,44	52,42	52,41	52,39
13	52,67	52,68	52,64	52,63	52,61	52,60	52,59	52,57	52,56	52,64
12	52,81	52,80	52,78	52,77	52,75	52,74	52,73	52,71	52,70	52,68
11	52,95	52,94	52,92	52,91	52,90	52,88	52,87	52,85	52,84	52,82
10	53,13	53,11	53,09	53,08	53,06	53,04	53,02	53,00	52,99	52,97
9	53,27	53,26	53,24	53,23	53,21	53,20	53,19	53,17	53,16	53,14
8	53,44	53,42	53,41	53,39	53,37	53,35	53,34	53,32	53,30	53,29
7	53,58	53,57	53,55	53,54	53,52	53,51	53,50	53,48	53,47	53,45
6	53,73	53,71	53,70	53,68	53,67	53,65	53,64	53,62	53,61	53,59
5	53,87	53,86	53,84	53,83	53,81	53,80	53,79	53,77	53,76	53,74
4	54,04	54,02	54,01	53,99	53,97	53,95	53,94	53,92	53,90	53,89
3	54,18	54,17	54,15	54,14	54,12	54,11	54,10	54,08	54,07	54,05
2	54,33	54,31	54,30	54,28	54,27	54,25	54,24	54,22	54,21	54,19
1	54,5	54,48	54,47	54,45	54,43	54,41	54,40	54,38	54,36	54,35
0	54,68	54,66	54,64	54,63	54,61	54,59	54,57	54,55	54,54	54,52
Pentru domeniul de temperatură de la 0 până la - 20 °C										
0	54,68	54,69	54,71	54,72	54,74	54,75	54,76	54,78	54,79	54,81
-1	54,82	54,84	54,85	54,87	54,89	54,91	54,93	54,95	54,96	54,98
-2	55,00	55,01	55,03	55,04	55,06	55,07	55,08	55,10	55,11	55,13
-3	55,14	55,16	55,18	55,19	55,21	55,23	55,25	55,27	55,28	55,30
-4	55,32	55,33	55,35	55,36	55,38	55,39	55,40	55,42	55,43	55,45
-5	55,46	55,48	55,49	55,51	55,53	55,55	55,56	55,58	55,60	55,61
-6	55,63	55,65	55,67	55,68	55,70	55,72	55,74	55,76	55,77	55,79
-7	55,81	55,83	55,84	55,86	55,88	55,90	55,91	55,93	55,95	55,96
-8	55,98	56,00	56,02	56,05	56,07	56,09	56,11	56,13	56,16	56,18
-9	56,20	56,22	56,23	56,25	56,27	56,29	56,30	56,32	56,34	56,35
-10	56,37	56,39	56,41	56,42	56,44	56,46	56,48	56,50	56,51	56,53
-11	56,55	56,57	56,59	56,60	56,62	56,64	56,66	56,68	56,69	56,71
-12	56,73	56,75	56,76	56,78	56,80	56,82	56,83	56,85	56,87	56,88
-13	56,90	56,92	56,94	56,95	56,97	56,99	57,01	57,03	57,04	57,06
-14	57,08	57,10	57,11	57,13	57,15	57,17	57,18	57,20	57,22	57,24
-15	57,26	57,28	57,29	57,31	57,33	57,35	57,36	57,38	57,40	57,41
-16	57,42	57,45	57,47	57,48	57,50	57,52	57,54	57,56	57,57	57,59
-17	57,61	57,63	57,65	57,66	57,68	57,70	57,72	57,74	57,75	57,77
-18	57,79	57,81	57,82	57,84	57,86	57,87	57,89	57,91	57,93	57,94
-19	57,96	57,98	58,00	58,02	58,04	58,06	58,09	58,11	58,13	58,15
-20	58,17	58,19	58,21	58,22	58,24	58,26	58,28	58,30	58,31	58,33

vaporilor p'_s și dreapta presiunilor parțiale p'_v . Se consideră umiditatea relativă a aerului exterior în perioada caldă a anului de 70 %;

2) Se calculează cantitatea de apă care se poate evapora în perioada caldă a anului cu relația:

$$m_v = 3600 \left(\frac{p'_{scs} - p'_{vi}}{R'_v} - \frac{p'_{scs} - p'_{ves}}{R''_v} \right) N_v \quad [\text{kg/m}^2] \quad (2.2.35),$$

în care:

R'_v, R''_v - rezistențele la permeabilitate la vapori a părților elementului de construcții dintre suprafața de condensare și, respectiv, dintre suprafața exterioară a elementului de construcții [m/s];

p'_{scs} - presiunea de saturație necorectată a vaporilor de apă pe suprafața de condensare, corespunzătoare temperaturii pe această suprafață [Pa].

3) Se verifică condiția de neacumula-

re progresivă, de la un an la altul, a vaporilor în interiorul elementelor de construcții, cu relația 2.2.25. În cazul în care condiția nu este îndeplinită, se iau măsuri constructive care să asigure regimul de umiditate normal al elementului de construcții: prevederea stratului de izolare termică la exterior, prevederea barierei de vapori etc.

Exemplul de calcul 3

Se verifică, la difuzia vaporilor de apă, un perete exterior structural din zidărie de cărămidă GVP, cu strat de termoizolație din polistiren celular de 8,5 cm grosime, protejat cu zidărie de cărămizi GVP, conform figurii 2.2.4. Peretele aparține unei clădiri de locuit situată în zona climatică II.

Rezolvare:

1. Se stabilesc datele generale în tabelul 2.2.15 și anume:

- caracteristicile higrotermice ale materialelor componente: densitățile, conductivitățile termice, factorii rezistenței la permeabilitate la vapori, conform Anexei I;
- rezistențele termice specifice ale straturilor componente R_s , utilizând relația 2.2.2;

2. Se face verificarea acumulării progresive a condensatului de la un an la altul, în interiorul elementului de construcție, conform prevederilor de la §2.2.5.1., considerând $\theta_{em} = +9,5 \text{ }^\circ\text{C}$ (zona climatică II) și $\varphi_{em} = 80 \text{ \%}$.

În tabelul 2.2.16 se calculează:

- temperaturile pe suprafețele interioară, exterioară și în planurile care despart straturile componente ale peretelui, utilizând relațiile 2.2.27...2.2.29 (fig. 2.2.4, II);
- rezistențele la permeabilitate la vapori R'_v utilizând relația 2.2.30;
- presiunile la saturație ale vaporilor de apă în interiorul elementului de con-

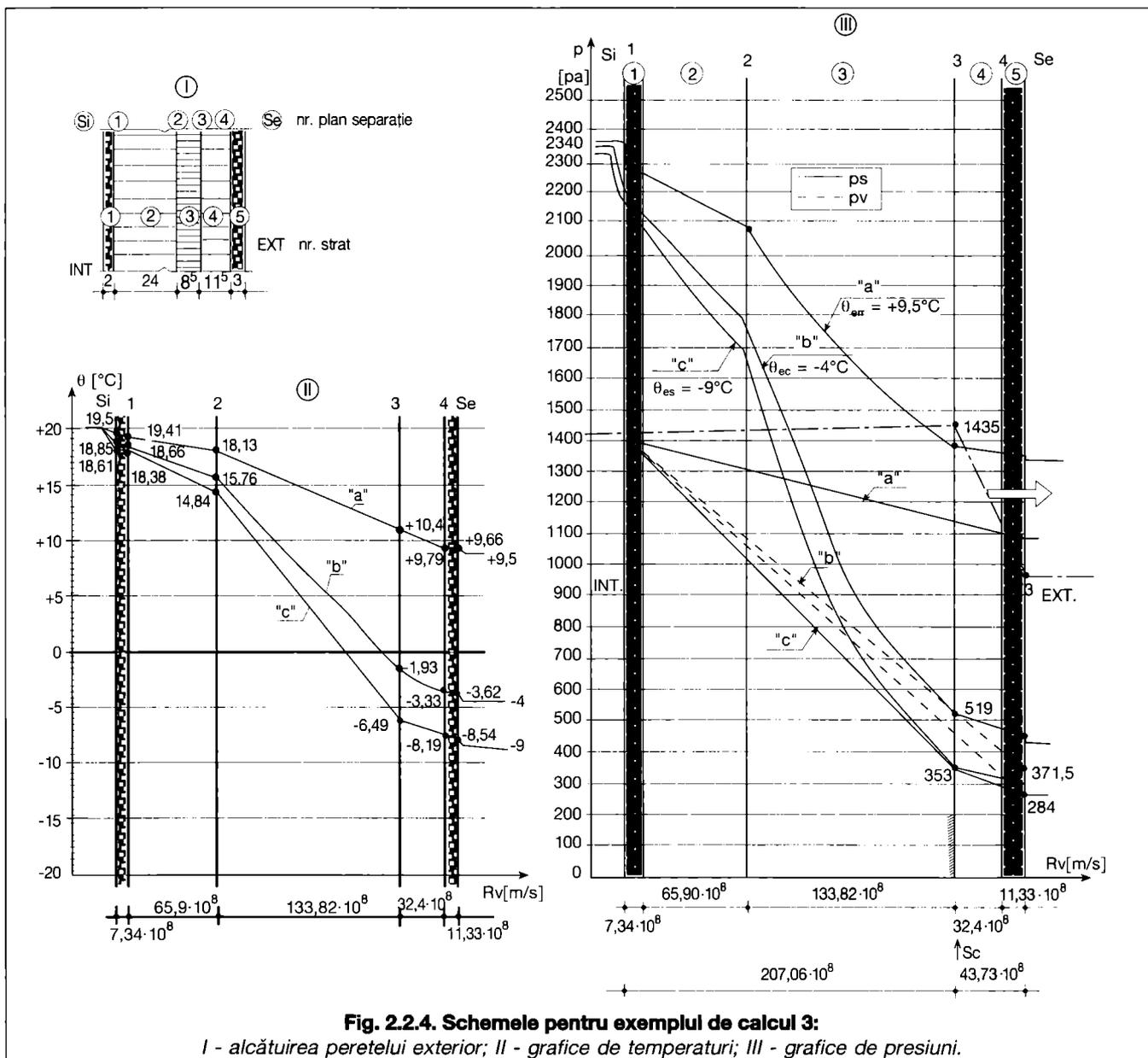


Fig. 2.2.4. Schemele pentru exemplul de calcul 3:

I - alcătuirea peretelui exterior; II - grafice de temperaturi; III - grafice de presiuni.

strucții p_{skcor} utilizând relația 2.2.31 pentru zona II climatică;

- presiunile parțiale ale vaporilor de apă din interior p_{vi} utilizând relația 2.2.32, respectiv, din aerul exterior p_{ve} utilizând relația 2.2.33.

Se reprezintă grafic elementul de construcții în figura 2.2.4, III, amplasându-se pe abscisă rezistențele la permeabilitate la vapori ale straturilor componente, iar pe ordonată presiunile de vapori.

Se reprezintă grafic curba presiunilor de saturație corectate a vaporilor de apă în interiorul elementului de construcții și linia presiunilor parțiale, utilizând datele calculate în tabelul 2.2.16.

Linia presiunilor parțiale nu intersecțiază curba presiunilor de saturație corectate și deci nu are loc acumularea progresivă de apă de la an la an.

3. Se face calculul cantității de vapori care condensează în elementul de construcții în perioada rece a anului în tabelul 2.2.17, conform § 2.2.5.2.

Temperatura exterioară de început de condensare $\theta_{econd} = -4$ °C s-a determinat prin încercări, ea corespunzând temperaturii exterioare pentru care linia presiunilor parțiale devine tangentă la curba presiunilor de saturație. Pentru aceasta temperatura exterioară, în tabelul 2.2.17 și în fig. 2.2.4, II și III, se calculează și se trasează grafic temperaturile interioare, curba presiunilor de saturație și linia presiunilor parțiale, considerând umiditatea relativă a aerului exterior de 85 %.

Se stabilește durata perioadei de condensare $N_w = 900$ h și temperatura exterioară medie $\theta_{es} = -9$ °C pe această durată, în funcție de temperatura θ_{econd} utilizând tabelul 2.2.13. Considerând $\theta_{es} = -9$ °C ca temperatură de calcul pentru aerul exterior, se reface curba presiunilor parțiale de saturație a vaporilor p_s și dreapta presiunilor parțiale p_v . Pentru stabilirea curbei reale p_v , din punctele p_{vi} și p_{ve} , se duc tangente la curba presiunilor de saturație p_s , iar punctul în care acestea se întâlnesc marchează suprafața de condensare.

Se determină cantitatea de vapori care pot condensa în interiorul elementului de construcții în perioada rece a anului, utilizând relația 2.2.34:

$$m_w = 3600 \cdot \left(\frac{1404 - 353}{207,06 \cdot 10^9} - \frac{353 - 241,4}{43,73 \cdot 10^9} \right) \cdot 900 = 0,082 \text{ kg/m}^2.$$

Pe baza valorii m_w calculate mai sus, se calculează creșterea umidității relative în timpul sezonului rece, utilizând relația 2.2.26.

$$\Delta W = \frac{100 \cdot 0,082}{20 \cdot 0,085} = 4,82\%$$

$\Delta W_{adm} = 15$ % pentru polistiren con-

Tabelul 2.2.13. Temperatura medie a aerului exterior τ_{es} și durata perioadei de condensare N_w , corespunzătoare temperaturii aerului exterior θ_{econd} de început de condensare.

θ_{econd} [°C]	Zona I		Zona II		Zona III	
	N_w [h]	θ_{es} [°C]	N_w [h]	θ_{es} [°C]	N_w [h]	θ_{es} [°C]
10	4000	1	4300	0	4700	-1
9	3700	0	4100	-1	4300	-2
8	3450	0	3800	-1	4350	-2
7	3200	-1	3600	-2	4100	-3
6	2900	-1	3300	-2	3900	-3
5	2650	-2	3100	-3	3650	-4
4	2400	-2	2900	-3	3450	-4
3	2050	-3	2600	-4	3150	-5
2	1750	-3	2300	-4	2850	-5
1	1500	-4	2000	-5	2550	-6
0	1250	-4	1750	-5	2300	-6
-1	1050	-5	1450	-6	2000	-7
-2	900	-6	1250	-7	1750	-8
-3	750	-7	1050	-8	1500	-9
-4	600	-8	900	-9	1300	-10
-5	500	-9	750	-10	1100	-11
-6	400	-10	600	-11	950	-12
-7	300	-11	500	-12	800	-13
-8	200	-12	400	-13	700	-14
-9	130	-13	350	-14	600	-15
-10	100	-14	250	-15	500	-16
-11	75	-15	200	-16	450	-17
-12	50	-16	175	-17	350	-18
-13	25	-17	160	-18	300	-19
-14	—	—	100	-19	250	-20
-15	—	—	75	-20	200	-21

Tabelul 2.2.14. Temperatura medie a aerului exterior θ'_{es} și durata perioadei de evaporare N_v , corespunzătoare temperaturii aerului exterior θ_{econd} de început de condensare.

θ_{econd} [°C]	Zona I		Zona II		Zona III	
	N_v [h]	θ'_{es} [°C]	N_v [h]	θ'_{es} [°C]	N_v [h]	θ'_{es} [°C]
10	4740	17	4450	16	4050	15
9	5050	16	4650	16	4250	15
8	5300	16	4950	15	4400	15
7	5550	15	5150	15	4650	14
6	5850	15	5450	14	4850	14
5	6100	14	5650	14	5100	13
4	6350	14	5850	13	5300	13
3	6700	13	6150	13	5600	12
2	7000	13	6450	12	5900	12
1	7250	12	6750	12	6200	11
0	7500	12	7000	11	6450	11
-1	7700	11	7300	11	6750	10
-2	7850	11	7500	11	7000	10
-3	8000	11	7700	10	7250	9
-4	8150	10	7850	10	7450	9
-5	8250	10	8000	10	7650	8
-6	8350	10	8150	9	7800	8
-7	8450	9	8250	9	7950	8
-8	8550	9	8350	9	8050	8
-9	8600	9	8400	9	8450	7
-10	8650	9	8500	8	8250	7
-11	8650	—	8550	—	8300	7
-12	8700	—	8575	—	8400	7
-13	8750	—	8590	—	8445	6
-14	—	—	8650	—	8500	6
-15	—	—	8675	—	8550	6

form tabelului 2.2.11.

Se constată că este îndeplinită condiția $\Delta W < \Delta W_{adm}$.

4. Se determină cantitatea de apă acumulată care se poate evapora în perioada caldă a anului în tabelul 2.2.18.

Utilizând tabelul 2.2.14, în funcție de temperatura $\theta_{econd} = -4$ °C, se stabilește durata perioadei de evaporare $N_v = 7850$ h și temperatura exterioară medie $\theta'_{es} = +10$ °C, pe această durată. Considerând θ'_{es} ca temperatură de calcul pentru aerul exterior, se reface curba temperaturilor interioare, curba presiunilor de saturație a vaporilor p'_s și dreapta presiunilor parțiale p'_v . Se consideră umiditatea relativă a aerului exterior în perioada caldă a anului de 70 %.

Se calculează cantitatea de apă care se poate evapora în perioada caldă a anului cu relația 2.2.35:

$$m_v = 3600 \cdot$$

$$\cdot \left(\frac{1435,3 - 1404}{207,06 \cdot 10^8} - \frac{1435,3 - 973}{43,73 \cdot 10^8} \right) \cdot 7850 =$$

$$= 3,03 \text{ kg/m}^2.$$

Se observă că este îndeplinită condiția de neacumulare progresivă, de la un an la altul, a apei provenite din condensarea vaporilor în interiorul elementelor de construcții, dată de relația 2.2.25:

$$m_w < m_v.$$

2.3. Stabilitatea termică a elementelor de închidere a clădirilor și a încăperilor din clădirile civile

Prin stabilitate termică se înțelege capacitatea clădirii în ansamblu, a încăperilor considerate ca unități separate sau a elementelor de închidere ale acestora de a acumula sau de a ceda căldură și de

a amortiza amplitudinea de oscilație a temperaturii aerului exterior, astfel încât să se resimtă în încăperi cu valori reduse (amortizate) și defazate în timp.

Calculul la stabilitate termică este o etapă a dimensionării termotehnice a clădirilor, prin care se urmărește asigurarea confortului termic interior pe timp de iarnă și pe timp de vară.

Determinarea stabilității termice a elementelor de construcții perimetrale ale clădirilor se face în conformitate cu prevederile din C107/7.

Elementele de construcții care se verifică la exigența de stabilitate sunt:

- partea opacă a pereților exteriori suprațerani ai încăperilor încălzite;
- planșeele de peste ultimul nivel încălzit, de sub terase și poduri.

Tabelul 2.2.15. Calculul rezistențelor termice R_s (pentru exemplul de calcul 3).

Nr. strat	Nr. plan separație	Materialul	Caracteristici higrotermice			Grosime strat d [m]	$d \cdot \mu_D$ [m]	Rezistențe termice			
			ρ [kg/m ³]	λ [W/m·K]	μ_D -			R_i, R_s, R_e [m ² ·K/W]	ΣR_s -	$\Sigma R_s/R$ -	$(\Sigma R_s/R)^2$ -
aer int.							0,125				
1	s_i	Tencuială	1800	0,930	7,1	0,020	0,142	0,022	0,125	0,048	0,00230
2	1	Zidărie G.V.P.	1700	0,750	5,3	0,240	1,272	0,320	0,147	0,056	0,00314
3	2	Termoizolație	20	0,044	30,0	0,085	2,550	1,932	0,467	0,178	0,03168
4	3	Zidărie G.V.P.	1700	0,750	5,3	0,115	0,610	0,153	2,399	0,914	0,83540
5	4	Tencuială	1800	0,930	7,1	0,030	0,213	0,032	2,552	0,972	0,94478
aer ext.	s_e							0,042	2,584	0,984	0,96826
								R = 2,626			1,00000

Tabelul 2.2.16. Verificarea acumulării progresive a condensatului (pentru exemplul de calcul 3).

$\Delta T = \theta_i - \theta_{em} = 20 - 9,5 = 10,5$ K							Presiunea de saturație p_{skcor}		
Nr. strat	Nr. plan separație	$a_k = \Delta T \cdot \Sigma(R_s / R)$	$\theta_k = \theta_i - a_k$	θ_k mediu	M (din tabelul 2.2.12)	R_v	P_{skm} în funcție de θ_k din tabelul 2.2.5)	corecția $162 \cdot (\Sigma R_s / R)^2$	P_{skcor}
		[°C]	[°C]	[°C]	[1/s]	[m/s]	[Pa]		
aer int.			+20				2340	-	2340
1	s_i	0,50	19,50				2268	0,4	2268,4
2	1	0,59	19,41	19,46	$57,71 \cdot 10^8$	$7,34 \cdot 10^8$	2255	0,5	2255,5
3	2	1,87	18,13	18,77	$51,81 \cdot 10^8$	$65,90 \cdot 10^8$	2083	5,1	2088,1
4	3	9,60	10,40	14,24	$52,48 \cdot 10^8$	$133,82 \cdot 10^8$	1262	135,3	1397,3
5	4	10,21	9,79	10,10	$53,11 \cdot 10^8$	$32,4 \cdot 10^8$	1210	153,1	1363,1
aer ext.	s_e	10,33	9,66	9,37	$53,17 \cdot 10^8$	$11,33 \cdot 10^8$	1201	156,9	1357,9
			+9,50				1187	162	1349

$$P_{vi} = \varphi_i \cdot P_{skcor i} = 0,6 \cdot 2340 = 1404 \text{ Pa}$$

$$P_{ve} = \varphi_e \cdot P_{skcor e} = 0,8 \cdot 1349 = 1079 \text{ Pa}$$

Tabelul 2.2.17. Determinarea cantității de vapori care condensează în perioada rece a anului (pentru exemplul de calcul 3).

Nr. strat	Nr. plan separație	Stabilirea valorii θ_{ec}			Calculul pentru perioada rece a anului		
		$\theta_{acond} = -4\text{ }^\circ\text{C}; \Delta T = 20 - (-4) = 24\text{ K}$			$\theta_{es} = -9\text{ }^\circ\text{C}; N_{WV} = 900\text{ h}; \Delta T = 20 - (-9) = 29\text{ K}$		
		$a_k = \Delta T \cdot \sum(R_s/R)$	$\theta_k = \theta_i - a_k$	$P_{sc\ cond}$ (conf tab. 2.2.5)	$a_k = \Delta T \cdot \sum(R_s/R)$	$\theta_k = \theta_i - a_k$	P_{scs} (conf tab. 2.2.5)
	[$^\circ\text{C}$]	[$^\circ\text{C}$]	[Pa]	[$^\circ\text{C}$]	[$^\circ\text{C}$]	[Pa]	
aer int.		-	+20,00	2340	-	+20,00	2340
1	s_i	1,15	18,85	2179	1,39	18,61	2146
2	1	1,34	18,66	2153	1,62	18,38	2116
3	2	4,24	15,73	1787	5,16	14,84	1688
4	3	21,94	-1,94	518,5	26,51	-6,51	353
5	4	23,33	-3,33	463	28,19	-8,19	304
aer ext.	s_e	23,62	-3,62	451	28,54	-8,54	295
		-	-4,00	437	-	-9,00	284

$$P_{vi} = \varphi_i \cdot P_{scs\ i} = 0,6 \cdot 2340 = 1404\text{ Pa}$$

$$P_{ve\ cond} = \varphi_i \cdot P_{sc\ cond\ e} = 0,85 \cdot 437 = 371,5\text{ Pa}; \quad P_{ves} = \varphi_e \cdot P_{scs\ e} = 0,85 \cdot 284 = 241,4\text{ Pa}$$

2.3.1. Criteriile de performanță ale stabilității termice

Aceste criterii sunt:

- pentru elemente de construcții:
 - coeficientul de amortizare v_T pentru vară și iarnă;
 - coeficientul de defazaj ε pentru vară, coeficientul de stabilitate Φ_i pentru iarnă;
- pentru încăperi:
 - amplitudinea de oscilație a temperaturii aerului A_{ii} (pentru vară și iarnă).

2.3.2. Indicele inerției termice D

Pentru un element de construcții plan, alcătuit din mai multe straturi dispuse perpendicular pe fluxul termic, indicele inerției termice se calculează cu relația:

$$D = \sum(R_s \cdot s_{24}) \quad (2.3.1),$$

în care:

s_{24} - este coeficientul de asimilare termică, pentru perioada oscilațiilor densității fluxului termic de 24 ore, [W/m²·K].

Pentru principalele materiale de construcții, valorile coeficienților de asimilare termică s_{24} - sunt date în Anexa 2.1, iar pentru alte materiale se poate calcula cu relația 2.1.2.

În cazul elementelor de construcții neomogene, indicele inerției termice se calculează cu relația:

$$D = \frac{\sum(A_j \times D_j)}{\sum A_j} \quad (2.3.2),$$

în care:

A_j - ariile zonelor distincte de pe suprafața elementului de construcții [m²];

D_j - indicii inerției termice corespunzătoare

Tabelul 2.2.18 Determinarea cantității de apă care se evaporă în perioada caldă a anului (pentru exemplul de calcul 3).

Nr. strat	N _{ps}	Eliminarea apei în perioada caldă a anului				
		$\theta_{ec} = -4\text{ }^\circ\text{C} \Rightarrow \theta'_{es} = +10\text{ }^\circ\text{C}; \Delta T = \theta_i - \theta'_{es} = 10\text{ }^\circ\text{C}; N_V = 7850\text{ h}$				
		$a_k = \Delta T \cdot \sum(R_s/R)$	$\theta_k = \theta_i - a_k$	p'_{scs} (tabel 2.2.5)	corecția $162 \cdot \sum(R_s/R)^2$	$P'_{scs\ cor}$
	[$^\circ\text{C}$]	[$^\circ\text{C}$]	[Pa]			
aer int.		-	-20,00	2340	-	2340,0
1	s_i	0,48	19,52	2271	0,4	2271,4
2	1	0,56	19,44	2260	0,5	2260,5
3	2	1,78	18,22	2094	5,1	2099,1
4	3	9,14	10,86	1300	135,3	1435,3
5	4	9,72	10,28	1252	153,1	1405,1
aer ext.	s_e	9,84	10,16	1242	156,9	1398,9
		-	+10,00	1228	162,0	1390,0

N_{ps} - Număr plan separație; $P'_{vi} = \varphi_i \cdot P'_{scs\ i} = 0,6 \cdot 2340 = 1404\text{ Pa}$

$P'_{ves} = \varphi_e \cdot P'_{scs} = 0,7 \cdot 1228,0 = 860\text{ Pa}; \quad P'_{ves\ cor} = \varphi_e \cdot P'_{scs\ cor} = 0,7 \cdot 1390,0 = 973\text{ Pa}$

toare zonelor cu arii A_j .

2.3.3. Coeficientul Φ_i de stabilitate a elementelor de închidere a clădirilor

Calculul se face numai pentru perioada de iarnă, conform prevederilor NP200 și STAS 6648/1, utilizând formula:

$$\Phi_i = \frac{R}{R_i + \bar{M}/U_i} \quad (2.3.3)$$

în care:

\bar{M} - este coeficientul de neuniformitate a cedării căldurii de către instalația de încălzire, dat în tab. 2.3.1;

U_i - coeficient de asimilare termică a suprafeței interioare, care repre-

zintă variația maximă a amplitudinii fluxului termic acumulat de o suprafață, pentru a-și ridica temperatura cu 1 $^\circ\text{C}$ și care se calculează cu relația:

$$U_i = \frac{q_{max} - q_{med}}{\theta_{si\ max} - \theta_{si\ med}} = \frac{\Delta q}{\Delta T_i} \quad [\text{W/m}^2 \cdot \text{K}] \quad (2.3.4).$$

Zona elementului de construcții pentru care indicele inerției termice are valoarea $D = 1$ poartă denumirea de „zona marilor oscilații”, în interiorul căreia se amortizează jumătate din amplitudinea de oscilație a temperaturii suprafeței. Coeficientul U_i este influențat de această zonă și se calculează în consecință.

La elementele de construcții cu structura stratificată, straturile de material care au indicele inerției termice $D \geq 1$ se numesc „straturi groase”. Pentru aceste straturi, în mod simplificat, se consideră că valoarea U_i este egală cu valoarea coeficientului de asimilare termică - s - a materialului.

Cazurile pentru care se calculează coeficientul U_i sunt următoarele:

- zona marilor oscilații, care cuprinde numai primul strat al elementului, $D_1 \geq 1$, atunci:

$$U_i = s_1 \quad [\text{W/m}^2\cdot\text{K}] \quad (2.3.5);$$

- zona marilor oscilații, care cuprinde primul și al doilea strat, adică $D_1 + D_2 \geq 1$,

$$U_i = U_1 = \frac{R_1 \cdot s_1^2 + s_2}{1 + R_1 \cdot s_2} \quad [\text{W/m}^2\cdot\text{K}] \quad (2.3.6);$$

- zona marilor oscilații, care cuprinde j straturi din cele n ale elementului de construcții, adică $D_1 + D_2 + \dots + D_{j-1} < 1$, dar $D_1 + D_2 + \dots + D_j \geq 1$; atunci se calculează coeficientul U_i din aproape în aproape, începând cu stratul ($j-1$):

$$U_{j-1} = \frac{R_{j-1} \cdot s_{j-1}^2 + s_j}{1 + R_{j-1} \cdot s_j} \quad [\text{W/m}^2\cdot\text{K}] \quad (2.3.7);$$

$$U_{j-2} = \frac{R_{j-2} \cdot s_{j-2}^2 + U_{j-1}}{1 + R_{j-2} \cdot U_{j-1}} \quad [\text{W/m}^2\cdot\text{K}] \quad (2.3.8);$$

$$U_i = U_1 = \frac{R_1 \cdot s_1^2 + U_2}{1 + R_1 \cdot U_2} \quad [\text{W/m}^2\cdot\text{K}] \quad (2.3.9);$$

- zona marilor oscilații, care cuprinde toate straturile elementului, adică $D_1 + D_2 + \dots + D_j + \dots + D_n < 1$, atunci se calculează coeficientul U_i din aproape în aproape, începând cu stratul n :

$$U_n = \frac{R_n \cdot s_n^2 + \alpha_e}{1 + R_n \cdot \alpha_e} \quad [\text{W/m}^2\cdot\text{K}] \quad (2.3.10);$$

$$U_{n-1} = \frac{R_{n-1} \cdot s_{n-1}^2 + U_n}{1 + R_{n-1} \cdot U_n} \quad [\text{W/m}^2\cdot\text{K}] \quad (2.3.11);$$

$$U_i = \frac{R_i \cdot s_i^2 + U_2}{1 + R_i \cdot U_2} \quad [\text{W/m}^2\cdot\text{K}] \quad (2.3.12).$$

La elementele cu structura stratificată numerotarea straturilor se face de la interior spre exterior.

Pentru simplificarea calculelor la

straturile închise de aer din structura elementelor de construcții se admite că $s_{24} = 0$ și $D = 0$.

Coeficientul Φ_i trebuie să respecte valorile normate din tabelul 2.3.2; în caz contrar, se modifică alcătuirea constructivă a elementului de închidere sau se alege un sistem adecvat de încălzire.

Pentru clădirile de locuit din grupa „b” (tab. 2.3.2) nu este necesară verificarea la stabilitate termică a elementelor de construcții perimetrale dacă sunt îndeplinite condițiile din tabelul 2.3.3.

2.3.4. Stabilitatea termică a încăperilor încălzite din clădirile civile

Stabilitatea termică a încăperilor este un criteriu de performanță superior în aprecierea confortului termic, deoarece ține seama și de influența elementelor vitrate și a elementelor de compartimentare (pereți interiori și planșee) asupra amplitudinii de oscilație a temperaturii aerului interior.

Stabilitatea termică a încăperilor se calculează pe timp de vară și pe timp

Tabelul 2.3.1. Coeficientul de neuniformitate a cedării căldurii \bar{M} .

Nr. crt.	Tipul sistemului de încălzire	Coeficientul de neuniformitate a cedării căldurii \bar{M}
1	Încălzire centrală cu apă având funcționare neîntreruptă	0,1
2	Încălzire cu abur : - întrerupere 6 h/zi - întrerupere 12 h/zi - întrerupere 18 h/zi	0,8 1,4 2,2
3	Încălzire cu apă pe apartament (întrerupere 6 h/zi)	1,5
4	Încălzire cu sobe de teracotă la un foc pe zi (24 h) - la grosimea pereților de 1/2 cărămidă - la grosimea pereților de 1/4 cărămidă	0,4 0,9

Observație: Pentru încălzirea cu sobe de teracotă cu două focuri pe zi coeficientul \bar{M} se reduce astfel:

- la sobe având pereți cu grosimea de 1/2 cărămidă de 2,5...3 ori iar la cele cu grosimea pereților de 1/4 cărămidă de 2...2,3 ori;
- la sobe în care antracitul se folosește drept combustibil, cu 25 %

Tabelul 2.3.2. Valori minime normate pentru coeficientul de stabilitate termică Φ_i , pe grupe de clădiri.

Nr. crt.	Elementul de închidere	Grupa de clădire		
		a	b	c
1	Pereți exteriori	6	5	-
2	Planșeu terasă (cald)	7	6	-
3	Planșeu de pod Intradosul acoperișurilor terasă cu strat de aer ventilat	4	3	-

Tabelul 2.3.3. Valori minime D și R pentru care nu este necesară verificarea la stabilitate termică la clădirile de locuit.

Elementul de construcție	Valori minime D și R pentru care nu este necesară verificarea la stabilitate termică la clădirile de locuit		
	D	R	
	-	[m ² ·K/W]	
Zona opacă a pereților exteriori	3,0	1,875	
Planșeul peste ultimul nivel	- sub terase	3,5	3,125
	- sub poduri	2,5	1,250

Tabelul 2.3.4. Valori maxime normate pentru amplitudinea de oscilație a temperaturii interioare A_{θ_i} , pe grupe de clădiri

A_{θ_i} normat	Grupe de clădire		
	a	b	c
- iarna	1,0	1,0	-
- vara	3,0	5,0	-

de iarnă.

Studiul stabilității termice a unei încăperi încălzite, cu întreruperi de funcționare, pe perioada de iarnă, este necesar în vederea verificării construcției din punct de vedere al capacității ei de a menține variația temperaturii interioare, respectiv, de asigurare a amplitudinii oscilației temperaturii aerului interior A_{θ_i} în limitele cerute de confortul termic.

Calculul amplitudinii de oscilație a temperaturii interioare A_{θ_i} se face cu relația:

$$A_{\theta_i} = \frac{a\bar{M}\Phi}{\sum B_j A_j} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (2.3.13),$$

în care:

\bar{M} - este coeficientul de neuniformitate a cedării căldurii de către instalația de încălzire, indicat în tabelul 2.3.1;
 Φ - pierderile de căldură a încăperii în timp de o oră [W], (valoare egală cu cedarea de căldură medie orară a corpurilor de încălzire);

B_j - coeficientul de acumulare termică a suprafețelor interioare S_j a elementului j , calculat cu formula:

$$B_j = \frac{1}{R_j + 1/U_j} \quad [\text{W/m}^2\cdot\text{K}] \quad (2.3.14).$$

Pentru pereți interiori și planșee, B_j se poate extrage din nomograma din figura 2.3.1, pe baza masei specifice G [kg/m²]. Pentru uși și ferestre coeficienții B_j se determină cu formula:

$$B_j = \frac{U_j}{1,08} \quad [\text{W/m}^2\cdot\text{K}] \quad (2.3.15),$$

în care

U_j - este coeficientul de transmisie a căldurii a ușilor și ferestrelor [W/m²K].

a - coeficient de corecție, având valorile:

0,70 - pentru încălzire cu apă caldă;
 0,80 - pentru încălzire cu abur;
 0,93 - pentru încălzire cu aer cald.

Valoarea efectivă a amplitudinii temperaturii aerului interior A_{θ_i} calculată ca mai sus, se compară cu valoarea normată din tabelul 2.3.4.

$$A_{\theta_i \text{ ef}} \leq A_{\theta_i \text{ normat}} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (2.3.16).$$

Dacă nu se asigură condițiile de stabilitate termică, remedierea situației se poate face astfel:

- pentru o construcție în curs de proiectare, prin mărirea inerției termice a elementelor de construcții sau prin prevederea altui regim de funcționare a instalației de încălzire;
 - pentru o construcție existentă, prin

micșorarea timpului de întrerupere a funcționării instalației de încălzire centrală.

Exemplul de calcul 4

Se studiază stabilitatea termică pe timp de iarnă a peretelui exterior din exemplul de calcul 2 (fig. 2.2.3).

Rezolvare:

Verificarea se efectuează în zona opacă a panoului de perete exterior și constă în calculul mărimii Φ_i .

Clădirea de locuit a căruia perete exterior este analizat, se încadrează în grupa „b”.

1. Conform ultimului paragraf de la § 2.3.3. se verifică dacă sunt îndeplinite condițiile puse în tabelul 2.3.3. : $D > 3,0$ și $R > 1,875 \text{ m}^2\cdot\text{K/W}$ pentru care nu este necesară verificarea la stabilitate termică la clădirile de locuit.

1a) Utilizând datele din exemplul de calcul 2 se determină:

$R = R_{max} = 1,488 \text{ m}^2\cdot\text{K/W} < 1,875 \text{ m}^2\cdot\text{K/W}$ (condiție nesatisfăcută conform tab. 2.3.3).

1b) Se determină indicele inerției termice conform § 2.3.2 și relației 2.3.2.

Coeficienții de asimilare termică - s_{24} - ai materialelor care intră în alcătuirea panoului, se determină din Anexa 2.1 și au următoarele valori:

- beton armat $s_{24} = 15,36 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$;
 - vată minerală G100 $s_{24} = 0,51 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$;
 - polistiren celular $s_{24} = 0,30 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$.

Se calculează indicele inerției termice pentru fiecare zonă în parte:

$D_a = 0,167 \cdot 15,36 = 2,565$;
 $D_b = 0,117 \cdot 15,36 + 1,667 \cdot 0,51 = 2,647$;
 $D_c = 0,152 \cdot 15,36 + 0,545 \cdot 0,30 = 2,498$;
 $D_d = 0,131 \cdot 15,36 + 1,364 \cdot 0,30 = 2,406$.

Pentru peretele exterior calculul se face utilizând relația 2.3.2:

$$D = (0,31 \cdot 2,565 + 5,96 \cdot 2,647 + 0,54 \cdot 2,498 + 1,02 \cdot 2,406) \frac{1}{7,56} = 2,6.$$

$D = 2,60 < 3,0$ (condiție nesatisfăcută conform tab. 2.3.3).

2. Determinarea coeficientului Φ_i se face utilizând formula 2.3.3:

$$\Phi_i = \frac{R'}{R_{si} + \bar{M} \cdot U_i};$$

$$R' = 1,1 \text{ m}^2\cdot\text{K/W};$$

$$R_{si} = 1/h_i = 1/8 = 0,125 \text{ m}^2\cdot\text{K/W};$$

$\bar{M} = 1,5$ (conform tab. 2.3.1, pentru regim de încălzire cu apă caldă pe apartament, cu întreruperi de 6 ore/zi);

U_i se determină cu relația 2.3.5:

pentru:

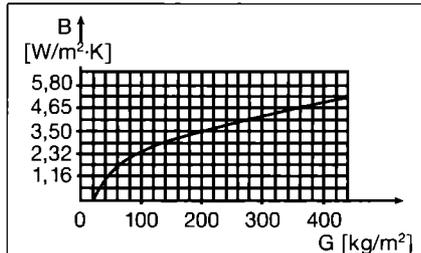


Fig. 2.3.1. Valori coeficientului B în funcție de greutatea [kg/m²] elementelor de construcții interioare.

$$D_i = (0,12/1,62)15,36 = 1,137 > 1 \Rightarrow U_i = s_i = 15,36 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}.$$

Rezultă:

$$\Phi_i = \frac{1,1}{0,125 + \frac{1,5}{15,36}} = 4,94 \approx \Phi_{i \text{ nec}} = 5$$

(condiție satisfăcută conform tab. 2.3.2)

Fiind satisfăcute condițiile de stabilitate termică ale peretelui exterior, nu mai este necesară verificarea stabilității termice a încăperii.

Exemplul de calcul 5

Se verifică la stabilitate termică încăperea din fig. 2.3.2 (camera de zi de la un etaj curent) pe timp de iarnă.

Se cunosc următoarele:

- Încăperea face parte dintr-un bloc de locuințe cu structura de rezistență din pereți structurali din beton armat, având P + 10E. Peretii exteriori sunt realizați din panouri mari prefabricate iar alcătuirea principalelor elemente de închidere și de compartimentare sunt redată în fig. 2.3.2;

- Încălzirea se realizează cu apă caldă pe apartament, cu întreruperi de 6 ore pe zi;

- Clădirea este amplasată în localitatea Cluj-Napoca (zona climatică II);

- Se consideră necesarul de căldură global $\Phi = 400 \text{ W}$.

Rezolvare:

Se calculează amplitudinea de oscilație a temperaturii aerului interior pe timp de iarnă cu relația 2.3.13:

$$A_{\theta_i} = \frac{a\bar{M}\Phi}{\sum B_j A_j},$$

unde $a = 0,7$, $\bar{M} = 1,5$ (conf. tab. 2.3.1).

Valorile B_j se calculează cu relația 2.3.14:

$$B_j = \frac{1}{R_j + 1/U_j},$$

în care: $R_j = 1/h_j = 1/8 = 0,125 \text{ m}^2\cdot\text{K/W}$.

U_j se calculează după cum urmează;
- la pereții exteriori: având în vedere că $D_1 = 0,76 < 1$, dar $D_1 + D_2 = 1,61 \geq 1$ valorile U_j se calculează cu relația 2.3.6

$$U_i = U_j = \frac{R_1 \cdot s_1^2 + s_2}{1 + R_1 \cdot s_2};$$

$R_1 = 0,049 \text{ m}^2\cdot\text{K/W}$;
 $s_1 = 15,36 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$; $s_2 = 0,51 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$;

$$U_j = \frac{0,049 \cdot 15,36^2 + 0,51}{1 + 0,049 \cdot 0,51} =$$

$= 11,77 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$;
- la pereții interiori: având în vedere că $D_1 = 1,33 > 1$, valorile U_j se calculează cu relația 2.3.5.

$U_j = s_1 = 15,36 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$
- la tavan: având în vedere că $D_1 = 1,04 > 1$, valorile U_j se calcu-

lează cu relația 2.3.5.

$U_j = s_1 = 15,36 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$;
- la pardoseală: având în vedere că $D_1 = 0,05 < 1$, dar $D_1 + D_2 = 1,57 \geq 1$, valorile U_j se calculează cu relația 2.3.6.

$$R_1 = 0,006 \text{ m}^2\cdot\text{K/W}$$
;
 $s_1 = 8,5 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$;
 $s_2 = 15,36 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$;
$$U_j = \frac{0,006 \cdot 8,5^2 + 15,36}{1 + 0,006 \cdot 15,36} = 14,46 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}.$$

Rezultă următoarele valori B_j corespunzătoare suprafețelor A_j :

- la pereții exteriori: $A = 7,56 \text{ m}^2$
$$B_j = \frac{1}{0,125 + 1/11,78} = 4,76 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$$
;
- la pereții interiori: $A_i = 2,5, 43-2,52 + 3,46 \cdot 2,52 - 0,9 \cdot 2,1 = 34,20 \text{ m}^2$

$$B_j = \frac{1}{0,125 + 1/15,36} = 5,26 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$$

- la tavan: $A_i = 18,79 \text{ m}^2$
$$B_j = \frac{1}{0,125 + 1/15,36} = 5,26 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$$
;

- la pardoseală: $A_i = 18,79 \text{ m}^2$
$$B_j = \frac{1}{0,125 + 1/14,46} = 5,15 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$$
;

- la tâmplărie exterioară și interioară, valorile B se calculează cu relația 2.3.15:

$$B_j = \frac{1/R_i}{1,08} \text{ [W/m}^2\cdot\text{K]}$$

• la tâmplărie exterioară:
 $R = 0,43 \text{ m}^2\cdot\text{K/W}$; $A = 2,16 \text{ m}^2$

$$B = \frac{1/0,43}{1,08} = 2,15 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$$

• la tâmplărie interioară:
 $R = 0,18 \text{ m}^2\cdot\text{K/W}$; $A = 1,89 \text{ m}^2$

$$B = \frac{1/0,18}{1,08} = 5,14 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$$

$$\sum B_j \cdot A_j = 4,76 \cdot 7,56 + 5,26 \cdot 34,20 + 5,15 \cdot 18,79 + 2,15 \cdot 2,16 + 5,14 \cdot 1,8$$

$$\sum B_j \cdot A_j = 425,84 \text{ W/K}.$$

Rezultă:

$$A_{\theta_i} = \frac{0,7 \cdot 1,5 \cdot 400}{425,84} = 0,98^\circ\text{C}.$$

Se compară valoarea A_{θ_i} determinată mai sus cu valoarea din tabelul 2.3.4.

$$A_{\theta_i, \text{normat}} = 1^\circ\text{C}$$

Se observă că este îndeplinită condiția dată de relația 2.3.16, deci stabilitatea termică a încăperii pe timp de iarnă este satisfăcută.

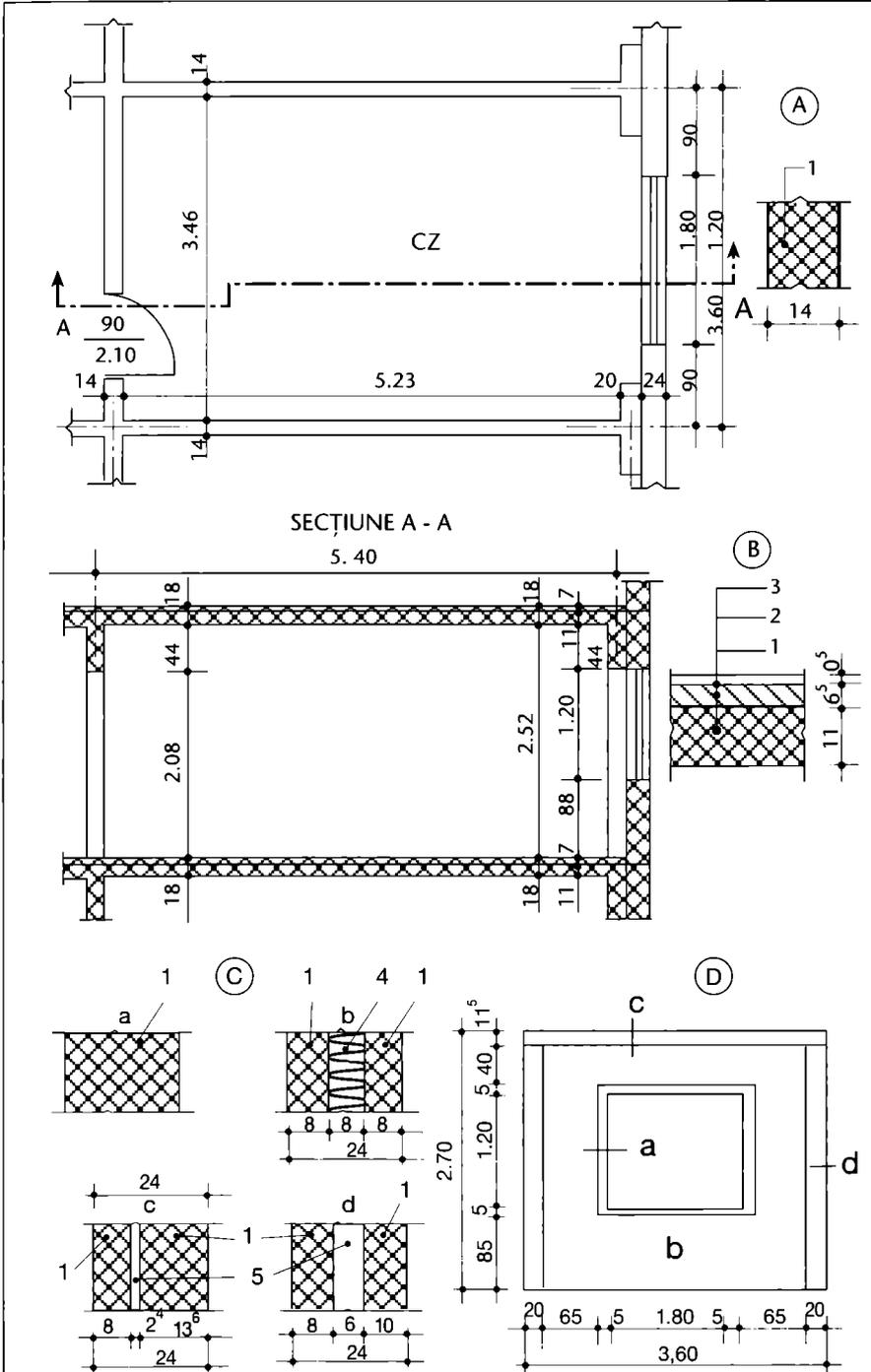


Fig. 2.3.2. Caracteristici geometrice și alcătuirii constructive pentru elementele de închidere și de compartimentare ale camerei de zi (exemplul de calcul 5):

A - detalii de perete interior; B - detalii de plaseu curent; C - detalii de alcătuire perete exterior pe zone; D zonarea peretelui exterior;

1 - beton armat; 2 - șapă de mortar; 3 - covor PVC; 4 - vată minerală G100; 5 - polistiren celular; CZ - camera de zi: $A = 18,79 \text{ m}^2$, pardoseală: covor PVC.

Tabelul 2.4.1. Numărul schimburilor de aer pe oră - n_a - [h^{-1}] la clădiri de locuit (conform INCERC).

Categoría Clădirii	Clasa de adăpostire*	Clasa de permeabilitate**			
		ridicată	medie	scăzută	
Clădiri individuale (case unifamiliale, cuplate sau înșiruite ș.a.)	neadăpostite	1,5	0,8	0,5	
	moderat adăpostite	1,1	0,6	0,5	
	adăpostite	0,7	0,5	0,5	
Clădiri cu mai multe apartamente (cămine, internate ș.a.)	dublă expunere	neadăpostite	1,2	0,7	0,5
		moderat adăpostite	0,9	0,6	0,5
		adăpostite	0,6	0,5	0,5
	simplă expunere	neadăpostite	1,0	0,6	0,5
		moderat adăpostite	0,7	0,5	0,5
		adăpostite	0,5	0,5	0,5

* Clasa de adăpostire:

neadăpostite: Clădiri foarte înalte, clădiri la periferia orașelor și în piețe.

moderat adăpostite: Clădiri în interiorul orașelor, cu minimum 3 clădiri în apropiere.

adăpostite: Clădiri în centrul orașelor, clădiri în păduri.

** Clasa de permeabilitate:

ridicată Clădiri cu tâmplărie exterioară fără măsuri de etanșare.

medie Clădiri cu tâmplărie exterioară cu garnituri de etanșare.

scăzută Clădiri cu ventilare controlată și cu tâmplărie exterioară prevăzută cu măsuri speciale de etanșare.

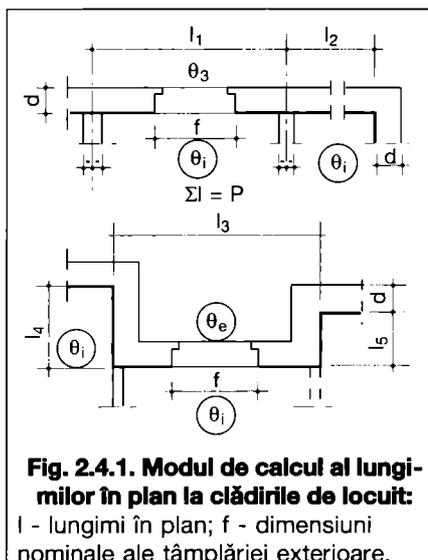


Fig. 2.4.1. Modul de calcul al lungimilor în plan la clădirile de locuit:

l - lungimi în plan; f - dimensiuni nominale ale tâmplăriei exterioare.

2.4. Determinarea și verificarea coeficientului global de izolare termică

Coeficientul global de izolare termică a unei clădiri sau a unei părți de clădire reprezintă pierderile de căldură prin elementele de închidere ale acesteia, pentru o diferență de temperatură de $1\text{ }^{\circ}\text{C}$ între interior și exterior, raportate la volumul încălzit al acesteia.

Coeficientul global de izolare termică este un indicator convențional al nivelului de performanță termoenergetică de iarnă al unei clădiri în ansamblul ei, sau a unei părți de clădire distinctă din punct de vedere funcțional.

Cu ajutorul acestui coeficient, este posibil ca, prin concepția complexă inițială a clădirii (configurație, procent de vitrare, alcătuirea elementelor de construcție perimetrice etc.) și prin modul

de alcătuire a detaliilor, să se limiteze pierderile de căldură în exploatare, în vederea reducerii consumului de energie pentru încălzirea clădirilor.

Pe lângă performanța termoenergetică globală, clădirea în ansamblu și elementele de închidere trebuie să răspundă și celorlalte criterii de performanță privind atât confortul interior din punct de vedere termotehnic, cât și transferul de căldură și masă prin elementele de închidere, conform celor arătate în § 2.2 și 2.3.

Determinarea și verificarea coeficientului global de izolare termică se face pentru clădirile de locuit pe baza prevederilor din normativul C107/1 și pentru celelalte clădiri pe baza prevederilor din normativul C 107/2.

2.4.1. Determinarea și verificarea coeficientului global de izolare termică G la clădirile de locuit

Prevederile din normativul C107/1 se aplică la toate tipurile de clădiri de locuit și anume:

- clădiri de locuit individuale (case unifamiliale, cuplate sau înșiruite, tip duplex etc.);
- clădiri de locuit cu mai multe apartamente;
- cămine și internate;
- unități de cazare din hoteluri și moteluri.

Reglementările se referă la clădirile noi, cât și la clădirile existente care urmează a fi supuse lucrărilor de reabilitare și de modernizare.

Clădirile de locuit cu magazine sau spații cu alte destinații la anumite niveluri sunt luate în considerare exclusiv aceste spații.

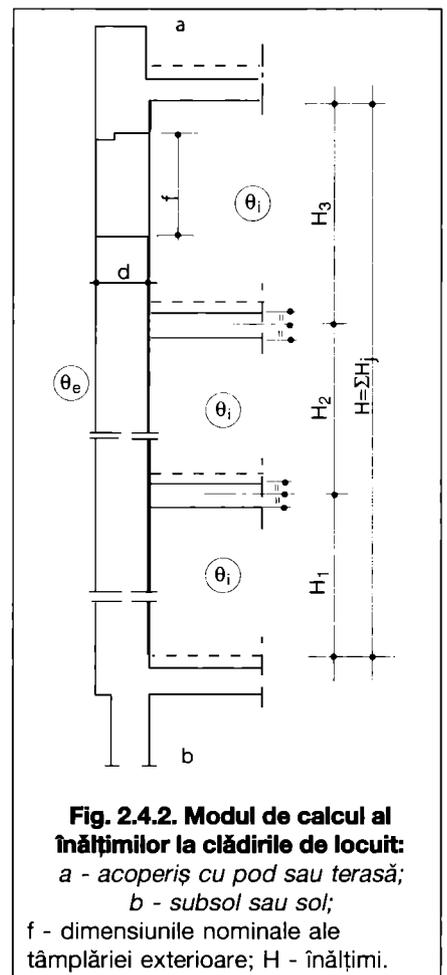


Fig. 2.4.2. Modul de calcul al înălțimilor la clădirile de locuit:

a - acoperiș cu pod sau terasă;

b - subsol sau sol;

f - dimensiunile nominale ale tâmplăriei exterioare; H - înălțimi.

2.4.1.1 Determinarea coeficientului global efectiv de izolare termică G

Coeficientul global de izolare termică G la clădirile de locuit, are în vedere:

- pierderile de căldură prin transmisie, aferente tuturor suprafețelor perimetrice care delimitează volumul încălzit al clădirii;

- pierderile de căldură aferente unor condiții normale de reîmprospătare a aerului interior;

- pierderile de căldură suplimentare datorate infiltrației în exces a aerului exterior, prin rosturile tâmplăriei.

Coefficientul global nu ține seama de aportul solar și nici de aportul de căldură datorat ocupării locuințelor.

Coefficientul global de izolare termică se calculează cu relația:

$$G = \frac{\sum (L_j \cdot \tau_j)}{V} + 0,34n_a \quad [\text{W}/\text{m}^3 \cdot \text{K}] \quad (2.4.1)$$

în care:

L_j - este coeficientul de cuplaj termic, calculat cu relația:

$$L_j = A_j / R'_{mj} \quad [\text{W}/\text{K}] \quad (2.4.2)$$

τ_j - factorul de corecție a temperaturilor exterioare;

V - volumul interior, încălzit, al clădirii [m^3];
 R'_{mj} - rezistența termică specifică corectată, medie, pe ansamblul clădirii, a unui element de construcții j [$\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$];

A_j - aria elementului de construcții j [m^2], având rezistența termică R'_{mj} ;

n_a - numărul de schimburi de aer pe oră [h^{-1}].

Ariile elementelor de construcții pe ansamblul clădirii precum și aria anvelopei se măsoară pe conturul fețelor interioare ale elementelor de construcții perimetrice (fig. 2.4.1 și 2.4.2). Așa cum rezultă din fig. 2.4.3, dimensiunile de calcul pe ansamblul clădirii se stabilesc neținând seama de elementele de construcții interioare.

Volumul interior încălzit al clădirii se calculează ca volumul delimitat de anvelopa clădirii.

Factorul de corecție a temperaturilor exterioare se calculează cu relația:

$$\tau = \frac{\theta_i - \theta_u}{\theta_i - \theta_e} \quad (2.4.3)$$

în care:

θ_u - este temperatura în spațiile neîncălzite din exteriorul anvelopei, determinată pe baza unui calcul al bilanțului termic, efectuat în conformitate cu prevederile din normativele C 107/1 și C 107/2.

Pentru calcule în faze preliminare de proiectare, valorile τ se pot considera:

$\tau = 0,9$ la rosturi deschise și la poduri;

$\tau = 0,5$ la rosturi închise, la subsoluri neîncălzite și la pivnițe, precum și la alte spații adiacente neîncălzite sau având alte destinații;

$\tau = 0,8$ la camere de pubele, verande, balcoane și logii închise cu tâmplărie exterioară;

$\tau = 0,9$ la tâmplăria exterioară prevăzută cu jaluzele la partea exterioară.

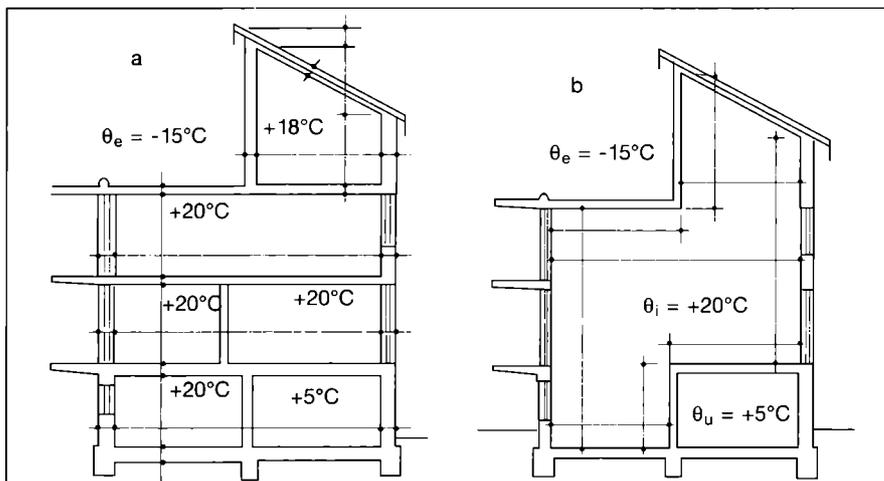


Fig. 2.4.3. Stabilirea dimensiunilor anvelopei la clădirile de locuit:
a - dimensiuni conform proiectului; b - dimensiuni de calcul.

Tabelul 2.4.2. Coeficienți globali normați de izolare termică GN la clădiri de locuit

Numărul de niveluri N	A/V [m^2/m^3]	GN [$\text{W}/\text{m}^3 \cdot \text{K}$]	Numărul de niveluri N	A/V [m^2/m^3]	GN [$\text{W}/\text{m}^3 \cdot \text{K}$]
1	0,80	0,77	4	0,25	0,46
	0,85	0,81		0,30	0,50
	0,90	0,85		0,35	0,54
	0,95	0,88		0,40	0,58
	1,00	0,91		0,45	0,61
	1,05	0,93		0,50	0,64
	$\geq 1,10$	0,95		$\geq 0,55$	0,65
2	0,45	0,57	5	0,20	0,43
	0,50	0,61		0,25	0,47
	0,55	0,66		0,30	0,51
	0,60	0,70		0,35	0,55
	0,65	0,72		0,40	0,59
	0,70	0,74		0,45	0,61
	$\geq 0,75$	0,75		$\geq 0,50$	0,63
3	0,30	0,49	≥ 10	0,15	0,41
	0,35	0,53		0,20	0,45
	0,40	0,57		0,25	0,49
	0,45	0,61		0,30	0,53
	0,50	0,65		0,35	0,56
	0,55	0,67		0,40	0,58
	$\geq 0,60$	0,68		$\geq 0,45$	0,59

Notă:

1 - Pentru alte valori A/V și N , se interpolează liniar.

2 - La clădirile proiectate după 1.01.1998, valorile GN au fost reduse cu 10 %.

Rezistențele termice corectate medii R'_m se determină în conformitate cu prevederile din capitolul 2.2.3. Pentru primele faze de proiectare, se poate utiliza metoda de calcul simplificat. În acest caz, influența punților termice se poate evalua printr-o reducere globală a rezistențelor termice unidirectionale (în câmp curent), astfel:

- la pereți 20...45 %;
- la terase și planșee sub poduri 15...25 %;
- la planșee peste subsoluri și sub bowindouri 25...35 %;
- la rosturi 10...20 %.

Pentru ultima fază de proiectare, valorile R'_m se determină cu un grad mai ridicat de precizie, utilizând metode de

calcul cu ajutorul coeficienților liniari Ψ și punctuali χ de transfer termic.

Numărul de schimburi de aer pe oră, n_a , se ia din tabelul 2.4.1, cu următoarele precizări:

- Valoarea $n = 0,5 \text{ h}^{-1}$ reprezintă numărul minim de schimburi de aer pe oră necesar pentru reîmprospătarea aerului interior în vederea asigurării unor condiții normale de microclimat. Aceste schimburi normale se realizează prin:
 - neetanșeități ale tâmplăriei;
 - deschiderea ferestrelor și ușilor exterioare;
 - sisteme speciale de ventilație naturală (clapete reglabile și canale verticale de ventilație pentru eliminarea aerului

- viciat);
- Pierderile suplimentare de căldură datorate infiltrației în exces a aerului exterior sunt o consecință directă a modului de realizare a etanșeității rosturilor dintre cercevelele și tocurile tâmplăriei exterioare. Aceste pierderi sunt legate de acțiunea vântului, precum și de curenții de aer interiori și exteriori, și sunt în funcție de următorii factori;
 - expunerea clădirii (simplă sau du-

- blă) sub aspectul infiltrațiilor de aer, respectiv, cu apartamente având ferestre pe una sau pe două fațade;
- gradul de adăpostire a clădirii, prin rezistența unor obstacole în calea vântului și a curenților de aer;
 - gradul de permeabilitate a clădirii, în funcție de modul de etanșare a tâmplăriei exterioare;
- Valorile n din tabelul 2.4.1 cuprind ambele componente ale naturii pierderilor de căldură, astfel încât numă-

rul de schimburi de aer variază de la valoarea minimă de $0,5 \text{ h}^{-1}$ (fără infiltrații în exces), la valori de $1,0 \dots 1,4 \text{ h}^{-1}$, în cazul unor infiltrații suplimentare mari;

- La clădiri având mai multe feluri de tâmplărie exterioare, valoarea n se determină prin interpolare, în funcție de ponderea ariilor diferitelor tipuri de tâmplărie.

Tabelul 2.4.3. Valorile coeficienților a, b, c, d, e [$\text{m}^2\text{-K/W}$] pentru clădirile de categoria 1, cu ocupare continuă.

Tipul de clădire	Zona climatică	a	b	c	d	e
Spitale creșe și policlinici	I	1,30	2,30	1,50	1,30	0,39
	II	1,40	2,50	1,60	1,30	0,39
	III	1,50	2,70	1,70	1,30	0,43
	IV	1,60	2,90	1,80	1,30	0,47
Clădiri de învățământ și pentru sport	I	0,90	2,30	0,90	1,30	0,39
	II	1,00	2,50	1,00	1,30	0,39
	III	1,10	2,70	1,10	1,30	0,43
	IV	1,20	2,90	1,20	1,30	0,45
Birouri, clădiri comerciale și hoteliere	I	0,80	2,10	0,90	1,30	0,30
	II	0,90	2,30	1,00	1,30	0,30
	III	1,00	2,50	1,10	1,30	0,30
	IV	1,10	2,70	1,20	1,30	0,30
Alte clădiri (industriale cu regim normal de expl.)	I	0,65	1,80	0,90	1,30	0,25
	II	0,70	2,00	1,00	1,30	0,25
	III	0,75	2,20	1,10	1,30	0,25
	IV	0,80	2,40	1,20	1,30	0,25

Tabelul 2.4.4. Valorile coeficienților a, b, c, d, e [$\text{m}^2\text{-K/W}$] pentru clădirile de categoria 2, cu ocupare discontinuă.

Tipul de clădire	Zona climatică	a	b	c	d	e
Policlinici, dispensare, creșe	I	1,05	2,45	1,30	1,40	0,39
	II	1,15	2,70	1,40	1,40	0,39
	III	1,25	2,95	1,50	1,40	0,43
	IV	1,35	3,10	1,60	1,40	0,47
Clădiri de învățământ și pentru sport	I	0,75	2,00	0,90	1,40	0,39
	II	0,80	2,25	1,00	1,40	0,39
	III	0,85	2,45	1,10	1,40	0,43
	IV	0,90	2,65	1,20	1,40	0,47
Birouri, clădiri comerciale și hoteliere	I	0,75	2,00	0,90	1,40	0,30
	II	0,80	2,25	1,00	1,40	0,30
	III	0,85	2,45	1,10	1,40	0,30
	IV	0,90	2,65	1,20	1,40	0,30
Alte clădiri (industriale cu regim normal de expl.)	I	0,55	1,40	0,85	1,40	0,25
	II	0,60	1,50	0,90	1,40	0,25
	III	0,65	1,60	0,95	1,40	0,25
	IV	0,70	1,70	1,00	1,40	0,25

Tabelul 2.4.5. Valorile ΔG_{ref} [$\text{W/m}^3\text{-K}$].

Categoria clădirii	Tipul clădirii	Inertia termică	Indicele solar I_s [m^{-1}]		
			$\leq 0,009$	$> 0,010 \dots 0,019$	$\geq 0,020$
1	Clădiri pentru sport	oarecare	0	0,06	0,12
		mică	0	0,03	0,06
	Alte clădiri	medie	0	0,05	0,10
		mare	0	0,06	0,12
2	Clădiri pentru sport și școli	oarecare	0	0,03	0,06
	Alte clădiri	oarecare	0	0,04	0,08

2.4.1.2 Determinarea coeficientului global normat de izolare termică GN

Valoarea este dată în tabelul 2.4.2, în funcție de numărul de niveluri N și de raportul dintre aria anvelopei A și volumul clădirii V . Valorile coeficienților globali normați sunt valabile pentru toate zonele climatice.

2.4.1.3 Nivelul de izolare termică globală

Este corespunzător dacă se realizează condiția:

$$G \leq GN \quad [W/m^3 \cdot K] \quad (2.4.4).$$

Posibilitățile de realizare a acestei condiții trebuie să fie atent analizate încă de la fazele preliminare ale proiectului, atunci când se elaborează concepția complexă a clădirii, când încă se mai poate interveni asupra configurației în plan și pe verticală a construcției, precum și asupra parametrilor ei geometrici.

Principalii factori geometrici care influențează coeficientul global G sunt următorii:

- raportul P/A_c , în care:
 P - perimetrul clădirii, măsurat pe conturul exterior al pereților de fațadă;
 A_c - aria în plan a clădirii, limitată de perimetru;
- retragerile gabaritice, existența bowindowurilor, precum și alte variații ale suprafețelor A_c de la nivel la nivel;
- gradul de vitrare, exprimat prin raportul:

$$v = \frac{A_f}{A_f + A_p} \quad (2.4.5),$$

în care:

- A_f - este aria tâmplăriei exterioare și a altor suprafețe vitrate;
- A_p - aria zonelor opace a pereților exteriori.

2.4.1.4 Succesiunea calculului

Se recomandă a fi următoarea:

1. Stabilirea planurilor și secțiunilor verticale caracteristice ale clădirii, cu precizarea conturului spațiilor încălzite;
2. Calculul ariilor tuturor elementelor de construcții perimetrice A_j ;
3. Calculul ariei anvelopei $A = \sum A_j$ și a volumului clădirii V ;
4. Determinarea temperaturilor θ_u (prin bilanț termic);
5. Determinarea factorilor de corecție τ_j ;
6. Determinarea rezistențelor termice corectate medii R'_{mj} ;
7. Stabilirea numărului de schimburi de aer pe oră n_a (tab. 2.4.1);
8. Calculul sub formă tabelară a expresiei:

$$\sum (A_j / R'_{mj}) \tau_j;$$

9. Se calculează:

$$G = \frac{1}{V} \sum \frac{A_j \tau_j}{R'_{mj}} + 0,34n_a;$$

10. Se calculează: A/V și din tabelul 2.4.2 se obține valoarea GN ;

11. Se compară G cu GN .

La prima fază de proiectare se recomandă a se face un prim calcul considerând valorile R'_{mj} conform tabelului 2.2.7. În funcție de valoarea G obținută, se acționează asupra elementelor de construcții, a gradului de vitrare etc.

2.4.1.5 Recomandări privind unele posibilități de îmbunătățire a comportării termotehnice și de reducere a valorii coeficientului global de izolare termică la clădirile de locuit

Pentru îmbunătățirea comportării termotehnice a clădirilor de locuit și pentru reducerea valorii coeficientului global de izolare termică, se recomandă aplicarea următoarelor măsuri:

2.4.1.5.1 La alcătuirea generală a clădirii:

- la stabilirea pozițiilor și dimensiunilor tâmplăriei exterioare se are în vedere atât orientarea cardinală, cât și orientarea față de direcția vânturilor dominante, ținând seama și de existența clădirilor învecinate; deși nu se consideră în calcule, ferestrele orientate spre sud au un aport solar semnificativ;
- pentru reducerea pierderilor de căldură spre spațiile de circulație comună, se prevăd windfanguri la intrările în clădiri, aparate de închidere automată a ușilor de intrare în clădiri, termoizolații la ușile de intrare în apartamente, încălzirea spațiilor comune la temperaturi apropiate de temperatura din locuințe etc.;
- la pereții interiori ai cămărilor aerisite direct, se prevăd măsuri de termoizolare.

2.4.1.5.2 La alcătuirea elementelor de construcții perimetrice:

- se utilizează soluții cu rezistențe termice specifice sporite, cu utilizarea materialelor termoizolante eficiente (polistiren, vată minerală etc.);
- se utilizează soluții îmbunătățite de tâmplărie exterioară, cu cel puțin 3 rânduri de geamuri sau cu geamuri termoizolante;
- se urmărește eliminarea totală sau reducerea în cât mai mare măsură a punților termice de orice fel, în special în zonele de intersecții ale elementelor de construcții (colțuri, socluri, cornișe, atice), cât și la balcoane, logii, bowindowuri și în jurul golurilor de ferestre și uși de balcon etc.;

- se interzice utilizarea tâmplăriilor cu tocuri și cercevele din aluminiu fără întreruperea punților termice.

2.4.1.5.3 În vederea reducerii infiltrațiilor de aer rece:

- la tâmplăria exterioară se iau măsuri de etanșare corespunzătoare a rosturilor dintre tocuri și conturul golurilor din pereți;
- se utilizează exclusiv tâmplărie de bună calitate și prevăzută cu garnituri de etanșare;
- suprafețele vitrate, luminatoarele și tâmplăria fixă se prevăd cu soluții de etanșare care să excludă orice infiltrații;
- la pereții din panouri mari prefabricate, rosturile dintre panouri se iau exclusiv de tip „închis” și se etanșează cu chituri de calitate corespunzătoare care conferă o siguranță deplină, atât față de infiltrațiile de apă, cât și față de infiltrațiile de aer;
- la elementele perimetrice opace nu se utilizează soluții constructive caracterizate printr-o permeabilitate la aer ridicată.

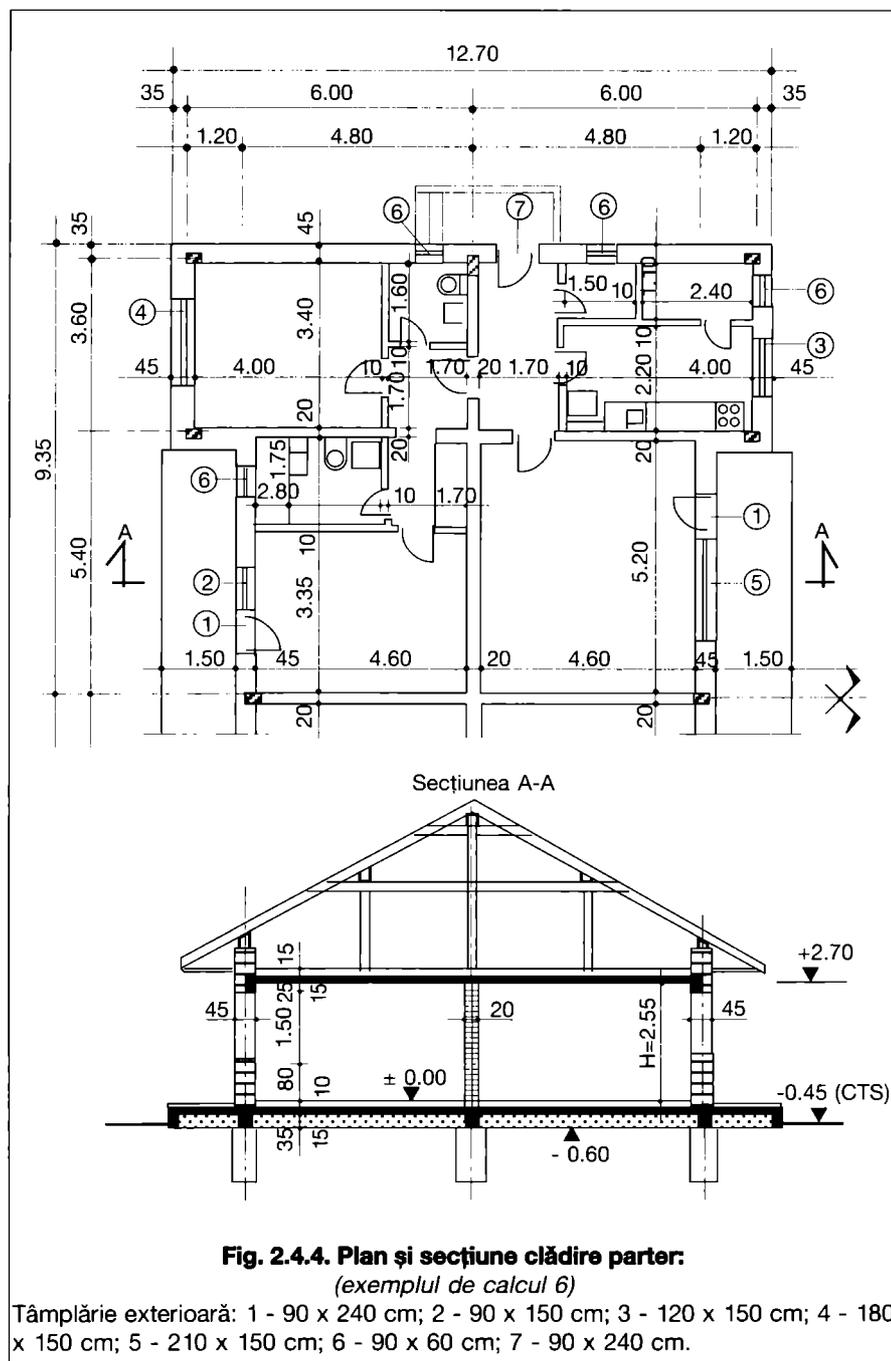
2.4.2. Determinarea și verificarea coeficientului global de izolare termică G1 la clădirile cu altă destinație decât cea de locuit

Prevederile din normativul C 107/2 se aplică la următoarele categorii de clădiri cu altă destinație decât locuirea, al căror regim de înălțime nu depășește $P + 10E$:

- clădiri de categoria 1, în care intră clădirile cu „ocupare continuă” și clădirile cu „ocupare discontinuă” de clasă de inerție mare;
- clădiri de categoria 2, în care intră clădirile cu „ocupare discontinuă”, cu excepția celor din clasă de inerție mare.

Clădirile cu „ocupare continuă” sunt acele clădiri a căror funcționalitate impune ca temperatura mediului interior să nu scadă (în intervalul dintre ora 0 și 7) cu mai mult de 7°C sub valoarea normală de exploatare. Exemplu: creșele, internatele, spitalele etc.

Clădirile cu „ocupare discontinuă” sunt acele clădiri a căror funcționalitate permite ca abaterea de la temperatura normală de exploatare să fie mai mare de 7°C pe o perioadă de 10 ore pe zi, din care cel puțin 5 ore în intervalul dintre ora 0 și 7. Exemplu: școlile, amfiteatrele, sălile de spectacole, clădirile administrative, restaurantele, clădirile industriale cu unul sau două schimburi etc., de clasă de inerție medie și mică.



2.4.2.1 Determinarea coeficientului global efectiv de izolare termică G1

Se face utilizând relația:

$$G_1 = \frac{1}{V} \left[\sum_j \frac{A_j \cdot \tau_j}{R'_{mj}} \right] \quad [W/m^3 \cdot K] \quad (2.4.6)$$

în care:

V - volumul încălzit al clădirii,

A_j, τ_j, R'_{mj} - determinate pentru elementele j ale anvelopei - au aceeași semnificație ca la § 2.4.1.1.

2.4.2.2 Determinarea coeficientului global normat de izolare termică G_{ref}

Se face utilizând relația:

$$G_{ref} = \frac{1}{V} \left[\frac{A_1}{a} + \frac{A_2}{b} + \frac{A_3}{c} + d \cdot P + \frac{A_4}{e} \right] \quad [W/m^3 \cdot K] \quad (2.4.7)$$

în care:

A_1 - aria suprafețelor componente opace ale pereților verticali care fac cu planul orizontal un unghi mai mare de 60°, aflați în contact cu exteriorul sau cu un spațiu neîncălzit, calculată luând în considerare dimensiunile interax [m²];

A_2 - aria suprafețelor planșeelor de la ultimul nivel (orizontale sau care fac cu planul orizontal un unghi mai mic de 60°), aflate în contact cu exteriorul sau cu un spațiu neîncălzit, calculată luând în considerare dimensiunile interax [m²];

A_3 - aria suprafețelor inferioare aflate în contact cu exteriorul sau cu un spațiu neîncălzit, calculată luând în considerare dimensiunile interax [m²];

P - perimetrul exterior al spațiului aferent clădirii aflat în contact cu solul sau îngropat [m];

A_4 - aria suprafețelor pereților transparenți sau translucizi aflați în contact cu exteriorul sau cu un spațiu

Tabelul 2.4.6. Tabel pentru determinarea termenului $\sum [(A \cdot \tau) / R'_m]$ (exemplul de calcul 6).

Nr.crt.	Elementul de construcții	A	R'_m	τ	$\frac{A \cdot \tau}{R'_m}$
		[m ²]	[m ² ·K/W]	-	[W/K]
1	Placă pe sol	183,64	3,00	-	61,213
2	Planșeu sub pod	183,64	2,00	0,9	82,638
3	Tâmplărie exterioară	33,84	0,40	-	84,600
4	Pereți exteriori	129,36	1,20	-	107,800
	Total	530,48	-	-	336,251

Tabelul 2.4.7. Tabel pentru calculul rezistenței termice medii a tâmplăriei (exemplul de calcul 6).

Nr.crt.	Tipul tâmplăriei	A	R', R'_m	A/R'
		[m ²]	[m ² ·K/W]	[W/K]
1	Ușa de intrare	2,16	0,39	5,538
2	Tâmplărie dublă obișnuită	6,48	0,43	15,070
3	Tâmplărie dublă cu geam termoizolant	25,20	0,55	45,818
	Total	33,84	0,509	66,426

neîncălzit, calculată luând în considerare dimensiunile nominale ale golului din perete [m²];

V - volumul încălzit, calculat pe baza dimensiunilor exterioare ale clădirii [m³];

- a, b, c, d, e - coeficienți de control pentru elementele de construcții menționate mai sus, ale căror valori sunt date în tabelele 2.4.3 și 2.4.4 în funcție de categoria de clădire (categoria 1 sau 2), tipul de clădire și zona climatică.

Pentru clădirile la care suprafața pereților transparenți sau translucizi reprezintă cel puțin 50 % din suprafața elementelor verticale de închidere, coeficientul global de referință G_{ref} poate fi mărit cu o cantitate ΔG_{ref} , a cărei valoare este dată în tabelul 2.4.5, în funcție de categoria clădirii, de indicele solar I_s și de inerția termică a clădirii.

Indicații privind determinarea clasei de inerție termică sau a indicelui solar sunt date în anexele normativului C 107/2.

2.4.2.3 Nivelul de izolare termică globală

Nivelul de izolare termică globală este corespunzător dacă se realizează condiția:

$$G_1 \leq G_{ref} \quad [W/m^3 \cdot K] \quad (2.4.8).$$

Exemplul de calcul 6

Se verifică coeficientul global de izolare termică pentru o clădire de locuit individuală, cuplată, având în vedere faza preliminară de proiectare.

Clădirea are parter, este alcătuită conform fig. 2.4.4, este amplasată în București și este proiectată în anul 1997.

Rezolvare:

a) Determinarea caracteristicilor geometrice ale clădirii:

• Aria plăcii pe sol A_1 și a planșeului sub pod A_2 :

$$A_1 = A_2 = 17,8 \cdot 11,8 - 2 \cdot 1,2 \cdot 11,0 = 183,64 \text{ m}^2;$$

• Perimetrul clădirii:

$$P = 2 \cdot (11,80 + 17,80 + 2 \cdot 1,20) = 64,00 \text{ m};$$

• Înălțimea parterului:

$$H = 2,55 \text{ m};$$

• Aria tâmplăriei exterioare:

$$A_3 = 2 \cdot 1,80 \cdot 1,50 + 2 \cdot 1,20 \cdot 1,50 + 8 \cdot 0,60 \cdot 0,60 + 2 \cdot 0,90 \cdot 1,50 + 2 \cdot 2,10 \cdot 1,50 + 6 \cdot 0,90 \cdot 2,40 =$$

$$33,84 \text{ m}^2;$$

• Aria pereților exteriori:

$$A_4 = P \cdot H - A_3;$$

$$A_4 = 64,00 \cdot 2,55 - 33,84 = 129,36 \text{ m}^2;$$

• Aria anvelopei:

$$A = 2 \cdot 183,64 + 33,84 + 129,36 = 530,48 \text{ m}^2;$$

• Volumul clădirii:

$$V = A_1 \cdot H = 183,64 \cdot 2,55 = 468,282 \text{ m}^3;$$

b) Determinarea coeficientului G pe baza valorilor R'_{min} :

Se utilizează valorile minime $R'_m = R'_{min}$ conform tabelului 2.2.6, pentru clădiri proiectate până la 1.01.1998, și anume:

• pereți exteriori $R'_m = 1,20 \text{ m}^2 \cdot K/W$;

• tâmplărie exterioară $R'_m = 0,40 \text{ m}^2 \cdot K/W$;

• planșeu pod $R'_m = 2,00 \text{ m}^2 \cdot K/W$;

• placă pe sol $R'_m = 3,00 \text{ m}^2 \cdot K/W$.

Cu aceste valori, în tabelul 2.4.6, se determină termenul:

$$\Sigma [(A \cdot \tau) / R'_m] = 336,251 \text{ W/K}.$$

Pentru stabilirea numărului de schimburi n_a se consideră:

• clădire individuală;

• moderat adăpostită (în interiorul unui oraș, cu minimum 3 clădiri în apropiere);

• clasa de permeabilitate ridicată (tâmplărie exterioară fără măsuri de etanșare).

Din tabelul 2.4.1, se obține: $n_a = 1,1 \text{ h}^{-1}$.

Aplicând relația 2.4.1 se obține:

$$G = \frac{336,251}{468,280} + 0,34 \cdot 1,1 =$$

$$= 0,718 + 0,374 =$$

$$= 1,092 \text{ W/m}^3 \cdot K;$$

c) Determinarea coeficientului GN

Se determină:

$$\frac{A}{V} = \frac{530,480}{468,282} = 1,13 \text{ m}^2/\text{m}^3.$$

Conform tabelului 2.4.2, pentru $N = 1$ și $A/V = 1,13 > 1,10$, rezultă:

$$GN = 0,95 \text{ W/m}^3 \cdot K.$$

Se observă că $G > GN$; în consecință, trebuie să se ia unele măsuri de reducere a pierderilor de căldură;

d) Determinarea coeficientului $G \leq GN$;

Se acționează numai asupra tâmplăriei exterioare, astfel:

• ferestrele și ușile de balcon de la camerele de zi și de la dormitoare se prevăd a se realiza din tâmplărie dublă, din lemn, cu un geam termoizolant și un geam obișnuit ($R' = 0,55 \text{ m}^2 \cdot K/W$), cu garnituri de etanșare;

• celelalte ferestre se prevăd a se executa din tâmplărie dublă din lemn, cu geamuri obișnuite ($R' = 0,43 \text{ m}^2 \cdot K/W$), fără garnituri de etanșare;

• ușa de intrare este din lemn, opacă, având $R' = 0,39 \text{ m}^2 \cdot K/W$, fără garnituri de etanșare.

Se calculează rezistența termică medie a tâmplăriei exterioare după modificare (tab. 2.4.7):

$$R'_m = \frac{\Sigma A}{\Sigma (A / R')} = \frac{33,84}{66,428} =$$

$$= 0,509 \text{ m}^2 \cdot K/W$$

Se observă că valoarea obținută este superioară celei inițiale

$$R'_m = 0,40 \text{ m}^2 \cdot K/W$$

Se determină noua valoare a termenului $A \cdot \tau / R'_m$ pentru noua tâmplărie exterioară ținând seama de valorile din tabelele 2.4.6 și 2.4.7,

$$A \cdot \tau / R' = 84,60 - 66,426 = 18,174 \text{ W/K}.$$

Se determină noua valoare a termenului $\Sigma [(A \cdot \tau) / R'_m]$ pentru elementele de construcții ale încăperii

$$\Sigma [(A \cdot \tau) / R'_m] = 336,251 - 18,174 =$$

$$= 318,077 \text{ W/K}.$$

Din tabelul 2.4.1 se determină noua valoare a numărului de schimburi n prin interpolare între $n_a = 0,6$ (clasa de permeabilitate medie) și $n_a = 1,1$ (clasa de permeabilitate ridicată), astfel pentru:

$n_a = 0,6 \text{ h}^{-1}$ - pentru tâmplărie dublă cu geam termoizolant cu suprafața $A = 25,2 \text{ m}^2$

$n_a = 1,1 \text{ h}^{-1}$ - pentru ușa de intrare și tâmplărie dublă obișnuită cu suprafața $A = 8,64 \text{ m}^2$;

rezultă:

$$n_a = 0,6 + (1,1 - 0,6) \cdot 8,64 / 8,64 + 25,2 =$$

$$= 0,728 \text{ h}^{-1}.$$

Se recalculează valoarea G cu relația

$$G = \frac{1}{V} \Sigma \frac{(A \cdot \tau)}{R'_m} + 0,34 n_a =$$

$$= \frac{318,077}{468,282} + 0,34 \cdot 0,728 =$$

$$= 0,927 \text{ W/m}^3 \cdot K$$

Rezultă: $G < GN$

În concluzie, în condițiile realizării efective a valorilor $R'_m \geq R'_{min}$ la pereții exteriori, la planșeul de sub pod precum și la placa de pe sol, se obține un coeficient global de izolare termică, mai mic decât coeficientul corespunzător normat.

Anexa 2.1

Caracteristicile termotehnice ale materialelor de construcții

Nr. crt.	Denumirea materialului	Densitatea aparentă ρ [kg/m ³]	Conductivitatea termică de calcul λ [W/m·K]	Coefficientul de asimilare termică s [W/m ² ·K]	Factorul rezistenței la permeabilitate la vapori [1/K]
0	1	2	3	4	5
I. Produse pe bază de azbest					
Capacitate calorică masică $c = 840$ J/kg·K					
1	Plăci și foi din azbociment	1900	0,35	6,35	24,3
2	Plăci termoizolante din azbest	500	0,13	1,99	1,6
		300	0,09	1,28	1,6
II. Materiale asfaltice și bituminoase					
Capacitate calorică masică $c = 840$ J/kg·K					
3	Mortar asfaltic	1800	0,75	9,05	85,0
4	Beton asfaltic	2100	1,04	11,51	85,0
5	Bitum	1100	0,17	3,37	*)
III. Betoane					
Capacitate calorică masică $c = 840$ J/kg·K					
6	Beton armat	2600	2,03	17,90	24,3
		2500	1,74	16,25	21,3
		2400	1,62	15,36	21,3
7	Beton simplu cu agregate naturale de natură sedimentară sau amorfă (pietriș, tuf calcaros, diatomit)	2400	1,62	15,36	21,3
		2200	1,39	13,62	14,9
		2000	1,16	11,86	12,1
		1800	0,93	10,08	8,5
		1600	0,75	8,53	7,1
		1400	0,58	7,02	4,7
		1200	0,46	5,79	4,3
		1000	0,37	4,74	3,9
8	Beton cu zgură de cazan	1800	0,87	9,75	8,5
		1600	0,75	8,53	7,7
		1400	0,64	7,37	7,1
		1200	0,52	6,15	6,1
		1000	0,41	4,99	4,7
9	Beton cu zgură granulată	1800	0,64	8,36	7,7
		1600	0,58	7,50	7,1
		1400	0,52	6,65	6,6
		1200	0,46	5,79	6,1
10	Beton cu zgură expandată	1600	0,58	7,50	7,1
		1400	0,46	6,25	6,5
		1200	0,41	5,46	6,0
11	Beton cu perlit	1200	0,41	5,46	4,3
		1000	0,33	4,47	3,4
		800	0,26	3,55	2,4
		600	0,17	2,49	2,1
12	Beton cu granuliit	1800	0,81	9,41	7,1
		1700	0,76	8,85	7,0
		1600	0,70	8,24	6,9
		1500	0,64	7,63	6,8
		1400	0,58	7,02	6,5
		1200	0,46	5,79	6,1
		1000	0,35	4,61	4,7
		800	0,29	3,75	3,4
		600	0,23	2,86	2,4
		400	0,17	2,03	1,9
13	Beton celular autoclavizat (gazbeton): - tip GBC-50 - tip GBN-50 - tip GBN-35 - tip GBN-T; GBC-T	750 700 600 550	0,28 0,27 0,24 0,22	3,57 3,39 2,96 2,71	4,2 4,2 3,7 3,5
14	Produse rigide spumate din cenușă de termocentrală liată cu ciment	500 400	0,20 0,16	2,46 1,97	3,1 2,6

0	1	2	3	4	5
IV. Mortare					
Capacitate calorică masică c = 840 J/kg·K					
15	Mortar de ciment	1800	0,93	10,08	7,1
16	Mortar de var și ciment	1700	0,87	9,47	8,5
17	Mortar de var	1600	0,70	8,24	5,3
18	Mortar de zgură cu ciment	1400	0,64	7,37	5,7
		1200	0,52	6,15	4,7
V. Vată minerală și produse din vată minerală					
Capacitate calorică masică c = 750 J/kg·K					
19	Vată minerală				
	- tip 60	60	0,042	0,37	1,1
	- tip 70	70	0,045	0,41	1,1
20	Saltele din vată minerală:				
	- tip SCI60, SCO60, SPS60	100... 130	0,040	0,50	1,3
	- tip SPS 70	120... 150	0,045	0,50	1,3
21	Pâslă minerală				
	- tip P40	40	0,043	0,31	1,1
	- tip P60	60	0,040	0,36	1,6
	- tip P90	90	0,040	0,44	2,0
22	Plăci din vată minerală:				
	- tip G100	100	0,048	0,51	2,1
	- tip G140	140	0,040	0,55	2,4
	- tip AP140	120... 140	0,044	0,56	2,4
23	Plăci rigide din fibre de bazalt tip PB160	160	0,050	0,66	2,5
VI. Sticlă și produse pe bază de sticlă					
Capacitate calorică masică c = 840 J/kg·K					
24	Sticlă	2500	0,75	10,67	∞
25	Sticlă spongioasă	400	0,14	1,84	28,3
		300	0,12	1,48	28,3
		140	0,075	0,80	28,3
26	Vată de sticlă				
	- cal I	80	0,036	0,42	1,1
	- cal II	100	0,041	0,50	1,2
VII. Produse pe bază de ipsos, perlit, diatomit					
Capacitate calorică masică c = 840 J/kg·K					
27	Plăci de ipsos	1100	0,41	5,23	6,1
		1000	0,37	4,74	6,5
28	Plăci de ipsos cu umplutură organică	700	0,23	3,13	3,4
29	Ipsos celular	500	0,18	2,34	1,7
30	Sapă de ipsos	1600	1,03	10,00	11,2
31	Produse termoizolante din diatomit	600	0,22	2,83	-
		500	0,19	2,40	-
32	Plăci termoizolante din perlit liate cu ciment	270	0,16	1,62	1,9
VIII. Pământuri și umpluturi					
Capacitate calorică masică c = 840 J/kg·K					
33	Pământ vegetal în stare umedă	1800	1,16	11,28	-
34	Umplutură din nisip	1600	0,58	7,50	3,9
35	Umplutură din pietriș	1800	0,70	8,74	2,4
IX. Lemn și produse din lemn					
Capacitate calorică masică c = 2 510 J/kg·K					
36	Pin și brad				
	- perpendicular pe fibre	550	0,17	4,12	10,4
	- în lungul fibrelor	550	0,35	5,91	2,0
37	Stejar și fag				
	- perpendicular pe fibre	800	0,23	5,78	11,3
	- în lungul fibrelor	800	0,41	7,71	2,1
38	Placaj încleiat	600	0,17	4,39	28,3
39	Rumeguș	250	0,09	2,02	2,4
40	Plăci termoizolante din talaș, tip STABILIT	400	0,14	3,19	2,4
		300	0,13	2,66	2,4
41	Beton cu agregate vegetale (talaș, rumeguș, puzderie)	800	0,21	5,52	5,3
		600	0,16	4,17	5,0

0	1	2	3	4	5
42	Plăci termoizolante din coajă de rășinoase - tip PACOSIP - tip IZOTER	750 350 270	0,216 0,125 0,116	5,42 2,82 2,38	5,3 2,4 2,1
43	Plăci din fibre de lemn, tip PFL (plăci moi) - plăci S - plăci B și BA	220...350 230...400	0,084 0,094	2,08 2,32	2,7 3,7
44	Plăci aglomerate fibrolemnoase, tip PAF	300	0,084	2,14	2,7
45	Plăci din aschii de lemn, tip PAL: - termoizolante - stratificate - omogene pline -omogene cu goluri	350 650 550 700 600 500 450	0,101 0,204 0,180 0,264 0,216 0,168 0,156	2,53 1,90 4,24 5,79 4,85 3,90 3,57	2,8 7,1 4,3 8,5 7,4 3,4 2,8
X. Produse termoizolante fibroase de natură organică					
Capacitate calorică masică c = 1 670 J/kg·K					
46	Plăci aglomerate din puzderie, tip PAP	300 200	0,101 0,086	1,91 1,44	3,5 3,0
47	Stufit - presat manual - presat cu mașina	250 400	0,09 0,14	1,65 2,60	1,3 1,4
48	Plăci din paie	250 120	0,14 0,05	2,05 0,85	1,4 1,3
49	Saltele din deșeuri textile sintetice, tip vată de tapițerie	100	0,045	0,74	1,1
XI. Umpluturi termoizolante					
Capacitate calorică masică c = 840 J/kg·K					
50	Zgură de cazan	1000 700	0,35 0,26	4,61 3,32	3,3 2,9
51	Zgură granulată, zgură expandată	1100 900 500	0,36 0,31 0,19	4,90 4,11 2,40	3,4 3,1 2,7
52	Cenușă și zgură de termocentrală	650	0,29	3,38	3,0
53	Granulit	900 500 300	0,49 0,25 0,18	5,17 2,75 1,81	3,0 2,1 1,7
54	Perlit	200 100	0,088 0,083	1,03 0,71	1,7 0,9
55	Diatomit	700 500	0,25 0,20	3,26 2,46	- -
XII. Pietre naturale și zidărie din piatră naturală					
Capacitate calorică masică c = 920 J/(kg·K)					
56	Scorie bazaltică	1000	0,26	4,16	-
57	Marmură, granit, bazalt	2800	3,48	25,45	50,7
58	Gresie și quartite	2400	2,03	17,99	17,0
59	Pietre calcaroase	2000 1700	1,16 0,93	12,42 10,25	10,6 8,5
60	Tuf calcaros	1300	0,52	6,70	4,3
61	Zidărie din pietre de formă regulată, cu densitate aparentă a pietrei de: - 2800 kg/m ³ - 2000 kg/m ³ - 1200 kg/m ³	2680 1960 1260	3,19 1,13 0,51	23,89 12,13 6,54	30,4 9,9 4,9
62	Zidărie din pietre de formă neregulată, cu densitate aparentă a pietrei de: - 2800 kg/m ³ - 2000 kg/m ³ - 1200 kg/m ³	2420 1900 1380	2,55 1,06 0,60	20,30 11,57 7,42	15,5 8,7 5,3

0	1	2	3	4	5
XIII. Zidărie din cărămizi, blocuri mici și produse din beton celular autoclavizat					
Capacitate calorică masică $c = 870 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$					
63	Zidărie din cărămizi pline	1800	0,80	9,51	6,1
64	Zidărie din cărămizi cu găuri verticale, tip GVP, cu densitatea aparentă a cărămizilor de:				
	- 1675 kg/m ³	1700	0,75	8,95	5,3
	- 1475 kg/m ³	1550	0,70	8,26	5,0
	- 1325 kg/m ³	1450	0,64	7,64	4,7
	- 1200 kg/m ³	1350	0,58	7,02	4,5
	- 1075 kg/m ³	1250	0,55	6,57	4,3
	- 950 kg/m ³	1150	0,46	5,77	4,1
65	Zidărie din cărămizi de diatomit, cu densitatea aparentă a cărămizilor de 1000 kg/m ³	1200	0,52	6,26	3,4
66	Zidărie din blocuri mici pline din beton cu agregate ușoare cu densitatea aparentă a blocurilor de:				
	- 2000 kg/m ³	1980	1,16	12,02	10,6
	- 1800 kg/m ³	1800	0,93	10,26	8,5
	- 1325 kg/m ³	1620	0,75	8,72	7,1
	- 1600 kg/m ³	1440	0,61	7,43	4,7
	- 1200 kg/m ³	1260	0,50	6,29	4,3
	- 1000 kg/m ³	1080	0,42	5,34	3,9
67	Zidărie din blocuri din beton celular autoclavizat:				
	- cu rosturi subțiri				
	tip GBN 35	675	0,27	3,38	3,8
	tip GBN 50	775	0,30	3,82	4,3
	- cu rosturi obișnuite				
	tip GBN 35	725	0,30	3,70	3,9
	tip GBN 50	825	0,34	4,20	4,4
68	Fâșii armate din beton celular autoclavizat:				
	tip GBN 35	625	0,25	3,13	3,7
	tip GBN 50	725	0,28	3,57	4,2
XIV. Metale					
Capacitate calorică masică $c = 480 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$					
69	Oțel de construcții	7850	58	125,6	∞
70	Fontă	7200	50	111,7	∞
71	Aluminiu	2600	220	140,8	∞
XV. Polimeri și spume de polimeri					
Capacitate calorică masică $c = 1460 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$					
72	Polistiren celular	20	0,044	0,30	30,0
73	Spume de policlorură de vinil	70	0,05	0,61	3,0
		30	0,05	0,40	3,0
74	Poliuretan celular	30	0,042	0,36	30,0
XVI. Materiale în suluri					
Capacitate calorică masică $c = 1460 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$					
75	Covor PVC				
	- fără suport textil	1800	0,38	8,49	425
		1600	0,33	7,46	425
	- cu suport textil	1600	0,29	7,00	425
		1400	0,23	5,83	425
76	Pânză bitumată, carton bitumat etc.	600	0,17	3,28	STAS 6472/4



I. Instalații de încălzire

Capitolul 3

Necesarul de căldură pentru încălzire



3.1. Necesarul de căldură pentru clădiri obișnuite

Clădirile au destinații, forme și caracteristici constructive diferite, iar pentru stabilirea caracteristicilor tehnice ale echipamentelor de încălzire este necesar să se calculeze necesarul de căldură care exprimă cantitatea de energie termică cedată de fiecare încăpere în mediul înconjurător.

Metoda de calcul al necesarului de căldură pentru încălzire este reglementată prin STAS 1907 și se aplică tuturor tipurilor de clădiri civile și industriale excepție făcând:

- încăperile amplasate subteran;
- spațiile închise limitate de elementele de construcții lipsite practic de masivitate termică;
- clădirile sau încăperile încălzite rar, pe perioade scurte de timp;
- clădirile cu instalații de încălzire locală, având efecte pe zone limitate;
- clădirile cu instalații de încălzire prin radiație (cap. 4.5).

Necesarul de căldură pentru încălzire Φ al unei încăperi se calculează cu relația: $\Phi = \Phi_T (1 + \Sigma A/100) + \Phi_i$ [W] (3.1.1) în care:

Φ_T - este fluxul termic cedat prin transmisie, considerat în regim staționar, corespunzător diferenței de temperatură între interiorul și exteriorul elementelor de construcții care delimitează încăperea [W];

Φ_i - sarcina termică pentru încălzirea aerului rece pătruns în interior de la temperatura exterioară la temperatura interioară [W];

ΣA - suma adaosurilor afectate fluxului termic cedat prin transmisie [%].

Necesarul de căldură global al unei încăperi se majorează sau se micșorează cu debitul de căldură absorbit sau cedat de diverse procese cu caracter permanent dacă acesta depășește 5 % din Φ .

3.1.1. Fluxul termic cedat prin transmisie Φ_T

Pierderi de căldură au loc atât prin elementele de construcții în contact cu aerul pe ambele fețe Φ_e cât și prin sol Φ_s . $\Phi_T = \Phi_e + \Phi_s$ [W] (3.1.2)

3.1.1.1 Fluxul termic prin transmisie Φ_e

Acesta se calculează cu relația:

$$\Phi_e = C_M \cdot \sum m \cdot A \cdot \frac{\theta_i - \theta_e}{R'_{os}} \quad [W] \quad (3.1.3)$$

în care:

m - este coeficientul de masivitate termică al elementelor de construcții exterioare, conform STAS 6472;

A - aria suprafeței fiecărui element de construcții [m²];

θ_i - temperatura interioară convențională de calcul, conform SR 1907 [°C];

θ_e - temperatura spațiilor exterioare încăperii considerate [°C], care se ia după caz: temperatura convențională a aerului exterior sau temperatura interioară convențională de calcul pentru încăperile alăturate;

R'_{os} - rezistența termică a elementului de construcții considerat, stabilită conform STAS 6472 [m²·K/W];

C_M - coeficient de corecție a fluxului termic.

Coeficientul de masivitate m este dependent de indicele de inerție termică D al elementului de construcții. Valoarea este dată în tabelul 3.1.1 sau se poate calcula și cu relația;

$$m = 1,225 - 0,05 D \quad (3.1.4)$$

unde indicele de inerție termică D este dat de relația 2.3.2 (§ 2.3.2).

Pentru elementele de construcții lipsite de inerție termică, cu $D < 1$ (uși, ferestre etc.), coeficientul de masivitate termică are valoarea cea mai mare $m = 1,2$ iar pentru elementele de construcție interioare (pereți și planșee interioare etc.), coeficientul $m = 1$.

Suprafața de calcul A a elementului de construcții se determină luând în

considerare următoarele dimensiuni:

- pentru planșee și pereți: lungimea și lățimea încăperii, măsurate între axele de simetrie ale elementelor de construcție ce o delimitează și înălțimea nivelului măsurat între pardoselile finite; din aria astfel obținută se scade aria golurilor suprafețelor neinerțiale (uși, ferestre, luminatoare etc.);

- pentru suprafețele neinerțiale, se consideră dimensiunile golurilor din zidărie.

Rezistența termică R'_{os} se calculează conform metodologiei indicate în § 2.2.3 din capitolul 2.

Temperaturile convenționale θ_e ale aerului exterior pentru principalele localități din România sunt date în tabelul 3.1.2. În fig. din Anexa 3.1 este reprezentată harta de zonare a teritoriului României, din punct de vedere al temperaturilor convenționale ale aerului exterior.

Temperaturile convenționale θ_e ale aerului din încăperile neîncălzite și în rosturile de dilatare ale clădirilor de locuințe, administrative și social-culturale sunt date în tabelul Anexa 3.2.

În cazul în care este necesară cunoașterea exactă a temperaturii θ_e a unei încăperi neîncălzite aceasta se poate calcula cu relația:

Tabelul 3.1.1. Valorile coeficientului de masivitate termică m

D	1	1,1...2	2,1...3	3,1...4	4,1...5	5,1...6	6,1...7
m	1,2	1,15	1,1	1,05	1	0,95	0,90

Tabelul 3.1.2. Temperaturile convenționale θ_e ale aerului exterior pentru principalele localități din România

Localitatea	θ_e [°C]	Localitatea	θ_e [°C]
Alba Iulia	-18	Lugoj	-12
Alexandria	-15	Miercurea Ciuc	-21
Arad	-15	Oradea	-15
Bacău	-18	Petroșani	-18
Baia Mare	-18	Piatra Neamț	-18
Baraolt	-21	Pitești	-15
Beclean	-21	Ploiești	-15
Beiuș	-18	Reghin	-21
Bistrița	-21	Reșița	-12
Bârlad	-18	Râmnicu Vâlcea	-15
Blaj	-18	Roman	-18
Botoșani	-18	Satu Mare	-18
Brașov	-21	Sfântu Gheorghe	-12
Brăila	-15	Sibiu	-18
București	-15	Sighișoara	-18
Buzău	-15	Sinaia	-18
Călărași	-15	Sângiorgiu de Pădure	-21
Ceahlău	-21	Slatina	-15
Câmpulung Muscel	-18	Slobozia	-15
Cluj-Napoca	-18	Sovata	-21
Constanța	-12	Suceava	-21
Craiova	-15	Tecuci	-18
Cristuru Secuiesc	-21	Timișoara	-15
Deva	-15	Târgoviște	-15
Făgăraș	-21	Târgu Jiu	-15
Focșani	-18	Târgu Mureș	-21
Galați	-18	Târgu Ocna	-18
Gheorghieni	-21	Tulcea	-15
Giurgiu	-15	Napoca-Turnu Severin	-12
Huedin	-18	Vaslui	-18
Hunedoara	-15	Vatra Dornei	-21
Iași	-18	Zalău	-15

$$\theta_e = \frac{\sum \frac{A_j \theta_j}{R_j}}{\sum \frac{A_j}{R_j}} \quad (3.1.5)$$

în care:

θ_j - este temperaturile interioare convenționale ale încăperilor sau spațiilor învecinate [°C];

A_j - aria suprafețelor care delimitează încăperea [m²];

R_j - rezistențele termice ale elementelor de construcții ale încăperii [m²·K/W].

Temperaturile interioare convenționale de calcul θ_j pentru încăperi încălzite în clădiri de locuit, administrative și social-culturale precum și pentru anexe administrative și social-culturale ale întreprinderilor industriale sunt date în Anexa 3.3.

Coeficientul de corecție C_M a fluxului termic se stabilește în funcție de capacitatea termică specifică a elementelor de construcții interioare ale construcției m_{pi} , astfel:

- pentru $m_{pi} \leq 400$ kg/m², $C_M = 1,0$
- pentru $m_{pi} > 400$ kg/m², $C_M = 0,94$.

Capacitatea termică specifică a construcției m_{pi} se determină pentru întreaga construcție cu relația:

$$m_{pi} = 0,9 (M_{pi}/A) \quad (3.1.6)$$

în care:

M_{pi} - este masa tuturor elementelor de construcții interioare (pereți interiori, planșee între etaje, elemente de tâmplărie în interior); nu se ia în calcul masa elementelor de construcții perimetrice (pereți exteriori, ferestre, uși, acoperiș, planșeu peste subsol neîncălzit, pereți către casa scării, pereți care despart spații încălzite de spații neîncălzite) [kg];

A - suprafața perimetrală a construcției prin care se produce disipare de flux termic (pereți exteriori, ferestre, uși, pereți spre casa scării, planșeu peste subsoluri neîncălzite, planșeu spre pod, acoperișuri de tip terasă) [m²].

3.1.1.2 Fluxul termic cedat prin sol Φ_s

Se calculează cu relația:

$$\Phi_s = A_p \frac{\theta_i - \theta_e}{R_p} + C_M \cdot \frac{m_s}{n_s} \cdot \frac{\theta_i - \theta_e}{R_{bc}} \cdot A_c + \sum_{j=1}^n \frac{1}{n_s} \cdot \frac{\theta_i - \theta_{ej}}{R_{bc}} \cdot A_{cj} \quad [W] \quad (3.1.7)$$

în care:

A_p - suprafața cumulată a pardoselii și a pereților aflați sub nivelul solului, care se calculează cu relația:

$$A_p = A_{pd} + p \cdot h \quad [m^2] \quad (3.1.8)$$

unde:

A_{pd} - suprafața pardoselii [m²];

p - lungimea conturului pereților în contact cu solul [m];

h - cota pardoselii sub nivelul solului [m];

A_c - aria unei benzi cu lățimea de 1 m situată de-a lungul conturului exterior al suprafeței A_p [m²];

A_{cj} - aria unei benzi cu lățimea de 1 m situată de-a lungul conturului care corespunde spațiului învecinat care are temperatura θ_j [m²];

R_p - rezistența termică cumulată a pardoselii și a stratului de sol cuprins între pardoseală și pânza de apă freatică care se determină cu relația:

$$R_p = \sum_{i=1}^n \frac{d_i}{\lambda_i} \quad [m^2 \cdot K/W] \quad (3.1.9)$$

unde:

d_j - grosimea straturilor luate în considerare [m];

λ_j - conductivitatea termică a materialului din care este alcătuit stratul luat în considerare [W/m·K], (Anexa 2.1);

R_{bc} - rezistența termică a benzii de contur la trecerea căldurii prin pardoseală și sol către aerul exterior [m²·K/W], a cărei valoare este dată în tabelul 3.1.3;

θ_i - temperatura solului (apei freactice), considerată +10 °C pentru toate zonele climatice ale țării;

θ_{ej} - temperatura interioară convențională de calcul pentru încăperile alăturate [°C];

m_s - coeficientul de masivitate termică al solului, care se determină din graficul din fig. 3.1.1, în funcție de adâncimea pânzei de apă freatică H și adâncimea h de îngropare a pardoselii;

n_s - coeficientul de corecție care ține seama de conductivitatea termică a solului λ și cota pardoselii h sub nivelul terenului, care se determină din graficul din figura 3.1.2.

În relația 3.1.7, în cazul în care diferența de temperatură $\theta_i - \theta_e < 0$, primul termen al relației se neglijează.

3.1.2. Adaosuri la pierderile de căldură ΣA

Acestea afectează fluxul termic cedat prin transmisie Φ_T cu scopul de a realiza aceleași condiții în încăperi indiferent de orientarea lor și gradul de izolare termică (elemente de construcții cu rezistență termică redusă).

Adaosurile sunt:

A_0 - de orientare, în scopul diferențierii necesarului de căldură al încăperilor diferit expuse radiației solare și afectează numai fluxul termic cedat prin elementele de construcții a încăperilor cu pereți exteriori și are valorile date în tabelul 3.1.4.

Pentru încăperi cu mai multe elemente de construcții exterioare,

adaosul A_0 se stabilește corespunzător elementului de construcții cu orientarea cea mai defavorabilă;

A_c - pentru compensarea efectului suprafețelor reci, în scopul corectării bilanțului termic al corpului omenesc în încăperile în care elementele de construcții cu rezistență la transfer termic redusă, favorizează intensificarea cedării de căldură a corpului prin radiație.

Acest adaos afectează numai fluxul termic prin elementele de construcții ale încăperilor a căror rezistență termică $R_m \leq 10$ m²·K/W. Rezistența R_m se calculează cu relația:

$$R_m = \frac{A_T (\theta_i - \theta_e)}{\Phi_T} \cdot C_M \quad [m^2 \cdot K/W] \quad (3.1.10)$$

unde:

A_T - este aria suprafeței totale a încăperii (reprezentând suma tuturor suprafețelor delimitatoare) [m²];

Valorile adaosului A_c sunt date în graficul din figura 3.1.3.

Adaosul A_c se acordă tuturor încăperilor cu excepția:

- depozitelor, casei scării etc., precum și a încăperilor prin care oamenii trec sau staționează (săli de expoziție) purtând îmbrăcăminte de stradă;
- încăperilor de producție cu specific de muncă medie, cu locuri de muncă nestaționare sau cu specific de muncă grea.

De asemenea, pentru încăperi de producție cu specific de muncă ușoară sau medie, cu locuri de muncă staționare, adaosul A_c se prevede numai în cazul în care locurile de muncă sunt situate la o distanță mai mică de 5 m de suprafețele vitrate exterioare.

3.1.3. Sarcina termică Φ_i

Sarcina termică Φ_i pentru încălzirea aerului infiltrat prin neetanșeitățile ușilor și ferestrelor și a aerului pătruns la deschiderea acestora se determină ca valoare maximă între sarcinile termice Φ_{i1} și Φ_{i2} , în care:

Φ_{i1} - este sarcina termică pentru încălzirea aerului infiltrat prin neetanșeitățile ușilor și ferestrelor determinată în funcție de numărul de schimburi orare de aer necesar în încăpere din condiția de confort fiziologic, cu relația:

$$\Phi_{i1} = [n_{ao} C_M V \rho c_p (\theta_i - \theta_e) + \Phi_{uj}] (1 + A_c) \quad [W] \quad (3.1.11)$$

Φ_{i2} - este sarcina termică pentru încălzirea aerului infiltrat prin neetanșeitățile ușilor și ferestrelor dependentă de viteza de calcul a vântului,

$$\Phi_{i2} = \{C_M [E \Sigma (L_i) v^{4/3} (\theta_i - \theta_e)] + \Phi_{uj}\} \cdot (1 + A_c) \quad [W] \quad (3.1.12)$$

Tabelul 3.1.3. Rezistența termică a benzii de contur R_{bc} [m²·K/W]

Adâncimea de îngropare a pardoselii h [m]	Grosimea fundației g [m]	Adâncimea pânzei de apă freatică H [m]			
		≤4	6	8	≥10
0,0	0,20	0,600	0,520	0,475	0,445
	0,25	0,634	0,546	0,496	0,464
	0,30	0,668	0,570	0,517	0,481
	0,35	0,700	0,600	0,536	0,498
	0,40	0,735	0,622	0,555	0,513
	0,45	0,768	0,645	0,574	0,530
	0,50	0,802	0,665	0,593	0,547
	0,55	0,835	0,693	0,614	0,565
	0,60	0,868	0,717	0,633	0,581
	0,65	0,902	0,742	0,652	0,600
	0,70	0,935	0,767	0,672	0,615
	0,75	0,970	0,781	0,692	0,632
	0,80	1,00	0,815	0,712	0,650
1,0	0,20	0,390	0,352	0,329	0,314
	0,25	0,410	0,370	0,340	0,328
	0,30	0,431	0,388	0,355	0,340
	0,35	0,450	0,399	0,370	0,351
	0,40	0,470	0,415	0,383	0,365
	0,45	0,490	0,430	0,398	0,377
	0,50	0,509	0,445	0,410	0,386
	0,55	0,528	0,460	0,425	0,400
	0,60	0,548	0,475	0,437	0,414
	0,65	0,568	0,490	0,451	0,425
	0,70	0,587	0,505	0,465	0,438
	0,75	0,607	0,520	0,480	0,450
	0,80	0,627	0,535	0,494	0,463
2,0	0,20	0,360	0,315	0,293	0,278
	0,25	0,378	0,329	0,304	0,289
	0,30	0,396	0,341	0,315	0,298
	0,35	0,413	0,354	0,326	0,308
	0,40	0,430	0,367	0,337	0,318
	0,45	0,448	0,380	0,347	0,327
	0,50	0,465	0,392	0,357	0,336
	0,55	0,482	0,415	0,370	0,346
	0,60	0,500	0,424	0,380	0,356
	0,65	0,516	0,432	0,391	0,365
	0,70	0,534	0,445	0,402	0,375
	0,75	0,551	0,457	0,414	0,385
	0,80	0,568	0,470	0,425	0,395

Semnificația termenilor din relațiile de mai sus este:

n_{ao} - numărul de schimburi orare de aer necesar în încăpere din condiții de confort fiziologic.

Pentru n_{ao} se recomandă următoarele valori:

- pentru clădiri de locuit și similar lor:

• camere de locuit

$n_{ao} = 0,792$ [m³·h⁻¹/m³]

• bucătării

$n_{ao} = 1,19$ [m³·h⁻¹/m³]

• băi:

$n_{ao} = 1,0$ [m³·h⁻¹/m³]

- pentru școli, grădinițe, creșe, spitale:

$n_{ao} \cdot V = 25N_p$ [m³/h]

unde:

V - este volumul încăperii [m³];

N_p - numărul de persoane.

c_p - căldură masică a aerului la presiune constantă [J/kg·K];

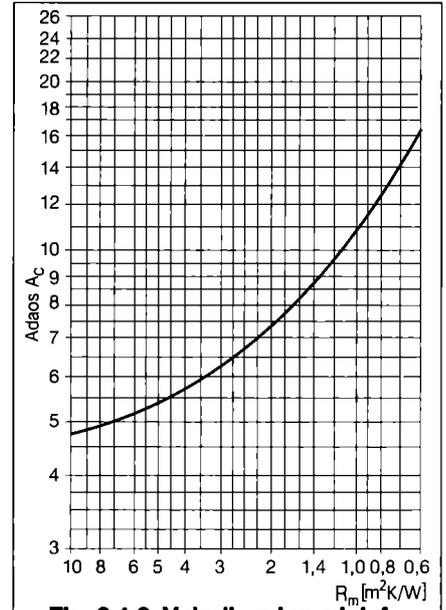


Fig. 3.1.3. Valorile adaosului A_c .

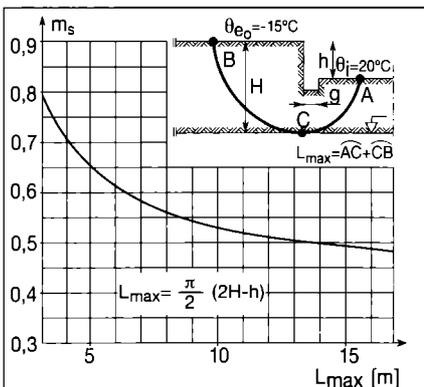


Fig. 3.1.1. Variația coeficientului de masivitate termică m_s .

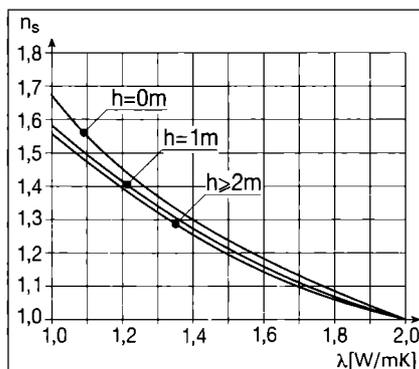


Fig. 3.1.2. Variația coeficientului de corecție n_s .

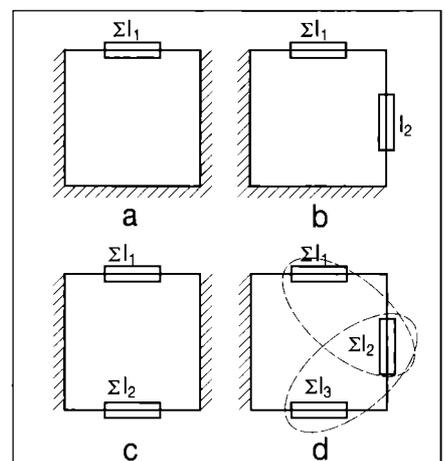


Fig. 3.1.4. Poziția elementelor mobile în ansamblul încăperii:

a - pe un perete exterior;

b - pe doi pereți exteriori alăturați;

c - pe doi pereți exteriori opuși;

d - pe mai mulți pereți exteriori.

Tabelul 3.1.6. Valorile coeficientului de infiltrație i

Uși și ferestre din:	Valorile coeficientului i													
	A_e/A_i	Simple cu deschidere interioară	Simple cu deschidere interioară cu accesorii și garnituri	Simple cu deschidere interioară cu geam termoizolant	Simple cu deschidere exterioră	Cuplate	Cuplate cu geam simplu	Cuplate cu accesorii și garnituri	Cuplate cu geam termoizolant fix	Cuplate cu 3 sau 4 rânduri de geam cu accesorii și garnituri	Duble	Duble cu accesorii și garnituri	Duble cu 3 sau 4 rânduri de geam cu accesorii și garnituri	
Lemn	<3	Clădiri greu permeabile cu ferestre												
		0,1570	0,0785	0,1177	0,0980	0,0980	0,0980	0,0157	0,0667	0,0079	0,0589	0,0780	0,0589	0,0393
		>3	0,1221	0,0610	0,0916	0,0763	0,0763	0,0122	0,0520	0,0061	0,0458	0,0610	0,0458	0,0305
	<3	Clădiri permeabile cu ferestre												
		0,2222	0,1111	0,1167	0,1389	0,1389	0,1389	0,0222	0,0944	0,0111	0,0833	0,1111	0,0833	0,0555
		>3	0,1728	0,0864	0,1296	0,1080	0,1080	0,0173	0,0734	0,0086	0,0648	0,0864	0,0648	0,0432
Metal	A_e/A_i	Clădiri greu permeabile cu ferestre												
		Simple	Cuplate	Duble sau simple cu etanșare specială	Fixe									
		0,0785	0,0667	0,0667	0,0079	0,0079								
	<6	Clădiri permeabile cu ferestre												
		0,1111	0,0944	0,0833	0,0111	0,0111								
		>6	0,0864	0,0734	0,0648	0,0086	0,0086							

ρ - densitatea aerului [kg/m^3];

E - factor de corecție dependent de înălțimea clădirii; are valoarea 1 pentru încăperi din clădiri cu mai puțin de 12 niveluri iar pentru clădiri cu 12 sau mai multe niveluri valorile factorului E sunt date în tabelul 3.1.5;

i - coeficientul de infiltrație al aerului prin rosturi; se determină în funcție de materialele din care sunt executate ușile și ferestrele;

- raportul A_e/A_i , unde A_e reprezintă aria totală a elementelor mobile ale ușilor și ferestrelor exterioare, iar A_i aria ușilor și ferestrelor interioare ale încăperii;

- gradul de impermeabilitate al clădirii. Prin „clădiri greu permeabile” se înțeleg clădirile sau compartimentele de clădire la care, datorită existenței pereților despărțitori fără goluri, ieșirea aerului infiltrat prin rosturi se face numai prin casa scării sau printr-un coridor central (clădiri de locuit cu simplă

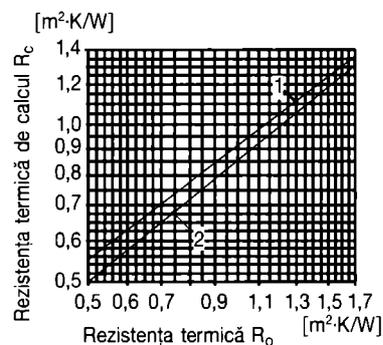


Fig. 3.1.6. Valorile rezistenței termice R_c pentru pereți:

- 1 - fără încălzire perimetrală;
2 - cu încălzire perimetrală.

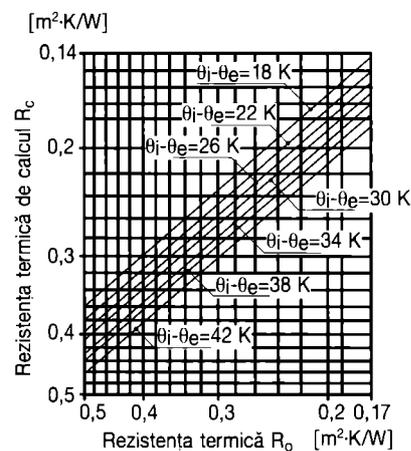


Fig. 3.1.7. Valorile rezistenței termice R_c pentru ferestre:

Pentru hale cu înălțimi mai mari de 10 m, valorile R_c se înmulțesc cu 1,1, respectiv, cu 1,18 după cum în hale există sau nu încălzire perimetrală cu corpuri de încălzire.

orientare, apartamente de colț care nu au fațade diametral opuse, compartimente de hale fără comunicație cu restul clădirilor etc.). Prin „clădiri permeabile“ se înțeleg clădirile sau compartimentele de clădiri care datorită absenței pereților despărțitori sau existenței pereților despărțitori cu goluri sau a casei scării cu uși exterioare, spre încăperea tubului de gunoi, ieșirea aerului infiltrat se face prin rosturile ușilor și

ferestrelor plasate în alte fațade (săli cu mai multe fațade etc.).

Valorile coeficientului de infiltrație / sunt date în tabelul 3.1.6

Pentru elementele mobile (ferestre, uși etc.) amplasate chiar la colțul clădirii la ultimul etaj, valorile din tabelul 3.1.6 se majorează cu 1,2.

L - lungimea rosturilor elementelor de construcții mobile din fațadele supuse acțiunii vântului.

La stabilirea valorii lungimii L se au în vedere următoarele situații (fig. 3.1.4)

privind amplasarea elementelor mobile:

- pe un perete exterior $L = \sum l_1$ (lungimea rosturilor este egală cu lungimea tuturor rosturilor elementelor mobile $\sum l_1$ de pe perețele exterior).
- pe doi pereți exteriori alăturați $L = \sum l_1 + \sum l_2$;
- pe doi pereți exteriori opuși, $L = \max(\sum l_1; \sum l_2)$;
- pe mai mulți pereți exteriori $L = \max(\sum l_1 + \sum l_2; \sum l_2 + \sum l_3)$.

Rostul format de două elemente mobile se ia în calcul o singură dată; în cazul ușilor și ferestrelor duble, rostul se măsoară pentru un singur rând.

v - viteza de calcul a vântului stabilită în funcție de zona eoliană în care se găsește localitatea respectivă și de amplasamentul clădirii față de localitate (tab. 3.1.7). Vitezele de calcul ale vântului sunt valabile pentru altitudini sub 1100 m. Pentru clădiri amplasate la altitudini mai mari, vitezele vântului se stabilesc pe baza datelor meteorologice privitoare la concomitența vântului cu temperaturi scăzute, astfel încât necesarul de căldură rezultat să nu fie depășit în mai mult de 10 ... 20 ore/an. De asemenea, pentru toate nivelurile situate deasupra etajului 12 al clădirilor înalte din cuprinsul orașelor, vitezele de calcul ale vântului sunt cele corespunzătoare clădirilor amplasate în afara localităților. Încadrarea localităților în zone eoliene se poate lua din harta din Anexa 3.4.

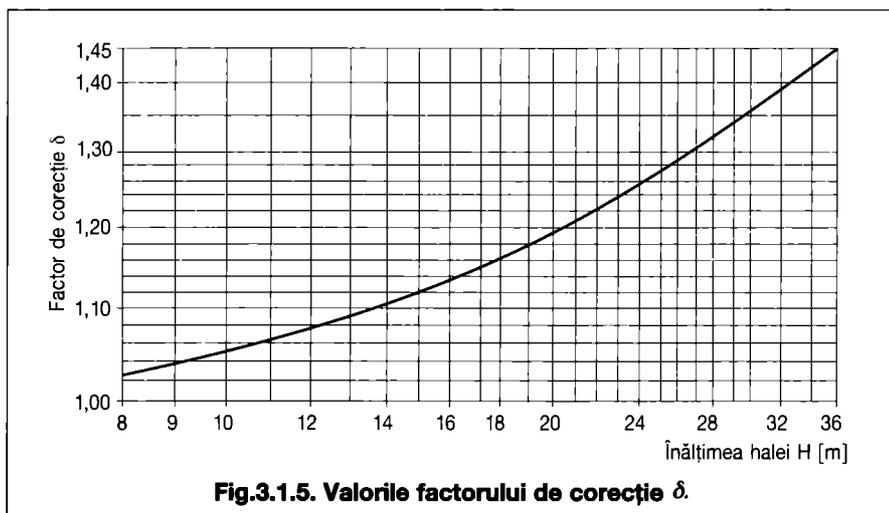


Fig.3.1.5. Valori factorului de corecție δ .

Tabelul 3.1.4. Valorile adaosului A_0

Orientare	N	NE	E	SE	S	SV	V	NV
A_0 [%]	+5	+5	0	-5	-5	-5	0	+5

Tabelul 3.1.5. Valorile factorului de corecție E

Etajul	Numărul de niveluri ale clădirii				
	12	15	18	20	25
P	1,18	1,23	1,265	1,295	1,34
1	1,14	1,20	1,230	1,265	1,315
2	1,12	1,17	1,20	1,23	1,285
3	1,09	1,15	1,175	1,20	1,285
4	1,07	1,13	1,155	1,18	1,23
5	1,04	1,11	1,135	1,16	1,21
6	1,02	1,08	1,12	1,15	1,20
7	1,00	1,06	1,11	1,13	1,185
8	1,00	1,04	1,09	1,11	1,19
9	1,00	1,01	1,065	1,09	1,15
10	1,00	1,00	1,03	1,06	1,13
11	1,00	1,00	1,01	1,03	1,11
12	1,00	1,00	1,00	1,00	1,08
13	1,00	1,00	1,00	1,00	1,05
14	1,00	1,00	1,00	1,00	1,02
peste 14	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00

Tabelul 3.1.7 Valorile vântului de calcul v

Zona eoliană	Amplasamentul clădirii			
	În localități		În afara localității	
	v [m/s]	$v^{4/3}$ [m/s] ^{4/3}	v [m/s]	$v^{4/3}$ [m/s] ^{4/3}
I	8,0	16	10,0	21,54
II	5,0	8,55	7,0	13,39
III	4,5	7,45	6,0	10,9
IV	4,0	6,35	4,0	6,35

Tabelul 3.1.8. Valorile factorului de corecție E pentru clădiri industriale

Înălțimea halei [m]	Factorul de corecție E
5	1,0
5...12	1,12
>12	1,20

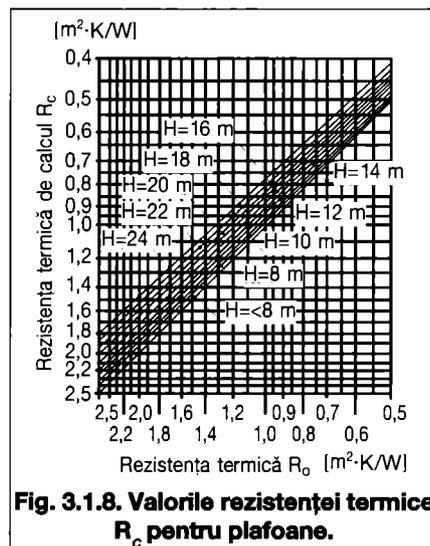


Fig. 3.1.8. Valori rezistenței termice R_c pentru plafoane.

Φ_u - sarcina termică pentru încălzirea aerului pătruns la deschiderea ușilor exterioare (la intrarea în clădire) se calculează cu relația:

$$\Phi_u = 0,36 \cdot A_u \cdot n \cdot (\theta_i - \theta_e) \cdot C_M [W] \quad (3.1.13)$$

unde:

A_u - este aria ușilor exterioare care se deschid [m²];

n - numărul deschiderilor ușilor exterioare într-o oră, care depinde de specificul clădirii.

Sarcina termică Φ_u se ia în considerare numai în cazul încăperilor cu uși care se deschid frecvent (magazine, holuri la săli de spectacole etc.) și care nu sunt prevăzute cu sasuri sau perdele elastice.

3.1.4. Necesarul de căldură pentru clădiri industriale

Metodologia de calcul al necesarului de căldură în cazul clădirilor industriale este, în general, aceeași cu unele particularități:

- pentru hale neetajate și incinte mari, având lățimi mai mari de 10 m și înălțimi mai mari de 5 m, pentru calculul rezistențelor termice R_c se are în vedere relația:

$$R_c = R_0 / \delta \quad [m^2 \cdot K/W] \quad (3.1.14)$$

unde:

R_0 - este rezistența termică stabilită după STAS 6472 pentru clădirile obișnuite [m²·K/W];

δ - factor de corecție care depinde de înălțimea încăperii industriale, ale cărui valori se iau din diagrama din fig. 3.1.5.

Valorile rezistențelor termice R_c se pot determina în funcție de R_0 utilizând diagramele din fig. 3.1.6 pentru pereți, din fig. 3.1.7 pentru ferestre și din fig. 3.1.8 pentru plafoane.

- coeficientul de corecție $C_M = 1$
 - sarcina termică pentru încălzirea aerului infiltrat se calculează cu ajutorul factorului de corecție de înălțime E ale cărui valori sunt date în tabelul 3.1.10.

- pentru halele ventilate în suprapresiune, infiltrațiile de aer rece se iau în considerare numai în cazul în care debitul de aer infiltrat depășește

debitul de aer introdus prin instalațiile de ventilare.

3.1.5. Particularități ale calculului necesarului de căldură pentru locuințe

Metoda de calcul a necesarului de căldură presupune un regim de funcționare a instalațiilor de încălzire de tip continuu cu menținerea temperaturii interioare la valoarea de +20 °C sau cu reducere pe timp de noapte până la +17 °C.

3.2. Necesarul de căldură la sere

Pentru calculul necesarului de căldură la sere simplu vitrate se folosește relația:

$$\Phi = 1,26 \cdot A \cdot \left[0,35 + \frac{A_F}{A} (3,26 \cdot C + k_{conv}) \right] (\theta_i - \theta_e) [W] \quad (3.2.1)$$

în care:

A - suprafața terenului pe care este amplasată sera [m²];

A_F - suprafața vitrată (a geamurilor) [m²];

C - coeficient care ține seama de frecvența de apariție a orelor cu cer senin asociate temperaturii convenționale a aerului exterior, cu valoarea $C = 0,10$ indiferent de zona climatică;

θ_i - temperatura interioară de calcul [°C];

θ_e - temperatura exterioară convențională a aerului exterior (tab. 3.1.2 sau harta din Anexa 3.1);

k_C - coeficientul de transfer convectiv prin suprafața vitrată, care se determină cu relația:

$$k_C = k_{ET} [1 + \pi_n \cdot (k_{ET})^{n-1} \cdot \xi] [W/m^2 \cdot K] \quad (3.2.2)$$

unde:

n - este coeficientul de etanșitate a serei, cu următoarele valori:

$n = 1,7$ pentru sere etanșe,

$n = 2,0$ pentru sere neetanșe.

π_n - coeficient de penetrație cu următoarele valori:

$\pi_n = 0,1$ pentru sere etanșe,

$\pi_n = 0,23$ pentru sere neetanșe.

$\xi = (i_i - i_e) / (\theta_i - \theta_e)$,

în care:

i_i - este entalpia aerului interior

i_e este entalpia aerului exterior [kJ/kg·K];

k_{ET} - coeficient de transmisie prin convecție prin suprafața vitrată a serei considerată etanșă, calculat cu relația:

$$k_{ET} = \frac{h_i \cdot h_e}{h_i + h_e} [W/m^2 \cdot K] \quad (3.2.3)$$

unde:

h_i și h_e - sunt coeficienții superficiali de transfer de căldură determinați cu relațiile:

$$h_i = 4,65 + 1,63 \Psi(A) v [W/m^2 \cdot K] \quad (3.2.4)$$

$$h_e = 5,821 + 4,07 \cdot v [W/m^2 \cdot K] \quad (3.2.5)$$

(pentru $v \leq 5$ m/s)

$$h_e = 7,141 \cdot v^{0,78} [W/m^2 \cdot K] \quad (3.2.6)$$

(pentru 5 m/s < $v \leq 10$ m/s).

În relațiile de mai sus v este viteza de calcul a vântului (tab. 3.1.7) iar $\Psi(A)$ este o funcție care depinde de suprafața serei (fig. 3.2.1).

Dacă din calculul $h_i < 5,8$ W/m²·K se ia $n = 2$, iar dacă $h_i > 6,4$ W/m²·K se ia $n = 1,7$.

Pentru calcule rapide ale fluxului termic unitar se poate folosi diagrama din fig. 3.2.2.

Exemplul de calcul 1

Se calculează necesarul de căldură pentru o seră cunoscând:

- suprafața terenului pe care este amplasată $A = 5000$ m²;

- înălțimea unui perete lateral $h = 2,50$ m;

- lățimea la 50 m;

- lungimea la 100 m;

- lățimea unui plan înclinat vitrat $l_v = 2,7$;

- numărul de planuri înclinate $n_p = 20$;

- elementele de închidere, realizate din geam simplu;

- sera se află în zona climatică III unde

$\theta_e = -18$ °C și $v = 6$ m/s;

- temperatura interioară $\theta_i = +20$ °C.

Rezolvare:

• se calculează suprafața geamurilor, $A_F = 5900$ m²

• din graficul din figura 3.2.1 pentru $A = 5000$ m² se obține $\Psi(A) = 0,3$

• se calculează coeficienții superficiali de transfer de căldură

$$h_i = 4,65 + 1,63 \cdot \Psi(A) \cdot v =$$

Tabelul 3.1.9. Relații de calcul pentru fluxul termic Φ'_s și Φ''_s .

$$\Phi'_s = (\theta_i - \theta_e) \left\{ \frac{a \cdot b}{R_4} + \frac{2\lambda_p}{\pi} \cdot \ln \left[\frac{\left(R_1 + \frac{\pi m_1}{2\lambda_p} \right) \left(R_2 + \frac{\pi m_2}{2\lambda_p} \right)}{\left(R_1 + \frac{\pi d_1}{2\lambda_p} \right) \left(R_2 + \frac{\pi d_2}{2\lambda_p} \right)} \cdot \frac{\left(R_5 + \frac{\pi m_5}{2\lambda_p} \right) \left(R_6 + \frac{\pi m_6}{2\lambda_p} \right)}{\left(R_5 + \frac{\pi d_5}{2\lambda_p} \right) \left(R_6 + \frac{\pi d_6}{2\lambda_p} \right)} \right] \right\} [W]$$

$$\Phi''_s = (\theta_i - \theta_e) \left\{ \frac{a \cdot b}{R_{a3}} + \frac{2\lambda_p}{\pi} \cdot \ln \left[\frac{\left(R_{a1} + \frac{\pi}{2\lambda_p} (b + d_3 + d_4 - m_1) \right) \left(R_{a2} + \frac{\pi}{2\lambda_p} (b + d_3 + d_4 - m_2) \right)}{\left(R_{a1} + \frac{\pi d_3}{2\lambda_p} \right) \left(R_{a2} + \frac{\pi d_3}{2\lambda_p} \right)} \cdot \frac{\left(R_{a5} + \frac{\pi}{2\lambda_p} (b + d_3 + d_4 - m_5) \right) \left(R_{a6} + \frac{\pi}{2\lambda_p} (b + d_3 + d_4 - m_6) \right)}{\left(R_{a5} + \frac{\pi d_3}{2\lambda_p} \right) \left(R_{a6} + \frac{\pi d_3}{2\lambda_p} \right)} \right] \right\} [W]$$

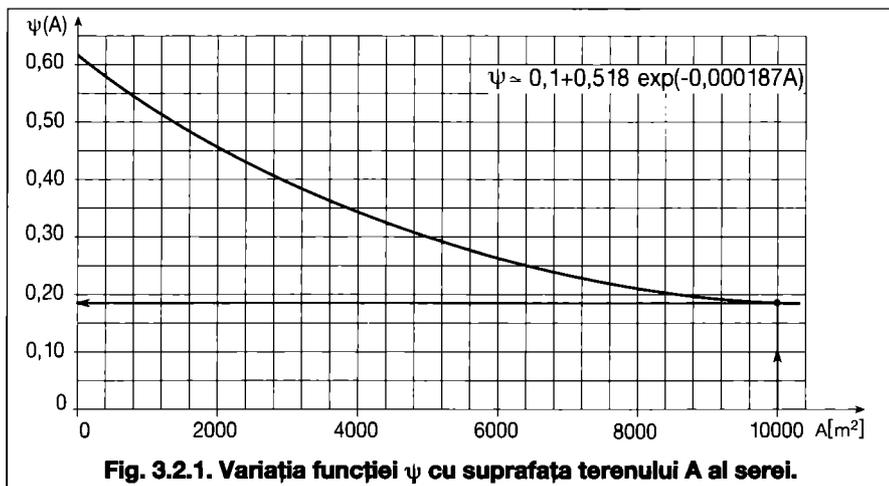


Fig. 3.2.1. Variația funcției ψ cu suprafața terenului A al serei.

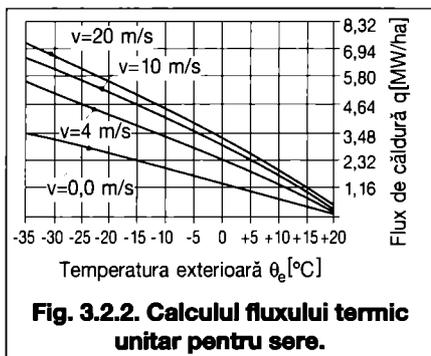


Fig. 3.2.2. Calculul fluxului termic unitar pentru sere.

$$= 4,65 + 1,63 \cdot 0,3 \cdot 6 = 4,89 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

$$h_e = 7,141 \cdot v^{0,78} = 7,143 \cdot 6^{0,78} = 28,6 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

- se stabilește valoarea coeficientului n : pentru $h_i < 5,8 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$, $n = 2$ (seră neetanșă)
- se stabilește valoarea coeficientului de penetrație, care pentru sera neetanșă $\pi_r = 0,23$.
- se calculează coeficientul global de transmisie prin convecție prin suprafața vitrată a serei considerată etanșă:

$$k_{ET} = \frac{h_i \cdot h_e}{h_i + h_e} = \frac{4,89 \cdot 28,6}{4,89 + 28,6} = 4,18 \text{ [W/m}^2 \cdot \text{K]}$$

- se calculează coeficientul de transmisie prin convecție prin suprafața vitrată:

$$k_C = k_{ET} \left[1 + \pi_r \cdot (k_{ET})^{n-1} \cdot \zeta \right] = 4,18 \left[1 + 0,23 \cdot (4,18)^{2-1} \cdot 1,52 \right] = 10,29 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

unde coeficientul

$$\zeta = (i_i - i_e) / (\theta_i - \theta_e) = (44 + 14) / (20 + 18) = 1,52$$

$i_i = 44 \text{ kJ/kg}$ pentru $\theta_i = +20 \text{ }^\circ\text{C}$ și $\varphi_i = 65\%$
 $i_e = -14 \text{ kJ/kg}$ pentru $\theta_e = -18 \text{ }^\circ\text{C}$ și $\varphi_e = 80\%$

- în final se obține valoarea necesarului de căldură al serei:

$$\Phi = 1,26 \cdot A \cdot [0,35 + A_F/A(3,26C + k_C)] \cdot (\theta_i - \theta_e) = 1,26 \cdot 5 \cdot 10^3 \cdot [0,35 + (5900/5000) \cdot (3,26 \cdot 0,10 + 10,29)] \cdot (20 + 18) = 3082725 \text{ W}$$

3.3. Necesarul de căldură pentru clădirile amplasate subteran

Pentru încăperile clădirilor amplasate total sub cota terenului, în pământ cu zone de apă freatică (fig. 3.3.1), calculul necesarului de căldură se face aplicând relația:

$$\Phi_s = \Phi_s' + \Phi_s'' \quad [\text{W}] \quad (3.3.1)$$

Φ_s' - fluxul termic dirijat spre aerul exterior de temperatură θ_e se determină cu relația din tabelul 3.1.9;

Φ_s'' - fluxul termic dirijat spre stratul de apă freatică de temperatură θ_s se determină cu relația din tab. 3.1.9:

- distanțele m_1, m_2, m_3, m_6 la care liniile de flux termic se despart (spre aerul exterior, respectiv, spre stratul de apă freatică) se calculează cu relația:

$$m_j = \frac{b + d_3 + d_4 + \frac{2\lambda_p}{\pi} \left(R_{aj} - \frac{\theta_i - \theta_s}{\theta_i - \theta_e} \cdot R_j \right)}{\frac{\theta_i - \theta_s}{\theta_i - \theta_e} + 1} \quad [\text{m}] \quad (3.3.2)$$

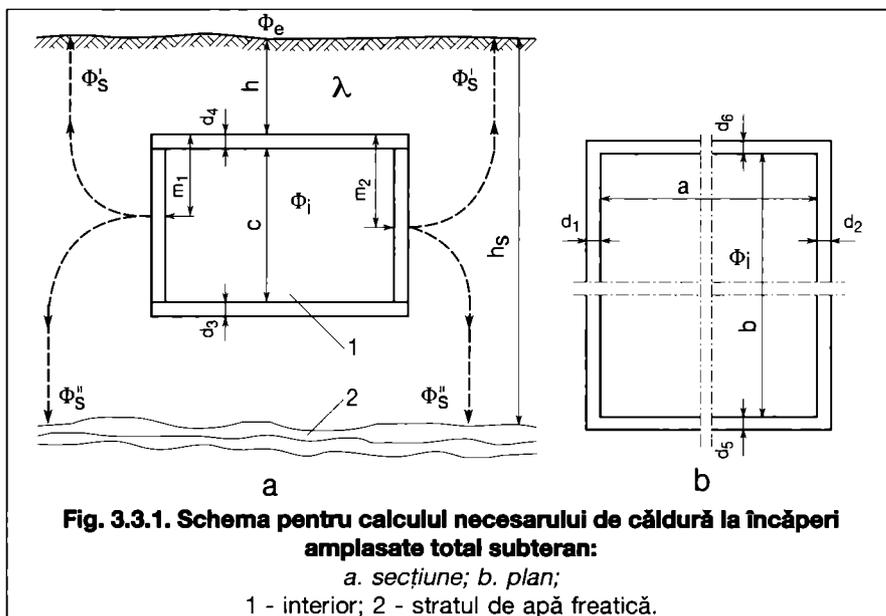


Fig. 3.3.1. Schema pentru calculul necesarului de căldură la încăperi amplasate total subteran:

a. secțiune; b. plan;

1 - interior; 2 - stratul de apă freatică.

- rezistențele termice R_j și R_{aj} (pentru $j = 1; 2; 5; 6$) se determină aplicând relațiile:

$$R_j = \frac{1}{h_j} + \frac{d_j}{\lambda_j} + \frac{h}{\lambda_p} + \frac{1}{h_e} \quad [\text{m}^2 \cdot \text{K/W}] \quad (3.3.3)$$

$$R_{aj} = \frac{1}{h_i} + \frac{h_j}{\lambda_j} + \frac{h_s - h - c - d_3 - d_4}{\lambda_p} \quad [\text{m}^2 \cdot \text{K/W}] \quad (3.3.4)$$

3.4 Necesarul de căldură pentru clădiri încălzite rar

Din categoria clădirilor încălzite rar fac parte monumentele istorice, bisericile etc., care în general sunt clădiri executate din elemente de construcții masive și necesită a fi încălzite la interval de câteva zile. La aceste clădiri nu se poate pune problema alimentării cu agent termic a sistemului de încălzire cu multe ore înainte de folosire astfel încât să se ajungă la un regim termic staționat al elementelor de construcții. Calculul necesarului de căldură se face diferențiat:

- pentru elementele de construcții masive un calcul exact trebuie să țină seama de regimul termic nestaționat (de coeficientul de acumulare termică a materialelor și de indicii de inerție termică ai elementelor componente). În practică se poate utiliza relația lui O. Krischer și W. Kart:

$$\Phi_D = \sum A_D a_D (\theta_i - \theta_o) \quad [\text{W}] \quad (3.4.1)$$

în care:

ΣA_D - suma suprafețelor elementelor de construcții masive prin care se pierde căldură;

a_D - coeficient echivalent de transfer termic, calculat cu relația:

$$a_D = \frac{1}{R_i + \frac{2}{\sqrt{\frac{\pi}{z} \lambda c \rho}}} \quad [W/m^2 \cdot K] \quad (3.4.2)$$

unde:

R_i - este rezistența termică superficială la nivelul suprafeței interioare;

z - timpul de preîncălzire al încăperii cu durată obișnuită de 3...4 ore;

$\sqrt{\lambda c \rho}$ - caracteristica materialului.

Pentru calcule practice valoarea coeficientului a_D se determină și cu ajutorul diagramei din figura 3.4.1.

În cazul în care suprafețele interioare ale pereților sunt căptușite cu materiale izolatoare fonic și termic, de o anumită grosime d_D și cu un coeficient de conductivitate, în relația 3.4.1 se folosește coeficientul corectat:

$$a_D^1 = \frac{1}{\frac{1}{a_D} + \frac{d_D}{\lambda_D}} \quad (3.4.3)$$

- pentru elementele de construcții neinertiale (ferestre, uși etc.) pierderile de căldură se calculează cu relația:

$$\Phi_D = \sum \frac{A_F}{R_F} (\theta_i - \theta_o) \quad [W] \quad (3.4.4)$$

în care:

θ_i - temperatura interioară a încăperii, [°C];

θ_o - temperatura interioară de la care începe încălzirea, [°C];

ΣA_F - suma suprafețelor de construcții fără inerție termică, [m²];

ΣR_F - suma rezistențelor termice a elementelor de construcție fără inerție, [m²·K/W].

3.5. Calculul necesarului de căldură pe bază de indici

Pentru calculul aproximativ al necesarului de căldură pentru încălzire Φ , se pot folosi indici care țin seama de tipul clădirii (de locuit sau terțiar), de forma și dimensiunile geometrice (numărul de niveluri, suprafața desfășurată, volumul construit), gradul de izolare și zona climatică unde urmează a fi amplasată clădirea.

Relația de calcul pentru clădirile de locuit și similare acestora este:

$$\Phi = V \cdot GN \cdot (\theta_{mi} - \theta_e) \quad [W] \quad (3.5.1)$$

în care:

V - volumul interior încălzit al clădirii, calculat ca volumul delimitat de anvelopa clădirii [m³];

GN - coeficientul global normat de izolare termică, determinat în funcție de numărul de niveluri N și de raportul dintre aria A și volumul clădirii V în [W/m³·K] ale cărui valori sunt date în tabelul 2.4.2;

θ_{mi} - temperatura medie a aerului din interiorul încăperilor [°C];

θ_e - temperatura exterioară convențională de calcul a zonei în care este amplasată clădirea [°C].

Relația de calcul pentru clădirile cu altă destinație decât cea de locuit:

$$\Phi = V \cdot G_1 \cdot (\theta_{mi} - \theta_e) \quad [W] \quad (3.5.2)$$

în care:

G_1 - coeficientul global efectiv de izolare termică calculat cu relația 2.4.6 [W/m³·K].

3.6 Metoda de determinare a necesarului de căldură de calcul după SREN 12831

Metoda de calcul se aplică la majoritatea clădirilor:

- cu încăperi a căror înălțime nu depășește 5 m;
- încălzirea încăperilor se consideră că are loc la temperatură constantă;
- unde temperatura aerului și temperatura operativă se presupune ca au aceleași valori.

Calculul necesarului de căldură se bazează pe următoarele ipoteze:

- distribuția temperaturii aerului se consideră ca fiind uniformă
- pierderile de căldură sunt calculate considerându-se ca valori constante: temperatura aerului, caracteristicile constructive și termice ale elementelor de construcție etc.

Fluxul termic pentru încălzirea unei încăperi Φ_i se calculează cu relația:

$$\Phi_i = \Phi_{T,i} + \Phi_{V,i} \quad [W] \quad (3.6.1)$$

în care:

$\Phi_{T,i}$ - este fluxul termic cedat prin transmisie pentru încălzirea spațiului (i), [W];

$\Phi_{V,i}$ - este sarcina termică pentru încălzirea aerului de ventilație în spațiul (i) din condiția de confort fiziologic, [W];

3.6.1 Fluxul termic cedat prin transmisie $\Phi_{T,i}$

Se calculează cu relația:

$$\Phi_{T,i} = (H_{T,ie} + H_{T,iue} + H_{T,ig} + H_{T,ij}) (\theta_{int,i} - \theta_e) \quad [W] \quad (3.6.2)$$

în care:

$H_{T,ie}$ - este coeficientul de pierderi termice prin transmisie pentru spațiul (i) încălzit spre exterior (e) prin anvelopa clădirii, [W/K];

$H_{T,iue}$ - este coeficientul de pierderi termice prin transmisie pentru spațiul (i) încălzit spre exterior (e) către spațiul neîncălzit (u), [W/K];

$H_{T,ig}$ - este coeficientul de pierderi termice prin transmisie pentru spațiul (i) încălzit prin sol (g), [W/K];

$H_{T,ij}$ - este coeficientul de pierderi termice prin transmisie pentru spațiul (i) încălzit spre încăperea învecinată încălzită (j) cu temperatură diferită, [W/K];

$\theta_{int,i}$ - este temperatura interioară a spațiului (i) încălzit, [°C];

θ_e - este temperatura exterioară, [°C];

3.6.1.1 Coeficientul de pierderi termice $H_{T,ie}$

Pierderile de căldură din spațiul încălzit (i) spre aerul exterior (e) prin anvelopă (pereți, ferestre, terasă etc.) se calculează cu relația:

$$H_{T,ie} = \sum_k A_k U_k e_k + \sum_l \psi_l / e_l \quad [W/K] \quad (3.6.3)$$

în care:

A_k - aria elementului de construcție (k), [m²];

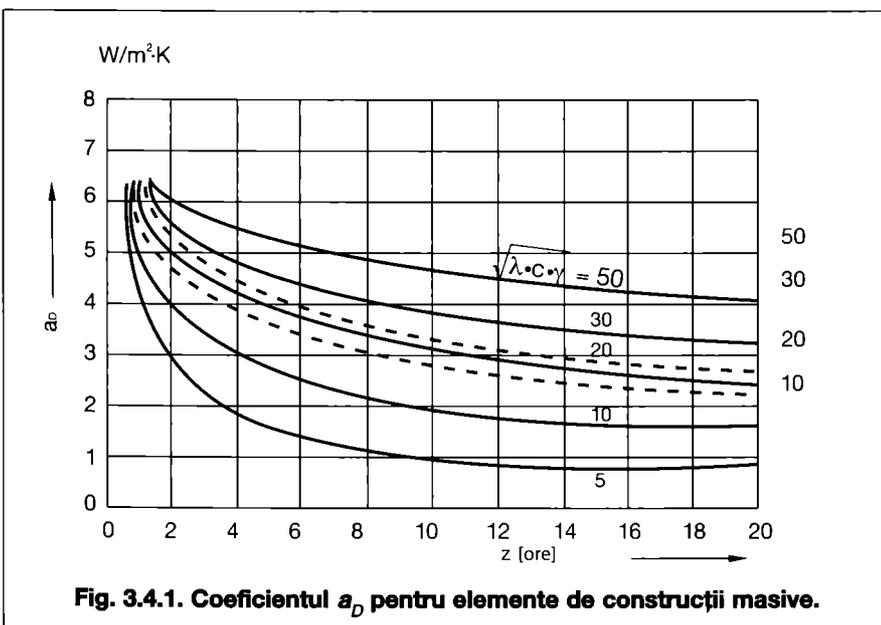


Fig. 3.4.1. Coeficientul a_D pentru elemente de construcții masive.

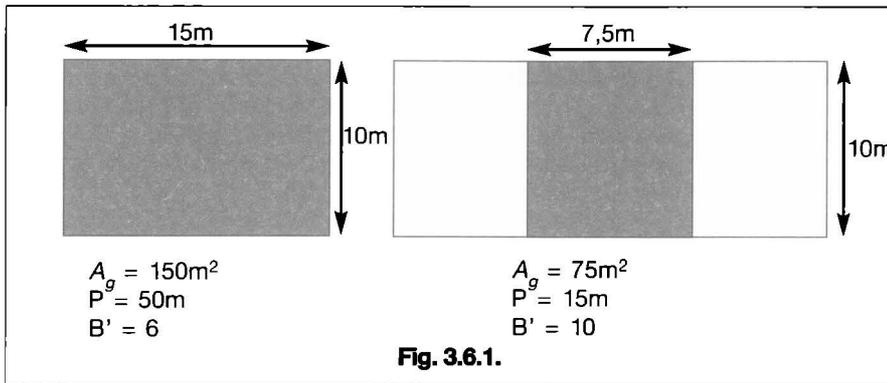


Fig. 3.6.1.

e_k, e_l - sunt coeficienții de corecție care țin seama de influența climatului cum ar fi gradul de izolație termică, comportamentul elementelor de construcții la umiditate, viteza vântului și temperatura, cu condiția ca aceste influențe să nu fi fost luate în considerație la calculul coeficienților de transmisie termică. Valorile acestor coeficienți sunt date în anexa D.4.1. din SREN 12831.

U_k - este coeficientul de transmisie termică a elementului de construcție (k), [W/m²·K], ale cărui valori sunt date în EN ISO 6949 (pentru elemente de construcții opace) și în EN ISO 10077-1 (pentru uși și ferestre);

l_j - este lungimea punții termice (l) între interior și exterior, [m];

ψ_l - este coeficientul de transmisie termică lineară a punții termice (l) în [W/m²·K], a cărui valoare se obține utilizând tabele din EN ISO 14863 sau relațiile de calcul din EN ISO 10211-2.

3.6.1.2 Coeficientul de pierderi termice $H_{T,ive}$

Pierderile de căldură din spațiul (i) încălzit spre spațiul (n) neîncălzit se calculează cu relația:

$$H_{T,ive} = \sum_k A_k U_k b_u + \sum_l \psi_l l b_v \text{ [W/K]} \quad (3.6.4)$$

în care:

b_u - este factorul de reducere a temperaturii, care se poate determina cu una din următoarele metode:

1. în funcție de temperatura θ_u a spațiului (u) neîncălzit, temperatura $\theta_{int,i}$ a spațiului încălzit (i) și temperatura exterioară θ_e :

$$b_u = \frac{\theta_{int,i} - \theta_u}{\theta_{int,i} - \theta_e} \quad (3.6.5)$$

2. când nu se cunoaște temperatura θ_u , cu relația:

$$b_u = \frac{H_{ue}}{H_{iu} - H_{ue}} \quad (3.6.6)$$

unde:

H_{iu} - este coeficientul de pierdere de

căldură de la spațiul (i) încălzit la spațiul neîncălzit (u), [W/K], ținând seama de:

- pierderile de căldură prin transmisie de la spațiul (i) încălzit la spațiul neîncălzit (u);
 - încălzirea aerului de ventilație dintre spațiul încălzit și neîncălzit.
- H_{ue} - este coeficientul de pierdere de căldură de la spațiul (u) neîncălzit spre exterior (e), [W/K], ținând seama de:
- pierderile de căldură prin transmisie (la exterior și pământ);
 - încălzirea aerului de ventilație dintre spațiul neîncălzit și exterior.
3. utilizând valorile date de anexa D.4.4 din SR EN 12831

3.6.1.3 Coeficientul de pierderi termice $H_{T,ig}$

Pierderile de căldură de la spațiul (i) încălzit spre pământ (g) se calculează cu relația:

$$H_{T,ig} = f_{g1} f_{g2} \left(\sum_k A_k U_{echiv,k} \right) G_w \text{ [W/K]} \quad (3.6.7)$$

în care:

f_{g1} - este factorul de corecție care ține seama de influența variațiilor anuale ale temperaturii exterioare. El se poate determina de fiecare dată prin calcul sau se pot lua valorile din anexa D.4.3 din SR EN 12831;

f_{g2} - este factorul de corecție care ține seama de temperatura $\theta_{int,i}$ a spațiului încălzit (i), temperatura $\theta_{m,e}$ medie exterioară și temperatura exterioară θ_e și se calculează cu relația:

$$f_{g2} = \frac{\theta_{int,i} - \theta_{m,e}}{\theta_{int,i} - \theta_e} \quad (3.6.8)$$

unde:

A_k - este aria elementului de construcție (k) în contact cu pământul, [m²];

$U_{echiv,k}$ - este coeficientul de transmisie termică unidirecțională al elementului de construcție (k), [m²K/W], determinat în funcție de tipul pardoselii (fig. 3.6.2, 3.6.3, 3.6.4 și 3.6.5 și tabelele 3.6.1, 3.6.2, 3.6.3 și 3.6.4).

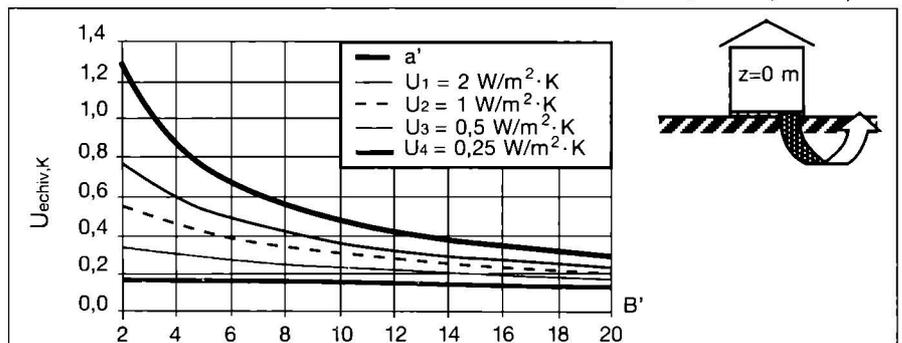
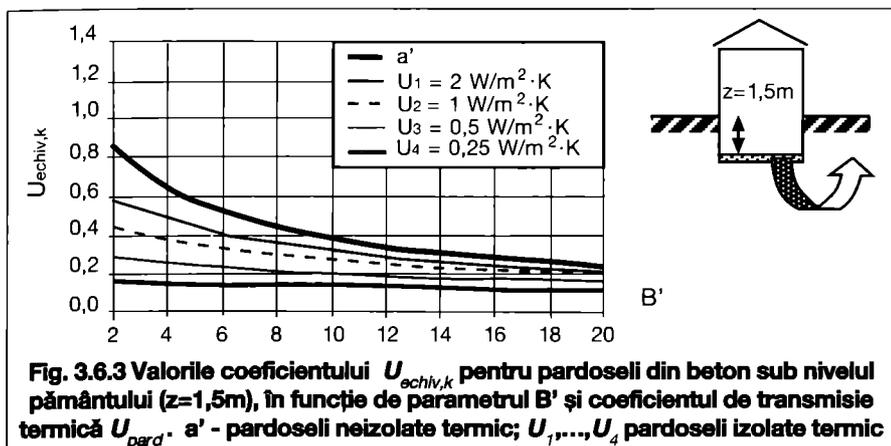


Fig. 3.6.2 Valorile coeficientului $U_{echiv,k}$ pentru pardoseli din beton la nivelul pământului ($z=0m$), în funcție de parametrul B' și coeficientul de transmisie termică U_{pard} . a' - pardoseli neizolate termic; U_1, \dots, U_4 pardoseli izolate termic.

Tab.3.6.1 Valorile coeficientului $U_{echiv,k}$ pentru pardoseli din beton la nivelul pământului ($z = 0 m$), în funcție de parametrul B' și coeficientul de transmisie termică U_{pard} .

B' [m]	$U_{echiv,k}$ (pt. $z = 0 m$)				
	fără izolație	$U_{pard.1} = 2,0 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$	$U_{pard.2} = 1,0 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$	$U_{pard.3} = 0,5 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$	$U_{pard.4} = 0,25 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$
2	1,30	0,77	0,55	0,33	0,17
4	0,88	0,59	0,45	0,30	0,17
6	0,68	0,48	0,38	0,27	0,17
8	0,55	0,41	0,33	0,25	0,16
10	0,47	0,36	0,30	0,23	0,15
12	0,41	0,32	0,27	0,21	0,14
14	0,37	0,29	0,24	0,19	0,14
16	0,33	0,26	0,22	0,18	0,13
18	0,31	0,24	0,21	0,17	0,12
20	0,28	0,22	0,19	0,16	0,12



c_p - este capacitatea termică masică a aerului la temperatura $\theta_{int,i}$, [kJ/kg].

Considerând constante valorile ρ și c_p și exprimând debitul de aer în m^3/h , ecuația 3.6.12 devine:

$$H_{v,i} = 0,34 \cdot \dot{V}_i \quad [\text{W/K}] \quad (3.6.13)$$

3.6.2.1 Calculul debitului de aer \dot{V}_i în spații încălzite fără sistem de ventilare

Debitul de aer din spațiul (i) încălzit se determină în funcție de infiltrațiile de rece prin neetanșeitățile elementelor vitrate ale construcției (ferestre, uși etc.). Valoarea debitului de aer \dot{V}_i se determină ținând seama de relația:

$$\dot{V}_i = \max(\dot{V}_{inf,i}, \dot{V}_{min,i}) \quad [m^3/h] \quad (3.6.14)$$

în care:

$\dot{V}_{inf,i}$ - este debitul de aer infiltrat prin elementele de construcție neetanșate și se calculează cu relația:

$$\dot{V}_{inf,i} = 2 \cdot \dot{V}_i \cdot n_{50} \cdot e_i \cdot \epsilon_i \quad [m^3/h] \quad (3.6.15)$$

unde:

- \dot{V}_i - volumul spațiului încălzit (i), [m^3];
- n_{50} - numărul de schimburi de aer pe oră pentru o diferență de presiune de 50 Pa, între interiorul și exteriorul clădirii, [h^{-1}];
- e_i - coeficientul care ține seama de permeabilitate al clădirii;
- ϵ_i - factor de corecție dependent de înălțimea clădirii.

$\dot{V}_{int,i}$ - debitul de aer proaspăt pentru asigurarea condițiilor de confort fiziologic și se calculează cu relația:

$$\dot{V}_i = \max(\dot{V}_{int,i}, \dot{V}_{min,i}) \quad [m^3/h] \quad (3.6.16)$$

unde:

- n_{min} - numărul de schimburi orare de aer necesar în spațiul încălzit (i) din condițiile de confort fiziologic.

Valorile coeficienților n_{50} , e_i , ϵ_i precum și a numărului de schimburi orare de aer n_{min} sunt date în anexele D din SR EN 12831.

3.6.2.2 Calculul debitului de aer \dot{V}_i în spații încălzite cu sistem de ventilare

Pentru determinarea debitului de aer \dot{V}_i în spații încălzite prevăzute cu sistem de ventilare este necesar să se aibă în vedere:

- când sistemul de încălzire este obișnuit;
- când aerul exterior este preîncălzit central;
- când suplimentul de aer vine din spațiile adiacente.

Debitul de aer \dot{V}_i se calculează cu relația:

$$\dot{V}_i = \dot{V}_{inf,i} + \dot{V}_{su,i} f_{v,i} + \dot{V}_{mec,inf,i} \quad [m^3/h] \quad (3.6.17)$$

Tab. 3.6.2 Valorile coeficientului $U_{echiv,k}$ pentru pardoseli din beton sub nivelul pământului ($z = 1,5 m$), în funcție de parametrul B' și coeficientul de transmisie termică U_{pard} .

B' [m]	$U_{echiv,k}$ (pt. $z = 1,5 m$) [$W/m^2 \cdot K$]				
	fără izolație	$U_{pard.1} = 2,0 \text{ W/m}^2 \cdot K$	$U_{pard.2} = 1,0 \text{ W/m}^2 \cdot K$	$U_{pard.3} = 0,5 \text{ W/m}^2 \cdot K$	$U_{pard.4} = 0,25 \text{ W/m}^2 \cdot K$
2	0,86	0,58	0,55	0,28	0,16
4	0,64	0,48	0,45	0,26	0,16
6	0,52	0,40	0,38	0,25	0,15
8	0,44	0,35	0,33	0,23	0,15
10	0,38	0,31	0,30	0,21	0,14
12	0,34	0,28	0,27	0,19	0,14
14	0,30	0,25	0,24	0,18	0,13
16	0,28	0,23	0,22	0,17	0,12
18	0,25	0,22	0,21	0,16	0,12
20	0,24	0,20	0,19	0,15	0,11

G_w - este coeficientul de corecție care ține seama de înfluența stării de umiditate din pământ. Valorile sunt date de anexa D.4.3 din SR EN 12831.

Valorile coeficienților $U_{echiv,k}$ se determină în funcție de coeficienții de transmisie unidirecțională ai pardoselii U_{pard} și parametrul B' calculat cu relația 3.6.9 și ținând seama de fig. 3.6.1:

$$B' = \frac{A_g}{0,5P} \quad [m] \quad (3.6.9)$$

unde:

- A_g - este aria plăcii pardoselii în contact cu pământul, [m^2];
- P - este perimetrul plăcii pardoselii în contact cu pământul și în legătura cu pereții exteriori, [m].

3.6.1.4 Coeficientul de pierderi termice $H_{T,ij}$

Pierderile de căldură de la spațiul încălzit (i) spre spațiul încălzit (j) cu temperatura diferită se calculează cu relația:

$$H_{T,ij} = \sum_k f_{ij} A_k U_k \quad [W/K] \quad (3.6.10)$$

în care:

- f_{ij} - este factorul de corecție care ține seama de temperatura $\theta_{int,i}$ a spațiului încălzit (i), temperatura

exterioară și temperatura spațiului adiacent încălzit (j);

A_k - aria elementului de construcție (k), [m^2];

U_k - este coeficientul de transmisie termică a elementului de construcție (k), [$W/m^2 \cdot K$].

La calculul coeficientului $H_{T,ij}$ nu se ține seama de influența punților termice.

3.6.2 Sarcina termică $\Phi_{v,i}$ pentru încălzire a aerului de ventilație

Se calculează cu relația:

$$\Phi_{v,i} = H_{v,i} (\theta_{int,i} - \theta_e) \quad [W] \quad (3.6.11)$$

în care:

$H_{v,i}$ - este coeficientul de necesar de căldură pentru ventilație, [W/K];

$\theta_{int,i}$ - este temperatura interioară a spațiului (i) încălzit, [$^{\circ}C$];

θ_e - este temperatura exterioară, [$^{\circ}C$];

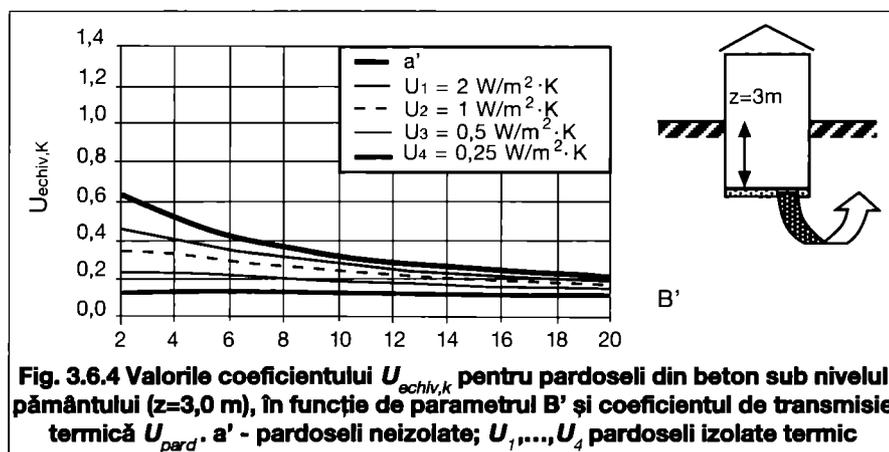
Coeficientul $H_{v,i}$ se determină cu relația:

$$H_{v,i} = \dot{V}_i \rho c_p \quad [W/K] \quad (3.6.12)$$

în care:

\dot{V}_i - este debitul de aer proaspăt necesar spațiului (i) încălzit, [m^3/s];

ρ - este densitatea aerului la temperatura $\theta_{int,i}$, [kg/m^3];



Tab. 3.6.3 Valori ale coeficientului $U_{echiv,k}$ pentru pardoseli din beton sub nivelul pământului ($z = 3,0$ m), în funcție de parametrul B' și coeficientul de transmisie termică U_{pard} .

B' [m]	$U_{echiv,k}$ (pt. $z = 13$ m) [$W/m^2 \cdot K$]				
	fără izolație	$U_{pard.1} = 2,0$ $W/m^2 \cdot K$	$U_{pard.2} = 1,0$ $W/m^2 \cdot K$	$U_{pard.3} = 0,5$ $W/m^2 \cdot K$	$U_{pard.4} = 0,25$ $W/m^2 \cdot K$
2	0,63	0,46	0,35	0,24	0,14
4	0,51	0,40	0,33	0,24	0,14
6	0,43	0,35	0,29	0,22	0,14
8	0,37	0,31	0,26	0,21	0,14
10	0,32	0,27	0,24	0,19	0,13
12	0,29	0,25	0,22	0,18	0,13
14	0,26	0,23	0,20	0,17	0,12
16	0,24	0,21	0,19	0,16	0,12
18	0,22	0,20	0,18	0,15	0,11
20	0,21	0,18	0,16	0,14	0,11

unde:

$\dot{V}_{su,i}$ - suplimentul de aer din spațiul (i) încălzit, [m^3/h];

$\dot{V}_{mec,int,i}$ - aerul evacuat din spațiul (i) încălzit, [m^3/h];

$f_{v,i}$ - factorul de corecție al temperaturii.

Pentru stabilirea valorii debitului de aer $\dot{V}_{su,i}$ se au în vedere următoarele:

- dacă sistemul de ventilare este necunoscut, pierderile de căldură ale spațiului încălzit se calculează fără a se ține seama de sistemul de ventilare;
- dacă sistemul de ventilare este cunoscut, debitul de aer $\dot{V}_{su,i}$ introdus în spațiul (i) încălzit, este determinat odată cu dimensionarea sistemului de ventilare;
- dacă aerul introdus în spațiul (i) încălzit provine din spațiile adiacente atunci parametrii acestuia sunt cei ai aerului din camerele învecinate. Debiturile de aer introduse trebuie măsurate.

Aerul evacuat din interiorul clădirii prin sistemul de ventilare $\dot{V}_{mec,int,i}$ este înlocuit de aerul exterior pătruns prin elementele vitrate ale anvelopei clădirii și se determină cu formula:

$$\dot{V}_{mec,inf} = \max(\dot{V}_{ex} - \dot{V}_{su}, 0) \quad [m^3/h] \quad (3.6.18)$$

unde:

\dot{V}_{ex} - este debitul de aer evacuat în exterior pentru întreaga clădire, [m^3/h];

\dot{V}_{su} - este suplimentul de aer pentru întreaga clădire, [m^3/h].

La clădirile rezidențiale, suplimentul de aer pentru întreaga clădire \dot{V}_{su} este în general egal cu zero.

Inițial debitul $\dot{V}_{mec,inf,i}$ se determină pentru întreaga clădire, iar distribuția lui în fiecare spațiu din clădire depinde gradul de permeabilitate al clădirii.

Valoarea debitului evacuat din spațiul (i) încălzit prin sistemul de ventilație se calculează cu relația:

$$\dot{V}_{mec,inf,i} = \dot{V}_{mec,inf} \frac{V_i}{\sum V_i} \quad [m^3/h] \quad (3.6.19)$$

în care:

V_i - este volumul spațiului (i) încălzit.

3.6.3 Încălzirea intermitentă a spațiilor

Încălzirea intermitentă a spațiilor necesită o putere termică de încălzire suplimentară necesară pentru a obține temperatura interioară de calcul. Puterea termică de încălzire depinde de următorii factori:

- de capacitatea termică a elementelor

de construcții;

- de tipul de reînălzire.
- de temperatură din spațiul încălzit, mai redusă decât cea de calcul;
- de caracteristicile tehnice ale sistemului de căutare;

Puterea termică suplimentară nu poate fi totdeauna necesară, dacă:

- sistemul de control poate asigura temperatura necesară în timpul zilei reci;
- debitul de căldură pentru ventilație poate fi redus în perioada cu temperatura interioară redusă.

Ținând seama de cele menționate mai sus, pentru cazurile uzuale puterea termică suplimentară necesară pentru generatoarele de căldură se determină:

- pentru clădiri rezidențiale unde:
 - perioada de întrerupere a încălzirii este mai mică de 8 ore.
 - clădirile sunt fără inerție termică (clădirile din lemn)
- pentru clădirile nerezidențiale unde:
 - perioada de întrerupere este mai mică de 8 ore.
 - perioada ocupată în timpul zilei de lucru este mai mare de 8 ore pe zi;
 - temperatura din interior este cuprinsă între $20^\circ C$ și $22^\circ C$

Pentru determinarea puterii termice suplimentare datorită efectelor încălzirii intermitente în spațiile încălzite se poate determina cu relația:

$$\Phi_{RH,i} = A \cdot f_{RH} \quad [W] \quad (3.6.20)$$

unde:

A - este suprafața spațiului (i) încălzit, în m^2 ;

f_{RH} - este factor de corecție care depinde de timpul de reînălzire și presupunând o reducere a temperaturii interioare în timpul perioadei de încălzire, în W/m^2 .

3.6.4 Determinarea necesarului de căldură total.

Debitul de căldură total pentru încălzirea spațiilor, atât pentru încălzirea clădirilor singulare cât și pentru ansambluri de clădiri, se determină pentru a stabili mărimea cazanelor, schimbătoarelor de căldură, generatoarelor de căldură, etc.

Pentru încălzirea spațiului (i), debitul de căldură total se calculează cu relația:

$$\Phi_{HL,i} = \Phi_{T,i} + \Phi_{V,i} + \Phi_{RH,i} \quad [W] \quad (3.6.21)$$

unde:

$\Phi_{T,i}$ - este fluxul termic cedat prin transmisie pentru încălzirea spațiului (i), în W ,

$\Phi_{V,i}$ - sarcina termică pentru încălzirea aerului de ventilare în spațiul (i), în W ,

$\Phi_{RH,i}$ - puterea termică suplimentară pentru compensarea efectelor datorită încălzirii cu intermitență a spațiului (i), în W .

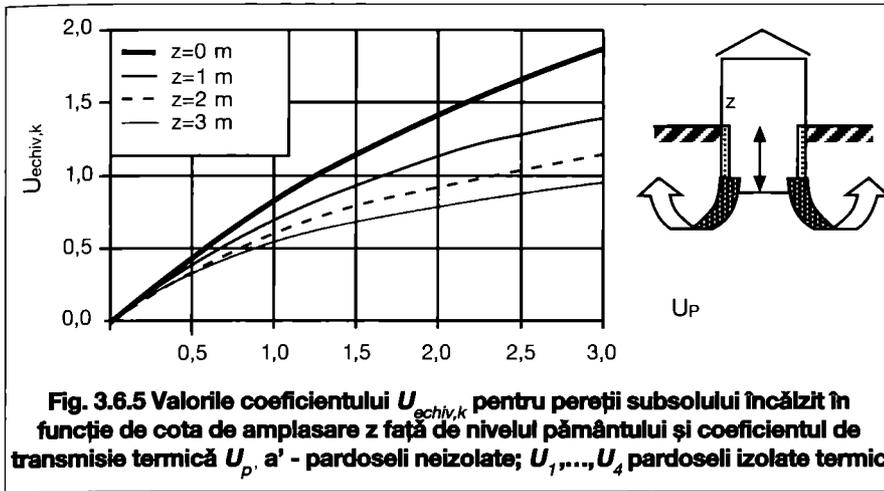


Fig. 3.6.5 Valorile coeficientului $U_{echiv,k}$ pentru pereții subsolului încălzit în funcție de cota de amplasare z față de nivelul pământului și coeficientul de transmisie termică U_p , a' - pardoseli neizolate; U_1, \dots, U_4 pardoseli izolate termic

Tab. 3.6.4 Valorile coeficientului $U_{echiv,k}$ pentru pereții subsolului încălzit în funcție de cota de amplasare z față de nivelul pământului și coeficientul de transmisie termică U_p

U_p [W/m²·K]	$U_{echiv,k}$ [W/m²·K]			
	$z = 0$ m	$z = 1$ m	$z = 1$ m	$z = 3$ m
0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
0,50	0,44	0,39	0,35	0,32
0,75	0,63	0,54	0,48	0,43
1,00	0,81	0,68	0,59	0,53
1,25	0,98	0,81	0,69	0,61
1,50	1,14	0,92	0,78	0,68
1,75	1,28	1,02	0,85	0,74
2,00	1,42	1,11	0,92	0,79
2,25	1,55	1,19	0,98	0,84
2,50	1,67	1,27	1,04	0,88
2,75	1,78	1,34	1,09	0,92
3,00	1,89	1,41	1,13	0,96

Debitul de căldură total pentru întreaga clădire se calculează neținând seama de transferurile de căldură prin transmisie între încăperile din interior precum și de necesarul de căldură pentru încălzirea aerului de ventilat din interiorul anvelopei.

Valoarea debitului de căldură total pentru întreaga clădire se calculează cu relația:

$$\Phi_{HL} = \Sigma\Phi_{T,i} + \Sigma\Phi_{V,i} + \Sigma\Phi_{RH,i} \quad [W] \quad (3.6.22)$$

unde:

$\Sigma\Phi_{T,i}$ - este suma pierderilor de căldură prin transmisie ale spațiilor încălzite, excluzând transferul de căldură prin transmisie în interiorul clădirii, în W;

$\Sigma\Phi_{V,i}$ - debitul de căldură pentru ventilarea spațiilor din clădire, excluzând schimburile de ventilare din

interiorul clădirii, în W;

$\Sigma\Phi_{RH,i}$ - puterea termică suplimentară pentru compensarea efectelor datorită încălzirii cu intermitență a spațiilor din clădire, în W.

La calculul debitului de căldură $\Phi_{V,i}$ se ține seama de debitele de aer ΣV_i din spațiile încălzite care se determină în funcție de sistemul de ventilare din clădire:

- fără sistem de ventilare:

$$\Sigma V_i = \max(0,5\Sigma V_{inf,i}; \Sigma V_{min,i}) \quad [m^3/h] \quad (3.6.23)$$

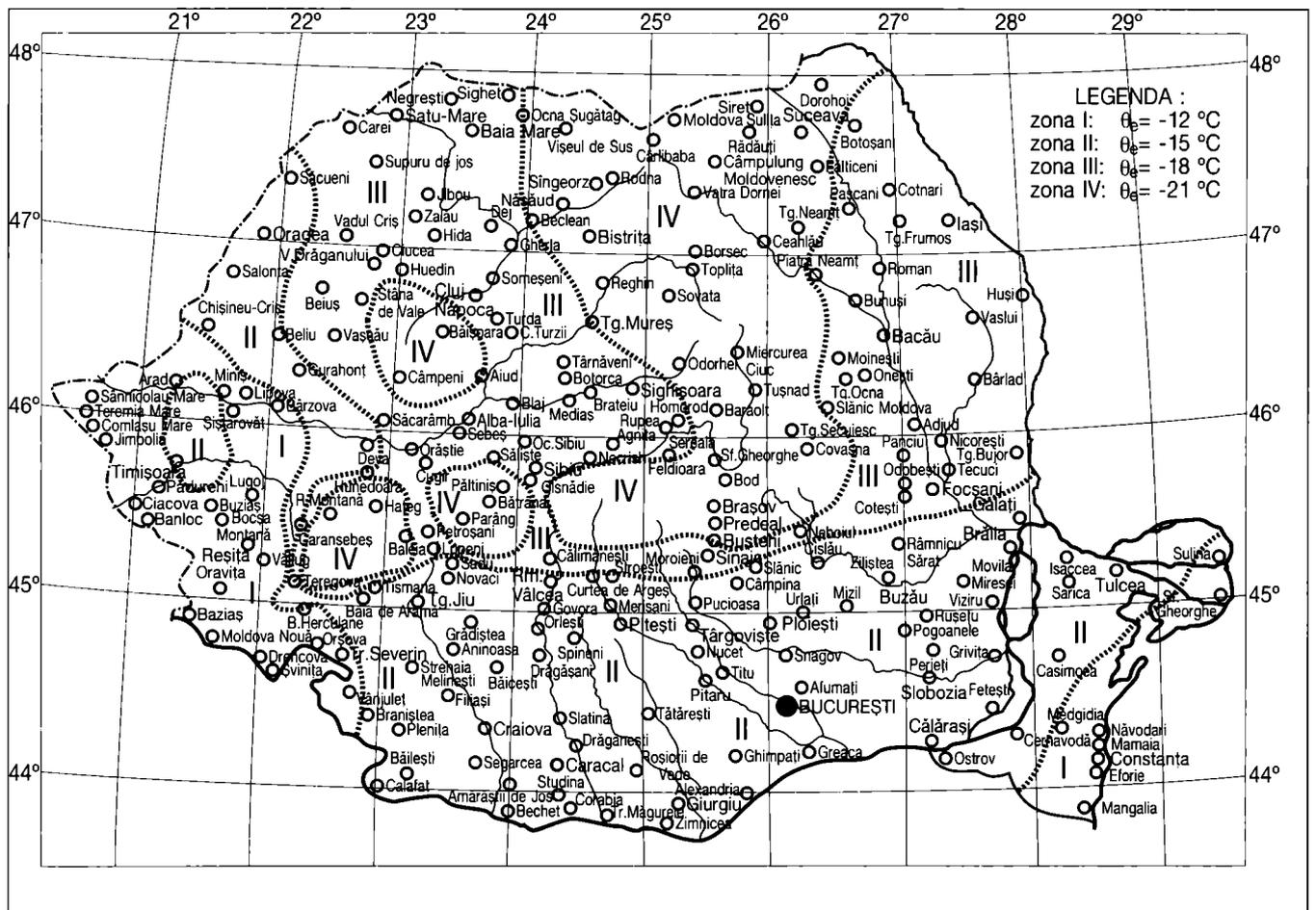
- cu sistem de ventilare:

$$\Sigma V_i = 0,5\Sigma V_{inf,i} + (1-\eta_v)\Sigma V_{su,i} + \Sigma V_{mec,inf,i} \quad [m^3/h] \quad (3.6.24)$$

în care:

η_v - este eficiența sistemului de încălzire a aerului de ventilat din încăperi; în cazul în care nu se asigură o încălzire normală a aerului de ventilat $\eta_v=0$.

Anexa 3.1. Zonarea climatică a României



Anexa 3.3

Temperaturile interioare θ_i convenționale de calcul

Categoria clădirii și destinația încăperilor	Temperatura θ_i [°C]	Categoria clădirii și destinația încăperilor	Temperatura θ_i [°C]
1. Locuințe		Coridoare, scări	18
Camere de locuit și holuri	20	Vestibuluri, garderobe	15
Vestibuluri	18	Intrări (tambure)	12
Camere pentru baie și dușuri	22	Grup sanitar (closet, pisoare)	15
Bucătării	18	Dușuri, camere de dezbrăcare	22
Closete în cadrul apartamentului	18	Săli de educație fizică	18
Closete în afara apartamentului	15	Cabinete medicale	22
Scări și coridoare exterioare apartamentului	10	Bufete	18
Intrări (tambure)	10	Bucătării	15
Spălătorii și călcătorii	15	Cabina portarului	20
Uscătorii la blocuri de locuințe	25	5. Creșe și grădinițe de copii	
Garaje sub locuințe	10	Camere de primire	20
2. Clădiri administrative și anexe sociale din întreprinderi industriale		Camere de joc în creșe	22
Birouri	20	Dormitoare	20
Săli de conferințe și festivități	18	Camere de joc în grădinițe	20
Săli de așteptare	16	Săli de mese	20
Biblioteci, camere de lectură	20	Camere de lucru și de citire	20
Biblioteci, depozite de cărți	15	Camere de personal și secretariat	20
Holuri, vestibuluri, garderobe	15	Băi și dușuri pentru copii	24
Camera portarului	20	Toalete, closete pentru copii și camere de oale de noapte	20
Scări, coridoare	15	Closete pentru personal	18
Grup sanitar (closete, pisoare)	15	Vestibuluri, coridoare, holuri, scări	18
Vestiare	22	Intrări (tambure)	12
Camere de dezbrăcare și dușuri	22	Cabinete medicale	24
Spălătoare fără dezbrăcare	20	Camere de izolare	22
Arhive cu personal	18	Camere pentru rufe curate	16
Arhive, depozite de cărți	10	Depozite pentru saci de dormit	16
Centrale telefonice, stații de radioficare etc.	20	Camere pentru rufe murdare	8
Bufete	20	Bucătării	15
Cabinete medicale	22	Anexe bucătării preparare, spălare vase	18
Intrări (tambure)	12	Spălătorii, călcătorii	15
Cabinete de toaletă pentru femei	20	6. Hoteluri și cămine	
Încăperi pentru alăptare	22	Camere	20
3. Clădiri culturale		Holuri	18
Săli de adunare	18	Băi și dușuri	22
Săli de expoziție	18	Vestibuluri, garderobe	18
Săli de conferințe	18	Coridoare și scări	18
Birouri	20	Closete	15
Biblioteci, camere de lectură, de audiție	20	Birouri	20
Depozite de cărți	10	Săli de lectură, săli de șah	20
Depozite pentru personal	18	Săli de biliard și tenis de masă	18
Săli de șah și alte jocuri similare	20	Restaurante, cofetării, frizerii	18
Săli de biliard și tenis de masă	18	Bucătării, oficii	15
Fumoare	18	Intrări (tambure)	12
Holuri, vestibuluri, garderobe	18	Magazii (depozite)	18
Intrări (tambure)	12	Ateliere	18
Camere de dezbrăcare și dușuri	22	Spălătorii, călcătorii	15
Grup sanitar (closete, pisoare)	15	7. Spitale, clinici, maternități	
Bufete	18	Rezerve sau saloane pentru bolnavi (adulti și copii)	22
Scări, coridoare	18	Rezerve sau saloane pentru chirurgie	22...24
4. Școli și facultăți		Camere sau saloane pentru sugari	24
Clase	18	Camere sau saloane pentru lehuze	24
Cancelarii, birouri	20	Coridoare interioare	20
Laboratoare	18	Fișiere, holuri, scări, garderobe, vestibuluri	18
Amfiteatre, săli de conferințe	18	Intrări (tambure)	12
Biblioteci, săli de lectură	20	Grup sanitar (closete, pisoare)	20
Săli de desen	20	Cabinete medicale în policlinici și dispensare	22
Săli de disecție	16	Săli de așteptare	20
Ateliere	18	Săli de disecție	20
Holuri, săli de recreație, fumoare	18	Săli de pregătire operație și naștere	22...25

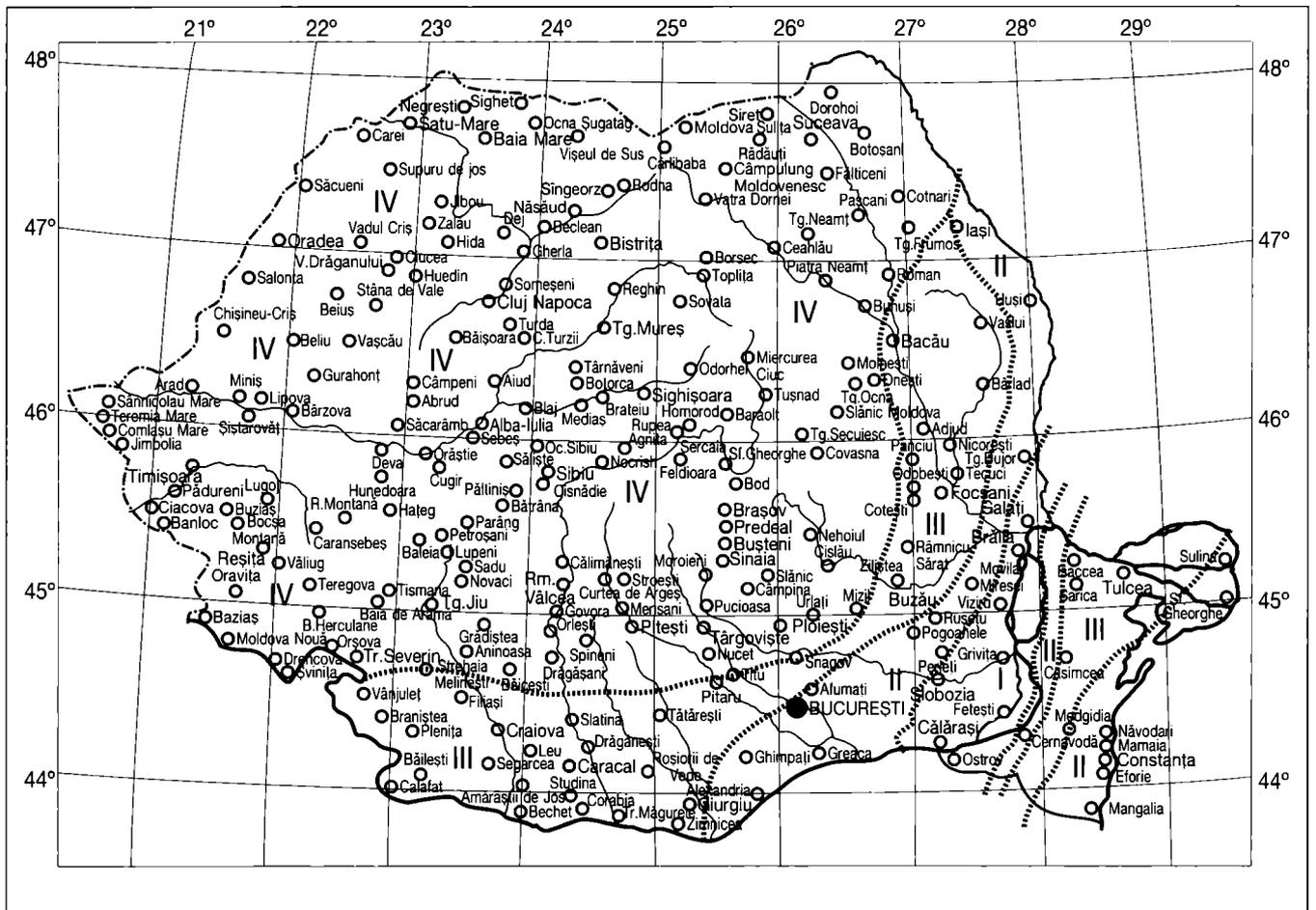
Anexa 3.3 (continuare)

Temperaturile interioare θ_i convenționale de calcul (continuare)			
Categoria clădirii și destinația încăperilor	Temperatura θ_i [°C]	Categoria clădirii și destinația încăperilor	Temperatura θ_i [°C]
Săli de operație și naștere	25	Depozit de alimente	5
Săli pentru masaj	20...22	Depozit de mărfuri nealimentare	10
Camere de personal, camera de gardă	20	Garderobe	15
Electroterapie, Roentgen	22	Bucătării	15
Radioterapie	24	Încăperi pentru prepararea cărnii și zarzavatului	15
Băi, dușuri și camere de dezbrăcare	24	Încăperi pentru spălat vase	15
Spălătoare	15	11. Spălătorii mecanice de rufe	
Săli de autopsie	16	Săli de mașini de spălat	15
Morgă	5	Săli de mașini de uscat și de călcat cu aburi	15
Camere pentru rufe curate	16	Săli pentru dezinfectare	15
Camere pentru rufe murdare	8	Încăperi pentru reparat rufe	18
8. Teatre și cinematografe		Încăperi pentru depozitat rufe murdare	8
Săli de cinematograf	18	Încăperi pentru primit rufe murdare	15
Săli de teatru, scena și fosa orchestrei	20	Încăperi pentru rufe curate	16
Fumoare, bufete	18	Încăperi pentru uscătorii	24
Vestibuluri, garderobe, scări	15	12. Diverse încăperi	
Hol de intrare și ghișee încălzite	15	Muzee	în funcție de specificul exponatelor
Săli de așteptare la cinematografe	12	Gări-holuri	15
Intrări (tambure)	12	-săli de așteptare	15
Casă, birouri	20	-case de bilete, birouri	20
Grup sanitar (closețe, pisoare)	15	-restaurante	18
Cabina actorilor	20	-camera mamei și a copilului	20
Spălătoare, dușuri pentru actori	22	-magazine diverse	18
Depozit de costume	12	Garaje pentru parcări auto	5
Depozit de decoruri	10	Garaje pentru parcări și reparații auto	10
Cabina de proiecție	18	Săli și hale pentru competiții sportive	18
Camera de acumulatori	10	Săli și hale pentru bazine de înot	22...28 (cu 2 °C peste temperatura apei din bazin)
9. Băi publice			
Băi și dușuri	22		
Băi de abur	40		
Băi de aer cald	50		
Băi de aer fierbinte	60		
Săli de odihnă după baie, săli și scări de trecere	22		
Camere de dezbrăcare, îmbrăcare și vestiar	22		
Hale pentru bazine de înot	22...28 (cu 2 °C peste temperatura apei din bazin)		
Vestibuluri, săli de așteptare	18		
Closețe	18		
Intrări (tambure)	12		
Cabinete medicale, săli de masaj	22		
Camere de personal	20		
Frizerii	20		
Restaurante, bufete, garderobe	20		
Ateliere	15		
Depozit de rufe curate	16		
Depozit de rufe murdare	8		
10. Magazine, restaurante, cantine			
Magazine diverse nealimentare, cosmetică	18		
Magazine pentru alimente	15		
Săli de mese	18		
Birouri	20		

Observații:

1. Temperatura de calcul este valabilă în cazul încălzirii încăperii, dar încălzirea ei este facultativă.
2. Temperaturile indicate sunt valabile în ipoteza nefuncționării utilajului tehnologic. Pentru calculul necesarului de căldură al încăperilor învecinate, utilajul se consideră în funcțiune și temperatura interioară considerată este de 20...22 °C.
3. Temperatura indicată este valabilă și pentru băile din anexele sociale ale întreprinderilor industriale.
4. Pentru magazine și depozite speciale (blănuri, mobile etc...) temperaturile se stabilesc după necesități. În cazul încăperilor pentru care tabelul indică două valori ale temperaturii, temperatura interioară de calcul se alege în funcție de tipul încălzirii, existența sau absența curenților de aer, felul îmbrăcămintei ocupanților, condițiile de folosire a încăperilor.
5. Temperatura interioară convențională pentru casa scării (încălzită sau nu) care se ia în calculul necesarului de căldură al altor încăperi este de 10 °C.

Anexa 3.4. Zonarea eoliană a României





I. Instalații de încălzire

Capitolul

4

Sisteme de încălzire



4.1. Încălzirea locală

4.1.1. Prescripții privind utilizarea încălzirii locale

Încălzirea locală este cea mai simplă instalație întrucât cuprinde în ansamblul ei atât sursa termică cât și suprafața de încălzire. Se recomandă a fi utilizată la:

- clădiri mici cu maximum 3; 4 niveluri;
- complexe de clădiri mici dispersate pe suprafețe mari (mediu rural);
- clădiri de locuit individuale;
- clădiri cu caracter sezonier (organizare de șantier, depozite de materiale etc.);
- monumente istorice, locașuri de cult etc.;

Încălzirea locală prezintă o serie de avantaje: cost de investiții redus, posibilitatea încălzirii numai a spațiilor utilizate, folosirea tuturor categoriilor de combustibili gazoși, lichizi și solizi, instalarea rapidă cu mijloace locale, exploatare ușoară deci puțin costisitoare etc.

Ca dezavantaje se pot menționa:

- suprafețele încălzitoare au dimensiuni mari și ocupă mult spațiu în încăperea în care sunt amplasate;
- randamentele termice sunt mult mai reduse în raport cu alte sisteme de încălzire;
- necesitatea prevederii de coșuri pentru fiecare sobă sau grup de sobe;
- inconveniente de ordin igienic și pericol de incendiu în manipularea combustibilului.

Clasificarea sistemelor de încălzire locală se poate face după:

- modul de acumulare și cedare a căldurii: sobe cu sau fără acumulare;
- combustibilul folosit: sobe cu arderea combustibilului solid (cărbuni, lemne, deșeuri etc.), lichid (păcură, motorină etc.), gazos (gaze naturale, biogaz, butan etc.);
- natura materialului din care sunt

executate: sobe din zidărie de cărămidă și teracotă, sobe metalice etc.

O categorie aparte o reprezintă „încălzirea electrică” (cap. 4.7).

4.1.2. Sobe cu acumulare de căldură

Sobele se execută din zidărie de cărămidă sau plăci din faianță. Au diferite forme geometrice exterioare de la simplu paralelipiped, la construcții complicate cu nișe, etajere, banchete sau alte forme de figuri estetice.

Caracteristica principală a acestor sobe constă în aceea că, urmare a arderii combustibilului în focar odată sau de două ori pe zi, timp de câteva ore, căldura rezultată, vehiculată cu gazele de ardere este acumulată în pereții sobei și cedată lent încăperii.

Din categoria acestor sobe, cele confecționate cu plăci din faianță sunt cele mai folosite. Sobele cu acumulare se execută: fixe sau mobile.

4.1.2.1 Sobe fixe

Sunt executate din plăci ceramice glazurate cu dimensiuni standardizate și forme diferite (fig. 4.1.1). Din punct de vedere al construcției pereților sobele sunt:

- ușoare, cu pereți subțiri (60...90 mm grosime) unde capacitatea de acumulare a căldurii este de 3...5 h, iar alimentarea cu combustibil se face de 3...4 ori/zi;
- semigrele, cu pereți groși, unde capacitatea de acumulare a căldurii este de 5...8 h, iar alimentarea cu combustibil se face de 2...3 ori/zi;
- grele, cu pereți foarte groși, unde capacitatea de acumulare a căldurii este de 8...10 h, iar alimentarea cu combustibil se face de 1...2 ori/zi.

Sobele folosesc combustibili solizi, lichizi și gazoși. Randamentul mediu

variază între 65 și 75 % dar în cazul în care sunt bine construite, cu pereți etanși și cu tiraj corespunzător, pot realiza și randament între 80 și 85 %.

Din punct de vedere tehnic și economic se recomandă ca sobele fixe cu plăci din faianță, în funcție de grosimea pereților să se folosească astfel:

- pentru zonele cu $\theta_e = -15...-21$ °C, sobe cu pereți groși și foarte groși;
- pentru zonele cu $\theta_e = -12$ °C, sobe cu pereți subțiri.

4.1.2.2 Sobe mobile

Se compun dintr-un focar central, canale de evacuare a gazelor de ardere și pereți încălzitori realizați din zidărie de cărămidă refractară placată cu dale din faianță (fig. 4.1.2). Puterea termică unitară q variază în funcție de grosimea pereților:

- pentru pereți cu grosimea sub 65 mm, $q \leq 2000$ W/m²;
- pentru pereți cu grosimea peste 65 mm, $q \approx 2500$ W/m²

4.1.2.3 Montarea sobelor și racordarea la coș

Soba fiind un corp de încălzire, se recomandă a fi amplasată în zona elementelor de construcții exterioare, aceasta pentru uniformizarea repartiției căldurii pe verticală și eliminarea curenților de aer rece în apropierea pardoselii. Acest mod de amplasare a sobelor creează greutate în ceea ce privește evacuarea gazelor de ardere la coș, acesta din urmă fiind, de regulă, amplasat către mijlocul clădirii.

Pentru a reduce diferența mare între temperatura aerului de la plafon și cea a aerului de la nivelul pardoselii, se recomandă ca sobele să aibă înălțimea redusă, iar distanța lor față de pereții exteriori să fie cât mai mică.

Evacuarea gazelor de ardere în exterior se face cu ajutorul coșurilor de fum, pentru care se au în vedere o

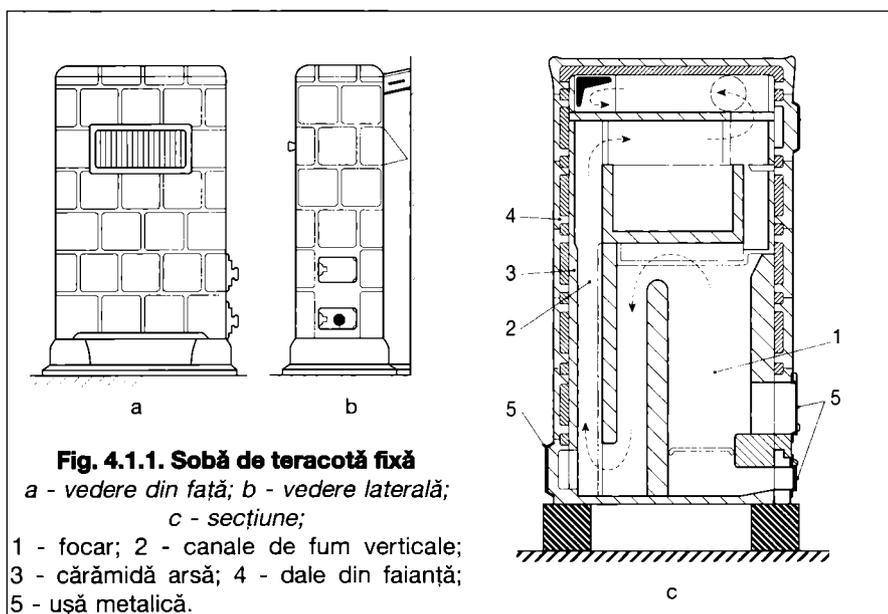


Fig. 4.1.1. Sobă de teracotă fixă

a - vedere din față; b - vedere laterală;

c - secțiune;

- 1 - focar; 2 - canale de fum verticale;
- 3 - cărămidă arsă; 4 - dale din faianță;
- 5 - ușă metalică.

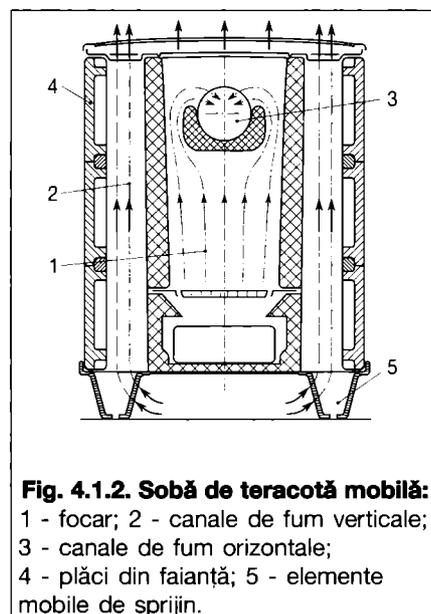


Fig. 4.1.2. Sobă de teracotă mobilă:

1 - focar; 2 - canale de fum verticale;

3 - canale de fum orizontale;

4 - plăci din faianță; 5 - elemente mobile de sprijin.

serie de condiții de care să se țină seama la construcția și montarea lor:

- realizarea de temperaturi ridicate a gazelor de ardere (până la circa 200 °C), impune o stabilitate la arderea materialului din care este executat coșul;
- fața interioară a coșurilor să fie pe cât posibil netedă;
- evitarea tronsoanelor orizontale;
- coșul de fum în exterior (pe terasa sau acoperișul clădirii) trebuie să depășească cu minimum 50 cm cel mai apropiat obstacol.

În ceea ce privește racordarea sobelor la coșul de fum se recomandă următoarele:

- racordarea se face numai la coșuri din zidărie, cu etanșare bună;
- evitarea de racorduri lungi, orizontale; în cazul legăturilor cu burlane din tablă, lungimea maximă este de 1,5 m pe orizontală între sobă și coș, asigurând totodată și o pantă minimă de 10...15 °;
- fiecare sobă să aibă coșul ei; în cazul montării a două sobe alăturate la un coș, racordurile se distanțează între ele pe verticală cu 500 mm.

4.1.3. Sobe fără acumulare de căldură

În această categorie se înscriu sobele metalice, folosite, de regulă, la încăperile cu un regim intermitent de încălzire (locuințe individuale, multifuncționale, organizări de șantier etc.). Ca avantaje a acestor tipuri de sobe se pot menționa: încălzirea rapidă a încăperii; acoperirea vârfurilor de sarcină în perioada cu temperaturi exterioare scăzute; folosirea oricărui tip de combustibil etc.

Ca dezavantaje se pot semnala: lipsa acumulării de căldură, alimentare practic continuă cu combustibil, temperatură ridicată a suprafețelor exterioare ale sobelor (inconfort și pericol de incendiu).

Sobele metalice sunt prefabricate și ele se execută într-o gamă variată, diferențiate doar de natura combustibilului folosit. Ele sunt dotate cu dispozitive cu acțiune manuală sau automată pentru ardere și reglare, realizând randamente termice de peste 70 %.

4.1.3.1 Sobe metalice pentru combustibil solid

Sunt executate cu tablă din oțel căptușită cu cărămidă de șamotă sau din fontă cenușie (fig. 4.1.3). În funcție de evacuarea gazelor de ardere în exterior se construiesc sobe cu tiraj direct (fig. 4.1.3 a) și cu tiraj indirect (fig. 4.1.3 b). Caracteristicile tehnice mai importante ale sobelor metalice sunt prezentate în figura 4.1.4: randamentul variază între 70 și 80 %;

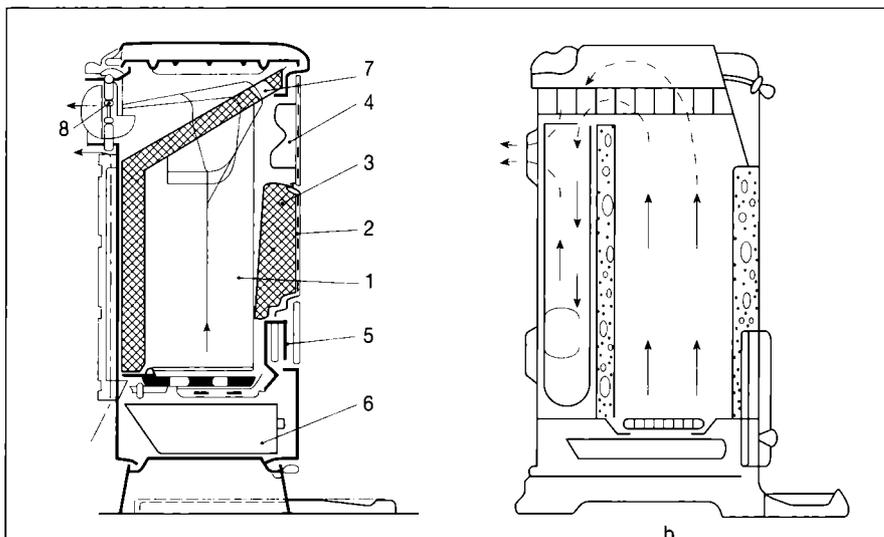


Fig. 4.1.3. Sobe metalice pentru combustibil solid:

a - cu tiraj direct; b - cu tiraj indirect;

1 - focar; 2 - perete metalic; 3 - căptușeală din cărămidă refractară; 4 - ușă acces combustibil; 5 - orificiu pentru aer necesar arderii; 6 - cenușar; 7 - canale pentru evacuarea gazelor de ardere; 8 - racord la coș.

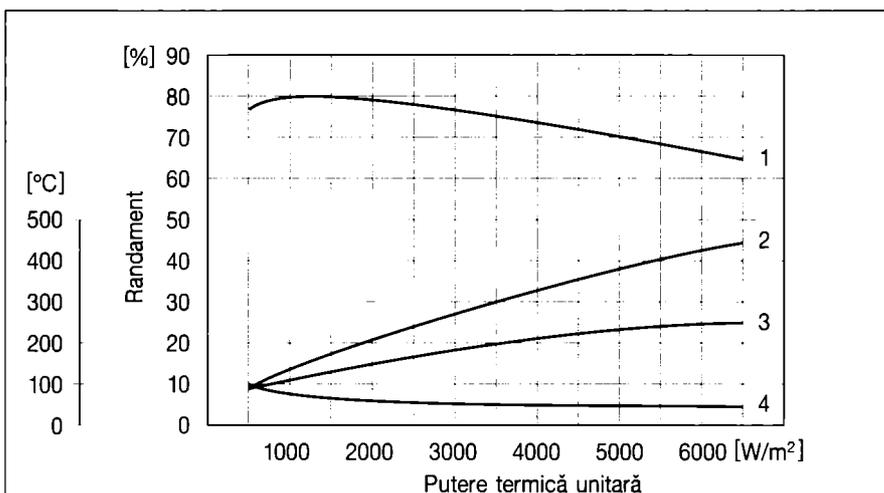


Fig. 4.1.4. Caracteristicile termice ale sobei metalice cu combustibil solid:

1 - randament; 2 - temperatura gazelor de ardere; 3 - căldura sensibilă pierdută cu gazele de ardere; 4 - pierderi prin gazele de ardere.

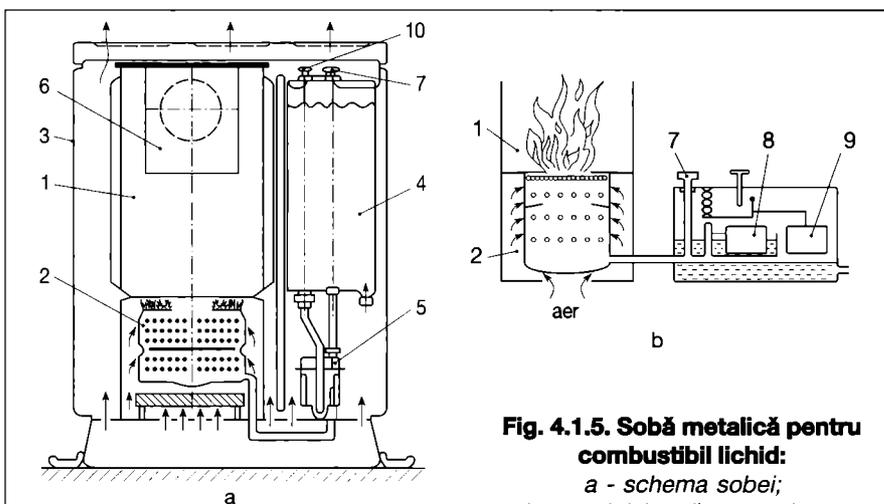


Fig. 4.1.5. Sobă metalică pentru combustibil lichid:

a - schema sobei;

b - cuplajul arzător-regulator;

1 - focar; 2 - arzător; 3 - carcasă metalică; 4 - rezervor de combustibil; 5 - regulator; 6 - racord la coș; 7 - robinet; 8 - plutitor pentru nivel constant; 9 - plutitor cu siguranță; 10 - robinet de închidere.

puterea termică unitară este cuprinsă între 1000 și 6000 W/m²; temperatura suprafețelor laterale variază între 100 și 300 °C.

4.1.3.2 Sobă metalice pentru combustibil lichid

Sunt executate în exclusivitate din metal și reprezintă avantajul că pot funcționa continuu fără realimentare cu combustibil sau reaprinderea focului o perioadă destul de lungă de timp (12...48 h) în funcție de necesarul de căldură.

O sobă metalică (fig. 4.1.5) se compune dintr-o carcasă metalică emailată prevăzută cu orificii pentru circulația aerului, care are în interior un focar de formă cilindrică executată tot din tablă și prevăzută la partea inferioară cu un arzător cu vaporizare. Tot în interiorul carcasei se găsește și rezervorul de combustibil. Alimentarea arzătorului cu combustibil se realizează cu un regulator cu nivel constant, care are și rolul de element de siguranță. Reglarea se poate face în trepte, la puteri cuprinse între 1/5 și 1/1 din puterea nominală. Puterea termică poate atinge valori de 6500 W la un consum de 0,8 l/h.

Se execută în foarte multe modele, totul depinzând de fabricant. În figura 4.1.6 este prezentată o sobă metalică executată de firma GAMA din Franța. Tipul SM16-70 are o putere termică cuprinsă între 1800 și 8000 W și o capacitate a rezervorului de combustibil de circa 13 l; tipul SM 30-100 este mai mare, are o putere termică cuprinsă între 3500 și 12000 W și o capacitate a rezervorului de combustibil de 18 l.

4.1.3.3 Aparate de încălzire cu gaze

Au o construcție specială, sunt estetice și se execută într-o gamă foarte va-

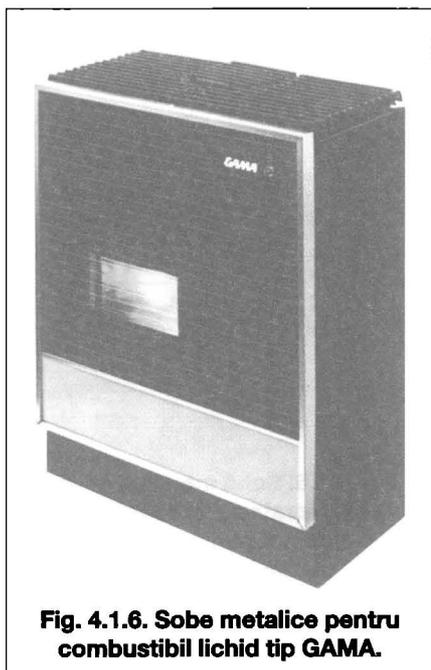


Fig. 4.1.6. Sobă metalice pentru combustibil lichid tip GAMA.

riată, având forme cât mai diferite.

Un aparat de încălzire cu gaze (fig. 4.1.7) se compune dintr-un focar amplasat la partea inferioară, împreună cu arzătorul în formă de tub prevăzută cu duze. Pe traseul gazelor de ardere spre coșul de fum este prevăzută o șicană cu rol de antirefulare. Evacuarea gazelor de ardere se poate face direct la coș sau prin intermediul unor canale metalice circulare, direct în exterior.

Firma SYSTEMA S.p. A din Italia execută aparate de încălzire cu gaze (fig. 4.1.8a), denumite convectorradiatoare etanșe cu gaze cu tiraj forțat sau natural într-o gamă foarte variată. Echipamentele funcționează cu combustibilul gazos (metan sau GPL). Combustia are loc într-o cameră de ardere etanșă; aerul necesar arderii este preluat din exteriorul încăperii, prin intermediul unei tubulaturi speciale, iar gazele de ardere sunt evacuate în exterior prin intermediul unei tubulaturi coaxiale cu cea pentru admisia aerului. Fiind echipamente etanșe, aceste convectorradiatoare pot fi instalate în încăperi fără guri de ventilare. Se execută pentru puteri termice cuprinse între 2.5...13.3 kW. Aprinderea este electronică iar evacuarea gazelor de ardere se face natural sau forțat cu ventilator.

În afară de convectorradiatoare care

asigură numai încălzirea, firma SYSTEMA S.p.a execută aparate care pe lângă încălzire asigură și răcirea aerului. Caracteristicile tehnice ale acestor aparate sunt aceleași cu cele utilizate pentru încălzire. Ciclul frigorific este un transfer direct de căldură utilizând freon R22 cuprinzând un vaporizator intern și un condensator extern, caracterizate printr-un consum redus de energie electrică. Un simplu comutator, realizează trecerea între funcțiile de încălzire și răcire. Puterea termică pentru încălzire este cuprinsă între 7,2...13,3 kW, iar pentru răcire între 4,0...7,5 kW. Consumul de energie electrică este de 110...175 kWh.

Firma LAMPART BUDAFOK din Ungaria execută de asemenea convectorradiatoare cu gaze, cu puteri termice cuprinse între 2...6 kW cu posibilitatea de racordare directă la coș (fig. 4.1.8b) sau cu racordare la perete. (fig.4.1.8.c). În varianta cu racordare la coș, aerul necesar arderii este luat de încăperea unde este montat aparatul (focar deschis). În varianta, cu racordare la perete, aparatul ia aerul necesar arderii prin intermediul instalației de perete + tubulatura specială coaxială din atmosferă, iar gazele de ardere se elimină prin aceeași instalație în exterior.

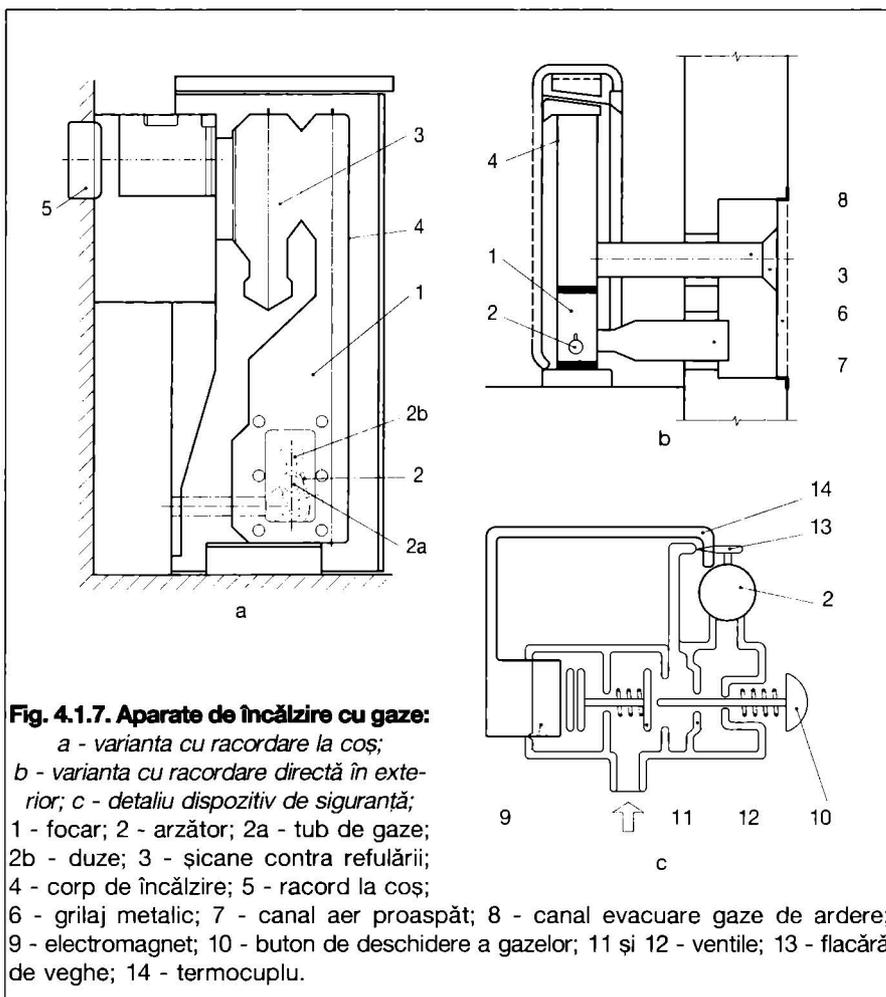


Fig. 4.1.7. Aparate de încălzire cu gaze:

a - varianta cu racordare la coș;

b - varianta cu racordare directă în exterior;

c - detaliu dispozitiv de siguranță;

1 - focar; 2 - arzător; 2a - tub de gaze;

2b - duze; 3 - șicană contra refulării;

4 - corp de încălzire; 5 - racord la coș;

6 - grilaj metalic; 7 - canal aer proaspăt; 8 - canal evacuare gaze de ardere;

9 - electromagnet; 10 - buton de deschidere a gazelor; 11 și 12 - ventilă;

13 - flacără de veghe; 14 - termocuplu.

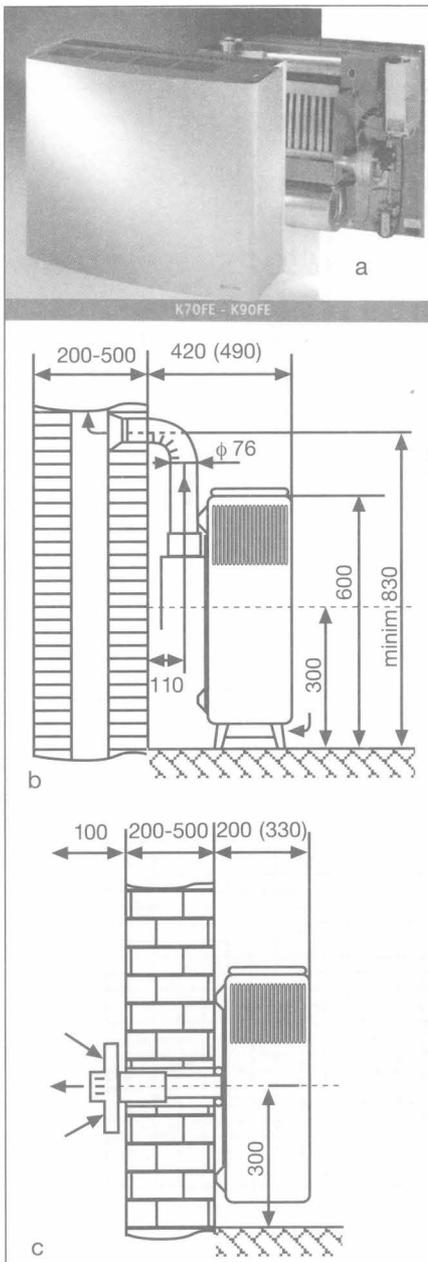


Fig. 4.1.8 Aparate de încălzire cu gaze.

a - modelul SYSTEMA cu tiraj forțat;
 b - model LAMPART BUDAFOK cu tiraj natural cu racordare la coș;
 c - model LAMPART BUDAFOK cu tiraj natural cu racordare la perete.

4.1.4. Sobe de construcție specială (șemineuri)

Șemineurile sunt sobe cu foc deschis-cu vatră, racordate la coșuri de fum în legătură directă cu exteriorul (fig. 4.1.9).

Acest mod de încălzire este folosit ca un foc de agrement. Transmisia căldurii se realizează în cea mai mare parte prin radiație. Randamentul este destul de scăzut 20...30 %.

În prezent se construiesc șemineuri cu grătarul din fier, cu posibilități de reglare a aerului necesar arderii, cu colectarea cenușii într-un vas special și

chiar cu posibilități de recuperare a căldurii din gazele de ardere (fig. 4.1.9b)

Puterea termică unitară variază între 3500 și 4500 W/m² de suprafață deschisă de șemineu. Combustibilul folosit este, în general, lemnul. Viteza curenților de aer în secțiunea deschisă este 0,2 m/s, iar conținutul de CO₂ în gazele de ardere este de 1...2 %.

4.1.5. Elemente de calcul

4.1.5.1 Pierderile de căldură

Calculul necesarului de căldură la clădirile încălzite cu sobe se poate face fie în conformitate cu SR 1907 sau cu o relație mai simplă dată în STAS 3607,

$$\Phi = (1 + c) \cdot V \cdot \sum_{i=1}^n q_i \quad [W] \quad (4.1.1)$$

în care:

q_i - este pierderea specifică de căldură prin elementul de construcții [W/m²];

V - este volumul încăperii [m³];

c - este coeficientul de corecție al pierderilor de căldură prin transmisie [%].

Pierderea specifică de căldură q_i se determină cu ajutorul diagramelor din figurile: 4.1.10...4.1.13 pentru patru zone de temperaturi exterioare θ_e , stabilite pe teritoriul țării noastre.

Diagramele cuprind în abscisă lungimile L [m] calculat astfel:

- pentru pereții exteriori, ferestre și uși, raportul dintre volumul V al încăperii și suprafața A_{ei} a elementului de construcție considerat:

$$L = V / A_{ei} \quad [m] \quad (4.1.2 a)$$

- pentru pardoseală și tavan, înălțimea încăperii

$$L = h \quad [m] \quad (4.1.2 b)$$

În ordonată se citește pierderea specifică q_i în funcție de tipul elementului de construcții. Coeficientul de corecție c depinde de felul expunerii clădirii în raport cu vântul, astfel:

- pentru clădiri expuse acțiunii vântului: $c = 0,40$;
- pentru clădiri adăpostite: $c = 0,25$.

4.1.5.2 Calculul și alegerea sobelor

Alegerea sobelor se face în funcție de importanța clădirii și gradul de confort din încăperi, astfel:

- la clădirile de locuit și la cele similare acestora, care necesită un grad de confort ridicat și în același timp un consum redus de combustibil, se recomandă sobele cu acumulare de căldură (sobe de teracotă).

Suprafața utilă A de încălzire a sobelor cu acumulare de căldură se face în ipoteza folosirii a 2 focuri în 24 h, pentru realizarea unor temperaturi interioare de 18...20 °C la temperaturi exterioare minime, care pot fi depășite timp de maximum 20 % din durata perioadei de încălzire.

$$A = (1 + m) \cdot \Phi / q_s \quad [m^2] \quad (4.1.3)$$

în care:

q_s - fluxul termic unitar cedat de sobă [W/m²];

m - coeficient de majorare ($m = 0,3...0,5$), a cărui valoare se alege în funcție de elementele ornamentale ale sobei care nu cedează căldură.

Pentru stabilirea dimensiunilor constructive ale sobei (numărul de rânduri de plăci și numărul de plăci pe un rând) se pot utiliza indicațiile din tabelul 4.1.1.

- la clădirile cu un grad de confort mai redus, precum și la cele care se încălzesc temporar, se pot utiliza sobe

Tabelul 4.1.1 Caracteristicile constructive ale sobei de teracotă cu suprafața utilă A

Numărul de plăci		Numărul plăcilor în înălțime (fără soclu și cupolă)								
		Înălțimea sobei (inclusiv soclu și cupola) [m]								
R	B	L	5	6	7	8	9	10	11	12
			1,47	1,71	1,95	2,19	2,43	2,67	2,91	3,15
			Suprafața utilă de încălzire (A) [m ²]							
8	1 1/2	2 1/2	2,03	2,45	2,93	3,35	3,77	-	-	-
9	1 1/2	3	2,31	3,26	3,20	3,80	4,27	-	-	-
2	2 1/2	2 1/2								
10	1 1/2	3 1/2	2,58	3,11	3,64	4,23	4,76	5,29	-	-
	2	3								
11	1 1/2	4	2,85	3,43	3,90	4,67	5,25	5,84	-	-
	2	3 1/2								
12	2	4	3,16	3,78	4,42	5,16	5,78	6,42	7,06	-
	2 1/2	3 1/2								
13	2	4 1/2	3,41	4,12	4,81	5,60	6,30	6,98	7,66	-
	2 1/2	4								
14	2	5	3,72	4,45	5,19	6,06	6,80	7,53	8,28	9,02
	2 1/2	4 1/2								
15	2 1/2	5	4,02	4,81	5,60	6,55	7,34	8,13	8,92	9,71
16	2 1/2	5 1/2	4,21	5,06	6,00	6,92	7,76	8,61	9,45	10,13
17	2 1/2	6	4,59	5,48	6,38	7,46	8,36	9,25	10,15	11,05

Obs.: R=Într-un rând; B=În adâncime; L=Pe lățime;

Se recomandă întrebuintarea sobelor corespunzătoare datelor încadrate în chenar.

fără acumulare de căldură.

Dimensionarea acestor sobe constă în general, în alegerea tipului de sobă, regimul ei de funcționare fiind practic continuu. Aceasta înseamnă că fluxul termic cedat de sobă trebuie să acopere pierderile de căldură ale încăperii.

4.1.5.3 Dimensiunile coșului de fum

La alegerea tipului de coș, a dimensiunilor lui, precum și a numărului de sobe ce se pot racorda la el, este necesar să se țină seama de: tipul și poziția sobei, natura combustibilului folosit, regimul de funcționare a sobelor etc.

Tabelul 4.1.2. Dimensiunile minime ale secțiunii coșului de fum la sobe

A_u [m ²]	A_{sc} a x b [cm x cm]
<4	13 x 13
4...5	13 x 19
5...7	19 x 19
>7,5	19 x 26

A_u =Suprafața utilă de încălzire a sobelor;
 A_{sc} =Dimensiunile secțiunii coșului.

Dimensiunile minime ale secțiunii sobe sunt indicate în tabelul 4.1.2. coșului de fum pentru diverse tipuri de

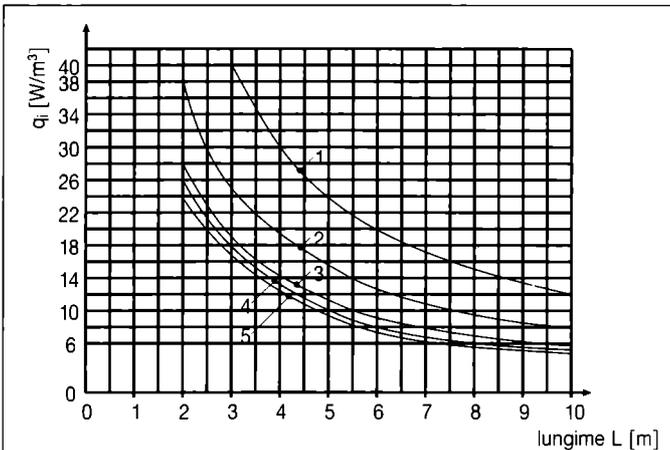
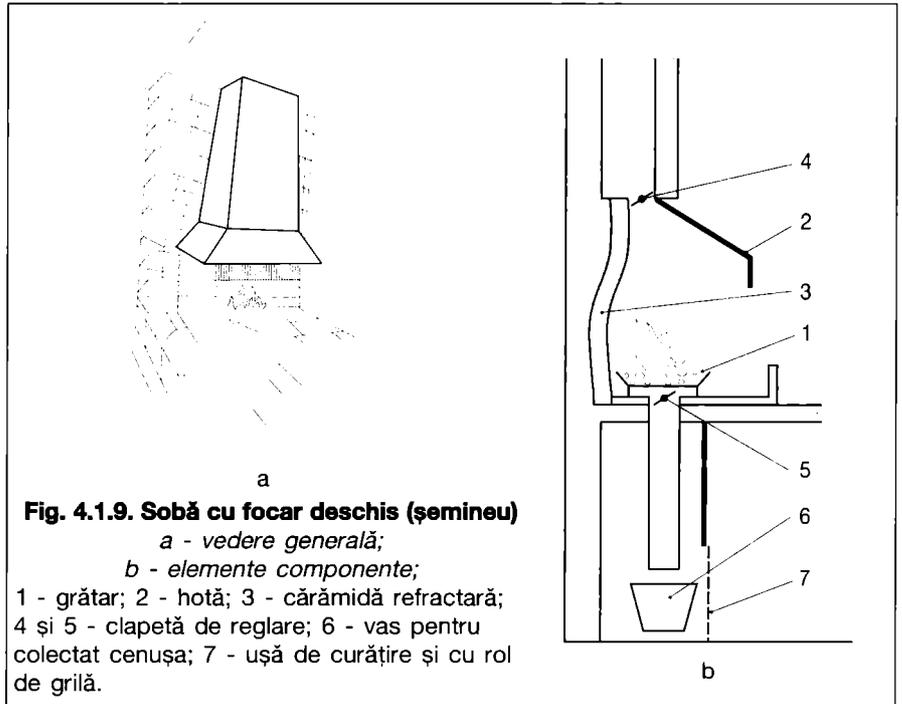


Fig. 4.1.10. Pierderile specifice de căldură q_f pentru $\theta_e = -12^\circ\text{C}$: 1 - fereastră simplă; 2 - terasă; 3 - tavan spre pod sau fereastră dublă; 4 - pardoseală; 5 - perete exterior.

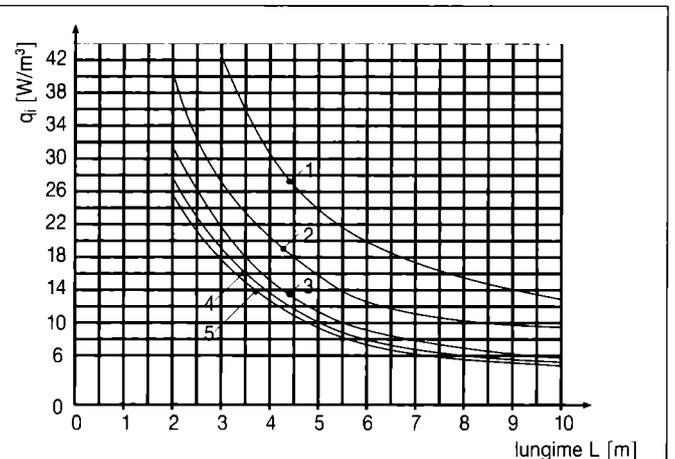


Fig. 4.1.11. Pierderile specifice de căldură q_f pentru $\theta_e = -15^\circ\text{C}$: 1...5 - vezi fig. 4.1.10.

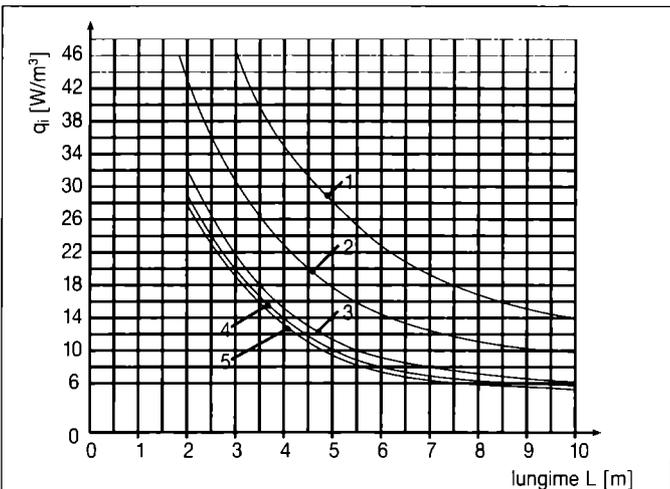


Fig. 4.1.12. Pierderile specifice de căldură q_f pentru $\theta_e = -18^\circ\text{C}$: 1...5 - vezi fig. 4.1.10.

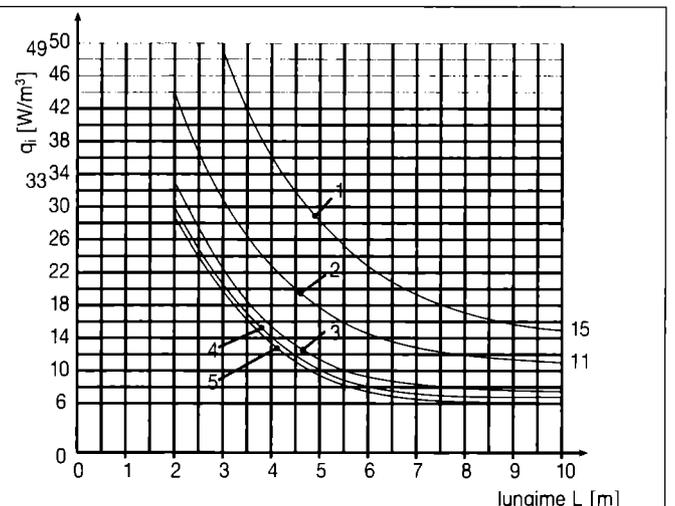


Fig. 4.1.13. Pierderile specifice de căldură q_f pentru $\theta_e = -21^\circ\text{C}$: 1...5 - vezi fig. 4.1.10.

4.2. Încălzirea cu apă caldă și fierbinte

4.2.1. Clasificarea sistemelor de încălzire cu apă caldă

Se utilizează drept agent termic apa caldă cu temperatura maximă de 95 °C. Agentul termic își mărește potențialul termic în cazan, preluând o parte din energia termică cedată de combustibilul ars, iar printr-o rețea închisă de conducte, transferă energia termică acumulată, spațiului ce urmează a fi încălzit, utilizând suprafețe de încălzire.

Sistemele de încălzire cu apă caldă se clasifică în funcție de particularitățile de alcătuire sau funcționare astfel:

- temperatura agentului termic la ieșirea din cazan:
 - instalații cu apă caldă, de medie temperatură, cu temperatura de regim până la 95 °C;
 - instalații de apă caldă de joasă temperatură, cu temperatura de regim până la 65 °C.
- modul de circulație a apei calde în rețeaua de distribuție a agentului termic:
 - instalații cu circulație naturală, cunoscute și sub denumirea de „termosifon“ sau gravitaționale;
 - instalații cu circulație forțată.
- numărul conductelor de distribuție a agentului termic:
 - instalație cu două conducte (instalații bitub);
 - instalații cu o singură conductă (instalații monotub).
- schema de asigurare sau a legăturii cu atmosfera:
 - instalații deschise, asigurate cu sisteme de asigurare cu vase de expansiune deschise;
 - instalații închise, asigurate cu sisteme de asigurare cu vase de expansiune închise.
- modul de amplasare a conductelor de distribuție:
 - cu distribuție inferioară;
 - cu distribuție superioară.
- soluția de alcătuire a rețelei de distribuție:
 - rețele arborescente;
 - rețele radiale;
 - rețele inelare.
- gradul de răspuns la condițiile de stabilitate termică și hidraulică:
 - instalații cu reglare termo-hidraulică locală;
 - instalații cu reglare termo-hidraulică centrală;
 - instalații cu gestiune globală a energiei.
- componenta transmisiei de căldură în spațiul încălzit:
 - cu suprafețe convective (static sau dinamic);
 - cu suprafețe convecto-radiative;

- cu suprafețe radiative.
- Caracteristicile principale ale sistemelor de încălzire cu apă caldă sunt următoarele:
- asigură condițiile de confort datorită temperaturii scăzute a suprafețelor corpurilor de încălzire;
 - permit reglarea centrală sau locală, calitativă și cantitativă, a debitelor de agent termic cedate spațiilor încălzite;
 - asigură siguranța în exploatare și întreținere;
 - durată medie de viață, datorită învelișului de corosiune redus;
 - inerție termică mare, vizavi de alte sisteme de încălzire;
 - pericol de îngheț, în cazul absenței unui sistem de protecție cu conductoare de însoțire sau a inhibitorilor contra înghețului;
 - costuri de investiție mai mari în raport cu alte sisteme.

4.2.2. Criterii privind alegerea sistemului de încălzire

Alegerea sistemului de încălzire aferent unei clădiri sau unui grup de clădiri se face în corelație cu confortul termic ce trebuie asigurat și gradul de dotare tehnică pentru care există disponibilitatea financiară a beneficiarului.

Opțiunea se face în funcție de disponibilitățile financiare ale beneficiarului și se adoptă o soluție eficientă sub aspectul confortului termic, în concordanță cu normele de gestiune eficientă a energiei și în limitele impuse de protecția mediului înconjurător.

Stabilirea unor criterii de alegere, se face luând în considerare destinația clădirilor:

- de locuit (individuale sau colective);
- social-culturale, care sunt individuale, în sensul apartenenței proprietății și exploatarei, sau colective, în ipoteza închirierii spațiilor diferitelor societăți;
- industriale, care au spații destinate personalului auxiliar, precum și spații de producție.

În cadrul sistemelor de distribuție se apreciază ca importante: distribuția în plan orizontal sau vertical și numărul de conducte, precum și materialul din care sunt confecționate rețelele de distribuție: conducte din oțel, cupru sau materiale termoplastice.

Dotările tehnice reprezintă o categorie importantă a schemei adoptate, deoarece trebuie să răspundă unui minimum tehnic determinat de funcționalitatea instalației și de disponibilitățile financiare ale investitorului. Se au în vedere niveluri minime de dotare cum ar fi: contorizarea energiei termice consumate; reglările hidraulice necesare asigurării

Tabelul 4.2.1 Modalități de alcătuire a instalațiilor de încălzire cu apă caldă

Destinația clădirii		Sistem de distribuție			Dotări tehnice									
		În plan orizontal	În plan vertical	Număr conducte	Circulație		Contorizare		Reglare					
					N	F	L	C	Hidraulică		Termică		Gestiune	
L	C	L	C	L	C	L	C	L	C					
Locuințe	Individuale	Radială inelară perimetrală	inferioară superioară	monotub bitub	X	X	X		X		X		X	
	Colective	inelară arborescentă	inferioară	monotub bitub		X		X	X	X	X	X		X
Social culturale	Individuale	inelară arborescentă	inferioară	monotub bitub		X	X		X		X		X	
	Colective	inelară arborescentă	inferioară	monotub bitub		X	X	X	X	X	X	X		X
Industriale	Anexe sociale	inelară arborescentă	inferioară superioară	monotub bitub		X	X		X		X		X	X
	Spații productive	inelară arborescentă	inferioară superioară	bitub		X	X		X		X			X

Obs. N - naturală; F - forțată; L - locală; C - centrală.

stabilității hidraulice a sistemului; reglările termice (locale-L sau centrale-C) concepute să asigure un minimum de gestiune a energiei termice; gestiunea automată a energiei termice în concordanță cu cerințele moderne de exploatare ecologică a instalațiilor de încălzire

O imagine globală a posibilităților de alegere a unui sistem de încălzire centrală cu apă caldă este prezentată în tabelul 4.2.1., față de care se pot face următoarele recomandări:

- sistemele de distribuție se concep, în acord cu particularitatea arhitecturală a fiecărei clădiri, a duratei de exploatare a conductelor și echipamentelor alese;
- dotările tehnice se aleg astfel încât să realizeze în primul rând nivelul de funcționare economică și să permită progresiv atașarea unor componente care să asigure o gestiune eficientă a instalației.

4.2.3. Instalații de încălzire cu circulație naturală

Constituie începutul încălzirii centrale, pentru zilele noastre și în mod particular pentru țara noastră, pot fi considerate încă utilizabile în zonele izolate, lipsite de energie electrică pentru alimentarea unor componente de modernizare. Argumentul care a impus părăsirea în timp a acestora l-a constituit presiunea disponibilă mică pentru vehicularea agentului termic, care conduce la diametre relativ mari pentru rețeaua de distribuție și de aici costuri mai ridicate ale lor în raport cu cele moderne.

Aceste instalații, cunoscute curent sub denumirea „prin termosifon” sau „prin gravitație” se utilizează la clădiri de locuit, individuale sau colective, puțin dezvoltate pe orizontală și în mai mare măsură pe verticală.

Sunt caracterizate prin:

- amplasarea sursei de agent termic în aceeași clădire cu consumatorii de energie termică;
- circulația agentului termic se realizează datorită presiunii termice;

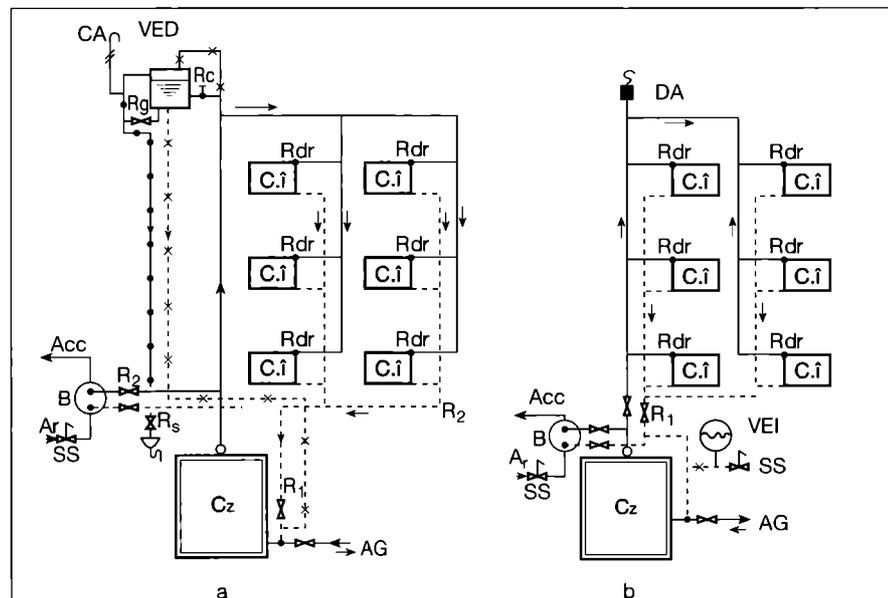


Fig. 4.2.1. Instalații de încălzire bitub cu distribuție superioară și circulație naturală:

a - instalație cu VED; b - instalație cu VEI;

Cz - cazan; B - schimbător de căldură; C.î - corp de încălzire; VED - vas de expansiune deschis; VEI - vas de expansiune închis; DA - ventil automat de dezaerisire; SS - supapă de siguranță; Acc - apă caldă de consum; Ar - apă rece; Rs - robinet de semnalizare; Rdr - robinet cu dublă reglare; AG - alimentare și golire; R1, R2 - robinete; CA - conductă de dezaerisire; Rc - robinet pentru circulație; Rg - robinet de golire.

— conductă de ducere; — — conductă de întoarcere; -x-x- conductă siguranță întoarcere; —x- conductă siguranță ducere; —•— conductă de semnalizare.

- rețeaua de distribuție a agentului termic are diametre relativ mari, necesitând configurații cu rezistențe locale minime.

În funcție de particularitățile constructive și arhitecturale ale clădirii, se pot realiza instalații monotub sau bitub cu distribuție inferioară, superioară sau mixtă.

4.2.3.1 Instalații bitub cu distribuție superioară

Distribuția superioară (fig. 4.2.1.) se adoptă în condițiile în care clădirea, nu dispune de un subsol tehnic, care să permită montarea conductelor de distribuție a agentului termic cu pantă continuă către coloanele de alimentare a corpurilor de încălzire.

Soluția adoptată este cu conducta de ducere montată la partea superioară, cea de întoarcere fiind montată la nivelul pardoselii sau sub aceasta.

Varianta cu ambele conducte de distribuție la partea superioară prezintă dezavantajul circulației greoaie a apei în conducte.

Varianta numai cu conducta de ducere la partea superioară prezintă avantajul unei circulații mai active a apei în conducte deoarece la presiunea termică realizată prin răcirea apei în corpurile de încălzire, se adaugă și cea produsă prin răcirea apei în coloane atât pe conducta de ducere cât și pe cea de întoarcere.

Varianta cu vas de expansiune deschis VED (fig. 4.2.1a) este utilizată la majoritatea clădirilor prevăzute cu pod. Vasul de expansiune se poate monta pe pardoseala podului, de preferat în apropierea coșului de fum (în cazul că acesta există), luându-se măsurile corespunzătoare de izolare termică.

Varianta cu vas de expansiune închis VEI (fig. 4.2.1b), permite montarea acestuia într-un spațiu adiacent cazanului, dezaerisirea putându-se face prin dispozitive automate de dezaerisire amplasate în zona superioară a instalației.

Prepararea apei calde de consum se asigură în ambele cazuri cu schimbătoare de căldură alese și poziționate co-

respunzător pentru a permite circulația agentului termic primar pe baza presiunii termice. Pentru cazul unor subsoluri cu înălțime mică apa caldă de consum se poate prepara local la fiecare consumator, sau centralizat utilizând alte surse de încălzire.

Reglarea necesară asigurării stabilității hidraulice se obține prin prereglarea robinetelor cu dublă reglare care preiau diferențele de presiune neacoperite rezultate din calculul rețelei de distribuție. Contorzarea se face numai la nivelul consumului de combustibil, deoarece pe circuit agent termic ridică probleme de pierderi de sarcină care nu pot fi acoperite de presiunea termică disponibilă. În condițiile utilizării echipamentelor moderne există posibilitatea reabilitării termice a instalațiilor vechi, unde în locul VED se prevede un VEI.

4.2.3.2 Instalații bitub cu distribuție inferioară

Distribuția inferioară se adoptă pentru clădirile care dispun de subsol tehnic corespunzător amplasării sursei de agent termic pentru încălzirea clădirii și preparării apei calde de consum, precum și a conductelor de distribuție a agentului termic cu pantă necesară către coloanele de alimentare a corpurilor de încălzire.

Se poate realiza în două variante de echipare (fig. 4.2.2) diferențiate prin sistemul de asigurare, de preparare a apei calde de consum și a modului de dezaerisire.

Și în acest caz, prepararea apei calde de consum poate fi analizată în funcție de combustibilul utilizat, cu posibilitate de preparare locală sau centrală. În cazul din urmă, dacă înălțimea subsolului tehnic nu permite asigurarea înălțimii minime pentru obținerea presiunii termice necesară circulației agentului termic prin schimbătoarele de căldură, se pot utiliza alte surse independente.

Varianta din fig. 4.2.2a necesită spațiu corespunzător pentru amplasarea vasului de expansiune deschis, care poate fi poziționat în podul clădirii, dacă acesta există, sau în zona superioară a instalației (casa scării) dacă spațiul permite. În plan vertical, pe lângă spațiile necesare coloanelor de agent termic, sunt asigurate și cele necesare amplasării conductelor de siguranță și de preaplin de la VED.

Varianta din fig. 4.2.2b cu VEI și dispozitive automate de dezaerisire, prezintă avantajul eliberării plafonului ultimului etaj de rețeaua de dezaerisire și a podului de spațiul necesar amplasării vasului de expansiune. Instalația devine mai elastică, fără a influența buna funcționare.

Amplasarea sursei de căldură și a sistemului de asigurare la nivelul subsolului, facilitează o mai bună exploatare a instalației.

Ca și în cazul precedent, stabilitatea hidraulică se asigură printr-o bună dimensionare a rețelei orizontale și verticale de distribuție, la care se adaugă aportul robinetelor cu dublă reglare (care preiau excedentul de presiune)

4.2.3.3 Instalații monotub

Caracteristica importantă a acestui sistem constă în aceea că distribuția agentului termic se poate face în zona superioară, colectarea în zona inferioară, iar coloanele sunt realizate numai cu o singură conductă.

Comparativ cu sistemul bitub și distribuție superioară, diferențele apar numai la alcătuirea coloanelor și la modalitatea de racord a corpurilor de încălzire la acestea.

Instalațiile monotub pot fi realizate în mai multe variante dintre care unele sunt prezentate în fig. 4.2.3.

Cele două variante au corpuri de încălzire numai pe o parte sau ambele părți.

În cazul variantelor din fig. 4.2.3 coloanele „a” și „d”, apa se răcește succesiv în corpurile de încălzire, căderea de temperatură totală între ducere și întoarcere fiind de 20 K, repartizată neuniform între corpurile de încălzire. Rezultă că, temperatura apei de alimentare este cu atât mai scăzută cu cât numărul corpurilor de încălzire înseriate este mai mare. Aceasta duce la necesitatea mării suprafețelor de încălzire cu cât acestea sunt mai jos plasate. Alt dezavantaj îl prezintă faptul că nu se pot prevedea robinete de reglare la fiecare corp de încălzire, acestea putând opri circulația pe coloană.

Unele îmbunătățiri ale acestui sistem sunt aduse prin introducerea conductelor de scurtcircuitare a corpurilor de încălzire, putându-se astfel asigura o alimentare cu agent termic de temperatură mai ridicată, care se obține prin amestecul apei din coloană cu cea de la corpul de încălzire precedent. Scurtcircuitarea corpurilor de încălzire se poate realiza ca în

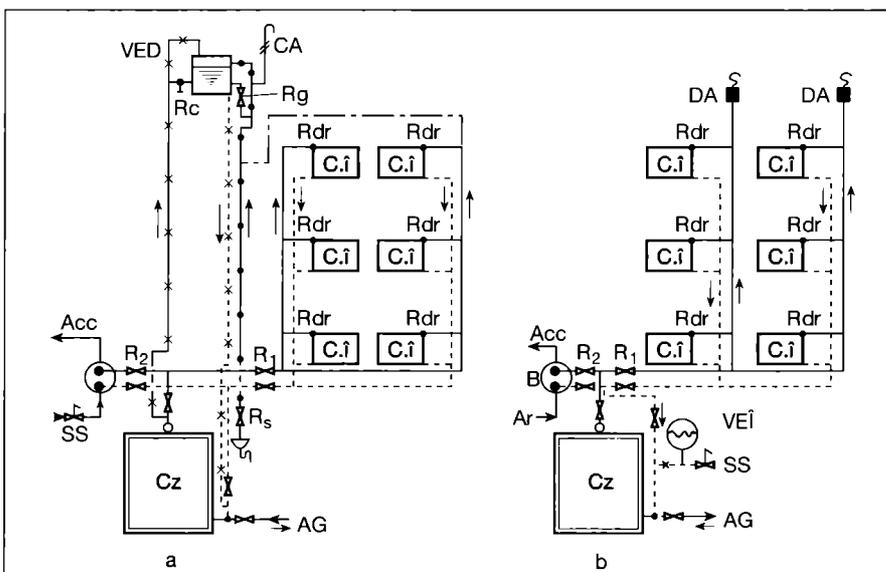


Fig. 4.2.2. Instalație de încălzire bitub cu distribuție inferioară și circulație naturală

a - instalație cu VED; b - instalație cu VEI

Acc, AG, Ar, CA, Cî, Cz, DA, Rc, Rs, Rdr, Rg, R1, R2, SS - din fig. 4.2.1; B - schimbător de căldură; VED - vas de expansiune deschis; VEI - vas de expansiune închis.

— conductă de ducere; --- conductă de întoarcere;
 -x-x- conductă siguranță întoarcere; —x— conductă siguranță ducere;
 —•— conductă de semnalizare

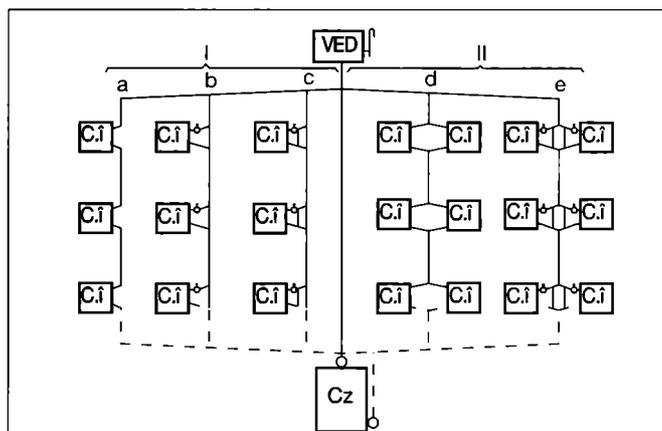


Fig. 4.2.3. Instalație de încălzire monotub cu circulație naturală:

I - racordare unilaterală; II - racordare bilaterală;
 a și d - alimentare în serie; b - alimentare cu conductă de ocolire realizată axial cu coloana; c și e - alimentare cu conductă de ocolire dezaxată; Cz - cazan; C.i - corp de încălzire; VED - vas de expansiune deschis.

fig. 4.2.3, variantele coloanelor „b”, „c” și „e”.

La aceste instalații, consumul de metal în conducte este mai redus decât la cele bitub, în schimb crește consumul de metal aferent corpurilor de încălzire.

4.2.4. Instalații de încălzire cu circulație forțată

Particularitatea principală a acestor sisteme, față de cele cu circulație naturală, constă în faptul că circulația agentului termic se realizează cu una sau mai multe pompe, montate pe conducta de ducere sau întoarcere, la care se dau și aportul presiunii termice. Aceste instalații pot fi adoptate pentru toate categoriile de clădiri, indiferent de desfășurarea lor în plan sau pe verticală. Chiar dacă devin dependente de energia electrică necesară acționării pompelor, economiile

realizate datorită micșorării diametrelor conductelor le fac competitive și cu cea mai largă aplicabilitate.

4.2.4.1 Instalații de încălzire cu distribuție individuală

Sistemul este destinat cu precădere clădirilor de locuit și celor publice (terțiare) care au activități individuale. Elementul de consum al acestor două categorii de clădiri constă în necesitatea funcționării independente pentru fiecare destinație, de unde decurg și particularitățile în dotarea tehnică.

În alcătuirea acestor instalații se disting două componente importante:

- primară, care include sursa de agent termic cu rețeaua orizontală și verticală de distribuție a acestuia, până la accesul în apartament sau la unitatea individualizată;
- secundară, în care sunt incluse circuitele de distribuție a agentului termic în cadrul apartamentului sau al unității individualizate, inclusiv corpurile de încălzire.

Legătura dintre cele două componente este făcută de un modul termohidraulic (MTH), care permite reglarea, contorizarea și distribuția agentului termic. Modulul termohidraulic,

reprezintă legătura dintre circuitul primar și cel secundar, numit uneori buclă de apartament sau buclă secundară.

Sistemele de încălzire individuală centralizată pot fi realizate în mai multe variante, acestea depinzând de echiparea MTH sau modul de alcătuire a buclei secundare.

Referitor la modul de echipare al MTH, sistemele de încălzire individuală centralizată pot fi alcătuite în două variante:

- a) cu echipament pentru prepararea comună a apei calde de consum, cunoscute și sub denumirea de modul „Satelit“; (§ 4.2.5)
- b) fără echipament pentru prepararea comună a apei calde de consum.

După modul de alcătuire al MTH, se pot distinge variantele cu racordare:

- directă (MTH1)
- cu distribuitor-colector (MTH2)
- cu butelie de egalizare a presiunii (MTH3)
- cu butelie de egalizare a presiunii și distribuitor-colector (MTH4)

Referitor la distribuția agentului termic la nivelul apartamentului sau unității individualizate, soluțiile adoptate sunt:

- rețea bitub cu distribuție radială, perimetrală sau inelară;
- rețea monotub cu distribuție perimetrală sau inelară.

Alcătuirea sistemelor de încălzire, prezintă avantajele următoare:

- independența funcțională a buclor de apartament sau a unității individualizate;
- izolarea unei bucle cu butelie de egalizare a presiunii (BEP), în raport cu sistemul global, fără a perturba stabilitatea hidraulică a buclor în funcțiune;
- reglarea termohidraulică individuală a buclor, răspunzând cerințelor de ordin material sau de confort;
- contorizarea energiei termice la nivelul buclor;
- gestiunea consumurilor de energie termică în acord cu cerințele de control și exploatare moderne.

Sistemul bitub asigură o stabilitate hidraulică mai bună în timp ce sistemul monotub poate fi considerat mai economic, în condiții de eficiență egale.

Cele două sisteme, analizate în mai multe variante de alcătuire, sunt prezentate în fig. 4.2.4 pentru distribuția bitub și 4.2.5 pentru distribuția monotub.

Specific acestor variante este faptul că poziționarea conductelor de distribuție se face la nivelul plintei sau sub pardoseală, utilizând rețele de tip radial, perimetral sau mixt, precum și posibilitatea realizării unor coloane de scară pentru ducere și întoarcere, de la care se poate realiza racordarea succesivă a apartamentelor sau spațiilor în proprietate unică.

Compatibilitatea dintre aceste sisteme de distribuție și variantele de alcătuire a buclor de alimentare este prezentată în fig. 4.2.4. Se remarcă faptul că soluțiile de alimentare dotate cu distribuție și colectare centralizată prezintă cea

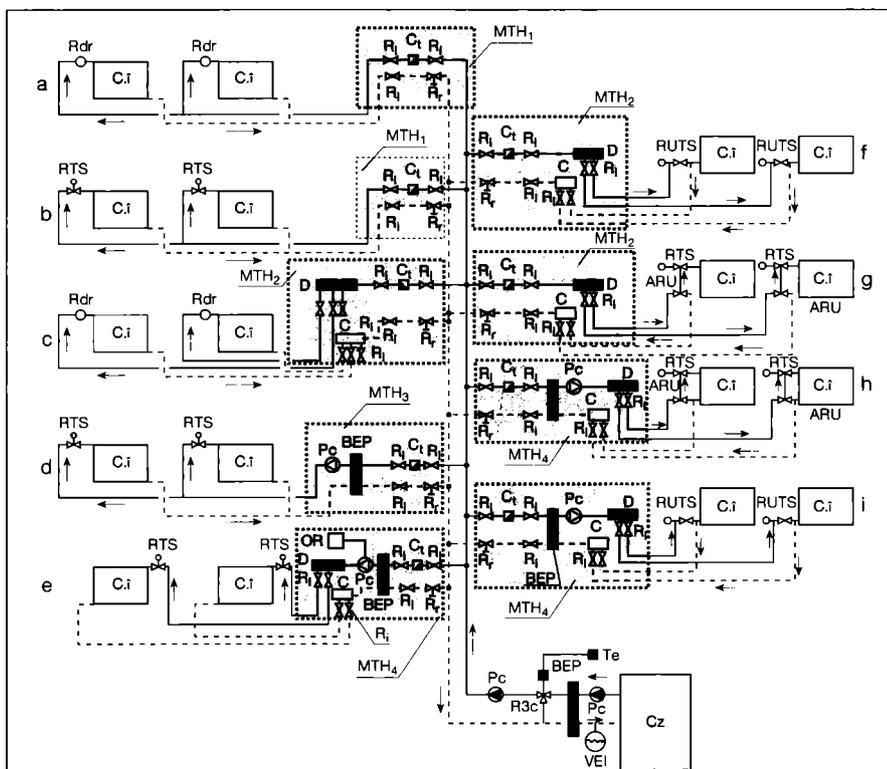


Fig. 4.2.4. Scheme de instalații de încălzire cu distribuție individuală în sistem bitub:

a - cu robinete individuale cu dublă reglare; b - cu robinete termostactice individuale; c - cu distribuție și colectare centralizată și robinete individuale cu dublă reglare; d - cu butelie pentru egalizarea presiunilor și robinete termostactice individuale; e - cu butelie pentru egalizarea presiunilor; distribuție și colectare centralizată cu robinete termostactice individuale și comandă și reglare diferențiată; f - cu distribuție și colectare centralizată; robinet cu 4 căi pentru unică racordare și reglare termostactică de capăt; g - cu distribuție și colectare centralizată, armături pentru racordare unică și reglare termostactică superioară; h - cu butelie pentru egalizarea presiunilor; distribuție și colectare centralizată cu armături pentru racordare unică și reglare termostactică superioară; i - cu butelie pentru egalizarea presiunilor; distribuție și colectare centralizată, robinete cu 4 căi pentru unică racordare și reglare termostactică de capăt;

Ci; Cz; Rdr; Ri; Rr; VEI - au semnificația din fig. 4.2.1; RTS - robinet termostatic; BEP - butelie pentru egalizarea presiunilor; D - distribuitor; C - colector; Ct - contor; Pc - pompă de circulație; ARU - armătură pentru racordare unică; RUTS - robinet cu 4 căi pentru racordarea unică și reglare termostactică de capăt; OR - ansamblu de comandă și reglare diferențiată; R3C - robinet cu 3 căi; MTH₁ - modul termohidraulic cu racordare directă; MTH₂ - modul termohidraulic cu D-C; MTH₃ - modul termohidraulic cu BEP; MTH₄ - modul termohidraulic cu BEP și D-C; Te - termostat exterior.

mai mare elasticitate în funcționare, cu posibilități de a realiza mai multe variante de alcătuire.

Adoptarea unor variante de distribuție se face în funcție de:

- amplasarea în plan a corpurilor de încălzire;
- libertatea de montare a conductelor de distribuție, fără a afecta elementele de rezistență;
- accesibilitatea la traseele importante în caz de necesitate;
- trasee economice în acord cu cerințele funcționale și arhitecturale locale.

O componentă importantă, comună celor două grupe de distribuție o constituie contorizarea individuală, care se poate realiza în interiorul sau exteriorul spațiului deservit de instalația interioară

4.2.4.1.1 Instalații bitub

Schemele grupate în fig. 4.2.4. reunesc echipamente ce pot participa la alcătuirea unor scheme bitub. Fiecare variantă prezentată se poate aplica întregii clădiri. Întrucât variantele se diferențiază prin funcționalitate, nivel de dotare și gestiunea simplă sau complexă a energiei termice, nu este exclusă posibilitatea racordării la aceeași coloană a mai multor variante dar cu condiția analizării compatibilității funcționării în ansamblu.

Sursa de energie termică se consideră comună, echipată cu unul sau mai multe cazane. Parametrii agentului termic se stabilesc printr-o reglare calitativă centrală, în funcție de temperatura exterioară sau condițiile din interior.

Separarea hidraulică a circuitului cazanului de cel al rețelei de distribuție, prin prevederea unei BEP, asigură o elasticitate funcțională fără a influența consumatorii.

Rezultă necesitatea prevederii unor dispozitive sau armături de echilibrare hidraulică a rețelei orizontale.

Elementele comune variantelor prezentate sunt:

- contorizarea consumului de energie termică la nivelul fiecărei bucle de distribuție, montarea contorului de energie termică putându-se face pe conducta de ducere sau pe cea de întoarcere, este de dorit ca bucla de contorizare să poată fi amplasată la nivelul de distribuție, în casa scării, permițând accesul comod al serviciului de exploatare;
- prevederea unor robinete de concesionare pe conducta de ducere, cu acces din nișa contorului, care să permită oprirea voluntară a furnizării energiei termice;
- prevederea unor robinete sau armături de echilibrare hidraulică a buclei de distribuție în raport cu coloana de alimentare, cu condiția ca accesul la aceasta să fie permis personalului de specialitate;
- prevederea unor robinete de închidere a buclelor de alimentare pentru izolarea buclei în caz de avarie în aval;
- analizarea posibilității de golire rapidă a buclei de alimentare în caz de avarie sau în vederea părăsirii pe termen lung a spațiului deservit.

Variantele de alcătuire a buclelor de alimentare prezentate în fig. 4.2.4. se pot aplica în funcție de particularitățile locale constructive ale spațiului ce urmează a fi încălzit.

Se consideră ca soluții optime patru categorii de rețele de distribuție: de plintă, radială, liniară și mixtă.

După modul de racordare la coloanele și criteriile funcționale buclele de alimentare cu energie termică se pot realiza astfel:

- *racordare directă* (fig. 4.2.4 a și b); schemele de alimentare se realizează cu distribuție liniară și prezintă următoarele particularități termohidraulice:

- presiune disponibilă mare în punctul de racord datorită traseului lung (racord-corp de încălzire);
- echilibrarea hidraulică a buclelor în raport cu coloana se realizează cu ajutorul robinetului de reglare;
- echilibrarea hidraulică a fiecărui corp de încălzire se realizează local prin robinete cu dublă reglare;

- echilibrarea termohidraulică locală în funcție de necesități se obține cu robinetele termostactice (fig. 4.2.4b);

- *racordarea cu distribuitor-colector* (fig. 4.2.4 c, f și g); schemele de alimentare se realizează cu distribuție de plintă radială sau mixtă și prezintă următoarele particularități termohidraulice:

- echilibrarea hidraulică a buclelor în raport cu coloana se realizează cu ajutorul robinetului de reglare;
- echilibrarea hidraulică a fiecărui corp de încălzire se realizează cu robinetele cu dublă reglare;
- echilibrarea hidraulică între ramurile de distribuție se realizează cu ajutorul robinetelor de reglare prevăzute la distribuitor-colector;
- echilibrarea termohidraulică la fiecare corp de încălzire se realizează cu armăturile de racordare unică și robinetele termostactice (fig. 4.2.4g);

- *racordarea cu butelie de egalizare a presiunii* (fig. 4.2.4d); în general, schemele de alimentare sunt cu distribuție liniară și prezintă ca particularități termohidraulice:

- independența hidraulică față de regimul hidraulic al coloanei;
- echilibrarea termohidraulică a fiecărui corp de încălzire cu robinete termostactice;
- circulația agentului termic în bucla de alimentare este asigurată de o pompă de conductă;

- *racordarea cu butelie de egalizare a presiunilor și distribuitor-colector* (fig. 4.2.4e, h și i), în care schemele de alimentare se realizează cu distribuție de plintă, radială sau mixtă și prezintă următoarele particularități termohidraulice:

- independența hidraulică față de regimul hidraulic al coloanei;
- echilibrarea hidraulică între ramurile de distribuție se realizează cu ajutorul robinetelor de reglare prevăzute la distribuitor-colector;
- realizarea unei reglări termohidraulice la fiecare corp de încălzire cu robinetele termostactice (fig. 4.2.4e), cu armături de racordare unică (fig. 4.2.4h), cu robinete termostactice și armături de racordare unică (fig. 4.2.4i);
- posibilitatea reglării zilnice, săptămânale sau chiar sezoniere, precum și comanda de la distanță a funcționării și opririi instalației;
- circulația agentului termic în bucla de alimentare este asigurată cu o pompă de conductă.

4.2.4.1.2 Instalații monotub

Variantele de alcătuire a buclelor de alimentare, precum și racordarea acestora la coloana de distribuție a agentului termic este prevăzută în fig. 4.2.5.

Elementele comune cu instalațiile bitub sunt:

- contorizarea agentului termic se realizează montând contorul pe conducta de ducere sau întoarcere;
- echilibrarea hidraulică a buclei în raport cu coloana;
- izolarea buclei de alimentare de coloană;
- golire rapidă;
- reglare locală termohidraulică;

Avantajul sistemului monotub constă în economia realizată în cadrul rețelei buclei de alimentare, utilizând o singură conductă. Corpurile de încălzire fiind alimentate cu agent termic de temperatură cotinuu descrescătoare, antrenează o majorare progresivă a suprafeței corpurilor de încălzire de la intrare către periferia sistemului.

Alcătuirea rețelei în cadrul buclei de alimentare, se poate face în varianta distribuției de plintă sau linie.

Schemele de alcătuire a instalațiilor pot fi realizate ca și cele bitubulare grupându-le din punct de vedere al modului de racordare la coloane:

- *racordarea directă* (fig. 4.2.5 a, b, c), utilizată în instalații individuale comune din cadrul unei clădiri, are următoarele caracteristici:

- presiunea necesară circulației agentului termic în cadrul buclei este dată de presiunea disponibilă în punctul de racord la coloana de distribuție;
 - echilibrarea hidraulică a buclei de alimentare în raport cu coloana de distribuție se realizează cu robinete de reglare, montate pe conducta de intrare a fiecărei bucle;
- Diferențele între cele trei variante constau în modalitatea de reglare a energiei termice; astfel la:

- *racordarea din fig. 4.2.5 a*, reglarea termo-hidraulică este locală, la nivelul fiecărui corp de încălzire, cu robinete termostactice;
- *racordarea din fig. 4.2.5 b*, reglarea temperaturii agentului termic se realizează centralizat, în raport cu bucla de alimentare, printr-un robinet cu acționare directă, comandat de un termostat de cameră; local, la nivelul fiecărui corp de încălzire, pe conducta de intrare, robinetul sau armătura de reglare montată pe racordul de ieșire din corpul de încălzire, permite reglarea hidraulică în cadrul buclei de alimentare;

- *racordarea din fig. 4.2.5 c* prezintă particularitatea că poate beneficia de reglarea termohidraulică atât local cât și centralizat la nivelul buclei de alimentare; agentul termic poate avea parametri variabili prin reglarea calitativă realizată de robinetul cu 3 căi, acționat de un termostat de cameră; prezența robinetului cu 3 căi în rețea, obligă la prevederea unei pompe de circulație în aval, care să acopere pierderile de sarcină suplimentare datorate acestei montări.

La nivelul fiecărui corp de încălzire, prin armăturile de racordare unică și a robinetelor termostactice se asigură o reglare termohidraulică individuală, în funcție de cerințele energetice locale.

- *racordare cu distribuitor-colector* (fig. 4.2.5 g, h, i, j); schemele de alcătuire a instalațiilor prezintă următoarele particularități comune:

- permite alimentarea mai multor apartamente sau unități cu gestiune unică situate pe același palier;
- necesită presiuni disponibile mici în zona de racord la coloană;
- pierderile de sarcină pe circuitul buclei de alimentare sunt acoperite cu pompe de circulație montate pe fiecare circuit;

- contorizarea consumului de energie termică;
- reglarea termohidraulică la nivelul corpurilor de încălzire în funcție de cerințele energetice locale.

Cele patru scheme sunt diferențiate prin componentele care realizează stabilitatea termohidraulică locală și prin modul de racordare a corpului de încălzire: sus-jos sau jos-jos, astfel la:

- *schema de alimentare* din fig. 4.2.5 g;
- alimentarea corpurilor de încălzire se face în sistemul sus-jos cu racorduri în diagonală;
- stabilitatea termodinamică a corpurilor de încălzire în raport cu conducta de agent termic a buclei de alimentare se realizează prin robinetul termostatic, montat la intrarea agentului termic în corpul de încălzire și a robinetului sau armăturii de reglare de pe racordul de întoarcere.

Cele două componente asigură reglarea locală și individuală a consumului de energie termică solicitat.

- *schema de alimentare* din fig. 4.2.5h:

- alimentarea cu agent termic se face pe la partea inferioară a corpurilor de încălzire, pe aceeași parte, cu circulația agentului termic în corpul de încălzire sus-jos, utilizând armătura pentru racordare unică;
- reglarea consumului de energie termică în acord cu cerințele energiei locale este asigurată prin robinetul termostatic, montat în zona de acces a agentului termic în corpul de încălzire;
- stabilitatea hidraulică a corpului de încălzire, în raport cu conducta de alimentare se realizează cu armătura pentru racordare unică de pe racordul de ieșire a agentului termic.

- *schema de alimentare* din fig. 4.2.5i:
- alimentarea cu agent termic se face în sistem jos-jos pe aceeași parte a corpului de încălzire;

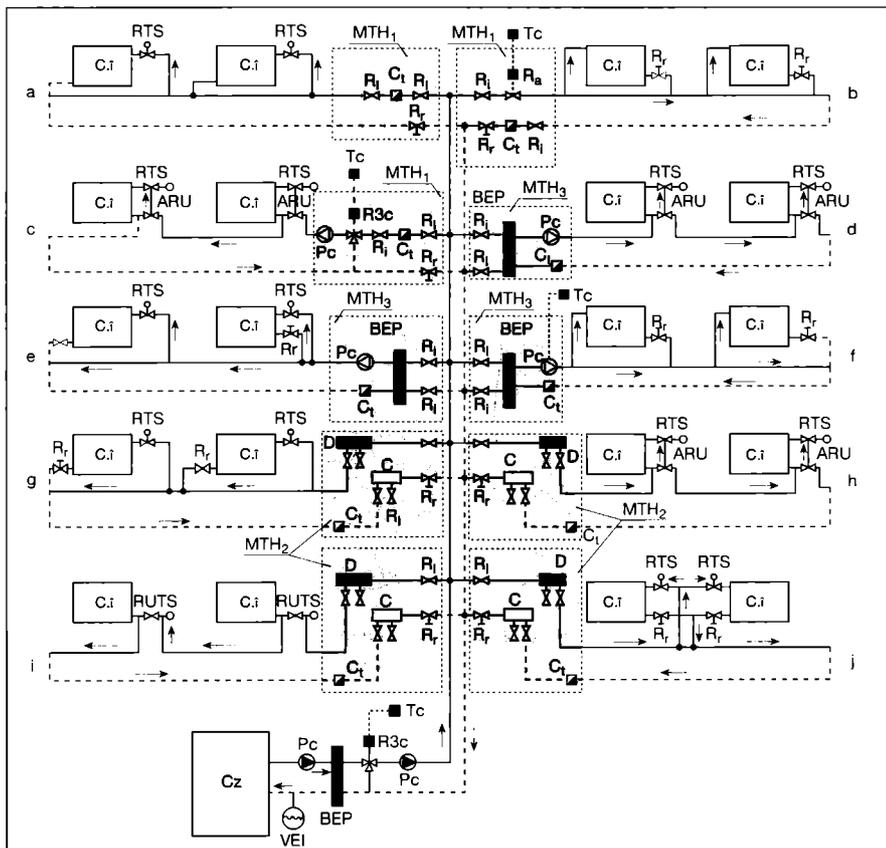


Fig 4.2.5. Scheme de instalații de încălzire cu distribuție a agentului termic în sistem monotub:

a - alimentare sus-jos cu reglare termostatică individuală; b - idem cu reglare centralizată; c - cu armătură de alimentare unică, reglare termostatică superioară și reglare centralizată cu robinet cu 3 căi; d - idem și racordare prin butelie de egalizarea presiunilor; e - alimentare superioară cu reglare termostatică individuală și racordare prin butelie pentru egalizarea presiunilor; f - alimentare superioară cu reglare individuală inferioară și reglare calitativă în funcție de temperatura ambientală și racordarea prin butelie de egalizarea presiunilor; g - cu distribuție și colectare centralizată, reglare termostatică individuală și reglare hidraulică inferioară; h - cu distribuție și colectare centralizată, cu armături inferioare pentru racordare unică și reglare termostatică superioară; i - cu distribuție și colectare centralizată, robinete cu racordare unică și reglare termostatică de capăt; j - cu distribuție și colectare centralizată; racordare comună a 2 corpuri de încălzire și reglare termostatică individuală;

MTH1; MTH2; MTH3; Ci; Ri; Rr; Ct; RTS; BEP; D; C; Pc; ARU; RUTS; Te; R3C; VEI; Cz - au semnificația de la fig. 4.2.4; Tc - termostat interior; Ra - robinet cu acționare directă.

- temperatura medie a corpului de încălzire este în general mai mică comparativ cu sus-jos;
- stabilitatea termohidraulică a fiecărui corp de încălzire se realizează prin armătura cu racordare unică de reglare termostatică de capăt.
- *schema de alimentare* din fig. 4.2.5 j:
 - se face racordarea comună a două corpuri de încălzire alăturate;
 - reglarea hidraulică locală și individuală, se realizează prin robinete termostactice amplasate la intrarea agentului termic în corpul de încălzire și armături de reglare amplasate la ieșirea agentului termic din corpul de încălzire.
- *racordare cu butelie pentru egalizarea presiunilor* (fig. 4.2.5 d, e, f); schemele de distribuție se caracterizează prin:
 - independență față de presiunile disponibile din zona de racord la coloana de distribuție;
 - pierderile de sarcină aferente circuitului buclei de alimentare sunt acoperite de o pompă de circulație, montată în aval de butelia de egalizare;
 - amplasarea conductei de alimentare a corpurilor de încălzire se face la plintă sau perimetral sub pardoseală.

Referitor la modul de localizare a schemelor de alimentare cu agent termic se menționează specificul fiecăreia:

- *schema de alimentare* din fig. 4.2.5 d:
 - racordarea corpurilor de încălzire la conducta de alimentare se face cu armătură pentru racordare unică;
 - racordarea corpului de încălzire se face pe aceeași parte, cu posibilitatea de circulație a agentului termic în interiorul corpului de încălzire după schema sus-jos;
 - echilibrarea hidraulică individuală se realizează prin armătura de racordare unică;
 - reglarea locală și individuală a consumatorilor de energie termică se face cu robinete termostactice.
- *schema de alimentare* din fig. 4.2.5 e:
 - racordarea corpurilor de încălzire se face în varianta sus-jos pe aceeași parte sau în diagonală;
 - echilibrarea hidraulică se face cu robinete sau armături de reglare, montate la ieșirea agentului termic din corpul de încălzire;

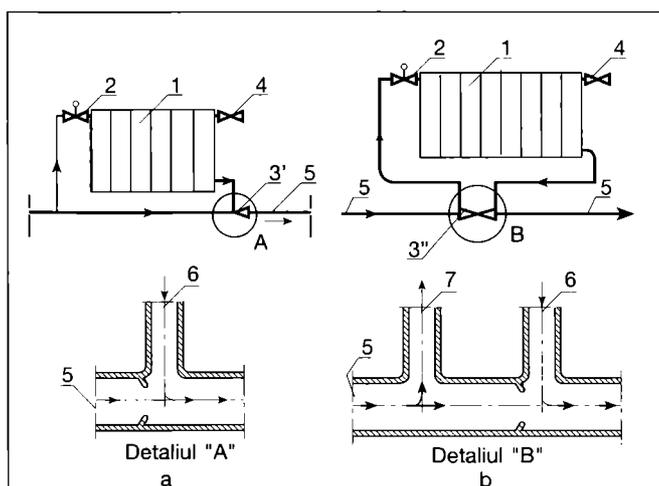


Fig. 4.2.6. Racordarea corpurilor de încălzire cu ejectoare:

- a - racordare sus-jos cu ejector simplu;
- b - racordare sus-jos cu ejector dublu;

A - ejector simplu; B - ejector dublu; 1 - corp de încălzire; 2 robinet termostatic; 3' - ejector simplu; 3'' - ejector dublu; 4 - robinet automat de dezaerisire; 5 - circuit încălzire; 6 - ieșire apă caldă din corpul de încălzire; 7 - intrare apă caldă în corpul de încălzire.

- reglarea locală și individuală a consumatorului de energie termică se face cu robinete termostactice, corespunzător cerințelor energetice locale;
 - *schema de alimentare* din fig. 4.2.5 f:
 - racordarea corpurilor de încălzire la conducta de alimentare se face în varianta sus-jos, în diagonală;
 - echilibrarea hidraulică locală se face cu robinete sau armături de reglare, montate pe racordul de ieșire din corpul de încălzire;
 - reglarea centralizată a consumului de energie termică cu termostatul de cameră care acționează funcționarea în regim de debit variabil a pompei de circulație.
- Instalațiile de încălzire monotub pot utiliza ca armătură de racordare și un ejector.

Ejectorul DIASOL se bazează pe efectul „venturi”, realizând o diferență de presiune între punctele de racordare a corpului de încălzire.

Corpurile de încălzire pot fi alimentate cu agent termic în sistemul sus-jos, cu ejectorul plasat în zona de racordare a întoarcerii la rețeaua monotub (fig. 4.2.6 a), sau printr-un corp de ejector cu racorduri duble (fig. 4.2.6 b).

În ambele variante de racordare, corpul de încălzire este prevăzut cu robinet termostatic, iar pe partea opusă alimentării cu un dispozitiv automat de dezaerisire.

Distanța minimă A (fig. 4.2.7 a) între racordurile de ducere și ejector trebuie să fie de 70 mm pentru ejectoarele cu diametru mai mic de 1^{1/4}" și mai mare sau egală cu diametrul ejectorului în cazul că diametrul este mai mare de 1^{1/4}".

Distanța minimă B între ejector și racordul de ducere pentru următorul circuit derivat, trebuie să fie minimum 150 mm pentru ejectoare cu diametru mai mic de 1^{1/4}", iar pentru

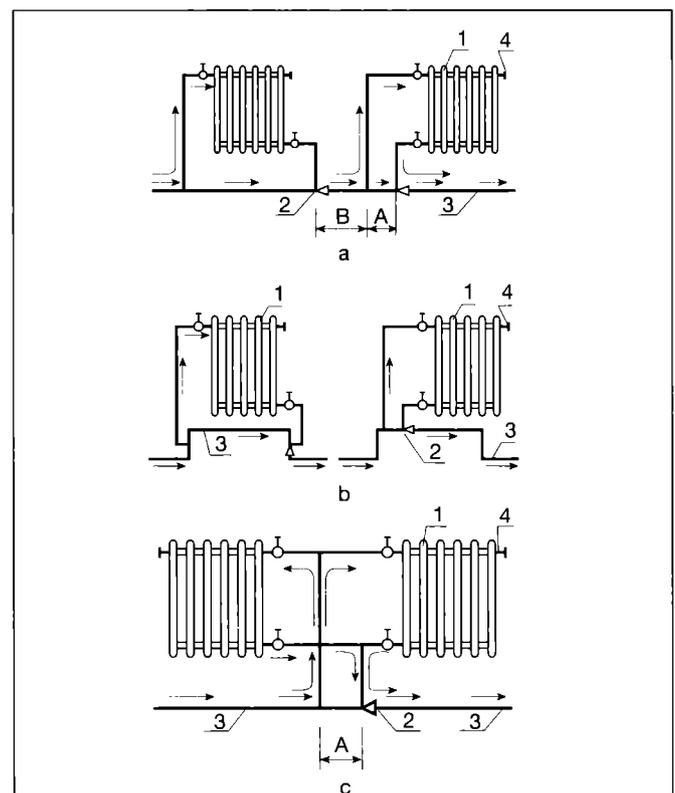


Fig. 4.2.7. Racordarea corpurilor de încălzire cu ejectoare DIASOL:

- a - circuit normal; b - circuit cu rezistențe locale;
- c - circuit cu corpuri de încălzire montate în paralel;
- 1 - corp de încălzire; 2 - ejector DIASOL; 3 - conductă circuit de încălzire; 4 - robinet automat de dezaerisire; A - distanța dintre racordul de ducere și ejector; B - distanța dintre ejector și racordul de ducere.

diametre mai mari, aceeași distanță se majorează la echivalentul a 4 diametre interioare.

Condițiile de distanță sunt recomandate de către furnizorul ejectorului, motivând că în cazul contrar apar scăderi de presiune dinamică influențând negativ repartizarea debitelor de agent termic cu corpurile de încălzire.

Amplasarea unor rezistențe locale (coturi, curbe) în apropierea ejectorului (fig. 4.2.7 b) și a conductelor de racord ale corpului de încălzire nu produce anomalii funcționale, presiunea dinamică putând fi asigurată.

Racordarea în paralel (fig. 4.2.7 c) nu este recomandată decât în cazuri excepționale, soluția generând atât scăderi de presiune cât și căderi mari de temperatură în corpurile de încălzire.

Corpurile de încălzire sunt prevăzute cu dispozitive automate de dezaerisire, plasate în zonele de acumulare a aerului.

4.2.4.2 Instalații de încălzire cu distribuție centralizată

Aceste instalații prezintă următoarele particularități:

- sursa de agent termic este unică pentru întreaga clădire;
- contorizarea consumului de energie termică se face pentru întreaga clădire;
- racordarea corpurilor de încălzire se face la coloane comune;
- distribuția agentului termic la coloane, se realizează

printr-o rețea cu două conducte amplasate la partea inferioară sau superioară a clădirii.

Instalațiile se grupează în trei categorii:

- instalații bitub cu echilibrare hidraulică prin robinete cu dublă reglare și asigurare cu vas de expansiune deschis;
- instalații bitub cu echilibrare termohidraulică locală și asigurare cu vas de expansiune închis.
- instalații monotub cu echilibrarea termohidraulică locală și asigurare cu vas de expansiune închis.

Sursa de agent termic poate fi amplasată la subsol, parter sau la un nivel tehnic situat la partea superioară a clădirii.

4.2.4.2.1 Sisteme bitub clasice

Instalațiile de încălzire se execută cu distribuție inferioară (fig. 4.2.8 a) sau superioară (fig. 4.2.8 b). Ambele variante au componente sau funcționalități comune și prezintă particularitățile următoare:

- asigurarea cu vas de expansiune deschis, amplasat în zona superioară a instalației, la o cotă corespunzătoare poziției pompei de circulație în instalație (§ 5.3)
- dezaerisirea instalației cu vase de dezaerisire, prevăzute corespunzător zonelor de evacuare sau acumulare a aerului, racordate sau nu la rețele generale de conducte pentru dezaerisire;
- asigurarea stabilității hidraulice a rețelei de alimentare cu agent termic, la nivelul coloanelor utilizând teuri de reglare;

• racordarea corpurilor de încălzire uni - sau bilateral în raport cu coloana, cu circulația agentului termic sus-jos, pe aceeași parte sau în diagonală;

- golirea locală sau centralizată a instalației;
- amplasarea sursei de agent termic în zona inferioară a instalației, la subsol sau parter; nu poate fi exclusă adoptarea schemei de alcătuire pentru o variantă de amplasare a sursei de agent termic la partea superioară a instalației, dacă rațiuni tehnico-economice justifică soluția.

Dezaerisirea conductelor cu înălțime mai mică decât cele adiacente se soluționează prin racordarea în sac a conductei de dezaerisire, la coloana cea mai apropiată (col. 4 din fig. 4.2.8 a).

Distribuția inferioară a agentului termic (fig. 4.2.8 a) se adoptă în cazul existenței subsolului tehnic, cu înălțime convenabilă montării și exploatării instalației. În cazuri bine justificate, această distribuție poate fi amplasată la parterul clădirii sub pardoseală, prevăzând accesul la conductele de distribuție.

Distribuția superioară prezentată în fig. 4.2.8 b oferă posibilitatea de amplasare a conductelor de distribuție la partea superioară (coloanele 4 și 5) sau mixt (coloanele 1, 2, 3) cu conducta de ducere la partea superioară și cea de întoarcere la partea inferioară.

Adoptarea uneia dintre variante se face în funcție de spațiile oferite de clădire.

4.2.4.2.2 Sisteme bitub moderne

Creșterea gradului de confort a spațiilor încălzite și gestionarea economică a energiei termice, se poate obține modi-

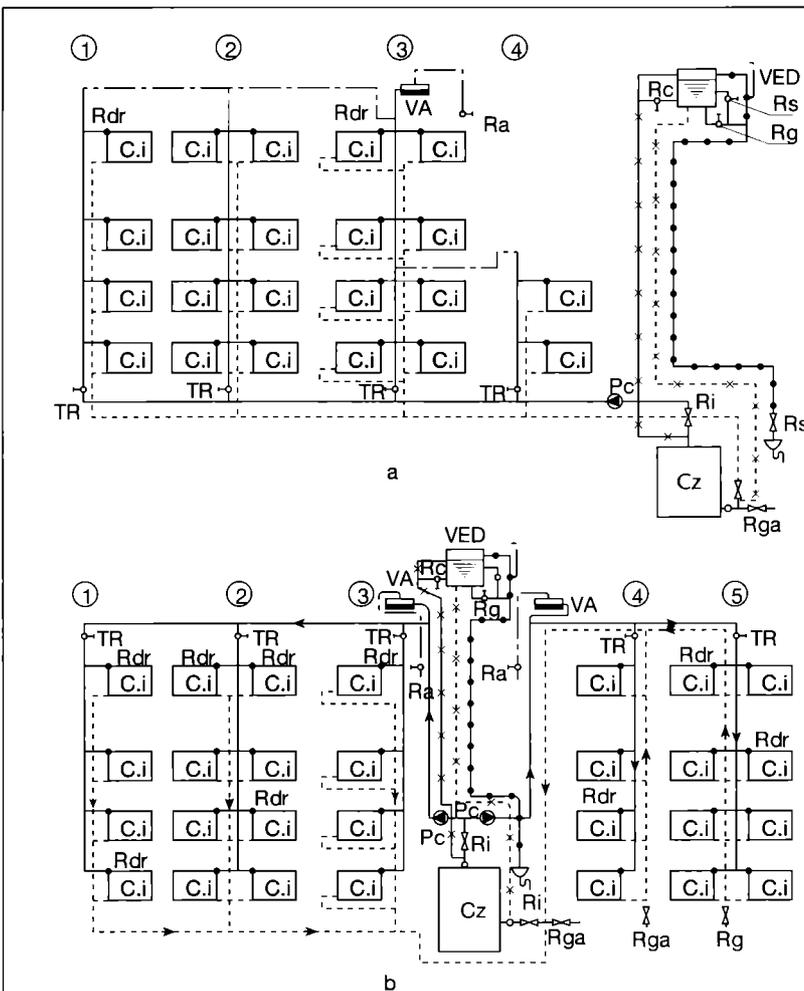


Fig 4.2.8. Scheme de instalații de încălzire bitub clasice cu circulație prin pompare:

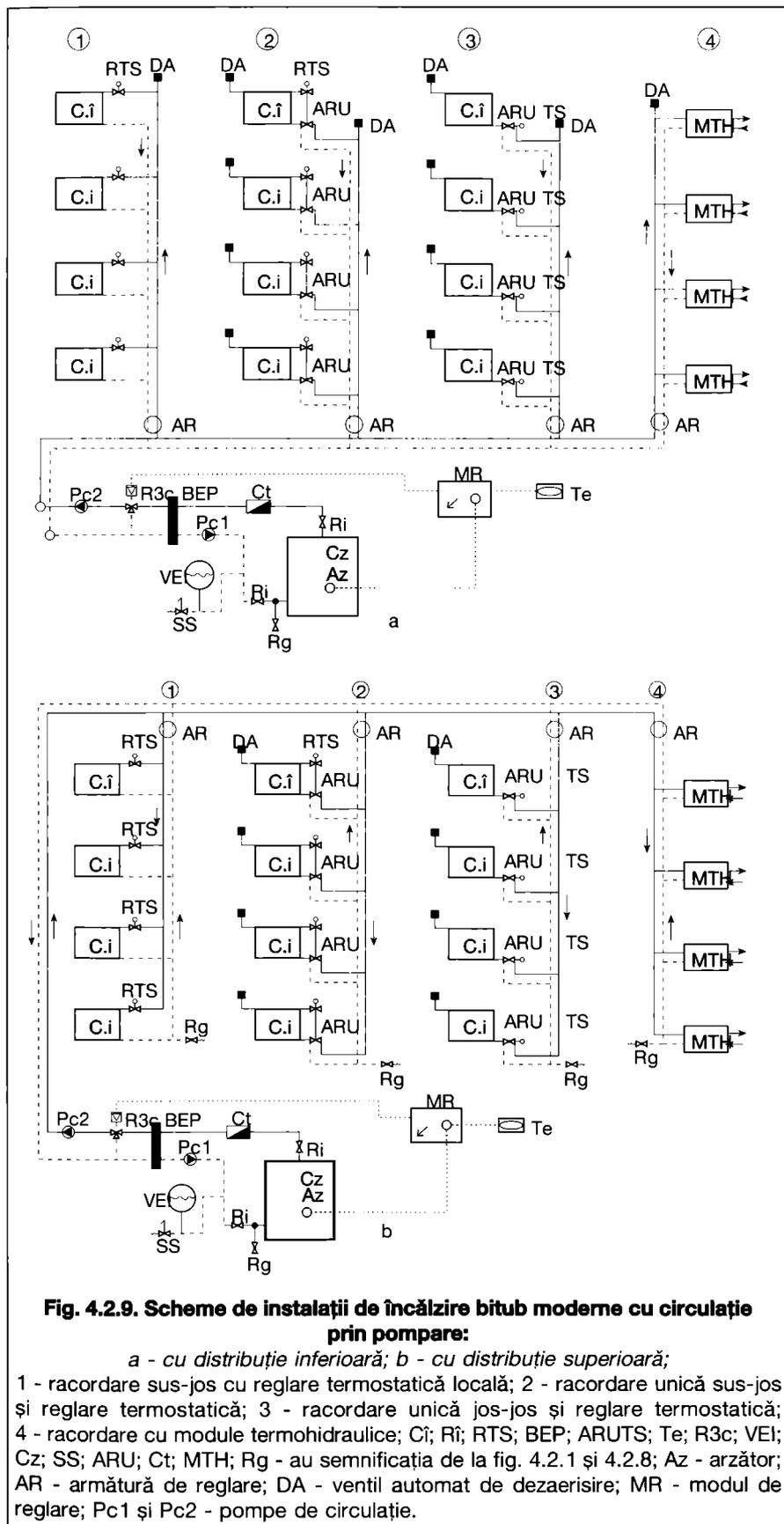
a - cu distribuție inferioară; b - cu distribuție superioară;

Ri; Pc; C_i; Cz; Rc; Rs; Rg; Rdr; VED - au semnificația de la fig. 4.2.1 și 4.2.4; TR - teu de reglare; VA - vas de dezaerisire; Ra - robinet pentru dezaerisire; Rga - robinet pentru umplere -golire; 1, 2, 3, 4 și 5 coloane; CD - conductă de dezaerisire.

ficând nivelul de dotare tehnică a instalațiilor de încălzire.

Pentru a răspunde acestor exigențe în fig. 4.2.9 sunt propuse două variante de alimentare cu agent termic a coloanelor:

- cu rețea de distribuție inferioară (fig. 4.2.9 a) și sursa de agent termic amplasată la subsol sau la parter;
- cu rețea de distribuție superioară (fig. 4.2.9 b) și sursa



de agent amplasată în zona inferioară a instalației.

Opțiunea pentru una din variantele de distribuție se face analizând condițiile locale, arhitecturale și de rezistență oferite de clădire.

Ca variante de racordare a corpurilor de încălzire la coloane, aceasta se poate face cu:

1. robinete termostactice montate pe racordul de ducere al corpului de încălzire;
2. armătură de racordare unică și robinet termostatic la intrarea agentului termic în corpul de încălzire;
3. armătură de racordare unică și robinet termostatic înglobat, cu accesul agentului termic jos la partea inferioară;
4. distribuție orizontală a agentului termic în spațiul încălzit și racordare prin module termohidraulice.

În alcătuirea unei instalații de încălzire dintr-o clădire se recomandă utilizarea uneia din variantele de racordare (1, 2, 3 sau 4) și numai în cazuri justificate, pe baza analizei de compatibilitate termohidraulică se pot realiza și scheme mixte. Sursa de agent termic propusă este facultativă, aceasta depinzând de sursa de energie termică. În alcătuirea schemei optime de organizare-alcătuire a sursei termice se au în vedere variantele prezentate în cap. 5.3. „Centrale termice cu apă caldă”.

Schemele prezentate au elementele comune care se referă la funcțiunile sistemului sau al unor componente:

- asigură stabilitate termohidraulică locală, realizată prin robinete termostactice;
- realizează dezaerisirea locală sau centrală cu dispozitive automate de dezaerisire;
- permite reducerea coloanelor de alimentare în cazul utilizării modulelor termohidraulice de racordare;
- permite echilibrarea hidraulică a coloanelor, prin armăturile de reglare, prevăzute la baza acestora;
- corpurile de încălzire pot fi racordate uni - sau bilateral în raport cu coloana, cu racordarea pe aceeași parte a corpului de încălzire;
- în funcție de sursa de agent termic, permite gestionarea economică a energiei termice, asigurând reglarea calitativă în funcție de temperatura exterioară și locală în funcție de solicitarea termică momentanee etc.
- în funcție de nivelul de gestiune acceptat se poate asigura funcționarea în regimuri diferite (zilnic, săptămânal etc.) cu comandă de la distanță.

Fiecare variantă poate asigura confortul termic în funcție de componentele utilizate:

- circulația agentului termic sus-jos, reglarea termohidraulică fiind obținută numai prin robinetul termostatic. În caz de necesitate, la ieșirea agentului termic din corpul de încălzire se poate prevedea o armătură suplimentară de reglare hidraulică.

- reglarea termohidraulică completă prin robinetul termostatic amplasat la intrarea agentului termic în corpul de încălzire și a armăturii de racordare unică la ieșire, menținând circulația agentului termic sus-jos;
- reglarea termohidraulică completă la nivelul corpului de încălzire, micșorând temperatura medie a acestuia.
- o distribuție orizontală la nivel de etaj, cu preluarea avantajelor conferite de utilizarea modulelor termohidraulice (§ 4.2.4.1.1).

4.2.4.2.3 Scheme monotub moderne

Caracteristica principală a sistemului constă în faptul că alimentarea corpurilor de încălzire se realizează de la o singură conductă.

În alcătuirea schemelor prezentate în figura 4.2.10, sunt utilizate variantele de racordare menționate și la sistemul bitub (§ 4.2.4.2.2).

Există posibilitatea realizării mai multor variante de alimentare cu agent termic a coloanelor folosind rețea de alimentare: inferioară, superioară, mixtă.

Opțiunea pentru una din variantele menționate mai sus este dependentă de clădirea pentru care se proiectează instalația de încălzire. Ca și în cazul instalațiilor bitub, la elaborarea schemei unei astfel de instalații, se are în vedere o singură variantă de racordare a corpurilor de încălzire la o coloană de alimentare, fără însă a exclude combinații între variante.

Funcțional, variantele prezentate, au următoarele caracteristici comune:

- reglare termohidraulică capabilă să asigure energia termică în funcție de solicitarea energiei locale;
- dezaerisire locală și generală cu dispozitive automate de dezaerisire;
- adaptare ușoară la regimuri hidraulice variabile, atât la nivel de coloană cât și la nivel de rețea de distribuție;
- stabilitate hidraulică obținută cu armăturile de reglare prevăzute la nivelul coloanelor;
- în funcție de sursa de agent termic, se poate realiza gestiunea economică a energiei termice printr-o reglare calitativă centrală și cu comandă de la distanță.

Caracteristicile diverselor variante, sunt comune cu cele prezentate anterior (§ 4.2.4.1.2.)

Avantajele sistemului constau în reducerea lungimii rețelelor de alimentare, posibilitatea de prefabricare și reducerea numărului de goluri prin planșee.

La alcătuirea acestor scheme se au în vedere avantajele menționate la § 4.2.4.1 referitoare la utilizarea componentelor moderne de gestiune, reglare și distribuție.

4.2.5. Descrierea și montarea modulelor termohidraulice MTH

Din schemele de alcătuire a instalațiilor (fig. 4.2.4. și 4.2.5.) rezultă că între conductele principale de distribuție a agentului termic (conducte primare) și cele ce alimentează consumatorii (conducte secundare), se interpun componente care asigură compatibilitatea hidraulică a celor două grupe de rețele și funcționalitatea lor. Aceste componente sunt grupate într-o nișă și poartă denumirea de modul termohidraulic (MTH).

Cutia nișei are forme și dimensiuni diferite, acestea depinzând de gabaritul

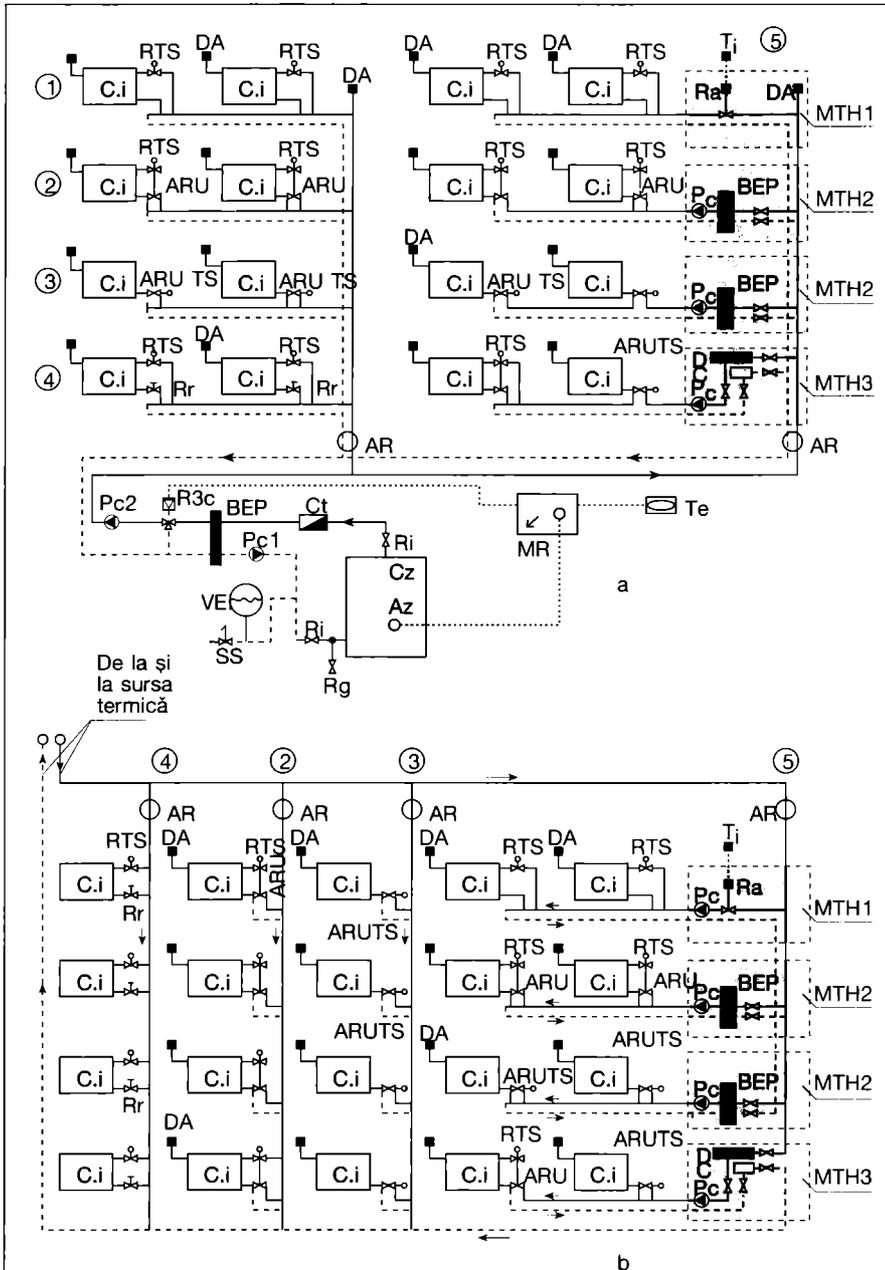


Fig. 4.2.10. Scheme de instalații de încălzire monotub cu circulație prin pompare:

a - cu distribuție inferioară; b - cu distribuție superioară;

- 1 - racordare sus-jos cu reglare termostatică; 2 - racordare unică sus-jos cu reglare termostatică; 3 - racordare jos-jos cu reglare termostatică; 4 - racordare sus-jos cu reglare combinată cu robinet termostatic și robinet de reglare; 5 - racordare cu module termohidraulice; MTH1 - modul termohidraulic cu robinet de reglare; MTH2 - modul termohidraulic cu butelie de egalizarea presiunilor, MTH3 - modul termohidraulic cu distribuitor - colector; Cî; RTS; BEP; ARUTS; Te; R3c; VE; Cz; SS; ARU; Az; Ct; AR; DA; Rg; MR au semnificația de la fig. 4.2.1 și 4.2.8; D - distribuitor; C - colector; Pc, Pc1, Pc2 - pompe de circulație; Ra - robinet cu acționare directă.

componentelor cu care se echează (fig. 4.2.11). Este compusă din carcasă și uși de protecție, la care se adaugă sisteme de prindere și fixare.

Gruparea elementelor componente, asamblate după criteriile economico-funcționale, poate satisface oricare din variantele de alcătuire a instalațiilor de distribuție a agentului termic la consumator (fig. 4.2.4 și 4.2.5).

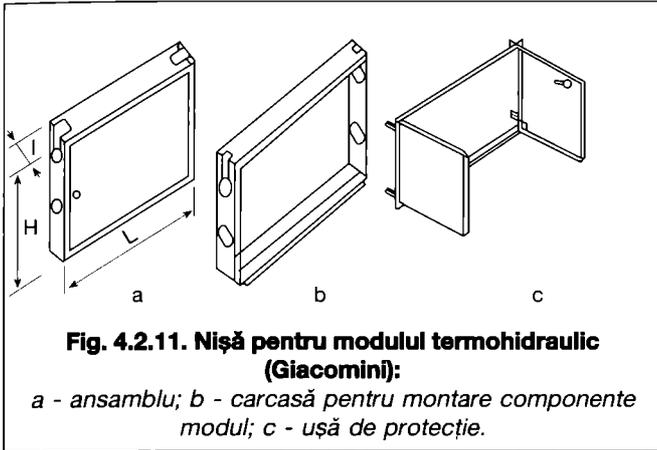


Fig. 4.2.11. Nișă pentru modul termohidraulic (Giacomini):

a - ansamblu; b - carcasă pentru montare componente modul; c - ușa de protecție.

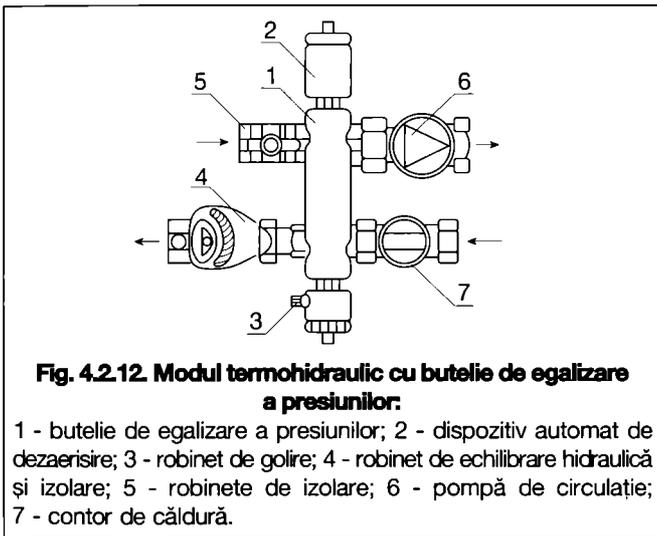


Fig. 4.2.12. Modul termohidraulic cu butelii de egalizare a presiunilor:

1 - butelii de egalizare a presiunilor; 2 - dispozitiv automat de dezaerisire; 3 - robinet de golire; 4 - robinet de echilibrare hidraulică și izolare; 5 - robinete de izolare; 6 - pompă de circulație; 7 - contor de căldură.

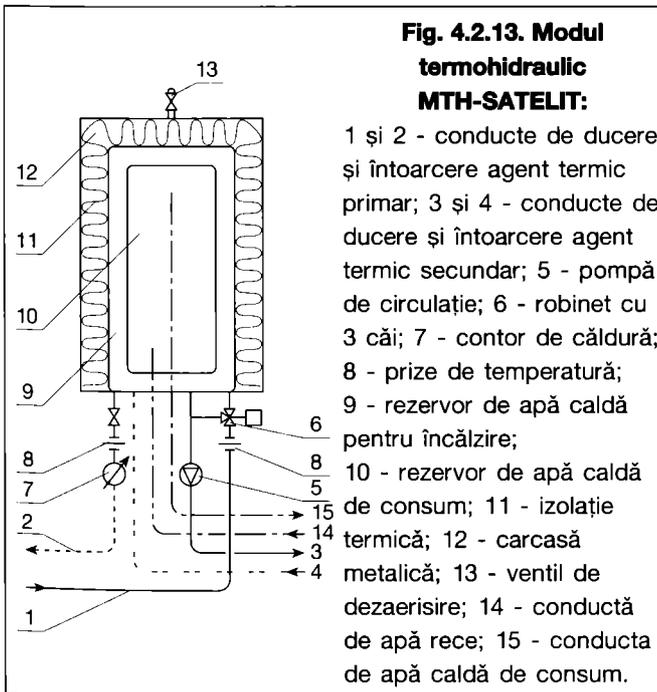


Fig. 4.2.13. Modul termohidraulic MTH-SATELIT:

1 și 2 - conducte de ducere și întoarcere agent termic primar; 3 și 4 - conducte de ducere și întoarcere agent termic secundar; 5 - pompă de circulație; 6 - robinet cu 3 căi; 7 - contor de căldură; 8 - prize de temperatură; 9 - rezervor de apă caldă pentru încălzire; 10 - rezervor de apă caldă de consum; 11 - izolație termică; 12 - carcasă metalică; 13 - ventil de dezaerisire; 14 - conductă de apă rece; 15 - conductă de apă caldă de consum.

Geometria și componența MTH depind de specificitatea firmei producătoare și gradul tehnic de dotare.

Un minimum de dotare tehnică presupune asigurarea independenței hidraulice a circuitului agentului termic primar de cel secundar.

O astfel de dotare conține nișa, distribuitorii și colecțiile, la care sunt atașate componente de reglare hidraulică, control, dezaerisire, reglare a energiei furnizate, separare și golire.

În mod curent, acest modul considerat cu dotare normală MTH-N, se amplasează în interiorul apartamentului, urmând ca pentru contorizare să fie rezervat un spațiu pe casa scării, asigurând astfel accesul furnizorului de energie termică.

A doua variantă include, în plus, o pompă de circulație a agentului termic pentru toți consumatorii racordați la MTH-S pe circuitul secundar. În acest caz, contorizarea se realizează ca și în cazul precedent. Reglările termostatiche sunt distribuite pe fiecare circuit, traductorul de temperatură putând fi poziționat și la distanță.

Pentru a satisface cerințele a două sisteme de încălzire, cum ar fi cel convectoradiativ, cu cel radiativ, pot fi utilizate module cu schimbător de căldură, care asigură și parametrii termici scăzuți, de exemplu, pentru încălzirea prin pardoseală (§ 4.5).

Consumatorii convectoradiativi pot fi alimentați în acest caz prin intermediul unui modul simplu MTH-N.

O altă variantă de MTH, care include și contorizarea este prezentată în fig. 4.2.12 și cuprinde următoarele componente importante de echipare: reglare hidraulică, separare hidraulică a circuitelor, dezaerisire, golire, pompă de circulație pe secundar și contorizarea.

Pentru modulele termohidraulice descrise, MTH-N, MTH-S și MTH-SP) se consideră că prepararea apei calde de con-

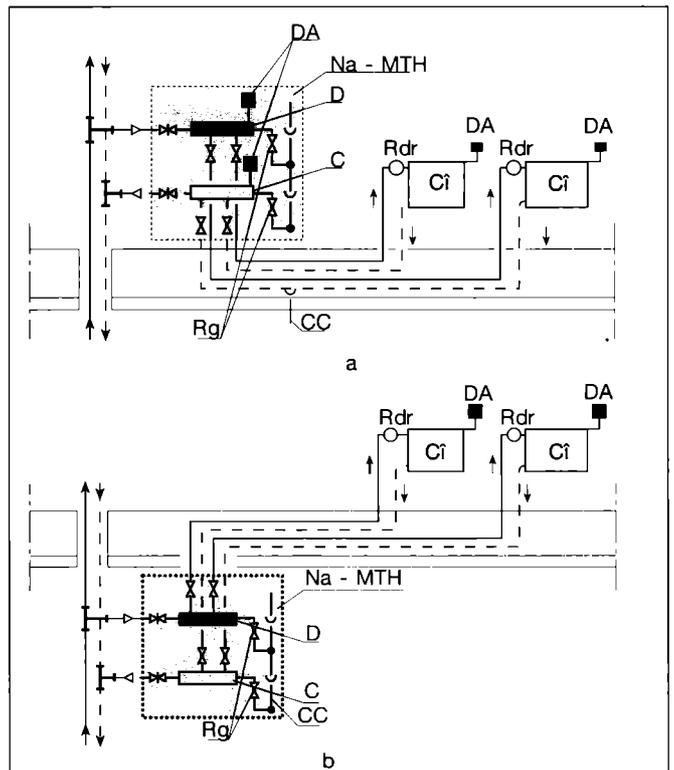


Fig. 4.2.14. Posibilități de amplasare a modulelor termohidraulice:

a - la același nivel cu consumatorul; b - cu posibilități de golire a instalației

Ci - corp de încălzire; Rdr - robinet de dublă reglare; D - distribuitor; C - colector; DA - ventil automat de dezaerisire; Rg - robinet de golire; CC - conductă de canalizare; NA - nișă de apartament; MTH - modul termohidraulic.

sum se face local, prin schimbătoare de căldură alimentate cu combustibil gazos sau curent electric.

Există posibilitatea preparării apei calde de consum având aceeași sursă de agent termic utilizând modulul termohidraulic SATELIT (fig. 4.2.13)

Acesta cuprinde 3 circuite:

- primar, compus din conductele de racord la coloană, rezervorul de apă pentru încălzire, cu rol de egalizare a presiunii și contorul de căldură;
- de încălzire, compus din racordurile de legătură cu rețeaua de distribuție, pompa de circulație și ventil cu 3 căi;
- de preparare apă caldă de consum, compus dintr-un rezervor de apă caldă de consum și conductele de apă rece și caldă.

Amplasarea nișelor în care se montează echipamentele aferente MTH se face, de regulă, pe holul comun al încăperilor deservite. Așa cum se poate observa în figura 4.2.14a această soluție ridică unele probleme de golire totală a instalațiilor interioare în caz de avarie. Soluția propusă în varianta din figura 4.2.14b indică amplasarea acestora, în aceleași spații comune, dar la nivelul următor, facilitând astfel golirea totală a instalației interioare.

Pentru instalațiile de încălzire centralizată (fig. 4.2.9 și 4.2.10), se folosesc majoritatea componentelor descrise la § 4.2.5, precizările funcționale și criteriile de alegere prezentate, rămânând valabile cu condiția alegerii parametrilor funcționali specifici.

4.2.6. Montarea conductelor de distribuție

Montarea conductelor în încăperi se face în funcție de soluția aleasă: distribuție bitubulară sau monotubulară; de modul de racordare a corpurilor de încălzire la rețeaua de distribuție; de gradul de echipare a modulelor termohidraulice etc.

Conductele ce alcătuiesc rețelele de alimentare cu energie termică (fig. 4.2.1, 4.2.2, 4.2.3, 4.2.4, 4.2.5, 4.2.8, 4.2.9 și 4.2.10) atât pentru instalațiile de încălzire cu distribuție individuală cât și pentru cele cu distribuție centralizată se montează la fel, particularitățile datorându-se, în general, schemei adoptate.

4.2.6.1 Instalații cu distribuție individuală

Distribuția conductelor la consumatorii individuali (fig. 4.2.4 bitub și fig. 4.2.5 monotub) este prezentată în fig. 4.2.15 pe ansamblul întregii clădiri.

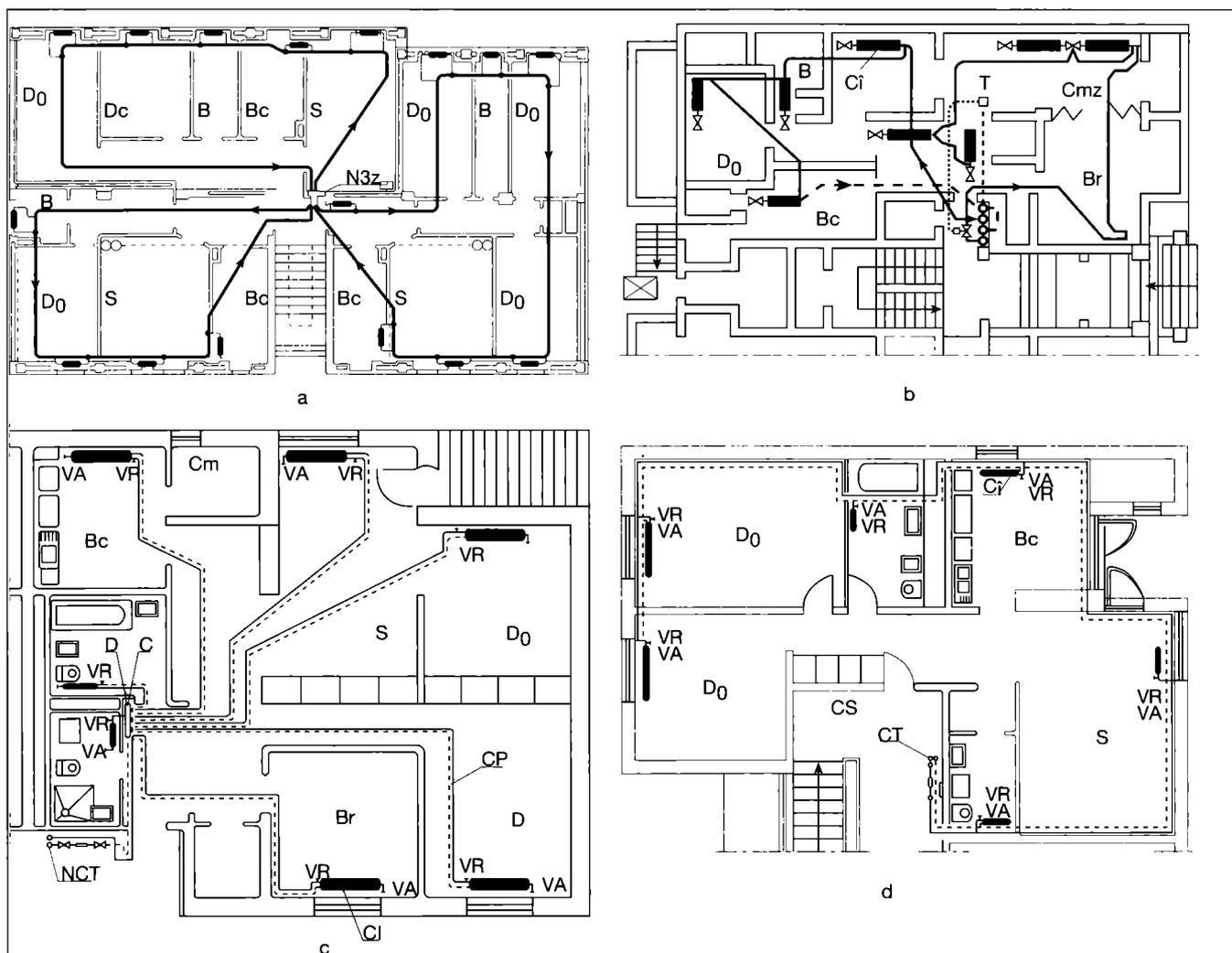


Fig. 4.2.15. Soluții de distribuție a rețelelor de conducte într-o clădire:

a - sisteme monotub cu montarea plintei aparentă, mascată, îngropată sau mixtă; b - sisteme monotub arborescente pentru montare îngropată; c - sisteme bitub arborescente pentru montare îngropată;

d - sisteme bitub cu montarea plintei aparentă, mascată sau îngropată

D₀ - dormitor; B - baie; Bc - bucătărie; S - sufragerie; Br - birou; Cm - cameră de zi; D - distribuitor; C - colector; T - termostat; VR - robinet de reglare; VA - ventil de dezaerisire; CP - conducte montate în pardoseală; Ci - corp de încălzire; NCT - nișă pentru contor energie termică; CT - coloane agent termic; N3z - nișă de trei zone.

Se disting trei grupe de conducte de alimentare:

- conducte ce fac parte din rețelele generale de alimentare a coloanelor, care se amplasează de regulă în subsolul tehnic al clădirii. Acestea pot fi de tip arborescent sau inelar, cu montare aparentă sub plafonul subsolului (fig. 4.2.16). Rețeaua face legătura dintre sursa de agent termic și coloanele de distribuție. Conductele de distribuție sunt prevăzute cu elemente de preluare a dilatării, reazeme mobile și fixe și robinete de separare. Pentru reducerea pierderilor de căldură se izolează termic (§ 6.7.)

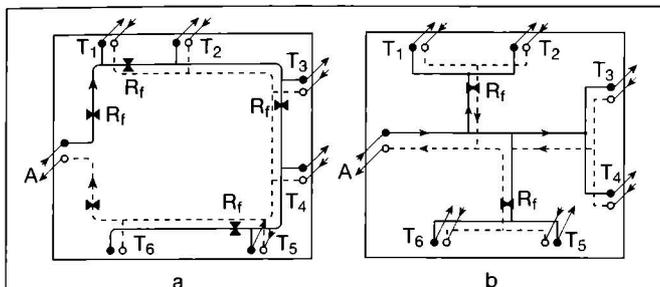


Fig. 4.2.16. Rețele de distribuție a agentului termic:

a - rețele inelare; b - rețele arborescente;

A - racord la sursa termică; T1...T6 - coloane;

Rf - reazeme fixe.

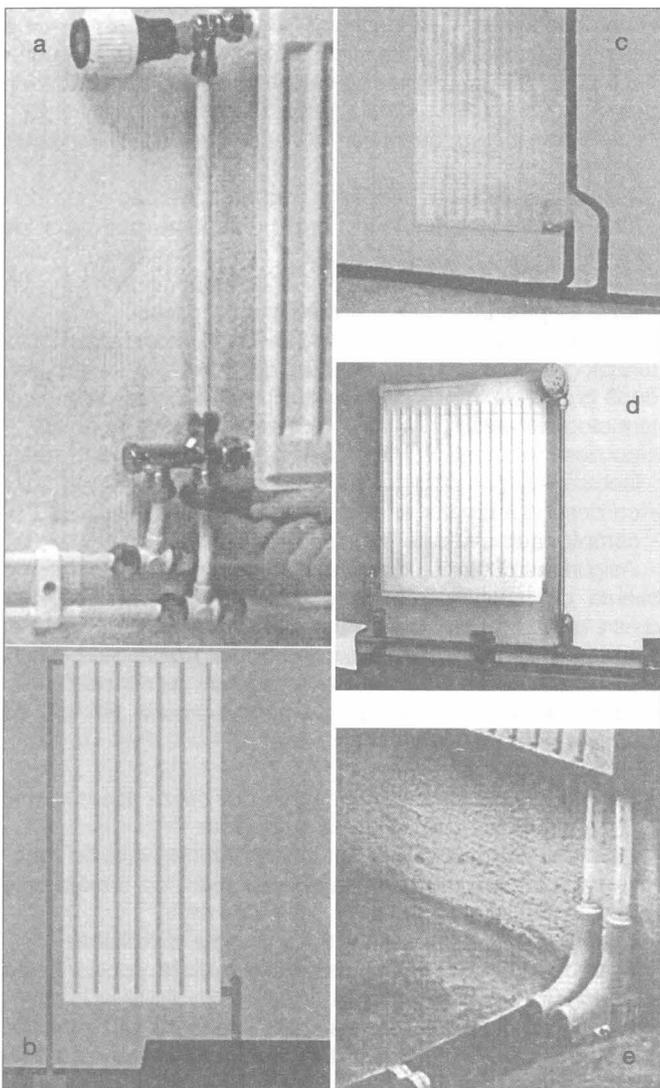


Fig. 4.2.17. Detalii de montare a rețelei de distribuție bitub:

a - aparentă la plintă; b și d - mascată în plintă; c - îngropată în pardoseală și protejată; e - aparentă la pardoseală.

- coloane pentru transportul agentului termic de la rețeaua de distribuție la modulele termohidraulice. Acestea se montează aparent sau mascat în ghene vizitabile sau semivizitabile (§ 4.11) și sunt prevăzute cu: reazeme mobile și fixe, elemente pentru preluarea dilatării și izolații termice.
- conducte de legătură dintre MTH și corpurile de încălzire care pot fi montate deasupra pardoseli sau îngropate într-o șapă de egalizare.

Conductele montate aparent sau mascate sunt amplasate lângă plintă (fig. 4.2.17 a, b, e și 4.2.18, a) cota de montare putând fi fixată sub planul corpului de încălzire, iar prinderea se face pe perete cu console.

Montarea îngropată, atât pentru varianta monotub cât și pentru cea bitub, recomandă soluțiile prezentate în fig. 4.2.17 c și 4.2.18 b, c, d, din care rezultă structura zonei de montare. În această variantă se utilizează, de regulă, conducte din polietilenă reticulată.

Montarea îngropată se practică în varianta tub în tub, conducta ce transportă agentul termic fiind introdusă într-o altă conductă, ale cărei caracteristici fizicomecanice îi pot asigura integritatea și conservarea în timp. În plus este posibil ca la expirarea timpului de exploatare, conductele ce transportă agentul termic să poată fi schimbate fără a afecta șapa de egalizare și structurile complementare. Curbele ce fac legătura între conductele îngropate și racordurile verticale ale corpurilor de încălzire sunt protejate cu piese speciale (fig. 4.2.17 c), care asigură protecția necesară stabilității curbelor. O atenție deosebită se acordă traseelor, pentru a asigura elemente de compensare naturală a dilatării.

4.2.6.2 Instalații cu distribuție centralizată

Montarea conductelor la aceste instalații (fig. 4.2.9 și 4.2.10) se face diferențiat în funcție de poziția acestora în clădire; astfel:

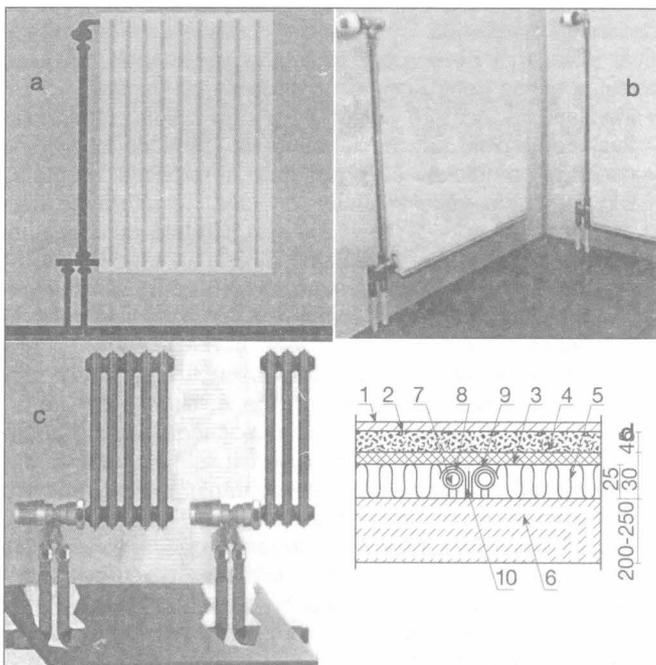


Fig. 4.2.18. Detalii de montare a rețelei de distribuție monotub:

a - aparentă la plintă; b - îngropată în plintă; c - protejată în pardoseală (țevă în țevă); d - îngropată pentru distribuție radială sau arborescentă (detaliu);

1 - pardoseală finită; 2 - strat de pietriș, ciment (șapă de egalizare); 3 - folie din material plastic; 4 - izolație acustică; 5 - izolație termică; 6 - placă din beton; 7 - conductă de agent termic; 8 - înveliș protector conductă; 9 - brățară dublă de fixare; 10 - șurub de fixare.

- rețeaua generală de distribuție a agentului termic, care face legătura între sursa de agent termic (centrala termică proprie, rețea exterioară) și coloanele de distribuție, alcătuită în sistem arborescent sau inelar (fig. 4.2.16), se montează, de regulă, în subsolurile tehnice ale clădirilor sub planșeu. Susținerea conductelor se realizează cu reazeme mobile și fixe, ultimele fiind amplasate în raport cu elementele de compensare a dilatărilor (§ 6.6). Limitarea pierderilor de căldură se obține prin izolarea termică corespunzătoare (§ 6.7)
- coloanele de distribuție se montează aparent sau îngropat și sunt prevăzute cu elemente de preluare a dilatărilor, putând fi izolate termic utilizând soluții prefabricate moderne (§ 6.7)
- conductele de legătură ale corpurilor de încălzire la coloane, se montează aparent sau îngropat, în conformitate cu prevederile Normativului I 13.

4.2.7. Instalații de încălzire cu apă fierbinte

Utilizarea apei fierbinți în instalațiile de încălzire centrală se face luând în considerare două mari categorii de clădiri: civile și industriale sau agrozootehnice.

Sursa de agent termic (apa fierbinte), rețelele de transport și punctele termice sunt tratate în capitolele 11...14. În cazul de față sunt analizate soluțiile de alcătuire a instalațiilor interioare și compatibilitatea acestora cu stațiile de transformare a parametrilor agentului termic sau distribuție a acestuia.

4.2.7.1 Încălzirea clădirilor civile

Agentul termic furnizat de una sau mai multe centrale termice, cu sau fără producerea simultană de energie termică distribuit prin rețele urbane de transport, ajunge la punctele termice de cvartal sau bloc, unde are loc reducerea temperaturii agentului termic la parametrii instalațiilor interioare (95/75, 90/70 etc.).

Instalațiile interioare de încălzire sunt analizate în funcție de destinația clădirii (de locuit, social-culturală sau administrativă) și regimul de contorizare a energiei adoptat, existând astfel opțiunea pentru una din categoriile cunoscute:

- instalații de încălzire colective, pentru clădiri administrative, comerciale sau social-culturale (sedii de bănci sau societăți comerciale cu proprietate și folosință integrală). Din punct de vedere tehnic, acestea nu diferă de cele descrise la § 4.2.4.2 (fig. 4.2.8 și 4.2.9) față de care sunt necesare următoarele precizări:
 - sursa de agent termic este punctul termic, al cărui circuit secundar este reprezentat de instalația interioară de încălzire;
 - în funcție de schema de alcătuire a punctului termic, se prevăd sau nu elemente de asigurare a instalației interioare;
 - pierderile de sarcină pe circuitul secundar sunt acoperite de către pompele aferente circuitului secundar în toate cazurile în care echiparea punctului termic nu oferă presiunea disponibilă necesară (cazul PT cu elevator);
- instalații de încălzire individuale, utilizate la clădirile civile la care se impune contorizarea agentului termic pe grupe de consumatori individualizați prin regimul de proprietate; instalațiile de încălzire din această categorie sunt prezentate în fig. 4.2.4 și 4.2.5 și au la bază criteriile de confort și economice.

Utilizarea uneia din variantele menționate impune asigurarea compatibilității cu sursa de agent termic, care în acest caz este un punct termic (PT) de cvartal sau bloc, fiind necesar a se lua în considerare următoarele:

- introducerea elementelor de asigurare necesare instalației interioare;
- asigurarea presiunii necesare acoperirii pierderilor de sarcină ale instalației interioare, prin prevederea pompelor de circulație adecvate, pe circuitul secundar al PT.

4.2.7.2 Încălzirea clădirilor industriale

La clădirile industriale, se disting două categorii de spații destinate:

- personalului tehnicoadministrativ;
- activităților productive.

Opțiunea pentru un sistem de încălzire depinde de agentul termic disponibil clădirilor industriale, în funcție de care se pot realiza instalații cu:

- apă caldă, cu temperatură până la 95 °C, agentul termic provenind de la surse specifice sau transformarea parametrilor apei fierbinți;
 - apă fierbinte;
 - abur saturat de presiune joasă sau înaltă.
- În raport cu suprafețele încălzitoare folosite se pot menționa instalații cu:
- suprafețe convectoradiative (radiatoare, convectoare, convectoradiatoare);
 - suprafețe radiative (panouri radiante);
 - convecție forțată (încălzire cu aer cald).

4.2.7.2.1 Spații destinate personalului tehnicoadministrativ

În cazul existenței sursei de agent termic apă fierbinte la nivelul punctului termic, are loc transformarea parametrilor termohidraulici destinați instalației de încălzire centrală. Opțiunea pentru o variantă de alcătuire a instalației interioare (fig. 4.2.8 și 4.2.9), se face în funcție de cerințele de confort, fără însă a neglija aspectele tehnice generate de gestiunea economică a energiei termice. Adaptarea schemelor prezentate în figurile 4.2.8 și 4.2.9 la condițiile alimentării cu agent termic dintr-un punct termic necesită atenție pentru:

- prevederea componentelor necesare asigurării instalației interioare de încălzire;
- asigurarea presiunii necesare acoperirii pierderilor de sarcină pe circuitul secundar, prin prevederea pompelor de circulație.

4.2.7.2.2 Spații destinate activităților productive

Acestea prezintă o mare diversitate, datorită specificului tehnologiei de producție. Spațiile de producție se clasifică după gradul de implicare a omului în conducerea proceselor tehnologice:

- cu deservire umană mare sau medie, amplasate în spații închise;
- cu deservire umană amplasate în spații deschise;
- complet automatizate sau robotizate.

Asigurarea confortului termic în aceste spații se face ținând seama de legătura între procesele tehnologice și factorul uman, rezultând următoarele variante de instalații de încălzire:

- cu suprafețe convectoradiative pentru asigurarea temperaturii de gardă, cuplate cu instalațiile de încălzire cu aer cald;
- cu suprafețe radiative, alimentate cu agenți termici, cu temperatură ridicată;
- cu aer cald.

Instalațiile de încălzire menționate pot utiliza agent termic apă fierbinte sau abur de presiune medie.

La alcătuirea instalațiilor interioare, rămân valabile recomandările făcute pentru instalații colective, cu următoarele particularități:

- agentul termic este preluat de la o rețea exterioară;
- în funcție de schema instalației se studiază oportunitatea contorizării locale a energiei termice;
- rețeaua de conducte din instalația interioară se dimensionează la presiunea disponibilă din punctul de racord al rețelei exterioare.
- se iau măsuri de protecție împotriva înghețului instalațiilor în perioada de întrerupere a activității productive;
 - circulația continuă a agentului termic pentru asigurarea unor temperaturi de gardă;

- utilizarea de inhibitori contra înghețului.

4.2.8. Dimensionarea conductelor instalațiilor de încălzire cu apă caldă

Calculul de dimensionare a rețelelor instalațiilor de încălzire urmărește stabilirea diametrelor conductelor de alimentare a corpurilor de încălzire.

4.2.8.1 Pierderi de sarcină în conducte

Pentru curgerea agentului termic prin conductele unei rețele de încălzire cu apă caldă, din punct de vedere termohidraulic, se consideră următoarele ipoteze:

- mișcarea fluidului în regim permanent;
- regimul de curgere cu turbulență rugoasă în zona prepătratică pentru care este valabilă relația Colebrook-White (1.6.37)

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \cdot \lg \left(\frac{2,51}{Re \sqrt{\lambda}} + \frac{k}{3,71 \cdot D} \right),$$

în care:

λ - coeficientul lui Darcy;

Re - criteriul Reynolds;

k - rugozitatea absolută, care reprezintă înălțimea asperităților. Prin raportarea rugozității absolute la diametrul conductei, (D) se definește rugozitatea relativă ($\epsilon = k/D$)

Pentru conductele utilizate curent în instalațiile de încălzire cu apă caldă rugozitățile absolute au valori în funcție de materialul utilizat; astfel pentru țevile din:

- oțel, trase sau laminate: $k_{OL} = 0,02...0,06$ mm
 - cupru, trase sau laminate: $k_{Cu} = 0,001...0,002$ mm
 - materiale cu structură termoplastică: $k_{POL} = 0,007$ mm
- curgerea izotermă:

$$\left(\frac{d\rho}{d\theta} = 0 \right);$$

- curgerea neizotermă:

$$\frac{d\rho}{d\theta} \approx \beta \approx 0,168 + 0,0057 \cdot \theta \quad [\text{kg/m}^3 \cdot \text{K}] \quad (4.2.1)$$

în care:

θ - reprezintă temperatura fluidului care, pentru condiții medii de temperatură a agentului termic, ia valoarea

$$\theta_m = \frac{\theta_1 + \theta_2}{2} \quad [^\circ\text{C}] \quad (4.2.2)$$

caz în care relația 4.2.1 devine:

$$\beta' = 0,168 + 0,0057 \cdot \theta_m \quad [\text{kg/m}^3 \cdot \text{K}] \quad (4.2.3)$$

Valorile densității (masei specifice) ρ ale apei pentru diverse temperaturi sunt date în tabelul 4.2.2.

Calculul hidraulic prin care se stabilesc și diametrele conductelor din instalațiile de încălzire cu apă caldă se face aplicând relația 1.6.40, în care prin înlocuirea debitului de fluid:

$$\dot{V} = \Phi / c \cdot \Delta T,$$

în care:

Φ - debitul de căldură;

$\Delta T = \theta_d - \theta_i$ (diferența dintre temperatura agentului termic din conducta de ducere θ_d și cea din conducta de întoarcere θ_i) și

c - căldura masică a agentului termic se obține ecuația fundamentală a pierderilor de sarcină în conducte:

$$\Delta p = 6,25 \cdot 10^4 \cdot \left(\frac{\Phi}{c \cdot \Delta T} \right)^2 \cdot \frac{1}{D^4 \cdot \rho_m} \cdot \left(\frac{\lambda \cdot l}{D} + \sum \xi \right) [\text{Pa}] \quad (4.2.4)$$

în care pierderea de sarcină liniară unitară este dată de relația:

$$R = 6,25 \cdot 10^4 \cdot \left(\frac{\Phi}{c \cdot \Delta T} \right)^2 \cdot \frac{\lambda \cdot l}{D^5} \quad [\text{Pa/m}] \quad (4.2.5, a)$$

iar pierderea de sarcină locală se determină cu relația 1.6.38.

$$Z = \frac{v^2}{2} \cdot \rho \cdot \sum \xi \quad [\text{Pa}] \quad (4.2.5, b)$$

Valorile celor două mărimi R și Z se stabilesc utilizând tabele sau abace specifice materialului din care sunt executate conductele pentru diferența de temperatură $\Delta T = 20$ K sau diferită de aceasta.

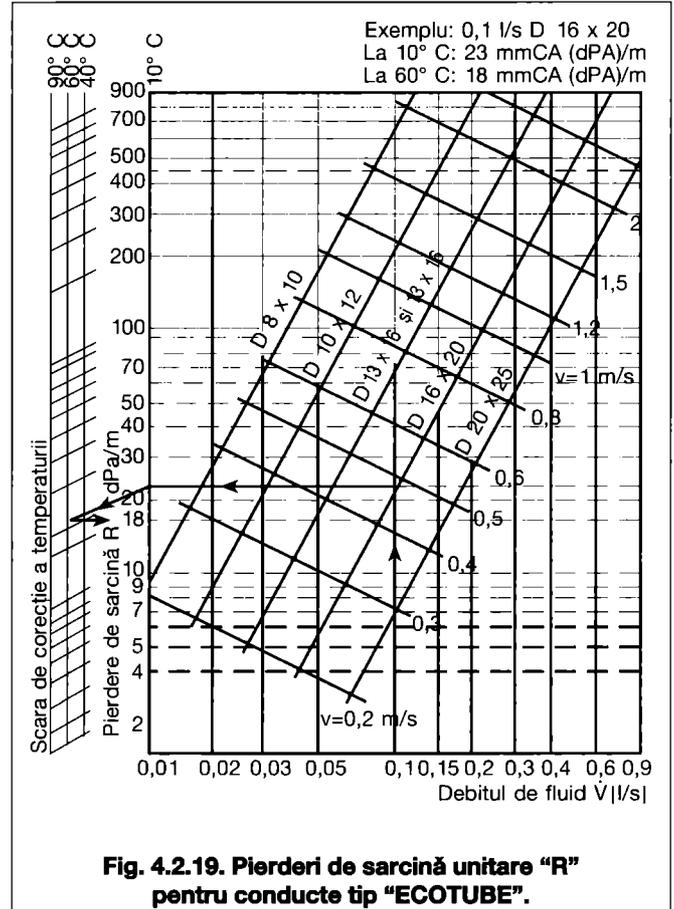


Fig. 4.2.19. Pierderi de sarcină unitare "R" pentru conducte tip "ECOTUBE".

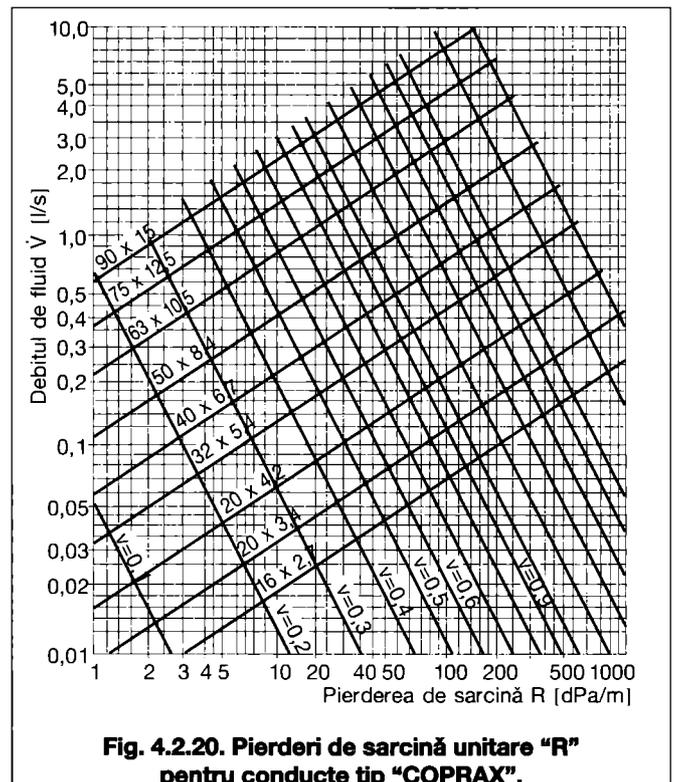


Fig. 4.2.20. Pierderi de sarcină unitare "R" pentru conducte tip "COPRAX".

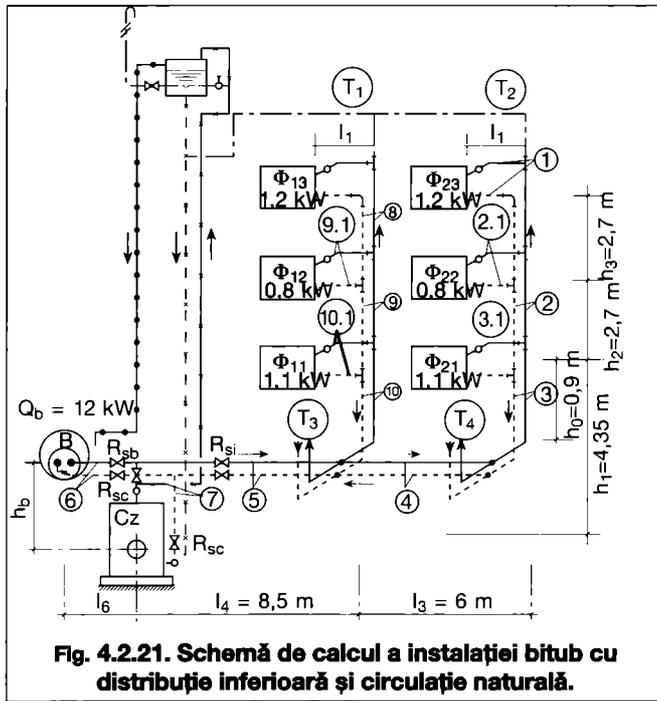


Fig. 4.2.21. Schemă de calcul a instalației bitub cu distribuție inferioară și circulație naturală.

În tabele sau abace sunt date pierderile de sarcină liniară, unitară R și debitul agentului termic Φ exprimat, în general, în unități energetice [W] sau [kW] transportat de o conductă cu diametrul D și viteza v . Relația generalizată ce stă la baza întocmirii tabelor sau abacelor este:

$$R = f(\Phi, v, D) \text{ [Pa/m]} \quad (4.2.6)$$

De asemenea, pierderile de sarcină liniare unitare R pot fi exprimate și în unități de masă \dot{M} [kg/h, l/h, l/s] în care caz relația 4.2.6 ia forma:

$$R = f(\dot{M}, v, D) \text{ [Pa/m]} \quad (4.2.7)$$

Pentru conductele din oțel sunt utilizate datele din tabelul 4.2.3 pentru calculul pierderilor de sarcină liniară unitară $R = f(\Phi, v, D)$ și tabelul 4.2.5 pentru calculul pierderilor de sarcină locale Z în funcție de viteza v și rezistențele locale $\Sigma \xi = 1$. Coeficienții de rezistență locală pentru diferitele componente ale conductelor sunt dați în tabelul 4.2.4, iar vitezele recomandate de circulația apei în conductele din oțel sunt date în tabelul 4.2.6.

Pentru conductele din cupru datele din tabelul 4.2.7 servesc pentru calculul pierderilor de sarcină liniare unitare $R = f(\dot{M}, v, D)$, iar cele din tabelul 4.2.4 pentru coeficienții de rezistență locală ξ la care se adaugă lungimea echivalentă a rezistențelor locale prezentate în tabelul 4.2.8.

Pentru conductele din material termoplastice pierderile de sarcină liniară unitară $R = f(\dot{M}, v, D)$ se stabilesc folosind tabelul 4.2.9 (pentru conducte tip POLYMUTAN și PROSTAB) și diagramele din fig. 4.2.19 și 4.2.20 (pentru conducte tip ECOTUBE și tip COPRAX). Coeficienții de rezistență locală Z pentru conductele cu structură termoplastică sunt indicați în tabelul 4.2.4.

4.2.8.2 Operațiuni și date preliminare calculului de dimensionare

Pentru calculul hidraulic al conductelor sunt necesare următoarele operațiuni preliminare:

- stabilirea schemei de calcul a instalației de încălzire (rețeaua de distribuție, coloane, racorduri etc.);
- înscrierea debitelor de căldură pe tronsoanele care alcătuiesc schema de calcul;
- înscrierea lungimilor tronsoanelor, utilizând datele rezultate din planurile de montare și schema coloanelor;
- cunoașterea parametrilor agentului termic (temperatura de ducere θ_d și de întoarcere θ_i);

- cunoașterea presiunii disponibile (dacă este cazul) din circuitul instalației;
- stabilirea materialului din care sunt confecționate conductele.

4.2.8.3 Dimensionarea conductelor instalațiilor bitubulare cu circulație naturală

Se consideră o instalație de încălzire (fig. 4.2.21) unde caracteristicile termice și geometrice sunt stabilite pe baza planurilor de execuție. Parametrii agentului termic sunt θ_d/θ_i , iar răcirea agentului termic pe conducte se neglijează.

Presiunea disponibilă H_{Dx} a unui consumator de energie termică este determinată de cota de montare h_x a consumului față de axa sursei de agent termic multiplicată cu diferența de masă specifică a agentului termic de întoarcere ρ_i și cea de ducere ρ_d (tab. 4.2.2), calculată cu relația:

$$H_{Dx} = g \cdot h_x \cdot (\rho_i - \rho_d) \text{ [Pa]} \quad (4.2.8)$$

$g = 9,81 \text{ m/s}^2$ - accelerația gravitațională locală;

- se identifică circuitul cel mai dezavantajat, ca fiind al celui mai depărtat corp de încălzire de sursă și cel mai jos plasat (fig. 4.2.21), circuitul corpului de încălzire cu puterea termică $\Phi_{2,1}$, pentru care presiunea disponibilă este dată de relația 4.2.8, unde $h_x = h_j$;

$$H_D^{2,1} = g \cdot h_j \cdot (\rho_i - \rho_d) \text{ [N/m}^2 \text{] sau [Pa]} \quad (4.2.9)$$

- presiunea disponibilă trebuie să asigure acoperirea pierderilor de sarcină locale și distribuite, pe tronsoanele (3.1 - 3 - 4 - 5 - 7) ce alcătuiesc circuitul consumatorului $\Phi_{2,1}$ în raport cu sursa de agent termic;
- stabilirea pierderii de sarcină liniare medii pentru acest circuit $R_m^{2,1}$;

$$R_m^{2,1} = \frac{(1-a) \cdot H_D^{2,1}}{\sum l_j} \text{ [Pa]} \quad (4.2.10)$$

în care:

$a = 0,33$ - reprezintă cota parte a pierderilor locale de sarcină;

$$\sum l_j = 2 \cdot (l_{3,1} + l_3 + l_4 + l_5 + l_7) \text{ [m]} \quad (4.2.11)$$

- se determină diametrele preliminare ale tronsoanelor 3.1, 3, 4, 5 și 7 în funcție de sarcina termică a agentului termic pe tronson și pierderea de sarcină liniară unitară medie $R_m^{2,1}$, utilizând datele din tabelul 4.2.3,

$$D_x = f(\Phi_x, R_m^{2,1}) \quad (4.2.12)$$

- validarea rezultatelor se obține prin respectarea condiției ca suma pierderilor de sarcină locale și distribuite să nu depășească presiunea disponibilă:

$$\Sigma(RI+Z)_{\text{circ. } 2,1} \leq H_D^{2,1} \quad (4.2.13)$$

- se dimensionează circuitul consumatorului cu puterea termică $\Phi_{2,2}$, calculându-se succesiv:

$$H_D^{2,2} = g \cdot (h_1 + h_2) \cdot (\rho_i - \rho_d) - \Sigma(RI+Z)_{3,4+5+7} \text{ [Pa]} \quad (4.2.14)$$

$$R_m^{2,2} = \frac{(1-a) \cdot H_D^{2,2}}{\sum l_j} \text{ [Pa]} \quad (4.2.15)$$

în care:

$$\sum l_j = 2 \cdot (l_{2,1} + l_2) \text{ [m]} \quad (4.2.16)$$

- diametrele tronsoanelor de conducte:

$$D_x = f(\Phi_x, R_m^{2,2})$$

- validarea rezultatelor cu condiția de echilibru hidraulic:

$$\Sigma(RI+Z)_{\text{circ. } 2,1+2} \leq H_D^{2,2} \quad (4.2.17)$$

Dacă presiunea disponibilă este prea mare depășind 10 % valoarea pierderilor de sarcină, se apelează la robinetul cu dublă reglare, (§ 6.4.2) montat pe corpul de încălzire, care introduce o pierdere locală de sarcină $Z_{RF}^{2,2}$:

$$\Sigma(RI+Z)_{2,1+2} + Z_{RF}^{2,2} \leq H_D^{2,2} \quad (4.2.18)$$

în care:

$$Z_{RF}^{2,2} = f(V_{2,2}^{2,2}, Z_{RF}^{2,2}) \text{ - reprezintă pierderea suplimentară}$$

locală de sarcină necesară a fi preluată de către robinetul cu dublă reglare unde $\dot{V}_{2,2}$ este debitul maxim de fluid ce traversează robinetul cu dublă reglare, calculat cu relația:

$$\dot{V}_{2,2} = \frac{\Phi_{2,2}}{c_p(\theta_d - \theta_i)\rho_m} \quad [l/s]$$

Se stabilește treapta de reglare ($T_{RF}^{2,2}$) a robinetului pe baza graficelor specifice, folosind dependența funcțională:

$$T_{RF}^{2,2} = f(Z_{RF}^{2,2}, \dot{V}_{2,2})$$

- se dimensionează circuitul consumatorului cu puterea termică $\Phi_{2,3}$ calculându-se succesiv mărimile:
 - presiunea disponibilă:

$$H_D^{2,3} = g \cdot (h_1 + h_2 + h_3) \cdot (\rho_i - \rho_d) - \sum (RI + Z)_{2+3+4+5+7} \quad (4.2.19)$$

- pierderea de sarcină liniară:

$$R_m^{2,3} = \frac{(1-a) \cdot H_D^{2,3}}{\sum l_j} \quad (4.2.20)$$

în care:

$$\sum l_j = 2 \cdot (l_1 + h_3) \quad [m]$$

- diametrul tronsonului:

$$D_1 = f(\Phi_{2,3}, R_m^{2,3});$$

- condiția de validare a rezultatelor este ca:

$\sum(RI+Z)_1 \leq H_D^{2,3}$, cu posibilitatea de obținere a egalității celor două mărimi prin introducerea unei pierderi locale de sarcină $Z_{RF}^{2,3}$ reglând robinetul corpului de încălzire,

- se dimensionează circuitele coloanelor T₄, T₁ și T₃ parcurgând aceleași etape, urmărind ca în noduri să se obțină egalitatea pierderilor de sarcină exprimată prin expresiile:

$$\sum(RI + Z)_{T2} \approx \sum(RI + Z)_{T4}; \quad \sum(RI + Z)_{T1} \approx \sum(RI + Z)_{T3}$$

$$\sum(RI + Z)_{T2(T4)} + \sum(RI + Z)_4 \approx \sum(RI + Z)_{T3(T1)}$$

- se dimensionează circuitul boilerului, care asigură prepararea apei calde de consum

- presiunea disponibilă:

$$H_D^b = g \cdot h_b \cdot (\rho_i - \rho_d) \quad [Pa] \quad (4.2.21)$$

- pierderea de sarcină liniară unitară:

$$R_m^b = \frac{(1-a) \cdot H_D^b}{2 \cdot l_b} \quad [Pa/m] \quad (4.2.22)$$

- condiția de validare a dimensionării:

$$\sum(RI+Z)_b \leq H_D^b$$

Exemplul de calcul 1

Se consideră mărimile geometrice și termice prezentate în fig. 4.2.21. Agentul termic este apa caldă cu $\theta_d/\theta_i = 90/70^\circ C$. Conductele sunt din oțel.

Instalația este prevăzută și cu un boiler pentru preparat apa caldă de consum.

Dimensionarea conductelor circuitelor instalației urmărește etapele:

- Circuitul consumatorului $\Phi_{2,1}$ unde se determină:

- presiunea disponibilă:

$$H_D^{2,1} = g \cdot h_1 \cdot (\rho_i - \rho_d) = 9,81 \cdot 4,35 \cdot (977,81 - 965,34) = 532,13 \text{ Pa}$$

în care:

$$\rho_i = 977,81 \text{ kg/m}^3 \text{ și } \rho_d = 965,34 \text{ kg/m}^3, \text{ din tabelul 4.2.2.}$$

- pierderea de sarcină liniară unitară medie:

$$R_m^{2,1} = \frac{(1-a) \cdot H_D^{2,1}}{\sum l_{2,1}} = \frac{(1-0,33) \cdot 532,13}{43,0} = 8,30 \text{ Pa/m}$$

în care:

$$\sum l_{2,1} = 2 \cdot (l_{3,1} + l_3 + l_4 + l_5 + h_7) = 2 \cdot (0,8 + 3,3 + 6 + 8,5 + 2,9) = 43,0 \text{ m}$$

- diametrele preliminare pe tronsoanele 3.1 - 3 - 4 - 5 și 7 în funcție de debitele de căldură Φ și pierderea de sar-

cină liniară medie $R_m^{2,1}$ utilizând tabelul 4.2.3; calculele sunt centralizate în tabelul 4.2.10.

- pierderile de sarcină liniare unitare R și pierderile de sarcină locale Z în funcție de diametrele conductelor și a rezistențelor locale, utilizând tabelele 4.2.3, 4.2.4 și 4.2.5. Valorile coeficienților de rezistență locală $\Sigma \xi$ sunt prezentate în tabelul 4.2.11; calculele sunt centralizate în tabelul 4.2.10.

- se verifică condiția de echilibru hidraulic

$$\sum(RI+Z)_{\text{circ. 2.1}} = 531,36 \text{ Pa} < H_D^{2,1} = 532,13 \text{ Pa},$$

pentru care abaterea medie relativă:

$$\varepsilon_r = \frac{H_D^{2,1} - \sum(RI+Z)_{\text{circ. 2.1}}}{H_D^{2,1}} = \frac{532,13 - 531,36}{532,13} \cdot 100 = 0,144\%$$

se înscrie în limitele admise considerate normale sub 10 %.

- Circuitul consumatorului $\Phi_{2,2}$.

- presiunea disponibilă

$$H_D^{2,2} = g \cdot (h_1 + h_2) \cdot (\rho_i - \rho_d) - \sum(RI+Z)_{3+4+5+7} = 9,81 \cdot (4,35 + 2,70) \cdot 12,47 - 494,41 = 368,02 \text{ Pa}$$

- pierderea de sarcină liniară unitară medie:

$$R_m^{2,2} = \frac{(1-a) \cdot H_D^{2,2}}{\sum l_{2,2}} = \frac{(1-0,33) \cdot 368,02}{7,0} = 35,22 \text{ Pa/m}$$

în care:

$$\sum l_{2,2} = 2 \cdot (h_2 + l_{2,1}) = 2 \cdot (2,7 + 0,8) = 7 \text{ m}$$

- diametrele preliminare și calculele hidraulice sunt centralizate în tabelul 4.2.10.

- presiunea disponibilă ce urmează a fi preluată prin reglarea fixă a robinetului corpului de încălzire:

$$Z_{RF}^{2,2} = H_D^{2,2} - \sum(RI+Z)_{2,1+2} = 368,02 - 54,26 = 313,76 \text{ Pa}$$

- stabilirea treptei de reglare:

$$T_{RF}^{2,2} = f(\dot{V}_{2,2}, Z_{RF}^{2,2}) \text{ în funcție de varianta robinetului de reglare, în care:}$$

$$\dot{V}_{2,2} = \frac{\Phi_{2,2}}{c_p \cdot (\theta_d - \theta_i) \cdot \rho} \cdot 3600 = \frac{0,80}{4,18 \cdot 20 \cdot 0,98} \cdot 3600 = 35,15 \text{ l/h}$$

- Circuitul consumatorului $\Phi_{2,3}$:

- presiunea disponibilă a circuitului

$$H_D^{2,3} = g \cdot (h_1 + h_2 + h_3) \cdot (\rho_i - \rho_d) - \sum(RI+Z)_{2+3+4+5+7} = 9,81 \cdot (4,35 + 2,70 + 2,70) \cdot 12,47 - 524,98 = 667,74 \text{ Pa}$$

- pierderea de sarcină unitară medie:

$$R_m^{2,3} = \frac{(1-a) \cdot H_D^{2,3}}{2 \cdot (h_3 + l_1)} = \frac{(1-0,33) \cdot 667,74}{2 \cdot (2,7 + 0,8)} = 63,91 \text{ Pa/m.}$$

- presiunea disponibilă care urmează a fi preluată de către reglarea fixă $Z_{RF}^{2,3}$ a robinetului cu dublă reglare:

$$Z_{RF}^{2,3} = H_D^{2,3} - \sum(RI+Z)_1 = 667,74 - 313,95 = 353,79 \text{ Pa}$$

- stabilirea treptei de reglare:

$$T_{RF}^{2,3} = f(\dot{V}_{2,3}, Z_{RF}^{2,3}) \text{ care se alege în funcție de tipul robinetului de reglare.}$$

în care:

$$\dot{V}_{2,3} = \frac{\Phi_{2,3}}{c_p \cdot (\theta_d - \theta_i) \cdot \rho} \cdot 3600 = \frac{3,10}{4,18 \cdot 20 \cdot 0,98} \cdot 3600 = 52,53 \text{ l/h}$$

- Circuitul coloanei T₁.

Din datele prezentate în fig. 4.2.21 rezultă că din punct de vedere termic și hidraulic, aceasta este identică cu coloana T₂ dimensionată. Pentru a asigura echilibrul hidraulic în raport cu nodul de racordare trebuie compensate pierderile de sarcină aferente tronsonului 4.

Aceasta se poate realiza prin:

- montarea unui dispozitiv de reglare la baza coloanei T₁ ales pentru a introduce pierderea de sarcină Z_{T1} , unde:

$$Z_{T1} = f(\dot{V}_{T1}, \Delta P_{T1})$$

în care:

$$\dot{V}_{T1} = \frac{\Phi_{T1}}{c_p \cdot (\theta_d - \theta_i) \cdot \rho_m} \cdot 3600 = \frac{3,10}{4,18 \cdot 20 \cdot 0,98} \cdot 3600 = 136,22 \text{ l/h}$$

$$\Delta P_{T_1} = \Sigma(Rl + Z)_4 = 120 \text{ Pa}$$

- redimensionarea corespunzătoare a conductelor circuitului coloanei T₁ pentru a prelua diferența de 120 Pa.

• Circuitul boilerului:

- presiunea disponibilă:

$$H_d^b = g \cdot h_b (\rho_i - \rho_d) - \Sigma(Rl + Z)_7 = 9,81 \cdot 2,9 \cdot 12,47 - 206,75 = 148 \text{ Pa.}$$

- pierderea de sarcină liniară unitară medie:

$$R_m^b = \frac{(l \cdot a) \cdot H_d^b}{2 \cdot l_b} = \frac{(1 - 0,33) \cdot 148}{2 \cdot 2,2} = 22,54 \text{ Pa/m}$$

- diametrul conductei și calculul hidraulic sunt centralizate în tabelul 4.2.10.

- se verifică condiția de echilibru:

$$\Sigma(Rl + Z)_b = 135,2 \text{ Pa} < H_d^b = 148 \text{ Pa.}$$

- abaterea medie relativă:

$$\epsilon_r = \frac{H_d^b - \Sigma(Rl + Z)_b}{H_d^b} = \frac{148 - 135,2}{148} \cdot 100 = 8,7\%$$

se înscrie în limitele admise considerate normale de 10 %.

Tabelul 4.2.2 Densitatea apei în funcție de temperatură

[°C]	[kg/m ³]										
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
40,0	992,24	45,0	990,25	50,0	998,07	55,0	985,73	60,0	983,24	65,0	980,59
40,1	992,20	45,1	990,21	50,1	988,02	55,1	985,68	60,1	983,19	65,1	980,53
40,2	992,17	45,2	990,16	50,2	987,97	55,2	985,63	60,2	983,14	65,2	980,48
40,3	992,13	45,3	990,12	50,3	987,92	55,3	985,59	60,3	983,08	65,3	980,42
40,4	992,09	45,4	990,07	50,4	987,89	55,4	985,54	60,4	983,03	65,4	980,37
40,5	992,05	45,5	990,03	50,5	987,84	55,5	985,49	60,5	982,98	65,5	980,32
40,6	992,01	45,6	989,99	50,6	987,80	55,6	985,44	60,6	982,93	65,6	980,26
40,7	991,97	45,7	989,95	50,7	987,75	55,7	985,39	60,7	982,88	65,7	980,21
40,8	991,94	45,8	989,90	50,8	987,71	55,8	985,35	60,8	982,82	65,8	980,16
40,9	991,90	45,9	989,86	50,9	987,66	55,9	985,30	60,9	982,77	65,9	980,10
41,0	991,86	46,0	989,82	51,0	987,62	56,0	985,25	61,0	982,72	66,0	980,05
41,1	991,82	46,1	989,78	51,1	987,57	56,1	985,20	61,1	982,67	66,1	979,99
41,2	991,78	46,2	989,74	51,2	987,52	56,2	985,15	61,2	982,62	66,2	979,93
41,3	991,74	46,3	989,69	51,3	987,48	56,3	985,10	61,3	982,57	66,3	979,87
41,4	991,70	46,4	989,65	51,4	987,43	56,4	985,05	61,4	982,51	66,4	979,82
41,5	991,66	46,5	989,61	51,5	987,38	56,5	985,00	61,5	982,46	66,5	979,77
41,6	991,62	46,6	989,57	51,6	987,33	56,6	984,95	61,6	982,41	66,6	979,72
41,7	991,58	46,7	989,53	51,7	987,28	56,7	984,90	61,7	982,36	66,7	979,67
41,8	991,55	46,8	989,48	51,8	987,23	56,8	984,85	61,8	982,31	66,8	979,61
41,9	991,51	46,9	989,44	51,9	987,19	56,9	984,80	61,9	982,26	66,9	979,56
42,0	991,47	47,0	989,40	52,0	987,15	57,0	984,75	62,0	982,20	67,0	979,50
42,1	991,43	47,1	989,36	52,1	987,10	57,1	984,70	62,1	982,15	67,1	979,44
42,2	991,39	47,2	989,31	52,2	987,06	57,2	984,65	62,2	982,10	67,2	979,39
42,3	991,35	47,3	989,27	52,3	987,01	57,3	984,60	62,3	982,05	67,3	979,33
42,4	991,31	47,4	989,22	52,4	986,97	57,4	984,55	62,4	981,99	67,4	979,28
42,5	991,27	47,5	989,18	52,5	986,92	57,5	984,50	62,5	981,94	67,5	979,22
42,6	991,23	47,6	989,14	52,6	986,87	57,6	984,45	62,6	981,89	67,6	979,16
42,7	991,19	47,7	989,09	52,7	986,83	57,7	984,40	62,7	981,83	67,7	979,11
42,8	991,15	47,8	989,05	52,8	986,78	57,8	984,35	62,8	981,78	67,8	979,06
42,9	991,11	47,9	989,00	52,9	986,74	57,9	984,30	62,9	981,72	67,9	979,00
43,0	991,07	48,0	988,96	53,0	986,69	58,0	984,25	63,0	981,77	68,0	978,94
43,1	991,03	48,1	988,92	53,1	986,64	58,1	984,20	63,1	981,62	68,1	978,88
43,2	990,99	48,2	988,87	53,2	986,59	58,2	984,15	63,2	981,57	68,2	978,82
43,3	990,94	48,3	988,83	53,3	986,55	58,3	984,10	63,3	981,54	68,3	978,77
43,4	990,90	48,4	988,78	53,4	986,50	58,4	984,05	63,4	981,46	68,4	978,71
43,5	990,86	48,5	988,74	53,5	986,45	58,5	984,00	63,5	981,40	68,5	978,66
43,6	990,82	48,6	988,70	53,6	986,40	58,6	983,95	63,6	981,35	68,6	978,61
43,7	990,78	48,7	988,65	53,7	986,35	58,7	983,90	63,7	981,29	68,7	978,55
43,8	990,74	48,8	988,61	53,8	986,31	58,8	983,85	63,8	981,24	68,8	978,50
43,9	990,70	48,9	988,56	53,9	986,26	58,9	983,80	63,9	981,18	68,9	978,44
44,0	990,66	49,0	988,52	54,0	986,21	59,0	983,75	64,0	981,13	69,0	978,38
44,1	990,62	49,1	988,47	54,1	986,16	59,1	983,70	64,1	981,07	69,1	978,32
44,2	990,58	49,2	988,43	54,2	986,11	59,2	983,65	64,2	981,02	69,2	978,27
44,3	990,54	49,3	988,38	54,3	986,07	59,3	983,60	64,3	980,97	69,3	978,21
44,4	990,50	49,4	988,34	54,4	986,02	59,4	983,55	64,4	980,91	69,4	978,16
44,5	990,46	49,5	988,29	54,5	985,97	59,5	983,50	64,5	980,86	69,5	978,10
44,6	990,42	49,6	988,25	54,6	985,92	59,6	983,45	64,6	980,81	69,6	978,04
44,7	990,38	49,7	988,20	54,7	985,87	59,7	983,40	64,7	980,78	69,7	977,98
44,8	990,33	49,8	988,16	54,8	985,83	59,8	983,34	64,8	980,71	69,8	977,93
44,9	990,29	49,9	988,11	54,9	985,78	59,9	983,29	64,9	980,65	69,9	977,87

Tabelul 4.2.2 Densitatea apei în funcție de temperatură - continuare

[°C]	[kg/m ³]										
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
70,0	977,81	75,0	974,89	80,0	971,83	85,0	968,65	90,0	965,34	95,0	961,92
70,1	977,75	75,1	974,83	80,1	971,77	85,1	968,58	90,1	965,28	95,1	961,85
70,2	977,70	75,2	974,77	80,2	971,71	85,2	968,52	90,2	964,21	95,2	961,78
70,3	977,64	75,3	974,71	80,3	971,65	85,3	968,46	90,3	965,15	95,3	961,71
70,4	977,58	75,4	974,65	80,4	971,58	85,4	968,39	90,4	965,08	95,4	961,64
70,5	977,52	75,5	974,59	80,5	971,52	85,5	968,33	90,5	965,01	95,5	961,57
70,6	977,46	75,6	974,53	80,6	971,46	85,6	968,27	90,6	964,94	95,6	961,50
70,7	977,40	75,7	974,46	80,7	971,40	85,7	968,20	90,7	964,88	95,7	961,43
70,8	977,35	75,8	974,41	80,8	971,33	85,8	968,14	90,8	964,81	95,8	961,36
70,9	977,29	75,9	974,35	80,9	971,27	85,9	968,07	90,9	964,74	95,9	961,29
71,0	977,23	76,0	974,29	81,0	971,21	86,0	968,00	91,0	964,67	96,0	961,22
71,1	977,17	76,1	974,23	81,1	971,14	86,1	967,93	91,1	964,61	96,1	9761,15
71,2	977,12	76,2	974,16	81,2	971,08	86,2	967,86	91,2	964,54	96,2	961,08
71,3	977,07	76,3	974,10	81,3	971,02	86,3	967,80	91,3	964,47	96,3	961,01
71,4	977,01	76,4	974,04	81,4	970,96	86,4	967,70	91,4	964,40	96,4	960,91
71,5	976,95	76,5	973,98	81,5	970,84	86,5	967,67	91,5	964,33	96,5	960,87
71,6	976,90	76,6	973,92	81,6	970,83	86,6	967,61	91,6	964,26	96,6	960,80
71,7	976,84	76,7	973,86	81,7	970,77	86,7	967,54	91,7	964,19	96,7	960,73
71,8	976,78	76,8	973,80	81,8	970,70	86,8	967,48	91,8	964,13	96,8	960,66
71,9	976,72	76,9	973,74	81,9	970,63	86,9	967,41	91,9	964,05	96,9	960,59
72,0	976,66	77,0	973,68	82,0	970,57	87,0	967,34	92,0	963,99	97,0	960,51
72,1	976,60	77,1	973,62	82,1	970,50	87,1	967,28	92,1	963,92	97,1	960,44
72,2	976,54	77,2	973,55	82,2	970,44	87,2	967,21	92,2	963,85	97,2	960,37
72,3	976,48	77,3	973,49	82,3	970,38	87,3	967,14	92,3	963,78	97,3	960,30
72,4	976,42	77,4	973,43	82,4	970,32	87,4	967,08	92,4	963,71	97,4	960,23
72,5	976,36	77,5	973,37	82,5	970,25	87,5	967,01	92,5	963,65	97,5	960,16
72,6	976,30	77,6	973,31	82,6	970,19	87,6	966,95	92,6	963,58	97,6	960,09
72,7	976,25	77,7	973,25	82,7	970,06	87,7	966,89	92,7	963,51	97,7	960,02
72,8	976,19	77,8	973,19	82,8	970,03	87,8	966,81	92,8	963,44	97,8	959,95
72,9	976,13	77,9	973,13	82,9	970,00	87,9	966,74	92,9	963,37	97,9	959,88
73,0	976,07	78,0	973,07	83,0	969,94	88,0	966,66	93,0	963,30	98,0	959,81
73,1	976,01	78,1	973,01	83,1	969,87	88,1	966,62	93,1	963,23	98,1	959,74
73,2	975,95	78,2	972,95	83,2	969,81	88,2	966,55	93,2	963,16	98,2	959,67
73,3	975,89	78,3	972,88	83,3	969,75	88,3	966,48	93,3	963,10	98,3	959,60
73,4	975,83	78,4	972,82	83,4	969,68	88,4	966,41	93,4	963,03	98,4	959,53
73,5	975,77	78,5	972,76	83,5	969,62	88,5	966,35	93,5	962,96	98,5	959,46
73,6	975,71	78,6	972,70	83,6	969,56	88,6	966,28	93,6	962,89	98,6	959,36
73,7	975,67	78,7	972,63	83,7	969,50	88,7	966,21	93,7	962,82	98,7	959,32
73,8	975,60	78,8	972,57	83,8	969,43	88,8	966,14	93,8	962,75	98,8	959,24
73,9	975,54	78,9	972,51	83,9	969,37	88,9	966,08	93,9	962,68	98,9	959,17

**Tabelul 4.2.3 Pierderi de sarcină unitare "R"
pentru conducte din oțel, la $\Delta T = 20$ K**

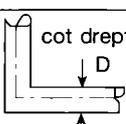
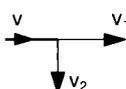
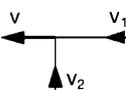
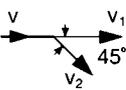
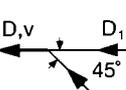
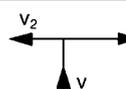
Tipul conductei		Conducte din oțel obișnuit pentru instalații						
Diame- trul	nominal	in	3/8	1/2	3/4	1	1 1/4	1 1/2
	interior	mm	12,25	15,75	21,25	27	35,75	41,25
R [Pa/m]		Φ debitul de căldură [kW] v - viteza apei [m/s]						
1		2	3	4	5	6	7	8
0,5	Φ	—	—	0,53	1,05	2,31	3,45	
	v	—	—	0,02	0,025	0,03	0,03	
1	Φ	—	0,35	0,82	1,57	3,44	5,08	
	v	—	0,02	0,03	0,035	0,04	0,045	
1,5	Φ	—	0,45	1,05	2,01	4,35	6,42	
	v	—	0,03	0,035	0,045	0,05	0,06	
2	Φ	—	0,54	1,24	2,38	5,13	7,56	
	v	—	0,035	0,045	0,05	0,06	0,07	
3	Φ	0,35	0,69	1,57	3	6,45	9,51	
	v	0,035	0,045	0,05	0,06	0,08	0,09	
4	Φ	0,42	0,81	1,84	3,52	7,58	11,2	
	v	0,045	0,05	0,06	0,08	0,09	0,1	
5	Φ	0,47	0,92	2,08	4	8,59	12,7	
	v	0,05	0,06	0,07	0,09	0,11	0,12	
6	Φ	0,52	1,02	2,31	4,43	9,57	14,1	
	v	0,05	0,06	0,08	0,10	0,1	0,13	
7	Φ	0,57	1,11	2,52	4,84	10,4	15,3	
	v	0,06	0,07	0,09	0,1	0,13	0,14	
8	Φ	0,61	1,2	2,72	5,2	11,2	16,5	
	v	0,06	0,08	0,09	0,11	0,14	0,15	
9	Φ	0,65	1,28	2,91	5,57	12	17,7	
	v	0,07	0,08	0,10	0,12	0,15	0,16	
10	Φ	0,69	1,36	3,09	5,91	12,7	18,7	
	v	0,07	0,09	0,11	0,13	0,16	0,17	
15	Φ	0,87	1,71	3,87	7,42	15,8	23,5	
	v	0,09	0,11	0,13	0,16	0,19	0,22	
20	Φ	1,02	2	4,54	8,69	18,6	27,6	
	v	0,11	0,13	0,16	0,19	0,22	0,26	
30	Φ	1,28	2,52	5,69	10,9	23,3	34,1	
	v	0,13	0,16	0,2	0,24	0,28	0,32	
40	Φ	1,5	2,95	6,72	12,7	27,1	39,8	
	v	0,16	0,19	0,24	0,28	0,34	0,36	
50	Φ	1,7	3,35	7,56	14,3	30,6	44,9	
	v	0,18	0,22	0,26	0,3	0,38	0,42	
60	Φ	1,9	3,7	8,37	15,8	33,6	49,8	
	v	0,2	0,24	0,3	0,34	0,42	0,46	
80	Φ	2,21	4,33	9,76	18,6	39,2	57,9	
	v	0,24	0,28	0,34	0,4	0,48	0,55	
100	Φ	2,49	4,92	11	20,9	44,1	65,1	
	v	0,26	0,32	0,38	0,44	0,55	0,6	
120	Φ	2,74	5,41	12,2	23	48,6	71,6	
	v	0,28	0,34	0,42	0,5	0,6	0,65	
160	Φ	3,19	6,32	14,2	26,7	56,6	83,3	
	v	0,34	0,4	0,5	0,6	0,7	0,75	
200	Φ	3,61	7,14	15,9	30,1	63,8	93,5	
	v	0,38	0,46	0,55	0,65	0,8	0,85	
240	Φ	3,98	7,84	17,6	33,1	70,5	103	
	v	0,42	0,5	0,6	0,72	0,85	0,95	
300	Φ	4,5	8,86	19,8	37,6	79,3	116	
	v	0,46	0,55	0,7	0,8	0,95	1,1	

**Tabelul 4.2.3 Pierderi de sarcină unitare liniare "R"
pentru conducte din oțel, la $\Delta T = 20$ K - continuare**

Tipul conductei		Conducte din oțel obișnuit pentru instalații					
Diame- trul	nominal	mm	57,3	70,3,5	76,3,5	89,3,5	95,3,5
	interior	mm	51	63	69	82	88
R [Pa/m]		Φ debitul de căldură [kW] v - viteza apei [m/s]					
1		2	3	4	5	6	7
0,5	Φ		6,33	11,4	14,4	22,7	27,1
	v		0,035	0,045	0,045	0,05	0,05
1	Φ		9,41	16,9	21,5	33,7	40,1
	v		0,06	0,06	0,07	0,08	0,08
1,5	Φ		11,9	21,3	27	42,1	50,2
	v		0,07	0,08	0,09	0,1	0,1
2	Φ		14	25	31,7	49,4	58,8
	v		0,08	0,1	0,1	0,11	0,12
3	Φ		17,4	31,3	40,1	62	73,7
	v		0,1	0,12	0,13	0,14	0,15
4	Φ		20,5	36,6	46,6	72,6	86,5
	v		0,12	0,14	0,15	0,17	0,17
5	Φ		23,1	41,4	52,8	82,1	97,7
	v		0,14	0,16	0,17	0,19	0,2
6	Φ		25,6	45,9	58,3	91,8	108
	v		0,15	0,18	0,19	0,2	0,22
7	Φ		27,9	50	63,3	98,9	117
	v		0,16	0,19	0,2	0,22	0,24
8	Φ		30,1	53,7	68,6	106	127
	v		0,18	0,2	0,22	0,24	0,26
9	Φ		32,1	57,4	73,3	113	134
	v		0,19	0,22	0,24	0,26	0,28
10	Φ		34	61,1	77,3	120	142
	v		0,2	0,24	0,24	0,28	0,28
15	Φ		42,9	75,9	96,5	149	178
	v		0,26	0,3	0,3	0,34	0,36
20	Φ		50	88,5	112	174	207
	v		0,3	0,34	0,36	0,4	0,42
30	Φ		61,9	110	139	216	257
	v		0,36	0,42	0,44	0,5	0,5
40	Φ		72,4	128	163	252	299
	v		0,42	0,5	0,5	0,6	0,6
50	Φ		81,2	144	182	284	336
	v		0,48	0,55	0,6	0,65	0,7
60	Φ		89	158	202	313	370
	v		0,55	0,6	0,65	0,7	0,75
80	Φ		104	185	236	365	430
	v		0,6	0,7	0,75	0,85	0,95
100	Φ		117	208	264	408	483
	v		0,7	0,8	0,85	0,95	1
120	Φ		129	229	269	449	531
	v		0,75	0,85	0,95	1	1,1
160	Φ		150	266	337	520	617
	v		0,9	1	1,1	1,2	1,2
200	Φ		169	299	379	584	693
	v		1	1,1	1,2	1,3	1,4
240	Φ		185	329	417	643	763
	v		1,1	1,3	1,3	1,5	1,5
300	Φ		208	369	467	722	855
	v		1,2	1,4	1,5	1,7	1,7

Tabelul 4.2.3 Pierderi de sarcină unitare liniare "R" pentru conducte din oțel, la $\Delta T = 20 \text{ K}$ - continuare								
Tipul conductei		Conducte din oțel obișnuit pentru instalații						
Diame- trul	nominal	mm	108-4	121-4	133-4	146-4,5	159-5	194-7
	interior	mm	100	113	125	137	149	180
R [Pa/m]		Φ debitul de căldură [kW] v - viteza apei [m/s]						
1		2	3	4	5	6	7	8
0,5	Φ	39	53,4	70,1	89,9	115	187	
	v	0,06	0,07	0,07	0,07	0,08	0,09	
1	Φ	57,4	78,4	103	131	169	267	
	v	0,09	0,1	0,1	0,11	0,12	0,13	
1,5	Φ	72	98,4	129	165	210	343	
	v	0,11	0,12	0,13	0,14	0,15	0,17	
2	Φ	84,4	115	151	193	248	400	
	v	0,13	0,14	0,15	0,16	0,17	0,19	
3	Φ	105	144	189	241	308	500	
	v	0,16	0,18	0,19	0,20	0,22	0,24	
4	Φ	123	169	220	281	359	585	
	v	0,19	0,2	0,22	0,24	0,26	0,28	
5	Φ	141	191	249	319	407	659	
	v	0,22	0,24	0,24	0,26	0,28	0,32	
6	Φ	156	209	279	352	445	727	
	v	0,24	0,26	0,28	0,3	0,32	0,36	
7	Φ	169	229	301	383	484	787	
	v	0,26	0,28	0,3	0,32	0,34	0,38	
8	Φ	181	245	323	410	516	844	
	v	0,28	0,3	0,32	0,34	0,36	0,4	
9	Φ	192	262	343	436	547	898	
	v	0,3	0,32	0,34	0,36	0,38	0,44	
10	Φ	202	278	363	462	580	950	
	v	0,32	0,34	0,36	0,38	0,4	0,46	
15	Φ	253	344	450	576	734	1186	
	v	0,4	0,42	0,46	0,48	0,5	0,55	
20	Φ	298	401	524	669	855	1372	
	v	0,46	0,5	0,55	0,55	0,6	0,65	
30	Φ	367	497	652	827	1057	1698	
	v	0,55	0,6	0,65	0,7	0,75	0,8	
40	Φ	428	579	762	962	1221	1965	
	v	0,65	0,7	0,75	0,8	0,85	0,95	
50	Φ	480	651	856	1083	1372	2221	
	v	0,75	0,8	0,85	0,9	0,95	1,1	
60	Φ	528	716	937	1186	1511	2442	
	v	0,8	0,9	0,95	1	1,1	1,2	
80	Φ	614	833	1086	1384	1768	2826	
	v	0,95	1	1,1	1,2	1,2	1,4	
100	Φ	691	935	1221	1547	1977	3175	
	v	1,1	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	
120	Φ	759	1028	1337	1710	2175	3477	
	v	1,2	1,3	1,3	1,4	1,5	1,7	
160	Φ	881	1198	1558	1977	2512	4036	
	v	1,4	1,5	1,6	1,6	1,8	1,9	
200	Φ	987	1337	1744	2221	2826	4536	
	v	1,5	1,6	1,7	1,9	2	2,2	
240	Φ	1084	1465	1919	2442	3105	4978	
	v	1,7	1,8	1,9	2	2,2	2,4	
300	Φ	1209	1651	2151	2733	3477	5582	
	v	1,9	2	2,2	2,2	2,4	2,6	

Tabel 4.2.4. Coeficienți de rezistență locală ξ , funcție de material și mărimi geometrice

Nr. crt.	Denumire	Simbol	Material Date	Coeficient de rezistență locală							
				0,5	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	
Curbe și coturi la 90°											
1	Curbe		r/D Oțel Cupru Termoplastice	- 1,00 Cald Turnate	0,5 0,35 0,21 0,51	1,0 0,35 0,14 0,30	2,0 0,30 - -	3,0 0,30 0,11 0,23	4,0 0,30 - -	5,0 0,00 - -	6,0 0,00 - 0,09 0,18
2	Cot drept		Diametru D [in] Oțel Cupru Termoplastice	3/8 2 Cald Turnate	1/2 2	3/4 1,5	1 1,5 0,7	1 1/4 1 1,13	1 1/2 1 1,27	2 1 1	
Teuri de trecere cu derivații la 90°											
3	La separare T.T.S.		v ₂ /v Oțel Cupru Termoplastice v ₁ /v Oțel Cupru Termoplastice	0,3 12 Cald Turnate	0,4 7 0,5 0,5	0,6 3,5	0,8 2,5 1,30 1,30	1,0 2 1	2 1	- 1 0	-
4	La împreunare T.T.I.		v ₂ /v Oțel Cupru Termoplastice v ₁ /v Oțel Cupru Termoplastice	0,2 1 Cald Turnate	0,4 0,5 0,2 1,3	0,6 1 0,4 1,1	0,8 1,3 0,9 0,9 0,6 0,8 0,5 0,6 0,6	1,0 1,5 0,8 0,5 1 0,0	- -	- -	-
Teuri de trecere cu derivații la 45°											
5	La separare T.T.S.		v ₂ /v Oțel Cupru Termoplastice v ₁ /v Oțel Cupru Termoplastice	0,3 7 Cald Turnate	0,4 4 0,5 0,5	0,6 1,5	0,8 0,8 0,9 0,9 0,3 0,4	1,0 0,6	2 0,5	- -	-
6	La împreunare T.T.I.		Oțel Cupru Termoplastice Oțel Cupru Termoplastice	D ₂ /D 0,3 0,4 0,5 0,7 1 D ₁ /D <1 1	v ₂ /v 0,1 0,3 -1 -3 -0,5 0,6 0,8 0,3 0,3 0,5	0,2 0,3 0,8 1 0,5	0,3 0,4 0,8 0,8 1 0,4 0,3 1 0,2 0,2	0,4 0,5 1 1	- -	- -	-
Teuri de trecere în contracurent											
7	La separare		v ₂ /v Oțel Cupru Termoplastice	0,4 6,5	0,6 3	0,8 1,8	1 1,3 1,5 1,3	1,3 1 0,8	1,5 2 0,5		

Tabel 4.2.4. (continuare)

8	La împreunare		Oțel Cupru Termoplastice	v_2/v						
				D_2/D 0,5 0,7 0,8	0,3 5 6,5 9	0,5 1,3 2 3				
Robinete și armături de sens										
9	Robinete cu ventil și scaun oblic		Diametru D [in] Oțel Cupru Termoplastice	3/8 3,5 - -	1/2 3,5 3,5 3,5	3/4 3 2,5 2,5	1 3 2 2	1 1/4 2,3 2 2	1 1/2 2,3 2 2	>2 2 0,7 0,7
10	Robinete cu sertar		Oțel Cupru Termoplastice	1 2	1 2	0,5 1,5	0,5 1,5	0,3 1	0,3 1	0,3 0,65
11	Robinete cu ventil și scaun drept		Oțel Cupru Termoplastice	10 10 10	10 10 10	7 8,5 8,5	7 7 7	5 6 6	5 5 5	4 5 5
12	Robinet drept de radiator		Oțel Cupru Termoplastice	8,5 10 10	8,5 10 10	6 8,5 8,5	6 7 7	5 6 6	5 5 6	4 5 5
13	Robinet colțar de radiator		Oțel Cupru Termoplastice	4 2	4 2	2 2	2 2	2 2	2 2	2 3,5
14	Robinet de închidere sferic		Pentru toate materialele	0,5						
15	Schimbare de nivel (curba etaj)		Pentru toate materialele	0,5						
16	Clapetă cu ventil		Dn 20 Dn 25 la Dn 50	4,6...6 3,6...5						
17	Clapetă de sens		Dn [mm] ξ	25 2,5	40 2,5	50 1,9	100 1,2	200 1,0		
18	Distribuitor		Pentru toate materialele	0,5						
19	Colector		Pentru toate materialele	1						
20	Lira de dilatare		Pentru toate materialele	1						
21	Compensator axial		Pentru toate materialele	2						
22	Supapă de siguranță		Pentru toate materialele	5						
23	Cazan			2,5						
24	Corp de încălzire radiant			2,5						
25	Corp de încălzire cu plăci			3,5						
26	Racorduri de rezervoare		Intrare	1						
			Ieșire	0,5						

**Tabelul 4.2.5 Pierderi de sarcină unitare locale „Z”,
pentru conducte din oțel și $\Sigma \xi = 1$, la încălzirea cu apă caldă**

Viteza apei v [m/s]	0,01	0,015	0,02	0,025	0,03	0,035	0,04	0,045	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09
Z [Pa]	0,05	0,1	0,2	0,3	0,5	0,6	0,8	1	1,3	1,8	2,5	3,2	4,1
Viteza apei v [m/s]	0,1	0,12	0,14	0,16	0,18	0,2	0,22	0,24	0,26	0,28	0,3	0,35	0,4
Z [Pa]	5	7	10	12	16	20	24	29	34	39	45	61	80
Viteza apei v [m/s]	0,45	0,5	0,6	0,7	0,8	0,035	1	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6
Z [Pa]	100	125	180	245	320	405	500	605	720	845	980	1130	1280

Tabelul 4.2.7 Pierderi de sarcină liniară unitară “R” pentru conducte din cupru, la $\Delta T = 1$ K

R [Pa/m]	Debit [kg/h] Viteza [m/s]	Diametrul conductelor [mm]											
		6 · 1	8 · 1	10 · 1	12 · 1	15 · 1	18 · 1	22 · 1	28 · 1,5	35 · 1,5	42 · 1,5	54 · 2	
0,5	M	0,0313	0,159	0,501	1,22	3,5	8,02	19,60	47,80	74,40	129	256	
	v	0,0007	0,0016	0,0029	0,0045	0,0075	0,0114	0,0178	0,0278	0,0265	0,0308	0,0372	
1	M	0,0627	0,317	1	2,45	6,99	16	39,2	56,5	112	194	383	
	v	0,0014	0,0032	0,0057	0,0089	0,0151	0,0228	0,0356	0,0329	0,0399	0,0463	0,0557	
1,5	M	0,094	0,476	1,5	3,67	10,5	24,1	38,6	71,9	142	245	484	
	v	0,0021	0,0048	0,0086	0,0134	0,0226	0,0342	0,0352	0,0419	0,0506	0,0586	0,0704	
2	M	0,125	0,634	2,01	4,9	14	32,1	45,9	85,2	168	290	571	
	v	0,0029	0,0064	0,0114	0,0178	0,0301	0,0456	0,0417	0,0496	0,0598	0,0693	0,0831	
2,2	M	0,138	0,698	2,21	5,38	15,4	35,3	48,5	90,1	178	306	603	
	v	0,0031	0,0071	0,0125	0,0196	0,0331	0,0502	0,0442	0,0525	0,0632	0,0732	0,0878	
2,4	M	0,15	0,761	2,41	5,87	16,8	27,4	51,1	94,8	187	322	634	
	v	0,0034	0,0077	0,0137	0,0214	0,0361	0,039	0,0465	0,0552	0,0665	0,077	0,0923	
2,6	M	0,163	0,825	2,61	6,36	18,2	28,8	53,6	99,4	196	337	663	
	v	0,0037	0,0083	0,0148	0,0232	0,0391	0,0409	0,0488	0,0579	0,0697	0,0806	0,0966	
2,8	M	0,175	0,888	2,81	6,85	19,6	30,1	56	104	205	352	692	
	v	0,004	0,009	0,016	0,0249	0,0422	0,0428	0,0509	0,0604	0,0727	0,0842	0,101	
3	M	0,188	0,952	3,01	7,34	21	31,4	58,3	108	213	366	720	
	v	0,0043	0,0096	0,0171	0,0267	0,0452	0,0446	0,0531	0,0629	0,0757	0,0876	0,105	
3,3	M	0,207	1,05	3,31	8,08	23,1	33,2	61,7	114	225	387	760	
	v	0,0047	0,0106	0,0188	0,0294	0,0497	0,0472	0,0561	0,0665	0,08	0,0925	0,111	
3,6	M	0,226	1,114	3,61	8,81	24,1	34,9	64,9	120	237	406	799	
	v	0,0051	0,0115	0,0205	0,0321	0,0502	0,057	0,0591	0,07	0,0842	0,0973	0,116	
4	M	0,251	1,27	4,01	9,79	24,6	37,2	69,1	128	252	432	849	
	v	0,0057	0,0128	0,0228	0,0356	0,051	0,0529	0,0629	0,0745	0,0894	0,103	0,124	
4,5	M	0,282	1,43	4,51	11	25,1	39,9	74	137	269	462	908	
	v	0,0064	0,0144	0,0257	0,0401	0,0522	0,0567	0,0674	0,0797	0,0957	0,111	0,132	
5	M	0,313	1,59	5,01	12,2	25,8	42,5	78,8	146	286	491	964	
	v	0,0071	0,016	0,0285	0,0445	0,0533	0,0604	0,0717	0,0848	0,102	0,117	0,14	
5,5	M	0,345	1,74	5,51	13,5	26,5	44,9	83,3	154	302	518	1018	
	v	0,0078	0,0176	0,0314	0,049	0,0543	0,0639	0,0758	0,0896	0,107	0,124	0,148	
6	M	0,376	1,9	6,02	14,7	27,1	47,3	87,6	162	318	545	1069	
	v	0,0086	0,0192	0,0342	0,0535	0,0572	0,0673	0,0798	0,0943	0,113	0,13	0,156	
6,5	M	0,407	2,06	6,52	15,9	27,9	49,6	91,8	170	333	570	1119	
	v	0,0093	0,0208	0,0371	0,0579	0,06	0,0705	0,0836	0,0987	0,118	0,137	0,163	
7	M	0,439	2,22	7,02	16,5	29,1	51,8	95,9	177	347	595	1167	
	v	0,01	0,0225	0,0399	0,0604	0,0627	0,0737	0,0873	0,103	0,124	0,142	0,17	
7,5	M	0,47	2,38	7,52	17,1	30,3	53,9	99,8	184	361	619	1214	
	v	0,0107	0,0241	0,0428	0,061	0,0653	0,0767	0,0909	0,107	0,128	0,148	0,177	
8	M	0,501	2,54	8,02	17,5	31,5	56	104	191	375	642	1259	
	v	0,0114	0,0257	0,0456	0,065	0,0679	0,0797	0,0943	0,111	0,133	0,154	0,183	
9	M	0,564	2,85	9,02	17,9	33,8	60	111	205	401	687	1346	
	v	0,0128	0,0289	0,0513	0,066	0,0728	0,0854	0,101	0,119	0,143	0,164	0,196	
10	M	0,627	3,17	10	18,1	36	63,9	118	218	426	729	1429	
	v	0,0143	0,0321	0,057	0,067	0,0775	0,0908	0,107	0,127	0,152	0,175	0,208	
11	M	0,689	3,49	11	18,3	38	67,5	125	230	450	770	1508	
	v	0,0157	0,0335	0,0627	0,069	0,0819	0,096	0,114	0,134	0,16	0,184	0,22	
12	M	0,752	3,81	12	19,3	40	71,1	131	242	473	809	1584	
	v	0,0171	0,0385	0,0684	0,0703	0,0863	0,101	0,119	0,141	0,168	0,194	0,231	

Tabelul 4.2.7 Pierderi de sarcină liniară unitară "R" pentru conducte din cupru, la $\Delta T = 1 \text{ K}$ - continuare

R [Pa/m]	Debit [kg/h] Viteza [m/s]	Diametrul conductelor [mm]										
		6 · 1	8 · 1	10 · 1	12 · 1	15 · 1	18 · 1	22 · 1	28 · 1,5	35 · 1,5	42 · 1,5	54 · 2
13	M	0,815	4,12	13	20,3	42	74,5	137	253	495	847	1657
	v	0,0185	0,0417	0,0741	0,0737	0,0904	0,106	0,125	0,147	0,176	0,203	0,241
14	M	0,877	4,44	14	21,2	43,8	77,8	143	264	517	883	1728
	v	0,02	0,0449	0,0798	0,077	0,0944	0,111	0,131	0,154	0,184	0,211	0,252
15	M	0,94	4,76	15	22,1	45,7	81	149	275	537	919	1796
	v	0,0214	0,0481	0,0855	0,0803	0,0984	0,115	0,136	0,16	0,191	0,22	0,262
16	M	1	5,08	16	22,9	47,4	84,1	155	285	558	953	1863
	v	0,0228	0,0513	0,0912	0,0834	0,102	0,12	0,141	0,166	0,198	0,228	0,271
17	M	1,07	5,39	17	23,8	49,1	87,1	161	295	577	986	1928
	v	0,0242	0,0545	0,0969	0,0865	0,106	0,124	0,146	0,172	0,205	0,236	0,281
18	M	1,13	5,71	18	24,6	50,8	90	166	305	596	1019	1991
	v	0,0257	0,0577	0,103	0,0895	0,109	0,128	0,151	0,178	0,212	0,244	0,290
19	M	1,19	6,03	18,6	25,4	52,5	92,9	171	315	615	1050	2052
	v	0,0271	0,0609	0,0775	0,0924	0,113	0,132	0,156	0,183	0,219	0,251	0,299
20	M	1,25	6,34	19	26,2	54,1	95,7	176	324	633	1081	2113
	v	0,0285	0,0641	0,0799	0,0952	0,116	0,136	0,16	0,189	0,225	0,259	0,308
22	M	1,38	6,98	20	27,7	57,2	101	186	342	668	1141	2229
	v	0,0314	0,0706	0,0846	0,101	0,123	0,144	0,17	0,199	0,238	0,273	0,325
24	M	1,5	7,61	21	29,1	60,1	106	196	360	702	1199	2341
	v	0,0342	0,077	0,0891	0,106	0,13	0,151	0,178	0,209	0,25	0,287	0,341
26	M	1,63	8,25	22	30,5	63	111	205	376	735	1254	2448
	v	0,0371	0,0834	0,0934	0,111	0,136	0,158	0,187	0,219	0,261	0,3	0,356
28	M	1,75	8,88	23	31,9	65,8	116	214	393	767	1308	2552
	v	0,0399	0,0898	0,0976	0,116	0,142	0,165	0,195	0,229	0,273	0,313	0,372
30	M	1,88	9,52	24	33,2	68,5	121	223	408	797	1360	2653
	v	0,0428	0,0962	0,102	0,121	0,148	0,172	0,203	0,238	0,283	0,325	0,386
33	M	2,07	10,5	25	35,1	72,4	128	235	431	841	1435	2799
	v	0,047	0,106	0,108	0,128	0,156	0,182	0,214	0,251	0,299	0,343	0,408
36	M	2,26	11,4	26	37	76,2	135	247	453	884	1507	2939
	v	0,0513	0,115	0,113	0,135	0,164	0,191	0,225	0,264	0,314	0,361	0,428
40	M	2,51	11,8	27	39,3	81	143	263	481	938	1599	3117
	v	0,057	0,118	0,121	0,143	0,174	0,203	0,239	0,28	0,333	0,383	0,454
45	M	2,82	12,1	28	42,1	86,7	153	281	515	1003	1708	3329
	v	0,0641	0,122	0,129	0,153	0,187	0,218	0,256	0,3	0,356	0,409	0,485
50	M	3,13	12,3	29	44,8	92,1	163	298	546	1064	1813	3531
	v	0,0713	0,125	0,138	0,163	0,198	0,231	0,271	0,318	0,378	0,434	0,514
55	M	3,45	12,5	30	47,4	97,4	172	315	577	1123	1912	3724
	v	0,0748	0,126	0,146	0,172	0,21	0,244	0,287	0,336	0,399	0,458	0,542
60	M	3,76	12,6	31	49,9	102	180	331	606	1179	2008	3910
	v	0,0855	0,127	0,153	0,181	0,221	0,257	0,301	0,353	0,419	0,481	0,569
65	M	4,07	12,7	32	52,2	107	189	346	634	1234	2100	4088
	v	0,0927	0,129	0,161	0,19	0,231	0,269	0,315	0,369	0,439	0,503	0,595
70	M	4,39	13,3	33	54,5	112	197	361	661	1286	2189	4261
	v	0,0998	0,134	0,168	0,199	0,241	0,28	0,329	0,385	0,457	0,524	0,62
75	M	4,70	13,8	34	56,8	116	205	376	687	1337	2275	4428
	v	0,107	0,14	0,175	0,207	0,251	0,292	0,342	0,4	0,475	0,545	0,645
80	M	5,01	14,4	35	58,9	121	213	390	713	1387	2359	4590
	v	0,114	0,145	0,181	0,215	0,26	0,303	0,355	0,415	0,493	0,565	0,668
90	M	5,64	15,4	36	63,1	129	228	417	762	1481	2520	4900
	v	0,128	0,156	0,194	0,230	0,279	0,324	0,379	0,444	0,527	0,603	0,714
100	M	5,9	16,4	37	67,1	137	242	443	809	1572	2672	5196
	v	0,133	0,166	0,207	0,244	0,296	0,344	0,403	0,471	0,559	0,64	0,757
110	M	6,1	17,4	38	70,9	145	255	467	853	1658	2819	5479
	v	0,145	0,175	0,218	0,258	0,313	0,363	0,425	0,497	0,589	0,675	0,798

Tabelul 4.2.7 Pierderi de sarcină liniare unitare "R" pentru conducte din cupru, la $\Delta T = 1 \text{ K}$ - continuare

R [Pa/m]	Debit [kg/h] Viteza [m/s]	Diametrul conductelor [mm]										
		6 · 1	8 · 1	10 · 1	12 · 1	15 · 1	18 · 1	22 · 1	28 · 1,5	35 · 1,5	42 · 1,5	54 · 2
120	M	6,5	18,3	40,4	74,5	153	268	491	896	1741	2959	5750
	v	0,15	0,185	0,23	0,271	0,329	0,381	0,447	0,522	0,619	0,708	0,837
130	M	6,8	19,1	42,3	78,1	160	281	514	938	1820	3094	6011
	v	0,155	0,0194	0,241	0,284	0,344	0,399	0,467	0,546	0,647	0,740	0,875
140	M	6,9	20	44,2	81,5	167	293	536	977	1898	3224	6263
	v	0,16	0,202	0,251	0,297	0,359	0,416	0,487	0,569	0,675	0,772	0,912
150	M	7,1	20,8	46	84,8	173	305	557	1016	1972	3350	6507
	v	0,165	0,211	0,262	0,309	0,373	0,433	0,507	0,592	0,701	0,802	0,947
160	M	7,25	21,6	47,8	88	180	316	578	1054	2045	3473	6744
	v	0,17	0,219	0,272	0,32	0,387	0,449	0,526	0,614	0,727	0,831	0,982
170	M	7,5	22,4	49,5	91,1	186	327	598	1090	2115	3592	6974
	v	0,175	0,227	0,281	0,322	0,401	0,465	0,544	0,635	0,752	0,86	1,02
180	M	7,85	23,2	51,1	94,2	192	338	617	1126	2184	3708	7198
	v	0,18	0,234	0,291	0,343	0,414	0,48	0,562	0,656	0,776	0,887	1,05
190	M	8,1	23,9	52,8	97,1	198	348	636	1160	2250	3821	7416
	v	0,185	0,242	0,3	0,354	0,427	0,495	0,579	0,676	0,8	0,914	1,08
200	M	8,3	24,7	54,4	100	204	359	655	1194	2316	3932	7630
	v	0,19	0,249	0,309	0,364	0,44	0,51	0,596	0,696	0,823	0,941	1,11
220	M	8,48	26,1	57,4	106	216	378	691	1260	2442	4145	8042
	v	0,195	0,264	0,327	0,385	0,465	0,538	0,629	0,734	0,868	0,992	1,17
240	M	8,93	27,4	60,4	111	227	398	726	1323	2563	4350	8438
	v	0,203	0,277	0,344	0,404	0,488	0,565	0,661	0,77	0,911	1,04	1,23
260	M	9,36	28,7	63,3	116	237	416	759	1383	2680	4548	8819
	v	0,213	0,291	0,36	0,423	0,511	0,591	0,691	0,806	0,953	1,09	1,28
280	M	9,78	30	66	121	247	434	791	1442	2793	4738	9187
	v	0,223	0,303	0,375	0,442	0,533	0,617	0,72	0,84	0,993	1,13	1,34
300	M	10,2	31,2	68,7	126	257	451	823	1498	2902	4923	9543
	v	0,232	0,316	0,391	0,459	0,554	0,641	0,749	0,873	1,03	1,18	1,39
330	M	10,8	33	72,6	133	272	476	868	1580	3060	5189	10057
	v	0,245	0,334	0,413	0,485	0,585	0,677	0,79	0,92	1,09	1,24	1,46
360	M	11,3	34,7	76,3	140	285	500	911	1659	3211	5445	10551
	v	0,258	0,351	0,434	0,51	0,614	0,711	0,829	0,966	1,14	1,3	1,54
400	M	12,1	36,9	81	149	303	530	967	1759	3405	5771	11180
	v	0,275	0,373	0,461	0,541	0,652	0,754	0,88	1,02	1,21	1,38	1,63
450	M	12,9	39,5	86,7	159	324	567	1033	1878	3634	6159	11927
	v	0,294	0,399	0,493	0,579	0,697	0,806	0,94	1,09	1,29	1,47	1,74
500	M	13,8	42	92,1	169	343	601	1095	1992	3852	6527	12637
	v	0,313	0,425	0,524	0,615	0,74	0,855	0,997	1,16	1,37	1,56	1,84
550	M	14,6	44,4	97,3	178	362	634	1155	2100	4061	6879	13315
	v	0,331	0,449	0,553	0,649	0,781	0,902	1,05	1,22	1,44	1,65	1,94
600	M	15,3	46,6	102	187	381	666	1213	2204	4261	7217	13966
	v	0,348	0,472	0,581	0,682	0,82	0,947	1,1	1,28	1,51	1,73	2,03

Tabelul 4.2.6 Viteze recomandate pentru circulația agentului termic în conducte din oțel [m/s]

Diametrul nominal al conduței [in]	Rețele		Diametrul nominal al conduței [mm]	Rețele	
	interioare	exteroare		interioare	exteroare
3/8	0,20 ... 0,35	—	63 ... 76	0,50 ... 0,90	0,60 ... 1,10
1/2	0,20 ... 0,40	—	83 ... 95	0,65 ... 1,10	0,70 ... 1,15
3/4	0,30 ... 0,45	—	102 ... 127	0,70 ... 1,15	0,90 ... 1,35
1	0,30 ... 0,60	0,40 ... 0,70	133 ... 152	0,90 ... 1,35	1,20 ... 1,70
1 1/4	0,50 ... 0,65	0,50 ... 0,75	168 ... 219	1,20 ... 1,70	1,40 ... 2,00
1 1/2	0,50 ... 0,70	0,50 ... 0,80	247 ... 324	1,50 ... 2,00	1,70 ... 2,40
2	0,50 ... 0,80	0,55 ... 1,00	317 ... 521	—	2,10 ... 2,80
			peste 521	—	2,40 ... 3,00

Tabelul 4.2.8 Lungimea echivalentă „ l_{ech} ” a rezistenței locale unitare ($\Sigma\xi = 1$), pentru conducte din cupru

v [m/s]	Diametrele conductelor sau armăturilor [mm]									
	10 · 1	12 · 1	15 · 1	18 · 1	22 · 1	28 · 1,5	35 · 1,5	42 · 1,5	54 · 2	
	l_{ech} , [m]									
0,05	*0,14	0,21	0,33	0,55	0,45	0,6	0,82	1,06	1,46	
0,1	0,27	0,22	0,29	0,41	0,55	0,73	1	1,28	1,75	
0,15	0,19	0,25	0,33	0,46	0,61	0,81	1,11	1,42	1,94	
0,2	0,2	0,27	0,35	0,5	0,66	0,87	1,19	1,52	2,07	
0,3	0,23	0,3	0,39	0,55	0,73	0,97	1,31	1,68	2,28	
0,4	0,25	0,33	0,42	0,6	0,78	1,04	1,4	1,79	2,43	
0,5	0,26	0,35	0,45	0,63	0,83	1,09	1,47	1,88	2,55	
1	0,31	0,41	0,52	0,73	0,96	1,26	1,71	2,17	2,92	
1,5	0,34	0,45	0,57	0,8	1,05	1,37	1,85	2,35	3,16	
2	0,36	0,48	0,61	0,84	1,11	1,45	1,95	2,47	3,33	
2,5	0,38	0,5	0,63	0,88	1,16	1,51	2,03	2,57	3,45	
3	0,39	0,51	0,65	0,91	1,19	1,56	2,09	2,65	3,57	

Tabelul 4.2.10 Dimensionarea conductelor bitub, cu distribuție inferioară și circulație naturală

Nr. tr.	Φ [kW]	L [m]	D [in]	v [m/s]	R [Pa/m]	$\Sigma\xi$	$R \cdot 1$ [Pa]	Z [Pa]	$(R1 + Z)$ [Pa]	$\Sigma(R1 + Z)$ [Pa]
a. Circuitul consumatorului $\Phi_{2,1}$										
3,1	1,1	1,6	1/2	0,07	7	10,3	11,2	25,75	36,95	36,95
3	3,1	6,6	3/4	0,11	10	0,7	66	4,2	70,2	107,15
4	6,2	12	1	0,13	10	0	120	—	120	227,15
5	12,4	17	1 1/2	0,12	5	1,78	85	12,46	97,46	324,61
7	24,4	5,8	1 1/2	0,23	16	4,3	92,8	113,95	206,75	531,36
b. Circuitul consumatorului $\Phi_{2,2}$										
2,1	0,8	1,6	1/2	0,05	4	13,3	6,4	17,29	23,69	23,69
2	2	5,4	3/4	0,07	5	1,43	27	3,57	30,57	54,26
c. Circuitul consumatorului $\Phi_{2,3}$										
1	1,2	7	3/8	0,13	30	11,55	210	103,95	313,95	$T_{RF} = 0$
d. Circuitul consumatorului $\Phi_{1,1}$										
10,1	1,1	1,6	1/2	0,07	7	13,7	21,92	34,25	56,17	56,17
10	3,1	6,6	3/4	0,11	10	4,2	66	25,2	91,2	147,37
e. Circuitul consumatorului $\Phi_{1,2}$										
9,1	0,8	1,6	1/2	0,05	4	13,25	6,4	17,22	23,62	23,62
9	2	5,4	3/4	0,07	5	1,55	27	3,87	30,87	54,49
f. Circuitul consumatorului $\Phi_{1,3}$										
8	1,2	7	3/8	0,13	30	11,4	210	91,2	301,2	301,2
g. Circuitul boilerului										
6	12	4,4	1 1/4	0,16	10	7,6	44	91,2	135,2	135,2

Tabelul 4.2.11 Valoarea coeficienților de rezistență locală ξ (ex. 1)

Nr. tr.	Denumirea componentelor evaluate								
	Rad (CZ, B)	Rdr	Cpo	Curbe	v / v_1	TTS	TTÎ	Rs	$\Sigma\xi$
3,1	2,5	4	2 · 2	2 · 0,3	$v_{3,1} / v_3 = 0,07/0,11 = 0,64$	0,8	0,4	—	10,3
3	—	—	—	2,5 · 0,3	$v_3 / v_4 = 0,41/0,13 = 0,84$	0,5	0,3	—	0,7
4	—	—	—	—	$v_4 / v_5 = 0,13/0,12 = 1,08$	0	0	—	0
5	—	—	—	—	$v_5 / v_7 = 0,12/0,15 = 0,8$	0,5	0,28	2 · 1	1,78
7	2,5	—	—	2 · 0,3	—	—	—	4 · 0,3	4,3
2,1	2,5	4	2	2 · 0,3	$v_{2,1} / v_2 = 0,05/0,07 = 0,71$	1,2	3	—	13,3
2	—	—	—	1 · 0,3	$v_2 / v_3 = 0,07/0,11 = 0,63$	0,78	0,35	—	1,43
1	2,5	4	2 · 2	3,5 · 0,3	$v_1 / v_2 = 0,13/0,07 = 1,86$	0	0	—	11,55
10,1	2,5	4	1 · 2	2 · 0,3	$v_{10,1} / v_{10} = 0,07/0,11 = 0,636$	3,4	1,2	—	13,7
10	—	—	—	2 · 0,3	$v_{10} / v_5 = 0,11/0,12 = 0,91$	2,2	1,4	—	4,2
9,1	2,5	4	1 · 2	2 · 0,3	$v_{9,1} / v_9 = 0,05/0,07 = 0,71$	3	1,15	—	13,25
9	—	—	—	2,5 · 0,3	$v_9 / v_{10} = 0,07/0,11 = 0,64$	0,4	0,4	—	1,55
8	2,5	4	2 · 2	3 · 0,3	$v_8 / v_9 = 0,13/0,07 = 1,85$	0	0	—	11,4
6	2,5	—	—	2 · 0,3	$v_6 / v_7 = 0,28/0,23 = 1,21$	1,2	—	2 · 1	7,6
					$D_6 / D_7 = 25/35 = 0,71$	—	1,3		

Obs.: Prescurtările adoptate pentru rezistențele locale au semnificația următoare: Rad (CZ, B) - radiator (cazan, boiler); Rdr - robinet cu dublă reglare; Cpo - cot cu piuliță olandeză; TTS - teu trecere la separare; TTÎ - teu trecere la împreunare; Rs - robinet pentru separare.

Tabelul 4.2.9 Pierderi de sarcină liniare unitare "R" pentru conducte tip POLYMUTAN și PROSTAB, la presiunea de regim $P_n = 10$ bar

Debit de fluid	D _n 15 D _a = 20 mm D _i = 16,2 mm		D _n 20 D _a = 25 mm D _i = 20,4		D _n 25 D _a = 32 mm D _i = 26 mm		Debit de fluid	D _n 32 D _a = 40 mm D _i = 32,6 mm		D _n 40 D _a = 50 mm D _i = 40,8 mm	
	\dot{V} [l/s]	R [Pa/m]	v [m/s]	R [Pa/m]	v [m/s]	R [Pa/m]		v [m/s]	\dot{V} [l/s]	R [Pa/m]	v [m/s]
0,01	5	0,05	2	0,03	1	0,02	0,1	10	0,12	3	0,08
0,02	17	0,1	6	0,06	2	0,04	0,2	31	0,24	11	0,15
0,03	33	0,15	11	0,09	4	0,06	0,3	63	0,36	22	0,23
0,04	54	0,19	18	0,12	6	0,08	0,4	104	0,48	36	0,31
0,05	79	0,24	27	0,15	9	0,09	0,5	154	0,6	53	0,38
0,06	107	0,29	36	0,18	12	0,11	0,6	212	0,72	73	0,46
0,07	140	0,34	47	0,21	15	0,13	0,7	278	0,84	95	0,54
0,08	176	0,39	59	0,24	19	0,15	0,8	354	0,96	21	0,61
0,09	216	0,44	72	0,28	23	0,17	0,9	435	1,08	149	0,69
0,1	259	0,49	87	0,31	28	0,19	1	526	1,2	179	0,76
0,15	523	0,73	175	0,46	55	0,28	1,25	784	1,5	267	0,96
0,20	869	0,97	289	0,61	91	0,38	1,5	1085	1,8	368	1,15
0,25	1285	1,21	427	0,76	134	0,47	1,75	1436	2,1	485	1,34
0,3	1778	1,46	588	0,92	185	0,57	2	1822	2,4	6,16	1,53
0,35	2340	1,7	773	1,07	242	0,66	2,25	2262	2,7	762	1,72
0,4	2963	1,94	980	1,22	306	0,75	2,5	2737	3,0	923	1,91
0,45	3662	2,18	1208	1,38	377	0,85	2,75	3262	3,39	1095	2,1
0,5	4431	2,43	1457	1,53	454	0,94	3	3823	3,59	1284	2,29
0,6	-	-	2015	1,84	626	1,13	3,25	4417	3,89	1484	2,49
0,7	-	-	2664	2,14	826	1,32	3,5	-	-	1695	2,68
0,8	-	-	3376	2,45	1048	1,51	3,75	-	-	1925	2,87
0,9	-	-	-	-	1293	1,7	4	-	-	2168	3,06
1	-	-	-	-	1562	1,88	4,25	-	-	2421	3,25
1,1	-	-	-	-	1857	2,07	4,5	-	-	2685	3,44
1,2	-	-	-	-	2171	2,26	4,75	-	-	2960	3,63
1,3	-	-	-	-	2513	2,45	5	-	-	3261	3,82
Debit de fluid	D _n 50 D _a = 63 mm D _i = 51,4 mm		D _n 60 D _a = 75 mm D _i = 61,2 mm		D _n 70 D _a = 90 mm D _i = 73,6 mm		Debit de fluid	D _n 60 D _a = 75 mm D _i = 73,6 mm		D _n 70 D _a = 90 mm D _i = 73,6 mm	
	\dot{V} [l/s]	R [Pa/m]	v [m/s]	R [Pa/m]	v [m/s]	R [Pa/m]		v [m/s]	\dot{V} [l/s]	R [Pa/m]	v [m/s]
0,25	5	0,12	2	0,08	1	0,06	5,25	497	1,78	200	1,23
0,5	18	0,24	8	0,17	3	0,12	5,50	540	1,87	221	1,29
0,75	36	0,36	16	0,25	7	0,18	5,75	587	1,95	239	1,35
1	59	0,48	26	0,34	11	0,24	6,00	632	2,04	259	1,41
1,25	88	0,6	38	0,42	16	0,29	6,25	682	2,12	279	1,47
1,5	121	0,72	53	0,51	22	0,35	6,50	730	2,21	300	1,53
1,75	160	0,84	69	0,59	29	0,41	6,75	783	2,29	320	1,59
2	203	0,96	88	0,68	36	0,47	7,00	837	2,38	342	1,65
2,25	250	1,08	108	0,76	45	0,53	7,25	893	2,46	365	1,70
2,5	302	1,2	131	0,85	54	0,59	7,50	950	2,55	388	1,76
2,75	359	1,33	155	0,93	64	0,65	7,75	1009	2,63	412	1,82
3	421	1,45	181	1,02	75	0,71	8,00	1069	2,72	437	1,88
3,25	484	1,57	209	1,1	86	0,76	8,25	1131	2,80	462	1,94
3,5	553	1,69	239	1,19	98	0,82	8,50	1193	2,89	488	2,00
3,75	629	1,81	270	1,27	111	0,88	8,75	1258	2,97	514	2,06
4	705	1,93	304	1,36	125	0,94	9,00	1323	3,06	568	2,17
4,25	787	2,05	339	1,44	139	1	9,25	1389	3,14	596	2,23
4,5	874	2,17	377	1,53	154	1,06	9,50	1465	3,23	624	2,29
4,75	963	2,29	413	1,61	170	1,12	9,75	1534	3,31	653	2,35
5	1056	2,41	455	1,7	187	1,18	10,00	1605	3,40	686	2,41

4.2.8.4 Dimensionarea conductelor instalațiilor cu circulație forțată și distribuție centralizată

La calculul hidraulic al conductelor este necesar să se țină seama atât de presiunea dată de pompe cât și de presiunea termică, ultima exercitându-se activ pe coloane, fiind cu atât mai mare cu cât acestea se extind pe verticală.

De aici, necesitatea de separare a calculului de dimensionare a rețelei de conducte pentru coloane și rețea de distribuție.

4.2.8.4.1 Dimensionarea coloanelor

Se consideră schema de calcul prezentată în fig. 4.2.22, în care sunt indicate elementele geometrice și termice caracteristice. Agentul termic este apa caldă. Conductele sunt confecționate din oțel.

Etapele de calcul

- se stabilește presiunea disponibilă la baza coloanei:

$$H_{DC} = 3 \div 4 H_{Tm} \quad [\text{Pa}] \quad (4.2.23)$$

în care:

$H_{Tm} = 0,5 \cdot g \cdot h \cdot (\rho_i - \rho_d)$ - reprezintă presiunea termică medie, calculată pentru înălțimea maximă (h) a coloanei de alimentare cu agent termic

- se calculează pierderea de sarcină liniară unitară medie maximă și minimă:

$$R_{min} = \frac{(1-a) \cdot H_{DC}^{min}}{\sum_{j=1}^n l_j}; \quad R_{max} = \frac{(1-a) \cdot H_{DC}^{max}}{\sum_{j=1}^n l_j} \quad [\text{Pa/m}] \quad (4.2.24)$$

în care:

$$H_{DC}^{min} = 3 \cdot H_{Tmed} = 1,5 \cdot g \cdot h \cdot (\rho_i - \rho_d) \quad [\text{Pa}] \quad (4.2.25)$$

$$H_{DC}^{max} = 4 \cdot H_{Tmed} = 2 \cdot g \cdot h \cdot (\rho_i - \rho_d) \quad [\text{Pa}] \quad (4.2.26)$$

- se identifică consumatorul cel mai dezavantajat, care în cazul schemei de calcul este Φ_1 .
- se dimensionează conductele circuitului consumatorului Φ_1 , obținându-se diametrele și pierderile de sarcină totale pe tronsoanele 1, 2, 3 și 4 și se verifică condiția de

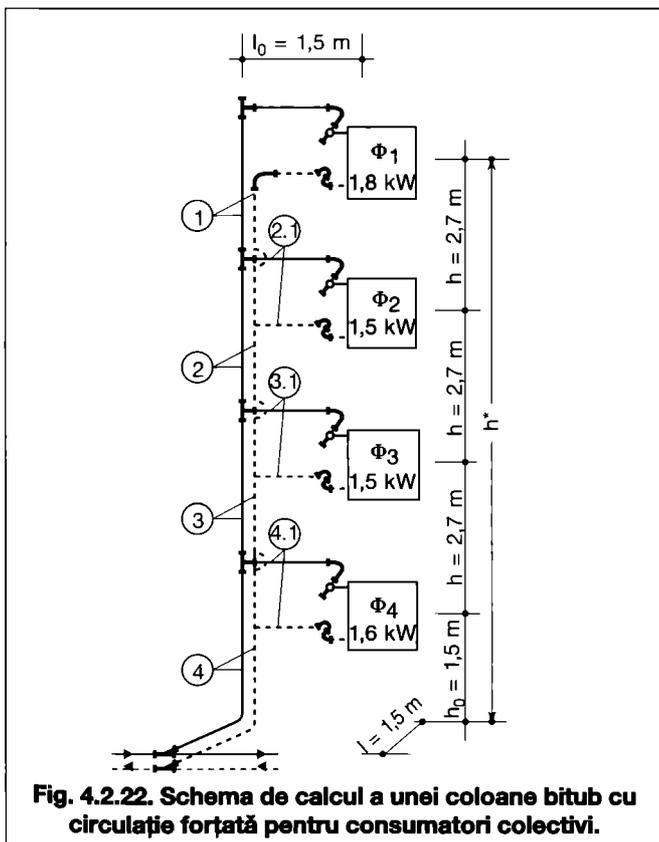


Fig. 4.2.22. Schema de calcul a unei coloane bitub cu circulație forțată pentru consumatori colectivi.

echilibru hidraulic:

$$H_{DC}^{min} \leq \sum(RI+Z)_{1+2+3+4} \leq H_{DC}^{max} \quad (4.2.27)$$

se utilizează metodologia indicată la § 4.2.8.3.

Încadrarea pierderilor de sarcină între cele două presiuni disponibile maxime și minime este necesară pentru a asigura o cât mai bună stabilitate hidraulică a circuitului.

- dimensionarea racordurilor la coloană, a consumatorilor de putere termică Φ_x ($x = 2, 3, 4$) stabilind succesiv:

- presiunea disponibilă în planul de racord:

$$H_D^x = \sum(RI+Z)_y - zH_{tm}^1 \quad [\text{Pa}] \quad (4.2.28)$$

în care:

$$y = 1; 1 + 2; 1 + 2 + 3 \text{ și } z = 1, 2, 3 \text{ și}$$

- presiunea termică medie calculată pentru o înălțime între două corpuri de încălzire

$$H_{tm}^1 = 0,5 \cdot g \cdot h \cdot (\rho_i - \rho_d) \quad (4.2.29)$$

- pierderea de sarcină medie liniară unitară:

$$R_m^x = \frac{(1-a) \cdot H_D^x}{2 \cdot l_0} \quad [\text{Pa/m}] \quad (4.2.30)$$

în care:

l_0 - este lungimea conductei de racord.

- determinarea diametrelor și a pierderilor de sarcină locală și distribuție la conductele de racord:

$$D_r = f(\Phi_x, R_m^x) \text{ și } (R_r \cdot l_r + Z_r); \text{ cu } r = 2, 1; 3, 1; 4, 1 \quad (4.2.31)$$

- se verifică condiția de echilibru hidraulic în nodurile de racord:

$$(R_r \cdot l_r + Z_r) \leq H_D^x \quad (4.2.32, a)$$

iar în cazul unor diferențe mari se introduce o rezistență suplimentară Z_{RF}^r prin reglarea fixă a robinetului corpului de încălzire,

$$(R_r \cdot l_r + Z_r) + Z_{RF}^r = H_D^x \quad (4.2.32, b)$$

în care treapta de reglare:

$$T_{RF}^r = f(\dot{V}_x, Z_{RF}^r) \quad (4.2.33)$$

Exemplul de calcul 2

Se consideră mărimile geometrice și termice prezentate în fig. 4.2.22. Agentul termic este apa caldă:

$\theta_d/\theta_r = 90/70$ °C, iar conductele sunt din oțel.

Calculul hidraulic este centralizat în tabelele 4.2.12 (diametrele conductelor și pierderile de sarcină) și 4.2.13 (calculul coeficienților de rezistență locală).

Rezolvare

- presiunea disponibilă minimă și maximă la baza coloanei:

$$H_{DC}^{min} = 1,5 \cdot g \cdot h \cdot (\rho_i - \rho_d) = 1,5 \cdot 9,81 \cdot 9,60 \cdot 12,47 \approx 1761 \text{ Pa}$$

$$H_{DC}^{max} = 2 \cdot g \cdot h \cdot (\rho_i - \rho_d) = 2 \cdot 9,81 \cdot 9,60 \cdot 12,47 \approx 2349 \text{ Pa}$$

- pierderea de sarcină liniară unitară medie minimă și maximă:

$$R_{min} = \frac{(1-a) \cdot H_{DC}^{min}}{2 \cdot (3 \cdot h + h_0)} = \frac{(1-0,33) \cdot 1761}{2 \cdot (3 \cdot 2,7 + 1,5)} = 61,5 \text{ Pa/m}$$

$$R_{max} = \frac{(1-a) \cdot H_{DC}^{max}}{2 \cdot (3 \cdot h + h_0)} = \frac{(1-0,33) \cdot 2349}{2 \cdot (3 \cdot 2,7 + 1,5)} = 82 \text{ Pa/m}$$

- diametrele preliminare și calculele hidraulice sunt centralizate în tabelul 4.2.12

- verificarea calculului de dimensionare a circuitului principal cu expresia 4.2.27

$$H_{DC}^{min} = 1761 \leq \sum(RI+Z)_{1+2+3+4} = 2009 \leq H_{DC}^{max} = 2349 \text{ Pa.}$$

Încadrarea pierderilor de sarcină între cele două limite se face introducând o rezistență suplimentară $Z_{RF}^1 = 300$ Pa prin reglarea robinetului montat pe corpul de încălzire Φ_1 . Alegerea treptei de reglare se face în funcție de tipul robinetului ales:

$$T_{RF}^1 = f(\dot{V}_1, Z_{RF}^1) = 300 \text{ Pa.}$$

în care:

$$\dot{V}_1 = \frac{\Phi_1}{c_p \cdot (\theta_d - \theta_i) \cdot \rho_m} \cdot 3600 = \frac{1,80}{4,18 \cdot 20 \cdot 0,98} \cdot 3600 =$$

$$= 79 \text{ l/h.}$$

- se continuă calculul de dimensionare a racordurilor stabilind presiunile disponibile în fiecare racord aplicând relația 4.2.8 și diametrele conductelor (tab. 4.2.12).

- racordul 2.1

- presiunea disponibilă:

$$H_D^x = \sum(RI+Z)_y - zH_{Tm}^1 = \sum(RI+Z)_1 - 1 \cdot H_{Tm}^1 = 972,6 - 165,15 \approx 807,45 \text{ Pa.}$$

$$H_{Tm}^1 = 0,5 \cdot g \cdot h \cdot (\rho_i - \rho_d) = 0,5 \cdot 9,81 \cdot 2,7 \cdot 12,47 = 165,15 \text{ Pa.}$$

- diferența de presiune nedisipată în racord este preluată de robinetul de încălzire:

$$Z_{RF}^2 = 807,45 - 274,80 = 532,65 \text{ Pa.}$$

- treapta de reglare a robinetului:

$$T_{RF}^2 = f(V_2, Z_{RF}^2)$$

în care:

$$\dot{V}_2 = \frac{\Phi_2}{c_p \cdot (\theta_d - \theta_i) \cdot \rho_m} \cdot 3600 = \frac{1,50}{4,18 \cdot 20 \cdot 0,98} \cdot 3600 = 65,9 \text{ l/h.}$$

- racordul 3.1

- presiunea disponibilă:

$$H_D^x = \sum(RI+Z)_y - zH_{Tm}^1 = \sum(RI+Z)_{1+2} - 2 \cdot H_{Tm}^1 = 1243,6 - 330,30 \approx 913,3 \text{ Pa.}$$

- treapta de reglare a robinetului:

$$T_{RF}^3 = f(V_3, Z_{RF}^3)$$

în care:

$$Z_{RF}^3 = 913,3 - 278,4 = 634,9 \text{ Pa,}$$

$$\dot{V}_3 = \dot{V}_2 = 65,9 \text{ l/h.}$$

- racordul 4.1

- presiunea disponibilă:

$$H_D^x = \sum(RI+Z)_y - zH_{Tm}^1 = \sum(RI+Z)_{1+2+3} - 3 \cdot H_{Tm}^1 = 1785,8 - 495,45 = 1290,35 \text{ Pa.}$$

- treapta de reglare a robinetului:

$$T_{RF}^4 = f(V_4, Z_{RF}^4)$$

în care:

$$Z_{RF}^4 = 1290,35 - 223,2 = 1067,15 \text{ Pa,}$$

$$\dot{V}_4 = 70 \text{ l/h.}$$

Calculul de stabilire a diametrelor și de determinare a pierderilor de sarcină sunt trecute în tabelul 4.2.12.

4.2.8.4.2 Dimensionarea rețelei de distribuție arborescentă

Se consideră o rețea arborescentă (fig. 4.2.23) realizată din conducte din oțel ce distribuie agent termic cu parametrii θ_d/θ_r , °C, la un număr de 7 coloane dintre care numai T1 a fost dimensionată (§ 4.2.8.4.1).

Se consideră cunoscute debitele de agent termic de pe coloanele T1...T7 și lungimile tuturor tronsoanelor rețelei (fig. 4.2.23).

Etapele de calcul

- se stabilește circuitul cel mai dezavantajat, ca fiind cel al coloanei T1 cea mai depărtată în raport cu punctul de racord R al rețelei interioare.
- se stabilesc diametrele tronsoanelor de pe circuitul coloanei T1, până la racordul R, utilizând relația 4.2.6 transformată și datele din tabelul 4.2.3,

$$D_x = f(\Phi_x; v_x) \text{ [in] sau [mm]} \tag{4.2.34}$$

în care:

Φ_x - reprezintă debitul de agent termic al tronsonului de calcul, exprimat în kW;

v_x - viteza agentului termic pe tronsonul considerat, stabilită pe baza recomandărilor din tabelul 4.2.6, în funcție de diametrul conductei, exprimată în m/s. Vitezele se aleg crescătoare de la coloane către planul de racord, pentru primul tronson putându-se adopta viteza obținută pe ultimul tronson al coloanei;

- se calculează pierderile de sarcină liniare și locale utilizând tabelul 4.2.3 pentru R, 4.2.4 și 4.2.5 pentru Z. Calculurile sunt centralizate în tabelul 4.2.14.

În cazul în care se cunoaște presiunea disponibilă H_R în racord este necesar să se asigure condiția de echilibru hidraulic:

$$\sum_{j=1}^n (R \cdot I + Z) \leq H_R \tag{4.2.35}$$

- se dimensionează circuitele secundare stabilind presiunea disponibilă în funcție de care se determină pierderea de sarcină liniară unitară medie:

Tabelul 4.2.13 Valoarea coeficienților de rezistență locală "ξ", pentru coloana T1 (ex. 2)

Nr. tr.	Corp încălzire	Rdr	Cpo 2 · 2	Curbe r/d=4	v / v _x	TTS	TTI	Σξ
1	2,5	4	2 · 2	3 · 0,3	v ₁ /v ₂ =0,19/0,2=0,95	0,3	0,3	11,7
2	—	—	—	2 · 0,15	v ₂ /v ₃ =0,2/0,3=0,66	0,3	0,8	1,4
3	—	—	—	2 · 0,15	v ₃ /v ₄ =0,3/0,22=1,36	0,25	0,7	1,25
4	—	—	—	2 · 0,3	—	—	—	0,6
2.1	2,5	4	1 · 2	2 · 0,3	v _{2,1} /v ₂ =0,16/0,2=0,8	0,5	1,3	12,9
3.1	2,5	4	1 · 2	2 · 0,3	v _{3,1} /v ₃ =0,16/0,3=0,53	6	0,6	13,2
4.1	2,5	4	1 · 2	2 · 0,3	v _{4,1} /v ₄ =0,17/0,22=0,77	10	0,5	17,1

Tabelul 4.2.14 Dimensionarea conductelor rețelei de distribuție arborescentă (ex. 2, 3)

Nr. tr.	Φ [kW]	l [m]	D [in]	v [m/s]	R [Pa/m]	Σξ	R · l [Pa]	Z [Pa]	(RI + Z) [Pa]	Σ(RI + Z) [Pa]
A. Circuitul principal Σ(RI + Z) _{col. T1} = 2009 Pa										
1	6,4	19	3/4	0,22	35	4,1	665	98,4	763,4	2772,4
2	12,8	13	1	0,28	40	0	520	0	520	3292,4
3	22,3	17	1/4	0,28	30	0,95	510	37	547	3839,4
4	33,3	16	1/4	0,42	60	0,2	960	18	978	4817,4
5	47,3	20	1/2	0,45	55	10,6	1100	1060	2160	6977,4
B. Circuite secundare										
6	6,4	19	3/4	0,22	35	4,1	665	98,4	763,4	—
7	9,5	15,8	3/4	0,32	70	3,3	1106	165	1271	—
8	5,5	17	3/4	0,18	28	5,6	476	89,6	565,6	—
9	5,5	17	3/4	0,18	28	5,6	476	89,6	565,6	565,6
10	11	16	1	0,24	30	5,15	330	149,35	479,35	1044,95
11	7	17	3/4	0,25	45	4,6	765	142,2	912,2	—
12	7	17	3/4	0,25	45	4,6	765	142,2	912,2	912,2
13	14	16	1	0,29	50	4,5	800	189	989	1901,2

Tabelul 4.2.12 Dimensionarea conductelor coloanei T1 (ex. 2)

Nr. tr.	Φ [kW]	l [m]	D [in]	v [m/s]	R [Pa/m]	Σξ	R · l [Pa]	Z [Pa]	(RI + Z) [Pa]	Σ(RI + Z) [Pa]
1	1,8	8,4	3/8"	0,19	55	11,7+Z _{RF} =300	462	210,6+300=510,6	972,6	972,6
2	3,3	5,4	1/2"	0,2	45	1,4	243	28	271	1243,6
3	4,8	5,4	1/2"	0,3	90	1,25	486	56,2	542,2	1785,8
4	6,4	6	3/4"	0,22	35	0,6	210	13,2	223,2	2009
2.1	1,5	3	3/8"	0,16	40	12,9	120	154,8	274,8	T _{RF} ²
3.1	1,5	3	3/8"	0,16	40	13,2	120	158,4	278,4	T _{RF} ³
4.1	1,6	3	3/8"	0,17	45	17,1	135	239,4	374,4	T _{RF} ³

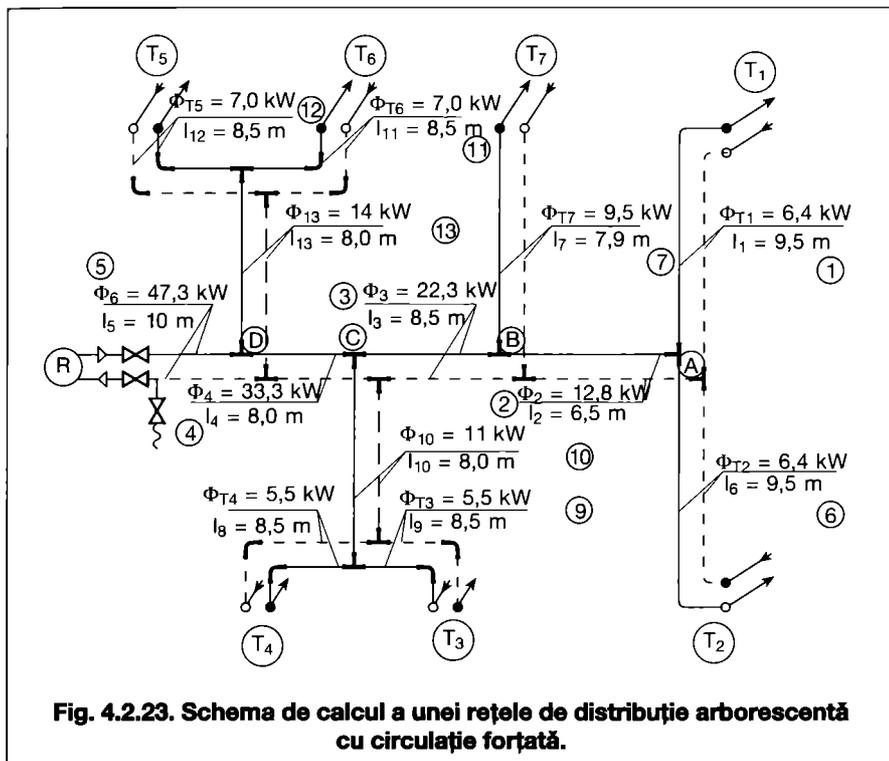


Fig. 4.2.23. Schema de calcul a unei rețele de distribuție arborescentă cu circulație forțată.

în care:
 $\Sigma(RI + Z)_{T1}$ - sunt pierderile de sarcină de pe coloana T1 a căror valoare este dată în tabelul 4.2.12;

• echilibrul hidraulic în noduri se stabilește considerând că toate coloanele sunt dimensionate a avea aceleași pierderi de sarcină la bază:

$$\Sigma(RI + Z)_{col} = 2009 \text{ Pa} = \Sigma(RI + Z)_{T1} \text{ - nodul A}$$

$$\Sigma(RI + Z)_6 + \Sigma(RI + Z)_{T2} = \Sigma(RI + Z)_1 + \Sigma(RI + Z)_{T1} = H_D^{nod A} \text{ [Pa],}$$

în care:

$$\Sigma(RI + Z)_6 + \Sigma(RI + Z)_{T2} = 763,4 + 2009 = 2772,4 \text{ Pa,}$$

$$\Sigma(RI + Z)_1 + \Sigma(RI + Z)_{T1} = 763,4 + 2009 = 2772,4 \text{ Pa.}$$

Rezultatele arată că echilibrul este perfect pentru acest nod, abaterea medie relativă $\epsilon_r = 0$.

- nodul B

$$\Sigma(RI + Z)_{1+2} = \Sigma(RI + Z)_{T7} + \Sigma(RI + Z)_7$$

în care:

$$\Sigma(RI + Z)_{1+2} = 3292,4 \text{ Pa} = H_D^{nod B}$$

$$\Sigma(RI + Z)_{T7} + \Sigma(RI + Z)_7 = 2009 + 1271 = 3280 \text{ Pa.}$$

Abaterea medie relativă:

$$\epsilon_r = \frac{\Sigma(RI + Z)_{1+2} - [\Sigma(RI + Z)_{T7} + \Sigma(RI + Z)_7]}{\Sigma(RI + Z)_{1+2}} \cdot 100 =$$

$$= \frac{3292,4 - 3280}{3292,4} \cdot 100 = 0,37\%$$

este mult mai mică decât limita de 5 %, deci circuitul secundar al nodului B se consideră bine dimensionat.

- nodul C

$$\Sigma(RI + Z)_{1+2+3} = \Sigma(RI + Z)_{T3} + \Sigma(RI + Z)_{9+10}$$

în care:

$$\Sigma(RI + Z)_{1+2+3} = 3839,4 \text{ Pa} = H_D^{nod C}$$

$$\Sigma(RI + Z)_{T3} + \Sigma(RI + Z)_{9+10} = 2009 + 1044,95 = 3053,95 \text{ Pa}$$

Abaterea medie relativă:

$$\epsilon_r = \frac{\Sigma(RI + Z)_{1+2+3} - [\Sigma(RI + Z)_{T3} + \Sigma(RI + Z)_{9+10}]}{\Sigma(RI + Z)_{1+2+3}} \cdot 100 =$$

$$= \frac{3839,4 - 3053,95}{3839,4} \cdot 100 = 20,46\%$$

este mare, reducerea acesteia putându-se face prin una din cele două căi:

- redimensionarea tronsonului 10 prin micșorarea diametrului la 3/4" care conduce la creșterea pierderii totale de sarcină peste valoarea presiunii disponibile în nod, soluție neacceptată;

- introducerea pe tronsonul 10 a unei piese cu treapta de reglare $T_{RF}^{10} = f(\dot{V}_{10}, Z_{RF}^{10})$ capabilă să disipeze excedentul de presiune disponibilă,

$$Z_{RF}^{10} = \Sigma(RI + Z)_{1+2+3} - [\Sigma(RI + Z)_{T3} + \Sigma(RI + Z)_{9+10}] = 3839,4 - 3053,95 = 785,45 \text{ Pa.}$$

pentru debitul de fluid:

$$\dot{V}_{10} = \frac{\Phi_{10}}{c_p \cdot (\theta_d - \theta_i) \cdot \rho_m} \cdot 3600 = \frac{11,0}{4,18 \cdot 20 \cdot 0,98} \cdot 3600 = 483,35 \text{ l/h.}$$

În funcție de tipul piesei de reglare se face opțiunea pentru unul sau două dispozitive de reglare, ultimul caz presupunând montarea pe ducere și pe întoarcere a acestora.

$$R_m = \frac{(1 - a) \cdot H_D^{nod}}{\Sigma l_x} \text{ [Pa/m]} \quad (4.2.36)$$

în care:

$H_D^{nod} = \Sigma(RI + Z)_{T1-nod x}$ - reprezintă pierderile de sarcină pe circuitul principal, de la baza coloanei T1 până la nodul de calcul [Pa];

Σl_x - suma lungimilor circuitului secundar [m].

- diametrele circuitelor secundare se stabilesc cu relația:

$$D_x = f(\Phi_x; R_m) \quad (4.2.37)$$

și utilizând tabelele de calcul 4.2.3; 4.2.4 și 4.2.5.

- condiția de echilibru este dată de expresia:

$$\Sigma(RI + Z)_{T1-nod} \leq H_D^{nod} \quad (4.2.38)$$

pentru care abaterea medie relativă ϵ_r nu trebuie să depășească 5 %.

$$\epsilon_r = \frac{H_D^{nod} - \Sigma(RI + Z)_{T1-nod}}{H_D^{nod}} \cdot 100 \leq 5\% \quad (4.2.39)$$

Dacă abaterea este mai mare se redimensionează circuitul secundar CS sau se prevăd dispozitive de reglare locală pentru care se calculează mărimile pentru stabilirea treptei de reglare:

$$T_{RF}^x = f(\dot{V}_x, Z_{RF}^x) \quad (4.2.40)$$

$$Z_{RF}^x = H_D^{nod} - \Sigma(RI + Z)_{cs} \text{ [Pa]}$$

$$\dot{V}_x = \frac{\Phi_x}{c_p \cdot (\theta_d - \theta_i) \cdot \rho_m} \cdot 3600 \text{ [l/h]} \quad (4.2.41)$$

Exemplul de calcul 3

Se consideră o rețea de distribuție cu mărimile geometrice și termice prezentate în fig. 4.2.23. Agentul termic este apa caldă cu parametrii 90/70 °C.

Dimensionarea conductelor se face aplicând metodologia indicată, calculele fiind centralizate în tabelele 4.2.14 și 4.2.15.

Analizând rezultatele se pot menționa următoarele:

• presiunea disponibilă necesară în planul de racord R al rețelei interioare este:

$$H_{DR} = \Sigma_1^5 (RI + Z) + \Sigma (RI + Z)_{T1}$$

$$H_{DR} = 763,4 + 520 + 547 + 978 + 2160 + 2009 = 6977,4 \text{ Pa,}$$

- nodul D

$$\Sigma(RI + Z)_{1+2+3+4} = \Sigma(RI + Z)_{T6} + \Sigma(RI + Z)_{11+13}$$

în care:

$$\Sigma(RI+Z)_{1+2+3+4} = 4817,4 \text{ Pa} \equiv H_D^{nod D}$$

$$\Sigma(RI + Z)_{T6} + \Sigma(RI + Z)_{11+13} = 2009 + 1901,2 = 3910,20 \text{ Pa}$$

Abaterea medie relativă

$$\varepsilon_r = \frac{\Sigma(RI + Z)_{1+2+3+4} - [\Sigma(RI + Z)_{T6} + \Sigma(RI + Z)_{11+13}]}{\Sigma(RI + Z)_{1+2+3+4}} \cdot 100$$

$$= \frac{4817,4 - 3910,2}{4817,4} \cdot 100 = 18,83 \%$$

este, de asemenea, peste limitele de stabilitate hidraulică permise, fiind necesară prevederea unei piese cu treapta de reglare $T_{RF}^{13} = f(V_{13}, Z_{RF}^{13})$ pe tronsonul 13, pentru a prelua excedentul de presiune.

$$Z_{RF}^{13} = \Sigma(RI+Z)_{1+2+3+4} - [\Sigma(RI+Z)_{T6} + \Sigma(RI+Z)_{11+13}]$$

$$= 4817,4 - 3910,2 = 907,2 \text{ Pa.}$$

pentru un debit de fluid:

$$\dot{V}_{13} = \frac{\Phi_{13}}{c_p \cdot (\theta_d - \theta_i) \cdot \rho_m} \cdot 3600 = \frac{14}{4,18 \cdot 20 \cdot 0,98} \cdot 3600 =$$

$$= 615,17 \text{ l/h.}$$

Ca și în cazul precedent se face recomandarea să fie prevăzute două piese de reglare, una pe ducere și cealaltă pe întoarcere, presiunea disipată repartizându-se în părți egale.

- redimensionarea tronsoanelor prin modificarea diametrelor nu este exclusă atât timp cât este îndeplinită condiția de echilibru hidraulic.

4.2.8.4.3 Dimensionarea rețelelor de distribuție inelară

Se consideră T₁...T₇, ca și în cazul precedent, alimentate cu agent termic printr-o rețea inelară de conducte din oțel, care transportă agent termic la aceiași parametri.

Configurația rețelei, precum și mărimile geometrice și termice sunt prezentate în fig. 4.2.24.

Coloanele T₁...T₇, se consideră dimensionate la aceeași presiune disponibilă, ca și în cazul precedent.

Etapele de calcul:

- numerotarea tronsoanelor se face distinct pentru circuitul de ducere și întoarcere, adoptându-se indicele *d* pentru ducere și *i* pentru întoarcere. Numerotarea se face în sensul cumulării debitelor de agent termic, de la coloana cea mai depărtată către cea mai apropiată de planul de racord R al rețelei;
- diametrele tronsoanelor se stabilesc în funcție de debitul de agent termic transportat și viteza economică recoman-

dată (tab. 4.2.6), utilizând relația 4.2.6;

- pierderile de sarcină liniare și locale se determină cu ajutorul tabelelor 4.2.3, 4.2.4 și 4.2.5, valoarea acestora fiind centralizată separat pentru conducta de ducere, de întoarcere și racorduri la coloane (tab. 4.2.16);
- verificarea rezultatelor obținute se face respectând condiția de echilibru hidraulic, pentru circuitul fiecărei coloane în raport cu punctul de racordare R al rețelei, după cum urmează:

$$\Sigma(RI + Z)_{7d} + \Sigma(RI + Z)_{RT5} + \Sigma(RI + Z)_{11 \div T1} \equiv$$

$$\Sigma(RI + Z)_{7d+6d} + \Sigma(RI + Z)_{RT6} + \Sigma(RI + Z)_{21 \div T1} \equiv$$

$$\Sigma(RI + Z)_{7d+6d+5d} + \Sigma(RI + Z)_{RT7} + \Sigma(RI + Z)_{31 \div T1} \equiv$$

$$\Sigma(RI + Z)_{7d+6d+5d+4d} + \Sigma(RI + Z)_{RT1} + \Sigma(RI + Z)_{41 \div T1} \equiv$$

$$\Sigma(RI + Z)_{7d+6d+5d+4d+3d} + \Sigma(RI + Z)_{RT2} + \Sigma(RI + Z)_{51 \div T1} \equiv$$

$$\Sigma(RI + Z)_{7d \div 2d} + \Sigma(RI + Z)_{RT3} + \Sigma(RI + Z)_{61 \div T1} \equiv$$

$$\Sigma(RI + Z)_{7d \div 2d} + \Sigma(RI + Z)_{RT4} + \Sigma(RI + Z)_{T1} \quad (4.2.42)$$

Pentru condițiile impuse sunt permise abateri medii relative ε_r ale căror valori să nu depășească 5 %.

Exemplul de calcul 4

Se dimensionează diametrele conductelor unei rețele de distribuție inelară ale cărei caracteristici geometrice și termice sunt cele indicate în fig. 4.2.24:

- se stabilesc diametrele conductelor pe circuitul de ducere, pe circuitul de întoarcere și pe racordurile la coloane, inclusiv pierderile de sarcină liniare unitare *R* și locale *Z*, calculele fiind centralizate în tabelul 4.2.16; valorile coeficienților de rezistență locală $\Sigma\xi$ sunt centralizate în tabelul 4.2.17;
- se verifică rezultatele cu privire la respectarea condiției de echilibru hidraulic (relația 4.2.42), valorile obținute fiind centralizate în tabelul 4.2.18;
- presiunea disponibilă necesară rețelei inelare în punctul de racord R se stabilește pentru circuitul coloanei cu cea mai mare pierdere de sarcină (în cazul de față fiind circuitul coloanei T₇):

$$H_{T7}^R = \Sigma(RI + Z)_{7d} + \Sigma(RI + Z)_{6d} + \Sigma(RI + Z)_{5d} + \Sigma(RI + Z)_{R_{T7}} + \Sigma(RI + Z)_{31} + \dots + \Sigma(RI + Z)_{T1}$$

unde înlocuind valorile din tabelele 4.2.16 și 4.2.18, se obține:

$$H_{T7}^R = 8544 \text{ Pa.}$$

- se calculează abaterile medii relative ε_r în raport cu circuitul care are valoarea pierderilor de sarcină cea mai mare:

$$\varepsilon_r = \frac{\Sigma(RI + Z)_{(d+i+RT_x)_{max}} - \Sigma(RI + Z)_{(d+i+RT_x)}}{\Sigma(RI + Z)_{(d+i+RT_x)_{max}}} \cdot 100 \leq 5\%$$

Tabelul 4.2.15. Valoarea coeficienților de rezistență locală $\Sigma\xi$, pentru distribuție arborescentă (ex. 2, 3)

Nr. tr.	Curbe r/d = 4	v / v _x	D / D _x	TTS	TTÎ	Robinet trecere	$\Sigma\xi$
1	2 · 0,3 = 0,6	v ₁ /v ₂ =0,22/0,28=0,78	D ₁ /D ₂ =3/4 ^{1/3} =0,78	1,7	1,8	—	4,1
2	—	v ₂ /v ₃ =0,22/0,22=1	—	0	0	—	0
3	—	v ₃ /v ₄ =0,28/0,42=0,66	—	0,3	0,65	—	0,95
4	—	v ₄ /v ₅ =0,42/0,45=0,93	—	0,1	0,1	—	0,2
5	2 · 0,3 = 0,6	—	—	—	—	2 · 5 = 10	10,6
6	2 · 0,3 = 0,6	v ₆ /v ₂ =0,22/0,28=0,78	D ₁ /D ₂ =3/4 ^{1/3} =0,78	1,7	1,8	—	4,1
7	—	v ₇ /v ₃ =0,32/0,28=1,14	—	1,8	1,5	—	3,3
8	2 · 0,3 = 0,6	v ₈ /v ₁₀ =0,18/0,24=0,75	D ₈ /D ₁₀ =1	2	3	—	5,6
9	2 · 0,3 = 0,6	v ₉ /v ₁₀ =0,18/0,24=0,75	D ₉ /D ₁₀ =1	2	3	—	5,6
10	—	v ₁₀ /v ₄ =0,24/0,42=0,57	—	4,25	0,9	—	5,15
11	2 · 0,3 = 0,6	v ₁₁ /v ₁₃ =0,25/0,29=0,86	D ₁₁ /D ₁₃ =1	1,6	3	—	4,6
12	2 · 0,3 = 0,6	v ₁₂ /v ₁₃ =0,25/0,29=0,86	D ₁₂ /D ₁₃ =1	1,6	3	—	4,6
13	—	v ₁₃ /v ₅ =0,29/0,45=0,64	—	3,5	1	—	4,5

Analizând rezultatele centralizate în tabelul 4.2.18 se observă că echilibrarea hidraulică este asigurată pentru circuitele coloanelor T₁, T₅, T₆ și T₇ întrucât abaterile medii relative sunt sub 5 %.

• echilibrarea hidraulică pentru coloanele T₂, T₃ și T₄ se poate realiza prin:

- redimensionarea racordurilor acestora micșorând diametrele tronsoanelor, urmărind creșterea pierderilor de sarcină (în tabelele de calcul 4.2.16 și 4.2.18), rezultatele redimensionării sunt marcate cu asterix; se constată că redimensionarea racordurilor nu poate asigura echilibru hidraulic necesar decât pentru coloana T₂ abaterile medii relative ε_r rămânând mai mari de 5 % pentru coloanele T₃ și T₄;
- prevederea de organe de reglare, pe racordul de ducere și întoarcere (numai pentru coloanele T₃ și T₄) treptele de reglare a acestora fiind:

$$T_{RF}^{T3} = f(\dot{V}_{T3}, Z_{RF}^{T3}), T_{RF}^{T4} = f(\dot{V}_{T4}, Z_{RF}^{T4})$$

în care:

$$Z_{RF}^{T3} = 683 \text{ Pa};$$

$$\dot{V}_{T3} = \frac{\Phi_{T3}}{c_p \cdot (\theta_d - \theta_i) \cdot \rho_m} \cdot 3600 = \frac{5,50}{4,18 \cdot 20 \cdot 0,98} \cdot 3600 = 241,67 \text{ l/h.}$$

$$Z_{RF}^{T4} = 1010 \text{ Pa};$$

$$\dot{V}_{T4} = \frac{\Phi_{T4}}{c_p \cdot (\theta_d - \theta_i) \cdot \rho_m} \cdot 3600 = \frac{5,50}{4,18 \cdot 20 \cdot 0,98} \cdot 3600 = 241,67 \text{ l/h.}$$

4.2.8.5 Dimensionarea conductelor instalațiilor de încălzire cu circulație forțată și distribuție individuală

Metodologia de calcul este cea menționată pentru instalațiile cu circulație forțată, cu precizarea că instalația înteroară la consumatori (fig. 4.2.25) poate fi prevăzută cu:

- a - MTH, echipat cu componente ce permit racordarea directă;
- b - MTH, echipat cu componente ce includ BEP.

• în ambele cazuri, operațiile de dimensionare se încep cu stabilirea valorii presiunii disponibile de la baza coloanei, H_{DC} care necesită satisfacerea raportului dintre presiunea pompei H_p și presiunea termică H_{Tx}:

$$H_{DC} = H_p + H_{Tx}; \frac{H_p}{H_{Tx}} = 0,5 + 1 \tag{4.2.42}$$

și care duce la relațiile presiunii disponibile:

$$H_{DC}^{min} = 1,5 \cdot g \cdot h^* \cdot (\rho_i - \rho_d) \text{ [Pa]} \tag{4.2.43, a}$$

$$H_{DC}^{max} = 2 \cdot g \cdot h^* \cdot (\rho_i - \rho_d) \text{ [Pa]} \tag{4.2.43, b}$$

unde înălțimile coloanei h* pentru cele două variante de echipare a MTH sunt:

$$h_a^* = h_0 + 4h + h_1; h_b^* = h_0 + 4h \tag{4.2.44}$$

• pierderile de sarcină unitare medii R_m corespunzătoare presiunilor disponibile H_{DC}^{max} și H_{DC}^{min} se calculează cu relațiile:

$$R_{ma}^{min} = R_{mb}^{min} = \frac{(1-a) \cdot H_{DC}^{min}}{\sum l} \text{ [Pa/m]} \tag{4.2.45}$$

$$R_{ma}^{max} = R_{mb}^{max} = \frac{(1-a) \cdot H_{DC}^{max}}{\sum l} \text{ [Pa/m]} \tag{4.2.46}$$

în care:

∑l - este lungimea totală a circuitului maxim, calculată pentru fiecare soluție în parte:

- racordare directă (a)

$$\sum l_a = 2 \cdot (h_0 + 4h + h_1) \text{ [m]} \tag{4.2.47}$$

- racordare cu BEP (b)

$$\sum l_b = 2 \cdot (h_0 + 4h) \text{ [m]} \tag{4.2.48}$$

• diametrele conductelor se obțin cu relația:

$$D_x = f(R_m; \Phi_x)$$

în care:

R_m ∈ [R_m^{min}, R_m^{max}], iar

Φ_x - reprezintă debitul de agent termic al tronsonului, exprimat diferențiat în funcție de modul de întocmire a tabelelor de calcul pentru:

* conducte din oțel - (Φ_x^{OL}) [kW] (tab. 4.2.3);

* conducte din cupru (M_x^{CU}) [kg/h] (tab. 4.2.7), valoare

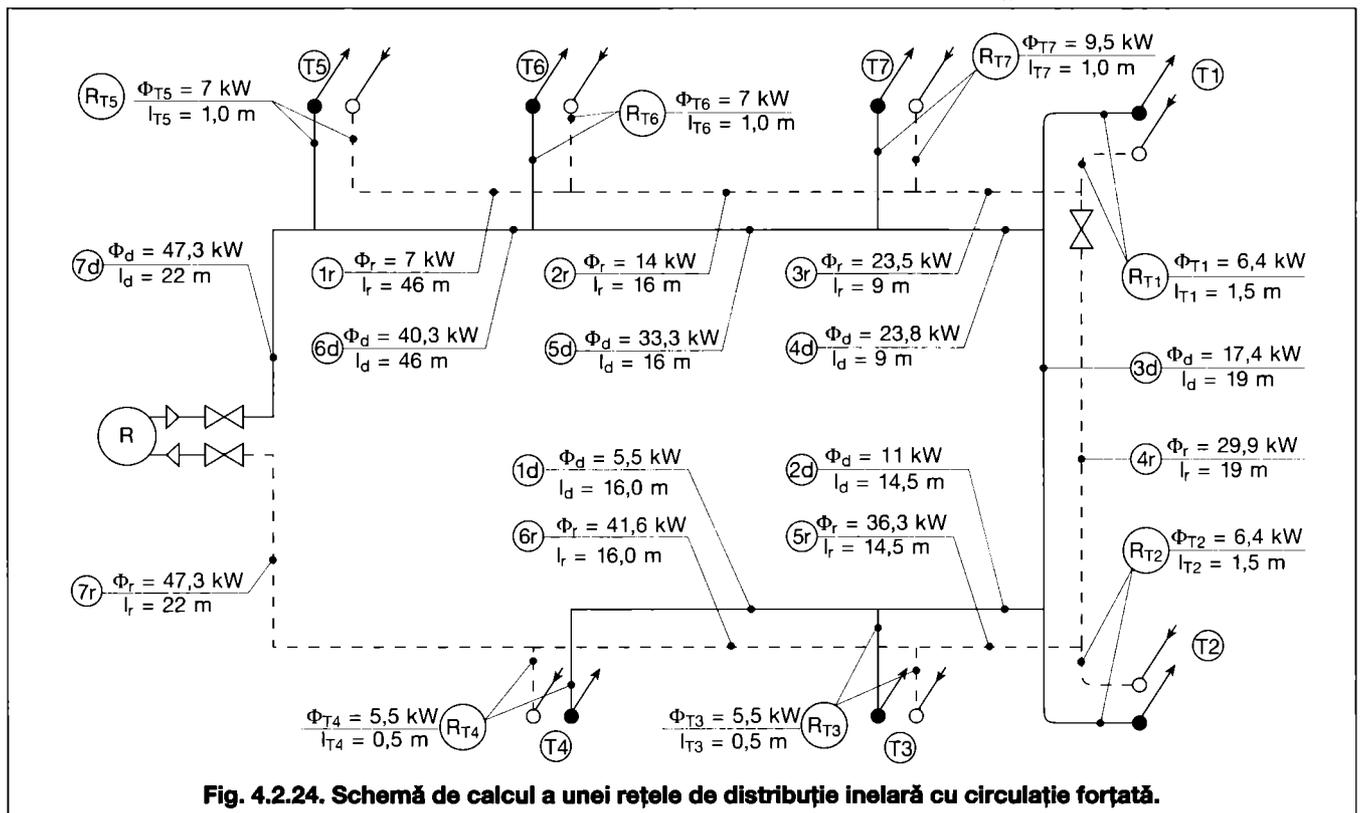


Fig. 4.2.24. Schemă de calcul a unei rețele de distribuție inelare cu circulație forțată.

obținută din debitul de agent termic al tronsonului [kW], cu ajutorul expresiei:

$$M_x^{Cu} = \frac{\Phi_x^{OL}}{c_p \cdot \Delta T} \cdot 3600 \quad [\text{kg/h}] \quad (4.2.49)$$

* conducte tip polymutan - (V_x^p), exprimat în l/s (tab. 4.2.9), valoarea obținută cu ajutorul expresiei:

$$V_x^p = \frac{\Phi_x^{OL}}{c_p \cdot \Delta T \cdot \rho_m} \quad [\text{l/s}] \quad (4.2.50)$$

• Pierderile locale de sarcină Z se determină în funcție de caracteristicile materialelor utilizate pentru armături și conducte.

Astfel pentru:

* conducte din oțel utilizând tabelele 4.2.4 și 4.2.5.

* conducte din cupru:

$$Z_{Cu} = R_x \cdot \sum l_{ech} \quad [\text{Pa}] \quad (4.2.51)$$

$$\sum l_{ech} = l_{ech} \cdot \sum \xi \quad [\text{m}] \quad (4.2.52)$$

în care:

l_{ech} - este lungimea echivalentă unitară în funcție de viteza agentului termic și de diametrul conductei, pentru $\xi = 1$ (tab. 4.2.8);

$\sum \xi$ - suma coeficienților de rezistență locală (tab. 4.2.4)

Pentru simplificare, în aplicațiile practice se renunță deseori la exprimarea separată a pierderii locale de sarcină Z_{Cu} , aceasta exprimându-se numai în funcție de pierderea de sarcină liniară:

$$R_x l_x + Z_x = R_x \cdot (l_x + \sum l_{ech}) \quad [\text{Pa}] \quad (4.2.53)$$

- conducte tip polymutan,

$$Z_p = \frac{\rho_m \cdot v_x^2}{2} \cdot \sum \xi \quad [\text{Pa}] \quad (4.2.54)$$

în care:

Tabelul 4.2.16. Dimensionarea conductelor rețelei de distribuție inelară (ex. 4)											
Nr. tr.	Φ [kW]	l [m]	D [in]	v [m/s]	R [Pa/m]	$\sum \xi$	$R \cdot l$ [Pa]	Z [Pa]	$(Rl + Z)$ [Pa]	$\sum(Rl + Z)$ [Pa]	
A. Rețeaua de ducere											
1d	5,5	16	3/4	0,2	30	0,6	480	12	492	5395	
2d	11	14,5	1	0,24	30	1,15	435	23	458	4903	
3d	17,4	19	1 1/4	0,2	25	2,5	475	50	525	4445	
4d	23,8	9	1 1/4	0,29	32	0,35	288	14	302	3920	
5d	33,3	16	1 1/4	0,42	60	0	960	0	960	3618	
6d	40,3	16	1 1/2	0,37	42	0,3	672	24	696	2658	
7d	47,3	22	1 1/2	0,44	65	5,6	1430	532	1962	1962	
B. Rețeaua de întoarcere											
1r	7	16	3/4	0,25	42	0,8	672	24	696	6095	
2r	14	16	1	0,29	48	0	768	0	768	5399	
3r	23,5	9	1 1/4	0,28	30	3	270	117	387	4631	
4r	29,9	19	1 1/4	0,37	48	1,8	912	126	1036	4244	
5r	36,3	14,5	1 1/2	0,35	35	0,25	507	15	522	3208	
6r	41,6	16	1 1/2	0,37	45	0,3	720	21	741	2686	
7r	47,3	22	1 1/2	0,44	65	5,6	1430	515	1945	1945	
C. Racordările coloanelor la rețea											
RT5	7	1	3/4	0,25	45	4,5	45	135	180	—	
RT6	7	1	3/4	0,25	45	4,8	45	144	189	—	
RT7	9,5	1	3/4	0,32	70	4,5	70	225	295	—	
RT1	6,4	3	3/4	0,22	35	4,3	105	103	206	—	
RT2	6,4	3	3/4	0,22	35	3,1	105	75	180	—	
		3	1/2*	0,4	160	2	480	120	600	—	
RT3	5,5	1	3/4	0,2	30	3,5	30	70	100	—	
		1	1/2*	0,34	120	2,5	120	150	270	—	
RT4	5,5	1	3/4	0,2	30	0,6	30	12	42	—	
		1	1/2*	0,34	120	1,2	120	72	192	—	

* transformare de diametru

v_x - este viteza agentului termic pe tronsonul de calcul [m/s];

$\sum \xi$ - suma coeficienților de rezistență locală tab. 4.2.4;

• se stabilesc diametrele de pe circuitul principal (circuitul consumatorului cel mai depărtat) aplicând relația 4.2.6 transformată:

$$D_x = f(\Phi_x, R_{mx}) \text{ sau } D_x = f(V_x, R_{mx}),$$

luând în considerare și modul de racordare la coloană (direct sau cu butelie de egalizare a presiunii);

• condiția de echilibru hidraulic pentru fiecare din circuitele coloanelor celor două moduri de racordare este:

a. racordare directă

$$H_{DC}^{min} \leq \sum (Rl + Z)_{CO} + Z_{MTH} + \sum (Rl + Z)_{CV} \leq H_{DC}^{max} \quad (4.2.55)$$

în care indicii pentru pierderile de sarcină au semnificația următoare:

CO - este rețeaua orizontală de distribuție de la consumator care poate fi arborescentă, radială sau inelară, realizată cu conducte din oțel, cupru sau polymutan;

MTH - modulul termohidraulic în funcție de nivelul de echipare a acestuia;

CV - conductă verticală de alimentare bitubulară, de conducte din oțel, cupru sau polymutan.

b. - racordarea prin BEP

$$H_{DC}^{min} \leq \sum (Rl + Z)_{CV} + Z_{BEP} \leq H_{DC}^{max} \quad (4.2.56)$$

în care:

Z_{BEP} - sunt pierderile de sarcină locale în butelia de egalizare a presiunilor.

• Dimensionarea conductelor pentru rețeaua orizontală de distribuție de la consumator se face ținând seama de viteza economică (tab. 4.2.6), caracteristicile tehnice ale pompei de circulație, care în cazul acestei variante sunt:

• înălțimea de pompare

$$H_{PCO} = \sum (Rl + Z)_{CO} \quad [\text{Pa}] \quad (4.2.57)$$

• debitul pompei

$$V_{PCO} = \frac{\sum \Phi_{CO}}{c_p \cdot \Delta T \cdot \rho_m} \cdot 3600 \quad [\text{m}^3/\text{h}] \quad (4.2.58)$$

în care:

$\sum (Rl + Z)_{CO}$ - sunt pierderile de sarcină pe rețeaua de distribuție orizontală de la consumator racordată la BEP [Pa];

$\sum \Phi_{CO}$ - suma debitelor de căldură din circuitul consumatorului [kW].

• Dimensionarea circuitelor intermediare ($MTH_2 \div MTH_3$) se face stabilind presiunile disponibile în fiecare racord, în funcție de care se stabilesc diametrele și se verifică condiția de echilibru hidraulic.

Tabelul 4.2.18. Verificarea condițiilor de echilibru hidraulic ale rețelei de distribuție inelară (ex. 4)

Condiții de echilibrare hidraulică	Numărul de ordine al coloanei							
	T5	T6	T7	T1	T2	T3	T4	
$\sum(Rl + Z)_d$	1962	2658	3618	3920	4445	4903	5395	
$\sum(Rl + Z)_r$	6095	5399	4631	4244	3208	2686	1945	
$\sum(Rl + Z)_{d+r}$	8057	8057	8249	8164	7653	7589	7340	
$\sum(Rl + Z)_{RTx}$	180	189	295	206	180	100	42	
$\sum(Rl + Z)_{d+r+RTx}$	8237	8246	8544	8370	7833	7689	7382	
ϵ_r %	3,57	3,46	0	2,01	8,3	9,98	13,57	
Z_{RF}	0	0	0	0	709	853	1160	
$\sum(Rl + Z)_{RTx}^*$	—	—	—	—	600	270	192	
$\sum(Rl + Z)_{d+r+RTx}^*$	—	—	—	—	8253	7859	7532	
ϵ_r^* %	—	—	—	—	3,38	7,99	11,82	
Z_{RF}^*	—	—	—	—	—	683	1010	

a. - racordare directă

* presiunea disponibilă

$$H_D^{MTH2} = \sum_1^2 (Rl+Z) - H_{Tm}^{etaj}, \quad (4.2.59)$$

$$H_D^{MTH5} = \sum_1^5 (Rl+Z) - 4H_{Tm}^{etaj},$$

în care:

$$H_{Tm}^{etaj} = 0,5 \cdot g \cdot h \cdot (\rho_i - \rho_d)$$

* pierderea de sarcină liniară unitară medie

$$R_m^{MTHx} = \frac{(1-a) \cdot H_D^{MTHx}}{\sum l_{CO}} \quad [\text{Pa/m}] \quad (4.2.60)$$

în care:

 MTH_x - este presiunea disponibilă în fiecare racord [Pa]; $\sum l_{CO}$ - lungimea tronsoanelor conductelor de distribuție de la consumator [m].

* diametrele conductelor se determină aplicând relația 4.2.6.

$$D_x = f(R_m^{MTHx}, \Phi_x) \quad (4.2.61)$$

* verificarea calculului de dimensionare cu relația:

$$\sum (Rl+Z)_{MTHx CO} \leq H_D^{MTHx} \quad (4.2.62)$$

pentru care abaterea medie relativă $\varepsilon_r \leq 5\%$ **b. racordarea prin BEP**

* presiunea disponibilă:

$$H_D^{MTH2} = \sum (Rl+Z)_5 - H_{Tm}^{etaj}, \quad (4.2.63)$$

$$H_D^{MTH5} = \sum_5^8 (Rl+Z) - 4H_{Tm}^{etaj},$$

* celelalte operații sunt indentice cu cele menționate la racordarea directă.

4.2.8.5.1 Rețele bitub cu distribuție arborescentă**Exemplul de calcul 5**

Se dimensionează diametrele conductelor unei instalații de încălzire bitub cu circulație forțată și distribuție individuală, alcătuită în sistem arborescent. Caracteristicile termice și geometrice sunt cele din fig. 4.2.25 a considerând că rețeaua de conducte va fi alcătuită din oțel, cupru sau mate-

Tabelul 4.2.17. Valorile coeficienților de rezistență locală $\Sigma\xi$, pentru rețeaua inelară (ex. 4)

Nr. tr.	Curbe r/D = 4	v / v _x	D / D _x	TTS	TTÎ	Robinet trecere	$\Sigma\xi$
A. Circuitul de ducere							
1d	1 · 0,3 = 0,3	v _{1d} /v _{2d} =0,2/0,24=0,83	—	0,3	—	—	0,6
2d	—	v _{2d} /v _{3d} =0,24/0,2=1,2	—	1,15	—	—	1,15
3d	—	v _{3d} /v _{4d} =0,2/0,29=0,69	—	2,5	—	—	2,5
4d	—	v _{4d} /v _{5d} =0,29/0,42=0,69	—	0,35	—	—	0,35
5d	—	v _{5d} /v _{6d} =0,42/0,37=1,13	—	0	—	—	0
6d	—	v _{6d} /v _{7d} =0,37/0,44=0,84	—	0,3	—	—	0,3
7d	2 · 0,3 = 0,6	—	—	—	—	1 · 5 = 5	5,6
B. Circuitul de întoarcere							
1r	1 · 0,3 = 0,3	v _{1r} /v _{2r} =0,25/0,29=0,86	—	—	0,5	—	0,8
2r	—	v _{2r} /v _{3r} =0,29/0,28=1,03	—	—	0	—	0
3r	—	v _{3r} /v _{4r} =0,28/0,37=0,75	D _{3r} /D _{4r} =1	—	3	—	3
4r	—	v _{4r} /v _{5r} =0,37/0,35=1,06	D _{4r} /D _{5r} =1 1/4/1 1/2=0,86	—	1,8	—	1,8
5r	—	v _{5r} /v _{6r} =0,35/0,37=0,94	—	—	0,25	—	0,25
6r	—	v _{6r} /v _{7r} =0,37/0,44=0,84	—	—	0,3	—	0,3
7r	2 · 0,3 = 0,6	—	—	—	—	1 · 5 = 5	5,6
C. Racordurile coloanelor							
RT5	—	v _{RT5} /v _{7d} =0,25/0,44=0,56	—	4,5	—	—	4,5
RT6	—	v _{RT6} /v _{6d} =0,25/0,37=0,67	—	3,5	—	—	4,8
	—	v _{RT6} /v _{2d} =0,25/0,29=0,86	—	—	1,3	—	
RT7	—	v _{RT2} /v _{5d} =0,32/0,42=0,76	—	3	—	—	4,5
	—	v _{RT2} /v _{3r} =0,32/0,28=1,14	—	—	1,5	—	
RT1	—	v _{RT1} /v _{4d} =0,22/0,29=0,76	—	3	—	—	4,3
	—	v _{RT1} /v _{4r} =0,22/0,37=0,59	D _{RT1} /D _{4r} =0,59	—	1,3	—	
RT2	—	v _{RT2} /v _{3d} =0,22/0,2=1,1	—	1,8	—	—	3,1
	—	v _{RT2} /v _{5r} =0,22/0,35=0,63	D _{RT2} /D _{5r} =0,51	—	1,3	—	
	—	v _{RT2} */v _{3d} =0,4/0,2=2	—	1	—	—	
	—	v _{RT2} */v _{5r} =0,4/0,35=1,14	D _{RT2} */D _{5r} =0,38	—	1	—	
RT3	—	v _{RT3} /v _{2d} =0,2/0,24=0,83	—	2,2	—	—	3,5
	—	v _{RT3} /v _{6r} =0,2/0,37=0,54	—	—	1,3	—	
	—	v _{RT3} */v _{2d} =0,34/0,24=1,4	—	1,5	—	—	2,5
	—	v _{RT3} */v _{6r} =0,34/0,37=0,92	D _{RT3} */D _{6r} =0,38	—	1	—	
RT4	—	v _{RT4} /v _{7r} =0,2/0,44=0,45	—	—	0,6	—	0,6
	—	v _{RT4} */v _{7r} =0,34/0,44=0,77	—	—	1,2	—	

rial termoplastice tip POLYUTAN. Echiparea modulelor termohidraulice se consideră de tipul celei prezentate în figura 4.2.4 a pentru racordarea directă și fig. 4.2.4 d pentru racordare cu BEP.

- indiferent de natura materialului din care se realizează rețeaua de conducte, presiunea disponibilă necesară la baza coloanei este aceeași și se determină din condițiile 4.2.43 a și 4.2.43 b după cum urmează:

a. racordarea directă:

$$H_{DC}^{min} = 1,5 \cdot g \cdot (h_0 + 4h + h_1) \cdot (\rho_i - \rho_d) = 1,5 \cdot 9,81 \cdot (1,5 + 4 \cdot 2,7 + 0,65) \cdot 12,47 \approx 2376,27 \text{ Pa}$$

$$H_{DC}^{max} = 2 \cdot g \cdot (h_0 + 4h) \cdot (\rho_i - \rho_d) = 2 \cdot 9,81 \cdot (1,5 + 4 \cdot 2,7 + 0,65) \cdot 12,47 \approx 3168,35 \text{ Pa}$$

b. racordarea prin BEP:

$$H_{DC}^{min} = 1,5 \cdot g \cdot (h_0 + 4h) \cdot (\rho_i - \rho_d) = 1,5 \cdot 9,81 \cdot (1,5 + 4 \cdot 2,7) \cdot 12,47 \approx 2257 \text{ Pa}$$

$$H_{DC}^{max} = 2 \cdot g \cdot (h_0 + 4h) \cdot (\rho_i - \rho_d) = 2 \cdot 9,81 \cdot (1,5 + 4 \cdot 2,7) \cdot 12,47 \approx 3009 \text{ Pa}$$

- pierderile unitare de sarcină medii corespunzătoare presiunilor disponibile H_{DC}^{min} și H_{DC}^{max} se calculează cu relațiile:

a. racordarea directă

$$R_{min}^a = \frac{(1-a) \cdot H_{DC}^{min}}{\sum l} = \frac{(1-0,33) \cdot 2376,27}{38} = 41,9 \text{ Pa/m}$$

$$\sum l = 2 \cdot (h_0 + 4h) + (l_1 + l_2 + l_3 + l_4) = 2 \cdot (1,5 + 4 \cdot 2,7) + (4 + 3,2 + 2,8 + 3,4) = 38 \text{ m}$$

$$R_{max}^a = \frac{(1-a) \cdot H_{DC}^{max}}{\sum l} = \frac{(1-0,33) \cdot 3168,35}{38} = 55,86 \text{ Pa/m}$$

b. racordare prin BEP

$$R_{min}^b = \frac{(1-a) \cdot H_{DC}^{min}}{\sum l} = \frac{(1-0,33) \cdot 2257}{24,60} = 61,47 \text{ Pa/m}$$

$$\sum l = 2 \cdot (h_0 + 4h) = 2 \cdot (1,5 + 4 \cdot 2,7) = 24,6 \text{ m}$$

$$R_{max}^b = \frac{(1-a) \cdot H_{DC}^{max}}{\sum l} = \frac{(1-0,33) \cdot 3009}{24,60} = 81,95 \text{ Pa/m}$$

- valorile R_{min} și R_{max} permit identificarea zonei de stabilire a diametrelor necesare, în tabele sau diagrame de calcul, fiind permisă adoptarea altor valori mai mari sau mai mici cu condiția ca, în final, valoarea medie să fie între limitele stabilite mai sus, adică:

$$R_{min} \leq R_m^{obținut} \leq R_{max}$$

□ pentru rețele de conducte din oțel, diametrele și pierderile totale de sarcină sunt centralizate în tabelul 4.2.19, în care dimensionarea urmărește un circuit orizontal situat la ultimul nivel (tab. 4.2.19 A) și două variante de racordare la coloane: varianta cu racordare directă (tab. 4.2.19 B) și varianta cu racordare directă prin BEP (tab. 4.2.19 C). Stabilirea coeficienților de rezistență locală, prezentată în tabelul 4.2.20, se face ținând seama de rezistențele locale rezultate din configurația rețelei orizontale

și verticale (fig. 4.2.25 a), utilizând datele din tabelul 4.2.4. Diametrele conductelor și vitezele agentului termic în conducte se stabilesc în acord cu datele din tabelul 4.2.3, utilizând banda de valori $R_{min} < R_m < R_{max}$.

- verificarea rezultatelor din tabelul 4.2.19 se face comparând pierderile totale de sarcină cu presiunile disponibile calculate pentru fiecare variantă de racordare.

a. racordare directă

- suma pierderilor totale de sarcină:

$$\sum_1^4 (RI+Z)_{A(CO)} + \sum_2^3 (RI+Z)_{B(CV)} + Z_{MTH1} = 1473,70 + 938,09 + Z_{MTH1} = 2411,79 + Z_{MTH1} \text{ Pa,}$$

unde pierderile de sarcină aferente MTH_1 depind de varianta de echipare adoptată;

- condiția de echilibru hidraulic este:

$$H_{DC}^{min} = 2376,27 < \sum (RI+Z)_{A+B} + Z_{MTH1} = 2411,79 + Z_{MTH1} < H_{DC}^{max} = 3168,35 \text{ Pa.}$$

b. racordare prin BEP

- suma pierderilor totale de sarcină pentru circuitul vertical, din amonte de BEP:

$$\sum_5^9 (RI+Z)_{CV} + Z_{BEP} = 2383,30 + Z_{BEP} \text{ Pa,}$$

unde pierderile locale de sarcină în butelia de egalizare a presiunilor Z_{BEP} este în funcție de geometria acesteia și regimul hidraulic.

- condiția de echilibru hidraulic este:

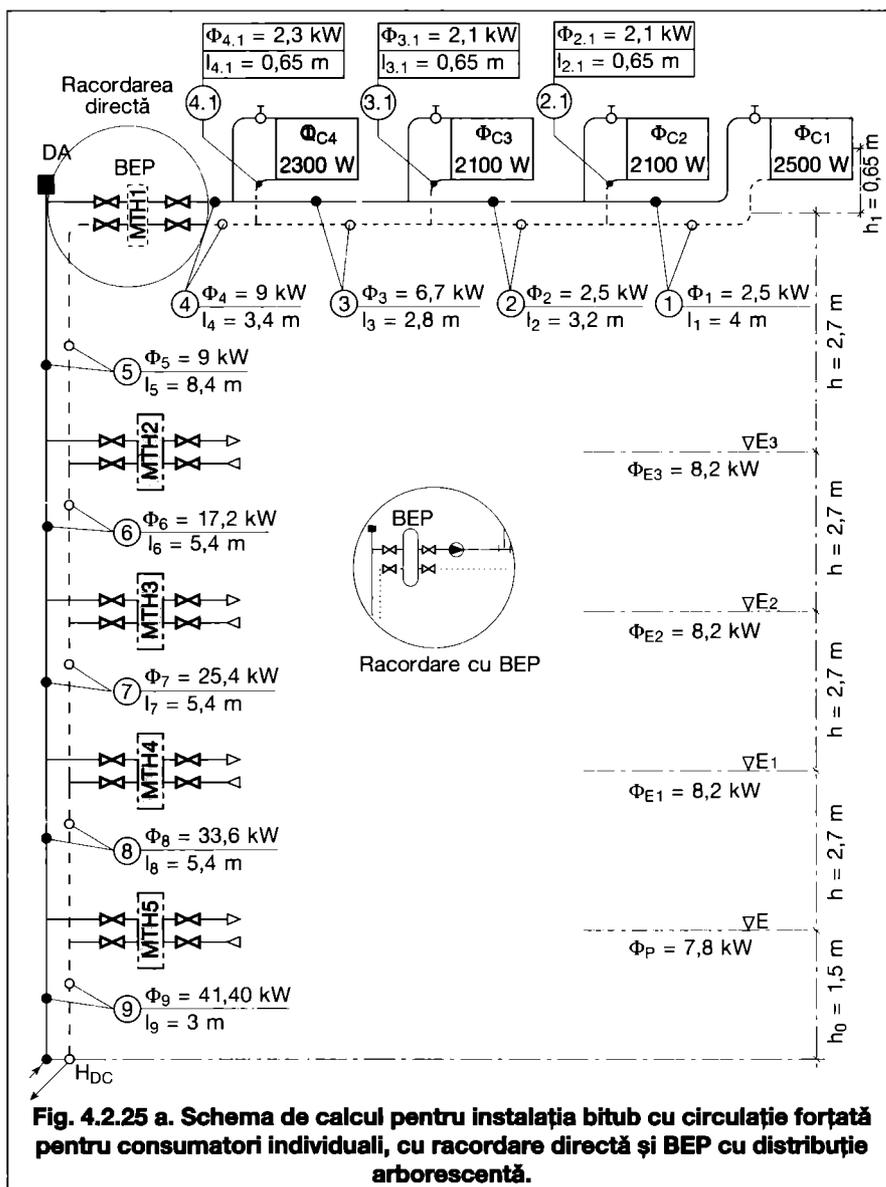


Fig. 4.2.25 a. Schema de calcul pentru instalația bitub cu circulație forțată pentru consumatori individuali, cu racordare directă și BEP cu distribuție arborescentă.

$$H_{DC}^{min} = 2257 < \Sigma(RI+Z)_{CV} + Z_{BEP} = 2383,3 + Z_{BEP} < H_{DC}^{min} = 3009 \text{ Pa.}$$

- caracteristicile hidraulice ale pompei de circulație de pe circuitul orizontal 1 - 2 - 3 - 4 considerat secundar se stabilesc în ipoteza adaptării schemei din fig. 4.2.4 d.

• înălțimea de pompare:

$$H_{PCO} = \Sigma(RI+Z)_{CO} = \Sigma(RI+Z)_A = 1473,70 \text{ Pa.}$$

• debitul pompei

Tabelul 4.2.19. Dimensionarea tronsoanelor și evaluarea pierderilor de sarcină, pentru rețelele bitub orizontale, cu conducte din oțel (ex. 5)

Nr. tronson	Φ [kW]	l [m]	D [in]	v [m/s]	R [Pa/m]	$\Sigma\xi$	R · l [Pa]	Z [Pa]	(RI + Z) [Pa]	$\Sigma(RI + Z)$ [Pa]
A. Conducte orizontale cu distribuție arborescentă										
1	2,5	8	1/2	0,16	30	10,55	240	126,6	366,6	366,6
2	4,6	6,4	3/4	0,22	35	0,4	224	9,6	233,6	600,2
3	6,7	5,6	3/4	0,24	40	1,5	224	43,5	267,5	867,7
4	9	6,8	3/4	0,32	70	2,6	476	130	606	1473,7
2.1	2,1	1,3	1/2	0,13	20	16,3	26	130,4	156,4	$T_{RF}^{2.1}$
3.1	2,1	1,3	1/2	0,13	20	15,05	26	120,4	146,4	$T_{RF}^{3.1}$
4.1	2,3	1,3	1/2	0,15	25	16,5	32,5	181,5	214	$T_{RF}^{4.1}$
B. Conducte verticale cu racordare directă										
5	9	8,4	1	0,18	20	1,4	168	86,8	254,8	254,8
6	17,2	5,4	1 1/4	0,2	17	1,1	91,8	22	113,8	368,6
7	25,4	5,4	1 1/4	0,3	35	0,95	189	42,75	231,75	600,35
8	33,6	5,4	1 1/2	0,28	25	0,66	135	25,74	160,74	761,09
9	41,4	3	1 1/2	0,38	45	0,6	135	42	177	938,09
C. Conducte verticale cu racordare prin butelie de egalizarea presiunilor (BEP)										
5	9	8,4	3/4	0,32	70	0,65	588	32,5	620,5	620,5
6	17,2	5,4	1	0,36	70	0	378	0	378	998,5
7	25,4	5,4	1	0,52	120	0	648	0	648	1646,5
8	33,6	5,4	1 1/4	0,42	60	0,72	324	64,8	388,8	2035,3
9	41,4	3	1 1/4	0,52	90	0,6	270	78	348	2383,3

Tabelul 4.2.20. Valoarea coeficienților de rezistență locală $\Sigma\xi$, pentru rețele bitub orizontale și conducte din oțel (ex. 5)

Nr. tronson	Corp încălzire	Robinet dublă reglare	Cot piuliță olandeză	Curbe r/D = 4	v / v _x	TTS	TTÍ	Robinet trecere	$\Sigma\xi$
A. Conducte orizontale cu distribuție arborescentă									
1	2,5	4	2	2 · 0,3	$v_1/v_2 = 0,16/0,22 = 0,73$	0,5	0,95	—	10,55
2	—	—	—	—	$v_2/v_3 = 0,22/0,24 = 0,92$	0,1	0,3	—	0,4
3	—	—	—	2 · 0,3	$v_3/v_4 = 0,24/0,32 = 0,75$	0,3	0,6	—	1,5
4	—	—	—	2 · 0,3	—	—	—	2 · 1 = 2	2,6
2.1	2,5	4	2	1 · 0,3	$v_{2.1}/v_2 = 0,13/0,22 = 0,43$	7	0,5	—	16,3
3.1	2,5	4	2	1 · 0,3	$v_{3.1}/v_3 = 0,13/0,24 = 0,54$	5,5	0,75	—	15,05
4.1	2,5	4	2	1 · 0,3	$v_{4.1}/v_4 = 0,15/0,32 = 0,47$	7	0,7	—	16,5
B. Conducte verticale cu racordare directă									
5	—	—	—	—	$v_5/v_6 = 0,18/0,2 = 0,9$	0,5	0,9	—	1,4
6	—	—	—	—	$v_6/v_7 = 0,2/0,3 = 0,66$	0,4	0,7	—	1,1
7	—	—	—	—	$v_7/v_8 = 0,3/0,38 = 0,71$	0,2	0,75	—	0,95
8	—	—	—	—	$v_8/v_9 = 0,28/0,38 = 0,74$	0,28	0,38	—	0,66
9	—	—	—	2 · 0,3	—	—	—	—	0,6
C. Conducte verticale cu racordare prin butelie de egalizare a presiunilor (BEP)									
5	—	—	—	—	$v_5/v_6 = 0,32/0,36 = 0,88$	0,25	0,4	—	0,65
6	—	—	—	—	$v_6/v_7 = 0,36/0,52 = 1,2$	0	0	—	0
7	—	—	—	—	$v_7/v_8 = 0,52/0,42 = 1,23$	0	0	—	0
8	—	—	—	—	$v_8/v_9 = 0,42/0,52 = 0,81$	0,22	0,5	—	0,72
9	—	—	—	2 · 0,3	—	—	—	—	0,6

$$\dot{V}_{PCO} = \frac{\Sigma\Phi_{CO}}{c_p \cdot \Delta T \cdot \rho_m} \cdot 3600 = \frac{9,00}{4,18 \cdot 20 \cdot 968,4} \cdot 3600 = 0,4 \text{ m}^3/\text{h.}$$

• verificarea rezultatelor obținute pentru circuitele secundare (2.1, 3.1 și 4.1) ale căror pierderi de sarcină sunt prezentate în tabelul 4.2.19 A se face prin verificarea condiției de echilibru hidraulic în noduri. Egalitatea pierderilor de sarcină aferente circuitelor care converg către un nod se obține introducând pe circuitul secundar o pierdere suplimentară de sarcină Z_{RF} , prin reglarea robinetului cu dublă reglare (Rdr) atașat corpului de încălzire. Astfel:

- pentru circuitul 2.1

$$\Sigma(RI+Z)_{2.1} + Z_{RF}^{2.1} = 156,4 + Z_{RF}^{2.1} = \Sigma(RI+Z)_1 = 366,6 \text{ Pa.}$$

Din condiția de echilibru hidraulic rezultă treapta de reglare $T_{RF}^{2.1}$ a robinetului atașat corpului de încălzire Φ_{C2} ,

$$T_{RF}^{2.1} = f(\dot{V}_{2.1}, Z_{RF}^{2.1}),$$

în care:

$$Z_{RF}^{2.1} = 366,60 - 156,40 = 210,20 \text{ Pa.}$$

$$\dot{V}_{2.1} = \frac{\Phi_{2.1}}{c_p \cdot \Delta T \cdot \rho_m} \cdot 3600 = \frac{2,10}{4,18 \cdot 20 \cdot 0,968} \cdot 3600 \approx 93,42 \text{ l/h.}$$

- pentru circuitul 3.1

$$\Sigma(RI+Z)_{3.1} + Z_{RF}^{3.1} = 146,4 + Z_{RF}^{3.1} = \Sigma(RI+Z) = 600,2 \text{ Pa}$$

pentru care treapta de reglare $T_{RF}^{3.1}$ a robinetului atașat corpului de încălzire Φ_{C3} , este:

$$T_{RF}^{3.1} = f(\dot{V}_{3.1}, Z_{RF}^{3.1}),$$

în care:

$$Z_{RF}^{3.1} = 600,2 - 146,4 = 453,8 \text{ Pa.}$$

$$\dot{V}_{3.1} = \frac{\Phi_{3.1}}{c_p \cdot \Delta T \cdot \rho_m} \cdot 3600 = \frac{2,10}{4,18 \cdot 20 \cdot 0,968} \cdot 3600 \approx 93,42 \text{ l/h.}$$

- pentru circuitul 4.1

$$\Sigma(RI+Z)_{4.1} + Z_{RF}^{4.1} = 214,0 + Z_{RF}^{4.1} = \Sigma(RI+Z) = 867,7 \text{ Pa,}$$

pentru care treapta de reglare $T_{RF}^{4.1}$ a robinetului atașat corpului de încălzire Φ_{C4} , este:

$$T_{RF}^{4.1} = f(V_{4.1}, Z_{RF}^{4.1});$$

în care:

$$Z_{RF}^{4.1} = 867,7 - 214,0 = 653,7 \text{ Pa.}$$

$$\dot{V}_{4.1} = \frac{\Phi_{4.1}}{c_p \cdot \Delta T \cdot \rho_m} \cdot 3600 = \frac{2,30}{4,18 \cdot 20 \cdot 0,968} \cdot 3600 \approx 102,32 \text{ l/h}$$

- circuitele orizontale corespunzătoare celorlalte niveluri (E3, E2, E1 și P) se dimensionează după aceeași metodologie calculând presiunile disponibile corespunzătoare fiecărui nivel, după cum urmează:

a. racordare directă (tab. 4.2.19 A + B)

$$H_D^{MTH2} = \sum_1^5 (Rl + Z) - H_{Tm}^{elaj} = 1728,50 - 165,15 = 1563,35 \text{ Pa}$$

unde:

$$H_{Tm}^{elaj} = 0,5 \cdot g \cdot h \cdot (\rho_i - \rho_d) = 0,5 \cdot 9,81 \cdot 2,70 \cdot 12,47 = 165,15 \text{ Pa}$$

$$H_D^{MTH3} = \sum_1^6 (Rl + Z) - 2 \cdot H_{Tm}^{elaj} = 1842,3 - 2 \cdot 165,15 = 1512,0 \text{ Pa}$$

$$H_D^{MTH4} = \sum_1^7 (Rl + Z) - 3 \cdot H_{Tm}^{elaj} = 2073,35 - 3 \cdot 165,15 = 1577,9 \text{ Pa}$$

$$H_D^{MTH5} = \sum_1^8 (Rl + Z) - 4 \cdot H_{Tm}^{elaj} = 2234,79 - 4 \cdot 165,15 = 1574,19 \text{ Pa}$$

Presiunea disponibilă obținută pentru fiecare nivel se cumulează pentru acoperirea pierderilor de sarcină pe circuitele orizontale $\sum(Rl+Z)_{CO}$ și a pierderilor de sarcină locale în modulul termohidraulic Z_{MTHx} . Dimensionarea circuitelor orizontale se face aplicând aceeași metodologie de calcul cu respectarea condițiilor de echilibrare hidraulică.

b. racordarea prin BEP (tab. 4.2.19 C)

$$H_D^{MTH2} = \sum (Rl + Z)_5 - H_{Tm}^{elaj} = 620,50 - 165,15 = 455,35 \text{ Pa}$$

$$H_D^{MTH3} = \sum_5^6 (Rl + Z) - 2 \cdot H_{Tm}^{elaj} = 998,50 - 2 \cdot 165,15 = 668,20 \text{ Pa}$$

$$H_D^{MTH4} = \sum_5^7 (Rl + Z) - 3 \cdot H_{Tm}^{elaj} = 1646,50 - 3 \cdot 165,15 = 1151,05 \text{ Pa}$$

$$H_D^{MTH5} = \sum_5^8 (Rl + Z) - 4 \cdot H_{Tm}^{elaj} = 2035,30 - 4 \cdot 165,15 = 1374,70 \text{ Pa}$$

Presiunea disponibilă obținută pentru fiecare nivel se cumulează pentru acoperirea pierderilor de sarcină pe conductele de racord ale BEP la coloana de alimentare și a pierderilor locale de sarcină în BEP.

Circuitul secundar se dimensionează asemănător circuitului 1, 2, 3 și 4 pierderea de sarcină fiind acoperită de o pompă de circulație montată pe acest circuit. Caracteristicile hidraulice ale pompelor se stabilesc ținând seama de pierderile de sarcină obținute și debitele vehiculate, la fiecare nivel, utilizând relațiile 4.2.57 și 4.2.58.

□ **pentru rețele de conducte din cupru**, diametrele și pierderile totale de sarcină sunt prezentate în tabelul 4.2.21, unde (ca și în cazul precedent), dimensionarea se face pentru un circuit orizontal situat la ultimul nivel (tab. 4.2.21 A) și două variante de racordare la coloane: varianta cu racordare directă (tab. 4.2.21 B) și varianta cu racordare prin BEP (tab. 4.2.21 C). Evaluarea coeficienților de rezistență locală, prezentată în tabelul 4.2.22, urmărește metodologia enunțată anterior și se face ținând seama de rezistențele locale rezultate din configurația rețelei orizontale și verticale (fig. 4.2.25 a), utilizând datele din tabelele 4.2.4 și 4.2.8. Diametrele conductelor și vitezele agentului termic în conducte au fost stabilite utilizând tabelul 4.2.7.

- verificarea rezultatelor din tabelul 4.2.21 se face comparând pierderile totale de sarcină cu presiunile disponibile calculate pentru fiecare variantă de racordare. Astfel, pentru:

a. racordare directă

- suma pierderilor totale de sarcină (tab. 4.2.21 A+B)

$$\sum_1^4 (Rl + Z)_{A(CO)} + \sum_5^9 (Rl + Z)_{B(CV)} = 1314,35 + 1511,92 = 2826,27 \text{ Pa}$$

la care se adaugă pierderile de sarcină Z_{MTH1} în $MTH1$, ce depind de varianta de echipare adoptată.

- condiția de echilibru hidraulic este:

$$H_{DC}^{min} = 2376,27 < \sum(Rl+Z)_{A+B} + Z_{MTH1} = 2826,27 + Z_{MTH1} < H_{DC}^{max} = 3168,35 \text{ Pa.}$$

b. racordare prin BEP

- suma pierderilor totale de sarcină pentru circuitul vertical, din amonte de BEP (tab. 4.2.21 C)

$$\sum_5^9 (Rl + Z)_{CV} + Z_{BEP} = 2236,21 \text{ Pa}$$

- condiția de echilibru hidraulic este:

$$H_{DC}^{min} = 2257 < \sum(Rl+Z)_{CV} + Z_{BEP} = 2236,21 + Z_{BEP} < H_{DC}^{max} = 3009 \text{ Pa.}$$

- caracteristicile hidraulice ale pompei de circulație de pe circuitul orizontal 1 - 2 - 3 - 4, conform schemei din fig. 4.2.4. d.

- înălțimea de pompare:

$$H_{PCO} = \sum (Rl + Z)_{CO} = \sum_1^4 (Rl + Z)_A = 1314,35 \text{ Pa}$$

- debitul pompei:

$$\dot{V}_{PCO} = \frac{\sum \Phi_{CO}}{c_p \cdot \Delta T \cdot \rho_m} \cdot 3600 = \frac{9,00}{4,18 \cdot 20 \cdot 0,968,4} \cdot 3600 = 0,4 \text{ m}^3/\text{h}$$

- verificarea rezultatelor obținute pentru circuitele secundare (2.1, 3.1 și 4.1), ale căror pierderi de sarcină sunt prezentate în tabelul 4.2.21 A se face urmărind aceeași metodologie indicată la rețelele de conducte din oțel. Astfel:

- pentru circuitul 2.1

$$\sum(Rl+Z)_{2.1} + Z_{RF}^{2.1} = 184,0 + Z_{RF}^{2.1} = \sum(Rl+Z)_1 = 249,12 \text{ Pa.}$$

Din condiția de echilibru hidraulic rezultă treapta de reglare $T_{RF}^{2.1}$ a robinetului atașat corpului de încălzire Qc2, care este:

$$T_{RF}^{2.1} = f(V_{2.1}, Z_{RF}^{2.1}),$$

în care:

$$Z_{RF}^{2.1} = 249,12 - 184,00 = 65,12 \text{ Pa}$$

$$\dot{V}_{2.1} = \frac{\Phi_{2.1}}{c_p \cdot \Delta T \cdot \rho_m} \cdot 3600 = \frac{2,10}{4,18 \cdot 20 \cdot 0,968} \cdot 3600 \approx 93,42 \text{ l/h}$$

- pentru circuitul 3.1

$$\sum(Rl+Z)_{3.1} + Z_{RF}^{3.1} = 184 + Z_{RF}^{3.1} = \sum_2^3 (Rl+Z) = 724,77 \text{ Pa.}$$

pentru care treapta de reglare $T_{RF}^{3.1}$ a robinetului atașat corpului de încălzire Φ_{C3} , este:

$$T_{RF}^{3.1} = f(V_{3.1}, Z_{RF}^{3.1}),$$

în care:

$$Z_{RF}^{3.1} = 724,77 - 184,00 = 540,77 \text{ Pa.}$$

$$\dot{V}_{3.1} = \frac{\Phi_{3.1}}{c_p \cdot \Delta T \cdot \rho_m} \cdot 3600 = \frac{2,10}{4,18 \cdot 20 \cdot 0,968} \cdot 3600 \approx 93,42 \text{ l/h.}$$

- pentru circuitul 4.1:

$$\sum(Rl+Z)_{4.1} + Z_{RF}^{4.1} = 225,5 + Z_{RF}^{4.1} =$$

$$= \sum_1^3 (Rl+Z) = 1037,6 \text{ Pa,}$$

pentru care treapta de reglare $T_{RF}^{4.1}$ a robinetului atașat corpului de încălzire Φ_{C4} , este:

$$T_{RF}^{4.1} = f(V_{4.1}, Z_{RF}^{4.1}),$$

în care:

$$Z_{RF}^{4.1} = 1037,6 - 225,5 = 812,1 \text{ Pa.}$$

$$\dot{V}_{4.1} = \frac{\Phi_{4.1}}{c_p \cdot \Delta T \cdot \rho_m} \cdot 3600 = \frac{2,30}{4,18 \cdot 20 \cdot 0,968} \cdot 3600 \approx 102,32 \text{ l/h}$$

- circuitele orizontale corespunzătoare celorlalte niveluri (E3, E2, E1 și P) se dimensionează după aceeași metodologie

calculând presiunile disponibile corespunzătoare fiecărui nivel, după cum urmează:

a. **racordare directă** (tab. 4.2.21 A + B)

$$H_D^{MTH2} = \sum_1^5 (Rl + Z) - H_{Tm}^{elaj} = 1532,22 - 165,15 = 1367,07 \text{ Pa}$$

$$H_D^{MTH3} = \sum_1^6 (Rl + Z) - 2 \cdot H_{Tm}^{elaj} = 1698,12 - 2 \cdot 165,15 = 1367,82 \text{ Pa}$$

$$H_D^{MTH4} = \sum_1^7 (Rl + Z) - 3 \cdot H_{Tm}^{elaj} = 2031,12 - 3 \cdot 165,15 = 1535,67 \text{ Pa}$$

$$H_D^{MTH5} = \sum_1^8 (Rl + Z) - 4 \cdot H_{Tm}^{elaj} = 2635,92 - 4 \cdot 165,15 = 1965,32 \text{ Pa}$$

unde:

$$H_{Tm}^{elaj} = 0,5 \cdot g \cdot h \cdot (\rho_i - \rho_d) = 0,5 \cdot 9,81 \cdot 2,7 \cdot 12,47 = 165,15 \text{ Pa}$$

Presiunea disponibilă obținută pentru fiecare nivel se consumă pentru acoperirea pierderilor de sarcină pe circuitele orizontale $\sum(Rl+Z)_{CO}^X$ și a pierderilor de sarcină locale în modulul termohidraulic Z_{MTHX} . Dimensionarea circuitelor orizontale urmând aceeași metodologie cu respectarea condițiilor impuse de relațiile 4.2.59...4.2.62.

b. **racordare prin BEP** (tab. 4.2.21 C)

$$H_D^{MTH2} = \sum (Rl + Z)_5 - H_{Tm}^{elaj} = 217,87 - 165,15 = 52,72 \text{ Pa}$$

$$H_D^{MTH3} = \sum_5^6 (Rl + Z) - 2 \cdot H_{Tm}^{elaj} = 792,16 - 2 \cdot 165,15 = 461,86 \text{ Pa}$$

$$H_D^{MTH4} = \sum_5^7 (Rl + Z) - 3 \cdot H_{Tm}^{elaj} = 1125,16 - 3 \cdot 165,15 = 629,71 \text{ Pa}$$

$$H_D^{MTH5} = \sum_5^8 (Rl + Z) - 4 \cdot H_{Tm}^{elaj} = 1729,96 - 4 \cdot 165,15 = 1069,36 \text{ Pa}$$

Presiunea disponibilă obținută pentru fiecare nivel se consumă pentru acoperirea pierderilor de sarcină pe conductele de racord ale BEP la coloana de alimentare și a pierderilor locale de sarcină în BEP. Dacă este cazul, pe conductele de racord se pot prevedea și organe de reglare pentru disiparea surplusului de presiune disponibilă

Tabelul 4.2.21. Dimensionarea tronsoanelor și evaluarea pierderilor de sarcină, pentru rețelele bitub orizontale, cu conducte din cupru (ex. 5)

Nr. tronson	Φ [kW]	M [kg/h]	l [m]	D-δ [mm]	v [m/s]	R [Pa/m]	l _{ech} [m]	Σl [m]	R · Σl [Pa]	Σ(RΣl) [Pa]
A. Conducte orizontale cu distribuție arborescentă										
1	2,5	107,65	8	18 · 1	0,151	24	2,38	10,38	249,12	249,12
2	4,6	198,08	6,4	18 · 1	0,28	70	0,495	6,895	482,65	724,77
3	6,7	288,52	5,6	22 · 1	0,26	47	1,056	6,656	312,83	1037,6
4	9	387,56	6,8	28 · 1	0,22	25	4,27	11,07	276,75	1314,35
2.1	2,1	90,43	1,3	15 · 1	0,188	46	2,7	4	184	T _{RF} ^{2,1}
3.1	2,1	90,43	1,3	15 · 1	0,188	46	2,7	4	184	T _{RF} ^{3,1}
4.1	2,3	90,04	1,3	15 · 1	0,22	55	2,8	4,1	225,5	T _{RF} ^{4,1}
B. Conducte verticale cu racordare directă										
5	9	387,56	8,4	28 · 1	0,22	25	0,315	8,715	217,87	217,87
6	17,2	740,66	5,4	35 · 1,5	0,261	26	0,981	6,381	165,9	383,77
7	25,4	1093,78	5,4	35 · 1,5	0,378	50	1,26	6,66	333	716,77
8	33,6	1446,89	5,4	35 · 1,5	0,527	90	1,32	6,72	604,8	1321,57
9	41,4	1782,77	3	42 · 1,5	0,41	47	1,05	4,05	190,35	1511,92
C. Conducte verticale cu racordare prin butelie de egalizarea presiunilor (BEP)										
5	9	387,56	8,4	28 · 1	0,22	25	0,315	8,715	217,87	217,87
6	17,2	740,66	5,4	28 · 1	0,44	90	0,981	6,381	574,29	792,16
7	25,4	1093,78	5,4	35 · 1,5	0,378	50	1,26	6,66	333	1125,16
8	33,6	1446,89	5,4	35 · 1,5	0,527	90	1,32	6,72	604,8	1729,97
9	41,4	1782,77	3	35 · 1,5	0,62	125	1,05	4,05	506,25	2236,21

Circuitul secundar se dimensionează asemănător circuitului 1, 2, 3 și 4, pierderea de sarcină fiind acoperită de o pompă de circulație montată pe acest circuit. Caracteristicile hidraulice ale pompelor se stabilesc în concordanță cu pierderile de sarcină obținute și debitele vehiculate, la fiecare nivel, utilizând relațiile 4.2.57 și 4.2.58.

□ **pentru rețele de conducte din materiale termoplastice tip Polymutan**, diametrele și pierderile totale de sarcină sunt prezentate în tabelul 4.2.23 unde, ca și în cazurile precedente, dimensionarea se referă la un circuit orizontal situat la ultimul nivel (tab. 4.2.23 A) și două variante de racordare prin BEP (tab. 4.2.23 C). Calculul coeficienților de rezistență locală, centralizat în tabelul 4.2.24, s-a făcut ținând seama de rezistențele locale rezultate din configurația rețelei orizontale și verticale (fig. 4.2.25 a), utilizând datele din tabelul 4.2.11 și relația 4.2.54.

• verificarea rezultatelor din tabelul 4.2.23 se face comparând pierderile totale de sarcină cu presiunile disponibile calculate la baza coloanei pentru fiecare variantă de racordare.

a. **racordare directă**

- suma pierderilor totale de sarcină (tab. 4.2.23 A+B)

$$\sum_1^4 (Rl + Z)_{A(CO)} + \sum_5^9 (Rl + Z)_{B(CV)} = 1234,14 + 1272,17 = 2506,31 \text{ Pa}$$

la care se adaugă pierderile de sarcină Z_{MTH1} în MTH_1 ce depind de varianta de echipare adoptată.

- condiția de echilibru hidraulic este:

$$H_{DC}^{min} = 2376,27 < \sum(Rl+Z)_{A+B} + Z_{MTH1} = 2506,31 + Z_{MTH1} < H_{DC}^{max} = 3168,35 \text{ Pa}$$

b. **racordare prin BEP**

- suma pierderilor totale de sarcină pentru circuitul vertical, din amonte de BEP (tab. 4.2.23 C):

$$\sum_5^9 (Rl + Z)_{CV} = 2581,73 \text{ Pa}$$

- condiția de echilibru hidraulic este:

Tabelul 4.2.22. Valoarea coeficienților de rezistență locală $\Sigma\xi$, pentru rețele bitub orizontale și conducte din cupru (ex. 5)								
Nr. tronson	Corp încălzire	Rdr	Cpo	Curbe r/D = 1,2	TTS	TTI	Robinet trecere	$\Sigma\xi$
A. Conducte orizontale cu distribuție arborescentă								
1	2,5	2	0,7	2 · 0,35	0,3	0,6	—	6,8
2	—	—	—	—	0,3	0,6	—	0,9
3	—	—	—	2 · 0,35	0,3	0,6	—	1,6
4	—	—	—	2 · 0,35	—	—	2 · 2,5	5,7
2.1	2,5	2	0,7	0,35	1,3	0,9	—	7,75
3.1	2,5	2,5	0,7	0,35	1,3	0,9	—	7,75
4.1	2,5	2,5	0,7	0,35	1,3	0,9	—	7,75
B. Conducte verticale cu racordare directă								
5	—	—	—	—	0,3	0,6	—	0,9
6	—	—	—	—	0,3	0,6	—	0,9
7	—	—	—	—	0,3	0,6	—	0,9
8	—	—	—	—	0,3	0,6	—	0,9
9	—	—	—	2 · 0,35	—	—	—	0,7
C. Conducte verticale cu racordare prin butelie de eg. a presiunilor (BEP)								
5	—	—	—	—	0,3	0,6	—	0,9
6	—	—	—	—	0,3	0,6	—	0,9
7	—	—	—	—	0,3	0,6	—	0,9
8	—	—	—	—	0,3	0,6	—	0,9
9	—	—	—	2 · 0,35	—	—	—	0,7

$$H_{DC}^{min} = 2257 < \sum(RI+Z)_{CV} + Z_{BEP} = 2581,73 + Z_{BEP} < H_{DC}^{max} = 3009 \text{ Pa.}$$

- caracteristicile hidraulice ale pompei de circulație de pe circuitul orizontal 1 - 2 - 3 - 4, conform schemei din fig. 4.2.4 d.

- înălțimea de pompare:

$$H_{PCO} = \sum(RI + Z)_{CO} = \sum_1^4 (RI + Z)_A = 1234,14 \text{ Pa.}$$

- debitul pompei:

$$\dot{V}_{PCO} = \frac{\sum \Phi_{CO}}{c_p \cdot \Delta T \cdot \rho_m} \cdot 3600 = \frac{9,00}{4,18 \cdot 20 \cdot 968,4} \cdot 3600 = 0,4 \text{ m}^3/\text{h.}$$

• verificarea rezultatelor obținute pentru circuitele secundare (2.1, 3.1 și 4.1), ale căror pierderi de sarcină sunt prezentate în tabelul 4.2.21 A se face urmărind aceeași metodologie indicată la rețelele de conducte din oțel. Astfel:

- pentru circuitul 2.1

$$\sum(RI+Z)_{2,1} + Z_{RF}^{2,1} = 1156,62 + Z_{RF}^{2,1} = \sum(RI+Z)_1 = 363,73 \text{ Pa.}$$

Din condiția de echilibru hidraulic rezultă treapta de reglare $T_{RF}^{2,1}$ a robinetului atașat corpului de încălzire Φ_{C2} , care este $T_{RF}^{2,1} = f(V_{2,1}, Z_{RF}^{2,1})$, în care:

$$Z_{RF}^{2,1} = 363,73 - 115,62 = 248,11 \text{ Pa.}$$

$$\dot{V}_{2,1} = \frac{\Phi_{2,1}}{c_p \cdot \Delta T \cdot \rho_m} \cdot 3600 = \frac{2,10}{4,18 \cdot 20 \cdot 0,968} \cdot 3600 \approx 93,42 \text{ l/h}$$

- pentru circuitul 3.1:

$$\sum(RI+Z)_{3,1} + Z_{RF}^{3,1} = 115,62 + Z_{RF}^{3,1} = \sum_2^3 (RI+Z) = 608,29 \text{ Pa,}$$

pentru care $T_{RF}^{3,1}$ treapta de reglare a robinetului atașat corpului de încălzire Φ_{C4} , este:

$$T_{RF}^{3,1} = f(V_{3,1}, Z_{RF}^{3,1})$$

în care:

$$Z_{RF}^{3,1} = 608,29 - 115,62 = 492,67 \text{ Pa.}$$

$$\dot{V}_{3,1} = \frac{\Phi_{3,1}}{c_p \cdot \Delta T \cdot \rho_m} \cdot 3600 = \frac{2,10}{4,18 \cdot 20 \cdot 0,968} \cdot 3600 \approx 93,42 \text{ l/h.}$$

- pentru circuitul 4.1:

$$\sum(RI+Z)_{4,1} + Z_{RF}^{4,1} = 115,62 + Z_{RF}^{4,1} = \sum_1^3 (RI+Z) = 980,64 \text{ Pa}$$

pentru care treapta de reglare $T_{RF}^{4,1}$ a robinetului atașat corpului de încălzire Φ_{C4} , este:

$$T_{RF}^{4,1} = f(V_{4,1}, Z_{RF}^{4,1})$$

în care:

$$Z_{RF}^{4,1} = 980,64 - 115,62 = 865,02 \text{ Pa.}$$

$$\dot{V}_{4,1} = \frac{\Phi_{4,1}}{c_p \cdot \Delta T \cdot \rho_m} \cdot 3600 = \frac{2,30}{4,18 \cdot 20 \cdot 0,968} \cdot 3600 \approx 102,32 \text{ l/h.}$$

• circuitele orizontale corespunzătoare celorlalte niveluri (E3, E2, E1 și P) se dimensionează după aceeași metodologie

Tabelul 4.2.24. Valoarea coeficienților de rezistență locală, pentru rețele bitub orizontale, de conducte tip Polymutan (ex. 5)

Nr. tronson	Corp încălzire	Rdr	Cpc	Curbe r/D = 1,2	TTS	TTI	Robinet trecere	Σξ
A. Conducte orizontale cu distribuție arborescentă								
1	2,5	4	1,13	2 · 0,3	0,3	0,6	—	9,13
2	—	—	—	—	0,3	0,6	—	0,9
3	—	—	—	2 · 0,3	0,3	0,6	—	1,5
4	—	—	—	2 · 0,3	—	—	2 · 1,5	3,6
2.1	2,5	4	1,13	0,3	1,3	0,9	—	10,13
3.1	2,5	4	1,13	0,3	1,3	0,9	—	10,13
4.1	2,5	4	1,13	0,3	1,3	0,9	—	10,13
B. Conducte verticale cu racordare directă								
5	—	—	—	—	0,3	0,6	—	0,9
6	—	—	—	—	0,3	0,6	—	0,9
7	—	—	—	—	0,3	0,6	—	0,9
8	—	—	—	—	0,3	0,6	—	0,9
9	—	—	—	2 · 0,3	—	—	—	0,6
C. Conducte verticale cu racordare prin butelii de eg. a presiunilor (BEP)								
5	—	—	—	—	0,3	0,6	—	0,9
6	—	—	—	—	0,3	0,6	—	0,9
7	—	—	—	—	0,3	0,6	—	0,9
8	—	—	—	—	0,3	0,6	—	0,9
9	—	—	—	2 · 0,3	—	—	—	0,6

Tabelul 4.2.23. Dimensionarea tronsoanelor și evaluarea pierderilor de sarcină, pentru rețele bitub orizontale tip Polymutan (ex. 5)

Nr. tronson	Φ [kW]	Ḃ [l/s]	l [m]	Dn [mm]	v [m/s]	R [Pa/m]	Σξ	Z [Pa]	R · l [Pa]	(RI + Z) [Pa]	Σ(RI + Z) [Pa]
A. Conducte orizontale cu distribuție arborescentă											
1	2,5	0,031	8	15	0,15	33	9,13	99,73	264	363,73	363,73
2	4,6	0,057	6,4	20	0,18	36	0,9	14,15	230,4	244,56	608,29
3	6,7	0,082	5,6	20	0,24	59	1,5	41,95	330,4	372,35	980,64
4	9	0,11	6,8	25	0,19	28	3,6	63,1	190,4	253,5	1234,14
2.1	2,1	0,026	1,3	15	0,13	25	10,13	83,12	32,5	115,62	$T_{RF}^{2,1}$
3.1	2,1	0,026	1,3	15	0,13	25	10,13	83,12	32,5	115,62	$T_{RF}^{3,1}$
4.1	2,3	0,028	1,3	15	0,18	28	10,13	83,12	32,5	115,62	$T_{RF}^{4,1}$
B. Conducte verticale cu racordare directă											
5	9	0,11	8,4	25	0,19	28	0,9	15,77	235,2	250,97	250,97
6	17,2	0,211	5,4	32	0,24	31	0,9	25,16	167,4	192,56	443,53
7	25,4	0,313	5,4	32	0,31	63	0,9	41,99	340,2	382,19	825,72
8	33,6	0,414	5,4	40	0,31	36	0,9	41,99	194,4	236,39	1062,11
9	41,4	0,51	3	40	0,38	53	0,6	42,06	159	210,06	1272,17
C. Conducte verticale											
5	9	0,11	8,4	20	0,31	87	0,9	41,99	730,8	772,79	772,79
6	17,2	0,211	5,4	25	0,38	91	0,9	63,09	491,4	554,49	1327,28
7	25,4	0,313	5,4	32	0,31	63	0,9	41,99	340,2	382,19	1709,47
8	33,6	0,414	5,4	32	0,48	104	0,9	100,6	561,6	662,2	2371,67
9	41,4	0,51	3	40	0,38	53	0,6	42,06	159	210,06	2581,73

calculând presiunile disponibile corespunzătoare fiecărui nivel, după cum urmează:

a. racordare directă (tab. 4.2.23 A + B):

$$H_D^{MTH2} = \sum_1^5 (Rl + Z) - H_{Tm}^{etaj} = 1485,11 - 165,15 = 1319,96 \text{ Pa}$$

$$H_D^{MTH3} = \sum_1^6 (Rl + Z) - 2 \cdot H_{Tm}^{etaj} = 1677,67 - 2 \cdot 165,15 = 1347,37 \text{ Pa}$$

$$H_D^{MTH4} = \sum_1^7 (Rl + Z) - 3 \cdot H_{Tm}^{etaj} = 2059,86 - 3 \cdot 165,15 = 1564,41 \text{ Pa}$$

$$H_D^{MTH5} = \sum_1^8 (Rl + Z) - 4 \cdot H_{Tm}^{etaj} = 2296,25 - 4 \cdot 165,15 = 1635,65 \text{ Pa}$$

unde:

$$H_{Tm}^{etaj} = 0,5 \cdot g \cdot h \cdot (\rho_i - \rho_d) = 0,5 \cdot 9,81 \cdot 2,7 \cdot 12,47 = 165,15 \text{ Pa}$$

Presiunea disponibilă obținută pentru fiecare nivel se cumulează pentru acoperirea pierderilor de sarcină pe circuitele orizontale $\sum(Rl+Z)_{CO}$ și a pierderilor de sarcină locale în modulul termohidraulic Z_{MTHx} . Dimensionarea circuitelor orizontale urmând aceeași metodologie cu respectarea condițiilor impuse de relațiile 4.2.59...4.2.62.

b. racordare prin BEP (tab. 4.2.23 C):

$$H_D^{MTH2} = \sum (Rl + Z)_s - H_{Tm}^{etaj} = 772,79 - 165,15 = 607,64 \text{ Pa}$$

$$H_D^{MTH3} = \sum_5^6 (Rl + Z) - 2 \cdot H_{Tm}^{etaj} = 1327,28 - 2 \cdot 165,15 = 996,68 \text{ Pa}$$

$$H_D^{MTH4} = \sum_5^7 (Rl + Z) - 3 \cdot H_{Tm}^{etaj} = 1709,47 - 3 \cdot 165,15 = 1214,02 \text{ Pa}$$

$$H_D^{MTH5} = \sum_5^8 (Rl + Z) - 4 \cdot H_{Tm}^{etaj} = 2371,67 - 4 \cdot 165,15 = 1711,07 \text{ Pa}$$

Presiunea disponibilă obținută pentru fiecare nivel se cumulează pentru acoperirea pierderilor de sarcină pe conductele de racord ale BEP la coloana de alimentare și a pierderilor locale de sarcină în BEP.

Circuitul secundar se dimensionează asemănător circuitului 1, 2, 3 și 4, pierderea de sarcină fiind acoperită de o pompă de circulație montată pe acest circuit, ale cărei caracteristici hidraulice se stabilesc în funcție de pierderile de sarcină și debitele vehiculate, la fiecare nivel, utilizând relațiile 4.2.57 și 4.2.58.

4.2.8.5.2 Rețele bitub cu distribuție radială

Exemplul de calcul 6

Se dimensionează diametrele conductelor unei instalații de încălzire bitub, cu circulație forțată și distribuție individuală alcătuită în sistem radial. Caracteristicile termice și geometrice sunt cele din fig. 4.2.25 b iar echiparea modulelor termohidraulice se consideră de tipul celei prezentate în fig. 4.2.4 c pentru racordare directă cu distribuitor D și colector C și figura 4.2.4 e pentru racordare prin BEP cu distribuitor D și colector C . Se consideră rețeaua de conducte executată din oțel, cupru sau material termoplastice tip polimutan.

• presiunea necesară la baza coloanei este aceeași, deoarece s-a păstrat configurația rețelei verticale de conducte de la distribuție arborescentă. Astfel, pentru:

a. racordare directă:

$$H_{DC}^{min} = 1,5 \cdot g \cdot (h_0 + 4h + h_1) \cdot (\rho_i - \rho_d) = 1,5 \cdot 9,81 \cdot (1,5 + 4 \cdot 2,7 + 0,65) \cdot 12,47 \approx 2376,27 \text{ Pa}$$

$$H_{DC}^{max} = 2 \cdot g \cdot (h_0 + 4h + h_1) \cdot (\rho_i - \rho_d) = 2 \cdot 9,81 \cdot (1,5 + 4 \cdot 2,7 + 0,65) \cdot 12,47 \approx 3168,35 \text{ Pa}$$

b. racordare prin BEP

$$H_{DC}^{min} = 1,5 \cdot g \cdot (h_0 + 4h) \cdot (\rho_i - \rho_d) = 1,5 \cdot 9,81 \cdot (1,5 + 4 \cdot 2,7) \cdot 12,47 \approx 2257 \text{ Pa}$$

$$H_{DC}^{max} = 2 \cdot g \cdot (h_0 + 4h) \cdot (\rho_i - \rho_d) = 2 \cdot 9,81 \cdot (1,5 + 4 \cdot 2,7) \cdot 12,47 \approx 3009 \text{ Pa}$$

• pierderile unitare de sarcină medii corespunzătoare presiunilor disponibile H_{DC}^{min} și H_{DC}^{max} sunt următoarele:

a. racordare directă:

$$R_{min} = \frac{(1 - 0,33) \cdot H_{DC}^{min}}{\sum l} = \frac{(1 - 0,33) \cdot 2376,27}{38} = 41,89 \text{ Pa/m,}$$

$$\sum l = 2 \cdot (h_0 + 4h) + l_1 = 2 \cdot (1,5 + 4 \cdot 2,7) + 13,4 = 38 \text{ m,}$$

$$R_{max} = \frac{(1 - 0,33) \cdot H_{DC}^{max}}{\sum l} = \frac{(1 - 0,33) \cdot 3168,35}{38} = 55,86 \text{ Pa/m.}$$

b. racordare prin BEP:

$$R_{min} = \frac{(1 - 0,33) \cdot H_{DC}^{min}}{\sum l} = \frac{(1 - 0,33) \cdot 2257}{24,60} = 61,47 \text{ Pa/m,}$$

$$\sum l = 2 \cdot (h_0 + 4h) = 2 \cdot (1,5 + 4 \cdot 2,7) = 24,60 \text{ m,}$$

$$R_{max} = \frac{(1 - 0,33) \cdot H_{DC}^{max}}{\sum l} = \frac{(1 - 0,33) \cdot 3009}{24,60} = 8195 \text{ Pa/m.}$$

□ pentru rețele din conducte din oțel ce fac parte din rețeaua orizontală, diametrele și pierderile totale de sarcină sunt centralizate în tabelul 4.2.25, iar valoarea coeficienților de rezistență locală în tabelul 4.2.26. Pentru coeficienții de rezistență locală $\sum \xi$ s-au utilizat datele din tabelul 4.2.4, ținând seama de configurația rețelei orizontale din figura 4.2.25 b. Diametrele tronsoanelor s-au stabilit în funcție de sarcina termică și o rezistență termică medie cuprinsă în banda $R_{min} \dots R_{max}$, utilizând tabelul 4.2.3. Pentru circuitele verticale se mențin rezultatele obținute la exemplul 5 (tab. 4.2.19 B+C), deoarece configurația rețelei este aceeași;

• verificarea rezultatelor prezentate în tabelul 4.2.25 se face comparând pierderile totale de sarcină cu presiunile disponibile calculate pentru fiecare variantă de racordare.

a. racordare directă:

$$\sum (Rl + Z)_T = \sum (Rl + Z)_1 + \sum_5^9 (Rl + Z) = 1727,60 + 938,09 = 2665,69 \text{ Pa,}$$

în care:

$\sum (Rl + Z)_1$ - sunt pierderile de sarcină pe circuitul cel mai lung al distribuției radiale de la ultimul nivel (tabelul 4.2.25);

$\sum_5^9 (Rl + Z)$ - sunt pierderile de sarcină pe circuitul vertical, considerat identic cu cel de la aplicația de la § 4.2.8.5.1 (tab. 4.2.19 B)

- condiția de echilibru hidraulic este:

$$H_{DC}^{min} = 2376,27 < \sum (Rl + Z)_T = 2665,69 < H_{DC}^{max} = 3168,35 \text{ Pa,}$$

rezultă o bună încadrare în limitele impuse.

b. racordare prin BEP:

- suma pierderilor totale de sarcină pentru circuitul vertical este centralizată în tabelul 4.2.19 C considerând că rețeaua verticală are aceeași configurație și încălzire termică.

$$\sum_5^9 (Rl + Z)_{CV} + Z_{BEP} = 2383,30 + Z_{BEP} \text{ [Pa],}$$

- iar condiția de echilibru hidraulic:

$$H_{DC}^{min} = 2257 < \sum_5^9 (Rl + Z)_{CV} + Z_{BEP} = 2383,30 + Z_{BEP} < H_{DC}^{max} = 3009 \text{ Pa,}$$

este satisfăcută.

- caracteristicile hidraulice ale pompei de circulație de pe circuitul secundar se stabilesc în ipoteza adoptării schemei din fig. 4.2.4 e.

• înălțimea de pompare:

$$H_{PCO} = \sum (Rl + Z)_1 + Z_{MTH} = 1727,60 + Z_{MTH} \text{ [Pa],}$$

în care:

Z_{MTH1} - se stabilește în concordanță cu rezistențele locale

introduse de echiparea MTH₁ pe circuitul secundar pe tronsoanele dintre BEP și D-C.

- debitul pompei:

$$\dot{V}_{PCO} = \frac{\sum \Phi_{CO}}{c_p \cdot \Delta T \cdot \rho_m} \cdot 3600 = \frac{9,00}{4,18 \cdot 20 \cdot 968,4} \cdot 3600 = 0,4 \text{ m}^3/\text{h}.$$

- verificarea rezultatelor obținute pentru circuitele radiale 2, 3 și 4 (fig. 4.2.25 b) ale căror pierderi de sarcină sunt centralizate în tabelul 4.2.25 se face punând condiția de echilibru hidraulic în raport cu circuitul 1.

Se consideră că la distribuitor și colector (fig. 4.2.4 e) sunt prevăzute organe de reglare, la care se adaugă și capacitatea de disipare a presiunii disponibile neconsumate de către robinetul cu dublă reglare atașat corpului de încălzire. Pierderea locală de sarcină Z_{RF}^x , în organele de reglare, se determină ținând seama de recomandările anterioare:

$$T_{RF}^x = f(\dot{V}_x, Z_{RF}^x).$$

Astfel:

- pentru circuitul 2:

$$\Sigma(RI+Z)_1 = \Sigma(RI+Z)_2 + \Sigma Z_{RF}^2 = 931,60 + \Sigma Z_{RF}^2 = 1727,60 \text{ Pa, unde:}$$

$$\Sigma Z_{RF}^2 = 1727,60 - 931,60 = 796 \text{ Pa.}$$

Această presiune este consumată în organele de reglare de la distribuitor-colector și robinetul de la corpul de încălzire.

zire. Debitul de fluid care circulă prin aceste robinete este:

$$\dot{V}_2 = \frac{\Phi_{C2}}{c_p \cdot \Delta T \cdot \rho_m} \cdot 3600 = \frac{2,10}{4,18 \cdot 20 \cdot 0,968} \cdot 3600 \approx 93,42 \text{ l/h.}$$

- pentru circuitul 3:

$$\Sigma(RI+Z)_1 = \Sigma(RI+Z)_3 + \Sigma Z_{RF}^3 = 749,60 + \Sigma Z_{RF}^3 = 1727,60 \text{ Pa, unde:}$$

$$\Sigma Z_{RF}^3 - \text{presiune consumată în robinetele de reglare indicate la circuitul 2.}$$

$$\Sigma Z_{RF}^3 = 1727,60 - 749,60 = 978 \text{ Pa.}$$

- Debitul de fluid:

$$\dot{V}_3 = \dot{V}_2 \approx 93,42 \text{ l/h.}$$

- pentru circuitul 4:

$$\Sigma(RI+Z)_1 = \Sigma(RI+Z)_4 + \Sigma Z_{RF}^4 = 713,40 + \Sigma Z_{RF}^4 = 1727,60 \text{ Pa unde:}$$

$$\Sigma Z_{RF}^4 = 1727,60 - 713,40 = 1014,20 \text{ Pa}$$

este presiunea consumată în robinetele de reglare indicate la circuitele 2 și 3.

- Debitul de fluid:

$$\dot{V}_4 = \frac{\Phi_{C4}}{c_p \cdot \Delta T \cdot \rho_m} \cdot 3600 = \frac{2,30}{4,18 \cdot 20 \cdot 0,968} \cdot 3600 \approx 102,32 \text{ l/h.}$$

- circuitele orizontale corespunzătoare celorlalte niveluri (E3, E2, E1, și P) se dimensionează după aceeași metodologie, luând în considerare presiunile disponibile corespunzătoare fiecărui nivel, după cum urmează:

a. racordare directă (tab. 4.2.19 B și 4.2.25)

$$H_D^{MTH2} = \Sigma(RI+Z)_1^{CO} + \Sigma(RI+Z)_5^{CV} - H_{Tm}^{etaj} = 1727,60 + 254,80 - 165,15 = 1817,25 \text{ Pa}$$

$$H_D^{MTH3} = \Sigma(RI+Z)_1^{CO} + \Sigma(RI+Z)_5^{CV} - 2 \cdot H_{Tm}^{etaj} = 1727,60 + 368,60 - 2 \cdot 165,15 = 1765,90 \text{ Pa}$$

$$H_D^{MTH4} = \Sigma(RI+Z)_1^{CO} + \Sigma(RI+Z)_5^{CV} - 3 \cdot H_{Tm}^{etaj} = 1727,60 + 600,35 - 3 \cdot 165,15 = 1832,50 \text{ Pa}$$

$$H_D^{MTH5} = \Sigma(RI+Z)_1^{CO} + \Sigma(RI+Z)_5^{CV} - 4 \cdot H_{Tm}^{etaj} = 1727,60 + 761,09 - 4 \cdot 165,15 = 1828,50 \text{ Pa}$$

unde:

$$H_{Tm}^{etaj} = 0,5 \cdot g \cdot h \cdot (\rho_i - \rho_d) = 0,5 \cdot 9,81 \cdot 2,7 \cdot 12,47 = 165,15 \text{ Pa.}$$

Presiunea disponibilă obținută pentru fiecare nivel este consumată pentru acoperirea pierderilor de sarcină pe circuitele orizontale $\Sigma(RI+Z)_{CO}^x$ și a pierderilor de sarcină locale în modulul termohidraulic Z_{MTHx} . Dimensionarea circuitelor orizontale se face urmând aceeași metodologie de calcul.

b. racordarea prin BEP
 Considerând configurația rețelei verticale identică cu cea de la exemplul de la § 4.2.8.5.1, pe baza rezultatelor centralizate

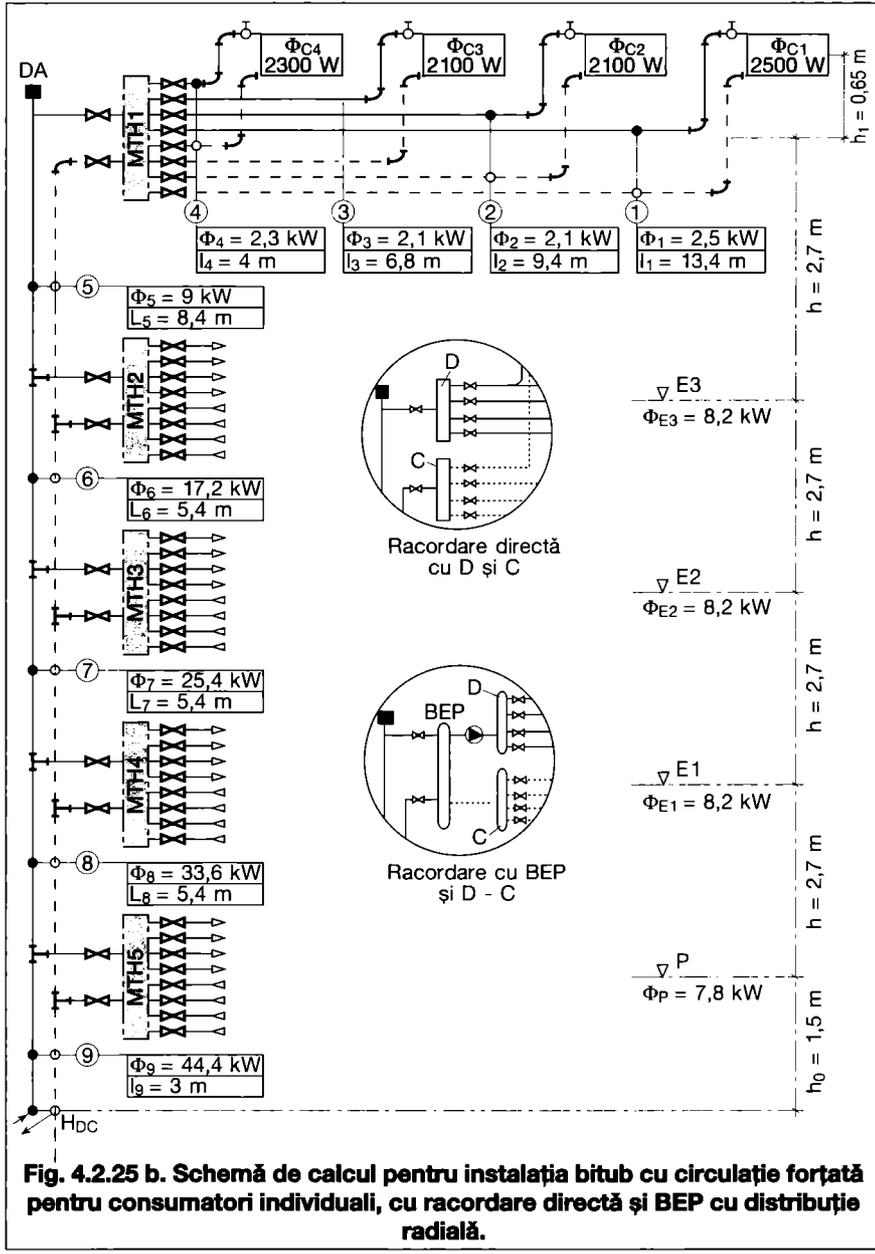


Fig. 4.2.25 b. Schemă de calcul pentru instalația bitub cu circulație forțată pentru consumatori individuali, cu racordare directă și BEP cu distribuție radială.

în tabelul 4.2.19 C rezultă:

$$H_D^{MTH2} = \sum(RI+Z)_5 - H_{Tm}^{etaj} = 620,5 - 165,15 = 455,35 \text{ Pa.}$$

$$H_D^{MTH3} = \sum_6^6 (RI + Z) - 2 \cdot H_{Tm}^{etaj} = 998,5 - 2 \cdot 165,15 = 668,20 \text{ Pa}$$

$$H_D^{MTH4} = \sum_5^7 (RI + Z) - 3 \cdot H_{Tm}^{etaj} = 1646,5 - 3 \cdot 165,15 = 1151,05 \text{ Pa}$$

$$H_D^{MTH5} = \sum_5^8 (RI + Z) - 4 \cdot H_{Tm}^{etaj} = 2035,3 - 4 \cdot 165,15 = 1374,7 \text{ Pa}$$

Presiunea disponibilă obținută pentru fiecare nivel este consumată pentru acoperirea pierderilor de sarcină pe conductele de racord ale BEP la coloana de alimentare și pentru acoperirea pierderilor de sarcină în BEP.

Circuitele radiale secundare se dimensionează ca și în cazul racordării directe, pierderea de sarcină a acestora fiind acoperită de o pompă de circulație montată în aval de distribuitorul din dotarea MTH_x (fig. 4.2.4 e). Caracteristicile hidraulice ale pompelor se stabilesc ținând seama de pierderile de sarcină în raport cu circuitul cel mai dezavantajat și debitul de fluid corespunzător tuturor consumatorilor de pe nivel, utilizând relațiile 4.2.57 și 4.2.58.

□ **pentru rețele cu conducte din cupru** ce fac parte din rețeaua orizontală, diametrele și pierderile totale de sarcină sunt prezentate în tabelul 4.2.27, iar valoarea coeficienților de rezistență locală, în tabelul 4.2.28. Pentru calculul coeficienților de rezistență locală s-au folosit datele din tabelele 4.2.4. și 4.2.8, ținând seama de configurația rețelei orizontale din figura 4.2.25 b. Diametrele conductelor s-au stabilit în funcție de sarcina termică și rezistența termică medie cuprinsă în banda $R_{min} \div R_{max}$, utilizând tabelul 4.2.7. Pentru circuitele verticale se mențin rezultatele obținute la exemplul de la § 4.2.8.5.1 (tab. 4.2.21 B+C), considerând aceeași configurație a rețelei verticale.

• verificarea rezultatelor prezentate în tabelul 4.2.27 se face comparând pierderile totale de sarcină cu presiunile disponibile calculate pentru fiecare variantă de racordare. Astfel, pentru:

a. racordare directă

- suma pierderilor totale de sarcină pe circuitul modului MTH_1 :

$$\sum(RI + Z)_T = \sum(RI + Z)_1 + \sum_5^9 (RI + Z) = 1126,45 + 1511,92 = 2638,38 \text{ Pa}$$

în care:

$\sum(RI + Z)_1$ - reprezintă pierderile de sarcină pe circuitul cel mai lung al distribuției radiale de la ultimul nivel (tab. 4.2.27);

$\sum_5^9 (RI + Z)$ - reprezintă pierderile de sarcină pe circuitul vertical, considerat identic cu cel al exemplului de la § 4.2.8.5.1 (tab. 4.2.21 B).

- condiția de echilibru hidraulic este:

$$H_{DC}^{min} = 2376,27 \text{ Pa} < \sum(RI+Z)_T = 2638,38 \text{ Pa} + Z_{BEP} < H_{DC}^{max} = 3168,35 \text{ Pa,}$$

rezultă o bună încadrare în limitele impuse, chiar după adăugarea pierderilor de sarcină aferente MTH_1 .

b. racordarea prin BEP

- suma pierderilor totale de sarcină pentru circuitul vertical este centralizată în tabelul 4.2.19 C considerând că rețeaua verticală are aceeași configurație și încărcare termică.

$$\sum_5^9 (RI + Z)_{CV} + Z_{BEP} = 2236,21 + Z_{BEP} \text{ [Pa]}$$

- iar condiția de echilibru hidraulic este:

$$H_{DC}^{min} = 2257 < \sum_5^9 (RI+Z)_{CV} + Z_{BEP} = 2236,21 + Z_{BEP} < H_{DC}^{max} = 3009 \text{ Pa.}$$

- caracteristicile hidraulice ale pompei de circulație de pe circuitul secundar se stabilesc în ipoteza adoptării schemei din fig. 4.2.4 e.

• înălțimea de pompare:

$$H_{PCO} = \sum(RI + Z)_1 + Z_{MTH_1} = 1126,45 + Z_{MTH_1} \text{ [Pa]}$$

în care:

Z_{MTH_1} - se stabilește ținând seama de rezistențele locale introduse de echiparea MTH_1 pe circuitul secundar pe tronsoanele dintre BEP și D-C.

• debitul pompei:

$$\dot{V}_{PCO} = \frac{\sum \Phi_{CO}}{c_p \cdot \Delta T \cdot \rho_m} \cdot 3600 = \frac{9,00}{4,18 \cdot 20 \cdot 968,4} \cdot 3600 = 0,4 \text{ m}^3/\text{h.}$$

• verificarea rezultatelor obținute pentru circuitele radiale 2, 3 și 4 (fig. 4.2.25 b) ale căror pierderi de sarcină sunt centralizate în tabelul 4.2.27 se face punând condiția de echilibru hidraulic în raport cu circuitul 1.

Metodologia de calcul este cea indicată la rețelele de conducte din oțel. Astfel:

- pentru circuitul 2:

$$\sum(RI+Z)_1 = \sum(RI+Z)_2 + \sum Z_{RF}^2 = 598 + \sum Z_{RF}^2 = 1126,45 \text{ Pa,}$$

unde:

$$\sum Z_{RF}^2 = 1126,45 - 598 = 528,45 \text{ Pa}$$

este presiunea consumată în organele de reglare de la distribuitor - colector și robinetul de la corpul de încălzire.

Debitul de fluid care circulă prin robinete:

$$\dot{V}_2 = \frac{\Phi_{C2}}{c_p \cdot \Delta T \cdot \rho_m} \cdot 3600 = \frac{2,10}{4,18 \cdot 20 \cdot 0,968} \cdot 3600 \approx 93,42 \text{ l/h.}$$

- pentru circuitul 3

$$\sum(RI+Z)_1 = \sum(RI+Z)_3 + \sum Z_{RF}^3 = 478,80 + \sum Z_{RF}^3 = 1126,45 \text{ Pa}$$

unde

$$\sum Z_{RF}^3 = 1126,45 - 478,40 = 648,05 \text{ Pa}$$

este presiunea consumată, de asemenea, în robinetele de reglare indicate la circuitul 2.

Debitul de fluid:

$$\dot{V}_3 = \dot{V}_2 \approx 93,42 \text{ l/h}$$

- pentru circuitul 4

$$\sum(RI+Z)_1 = \sum(RI+Z)_4 + \sum Z_{RF}^4 = 448,80 + \sum Z_{RF}^4 = 1126,45 \text{ Pa}$$

unde:

$$\sum Z_{RF}^4 = 1126,45 - 448,80 = 677,65 \text{ Pa}$$

este presiunea consumată de asemenea în robinetele de

Tabelul 4.2.25. Dimensionarea tronsoanelor rețelei orizontale și evaluarea pierderilor de sarcină, pentru conducte din oțel, varianta distribuției radiale (ex. 6)

Nr. tronson	Φ [kW]	L [m]	D [in]	v [m/s]	R [Pa/m]	$\Sigma \xi$	R · l [Pa]	Z [Pa]	(RI + Z) [Pa]	$\Sigma(RI + Z)$ [Pa]
1	2,5	13,4	3/8	0,26	100	11,4	1340	387,6	1727,6	—
2	2,1	9,4	3/8	0,22	70	11,4	658	273,6	931,6	T ³ RF
3	2,1	6,8	3/8	0,22	70	11,4	476	273,6	749,6	T ³ RF
4	2,3	4	3/8	0,25	90	11,4	360	353,4	713,4	T ⁴ RF

Tabelul 4.2.26. Valoarea coeficienților de rezistență locală $\Sigma \xi$ pentru tronsoanele rețelei orizontale, cu distribuție radială și conducte din oțel (ex. 6)

Nr. tronson	Corp încălzire	Rdr	Cpo	Curbe r/D = 4	v/v ₁	TTS	TTî	Robinet trecere	$\Sigma \xi$
1	2,5	4,0	2,0	3 · 0,3	—	—	—	2 · 1	11,40
2	2,5	4,0	2,0	3 · 0,3	—	—	—	2 · 1	11,40
3	2,5	4,0	2,0	3 · 0,3	—	—	—	2 · 1	11,40
4	2,5	4,0	2,0	3 · 0,3	—	—	—	2 · 1	11,40

reglare indicate la circuitele 2 și 3.

Debitul de fluid:

$$\dot{V}_4 = \frac{\Phi_{C4}}{c_p \cdot \Delta T \cdot \rho_m} \cdot 3600 = \frac{2,30}{4,18 \cdot 20 \cdot 0,968} \cdot 3600 \approx 102,32 \text{ l/h.}$$

• circuitele orizontale corespunzătoare celorlalte niveluri (E3, E2, E1 și P) se dimensionează după aceeași metodologie, luând în considerare presiunile disponibile corespunzătoare fiecărui nivel, după cum urmează:

a. racordare directă (tab. 4.2.21 B și 4.2.27):

$$H_D^{MTH2} = \sum(RI+Z)_1^{CO} + \sum(RI+Z)_5^{CV} - H_{Tm}^{etaj} = 1126,45 + 217,87 - 165,15 = 1179,17 \text{ Pa}$$

$$H_D^{MTH3} = \sum(RI+Z)_1^{CO} + \sum_5^6(RI+Z)_{CV} - 2 \cdot H_{Tm}^{etaj} = 1126,45 + 383,77 - 2 \cdot 165,15 = 1179,92 \text{ Pa}$$

$$H_D^{MTH4} = \sum(RI+Z)_1^{CO} + \sum_5^7(RI+Z)_{CV} - 3 \cdot H_{Tm}^{etaj} = 1126,45 + 1125,16 - 3 \cdot 165,15 = 1756,16 \text{ Pa}$$

$$H_D^{MTH5} = \sum(RI+Z)_1^{CO} + \sum_5^8(RI+Z)_{CV} - 4 \cdot H_{Tm}^{etaj} = 1126,45 + 1321,57 - 4 \cdot 165,15 = 1787,42 \text{ Pa}$$

Presiunea disponibilă obținută pentru fiecare nivel este consumată pentru acoperirea pierderilor de sarcină pe circuitele orizontale $\sum(RI+Z)_{CO}^x$ și a pierderilor de sarcină locale în modulul termohidraulic Z_{MTHx} . Dimensionarea circuitelor orizontale se face aplicând aceeași metodologie de calcul.

b. racordare prin BEP:

Considerând configurația rețelei verticale identică cu cea de la aplicația de la § 4.2.8.5.1, pe baza rezultatelor centralizate în tabelul 4.2.21, C rezultă:

$$H_D^{MTH2} = \sum(RI+Z)_5 - H_{Tm}^{etaj} = 217,87 - 165,15 = 52,72 \text{ Pa,}$$

$$H_D^{MTH3} = \sum_5^6(RI+Z) - 2 \cdot H_{Tm}^{etaj} = 792,16 - 2 \cdot 165,15 = 461,86 \text{ Pa,}$$

$$H_D^{MTH4} = \sum_5^7(RI+Z) - 3 \cdot H_{Tm}^{etaj} = 1125,16 - 3 \cdot 165,15 = 629,71 \text{ Pa,}$$

$$H_D^{MTH5} = \sum_5^8(RI+Z) - 4 \cdot H_{Tm}^{etaj} = 1729,96 - 4 \cdot 165,15 = 1069,36 \text{ Pa.}$$

Presiunea disponibilă obținută pentru fiecare nivel este consumată pentru acoperirea pierderilor de sarcină pe conductele de racord ale BEP la coloana de alimentare și pentru acoperirea pierderilor locale de sarcină în BEP.

Circuitele radiale secundare se dimensionează ca și în cazul racordării directe, pierderea de sarcină fiind acoperită de pompa de circulație montată în aval de distribuitorul din dotarea MTH_x (fig. 4.2.4 e). Caracteristicile hidraulice ale pompelor se stabilesc ținând seama de pierderile de sarcină în raport cu circuitul cel mai dezavantajat și debitul de fluid corespunzător tuturor consumatorilor de pe nivel, utilizând relațiile 4.2.57 și 4.2.58.

□ pentru rețele de conducte din materiale termoplastice tip Polymutan ce fac parte din rețeaua orizontală, diametrele

și pierderile totale de sarcină sunt prezentate în tabelul 4.2.29, iar valoarea coeficienților de rezistență locală, în tabelul 4.2.30. Pentru calculul coeficienților de rezistență locală au fost folosite datele din tabelul 4.2.4, ținând seama de configurația rețelei orizontale din fig. 4.2.25 c. Diametrele conductelor au fost stabilite în funcție de sarcina termică și rezistența termică medie cuprinsă în banda $R_{min} \dots R_{max}$, utilizând tabelul 4.2.9. Pentru circuitele verticale se mențin rezultatele obținute la exemplul de la § 4.2.8.5.1 (tab. 4.2.23 B + C), considerând aceeași configurație a rețelei verticale.

• verificarea rezultatelor prezentate în tabelul 4.2.29 se face comparând pierderile totale de sarcină cu presiunile disponibile calculate pentru fiecare variantă de racordare. Astfel, pentru:

a. racordare directă:

- suma pierderilor totale de sarcină pe circuitul MTH₁

$$\sum(RI+Z)_T = \sum(RI+Z)_1 + \sum_5^9(RI+Z) = 568,15 + 1272,17 = 1840,32 \text{ Pa,}$$

în care:

$\sum(RI+Z)_1$ - reprezintă pierderile de sarcină pe circuitul cel mai lung al distribuției radiale de la ultimul nivel (tab. 4.2.29);

$\sum_5^9(RI+Z)$ - reprezintă pierderile de sarcină pe circuitul vertical, considerat identic cu cel de la exemplul de la § 4.2.8.5.1 (tab. 4.2.23 B).

- condiția de echilibru hidraulic este

$$H_{DC}^{min} = 2376,27 < \sum(RI+Z)_T = 1840,32 < H_{DC}^{max} = 3168,35 \text{ Pa,}$$

rezultă că pierderile de sarcină corespunzătoare circuitului cel mai dezavantajos (circuitul 1) nu satisfac această condiție (pierderile de sarcină fiind mult prea mici). Se recurge la o reglare a robinetului cu dublă reglare de la corpul de încălzire Q_{C1} , unde treapta de reglare se stabilește pentru o pierdere locală de sarcină $Z_{RF}^1 = 600 \text{ Pa}$.

Debitul de fluid care circulă pe acest circuit, este:

$$\dot{V}_1 = \frac{\Phi_{C1}}{c_p \cdot \Delta T \cdot \rho_m} \cdot 3600 = \frac{2,50}{4,18 \cdot 20 \cdot 0,968} \cdot 3600 \approx 111,21 \text{ l/h.}$$

Treapta de reglare T_{RF}^1 se stabilește în funcție de varianta de armătură aleasă, utilizând dependența: $T_{RF}^1 = f(\dot{V}_1, Z_{RF}^1)$

Rezultă:

$$\sum(RI+Z)_1^1 = \sum(RI+Z)_1 + Z_{RF}^1 = 568,15 + 600 = 1168,15 \text{ Pa}$$

iar condiția de echilibru pentru noile valori:

$$H_{DC}^{min} = 2376,27 < \sum(RI+Z)_1^1 + Z_{RF}^1 < H_{DC}^{max} = 3168,35 \text{ Pa}$$

Tabelul 4.2.28. Valoarea coeficienților de rezistență locală $\Sigma\xi$ pentru tronsoanele rețelei orizontale, cu distribuție radială și conducte din cupru (ex. 6)

Nr. tronson	Corp încălzire	Rdr	Cpo	Curbe r/D = 1,2	TTS	TTI	Robinet trecere	$\Sigma\xi$
1	2,5	2	0,7	3 · 0,35	—	—	2 · 2,5	11,25
2	2,5	2	0,7	3 · 0,35	—	—	2 · 2,5	11,25
3	2,5	2	0,7	3 · 0,35	—	—	2 · 2,5	11,25
4	2,5	2	0,7	3 · 0,35	—	—	2 · 2,5	11,25

Tabelul 4.2.27. Dimensionarea tronsoanelor rețelei orizontale și evaluarea pierderilor de sarcină, pentru conducte din cupru, varianta distribuției radiale (ex. 6)

Nr. tronson	Φ [kW]	\dot{M} [kg/h]	l [m]	D· δ [mm]	v [m/s]	R [Pa/m]	l _{ech} [m]	Σl [m]	R· Σl [Pa]	—
1	2,5	107,65	13,4	15 · 1	0,231	65	3,93	17,33	1126,45	—
2	2,1	90,43	9,4	15 · 1	0,188	46	3,6	13	598	T _{RF2}
3	2,1	90,43	6,8	15 · 1	0,188	46	3,6	10,4	478,4	T _{RF3}
4	2,3	99,04	4	15 · 1	0,22	55	4,16	8,16	448,8	T _{RF4}

sau

$$H_{DC}^{min} = 2376,27 < 1840,32 + 600 < H_{DC}^{max} = 3168,35 \text{ Pa}$$

condiție îndeplinită.

b. racordare prin BEP:

- suma pierderilor totale de sarcină pentru circuitul vertical este centralizată în tabelul 4.2.23 C considerând că rețeaua verticală are aceeași configurație și încărcare termică.

$$\sum_5^9 (RI + Z)_{CV} + Z_{BEP} = 2581,73 + Z_{BEP} \text{ [Pa];}$$

- iar condiția de echilibru hidraulic:

$$H_{DC}^{min} = 2257 < \sum_5^9 (RI+Z)_{CV} + Z_{BEP} = 2581,73 + Z_{BEP} < H_{DC}^{max} = 3009 \text{ Pa}$$

- caracteristicile hidraulice ale pompei de circulație de pe circuitul secundar se stabilesc în ipoteza adoptării schemei din fig. 4.2.4 e.

• înălțimea de pompare

$$H_{PCO} = \sum (RI + Z)_1 + Z_{MTH1} = 1168,15 + Z_{MTH1} \text{ [Pa];}$$

în care:

Z_{MTH1} - se stabilește ținând seama de rezistențele locale introduse de echiparea MTH₁ pe circuitul secundar.

$$\dot{V}_{PCO} = \frac{\sum \Phi_{CO}}{c_p \cdot \Delta T \cdot \rho_m} \cdot 3600 = \frac{9,00}{4,18 \cdot 20 \cdot 968,4} \cdot 3600 = 0,4 \text{ m}^3/\text{h.}$$

• verificarea rezultatelor obținute pentru circuitele radiale 2, 3 și 4 (fig. 4.2.25 b) ale căror pierderi de sarcină sunt centralizate în tabelul 4.2.29, se face punând condiția de echilibru hidraulic în raport cu circuitul 1. Metodologia de calcul este cea indicată la rețelele de conducte din oțel și cupru.

Astfel:

- pentru circuitul 2

$$\sum (RI+Z)_1 = \sum (RI+Z)_2 + \sum Z_{RF}^2 = 329,6 + \sum Z_{RF}^2 = 1168,15 \text{ Pa}$$

unde:

$$\sum Z_{RF}^2 = 1168,15 - 329,6 = 838,55 \text{ Pa, presiune ce se consumă în organele de reglare de la distribuitor - colector și robinetul de la corpul de încălzire.}$$

Debitul de fluid care circulă prin robinete:

$$\dot{V}_2 = \frac{\Phi_{C2}}{c_p \cdot \Delta T \cdot \rho_m} \cdot 3600 = \frac{2,10}{4,18 \cdot 20 \cdot 0,968} \cdot 3600 \approx 93,42 \text{ l/h.}$$

- pentru circuitul 3

$$\sum (RI+Z)_1 = \sum (RI+Z)_3 + \sum Z_{RF}^3 = 264,6 + \sum Z_{RF}^3 = 1168,15 \text{ Pa,}$$

unde:

$$\sum Z_{RF}^3 = 1168,15 - 264,6 = 903,55 \text{ Pa, presiunea ce se consumă în robinetele de reglare indicate la circuitul 2.}$$

Debitul de fluid

$$\dot{V}_3 = \dot{V}_2 \approx 93,42 \text{ l/h}$$

- pentru circuitul 4

$$\sum (RI+Z)_1 = \sum (RI+Z)_4 + \sum Z_{RF}^4 = 293,37 + \sum Z_{RF}^4 = 1168,15 \text{ Pa}$$

unde:

$$\sum Z_{RF}^4 = 1168,15 - 293,37 = 874,78 \text{ Pa, presiunea ce se consumă în robinetele de reglare indicate în circuitele 2 și 3.}$$

Debitul de fluid:

$$\dot{V}_4 = \frac{\Phi_{C4}}{c_p \cdot \Delta T \cdot \rho_m} \cdot 3600 = \frac{2,30}{4,18 \cdot 20 \cdot 0,968} \cdot 3600 \approx 102,32 \text{ l/h.}$$

• circuitele horizontale corespunzătoare celorlalte niveluri (E3, E2, E1 și P) se dimensionează după aceeași metodologie, luând în considerare presiunile disponibile corespunzătoare fiecărui nivel, după cum urmează:

a. racordare directă (tab. 4.2.23 B și 4.2.29):

$$H_D^{MTH2} = \sum (RI+Z)_1^{CO} + \sum (RI+Z)_5^{CV} - H_{Tm}^{etaj} = 1168,15 + 250,97 - 165,15 = 1253,97 \text{ Pa}$$

$$H_D^{MTH3} = \sum (RI + Z)_1^{CO} + \sum_5^6 (RI + Z)_{CV} - 2 \cdot H_{Tm}^{etaj} = 1168,15 + 443,5 - 2 \cdot 165,15 = 1281,38 \text{ Pa}$$

$$H_D^{MTH4} = \sum (RI + Z)_1^{CO} + \sum_5^7 (RI + Z)_{CV} - 3 \cdot H_{Tm}^{etaj} = 1168,15 + 825,72 - 3 \cdot 165,15 = 1498,42 \text{ Pa}$$

$$H_D^{MTH5} = \sum (RI + Z)_1^{CO} + \sum_5^8 (RI + Z)_{CV} - 4 \cdot H_{Tm}^{etaj} = 1168,15 + 1062,11 - 4 \cdot 165,15 = 1569,66 \text{ Pa}$$

Presiunea disponibilă obținută pentru fiecare nivel este consumată pentru acoperirea pierderilor de sarcină pe circuitele horizontale $\sum (RI+Z)_{CO}^x$ și a pierderilor de sarcină locale în modulul termohidraulic Z_{MTHx} . Dimensionarea circuitelor horizontale se face aplicând aceeași metodologie de calcul.

b. racordarea prin BEP:

Considerând configurația rețelei verticale identică cu cea de la exemplul de la § 4.2.8.5.1, pe baza rezultatelor prezentate în tabelul 4.2.23, C rezultă:

$$H_D^{MTH2} = \sum (RI+Z)_5 - H_{Tm}^{etaj} = 772,79 - 165,15 = 607,64 \text{ Pa,}$$

$$H_D^{MTH3} = \sum_5^6 (RI + Z) - 2 \cdot H_{Tm}^{etaj} = 1327,28 - 2 \cdot 165,15 = 996,98 \text{ Pa,}$$

$$H_D^{MTH4} = \sum_5^7 (RI + Z) - 3 \cdot H_{Tm}^{etaj} = 1709,47 - 3 \cdot 165,15 = 1214,02 \text{ Pa,}$$

$$H_D^{MTH5} = \sum_5^8 (RI + Z) - 4 \cdot H_{Tm}^{etaj} = 2371,67 - 4 \cdot 165,15 = 1711,07 \text{ Pa.}$$

Presiunea disponibilă obținută pentru fiecare nivel este consumată pentru acoperirea pierderilor de sarcină pe conductele de racord ale BEP la coloana de alimentare și a pierderilor locale de sarcină în BEP.

Circuitele radiale secundare se dimensionează ca și în cazul racordării directe, pierderea de sarcină fiind acoperită de pompa de circulație montată în aval de distribuitorul din dotarea MTH_x (fig. 4.2.4 e). Caracteristicile hidraulice ale pompelor se stabilesc

Tabelul 4.2.30. Valoarea coeficienților de rezistență locală Σξ, pentru tronsoanele rețelei horizontale pentru conducte tip Polymutan cu distribuție radială (ex. 6)

Nr. tronson	Corp încălzire	Rdr	Cpo	Curbe r/D = 2	TTS	TTI	Robinet trecere	Σξ
1	2,5	4	1,13	3 · 0,3	—	—	2 · 1,5	11,53
2	2,5	4	1,13	3 · 0,3	—	—	2 · 1,5	11,53
3	2,5	4	1,13	3 · 0,3	—	—	2 · 1,5	11,53
4	2,5	4	1,13	3 · 0,3	—	—	2 · 1,5	11,53

Tabelul 4.2.29. Dimensionarea tronsoanelor rețelei horizontale și evaluarea pierderilor de sarcină, pentru conducte tip Polymutan, varianta distribuției radiale (ex. 6)

Nr. tronson	Φ [kW]	ṽ [l/s]	l [m]	D [mm]	v [m/s]	R [Pa/m]	Σξ	Z [Pa]	R · 1 [Pa]	RI + Z [Pa]	—
1	2,5	0,031	13,4	15	0,15	33	11,53	125,95	422,2	568,15	T ¹ RF = 600 Pa
2	2,1	0,026	9,4	15	0,13	25	11,53	94,6	235	329,6	T ² RF
3	2,1	0,026	6,8	15	0,13	25	11,53	94,6	170	264,6	T ³ RF
4	2,3	0,028	4	15	0,18	28	11,53	181,37	112	293,37	T ⁴ RF

ținând seama de pierderile de sarcină în raport cu circuitul cel mai dezavantajat și de debitul de fluid corespunzător tuturor consumatorilor de pe nivel, utilizând relațiile 4.2.57 și 4.2.58.

4.2.8.5.3 Rețele bitub inelare

Exemplul de calcul 7

Se dimensionează diametrele unei instalații de încălzire bitub cu circulație forțată și distribuție individuală, alcătuită în sistem inelar. Caracteristicile termice și geometrice sunt cele din fig. 4.2.25 c considerând că rețeaua de conducte este alcătuită din oțel, cupru sau material termoplastic tip Polymutan.

• presiunea disponibilă la baza coloanei nu depinde de materialul utilizat pentru conducte, aceasta fiind ca și în aplicațiile precedente, stabilită cu relațiile 4.2.43 a și 4.2.43 b după cum urmează:

a. racordare directă

$$H_{DC}^{min} = 1,5 \cdot g \cdot (h_0 + 4h + h_1) \cdot (\rho_i - \rho_a) = 1,5 \cdot 9,81 \cdot (1,5 + 4 \cdot 2,7 + 0,65) \cdot 12,47 \approx 2376,27 \text{ Pa}$$

$$H_{DC}^{max} = 2 \cdot g \cdot (h_0 + 4h + h_1) \cdot (\rho_i - \rho_a) = 2 \cdot 9,81 \cdot (1,5 + 4 \cdot 2,7 + 0,65) \cdot 12,47 \approx 3168,35 \text{ Pa}$$

b. racordare prin BEP

$$H_{DC}^{min} = 1,5 \cdot g \cdot (h_0 + 4h) \cdot (\rho_i - \rho_a) = 1,5 \cdot 9,81 \cdot (1,5 + 4 \cdot 2,7) \cdot 12,47 \approx 2257 \text{ Pa}$$

$$H_{DC}^{max} = 2 \cdot g \cdot (h_0 + 4h) \cdot (\rho_i - \rho_a) = 2 \cdot 9,81 \cdot (1,5 + 4 \cdot 2,7) \cdot 12,47 \approx 3009 \text{ Pa}$$

• pierderile unitare de sarcină medii corespunzătoare presiunilor disponibile H_{DC}^{min} și H_{DC}^{max} se calculează cu relațiile:

a. racordare directă

$$R_{min} = \frac{(1 - 0,33) \cdot H_{DC}^{min}}{\sum l} = \frac{(1 - 0,33) \cdot 2376,27}{51,4} = 30,97 \text{ Pa/m,}$$

$$\sum l = 2 \cdot (h_0 + 4h) + (l_4^d + l_3^d + l_2^d + l_1^d + l_1^i) = 2 \cdot (1,5 + 4 \cdot 2,7) + 3,4 + 2,8 + 3,2 + 4,0 + 13,4 = 51,4 \text{ m}$$

$$R_{max} = \frac{(1 - 0,33) \cdot H_{DC}^{max}}{\sum l} = \frac{(1 - 0,33) \cdot 3168,35}{51,4} = 41,3 \text{ Pa/m.}$$

b. racordare prin BEP

$$R_{min} = \frac{(1 - 0,33) \cdot H_{DC}^{min}}{\sum l} = \frac{(1 - 0,33) \cdot 2257}{24,60} = 61,47 \text{ Pa/m,}$$

$$\sum l = 2 \cdot (h_0 + 4h) = 2 \cdot (1,5 + 4 \cdot 2,7) = 24,60 \text{ m,}$$

$$R_{max} = \frac{(1 - 0,33) \cdot H_{DC}^{max}}{\sum l} = \frac{(1 - 0,33) \cdot 3009}{24,6} = 81,95 \text{ Pa/m.}$$

□ pentru rețele de conducte din oțel, diametrele și pierderile totale de sarcină sunt centralizate în tabelul 4.2.31, unde dimensionarea este făcută separat pentru circuitul de ducere și cel de întoarcere. Diametrele tronsoanelor de conducte se stabilesc în funcție de debitul de agent termic și pierderea de sarcină unitară medie, utilizând tabelul 4.2.3. Coeficienții de rezistență locală centralizați în tabelul 4.2.32 s-au stabilit în funcție de configurația rețelei, iar valorile s-au luat din tabelul 4.2.4. Pierderile de sarcină locale pentru $\sum \xi = 1$ s-au luat din tabelul 4.2.5.

• verificarea rezultatelor centralizate în tabelul 4.2.31 se obține comparând pierderile totale de sarcină ale tuturor circuitelor corpurilor de încălzire în raport cu MTH₁. Astfel, pentru:

a. racordare directă

- pentru circuitul corpului de încălzire Φ_{C4} :

$$\sum (Rl + Z)_{O_{C4}} = \sum (Rl + Z)_{4d} + \sum (Rl + Z)_{4,1} + \sum_{1r}^{4r} (Rl + Z) = 368 + 186,25 + 1388,50 = 1942,75 \text{ Pa.}$$

- pentru circuitul corpului de încălzire Φ_{C3} :

$$\sum (Rl + Z)_{O_{C3}} = \sum_{3d}^{4d} (Rl + Z) + \sum_d^r (Rl + Z)_{3,1} + \sum_{2r}^{4r} (Rl + Z) = 505,8 + 107,6 + 1285,7 = 1899,1 \text{ Pa.}$$

- pentru circuitul corpului de încălzire Φ_{C2} :

$$\sum (Rl + Z)_{O_{C2}} = \sum_{2d}^{4d} (Rl + Z) + \sum_d^r (Rl + Z)_{2,1} + \sum_{3r}^{4r} (Rl + Z) = 638,2 + 142,8 + 1213,7 = 1999,7 \text{ Pa.}$$

- pentru circuitul corpului de încălzire Φ_{C1} :

$$\sum (Rl + Z)_{O_{C1}} = \sum_{1d}^{4d} (Rl + Z) + \sum (Rl + Z)_{1,1} + \sum_{4r} (Rl + Z) = 875,2 + 60,3 + 1072,2 = 2007,7 \text{ Pa.}$$

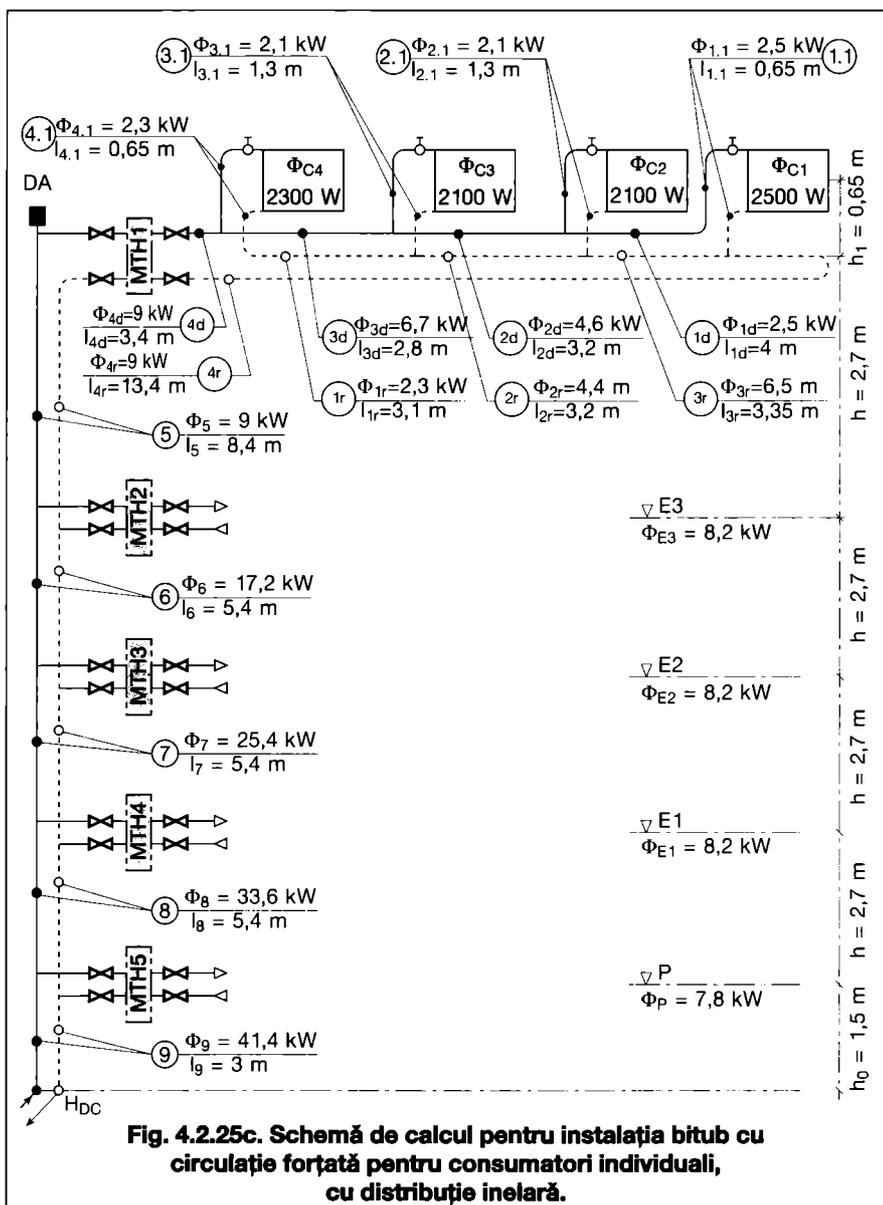


Fig. 4.2.25c. Schemă de calcul pentru instalația bitub cu circulație forțată pentru consumatori individuali, cu distribuție inelară.

Condiția de echilibru hidraulic impune ca între pierderile de sarcină pentru oricare circuit să nu fie o abatere relativă ϵ_r mai mare 5 %. Pentru calculul abaterii medii relative se ia ca referință circuitul corpului de încălzire Φ_{C1} , care are pierderea de sarcină cea mai mare.

$$\epsilon_{r-\Phi_{C4}} = \frac{\sum(RI + Z)_{\Phi_{C1}} - \sum(RI + Z)_{\Phi_{C4}}}{\sum(RI + Z)_{\Phi_{C1}}} \cdot 100 = \frac{2007,7 - 1942,75}{2007,7} \cdot 100 = 3,23\%$$

$$\epsilon_{r-\Phi_{C3}} = \frac{\sum(RI + Z)_{\Phi_{C1}} - \sum(RI + Z)_{\Phi_{C3}}}{\sum(RI + Z)_{\Phi_{C1}}} \cdot 100 = \frac{2007,7 - 1899,1}{2007,7} \cdot 100 = 5,41\%$$

$$\epsilon_{r-\Phi_{C2}} = \frac{\sum(RI + Z)_{\Phi_{C1}} - \sum(RI + Z)_{\Phi_{C2}}}{\sum(RI + Z)_{\Phi_{C1}}} \cdot 100 = \frac{2007,7 - 1999,7}{2007,7} \cdot 100 = 0,39\%$$

Valorile ϵ_r obținute arată că numai circuitul corpului de încălzire Φ_{C3} are o abatere relativă mai mare de 5 %. Pentru a obține echilibrul hidraulic cu circuitul de referință Φ_{C1} , se determină gradul de reglare $T_{RF}^{\Phi_{C3}}$ a robinetului cu dublă reglare atașat corpului de încălzire Φ_{C3} :

$$T_{RF}^{\Phi_{C3}} = f(Z_{RF}^{\Phi_{C3}}, V_{\Phi_{C3}}),$$

unde:

$$Z_{RF}^{\Phi_{C3}} = \sum(RI + Z)_{\Phi_{C1}} - \sum(RI + Z)_{\Phi_{C3}} = 2077,7 - 1899,1 = 108,6 \text{ Pa}$$

iar debitul de fluid:

$$V_{\Phi_{C3}} = \frac{\Phi_{C3}}{c_p \cdot \Delta T \cdot \rho_m} \cdot 3600 = \frac{2,10}{4,18 \cdot 20 \cdot 0,968} \cdot 3600 = 93,42 \text{ l/h.}$$

• verificarea dimensionării circuitului orizontal și vertical pentru racordarea directă se face comparând suma pierderilor de sarcină maxime de pe circuitul orizontal și pierderilor de sarcină de pe circuitul vertical cu presiunile disponibile calculate în raport cu baza coloanei. Pierderile de sarcină de pe circuitul vertical se consideră cu aceleași valori ca la exemplul de la § 4.2.8.5.1 întrucât configurația rețelei și debitele de agent termic sunt aceleași (tab. 4.2.19 B).

$$\sum(RI + Z)_{CO,CV} = \sum(RI + Z)_{\Phi_{C1}} + \sum_5^9(RI + Z) = 2007,7 + 938,09 = 2945,79 \text{ Pa.}$$

$$H_{DC}^{min} = 2376,27 < \sum(RI + Z)_{CO,CV} = 2945,79 < H_{DC}^{max} = 3168,35 \text{ Pa.}$$

Condiția de echilibru este îndeplinită.

b. racordare prin BEP:

• circuitul orizontal considerat secundar conform schemei din fig. 4.2.4 d se dimensionează la fel cu cel al racordării directe. Pierderile de sarcină sunt acoperite de o pompă de circulație cu următoarele caracteristici hidraulice:

• înălțimea de pompare:

$$H_{PCO} = \sum(RI + Z)_{\Phi_{C1}} + Z_{MTH1} = 2007,7 + Z_{MTH1} \text{ [Pa]}$$

în care:

Z_{MTH1} - sunt pierderile de sarcină locale datorate componentelor din MTH1

• debitul pompei:

$$V_{PCO} = \frac{\sum \Phi_{CO}}{c_p \cdot \Delta T \cdot \rho_m} \cdot 3600 = \frac{9,00}{4,18 \cdot 20 \cdot 0,968} \cdot 3600 = 0,4 \text{ m}^3/\text{h.}$$

• circuitul vertical are aceeași configurație și aceleași debite de agent termic pe tronsoane, ca în cazul exemplului de la § 4.2.8.5.1, rezultând:

$$H_{DC}^{min} = 2376,27 < \sum(RI + Z)_{CV} = 2383,3 < H_{DC}^{max} = 3168,35 \text{ Pa}$$

în care:

$$\sum(RI + Z)_{CV} = \sum_5^9(RI + Z) - \text{sunt pierderile de sarcină totale ale circuitului vertical (tab. 4.2.19 C).}$$

• tronsoanele aferente rețelelor orizontale pentru celelalte niveluri (E3, E2, E1 și P) se dimensionează urmând metodologia de la aplicațiile precedente, luând în considerare presiunea disponibilă corespunzătoare fiecărui nivel. Astfel, pentru:

a. racordare directă (tab. 4.2.31 și 4.2.19 B)

$$H_D^{MTH2} = \sum(RI + Z)_{\Phi_{C1}} + \sum(RI + Z)_{5-CV} - H_{Tm}^{etaj} = 2007,7 + 254,8 - 165,15 = 2097,35 \text{ Pa}$$

$$H_D^{MTH3} = \sum(RI + Z)_{\Phi_{C1}} + \sum_5^6(RI + Z)_{CV} - 2 \cdot H_{Tm}^{etaj} = 2007,7 + 368,6 - 2 \cdot 165,15 = 2046,0 \text{ Pa}$$

$$H_D^{MTH4} = \sum(RI + Z)_{\Phi_{C1}} + \sum_5^7(RI + Z)_{CV} - 3 \cdot H_{Tm}^{etaj} = 2007,7 + 600,35 - 3 \cdot 165,15 = 2112,6 \text{ Pa}$$

$$H_D^{MTH5} = \sum(RI + Z)_{\Phi_{C1}} + \sum_5^8(RI + Z)_{CV} - 4 \cdot H_{Tm}^{etaj} = 2007,7 + 761,09 - 4 \cdot 165,15 = 2108,19 \text{ Pa}$$

Tabelul 4.2.31. Dimensionarea tronsoanelor rețelei orizontale și evaluarea pierderilor de sarcină, pentru conducte din oțel, varianta distribuției inelare (ex. 7)

Nr. tronson	Φ [kW]	L [m]	D [in]	v [m/s]	R [Pa/m]	$\sum \xi$	R · l [Pa]	Z [Pa]	(RI + Z) [Pa]	$\sum(RI + Z)$ [Pa]
1d	2,5	4	1/2	0,16	30	9,75	120	117	237	875,2
2d	4,6	3,2	3/4	0,22	35	0,85	112	20,4	132,4	638,2
3d	6,7	2,8	3/4	0,24	40	0,89	112	25,81	137,8	505,8
4d	9	3,4	3/4	0,32	70	2,6	238	130	368	368
1r	2,3	3,1	1/2	0,15	25	2,3	77,5	25,3	102,8	1388,5
2r	4,4	3,2	3/4	0,15	18	1,31	57,6	14,4	72	1285,7
3r	6,5	3,35	3/4	0,22	35	1,01	117,25	24,25	141,5	1213,7
4r	9	13,4	3/4	0,32	70	2,6	942,2	130	1072,2	1072,2
1.1	2,5	0,65	1/2	0,16	30	3,4	19,5	40,8	60,3	—
2.1	2,1	1,3	1/2	0,13	20	14,6	26	116,8	142,8	—
3.1	2,1	1,3	1/2	0,13	20	13,6	26	81,6	107,6	—
4.1	2,3	0,65	1/2	0,15	25	15,5	16,25	170,5	186,25	—

în care:
 $\sum(RI+Z)_{\phi_{C1}}$ - sunt pierderile de sarcină pe circuitul orizontal (tab. 4.2.31) cu valoarea cea mai mare, circuitul Φ_{C1}

$\sum_x(RI+Z)_{CV}$ - reprezintă pierderile de sarcină pe tronsoanele conductelor verticale situate în zona superioară MTH_x (tab. 4.2.19 B);

$H_{Tm}^{etaj} = 0,5 \cdot g \cdot h \cdot (\rho_i - \rho_d) = 0,5 \cdot 9,81 \cdot 2,7 \cdot 12,47 = 165,15 \text{ Pa}$,
 - este presiunea termică medie corespunzătoare unui nivel.

Presiunea disponibilă obținută pentru fiecare nivel se consumă pentru acoperirea pierderilor de sarcină pe circuitele orizontale și verticale corespunzătoare modulului termohidraulic. Dimensionarea tronsoanelor circuitelor orizontale se face aplicând metodologia expusă la dimensionarea circuitelor corespunzător nivelului E4. Condiția de echilibru hidraulic este ca aceste pierderi de sarcină să nu depășească presiunea disponibilă.

b. racordare prin BEP (tab. 4.2.19 C):

$H_D^{MTH2} = \sum(RI+Z)_5 - H_{Tm}^{etaj} = 620,50 - 165,15 = 455,35 \text{ Pa}$

$H_D^{MTH3} = \sum_5^6 (RI+Z) - 2 \cdot H_{Tm}^{etaj} = 998,5 - 2 \cdot 165,15 = 668,2 \text{ Pa}$,

$H_D^{MTH4} = \sum_5^7 (RI+Z) - 3 \cdot H_{Tm}^{etaj} = 1646,5 - 3 \cdot 165,15 = 1151,05 \text{ Pa}$,

$H_D^{MTH5} = \sum_5^8 (RI+Z) - 4 \cdot H_{Tm}^{etaj} = 2035,30 - 4 \cdot 165,15 = 1374,7 \text{ Pa}$.

Presiunea disponibilă H_D^{MTHx} pentru fiecare nivel se consumă pentru acoperirea pierderilor de sarcină pe conductele de racord ale BEP la coloana de alimentare. În cazul în care presiunea disponibilă nu poate fi consumată integral, se introduc organe de reglare pe circuitul de racord ale căror trepte de reglare se stabilesc în funcție de presiunea rămasă neconsumată Z_{RF}^x și debitul de fluid \dot{V}_x ce traversează racordul de la coloană la MTH_x.

Tronsoanele circuitelor orizontale, pentru aceste niveluri, se dimensionează aplicând metodologia menționată la circuitele de la ultimul nivel, condiția fiind de nedepășire a vitezelor economice recomandate. Pierderile de sarcină de pe aceste circuite sunt acoperite de o pompă de circulație ale cărei caracteristici hidraulice (H_{PCO} ; G_{PCO}) se stabilesc analog circuitului nivelului 4.

□ pentru rețele de conducte din cupru, diametrele și pierderile totale de sarcină sunt prezentate în tabelul 4.2.33, în care dimensionarea este făcută separat pentru circuitul de ducere și întoarcere. Diametrele tronsoanelor de conducte au fost stabilite în funcție de debitul de agent termic și pierderea de sarcină unitară medie, încadrată între limitele maximă și minimă, utilizând tabelul 4.2.7. Coeficienții de rezistență locală au fost stabiliți în funcție de configurația rețelei, valorile acestora fiind alese din tabelul 4.2.4, iar lungimile echivalente din tabelul 4.2.8. Rezultatele pe tronsoane sunt prezentate în tabelul 4.2.34.

- verificarea rezultatelor centralizate în tabelul 4.2.33 se face comparând pierderile totale de sarcină ale tuturor circuitelor corpurilor de încălzire în raport cu MTH₁.

a. racordare directă:

- pentru circuitul corpului de încălzire Φ_{C4} :

$$\sum(RI+Z)_{\phi_{C4}} = \sum(RI+Z)_{4d} + \sum(RI+Z)_{4,1d} + \sum_r^{4r}(RI+Z) = -$$

$$= 210,5 + 171,6 + 1069,39 = 1451,49 \text{ Pa}$$

pentru circuitul corpului de încălzire Φ_{C3} :

$$\sum(RI+Z)_{\phi_{C3}} = \sum_{3d}^{4d}(RI+Z) + \sum_d^r(RI+Z)_{3,1} + \sum_{2r}^{4r}(RI+Z) = -$$

$$= 351,5 + 184,46 + 866,44 = 1402,4 \text{ Pa}$$

pentru circuitul corpului de încălzire Φ_{C2} :

$$\sum(RI+Z)_{\phi_{C2}} = \sum_{2d}^{4d}(RI+Z) + \sum_d^r(RI+Z)_{2,1} + \sum_{3r}^{4r}(RI+Z) = -$$

$$= 600,70 + 184,46 + 625,94 = 1411,10 \text{ Pa}$$

pentru circuitul corpului de încălzire Φ_{C1} :

$$\sum(RI+Z)_{\phi_{C1}} = \sum_{1d}^{4d}(RI+Z) + \sum(RI+Z)_{1,1} + \sum(RI+Z)_{4r} = -$$

$$= 754,06 + 193,05 + 460,50 = 1407,61 \text{ Pa}$$

Condiția de echilibru hidraulic impune ca între sumele pierderilor de sarcină în raport cu fiecare circuit să nu fie o abatere medie relativă ϵ_r , mai mică de 5 %. Pentru calculul abaterii medii relative se ia ca referință circuitul corpului de încălzire Φ_{C4} , care are pierderea de sarcină cea mai mare.

$$\epsilon_{r-\phi_{C1}} = \frac{\sum(RI+Z)_{\phi_{C4}} - \sum(RI+Z)_{\phi_{C1}}}{\sum(RI+Z)_{\phi_{C4}}} \cdot 100 =$$

Tabelul 4.2.32. Valoarea coeficienților de rezistență locală $\Sigma\xi$, pentru tronsoanele rețelei orizontale pentru conducte din oțel varianta distribuției inelare (ex. 7)

Nr. tronson	Corp încălzire	Rdr	Cpo	Curbe r/D = 4	v / v_x	TTS	TTÍ	Robinet trecere	$\Sigma\xi$
1d	2,5	4	2	1 · 0,3	$v_{1d}/v_{2d} = 0,16/0,22 = 0,73$	0,25	0,7	—	9,75
2d	—	—	—	1 · 0,3	$v_{2d}/v_{3d} = 0,22/0,24 = 0,92$	0,15	0,4	—	0,85
3d	—	—	—	—	$v_{3d}/v_{4d} = 0,24/0,32 = 0,75$	0,24	0,65	—	0,89
4d	—	—	—	2 · 0,3	—	—	—	2 · 1 = 2	2,6
1r	—	—	2	1 · 0,3	$v_{1r}/v_{2r} = 0,15/0,15 = 1$	0	0	—	2,3
2r	—	—	—	1 · 0,3	$v_{2r}/v_{3r} = 0,15/0,22 = 0,68$	0,26	0,75	—	1,31
3r	—	—	—	—	$v_{3r}/v_{4r} = 0,22/0,32 = 0,69$	0,26	0,75	—	1,01
4r	—	—	—	2 · 0,3	—	—	—	2 · 1 = 2	2,6
1.1	—	—	2	—	$v_{1,1}/v_{4r} = 0,16/0,32 = 0,5$	0,5	0,9	—	3,4
2.1	2,5	4	2	1 · 0,3	$v_{2,1}/v_{1d} = 0,13/0,22 = 0,59$	5	—	—	14,6
	—	—	—	—	$v_{2,1}/v_{3r} = 0,13/0,22 = 0,59$	—	1	—	—
3.1	2,5	4	2	1 · 0,3	$v_{3,1}/v_{2d} = 0,13/0,22 = 0,59$	3,5	—	—	13,6
	—	—	—	—	$v_{3,1}/v_{2r} = 0,13/0,15 = 0,86$	—	1,3	—	—
4.1	2,5	4	2	1 · 0,3	$v_{4,1}/v_{4d} = 0,15/0,32 = 0,47$	0,7	—	—	15,5

$$= \frac{1451,49 - 1407,61}{1451,49} \cdot 100 = 3,02\%$$

$$\varepsilon_{r-\varphi_{C2}} = \frac{\sum (RI + Z)_{\varphi_{C4}} - \sum (RI + Z)_{\varphi_{C2}}}{\sum (RI + Z)_{\varphi_{C4}}} \cdot 100 = \frac{1451,49 - 1411,10}{1451,49} \cdot 100 = 2,78\%$$

$$\varepsilon_{r-\varphi_{C3}} = \frac{\sum (RI + Z)_{\varphi_{C4}} - \sum (RI + Z)_{\varphi_{C3}}}{\sum (RI + Z)_{\varphi_{C4}}} \cdot 100 = \frac{1451,49 - 1402,40}{1451,49} \cdot 100 = 3,38\%$$

Abaterile medii relative ε_r pentru toate circuitele sunt sub 5 %, rezultând că dimensionarea este bine făcută.

- verificarea dimensionării circuitului orizontal și vertical pentru racordarea directă se face scriind condiția de echilibru hidraulic:

$$\sum (RI + Z)_{CO+CV} = \sum (RI + Z)_{\varphi_{C4}} + \sum_9 (RI + Z) = 1451,49 + 1511,92 = 2963,41 \text{ Pa}$$

$H_{DC}^{min} = 2376,27 < \sum (RI + Z)_{CO+CV} = 2963,41 < H_{DC}^{max} = 3168,35 \text{ Pa}$ unde pierderile de sarcină de pe circuitul vertical s-au considerat cele din exemplul de la § 4.2.8.5.1, configurația rețelei și debitele de agent termic fiind aceleași (tab. 4.2.19 A).

b. racordarea prin BEP:

- circuitul orizontal considerat secundar conform schemei din fig. 4.2.4d se dimensionează la fel cu cel al racordării directe. Pierderile de sarcină sunt acoperite de o pompă de circulații ale cărei caracteristici hidraulice sunt următoarele:
- înălțimea de pompare:

$$H_{PCO} = \sum (RI + Z)_{\varphi_{C4}} + Z_{MTH1} = 1451,49 + Z_{MTH1} \text{ [Pa]}$$

în care:

Z_{MTH1} - sunt pierderile de sarcină locale datorate componentelor din MTH1

- debitul pompei:

$$\dot{V}_{PCO} = \frac{\sum \Phi_{CO}}{c_p \cdot \Delta T \cdot \rho_m} \cdot 3600 = \frac{9,00}{4,18 \cdot 20 \cdot 968,4} \cdot 3600 = 0,4 \text{ m}^3/\text{h}.$$

- circuitul vertical are aceeași geometrie și aceleași debite de agent termic pe tronsoane, ca în cazul exemplului de la § 4.2.8.5.1 (tab. 4.2.21 C), conducând la aceleași rezultate, și anume:

$$H_{DC}^{min} = 2376,27 < \sum (RI + Z)_{CV} = 2236,21 < H_{DC}^{max} = 3168,35 \text{ Pa}$$

în care:

$$\sum (RI + Z)_{CV} = \sum_9 (RI + Z) - \text{sunt pierderile de sarcină totale ale circuitului vertical (tab. 4.2.19 C)}$$

Condiția de echilibru hidraulic nu este îndeplinită fiind necesar adoptarea uneia din variantele următoare:

- redimensionarea unor tronsoane ale circuitului vertical;
- prevederea unei piese de reglare în amonte de MTH1;
- prevederea unei piese de reglare la baza coloanei, pe una din conducte sau pe ambele conducte.

Pentru oricare din variantele adoptate condiția de echilibru hidraulic ia forma:

$$H_{DC}^{min} < \sum (RI + Z)_{CV} + Z_{RF}^V < H_{DC}^{max}$$

de unde se obține pierderea de sarcină locală suplimentară ce trebuie introdusă pe rețeaua verticală:

$$Z_{RF}^V = \frac{H_{DC}^{max} - H_{DC}^{min}}{2} = \frac{3168,35 - 2376,27}{2} = 396,04 \text{ Pa}.$$

În acest caz relația de echilibru devine:

$$H_{DC}^{min} = 2376,27 < (2236,21 + 396,04) = 2632,25 < H_{DC}^{max} = 3168,35 \text{ Pa}$$

Pentru disiparea excedentului de presiune de 396,04 Pa se poate recurge la:

- prevederea unor organe de reglare cu stabilirea treptei de reglare $T_{RF} = f(\dot{V}_x, Z_{RF}^V)$ urmând metodologia cunoscută în care:

$$Z_{RF}^V = 396,04 \text{ Pa, iar de debitul fluid:}$$

$$\dot{V}_g = \frac{\Phi_g}{c_p \cdot \Delta T \cdot \rho_m} \cdot 3600 = \frac{9,00}{4,18 \cdot 20 \cdot 968,4} \cdot 3600 = 400,37 \text{ l/h}.$$

Tabelul 4.2.34. Valoarea coeficienților de rezistență locală $\Sigma\xi$, pentru tronsoanele rețelei orizontale pentru conducte din cupru cu distribuție inelară (ex. 7)

Nr. tronson	Corp încălzire	Rdr	Cpo	Curbe r/d = 1,2	TTS	TTI	Robinet trecere	$\Sigma\xi$
1d	2,5	2	0,7	0,35	0,3	—	—	5,85
2d	—	—	—	0,35	0,3	—	—	0,65
3d	—	—	—	—	0,3	—	—	0,3
4d	—	—	—	2 · 0,35	—	—	2 · 2,5	5,7
1r	—	—	0,7	0,35	—	0,6	—	1,65
2r	—	—	—	0,35	—	0,6	—	0,95
3r	—	—	—	—	—	0,6	—	0,6
4r	—	—	—	2 · 0,35	—	—	2 · 2,5	5,7
1.1	2,5	2	0,7	0,35	—	0,9	—	6,45
2.1	2,5	2	0,7	0,35	1,3	0,9	—	7,75
3.1	2,5	2	0,7	0,35	1,3	0,9	—	7,75
4.1	2,5	2	0,7	0,35	1,3	—	—	6,85

Tabelul 4.2.33. Dimensionarea tronsoanelor rețelei orizontale și evaluarea pierderilor de sarcină, pentru conducte din cupru, varianta distribuției inelare (fig. 4.2.25c)

Nr. tronson	Φ [kW]	\dot{M} [kg/h]	l [m]	D · δ [mm]	v [m/s]	R [Pa/m]	$\Sigma\xi$	l_{ech} [m]	Σl [m]	$\Sigma R \cdot l$ [Pa]	$\Sigma (RI + Z)$ [Pa]
1d	2,5	107,65	4	18 · 1	0,151	24	5,85	2,39	6,39	153,36	754,06
2d	4,6	198,08	3,2	18 · 1	0,28	70	0,65	0,36	3,56	249,2	600,7
3d	6,7	288,52	2,8	22 · 1	0,26	47	0,30	0,2	3	141	351,5
4d	9	387,56	3,4	28 · 1	0,22	25	5,7	5,02	8,42	210,5	210,5
1r	2,3	99,04	3,1	15 · 1	0,22	55	1,65	0,59	3,69	202,95	1069,39
2r	4,4	189,47	3,2	18 · 1	0,269	65	0,95	0,5	3,7	240,5	866,44
3r	6,5	279,9	3,35	22 · 1	0,255	44	0,6	0,41	3,76	165,44	625,94
4r	9	387,56	13,4	28 · 1	0,22	25	5,7	5,02	18,42	460,5	460,5
1.1	2,5	107,65	0,65	15 · 1	0,231	65	6,45	2,32	2,97	193,05	—
2.1	2,1	90,43	1,3	15 · 1	0,188	46	7,75	2,71	4,01	184,46	—
3.1	2,1	90,43	1,3	15 · 1	0,188	46	7,75	2,71	4,01	184,46	—
4.1	2,3	99,04	0,65	15 · 1	0,22	55	6,85	2,47	3,12	171,6	—

• tronsoanele rețelilor horizontale pentru celelalte niveluri (E3, E2, E1 și P) se dimensionează după aceeași metodologie, luând în considerare presiunea disponibilă corespunzătoare fiecărui nivel.

Astfel, pentru:

a. racordare directă (tab. 4.2.33 și 4.2.21 B):

$$H_D^{MTH2} = \sum(RI+Z)_{\Phi_{C4}} + \sum(RI+Z)_{5-CV} - H_{Tm}^{etaj} = 1451,49 + 217,87 - 165,15 = 1504,21 \text{ Pa}$$

$$H_D^{MTH3} = \sum(RI+Z)_{\Phi_{C4}} + \sum_5^6(RI+Z)_{CV} - 2 \cdot H_{Tm}^{etaj} = 1451,49 + 383,77 - 2 \cdot 165,15 = 1504,96 \text{ Pa}$$

$$H_D^{MTH4} = \sum(RI+Z)_{\Phi_{C4}} + \sum_5^7(RI+Z)_{CV} - 3 \cdot H_{Tm}^{etaj} = 1451,49 + 716,77 - 3 \cdot 165,15 = 1762,81 \text{ Pa}$$

$$H_D^{MTH5} = \sum(RI+Z)_{\Phi_{C4}} + \sum_5^8(RI+Z)_{CV} - 4 \cdot H_{Tm}^{etaj} = 1451,49 + 1321,57 - 4 \cdot 165,15 = 2112,46 \text{ Pa}$$

în care:

$\sum(RI+Z)_{\Phi_{C4}}$ - sunt pierderile de sarcină pe circuitul orizontal (tab. 4.2.33).

$\sum_x^y(RI+Z)_{CV}$ - reprezintă pierderile de sarcină pe tronsoanele conductelor verticale situate în zona superioară MTHx (tab. 4.2.21 B);

$$H_{Tm}^{etaj} = 0,5 \cdot g \cdot h \cdot (\rho_i - \rho_d) = 0,5 \cdot 9,81 \cdot 2,7 \cdot 12,47 = 165,15 \text{ Pa},$$

- este presiunea termică medie corespunzătoare unui nivel.

Presiunea disponibilă obținută pentru fiecare nivel se consumă pentru acoperirea pierderilor de sarcină pe circuitele orizontale și pierderilor de sarcină locale la MTHx.

Dimensionarea tronsoanelor circuitelor orizontale se face aplicând metodologia expusă la dimensionarea circuitelor la nivelul 4. Pierderile de sarcină obținute nu trebuie să depășească presiunea disponibilă.

b. racordare prin BEP (tab. 4.2.21 C):

$$H_D^{MTH2} = \sum(RI+Z)_5 - H_{Tm}^{etaj} = 217,87 - 165,15 = 52,72 \text{ Pa}$$

$$H_D^{MTH3} = \sum_5^6(RI+Z) - 2 \cdot H_{Tm}^{etaj} = 792,16 - 2 \cdot 165,15 = 461,86 \text{ Pa},$$

$$H_D^{MTH4} = \sum_5^7(RI+Z) - 3 \cdot H_{Tm}^{etaj} = 1125,16 - 3 \cdot 165,15 = 629,79 \text{ Pa},$$

$$H_D^{MTH5} = \sum_5^8(RI+Z) - 4 \cdot H_{Tm}^{etaj} = 1729,96 - 4 \cdot 165,15 = 1069,36 \text{ Pa}.$$

Presiunea disponibilă (H_D^{HTMx}) pentru fiecare nivel se consumă pentru acoperirea pierderilor de sarcină pe conductele de racord ale BEP la coloana de alimentare. În cazul în care presiunea disponibilă nu poate fi consumată integral, se introduc organe de reglare pe circuitul de racord ale căror trepte de reglare se stabilesc în funcție de presiunea rămasă neconsumată și debitul de fluid \dot{V}_x ce traversează racordul de la coloană la MTHx.

Tronsoanele circuitelor orizontale, corespunzătoare acestor niveluri, se dimensionează aplicând metodologia menționată la circuitele de la nivelul 4, condiția fiind de încadrare în plaja de viteze economice recomandate. Pierderile de sarcină de pe aceste circuite sunt acoperite de o pompă de circulație ale cărei caracteristici hidraulice (H_{PCO} ; \dot{V}_{PCO}) se stabilesc analog circuitului nivelului 4.

□ pentru rețele de conducte din material termoplastic tip Polmutan, diametrele și pierderile totale de sarcină sunt prezentate în tabelul 4.2.35 unde dimensionarea este făcută separat pentru circuitul de ducere și întoarcere. Diametrele tronsoanelor de conducte s-au stabilit în funcție de debitul de agent termic și pierderea de sarcină unitară medie, utilizând tabelul 4.2.9. Coeficienții de rezistență locală s-au stabilit în funcție de configura-

ția rețelei, rezultatele obținute fiind centralizate în tabelul 4.2.36. Valorile acestora au fost alese din tabelul 4.2.4, iar pierderile de sarcină locale calculate cu relația 4.2.54.

• verificarea rezultatelor centralizate în tabelul 4.2.35 se obține comparând pierderile totale de sarcină ale tuturor circuitelor corpurilor de încălzire în raport cu MTH1. Astfel, pentru:

a. racordare directă:

- pentru circuitul corpului de încălzire Φ_{C4} :

$$\sum(RI+Z)_{\Phi_{C4}} = \sum(RI+Z)_{4d} + \sum(RI+Z)_{4,1d} + \sum_{3r}^{4r}(RI+Z) = 140,76 + 160,24 + 858,53 = 1159,53 \text{ Pa}$$

pentru circuitul corpului de încălzire Φ_{C3} :

$$\sum(RI+Z)_{\Phi_{C3}} = \sum_{3d}^{4d}(RI+Z) + \sum_d^r(RI+Z)_{3,1} + \sum_{2r}^{4r}(RI+Z) = 314,35 + 113,97 + 739,80 = 1168,12 \text{ Pa}$$

pentru circuitul corpului de încălzire Φ_{C2} :

$$\sum(RI+Z)_{\Phi_{C2}} = \sum_{2d}^{4d}(RI+Z) + \sum_d^r(RI+Z)_{2,1} + \sum_{3r}^{4r}(RI+Z) = 438,99 + 113,97 + 635,20 = 1188,16 \text{ Pa}$$

pentru circuitul corpului de încălzire Φ_{C1} :

$$\sum(RI+Z)_{\Phi_{C1}} = \sum_{1d}^{4d}(RI+Z) + \sum(RI+Z)_{1,1} + \sum(RI+Z)_{4r} = 660,89 + 43,62 + 420,77 = 1125,28 \text{ Pa}$$

Condiția de echilibru hidraulic impune ca între pierderile de sarcină pentru oricare circuit să nu fie o abatere relativă ε_r mai mare de 5 %. Pentru calculul abaterii medii relative se ia ca referință circuitul corpului de încălzire Φ_{C2} , care are pierderea de sarcină cea mai mare.

$$\varepsilon_{r-\Phi_{C1}} = \frac{\sum(RI+Z)_{\Phi_{C2}} - \sum(RI+Z)_{\Phi_{C1}}}{\sum(RI+Z)_{\Phi_{C2}}} \cdot 100 = \frac{1188,16 - 1125,28}{1188,16} \cdot 100 = 5,29\%$$

$$\varepsilon_{r-\Phi_{C3}} = \frac{\sum(RI+Z)_{\Phi_{C2}} - \sum(RI+Z)_{\Phi_{C3}}}{\sum(RI+Z)_{\Phi_{C2}}} \cdot 100 = \frac{1188,16 - 1168,12}{1188,16} \cdot 100 = 1,68\%$$

$$\varepsilon_{r-\Phi_{C4}} = \frac{\sum(RI+Z)_{\Phi_{C2}} - \sum(RI+Z)_{\Phi_{C4}}}{\sum(RI+Z)_{\Phi_{C2}}} \cdot 100 = \frac{1188,16 - 1159,53}{1188,16} \cdot 100 = 2,41\%$$

Rezultă că numai circuitul corpului de încălzire Φ_{C1} are o abatere relativă mai mare de 5 %. Pentru a-i obține echilibrul hidraulic față de circuitul de referință Φ_{C2} , se determină gradul de reglare $T_{RF}^{\Phi_{C1}}$ a robinetului cu dublă reglare atașat corpului de încălzire Φ_{C1} ,

unde:

$$T_{RF}^{\Phi_{C1}} = f(Z_{RF}^{\Phi_{C1}}, \dot{V}_{\Phi_{C1}}),$$

$$Z_{RF}^{\Phi_{C1}} = \sum(RI+Z)_{\Phi_{C2}} - \sum(RI+Z)_{\Phi_{C1}} = 1188,16 - 1125,28 = 62,88 \text{ Pa}$$

iar debitul de fluid:

$$\dot{V}_{\Phi_{C1}} = \frac{\Phi_{C3}}{c_p \cdot \Delta T \cdot \rho_m} \cdot 3600 = \frac{2,50}{4,18 \cdot 20 \cdot 0,968} \cdot 3600 = 111,21 \text{ l/h}.$$

• verificarea dimensionării circuitului orizontal și vertical pentru racordarea directă se obține comparând suma pierderilor de sarcină maxime de pe circuitul orizontal și pierderile de sarcină de pe circuitul vertical, cu presiunile disponibile calculate în raport cu baza coloanei. Pierderile de sarcină de

pe circuitul vertical se consideră cu aceleași valori ca în exemplul de la § 4.2.8.5.1 deoarece configurația rețelei și debitele de agent termic sunt aceleași (tab. 4.2.23 B)

$$\sum (RI + Z)_{CO+CV} = \sum (RI + Z)_{\Phi_{C2}} + \sum_5 (RI + Z) = 1188,16 + 1272,17 = 2460,33 \text{ Pa}$$

$$H_{DC}^{min} = 2376,27 < \sum(RI+Z)_{CO+CV} = 2460,33 < H_{DC}^{max} = 3168,35 \text{ Pa}$$

Condiția de echilibru hidraulic este îndeplinită.

b. racordare prin BEP:

• circuitul orizontal considerat secundar conform schemei din fig. 4.2.4 d se dimensionează la fel cu cel al racordării directe. Pierderile de sarcină sunt acoperite de o pompă de circulație ale cărei caracteristici hidraulice sunt următoarele:

- înălțimea de pompare:

$$H_{PCO} = \sum (RI + Z)_{\Phi_{C2}} + Z_{MTH1} = 1188,16 + Z_{MTH1} \text{ [Pa]}$$

în care:

Z_{MTH1} - sunt pierderile de sarcină locale datorate componentelor MTH1.

- debitul pompei:

$$\dot{V}_{PCO} = \frac{\sum \Phi_{CO}}{c_p \cdot \Delta T \cdot \rho_m} \cdot 3600 = \frac{9,00}{4,18 \cdot 20 \cdot 968,4} \cdot 3600 = 0,4 \text{ m}^3/\text{h}.$$

• circuitul vertical are aceeași configurație și aceleași debite de agent termic pe tronsoane, ca în cazul exemplului de la § 4.2.8.5.1, rezultând:

$$H_{DC}^{min} = 2376,27 < \sum(RI+Z)_{CV} = 2581,30 < H_{DC}^{max} = 3168,35 \text{ Pa}$$

în care:

$$\sum (RI + Z)_{CV} = \sum_5 (RI + Z) - \text{reprezintă pierderile de sarcină totale ale circuitului vertical (tab. 4.2.23 C).}$$

- tronsoanele rețelelor orizontale pentru celelalte niveluri (E3, E2, E1 și P) se dimensionează după aceeași metodologie, luând în considerare presiunea disponibilă corespunzătoare fiecărui nivel.

Astfel, pentru:

a. racordare directă (tab. 4.2.35 și 4.2.23 B)

$$H_D^{MTH2} = \sum(RI+Z)_{\Phi_{C2}} + \sum(RI+Z)_{5-CV} - H_{Tm}^{etaj} = 1188,16 + 250,97 - 165,15 = 1273,98 \text{ Pa}$$

$$H_D^{MTH3} = \sum (RI + Z)_{\Phi_{C2}} + \sum_5 (RI + Z)_{CV} - 2 \cdot H_{Tm}^{etaj} = 1188,16 + 443,53 - 2 \cdot 165,15 = 11301,39 \text{ Pa}$$

$$H_D^{MTH4} = \sum (RI + Z)_{\Phi_{C2}} + \sum_5 (RI + Z)_{CV} - 3 \cdot H_{Tm}^{etaj} = 1188,16 + 825,72 - 3 \cdot 165,15 = 1518,43 \text{ Pa}$$

$$H_D^{MTH5} = \sum (RI + Z)_{\Phi_{C2}} + \sum_5 (RI + Z)_{CV} - 4 \cdot H_{Tm}^{etaj} = 1188,16 + 1062,11 - 4 \cdot 165,15 = 1589,67 \text{ Pa}$$

în care:

$\sum(RI+Z)_{\Phi_{C2}}$ - sunt pierderile de sarcină pe circuitul orizontal (tab. 4.2.35), cu valoarea cea mai mare, circuitul Φ_{C2} ;

$\sum_x (RI + Z)_{CV}$ - sunt pierderile de sarcină pe tronsoanele conductelor verticale situate în zona superioară a MTHx (tab. 4.2.23 B)

$$H_{Tm}^{etaj} = 0,5 \cdot g \cdot h \cdot (\rho_l - \rho_g) = 0,5 \cdot 9,81 \cdot 2,70 \cdot 12,47 = 165,15 \text{ Pa}$$

- este presiunea termică medie corespunzătoare unui nivel.

Presiunea disponibilă obținută pentru fiecare nivel se consumă pentru acoperirea pierderilor de sarcină pe circuitele orizontale și verticale corespunzătoare modulului termohidraulic. Dimensionarea tronsoanelor circuitelor orizontale se face aplicând metodologia expusă la dimensionarea circuitului nivelului 4. Condiția de echilibru hidraulic este ca aceste pierderi de sarcină să nu depășească presiunea disponibilă.

b. racordare prin BEP (tab. 4.2.23 C):

$$H_D^{MTH2} = \sum(RI+Z)_5 - H_{Tm}^{etaj} = 772,79 - 165,15 = 607,64 \text{ Pa}$$

$$H_D^{MTH3} = \sum_5 (RI + Z) - 2 \cdot H_{Tm}^{etaj} = 1327,28 - 2 \cdot 165,15 = 996,98 \text{ Pa},$$

$$H_D^{MTH4} = \sum_5 (RI + Z) - 3 \cdot H_{Tm}^{etaj} = 1709,47 - 3 \cdot 165,15 = 1214,02 \text{ Pa},$$

Tabelul 4.2.36. Valoarea coeficienților de rezistență locală Σξ, pentru tronsoanele rețelei orizontale pentru conducte tip Polymutan cu distribuție inelară (ex. 7)

Nr. tronson	Corp încălzire	Rdr	Cpo	Curbe r/D = 2	TTS	TTI	Robinet trecere	Σξ
1d	2,5	4	1,13	0,3	0,3	—	—	8,23
2d	—	—	—	0,3	0,3	—	—	0,6
3d	—	—	—	—	0,3	—	—	0,3
4d	—	—	—	2 · 0,3	—	—	2 · 1 = 2	2,6
1r	—	—	1,13	0,3	—	0,6	—	2,03
2r	—	—	—	0,3	—	0,6	—	0,9
3r	—	—	—	—	—	0,6	—	0,6
4r	—	—	—	2 · 0,3	—	—	2 · 1 = 2	2,6
1.1d	—	—	1,13	—	—	0,9	—	2,03
2.1d	2,5	4	1,13	0,3	1,3	0,9	—	9,93
3.1d	2,5	4	1,13	0,3	1,3	0,9	—	9,93
4.1d	2,5	4	1,13	0,3	1,3	—	—	9,03

Tabelul 4.2.35. Dimensionarea tronsoanelor rețelei orizontale și evaluarea pierderilor de sarcină, pentru conducte tip Polymutan, varianta distribuției inelare (ex. 7)

Nr. tronson	Φ [kW]	Ḣ [kg/h]	l [m]	Dn [mm]	v [m/s]	R [Pa/m]	Σξ	Z [Pa]	R · 1 [Pa]	RI + Z [Pa]	Σ(RI + Z) [Pa]
1d	2,5	0,031	4	15	0,15	33	8,23	89,9	132	221,9	660,89
2d	4,6	0,057	3,2	20	0,18	36	0,6	9,44	115,2	124,64	438,99
3d	6,7	0,082	2,8	20	0,24	59	0,3	8,39	165,2	173,59	314,35
4d	9	0,11	3,4	25	0,19	28	2,6	45,56	95,2	140,76	140,76
1r	2,3	0,028	3,1	15	0,18	28	2,03	31,93	86,8	118,73	858,53
2r	4,4	0,054	3,2	20	0,16	29	0,9	11,18	92,8	104,6	739,8
3r	6,5	0,08	3,35	20	0,24	59	0,6	16,78	197,65	214,43	635,2
4r	9	0,11	13,4	25	0,19	28	2,6	45,57	375,2	420,77	420,77
1.1d	2,5	0,031	0,65	15	0,15	33	2,03	22,17	21,45	43,62	—
2.1d	2,1	0,026	1,3	15	0,13	25	9,93	81,47	32,5	113,97	—
3.1d	2,1	0,026	1,3	15	0,13	25	9,93	81,47	32,5	113,97	—
4.1d	2,3	0,028	0,65	15	0,18	28	9,03	142,04	18,2	160,24	—

$$H_D^{MTH5} = \sum_5^8 (Rl + Z) - 4 \cdot H_{Tm}^{elaj} = 2371,67 - 4 \cdot 165,15 = 1711,07 \text{ Pa.}$$

Presiunea disponibilă (H_D^{MTHx}) pentru fiecare nivel se consumă pentru acoperirea pierderilor de sarcină pe coloană și pe conductele de racord ale BEP la coloana de alimentare. În cazul în care presiunea disponibilă nu poate fi consumată integral, se introduc organe de reglare pe circuitul de racord ale căror trepte de reglare se stabilesc în funcție de presiunea rămasă neconsumată Z_{RF}^x și debitul de fluid V_x ce traversează racordul de la coloană la MTHx.

Tronsoanele circuitelor horizontale, pentru aceste niveluri, se dimensionează aplicând metodologia menționată la circuitele de la ultimul nivel, condiția fiind de nedepășire a vitezelor economice recomandate. Pierderile de sarcină de pe aceste circuite sunt acoperite de o pompă de circulație ale cărei caracteristici hidraulice (H_{PCO} ; V_{PCO}) se stabilesc analog circuitului nivelului 4.

4.2.8.6 Dimensionarea conductelor instalațiilor de încălzire monotub, cu circulație forțată, pentru consumatorii individuali

Metodologia de calcul ține seama de următoarele particularități:

- rețeaua de distribuție a agentului termic la corpurile de încălzire este monotub, putând fi alcătuită ca rețea de plintă sau îngropată (fig. 4.2.18). Racordarea corpurilor de încălzire la rețeaua horizontală monotub se face cu armături de reglare unică (ARU), care permit racordarea jos-jos sau sus-jos.
- coloanele de alimentare sunt de tipul bitub alimentând rețeaua monotub orizontală prin module termohidraulice (MTH), prevăzute cu componente care:
 - permit racordarea directă;
 - includ BEP.
- dimensionarea tronsoanelor de conducte de la coloană se face la fel ca în cazul instalațiilor bitub pentru consumatorii individuali;
- rețeaua orizontală de alimentare este de tip arboreșcent sau inelar, urmând criteriile de alcătuire și dimensionare specificate la § 4.2.8.4.2 și 4.2.8.4.3.

Operațiile ce particularizează metodologia de calcul a instalațiilor monotub orizontale țin seama de următoarele:

- alcătuirea schemei de calcul evidențiază tipul de armătură de racordare unică ARU pentru alimentarea corpului de încălzire jos-jos sau sus-jos (fig. 4.2.26 a, b)
- debitul masic de agent termic ce traversează conductele orizontale este constant și se stabilește cu relația:

$$\dot{M}_T = \frac{\Phi_T}{c_p \cdot \Delta T} \text{ [kg/s]} \tag{4.2.64}$$

- debitele masice de agent termic corespunzătoare corpurilor de încălzire \dot{M}_{Cx} se stabilesc considerând că diferența de temperatură ΔT a fluidului este aceeași pentru toți consumatorii:

$$\Delta T_C = \theta_{in} - \theta_{ie} = \Delta T_{C1} = \Delta T_{C2} = \Delta T_{C3} = \Delta T_{C4} \tag{4.2.65}$$

de unde:

$$\dot{M}_{Cx} = \frac{\Phi_{Cx}}{c_p \cdot \Delta T_{Cx}} \text{ [kg/s]} \tag{4.2.66}$$

- temperaturile agentului termic la intrare θ_{in} și ieșire θ_{ie} în și din corpul de încălzire se stabilesc în funcție de debitele masice de agent termic care alimentează corpul de încălzire și debitele de agent termic de tranzit \dot{M}_{Cr}

$$\theta_j = \theta_i = \frac{\dot{M}_{C_{j-1}} \cdot \theta_{j-1} + (\dot{M}_T - \dot{M}_{C_{j-1}}) \cdot \theta_{i-1}}{\dot{M}_T}; (j = 1 + n) \tag{4.2.67}$$

în care:

$$\theta_{j-1} = \theta_j - \Delta T_{Cx} \tag{4.2.68}$$

$$\dot{M}_{Cr} = \dot{M}_T - \dot{M}_{C_{j-1}} \tag{4.2.69}$$

- diametrele tronsoanelor orizontale ce alimentează corpurile de încălzire se obțin cu relația generală cunoscută:

$$D_x = f(R_m; \Phi_x),$$

în care mărimile au semnificațiile menționate și depind de modul de organizare a tabelor de calcul sau abacelor (§ 4.2.8).

- asigurarea echilibrului hidraulic al circuitelor secundare se stabilește punând condiția ca pierderile de sarcină pe circuitul primar, care trece prin corpul de încălzire Z_{Cx} , să fie aceleași cu cele ale circuitului secundar care este traversat de debitul masic în tranzit Z_{trx} prin armătura de reglare unică.

$$Z_{trx} = \left(\frac{\dot{M}_{trx}}{\dot{M}_{Cx}} \right)^2 \cdot \sum Z_{Cx} \tag{4.2.70}$$

în care:

\dot{M}_{trx} , \dot{M}_{Cx} - sunt debitele masice de fluid în tranzit respectiv ce traversează un corp de încălzire [kg/s].

Exemplul de calcul 8

Se dimensionează diametrele conductelor unei instalații de încălzire monotub, cu circulație forțată și distribuție individuală. Caracteristicile termice și geometrice sunt cele din fig. 4.2.27, considerând că rețeaua de conducte este realizată din oțel, cupru sau material termoplastice tip Polymutan. Agentul termic este apa caldă cu $\theta_d/\theta_i = 95/75$ °C.

Rețeaua orizontală din schema de calcul (fig. 4.2.26 a-b) este caracterizată printr-un tranzit de agent termic și un câmp impus de temperaturi care se stabilește după cum urmează:

- debitul masic total de agent termic al instalației orizontale:

$$\dot{M}_T = \frac{\Phi_T}{c_p \cdot \Delta T} = \frac{\sum \Phi_{Cx}}{c_p \cdot \Delta T} = \frac{9,00}{4,18 \cdot 20} = 0,107 \text{ kg/s} = 387,56 \text{ kg/h.}$$

- debitul masic de agent termic al consumatorilor \dot{M}_{Cx} , într-o primă iterație, se stabilește considerând o diferență de temperatură:

$$\Delta T = \theta_{in} - \theta_{ie} = 10 \text{ K} = \Delta T_{C4} = \Delta T_{C3} = \Delta T_{C2} = \Delta T_{C1}$$

$$\dot{M}_{C4} = \frac{\Phi_{C4}}{c_p \cdot \Delta T_{C4}} = \frac{2,30}{4,18 \cdot 10} \cdot 3600 = 198,086 \text{ kg/h,}$$

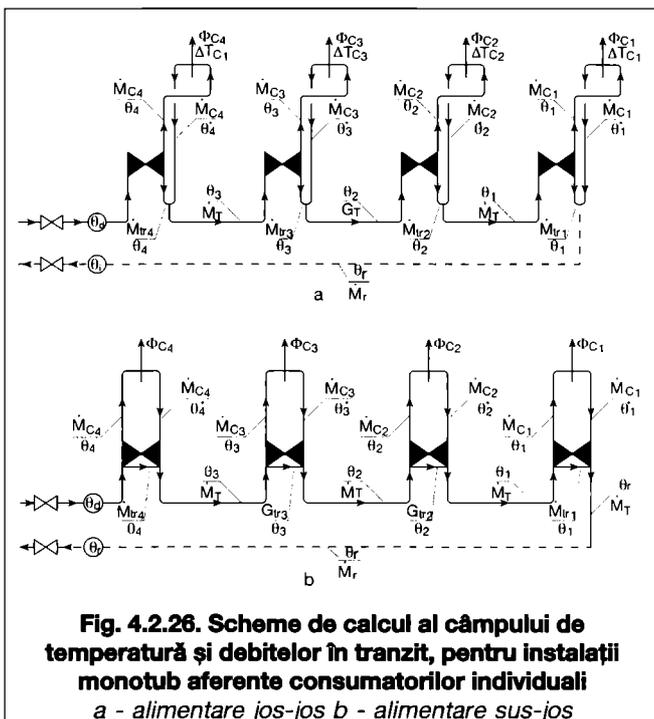


Fig. 4.2.26. Scheme de calcul al câmpului de temperatură și debitelor în tranzit, pentru instalații monotub aferente consumatorilor individuali
a - alimentare jos-jos b - alimentare sus-jos

$$\dot{M}_{C3} = \frac{\Phi_{C3}}{c_p \cdot \Delta T_{C3}} = \frac{2,10}{4,18 \cdot 10} \cdot 3600 = 180,860 \text{ kg/h,}$$

$$\dot{M}_{C2} = \frac{\Phi_{C2}}{c_p \cdot \Delta T_{C2}} = \frac{2,10}{4,18 \cdot 10} \cdot 3600 = 180,860 \text{ kg/h,}$$

$$\dot{M}_{C1} = \frac{\Phi_{C1}}{c_p \cdot \Delta T_{C1}} = \frac{2,50}{4,18 \cdot 10} \cdot 3600 = 215,310 \text{ kg/h,}$$

- temperaturile agentului termic la intrarea și ieșirea în și din corpul de încălzire scrise ținând seama de notațiile din fig. 4.2.27 sunt următoarele:

$$\theta_4 = \theta_d = 95 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\theta_4^* = \theta_4 - \Delta T_{C4} = 95 - 10 = 85 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\theta_3 = \frac{\dot{M}_{C4} \cdot \theta_4^* + (\dot{M}_T - \dot{M}_{C4}) \cdot \theta_4}{\dot{M}_T} =$$

$$= \frac{\dot{M}_{C4} \cdot \theta_4^* + \dot{M}_{r4} \cdot \theta_4}{\dot{M}_T} = \frac{198,086 \cdot 85 + 189,47 \cdot 95}{387,56} = 89,88 \text{ }^\circ\text{C,}$$

$$\dot{M}_{r4} = \dot{M}_T - \dot{M}_{C4} = 387,56 - 198,086 = 189,47 \text{ kg/h,}$$

$$\theta_3^* = \theta_3 - \Delta T_{C3} = 89,88 - 10 = 79,88 \text{ }^\circ\text{C,}$$

$$\theta_2 = \frac{\dot{M}_{C3} \cdot \theta_3^* + (\dot{M}_T - \dot{M}_{C3}) \cdot \theta_3}{\dot{M}_T} = \frac{\dot{M}_{C3} \cdot \theta_3^* + \dot{M}_{r3} \cdot \theta_3}{\dot{M}_T} =$$

$$= \frac{180,86 \cdot 79,88 + 206,70 \cdot 89,88}{387,56} = 85,21 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\dot{M}_{r3} = \dot{M}_T - \dot{M}_{C3} = 387,56 - 180,86 = 206,70 \text{ kg/h,}$$

$$\theta_2^* = \theta_2 - \Delta T_{C2} = 85,21 - 10 = 75,21 \text{ }^\circ\text{C,}$$

$$\theta_1 = \frac{\dot{M}_{C2} \cdot \theta_2^* + (\dot{M}_T - \dot{M}_{C2}) \cdot \theta_2}{\dot{M}_T} = \frac{\dot{M}_{C2} \cdot \theta_2^* + \dot{M}_{r2} \cdot \theta_2}{\dot{M}_T} =$$

$$= \frac{180,86 \cdot 75,21 + 206,70 \cdot 85,21}{387,56} = 80,54 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\dot{M}_{r2} = \dot{M}_T - \dot{M}_{C2} = 387,56 - 180,86 = 206,70 \text{ kg/h,}$$

$$\theta_1^* = \theta_1 - \Delta T_{C1} = 80,54 - 10 = 70,54 \text{ }^\circ\text{C.}$$

Condiția ca temperatura de ieșire a agentului termic din ultimul consumator (Φ_{C1}) să fie egală cu cea nominală a agentului termic de întoarcere ($\theta_i = 75 \text{ }^\circ\text{C}$) nu este îndeplinită. Se impune ca debitul total al rețelei să tranziteze circuitul primar al corpului de încălzire 1, obținându-se:

$$\theta_i^* = \theta_i - \frac{\Phi_{C1}}{\dot{M}_T \cdot c_p} = 80,54 - \frac{2,50}{0,107 \cdot 4,18} = 74,95 \text{ }^\circ\text{C} \approx 75 \text{ }^\circ\text{C.}$$

- Suprafețele de încălzire aferente corpurilor de încălzire se calculează în funcție de temperaturile medii ale agentului

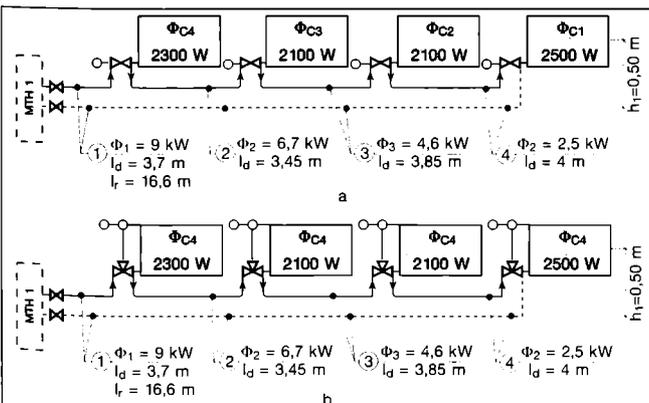


Fig. 4.2.27 a,b. Scheme de calcul pentru instalația monotub cu circulație forțată pentru consumatori individuali:
 a - distribuție monotub jos-jos;
 b - distribuție monotub sus-jos.

termic, recalculând coeficientul de temperatură c_{θ} cu relația:

$$c_{\theta} = \left(\frac{\Delta T}{\Delta T_{nom}} \right)^{4/3} \tag{4.2.71}$$

în care:

$$\Delta T_{nom} = [(\theta_d - \theta_i)/2] - \theta_i,$$

θ_d/θ_i - temperaturile nominale ale agentului termic la intrare și ieșire din rețeaua orizontală;

θ_i - temperatura adoptată pentru spațiul încălzit [$^\circ\text{C}$];

$$\Delta T = \theta_{in} - \theta_{ie};$$

θ_{in}/θ_{ie} - temperaturile locale la intrarea și ieșirea din corpul de încălzire, determinate prin recurență cu expresia:

$$\theta_j = \theta_i = \frac{\dot{M}_{C_{j-1}} \cdot \theta_{j-1}^* + (\dot{M}_T - \dot{M}_{C_{j-1}}) \cdot \theta_{j-1}}{\dot{M}_T} \tag{4.2.72}$$

care, particularizată

pentru cazul din fig. 4.2.26, conduce la:

$$\theta_4 = \theta_d; \theta_4^* = \theta_4 - \Delta T_{C4}$$

$$\theta_3 = \frac{\dot{M}_{C4} \cdot \theta_4^* + (\dot{M}_T - \dot{M}_{C4}) \cdot \theta_4}{\dot{M}_T}; \tag{4.2.73}$$

$$\theta_3^* = \theta_3 - \Delta T_{C3}$$

$$\theta_2 = \frac{\dot{M}_{C3} \cdot \theta_3^* + (\dot{M}_T - \dot{M}_{C3}) \cdot \theta_3}{\dot{M}_T}; \tag{4.2.74}$$

$$\theta_2^* = \theta_2 - \Delta T_{C2}$$

$$\theta_1 = \frac{\dot{M}_{C2} \cdot \theta_2^* + (\dot{M}_T - \dot{M}_{C2}) \cdot \theta_2}{\dot{M}_T}; \tag{4.2.75}$$

$$\theta_1^* = \theta_1 - \Delta T_{C1} \approx \theta_i$$

Cele două sisteme de racordare (jos-jos și sus-jos) sunt diferențiate din punct de vedere al suprafeței de încălzire și prin coeficientul de racord c_r indicat de către STAS 1797.

• pentru a asigura repartiția debitelor masice de agent termic, conform schemei de calcul, este necesar ca pierderile de sarcină locale pe circuitele primare Z_{Cx} (circuitele ce permit circulația agentului termic la și de la corpul de încălzire prin ARU) și pierderile de sarcină pe circuitul de tranzit Z_{tr} să fie într-un raport de proporționalitate dat de relația 4.2.70. Pentru rețeaua din fig. 4.2.27 a, b pierderile de sarcină locale s-au stabilit astfel:

$$Z_{Cx} = \rho \cdot \frac{v^2}{2} \cdot \sum \xi \tag{4.2.76}$$

în care:

$\sum \xi$ - reprezintă suma coeficienților de rezistență locală ai circuitului ARU - corp de încălzire - ARU (tab. 4.2.37), în structura căreia s-a considerat:

- pentru racordare jos-jos

$$\sum \xi_{j-j}^d = \xi_{ARU}^d + \xi_{CI} + \xi_{ARU}^i$$

- pentru racordare sus-jos

$$\sum \xi_{s-j}^d = \xi_{ARU}^d + \xi_{CI} + \xi_{RT} + \xi_{ARU}^i$$

în care:

ξ_{ARU}^d - este rezistența hidraulică locală a armăturii de racordare la intrarea agentului termic;

ξ_{CI} - rezistența hidraulică locală a corpului de încălzire;

ξ_{RT} - rezistența hidraulică suplimentară a robinetului atașat circuitului corpului de încălzire și care face parte din ARU cu racordare sus-jos;

ξ_{ARU}^i - rezistența hidraulică locală a armăturii de racordare la ieșirea agentului termic.

Echilibrarea hidraulică a circuitelor corpurilor de încălzire în raport cu nodurile de racordare, se face utilizând dispozitivele

locale de reglare, cu care sunt prevăzute ARU. Pentru cazul particular al rețelelor monotubulare racordate cu ARU în sistem de alimentare jos-jos sau sus-jos, pierderea de sarcină locală la corpurile de încălzire cuprinde numai pierderile, în circuitele ARU, corpul de încălzire în cazul racordării jos-jos, și suplimentar în robinetul cu dublă reglare (cu sau fără termostat) în cazul racordării sus-jos.

Calculul pierderilor de sarcină locale pentru circuitele secundare se face luând în considerare relația pierderilor de sarcină, scrisă sub forma:

$$\sum Z = \rho_m \cdot \frac{v^2}{2} \cdot \sum \xi = \frac{16 \cdot \rho_m}{2 \cdot \pi^2 \cdot d^2} \cdot \dot{M}^2 \cdot \sum \xi \quad (4.2.77)$$

de unde cu notațiile din fig. 4.2.26. rezultă:

$$\frac{\sum Z_{Cx}}{Z_{trx}} \equiv \left(\frac{\dot{M}_{Cx}}{\dot{M}_{trx}} \right)^2; \text{ sau } Z_{trx} = \left(\frac{\dot{M}_{trx}}{\dot{M}_{Cx}} \right) \cdot \sum Z_{Cx} \quad (4.2.78)$$

în care:

Z_{Cx} - sunt pierderile de sarcină locale pe circuitul corpului de încălzire [Pa];

Z_{trx} - pierderile de sarcină locale pe circuitul debitului de tranzit \dot{M}_{trx} , care nu traversează corpul de încălzire și care sunt preluate prin reglarea specifică a ARU;

\dot{M}_{Cx} - debitul masic de agent termic ce traversează circuitul corpului de încălzire:

$$\dot{M}_{Cx} = \frac{\Phi_{Cx}}{c_p \cdot \Delta T_x} \cdot 3600 \quad [\text{kg/h}] \quad (4.2.79)$$

în care:

Φ_{Cx} - reprezintă debitul de căldură al consumatorului [kW];
 $\Delta T_x = \theta_{in} - \theta_{ie}$; - diferența de temperatură a agentului termic, între temperatură de intrare și de ieșire din corpul de încălzire.

$$\dot{M}_{trx} = \dot{M}_T - \dot{M}_{Cx} \quad [\text{kg/h}] \quad (4.2.80)$$

în care:

$$\dot{M}_T = \frac{\Phi_T}{c_p \cdot \Delta T} \cdot 3600 \quad [\text{kg/h}] \quad (4.2.81)$$

Circuitele secundare ale corpului de încălzire echipate cu ARU au treapta de reglare stabilită în funcție de mărimile:

$$T_{RTX} = f(Z_{trx}; \dot{M}_{trx}) \quad (4.2.82)$$

Din tabelul 4.2.37 se observă că pentru consumatorul 4, care este tranzitat de întreg debitul de agent termic, $Z_{tr} = 0$ (circuitul secundar este închis complet).

□ pentru rețelele de conducte orizontale din oțel, de la ultimul nivel, diametrele și pierderile totale de sarcină, centralizate în tabelul 4.2.38, s-au stabilit în funcție de debitul de agent termic și viteza economică, în conformitate cu datele din tabelul 4.2.3. Coeficienții de rezistență locală din tabelul 4.2.39 au fost stabiliți ținând seama de configurația rețelei de distribuție (fig. 4.2.27), datele din tabelul 4.2.4 și cele referitoare la pierderile locale de sarcină pentru $\sum \xi = 1$ (tab. 4.2.5).

• verificarea rezultatelor se face luând în considerare condițiile de echilibru hidraulic, care depind de varianta de racordare a rețelei orizontale la coloanele de alimentare cu agent termic (fig. 4.2.27 c).

Astfel, pentru

a. racordare directă

$$H_{DC}^{min} < \sum_1^4 (RI + Z)_{CO} + \sum_5^9 (RI + Z)_{CV} < H_{DC}^{max} \quad [\text{Pa}],$$

în care:

H_{DC}^{min} și H_{DC}^{max} - sunt presiunile disponibile de la baza coloanelor, care în condițiile adoptării aceleiași rețele verticale ca la cele bitubulare au aceleași valori:

$$H_{DC}^{min} = 2376,27 \text{ Pa și respectiv}$$

$$H_{DC}^{max} = 3168,35 \text{ Pa};$$

$\sum_1^4 (RI + Z)_{CO}$ - este pierderea de sarcină pe tronsoanele conductelor orizontale monotub, prezentate în tabelul 4.2.38 care au două valori determinate de posibilitatea dimensionării diferite a tronsonului 1

pentru $Dn_1 = 3/4''$

$$\sum_1^4 (RI + Z)_{CO}^{max} = 2815,35 \text{ Pa},$$

pentru $Dn_1 = 1''$

$$\sum_1^4 (RI + Z)_{CO}^{min} = 1679,53 \text{ Pa},$$

$\sum_5^9 (RI + Z)_{CV}$ - este pierderea de sarcină pe tronsoanele conductelor coloanei de alimentare cu agent termic care în condițiile identității schemei adoptate cu cea din exemplul de la § 4.2.8.5.1 are valoarea:

$$\sum_5^9 (RI + Z)_{CV} = 938,09 \text{ Pa},$$

Analizând cele două variante de la tronsonul 1 privind diametrele conductelor rezultă că pentru $3/4''$ pierderile de sarcină:

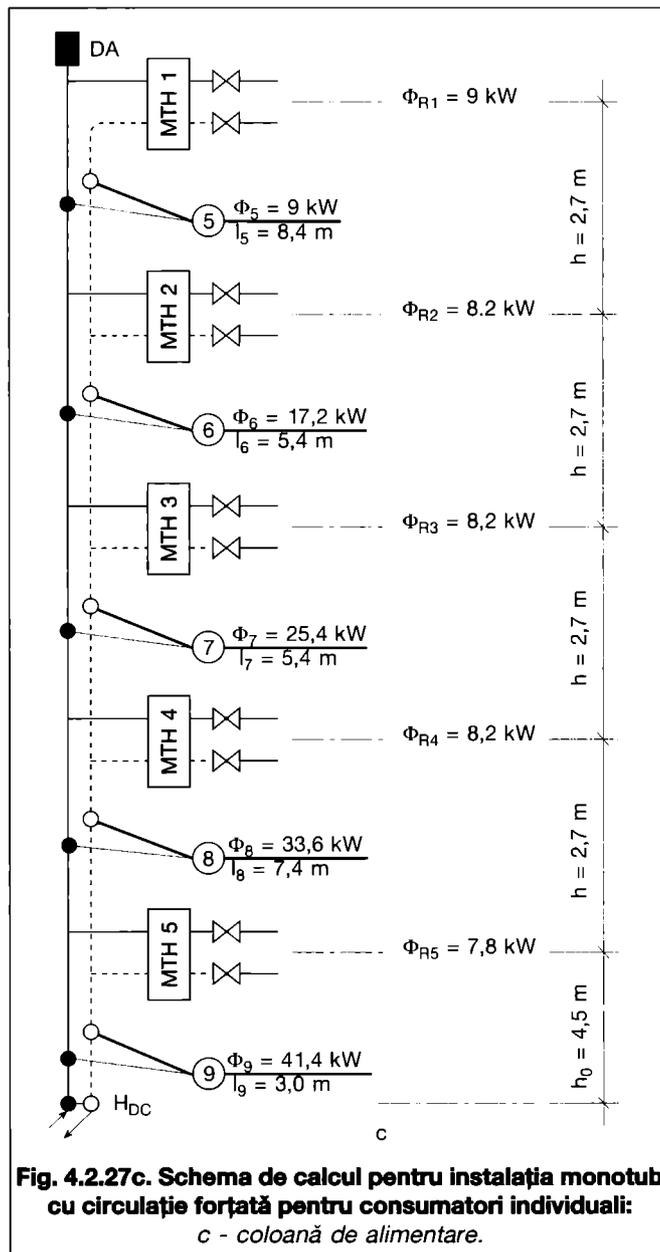


Fig. 4.2.27c. Schema de calcul pentru instalația monotub cu circulație forțată pentru consumatori individuali:
 c - coloană de alimentare.

$$\sum_1^4 (Rl + Z)_{CO} + \sum_5^9 (Rl + Z)_{CV} = 2815,35 + 938,09 = 3753,44 \text{ Pa,}$$

depășesc presiunea disponibilă maximă $H_{DC}^{max} = 3168,35 \text{ Pa}$
 Pentru diametrul de 1" este asigurată condiția de echilibru hidraulic
 $H_{DC}^{min} = 2376,27 < 1679,53 + 938,09 < H_{DC}^{max} = 3168,35 \text{ Pa.}$

b. racordare prin BEP:

$$H_{DC}^{min} < \sum_5^9 (Rl + Z)_{CV} + Z_{BEP} < H_{DC}^{max}$$

în care:

H_{DC}^{min} și H_{DC}^{max} - sunt presiunile disponibile de la baza coloanei de alimentare a MTH, corespunzător racordării cu BEP și au valorile:

$H_{DC}^{min} = 2257 \text{ Pa; } H_{DC}^{max} = 3009 \text{ Pa}$ (exemplul de la § 4.2.8.5.1)

$\sum_5^9 (Rl + Z)_{CV}$ - este pierderea de sarcină pe tronsoanele coloanei de alimentare a MTH care are aceeași valoare cu cea de la exemplul de la § 4.2.8.5.1 (tab. 4.2.19 C)

$$\sum_5^9 (Rl + Z)_{CV} = 2383,30 \text{ Pa,}$$

Condiția de echilibru hidraulic în acest caz este îndeplinită

$$H_{DC}^{min} = 2257 < \sum_5^9 (Rl + Z)_{CV} + Z_{BEP} = 2383,30 + Z_{BEP} < H_{DC}^{max} =$$

$$= 3009 \text{ Pa,}$$

Pierderile de sarcină ale circuitului orizontal se dimensionează la fel ca cel al racordării directe și sunt acoperite de o pompă de circulație care are următoarele caracteristici hidraulice:

- înălțimea de pompare

$$H_{PCO} = \sum_1^4 (Rl + Z)_{CO} = 2815,35 \text{ Pa,}$$

unde s-a considerat pe tronsonul 1 (tab. 4.2.38) diametrul de 3/4" întrucât pierderea de sarcină suplimentară poate fi acoperită de pompa de circulație.

- debitul pompei:

$$\dot{M}_{PCO} = \dot{M}_T = 387,35 \text{ kg/h,}$$

• circuitele orizontale corespunzătoare celorlalte niveluri (E3, E2, E1 și P) se dimensionează după aceeași metodologie, luând în considerare presiunile disponibile corespunzătoare fiecărui nivel, în funcție de modul de racordare a MTH la coloană. Astfel, pentru:

a. racordare directă (pentru conducte verticale tab. 4.2.19B)

$$H_D^{MTH2} = \sum_1^4 (Rl + Z)_{CO}^{min} + \sum_5^9 (Rl + Z)_{5-CV} - H_{Tm}^{etaj} =$$

$$= 1679,53 + 254,80 - 165,15 = 1769,18 \text{ Pa}$$

$$H_D^{MTH3} = \sum_1^4 (Rl + Z)_{CO}^{min} + \sum_5^6 (Rl + Z)_{CV} - 2 \cdot H_{Tm}^{etaj} =$$

$$= 1679,53 + 368,60 - 2 \cdot 165,15 = 1717,83 \text{ Pa}$$

$$H_D^{MTH4} = \sum_1^4 (Rl + Z)_{CO}^{min} + \sum_5^7 (Rl + Z)_{CV} - 3 \cdot H_{Tm}^{etaj} =$$

$$= 1679,53 + 600,35 - 3 \cdot 165,15 = 1784,43 \text{ Pa}$$

$$H_D^{MTH5} = \sum_1^4 (Rl + Z)_{CO}^{min} + \sum_5^8 (Rl + Z)_{CV} - 4 \cdot H_{Tm}^{etaj} =$$

$$= 1679,53 + 761,09 - 4 \cdot 165,15 = 1800,02 \text{ Pa}$$

în care:

$\sum_1^4 (Rl + Z)_{CO}^{min}$ - sunt pierderile de sarcină minime pe circuitul orizontal corespunzător diametrului $Dn1 = 1''$ (tab. 4.2.38).

$\sum_x^y (Rl + Z)_{CV}$ - sunt pierderile de sarcini pe tronsoanele conductelor verticale situate în zona superioară MTH_x (tab. 4.2.19B).

$$H_{Tm}^{etaj} = 0,5g \cdot h \cdot (\rho_i - \rho_d) = 0,5 \cdot 9,81 \cdot 2,70 \cdot 12,47 = 161,15 \text{ Pa.}$$

Dimensionarea circuitelor orizontale se face după metodologia prezentată pentru circuitul ultimului nivel.

Presiunea disponibilă obținută pentru fiecare nivel este consumată pentru acoperirea pierderilor de sarcină a racordurilor MTH_x la coloană, a pierderilor locale de sarcină în MTH_x și în rețeaua orizontală corespunzătoare nivelului.

b. racordare prin BEP (ptr. conducte verticale tab. 4.2.19, C)

$$H_D^{MTH2} = \sum_5^9 (Rl + Z)_{5-CV} - H_{Tm}^{etaj} = 620,50 - 165,15 = 455,35 \text{ Pa}$$

$$H_D^{MTH3} = \sum_5^6 (Rl + Z)_{CV} - 2 \cdot H_{Tm}^{etaj} = 998,50 - 2 \cdot 165,15 = 668,20 \text{ Pa}$$

Tabelul 4.2.38. Dimensionarea tronsoanelor rețelei orizontale și evaluarea pierderilor de sarcină, pentru rețeaua orizontală monotub și conducte din oțel (ex. 8)

Nr. tronson	Φ [kW]	l [m]	D [in]	v [m/s]	R [Pa/m]	Σξ	R · l [Pa]	Z [Pa]	Rl + Z [Pa]	Σ(Rl + Z) [Pa]
1	9	20,3	3/4	0,32	70	10,6	1421	530	1951	1951
			1	0,22	25	10,6	215,18	600	815,18	815,18
2	6,7	3,45	3/4	0,24	40	8,6	138	294,4	276	2227
3	4,6	3,85	3/4	0,22	35	9,6	134,75	230,4	365,15	2592,15
										1456,33
4	2,5	4	1/2	0,16	30	11,1	120	103,2	232,2	2815,35
										1679,53

Tabelul 4.2.39. Valoarea coeficienților de rezistență locală Σξ, pentru tronsoanele rețelei monotub orizontale și conducte din oțel (ex. 8)

Nr. tronson	Corp încălzire	ARU	Cpo	Curbe r/D = 4	v/v _x	TTS	TTI	Σξ
1	—	2 · 4 = 8	—	2 · 0,3 = 0,6	—	—	2 · 1 = 2	10,6
2	—	2 · 4 = 8	—	2 · 0,3 = 0,6	—	—	—	8,6
3	—	2 · 4 = 8	—	4 · 0,3 = 1,2	—	—	—	9,2
4	2,5	2 · 4 = 8	—	2 · 0,3 = 0,6	—	—	—	11,1

Tabelul 4.2.37. Valoarea rezistenței de reglare "Ztr", pentru armături cu racordare unică (ARU) la instalațiile orizontale monotub cu alimentare jos-jos și sus-jos (ex. 8)

Nr. tronson	ξ _{ARU}	ξ _{CI} ^H / ξ _{CI} ^{SJ}	Σξ _{JJ} / (Σξ _{SJ})	v _m [m/s]	Z _{CX} [Pa]	Ḣ _{trx} [kg/h]	Ḣ _{CX} [kg/h]	(Ḣ _{trx} /Ḣ _{CX}) ²	Z _{tr} [Pa]
1	4	2,5	6,5	0,16	80,78	189,47	198,086	0,91	75,51
	4	6,5	10,5	0,16	131,3				119,48
2	4	2,5	6,5	0,12	45,72	206,7	180,86	1,31	59,98
	4	6,5	10,5	0,12	78,86				103,3
3	4	2,5	6,5	0,12	45,72	206,7	180,86	1,306	59,71
	4	6,5	10,5	0,12	78,56				102,6
4	4	2,5	6,5	0,25	198,45	0	387,56	0	0
	4	6,5	10,5	0,25	320,57				0

$$H_D^{MTH4} = \sum_5^7 (Rl + Z)_{CV} - 3 \cdot H_{Tm}^{etaj} = 1646,5 - 3 \cdot 165,15 = 1151,05 \text{ Pa}$$

$$H_D^{MTH5} = \sum_5^8 (Rl + Z)_{CV} - 4 \cdot H_{Tm}^{etaj} = 2035,3 - 4 \cdot 165,15 = 1374,7 \text{ Pa}$$

Presiunea disponibilă obținută pentru fiecare nivel se consumă pentru acoperirea pierderilor de sarcină ale racordului BEP la coloană și a pierderilor de sarcină locale la nivelul MTH_x în care este inclusă BEP. Dacă este cazul se prevăd și organe de reglare care să disipeze excedentul de presiune, alegerea acestora făcându-se după metodologia indicată la exemplul de la § 4.2.8.5.1.

Circuitele orizontale ale celorlalte niveluri se dimensionează aplicând metodologia indicată la dimensionarea circuitului ultimului nivel. Pompa de circulație pe fiecare circuit se alege în funcție de caracteristicile respective (H_{PCO} și G_{PCO}).

□ pentru rețele de conducte orizontale din cupru, corespunzătoare ultimului nivel, diametrele și pierderile totale de sarcină centralizate în tabelul 4.2.40 s-au stabilit în funcție de debitul de agent termic și viteza economică, utilizând datele din tabelul 4.2.7. Coeficienții de rezistență locală centralizați în tabelul 4.2.41 s-au determinat în funcție de configurația rețelei de distribuție (fig. 4.2.27) ținând seama de datele din tabelul 4.2.4 și a celor referitoare la lungimea echivalentă a pierderilor locale de sarcină pentru $\Sigma \xi = 1$ (tab. 4.2.8).

• verificarea rezultatelor s-a făcut luând în considerare condițiile de echilibru hidraulic, care depind de varianta de racordare a rețelei orizontale la coloanele de alimentare cu agent termic.

Astfel, pentru:

a. racordare directă:

$$H_{DC}^{min} < \sum_1^4 (Rl + Z)_{CO} + \sum_5^9 (Rl + Z)_{CV} < H_{DC}^{max}$$

în care:

H_{DC}^{min} și H_{DC}^{max} - sunt presiunile disponibile de la baza coloanelor care în condițiile adoptării aceleiași rețele verticale, ca la cele bitubulare, au aceleași valori:

$$H_{DC}^{min} = 2376,27 \text{ Pa și respectiv } H_{DC}^{max} = 3168,35 \text{ Pa.}$$

$\sum_1^4 (Rl + Z)_{CO}$ - este pierderea de sarcină pe tronsoanele conductelor monotub, prezentate în tabelul 4.2.40 care au două valori determinate de posibilitatea dimensionării diferite a tronsonului 1, astfel:

$$\sum_1^4 (Rl + Z)_{CO}^{max} = 2575,03 \text{ Pa pentru } Dn_1 = 28 \times 1,5 \text{ mm,}$$

$$\sum_1^4 (Rl + Z)_{CO}^{min} = 1401,21 \text{ Pa pentru } Dn_1 = 35 \times 1,5 \text{ mm,}$$

$\sum_5^9 (Rl + Z)_{CV}$ - este pierderea de sarcină pe tronsoanele conductelor coloanei de alimentare cu agent

termic care în condițiile identității schemei adoptate cu cea din exemplul de la § 4.2.8.5.1 tabelul 4.2.21B are valoarea:

$$\sum_5^9 (Rl + Z)_{CV} = 1511,92 \text{ Pa}$$

Varianta cu tronsonul 1 cu diametru 28x1,5 mm conduce la pierderi de sarcină mai mari decât H_{DC}^{max} ,

$$\sum_1^4 (Rl + Z)_{CO} + \sum_5^9 (Rl + Z)_{CV} = 2575,03 + 1511,92 = 4086,95 > H_{DC}^{max} = 3168,35 \text{ Pa}$$

Condiția de echilibru hidraulic este asigurată pentru soluția cu diametru 35x1,5 mm pe tronsonul 1.

$$H_{DC}^{min} < 2376,23 < (1401,21 + 1511,92) = 2913,13 < H_{DC}^{max} = 3168,35 \text{ Pa.}$$

b. racordare prin BEP

$$H_{DC}^{min} < \sum_5^9 (Rl + Z)_{CV} + Z_{BEP} < H_{DC}^{max}$$

în care:

H_{DC}^{min} și H_{DC}^{max} - sunt presiunile disponibile de la baza coloanei de alimentare a MTH5, corespunzător racordării cu BEP și au valorile:

$$H_{DC}^{min} = 2257 \text{ Pa; } H_{DC}^{max} = 3009 \text{ Pa (ex. 6 de la § 4.2.8.5.1).}$$

$\sum_5^9 (Rl + Z)_{CV}$ - este pierderea de sarcină pe tronsoanele de conductă ale coloanei de alimentare a MTH, care are aceeași valoare ca în cea de la exemplul de la § 4.2.8.5.1 (tab. 4.2.21 C):

$$\sum_5^9 (Rl + Z)_{CV} = 2236,21 \text{ Pa}$$

Condiția de echilibru hidraulic

$$H_{DC}^{min} = 2257 < \sum_5^9 (Rl + Z)_{CV} + Z_{BEP} = 2236,21 + Z_{BEP} < H_{DC}^{max} = 3009 \text{ Pa.}$$

nefiind îndeplinită, se prevede un organ de reglare pe racordul BEP₁, a cărui rezistență locală:

$$Z_{RF}^{BEP1} = \frac{H_{DC}^{max} - H_{DC}^{min}}{2} = \frac{3009 - 2257}{2} = 376 \text{ Pa,}$$

iar relația de echilibru hidraulic devine:

$$H_{DC}^{min} < \sum_5^9 (Rl + Z)_{CV} + Z_{RF}^{BEP1} < H_{DC}^{max}$$

sau

$$H_{DC}^{min} = 2257 < 2236,21 + 376 = 2612,21 < H_{DC}^{max} = 3009 \text{ Pa}$$

Organul de reglare se alege fixând treapta de reglare

$$T_{RF}^{BEP1} = f(\dot{M}_{MTH1}, Z_{RF}^{BEP1})$$

Tabelul 4.2.40. Dimensionarea tronsoanelor rețelei orizontale și evaluarea pierderilor de sarcină, pentru rețeaua orizontală monotubulară și conducte din cupru (ex. 8)

Nr. tronson	Φ [kW]	Ḃ _T [kg/h]	l [m]	D · δ [mm]	v [m/s]	R [Pa/m]	Σξ	Σl _{ech} [m]	Σl [m]	R · Σl [Pa]	Σ(R · Σl) [Pa]
1	9	387,56	20,3	28 · 1,5	0,22	26	9,7	8,73	29,03	754,78	754,78
				35 · 1,5	0,135	8,5		10,18	30,48	259,08	259,08
2	6,7	387,56	3,45	22 · 1	0,34	75	4,7	3,52	6,97	522,75	1277,53
				28 · 1,5	0,215	27		4,14	7,59	204,93	464,01
3	4,6	387,56	3,85	22 · 1	0,34	75	5,4	4,05	7,9	592,5	1870,03
				28 · 1,5	0,215	27		4,75	8,6	232,2	696,21
4	2,5	387,56	4	22 · 1	0,34	75	7,2	5,4	9,4	705	2575,03
				22 · 1	0,34	75		5,4	9,4	705	1401,21

în care:

$$\dot{M}_{MTH1} = \frac{\sum \Phi_{cx}}{c_p \cdot \Delta T} = \frac{9}{4,18 \cdot 20} = 0,107 \text{ kg/s} \approx 387,56 \text{ kg/h,}$$

$$Z_{RF}^{BEP1} = 376 \text{ Pa.}$$

Pierderile de sarcină în circuitul orizontal sunt acoperite de o pompă de circulație, cu următoarele caracteristici hidraulice:

- înălțimea de pompare:

$$H_{PCO} = \sum_1^4 (Rl + Z)_{CO} = 2575,03 \text{ Pa}$$

unde pe tronsonul 1 (tab. 4.2.40) s-a considerat diametrul de 28x1,5 mm, deoarece pierderea de sarcină suplimentară poate fi acoperită de pompa de circulație, cu caracteristicile hidraulice:

- debitul pompei:

$$\dot{M}_{PCO} = \dot{M}_T = 387,56 \text{ [kg/h].}$$

• circuitele orizontale corespunzătoare celorlalte niveluri (E3, E2, E1 și P) se dimensionează utilizând aceeași metodologie, luând în considerare presiunile disponibile corespunzătoare fiecărui nivel, în funcție de modul de racordare a MTH la coloană. Astfel, pentru:

a. racordare directă pentru conducte verticale (tab. 4.2.21 B)

$$H_D^{MTH2} = \sum_1^4 (Rl + Z)_{CO}^{min} + \sum (Rl + Z)_{5-CV} - H_{Tm}^{etaj} = 1401,21 + 217,87 - 165,15 = 1453,93 \text{ Pa}$$

$$H_D^{MTH3} = \sum_1^4 (Rl + Z)_{CO}^{min} + \sum_5^6 (Rl + Z)_{CV} - 2 \cdot H_{Tm}^{etaj} = 1401,21 + 383,77 - 2 \cdot 165,15 = 1454,68 \text{ Pa}$$

$$H_D^{MTH4} = \sum_1^4 (Rl + Z)_{CO}^{min} + \sum_5^7 (Rl + Z)_{CV} - 3 \cdot H_{Tm}^{etaj} = 1401,21 + 716,77 - 3 \cdot 165,15 = 1622,53 \text{ Pa}$$

$$H_D^{MTH5} = \sum_1^4 (Rl + Z)_{CO}^{min} + \sum_5^8 (Rl + Z)_{CV} - 4 \cdot H_{Tm}^{etaj} = 1401,21 + 1321,57 - 4 \cdot 165,15 = 2062,18 \text{ Pa}$$

în care:

$\sum_1^4 (Rl + Z)_{CO}^{min}$ - sunt pierderile de sarcină minime pe circuitul orizontal corespunzător diametrului Dn1 = 35x1,5mm (tab. 4.2.40).

$\sum_x (Rl + Z)_{CV}$ - sunt pierderile de sarcini pe tronsoanele conductelor verticale situate în zona superioară MTH_x (tab. 4.2.21B).

$$H_{Tm}^{etaj} = 0,5g \cdot h \cdot (\rho_i - \rho_d) = 0,5 \cdot 9,81 \cdot 2,70 \cdot 12,47 = 161,15 \text{ Pa.}$$

Dimensionarea circuitelor orizontale se face după metodologia prezentată pentru circuitul ultimului nivel.

Presiunea disponibilă obținută pentru fiecare nivel este consumată pentru acoperirea pierderilor de sarcină a racordurilor MTH_x la coloană, a pierderilor locale de sarcină în MTH_x și în rețeaua orizontală corespunzătoare nivelului.

b. racordare prin BEP pentru conducte verticale (tab. 4.2.21 C)

$$H_D^{MTH2} = \sum (Rl + Z)_{5-CV} - H_{Tm}^{etaj} = 217,87 - 165,15 = 52,72 \text{ Pa}$$

$$H_D^{MTH3} = \sum_5^6 (Rl + Z)_{CV} - 2 \cdot H_{Tm}^{etaj} = 792,16 - 2 \cdot 165,15 = 461,86 \text{ Pa}$$

$$H_D^{MTH4} = \sum_5^7 (Rl + Z)_{CV} - 3 \cdot H_{Tm}^{etaj} = 1125,16 - 3 \cdot 165,15 = 629,71 \text{ Pa}$$

$$H_D^{MTH5} = \sum_5^8 (Rl + Z)_{CV} - 4 \cdot H_{Tm}^{etaj} = 1729,96 - 4 \cdot 165,15 = 1069,36 \text{ Pa}$$

Presiunea disponibilă obținută pentru fiecare nivel se consumă pentru acoperirea pierderilor de sarcină ale racordului BEP la coloană și a pierderilor de sarcină locale din MTH_x în amonte de BEP.

Circuitele orizontale ale celorlalte niveluri se dimensionează după metodologia indicată la circuitul de la ultimul nivel. Pompa de circulație pe fiecare circuit se alege în funcție de caracteristicile hidraulice (H_{PCO} și \dot{M}_{PCO}).

□ pentru rețele de conducte orizontale din materiale termoplastice tip Polymutan, corespunzătoare ultimului nivel, diametrele și pierderile totale de sarcină sunt centralizate în tabelul 4.2.42. Valorile au fost stabilite în funcție de debitul de agent termic și viteza economică, utilizând datele din tabelul 4.2.9. Coeficienții de rezistență locală centralizați în tabelul 4.2.43 s-au determinat în funcție de configurația rețelei de distribuție (fig. 4.2.27) ținând seama de datele din tabelul 4.2.4.

- verificarea rezultatelor s-a făcut luând în considerare

Tabelul 4.2.41. Valoarea coeficienților de rezistență locală Σξ, pentru tronsoanele rețelei monotubulare orizontale și conducte din cupru (ex. 8)

Nr. tronson	Corp încălzire	ARU	Cpo	Curbe r/D = 4	TTS	TTI	Robinet trecere	Σξ
1	—	2 · 2 = 4	—	2 · 0,35 = 0,7	—	—	2 · 2,5 = 5	9,7
2	—	2 · 2 = 4	—	2 · 0,35 = 0,7	—	—	—	4,7
3	—	2 · 2 = 4	—	4 · 0,35 = 1,4	—	—	—	5,4
4	2,5	2 · 2 = 4	—	2 · 0,35 = 0,7	—	—	—	7,2

Tabelul 4.2.43. Valoarea coeficienților de rezistență locală Σξ, pentru tronsoanele rețelei monotubulare orizontale și conducte tip Polymutan (ex. 8)

Nr. tronson	Corp încălzire	ARU	Cpo	Curbe r/D = 1,2	TTS	TTI	Robinet trecere	Σξ
1	—	2 · 4 = 8	—	2 · 0,3 = 0,6	—	—	2 · 1,5 = 3	11,6
2	—	2 · 4 = 8	—	2 · 0,3 = 0,6	—	—	—	8,6
3	—	2 · 4 = 8	—	4 · 0,3 = 1,2	—	—	—	9,2
4	2,5	2 · 4 = 8	—	2 · 0,3 = 0,6	—	—	—	11,1

Tabelul 4.2.42. Dimensionarea tronsoanelor rețelei orizontale și evaluarea pierderilor de sarcină, pentru rețeaua orizontală monotubulară cu conducte tip Polymutan (ex. 8)

Nr. tronson	Φ [kW]	\dot{V}_T [l/s]	l [m]	Dn [mm]	v [m/s]	R [Pa/m]	Σξ	Z [Pa]	R · l [Pa]	Rl + Z [Pa]	Σ(Rl + Z) [Pa]
1	9	0,107	20,3	25	0,19	28	11,7	203,31	568,4	771,71	771,71
				25	0,19	28		203,31	568,4	771,71	771,71
2	6,7	0,107	3,45	25	0,19	28	8,6	150,73	96,6	247,33	1019,04
				25	0,19	28		150,73	96,6	247,33	1019,04
3	4,6	0,107	3,85	20	0,31	87	9,2	429,24	334,95	769,19	1873,23
				25	0,19	28		161,24	107,8	269,04	1288,08
4	2,5	0,107	4	20	0,31	87	11,1	517,88	348	856,88	2640,11
				25	0,19	28		194,59	112	306,59	1594,62

condițiile de echilibru hidraulic care depind de varianta de racordare a rețelei orizontale la coloanele de alimentare cu agent termic. Astfel, pentru

a. racordare directă

$$H_{DC}^{min} < \sum_1^4 (RI + Z)_{CO} + \sum_5^9 (RI + Z)_{CV} < H_{DC}^{max}$$

în care:

H_{DC}^{min} și H_{DC}^{max} - sunt presiunile disponibile de la baza coloanelor, care în condițiile adoptării aceleiași rețele verticale, ca la cele bitubulare, au aceleași valori:

$H_{DC}^{min} = 2376,23$ Pa, respectiv $H_{DC}^{max} = 3168,35$ Pa.

$\sum_1^4 (RI + Z)_{CO}$ - este pierderea de sarcină pe tronsoanele conductelor monotub, prezentate în tabelul 4.2.42 cu două valori determinate de posibilitatea dimensionării diferite a tronsoanelor 3 și 4, astfel:

$$\sum_1^4 (RI + Z)_{CO}^{max} = 2640,11 \text{ Pa pentru } Dn_3 = Dn_4 = 20 \text{ mm,}$$

$$\sum_1^4 (RI + Z)_{CO}^{min} = 1594,62 \text{ Pa pentru } Dn_3 = Dn_4 = 25 \text{ mm.}$$

$\sum_5^9 (RI + Z)_{CV}$ - este pierderea de sarcină pe tronsoanele conductelor coloanei de alimentare cu agent termic care în condițiile identității schemei adoptate cu cea din exemplul de la § 4.2.8.5.1 are valoarea:

$$\sum_5^9 (RI + Z)_{CV} = 1272,17 \text{ Pa,}$$

Condiția de echilibru hidraulic este asigurată pentru soluția cu diametrul de 25 mm pe tronsonul 4:

$$H_{DC}^{min} = 2376,23 < 1594,62 + 1272,17 = 2866,79 < H_{DC}^{max} = 3168,35 \text{ Pa}$$

Varianta cu tronsonul 4 cu diametru 20 mm conduce la pierderi de sarcină mai mari decât H_{DC}^{max} .

$$\sum_1^4 (RI + Z)_{CO} + \sum_5^9 (RI + Z)_{CV} = 2640,11 + 1272,17 = 3912,28 > H_{DC}^{max} = 3168,35 \text{ Pa}$$

b. racordare prin BEP:

$$H_{DC}^{min} < \sum_5^9 (RI + Z)_{CV} + Z_{BEP} < H_{DC}^{max}$$

în care:

H_{DC}^{min} și H_{DC}^{max} - sunt presiunile disponibile de la baza coloanei de alimentare a MTH, corespunzător racordării cu BEP și au valorile:

$H_{DC}^{min} = 2257$ Pa, $H_{DC}^{max} = 3009$ Pa (exemplul de la § 4.2.8.5.1).

$\sum_5^9 (RI + Z)_{CV}$ - este pierderea de sarcină pe tronsoanele de conductă ale coloanei de alimentare a MTH, care are aceeași valoare cu cea din exemplul de la § 4.2.8.5.1 (tab. 4.2.23 C):

$$\sum_5^9 (RI + Z)_{CV} = 2581,73 \text{ Pa.}$$

Condiția de echilibru hidraulic:

$$H_{DC}^{min} = 2257 < \sum_5^9 (RI + Z)_{CV} + Z_{BEP} = 2581,73 + Z_{BEP} < H_{DC}^{max} = 3009 \text{ Pa}$$

este îndeplinită.

Pierderile de sarcină în circuitul orizontal sunt acoperite de o pompă de circulație, cu următoarele caracteristici hidraulice

- înălțimea de pompare:

$$H_{PCO} = \sum_1^4 (RI + Z)_{CO} = 2640,11 \text{ Pa}$$

unde s-a considerat că pe tronsonul 4 (tab. 4.2.42) diametrul de 20 mm, deoarece pierderea de sarcină suplimentară poate fi acoperită de pompa de circulație cu următoarele caracteristici hidraulice:

- debitul pompei:

$$M_{PCO} = M_T = 387,56 \text{ kg/h.}$$

- circuitele orizontale corespunzătoare celorlalte niveluri (E3, E2, E1 și P) se dimensionează utilizând aceeași metodologie, luând în considerare presiunile disponibile corespunzătoare fiecărui nivel, în funcție de modul de racordare a MTH la coloană.

Astfel, pentru:

a. racordare directă pentru conducte verticale (tab. 4.2.23 C)

$$H_D^{MTH2} = \sum_1^4 (RI + Z)_{CO}^{min} + \sum_5 (RI + Z)_{5-CV} - H_{Tm}^{etaj} = 1594,62 + 772,79 - 165,15 = 2202,26 \text{ Pa}$$

$$H_D^{MTH3} = \sum_1^4 (RI + Z)_{CO}^{min} + \sum_5^6 (RI + Z)_{CV} - 2 \cdot H_{Tm}^{etaj} = 1594,62 + 1327,28 - 2 \cdot 165,15 = 2591,60 \text{ Pa}$$

$$H_D^{MTH4} = \sum_1^4 (RI + Z)_{CO}^{min} + \sum_5^7 (RI + Z)_{CV} - 3 \cdot H_{Tm}^{etaj} = 1594,62 + 1709,47 - 3 \cdot 165,15 = 2808,64 \text{ Pa}$$

$$H_D^{MTH5} = \sum_1^4 (RI + Z)_{CO}^{min} + \sum_5^8 (RI + Z)_{CV} - 4 \cdot H_{Tm}^{etaj} = 1594,62 + 2371,67 - 4 \cdot 165,15 = 3305,69 \text{ Pa}$$

în care:

$\sum_1^4 (RI + Z)_{CO}^{min}$ - sunt pierderile de sarcină minime pe circuitul orizontal corespunzător diametrului $Dn_3 = Dn_4 = 25$ mm (tab. 4.2.42).

$\sum_x^y (RI + Z)_{CV}$ - sunt pierderile de sarcină pe tronsoanele conductelor verticale situate în zona superioară MTH_x (tab. 4.2.23 c).

$$H_{Tm}^{etaj} = 0,5 \cdot g \cdot h (\rho_i - \rho_o) = 0,5 \cdot 9,81 \cdot 2,70 \cdot 12,47 = 165,15 \text{ Pa}$$

Dimensionarea circuitelor orizontale se face după metodologia prezentată pentru circuitul ultimului nivel.

Presiunea disponibilă obținută pentru fiecare nivel este consumată pentru acoperirea pierderilor de sarcină a racordurilor MTH_x la coloană, a pierderilor locale de sarcină în MTH_x și a circuitelor orizontale corespunzătoare nivelului.

b. racordare prin BEP pentru conducte verticale (tab. 4.2.23 C)

$$H_D^{MTH2} = \sum_5 (RI + Z)_{5-CV} - H_{Tm}^{etaj} = 772,79 - 165,15 = 607,64 \text{ Pa}$$

$$H_D^{MTH3} = \sum_5^6 (RI + Z)_{CV} - 2 \cdot H_{Tm}^{etaj} = 1327,28 - 2 \cdot 165,15 = 996,98 \text{ Pa}$$

$$H_D^{MTH4} = \sum_5^7 (RI + Z)_{CV} - 3 \cdot H_{Tm}^{etaj} = 1709,47 - 3 \cdot 165,15 = 1214,02 \text{ Pa}$$

$$H_D^{MTH5} = \sum_5^8 (RI + Z)_{CV} - 4 \cdot H_{Tm}^{etaj} = 2371,67 - 4 \cdot 165,15 = 1711,07 \text{ Pa}$$

Presiunea disponibilă obținută pentru fiecare nivel se consumă pentru acoperirea pierderilor de sarcină ale racordului BEP la coloană și a pierderilor de sarcină locale la nivelul MTH_x în care este inclusă BEP.

Circuitele orizontale ale celorlalte niveluri se dimensionează după metodologia aplicată circuitului etajului de la ultimul nivel. Pompa de circulație pe fiecare circuit se alege în funcție de caracteristicile hidraulice (H_{PCO} și M_{PCO}).

4.3. Sisteme de încălzire cu abur de presiune joasă

Instalațiile de încălzire cu abur de presiune joasă sunt instalații închise utilizând ca agent termic aburul saturat cu presiunea maximă de 1,7 bar (0,7 bar suprapresiune). Principala caracteristică a acestor instalații este utilizarea vaporilor de apă ca agent termic transportor, ceea ce sporește substanțial capacitatea termică a acestui tip de instalații față de cele utilizând ca agent termic apa caldă.

Sarcina termică necesară la consumator se obține din transformarea unui anumit debit de abur în condensat și preluarea căldurii latente de vaporizare.

Sarcina termică Φ_{ab} [kW] transportată de un debit de abur este proporțională cu debitul de fluid \dot{M}_{ab} [kg/h] și cu căldura latentă de vaporizare r [kJ/kg], la presiunea de regim a instalației:

$$\Phi_{ab} = \dot{M}_{ab} \cdot r \quad [kW] \quad (4.3.1)$$

În tabelul 4.3.1 se găsesc caracteristicile termofizice ale aburului saturat la diferite presiuni.

Majoritatea instalațiilor care utilizează aburul de presiune joasă ca agent termic conțin următoarele componente:

- sursa termică (generatoare de abur de presiune joasă);
- sisteme de conducte pentru distribuție la aburului la consumatori;
- sisteme de conducte pentru preluarea condensatului de la consumatori;
- utilizatori (corpuri de încălzire, echipamente tehnologice etc.);
- sisteme de siguranță;
- sisteme de dezaerisire a conductelor de condensat;
- sisteme de reglare și control;
- accesorii.

4.3.1. Criterii privind utilizarea încălzirii cu abur de presiune joasă

Domeniul de utilizare al instalațiilor cu abur de presiune joasă este mai redus decât al celor cu apă caldă. Explicația constă în câteva caracteristici ale acestor instalații care generează fenomene nedorite și anume:

- *temperatura ridicată a agentului termic, peste 100 °C, care produce temperaturi ridicate ale suprafețelor corpurilor de încălzire. Acest fapt generează disconfort termic local și deteriorează calitatea aerului interior prin arderea prafului depus și intensificarea curenților convectivi;*
- *inerția termică redusă a instalației, ceea ce determină o funcționare continuă a generatoarelor de abur pentru acoperirea pierderile energetice ale clădirilor;*
- *imposibilitatea unei reglări calitative*

centrale, singura reglare posibilă fiind cea de debit. Această situație generează consumuri energetice nejustificate în perioadele cu temperaturi exterioare mai ridicate și solicită suplimentar cazanele prin porniri și opriri repetate;

- *corodarea echipamentelor și conductelor din oțel, în special, în sistemul de evacuare a condensatului în care circulă un amestec de apă, aer și uneori abur viu;*
 - *riscul funcționării defectuoase prin apariția unor dopuri de apă însoțite de zgomote pe conducte sau în corpurile de încălzire, consecințe ale unei proiectări sau execuții defectuoase, precum și a vitezelor mari ale aburului în conducte;*
 - *riscul scăpărilor de abur prin conductele de dezaerisire ale sistemului de evacuare a condensatului. Acest fenomen nedorit se manifestă în situația în care la nivelul consumatorilor (corpuri de încălzire, echipamente tehnologice etc.), aburul nu se transformă integral în condensat și nu sunt montate dispozitive speciale în acest scop pe conducta de evacuare a condensatului.*
- Această soluție poate fi adoptată în cazul existenței unei rețele de abur tehnologic ca sursă de abur sau atunci când execuția unei rețele de apă caldă sau fierbinte este neeconomică. Alegerea sistemului de încălzire cu abur de presiune joasă se face ținând cont de următoarele criterii:
- *puterea termică necesară;*
 - *sursa sau generatorul de abur disponibil;*
 - *tipul de consumator (civil sau industrial);*
 - *amplasarea consumatorilor în clădiri și a clădirilor în raport cu sursa termică;*
 - *posibilitățile de colectare a condensatului etc.*

În acest sens se recomandă următoarele soluții generale:

- a) pentru clădiri izolate, fără desfășurare mare în plan, având pierderi energetice reduse și centrală termică proprie, este indicată utilizarea sistemelor cu întoarcerea liberă a condensatului la cazane.
- b) pentru clădiri mari sau ansambluri de clădiri, se recomandă instalații de încălzire cu abur de presiune joasă cu colectarea condensatului în rezervoare intermediare și pomparea acestuia în cazane.

4.3.2. Particularități ale instalațiilor cu abur la presiune joasă

Sistemele de încălzire cu abur de presiune joasă pot fi clasificate după anumite criterii, astfel:

- după numărul de conducte care alimentează corpurile de încălzire: *monotub și bitub;*
- după modul de întoarcere a condensatului la cazane: *întoarcere liberă și întoarcere prin pompare;*
- după modul în care se face distribuția aburului la consumatori: *distribuție superioară și distribuție inferioară;*
- după poziția conductei de întoarcere a condensatului la cazane în raport cu nivelul de presiune al instalației: *condensat neîncat și condensat încat.*

În majoritatea instalațiilor de încălzire cu abur de presiune joasă se folosesc sistemele bitub. Instalațiile mici pot fi proiectate uneori în sistem monotub. În acest caz aburul și condensatul circulă pe aceeași conductă (fig 4.3.1).

Alegerea schemei de distribuție, superioară sau inferioară, se face ținând seama de structura clădirii și de posibilitățile existente privind pozarea conductelor de abur și de condensat astfel încât să se asigure pantele necesare precum și montarea separatoarelor de

Tabelul 4.3.1. Proprietățile apei și aburului în stare de saturație în funcție de presiune

θ [°C]	P [bar]	V'' [m ³ /kg]	ρ'' [kg/m ³]	r [kJ/kg]	θ [°C]	P [bar]	V'' [m ³ /kg]	ρ'' [kg/m ³]	r [kJ/kg]
80	0,47	3,41	0,29	2309	130	2,70	0,67	1,50	2174
90	0,70	2,36	0,43	2283	135	3,13	0,58	1,72	2159
100	1,01	1,67	0,60	2257	140	3,61	0,57	1,97	2144
105	1,21	1,42	0,71	2244	145	4,16	0,45	2,24	2129
110	1,43	1,21	0,83	2230	150	4,78	0,39	2,55	2113
115	1,69	1,04	0,97	2216	155	5,43	0,35	2,89	2097
120	1,98	0,89	1,12	2202	160	6,20	0,31	3,26	2081
125	2,32	0,77	1,30	2188	165	7,00	0,27	3,67	2065

condensat. Pentru conductele de abur se recomandă, pe cât posibil, o pantă de montare care să determine scurgerea condensatului format datorită răcirii în conducte, în același sens cu mișcarea aburului. În cazul montării în contrapantă, datorită vitezei mari de curgere a aburului în conducte (15...40 m/s), dopurile de apă formate prin condensare sunt lovite puternic de pereții conductelor și la schimbările de direcție. Acest fenomen provoacă zgomote puternice și introduce rezistențe hidraulice importante care uneori blochează funcționarea corectă a unor porțiuni din instalație. Din aceste motive, în cazurile în care nu se poate evita montarea conductelor în contrapantă se recomandă ca viteza aburului să nu depășească 10 m/s, iar lungimea acestei porțiuni se limitează pe cât posibil.

La instalațiile cu distribuție superioară, fig. 4.3.2, racordarea coloanelor se face printr-o legătură de tip „pipă” la partea superioară a conductei de distribuție, evitându-se astfel pătrunderea condensatului în corpurile de încălzire.

La instalațiile cu distribuție inferioară, fig. 4.3.3, pot fi particularizate trei situații:

- a - coloană racordată direct la conducta de distribuție a aburului și la conducta de colectare a condensatului;
- b - coloană racordată într-un punct de rupere de pantă a conductei de distribuție abur prevăzută cu separator de condensat;
- c - coloană de capăt, echipată cu separator de condensat.

Rețeaua de distribuție a aburului din planul orizontal poate fi arborescentă simplă sau complexă. Aceasta se montează cu o pantă de 3...5 % pe direcția de alimentare a consumatorilor, astfel încât circulația aburului și a condensatului format datorită răcirii pe conducte să fie în același sens. Pentru rețelele de distribuție mari, desfășurate mult în plan, o pantă continuă conduce la diferențe de nivel inacceptabile. Din acest motiv se practică ruperile de pantă prevăzute cu separatoare de condensat (fig. 4.3.4). Ramificațiile sunt echipate, de asemenea, cu dispozitive de capăt pentru colectarea condensatului. Separatoarele de condensat utilizate în instalațiile de încălzire cu abur de presiune joasă pot fi, după caz, sifoane de condensat sau alte dispozitive de separare a condensatului ca, de exemplu, oale de condensat de diferite tipuri.

Sifoanele de condensat sunt dispozitive simple care asigură eliminarea sigură a condensatului fără scăpări de abur, fiind recomandate ori de câte ori există disponibilul de înălțime pentru a fi montate. Acest lucru este posibil, în general, la instalații cu suprapresiunea de regim de până la 0,3 bar. Sifoanele de con-

densat se confecționează din țevă rotundă. Mărimea găzii hidraulice a sifonului este calculată în funcție de presiunea de regim a cazanului și asigură evacuarea condensatului format pe conductele de abur fără riscul de a pierde abur din instalație (cap. 4.3.6).

4.3.3. Racordarea corpurilor de încălzire

Montarea corpurilor de încălzire în sistemele alimentate cu abur de presiune joasă respectă, în principiu, recomandările generale privind amplasarea corpurilor de încălzire și anume: STAS 1676, STAS 11247/1, STAS 11247/2, STAS 11247/3, STAS 11247/4.

În ceea ce privește racordarea corpurilor de încălzire, în instalațiile alimentate cu abur de presiune joasă, apar unele particularități, astfel:

- la instalațiile bitubulare cu distribuție superioară racordarea corpurilor de încălzire la coloane se poate face în

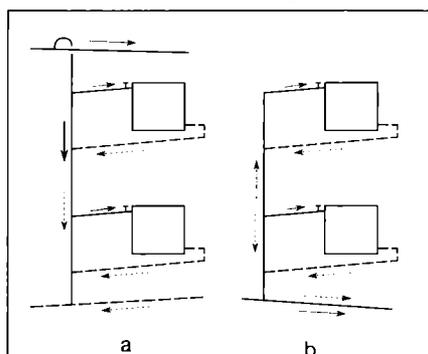


Fig. 4.3.1. Racordarea corpurilor de încălzire în sisteme monotub:

- a - distribuție superioară;
 - b - distribuție inferioară.
- abur --- condensat

pantă (fig. 4.3.2 a, b) sau în contrapantă (fig. 4.3.2 c) cu condiția ca la corpurile de încălzire cel mai jos amplasate, racordarea să fie făcută în pantă, pentru a da posibilitatea evacuării condensatului format pe coloana de abur;

- la instalațiile bitubulare cu distribuție inferioară, racordarea corpurilor de încălzire la coloane se face numai în contrapantă, atât pentru racorduri unilaterale (fig.4.3.3 a₁, c) cât și în varianta racordării mai multor corpurile de încălzire (fig. 4.3.3 a₂, b). Acest tip de racord trebuie respectat pentru a evita umplerea cu apă a racordurilor în cazul închiderii robinetului de reglare și pentru a evita pericolul de îngheț;
- racordurile corpurilor de încălzire la conductele de colectare a condensa-

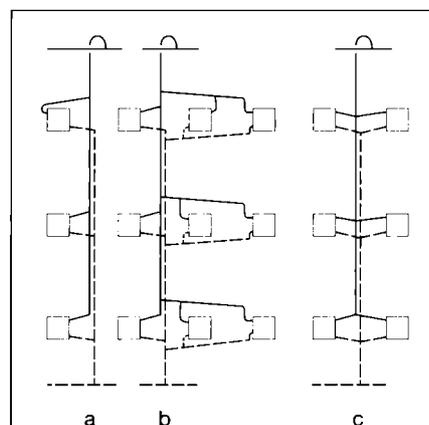


Fig. 4.3.2. Sisteme de distribuție și de racordare a corpurilor de încălzire la coloanele instalațiilor bitub cu distribuție superioară:

- a - racordare unilaterală, în pantă;
- b - racordare multiplă, în pantă;
- c - racordare bilaterală în contrapantă.

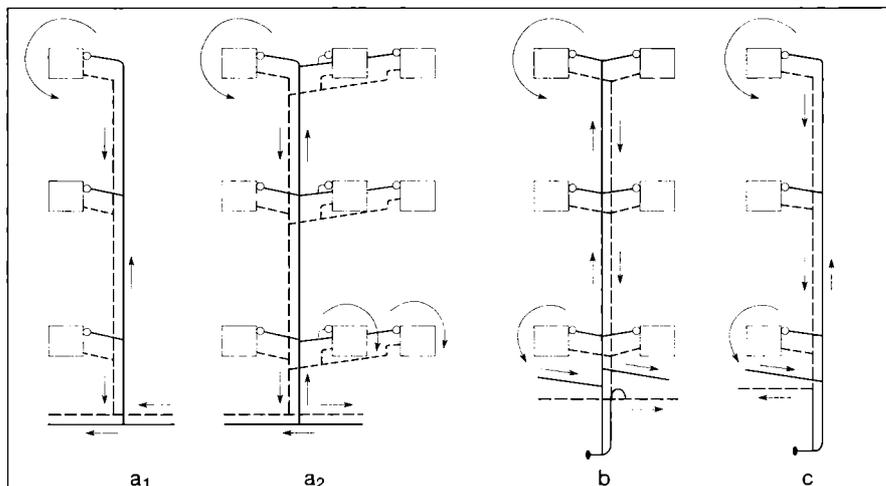


Fig. 4.3.3. Sisteme de distribuție și de racordare a corpurilor de încălzire la coloanele instalațiilor bitubulare cu distribuție inferioară:

- a - coloane racordate la conductele de distribuție;
- a₁ - racordare unilaterală; a₂ - racordare multiplă; b - coloană racordată în punctul de rupere de pantă; c - coloană racordată în capătul rețelelor de distribuție.

tului sunt prevăzute cu dispozitive de tipul separatoarelor de condensat, mufe sau teuri de reglare. Aceste armături sunt necesare pentru a transforma debitul de abur necondensat la consumator în lichid și a evita astfel pierderile de abur prin conductele de evacuare a condensatului;

- la instalațiile de încălzire monotubulare cu distribuție superioară sau inferioară, corpurile de încălzire se racordează la coloane prin conducte legate pe la partea inferioară ca în fig. 4.3.1.

4.3.4. Instalații cu întoarcerea condensatului prin cădere liberă

Instalațiile de încălzire cu abur sunt instalații închise sub presiune. Nivelul de presiune NP din instalație este dictat de cerințele consumatorilor și de pierderile de sarcină din instalație și se menține cu ajutorul dispozitivelor de siguranță hidraulice (DSH) sau a supapelor de siguranță. Când instalația este rece (nu funcționează), nivelul apei din instalație corespunde cu nivelul apei din cazan NA, iar nivelul de presiune NP este același cu nivelul apei. Când instalația este în funcțiune, nivelul de presiune NP, se ridică peste nivelul apei din cazan, la o cotă echivalentă cu presiunea de regim. Pentru a se evacua aerul din conducta de condensat, fără riscul de a pierde și apă, dezaerisirea acesteia se face peste nivelul de siguranță al instalației NS, care se consideră cu 200...300 mm deasupra nivelului de presiune NP.

Sistemele cu întoarcerea condensatului la cazan prin cădere liberă sunt instalații în care debitul de apă rezultat din transformarea aburului în condensat este evacuat gravitațional, continuu, în cazan. Aceste sisteme sunt recomandate ori de câte ori ansamblul cazan-conducte-consumatori se află în aceeași clădire și corpurile de încălzire pot fi montate deasupra nivelului de presiune al instalației. În anumite cazuri, când topografia terenului permite se amplasează conducte de condensat cu pantă continuă către centrala termică. Se poate utiliza acest sistem și pentru ansambluri de clădiri cu desfășurare limitată, beneficiind astfel de economii importante în investiție și exploatare.

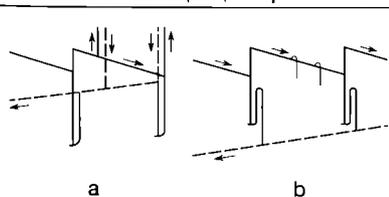


Fig. 4.3.4. Montarea separatoarelor de condensat tip „sifon“:
a - distribuție inferioară;
b - distribuție superioară.

După posibilitățile de montare a conductei de colectare a condensatului în raport cu nivelul de presiune al instalației pot fi menționate două variante:

- sisteme cu conducta de colectare a condensatului montată sub nivelul apei din cazan, în acest caz aceasta fiind înneacă;
- sisteme cu conducta de colectare a condensatului montată deasupra nivelului de presiune al instalației, conducta de condensat fiind neînneacă.

4.3.4.1 Instalații cu conducte de condensat sub nivelul de presiune

Sistemele de încălzire cu abur de presiune joasă cu conducte de condensat înnecate se caracterizează prin cota de montare a conductei principale de colectare a condensatului sub nivelul apei din cazan (fig. 4.3.5). Trebuie evitată situația în care conducta princi-

pală de colectare a condensatului se montează între nivelul apei din cazan NA și nivelul de presiune NP, deoarece există riscul ca la intrarea în funcțiune a instalației cazanul să se golească de apă, umplându-se însă rețeaua principală de colectare a condensatului. Evacuarea condensatului din punctele de rupere de pantă și din zonele de capăt ale conductei principale de distribuție a aburului se face direct în conducta de colectare a condensatului fără a fi utilizate sifoane de condensat.

Evacuarea aerului din instalație se realizează prin legături cu atmosfera deasupra nivelului de siguranță NS, printr-o conductă generală racordată la baza coloanelor de preluare a condensatului sau prin aerisiri individuale. Sistemul de distribuție a aburului în instalație, utilizând această schemă, poate fi în varianta superioară sau inferioară.

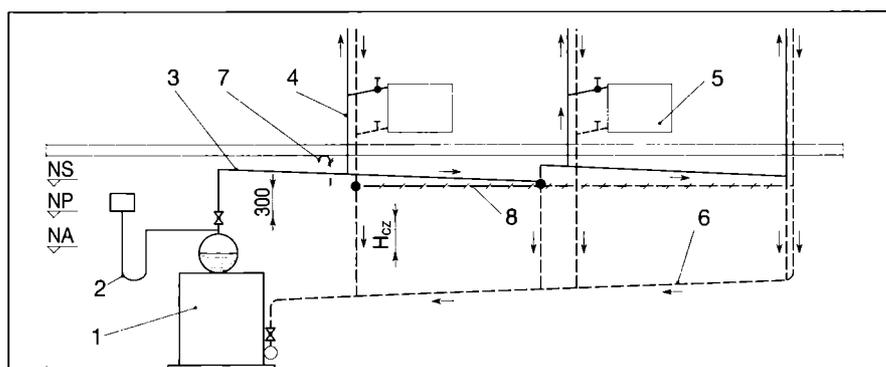


Fig. 4.3.5. Instalație de încălzire cu întoarcerea condensatului prin cădere liberă și conductă de condensat înneacă:

- 1 - cazan; 2 - dispozitiv de siguranță hidraulic; 3 - distribuție abur; 4 - coloană; 5 - corp de încălzire; 6 - conductă de condensat înneacă; 7 - dezaerisirea conductei de condensat; 8 - conductă de colectare aer.

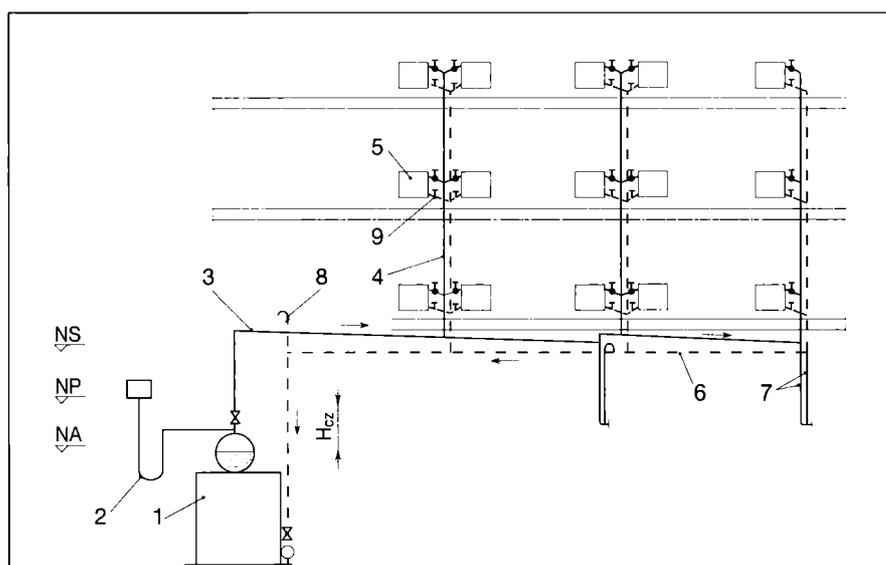


Fig. 4.3.6. Instalație de încălzire cu distribuție inferioară și conductă de colectare a condensatului neînneacă:

- 1 - 5 - au semnificația de la fig. 4.3.5; 6 - colectare condensat; 7 - sifon de condensat; 8 - dezaerisirea conductei de condensat; 9 - armătură de reglare.

4.3.4.2 Instalații cu conducte de condensat peste nivelul de presiune

Sistemul de instalații se caracterizează prin poziționarea conductei principale de colectare a condensatului peste nivelul de siguranță NS. Distribuția aburului la consumatori poate fi inferioară sau superioară, în funcție de configurația clădirii.

În varianta distribuției inferioare (fig. 4.3.6), la ruperea de pantă și la capete de ramificație, se montează sifoane de condensat. Întrucât mărimea acestora reprezintă echivalentul presiunii de regim a cazanului, utilizarea instalațiilor cu distribuție inferioară și conductă de colectare a condensatului neîneacă este limitată de înălțimea subsolului și de posibilitățile locale de adâncire a acestora în zona sifoanelor de condensat.

O instalație cu conductă de colectare a condensatului neîneacă și distribuție superioară este prezentată în fig. 4.3.7. În acest caz sifoanele de colectare a condensatului se montează la partea superioară și se racordează la conducta inferioară de colectare a condensatului.

Sistemul prezintă aceleași inconveniente privind montarea sifoanelor de condensat ca și varianta anterioară. Ca urmare, instalațiile de încălzire cu abur de presiune joasă având conducta de colectare a condensatului neîneacă au un domeniu limitat de utilizare, până la presiuni de regim de 1,15 ... 1,30 bar (suprapresiune 0,15 ... 0,30 bar).

4.3.5. Instalații cu întoarcerea condensatului prin pompă

De cele mai multe ori centralele termice cu abur de presiune joasă alimentează ansambluri de clădiri și consumatori de la care condensatul nu poate fi recuperat la cazan prin cădere liberă. În aceste situații se utilizează scheme tehnologice care prevăd colectarea condensatului prin curgere liberă, în rezervoare speciale, de unde este aspirat și introdus în cazane cu ajutorul pompelor (§ 5.4).

4.3.6. Dimensionarea sifoanelor de condensat

Sifoanele de condensat sunt confecționate din teavă cu diametre diferite. Pentru sifoanele montate pe conducte (fig. 4.3.8), diametrul țevii din care se confecționează sifonul de condensat se alege în funcție de lungimea conductei de abur l din care se elimină condensatul, astfel:

l [m]	< 50	50 ... 100	> 100
D [in]	1/2	3/4	1

În cazul sifoanelor de condensat care echează diverși consumatori (aparate tehnologice, schimbătoare de căldură etc.), diametrul d al sifoanelor de condensat trebuie să asigure evacuarea continuă a condensatului format, la același debit ca și cel din aparat. Ca urmare, diametrul sifonului de condensat este același cu cel al conductei de evacuare din aparat. Înălțimea teoretică h_t a sifonului de condensat trebuie să corespundă presiunii

aburului în punctul de racordare a acestuia la instalație:

$$h_t = H_{cz} - \Sigma(Rl + Z)_c \quad [\text{Pa}] \quad (4.3.2)$$

în care:

$\Sigma(Rl + Z)_c$ - este pierderea de sarcină în conductă, de la cazan la sifonul respectiv [Pa];

H_{cz} - presiunea aburului în cazan [Pa].

Pentru siguranță, în caz de suprapresiuni accidentale, sifoanele se montează având o înălțime practică h_p mai mare cu circa 5000 Pa decât presiunea de regim a cazanului, exprimată în Pa:

$$h_p = H_{cz} + 5000 \quad [\text{Pa}] \quad (4.3.3)$$

4.3.7. Calculul hidraulic al conductelor

Instalațiile de încălzire cu abur de presiune joasă conțin rețele de conducte care transportă fluide diferite și anume, abur și condensat. Datorită proprietăților termofizice diferite, cele două tipuri de conducte se dimensionează separat. Calculul hidraulic are drept scop stabilirea diametrelor conductelor de alimentare cu abur și evacuare a condensatului.

4.3.7.1 Dimensionarea conductelor de abur

Calculul de dimensionare a conductelor de abur are la bază ecuația generală a pierderilor de sarcină pe un tronson de conductă și anume:

$$\Delta p = \Delta p_d + \Delta p_l \quad [\text{Pa}] \quad (4.3.4)$$

sau:

$$\Delta p = Rl + Z = \frac{v^2}{2} \rho \left(\frac{\lambda l}{D} + \Sigma \xi \right) \quad [\text{Pa}] \quad (4.3.5)$$

unde:

Δp_d - este pierderea de sarcină distribuită [Pa];

Δp_l - pierderea de sarcină locală, [Pa];

v - viteza fluidului pe tronson m/s;

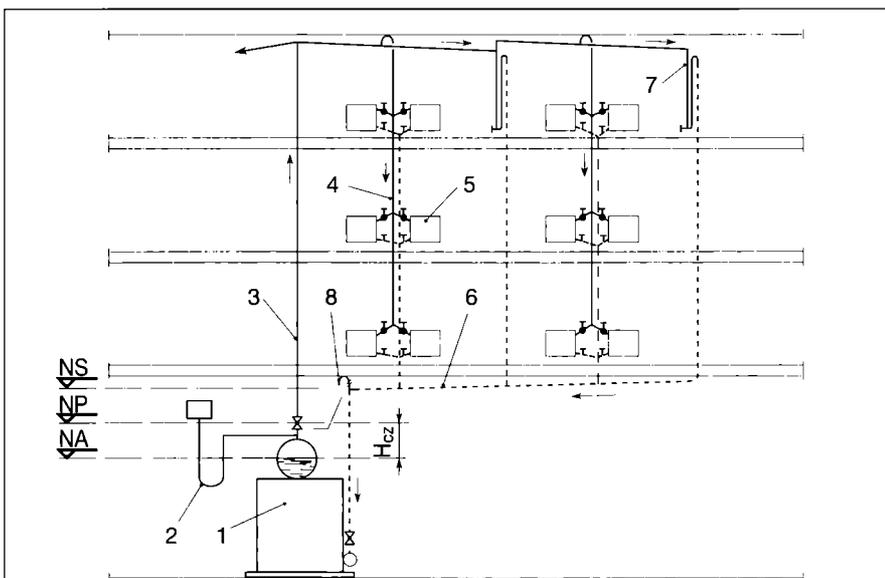


Fig. 4.3.7. Instalație de încălzire cu distribuție superioară și conductă de colectare a condensatului neîneacă:

1 - 5 - au semnificația de la fig. 4.3.5; 6 - conductă de colectare a condensatului; 7 - sifon de condensat; 8 - aerisire.

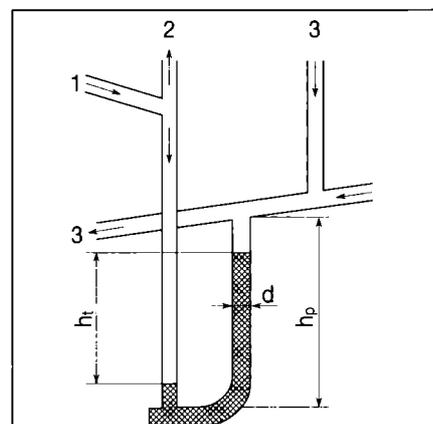


Fig. 4.3.8. Caracteristicile constructive ale sifoanelor de condensat:

1 - distribuție abur; 2 - coloană;

3 - condensat;

h_p - înălțime practică;

h_t - înălțime teoretică.

R - pierderea de sarcină liniară unitară [Pa/m];

Z - pierderea de sarcină locală [Pa].

Pierderea de sarcină totală Δp_T în cazul unei rețele de conducte formate din n tronsoane este:

$$\Delta p_T = \sum (Rl + Z) \quad [\text{Pa}] \quad (4.3.6)$$

Făcând transformările corespunzătoare în ecuația 4.3.5, relația de calcul generală care stă la baza alegerii diametrelor conductelor are forma următoare:

$$\Delta p = 6,25 \cdot 10^4 \cdot \frac{M_{ab}^2}{D^4 \rho_{ab}} \left(\frac{\lambda l}{D} + \sum \xi \right) \quad [\text{Pa}] \quad (4.3.7)$$

unde:

$M_{ab} = \Phi_{ab}/r$ - este debitul de abur pe tronson [kg/h];

Φ_{ab} - debit de căldură pe tronson [kW];

r - căldura latentă de vaporizare [kJ/kg];

ρ_{ab} - densitatea aburului [kg/m³];

λ - coeficientul lui Darcy;

l - lungimea tronsonului de conduct [m];

D - diametrul conductei [m];

$\sum \xi$ - coeficientul pierderii de sarcină locală.

Considerând în intervalul de presiune $p_{ab} = 1,1 \dots 1,7$ bar o valoare medie a densității aburului ρ_{ab} și a căldurii latente de vaporizare r , ecuația 4.3.7 devine:

$$\Delta p = 7 \cdot 10^{-2} \frac{\Phi_{ab}^2}{D^4} \left(\frac{\lambda l}{D} + \sum \xi \right) \quad [\text{Pa}] \quad (4.3.8)$$

În această ecuație pierderea de sarcină liniară unitară este:

$$R = 7 \cdot 10^{-2} \frac{\Phi_{ab}^2}{D^5} \lambda \quad [\text{Pa/m}] \quad (4.3.9)$$

pe baza căreia s-a întocmit tabelul 4.3.2.

Pierderea de sarcină locală se calculează cu relația:

$$Z = \frac{v^2}{2} \cdot \rho_{ab} \cdot \sum \xi \quad [\text{Pa}] \quad (4.3.10)$$

Utilizând această ecuație, pentru ușurința dimensionării conductelor, s-a întocmit tabelul 4.3.3, pentru viteze diferite și $\sum \xi = 1$.

Alegerea diametrelor conductelor de distribuție a aburului trebuie să limiteze vitezele de transport al acestui fluid pe tronsoane la valorile maxime admisibile indicate în tabelul 4.3.4.

Algoritmul de calcul prezintă următoarele etape:

- se stabilește schema de distribuție a aburului și soluția pentru colectarea condensatului de la consumatori;
- se stabilește circuitul consumatorului cel mai dezavantajat (ca poziție față de sursă și ca încărcare termică);
- se calculează presiunea disponibilă pentru transportul aburului la consumator H_d cunoscând presiunea de regim a cazanului H_{cz} și presiunea disponibilă necesară la consumator H_c :

$$H_d = H_{cz} - H_c \quad [\text{Pa}] \quad (4.3.11)$$

Presiunea H_c este indicată de furnizorul echipamentului. Cu titlu informativ, pentru:

- corpuri de încălzire de tipul: radiatoare, convectoare, registre și serpentine, $H_c = 2000$ Pa;
- baterii de încălzire, schimbătoare

de căldură, $H_c = 3000 \dots 4000$ Pa. - se stabilesc diametrele preliminare ale conductelor de abur:

- în funcție de pierderea de sarcină liniară unitară medie R_m , când se cunoaște presiunea disponibilă, H_d ;

Tabelul 4.3.3. Pierderile de sarcină locale $Z = \sum \xi \cdot \rho \cdot (v^2/2)$ pentru $\sum \xi = 1$ în conductele alimentate cu abur de presiune joasă

Viteza aburului v [m/s]	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	12	14	16	18	20
Z [Pa]	0,3	1,3	2,9	5	8	12	16	20	25	32	46	63	82	104	128
Viteza aburului v [m/s]	22	24	26	28	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80
Z [Pa]	155	184	216	251	288	392	512	648	800	968	1150	1350	1570	1800	2050

Tabelul 4.3.2. Pierderile de sarcină liniare unitare R în conducte drepte alimentate cu abur de presiune joasă

A.		Tevi din oțel obișnuit pentru instalații					
Diametrul	Tipul țevii	3/8	1/2	3/4	1	1 1/4	1 1/2
	Nominal [in] Interior [mm]	12,25	15,75	21,25	27	35,75	41,25
R [Pa/m]		Φ - debitul de căldură [kW] v - viteza aburului [m/s]					
1	2	3	4	5	6	7	8
5	Φ v	—	—	—	2,62 3	5,65 4	8,35 4
8	Φ v	—	—	1,76 3	3,43 4	7,37 5	10,90 8
12	Φ v	—	0,08 4	2,24 4	4,30 5	9,25 6	13,60 7
18	Φ v	0,63 4	1,24 4	2,81 6	5,42 7	11,60 8	17,10 9
24	Φ v	0,73 4	1,47 5	3,33 7	6,37 8	13,60 10	20,10 10
30	Φ v	0,83 5	1,65 8	3,77 7	7,21 9	15,30 10	22,70 12
40	Φ v	0,98 6	1,95 7	4,41 9	8,46 10	18,00 12	26,60 14
50	Φ v	1,11 7	2,22 8	4,99 10	9,57 12	20,50 14	30,00 16
60	Φ v	1,23 7	2,45 9	5,52 10	10,60 12	22,60 16	33,10 18
80	Φ v	1,45 9	2,87 10	6,49 12	12,30 16	26,40 18	38,60 20
120	Φ v	1,83 10	3,61 12	8,12 16	15,50 18	32,80 22,50	47,90 25
180	Φ v	2,28 14	4,50 16	10,10 20	19,30 22,50	40,80 27,50	59,60 30
240	Φ v	2,66 16	5,28 18	11,70 22,50	22,40 27,50	47,40 35	69,40 35
300	Φ v	3,00 18	5,93 22,50	13,40 27,50	25,20 30	53,50 37,50	78,10 40

Tabelul 4.3.4. Viteze maxime admisibile în conductele instalațiilor cu abur de presiune joasă

Diametrul conductei [in] [mm]	Viteza maximă a aburului, [m/s]			
	Aburul în același sens cu condensatul		Aburul în sens contrar cu condensatul	
	Conducte orizontale	Conducte verticale	Conducte orizontale	Conducte verticale
1/2	14	20	2	4
3/4	18	22	2,5	5
1	22	25	4	6
1 1/4	25	30	5	8
1 1/2	30	35	6	9
57 x 3	35	40	7	11
83 x 3,5	40	50	12	14

Tabelul 4.3.2. (continuare) Pierderile de sarcină liniară unitară R în conducte drepte alimentate cu abur de presiune joasă

B.	Tipul țevii	Țevi pentru construcții					
Diametrul	Nominal [mm]	57 x 3	70 x 3,5	76 x 3,5	89 x 3,5	108 x 4	159 x 5
	Interior [mm]	51	63	69	82	100	149
R [Pa/m]		Φ - debitul de căldură [kW] v - viteza aburului [m/s]					
1	2	3	4	5	6	7	8
5	Φ	15,20	27,40	35,00	54,50	92,70	271
	v	5	6	6	7	8	10
8	Φ	19,90	35,70	45,40	70,60	120	350
	v	7	8	8	9	10	14
12	Φ	24,90	44,70	56,70	88,40	150	435
	v	8	10	10	12	14	18
18	Φ	31,00	55,80	70,90	110	187	541
	v	10	12	12	14	16	22,50
24	Φ	36,50	65,40	82,90	129	217	631
	v	12	14	16	16	20	25
30	Φ	41,20	73,70	93,60	145	245	710
	v	14	16	18	20	22,50	27,50
40	Φ	48,10	85,90	109	170	286	826
	v	18	18	20	22,50	25	30
50	Φ	54,30	97,00	123	191	322	930
	v	18	20	22,50	25	27,50	35
60	Φ	59,90	107	136	210	355	1026
	v	20	22,50	25	27,50	30	40
80	Φ	69,90	124	158	245	414	1186
	v	22,50	27,50	30	30	35	45
120	Φ	86,90	155	195	303	510	—
	v	30	35	35	40	45	—
180	Φ	108	192	243	376	—	—
	v	35	40	45	50	—	—
240	Φ	126	222	284	—	—	—
	v	40	50	50	—	—	—
300	Φ	141	—	—	—	—	—
	v	45	—	—	—	—	—

$$R_m = \frac{(1-a) \cdot H_d}{\sum l} \quad [\text{Pa/m}] \quad (4.3.12)$$

în care:

$\sum l$ - este suma lungimilor tronsoanelor [m] iar

a - este cota parte din presiunea disponibilă H_d , alocată pierderilor de sarcină locale ($a = 0,33$ pentru instalații interioare);

- în funcție de limita maximă a vitezelor (tab. 4.3.4) în cazul necunoașterii presiunii disponibile H_d ;

- se calculează pierderile de sarcină $\sum(RI + Z)_c$ pe tronsoanele circuitului cel mai dezavantajat, urmând etapele enunțate la instalațiile de alimentare cu apă caldă și se compară cu presiunea disponibilă H_d , respectând condiția de echilibru hidraulic:

$$H_d > \sum(RI + Z)_c;$$

- se stabilesc diametrele conductelor de condensat, în funcție de debitele de condensat, de tipul schemei de colectare a condensatului și de regimul termic al acestuia, urmărind indicațiile din paragraful următor.

4.3.7.2 Dimensionarea conductelor de condensat

Alegerea diametrelor conductelor de condensat se face corespunzător celor două tipuri de instalații:

- cu întoarcere liberă a condensatului;
- cu întoarcere prin pompă

• întoarcerea liberă a condensatului

În acest caz are loc o curgere gravitațională caracterizată de o presiune disponibilă rezultată din diferența de cotă geodezică dintre consumatori și sursă.

$$H = \Delta h \cdot \rho \cdot g \cdot \eta \quad [\text{Pa}] \quad (4.3.13)$$

unde:

Δh - este diferența de cotă între consumator și sursă [m];

ρ_{cd} - densitatea condensatului în funcție de temperatură [kg/m³];

g - accelerația gravitațională [m/s²];

η - coeficient care ține seama de gradul de umplere a conductei de condensat;

$\eta = 0,5$ - conducte neîncăte (rețea interioară);

$\eta = 0,75$ - conducte neîncăte (rețea exterioară);

$\eta = 1,0$ - conducte încăte.

Această presiune disponibilă trebuie să acopere pierderile de sarcină de pe traseul conductei de condensat, $H > \sum(RI + Z)$, care se calculează cu ajutorul ecuației fundamentale a pierderilor de sarcină utilizând debitele de condensat.

Pentru simplificarea calculului, în tabelul 4.3.5 sunt date diametrele conductelor de condensat cu întoarcere liberă, în funcție de capacitatea de transport exprimată în debite de căldură corespunzătoare aburului condensat și în funcție de tipul de distribuție, pentru cazurile uzuale.

• **întoarcerea condensatului prin pompare**

În această situație conductele de condensat transportă apă caldă, la secțiune plină. Alegerea diametrelor se face urmând metodologia de dimensionare a conductelor de apă caldă, în funcție de debitul de condensat G_c și o viteză $v_c < 1$ m/s. Pentru determinarea pierderilor de sarcină, vezi § 5.4.

Exemplul de calcul 1

Se consideră o instalație de încălzire alimentată cu abur de presiune joasă, cu distribuție superioară, având schema reprezentată în figura 4.3.9.

Se cunosc următoarele mărimi;
- debitele de căldură necesare la consumatori și pe tronsoane:

- $\Phi_I = \Phi_{II} = 2,5$ kW;
- $\Phi_{III} = \Phi_{IV} = 1,85$ kW;
- $\Phi_V = \Phi_{VI} = 3,0$ kW;
- $\Phi_{VII} = 1,5$ kW;
- $\Phi_{VIII} = 1,2$ kW;
- $\Phi_{IX} = 1,9$ kW;
- $\Phi_{col_{II}} = 12,4$ kW;
- $\Phi_{col_{III}} = 10,4$ kW;
- $\Phi_{ram} = 26,5$ kW;

- lungimile tronsoanelor conductelor de abur:

- $l_1 = 14,2$ m;
- $l_2 = 5,7$ m;
- $l_3 = l_4 = 5,3$ m;
- $l_5 = 4,8$ m;
- $l_6 = l_7 = l_8 = 3,0$ m;
- $l_9 = 1,4$ m;

- lungimile tronsoanelor conductelor de condensat:

- $l'_1 = 5,2$ m;
- $l'_2 = 4,3$ m;
- $l'_3 = l'_4 = 5,3$ m;
- $l'_5 = 4,8$ m;
- $l'_7 = l'_8 = 3,0$ m;
- $l'_9 = 1,5$ m;

- presiunea de regim a cazanului este de 1,1 bar, deci o suprapresiune de 0,1 bar;

$H_{cz} = 10\ 000$ Pa.

Se cere dimensionarea conductelor de distribuție abur și de colectare a condensatului.

a) **Calculul conductelor de abur:**

- se stabilește circuitul corpului de încălzire cel mai dezavantajat care, pentru exemplul de calcul este circuitul de alimentare al corpurilor de încălzire R_I și R_{II} .
- se calculează presiunea disponibilă pentru acest circuit;

$H_d = H_{cz} - H_c = 10\ 000 - 2000 = 8000$ Pa;
în care:

$H_{cz} = 10\ 000$ Pa și

$H_c = 2000$ Pa (corpuri de încălzire de tip radiator).

- se calculează pierderea de sarcină medie liniară unitară R_{m_i} pe circuitul considerat cu relația:

$$R_{m_i} = \frac{(1-a) \cdot H_d}{\sum_1^9 l} = \frac{(1-0,33) \cdot 8000}{45,7} = 113 \text{ Pa/m.}$$

- se aleg diametrele preliminare $D_1 \dots D_9$, în funcție de sarcina termică de pe tronsoanele 1...9, $\Phi_1 \dots \Phi_9$ și pierderea de sarcină liniară unitară medie $R_{m_i} = 113$ Pa/m, utilizând ta-

belele 4.3.2 și 4.3.3 și se înscriu în tabelul centralizator 4.3.6.

- se face calculul de verificare, stabilind pierderile de sarcină pe fiecare tronson predimensionat (R_{I+Z}) și pe întreg circuitul: $\Sigma(R_{I+Z})$, utilizând tablelele 4.3.2 și 4.3.3 și înscriind în tabelul 4.3.6;

- se stabilesc presiunile disponibile în noduri, pentru dimensionarea

Tabelul 4.3.5. Capacitatea de transport a conductelor de condensat exprimată în debite de căldură [kW]

Diametrul conductei [in] [mm]	Distribuție superioară și conducte de condensat neîncate		Distribuție inferioară și conducte de condensat încate; orizontale sau verticale, cu distanța dintre corpul de încălzire cel mai depărtat de sursă		
	orizontale	verticale	până la 50 m	50 ... 100 m	peste 100 m
1/2	4,65	6,96	32,48	20,88	9,28
3/4	17,40	25,52	81,20	52,20	29,00
1	32,48	48,72	145,00	92,80	46,40
1 1/4	78,89	116,00	313,20	203,00	98,60
1 1/2	120,64	179,80	435,00	290,00	133,40
2	249,40	371,20	754,00	510,40	249,40
57 x 3	365,40	545,20	1102,00	719,20	365,40
63,5 x 3,5	493,00	734,28	1450,00	986,00	493,00
76 x 3	580,00	870,00	1740,00	1218,00	580,00
70 x 3,5	696,00	1044,00	2146,00	1450,00	696,00
83 x 3,5	870,00	1299,20	2610,00	1740,00	870,00
89 x 3,5	1044,00	1566,00	3074,00	2088,00	1044,00
95 x 3,5	1276,00	1914,00	3596,00	2320,00	1276,00
102 x 4	1450,00	2146,00	4060,00	2784,00	1450,00

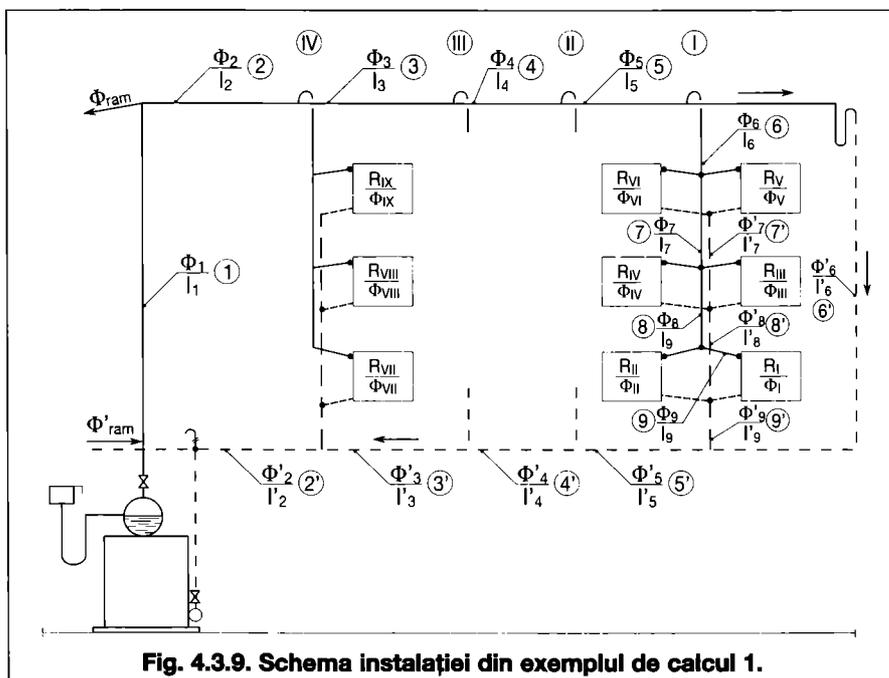


Fig. 4.3.9. Schema instalației din exemplul de calcul 1.

racordurilor celorlalte corpuri de încălzire și a coloanelor.

Astfel:

• racord corp încălzire R_{III} și R_{IV} :
 $H_{III} = H_{IV} = \Sigma(RI + Z)_{8,9} = 469 \text{ Pa}$.

• racord corp încălzire R_V și R_{VI} :
 $H_V = H_{VI} = \Sigma(RI + Z)_{7,8,9} = 653 \text{ Pa}$.

• racord coloana I:
 $H_{col I} = \Sigma(RI + Z)_{6,7,8,9} = 1073 \text{ Pa}$.

• racord coloana II:
 $H_{col II} = \Sigma(RI + Z)_{5,6,7,8,9} = 1888 \text{ Pa}$.

• racord coloana III:
 $H_{col III} = \Sigma(RI + Z)_{4,5,6,7,8,9} = 2416 \text{ Pa}$.

• racord coloana IV:
 $H_{col IV} = \Sigma(RI + Z)_{3,4,5,6,7,8,9} = 2906 \text{ Pa}$.

- se aleg diametrele preliminare în funcție de sarcinile termice pe tronsoane și rezistențele medii calculate pe fiecare circuit care pleacă din nodul respectiv, urmărind metoda descrisă la punctele 1 ... 6.

b) Dimensionarea conductelor de condensat.

Conductele de condensat se dimensionează separat ținând seama de sistemul de întoarcere a condensatului, gravitațional sau prin pompare. În cazul de față instalația este cu recuperarea gravitațională a condensatului.

Etapele de calcul sunt următoarele:

- se identifică tronsoanele rețelei de colectare a condensatului, prin numerotarea lor de la 1' ... 9', definind debitele de căldură $\Phi'_1 \dots \Phi'_9$, corespunzătoare aburului condensat.

- se aleg diametrele conductelor de condensat, în funcție de capacitatea de transport al condensatului [kW] folosind tabelul 4.3.5. Calculele sunt centralizate în tabelul 4.3.7.

Tabelul 4.3.6. Tabel centralizator pentru calculul conductelor de abur

Nr. tronsoanelui	Calculul primar			Calculul de verificare						
	Φ [kW]	v [m/s]	D [in]	l [m]	R [Pa/m]	RI [Pa]	$\Sigma\xi$	Z [Pa]	$RI + Z$ [Pa]	$\Sigma(RI + Z)$ [Pa]
0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$H_{cl} = 8000 \text{ Pa}$			Corp de încălzire R_l				$R_{ml} = 113 \text{ Pa/m}$			
1	68,6	34	1 1/2	14,2	230	3266	2,5	975	4241	7872
2	42,1	22	1 1/2	5,7	100	570	1,0	155	725	3631
3	37,5	19	1 1/2	5,3	78	413	1,0	77	490	2906
4	27,1	19	1 1/4	5,3	85	451	1,0	77	528	2416
5	14,7	18	1	4,8	115	552	3,5	263	815	1888
6	14,7	18	1	3,0	115	345	1,0	75	420	1073
7	8,7	10	1	3,0	43	129	1,0	55	184	653
8	5,0	10	3/4	3,0	50	150	2,0	110	260	469
9	2,5	9	1/2	1,4	60	84	2,5	125	209	209
$\sum_7^9 (RI+Z) = 5960 + 1912 = 7872 < 8000 \text{ Pa}$										

Tabelul 4.3.7. Tabel centralizator privind dimensionarea conductelor de condensat

Număr tronsoane	*7'	*8'	*9'	5'	4'	3'	2'	*1'
Φ' [kW]	6,0	9,7	14,7	14,7	27,1	37,5	42,1	68,6
D [in]	1/2	3/4	3/4	3/4	1	1 1/4	1 1/4	1 1/4

* Tronsoane de conducte montate vertical

4.4. Încălzirea cu aer cald

Sistemele de încălzire cu aer cald utilizează aerul ca agent termic de transport. Spre deosebire de sistemele de încălzire cu apă caldă și fierbinte sau abur, în care energia termică se transmite la consumatori prin intermediul unor schimbătoare de căldură (corpuri de încălzire, echipamente, aparate termice etc.), în sistemele cu aer cald agentul termic este utilizat direct de consumator fără un schimbător de căldură intermediar. Sarcina termică necesară a încăperilor poate fi acoperită în întregime cu ajutorul acestui sistem sau poate fi preluată numai parțial, fiind completată de alte tipuri de sisteme de încălzire, în conformitate cu destinația încăperii și soluția tehnică adoptată. Deși utilizează ca agent termic aerul, instalațiile de încălzire cu aer cald nu trebuie asimilate sistemelor de ventilare, deoarece scopul celor două tipuri de instalații este diferit. În timp ce instalațiile de ventilare sunt concepute pentru a asigura, în primul rând, calitatea aerului interior, prin procedee de tratare a acestuia, instalațiile de încălzire cu aer cald sunt destinate exclusiv creșterii entalpiei aerului introdus în încăperi. În general, în clădirile echipate cu instalații de ventilare mecanică, sarcina termică pentru încălzire este preluată, total sau parțial, de aceste sisteme.

4.4.1. Criterii privind utilizarea încălzirii cu aer cald

Instalațiile de încălzire cu aer cald sunt folosite pe scară largă, mai ales, în sectorul industrial, în organizările de șantier și în spații cu destinații provizorii sau în spații mari și aglomerate, unde în anumite situații pot fi combinate cu alte tipuri de sisteme de încălzire, ca, de exemplu, cele cu corpuri de încălzire sau panouri radiante, pentru a asigura confortul termic local. În cazul consumatorilor casnici, încălzirea cu aer cald este, în principal, de tip local iar pentru cei din sectorul terțiar utilizarea acestui sistem devine din ce în ce mai atractivă pe măsură ce performanțele tehnologice ale echipamentelor conduc la reducerea zgomotelor și la o distribuție uniformă a aerului în încăperi. Este interzisă folosirea acestui sistem de încălzire în zonele cu degajări de praf sau alte surse de poluanți, în absența instalațiilor de ventilare locală.

Instalațiile de încălzire cu aer cald prezintă, în raport cu celelalte tipuri de instalații de încălzire, anumite avantaje:

- încălzirea rapidă a încăperilor și a spațiilor industriale, după punerea în

funcțiune a instalației;

- evitarea pericolului de îngheț; cheltuieli de investiții mai reduse;
- cuplarea acestui sistem cu sistemul de ventilare.

Ca dezavantaje ale acestui sistem de încălzire se pot enumera:

- transportul unor debite mari de aer cald pentru acoperirea pierderilor de căldură, datorită capacității termice scăzute a aerului, de numai 1,0 kJ/kg·K față de 4,185 kJ/kg·K căldura specifică a apei;
- răcirea rapidă a încăperilor, după întreruperea alimentării cu aer cald;
- încălzirea neuniformă a spațiilor interioare atât în plan vertical cât și în plan orizontal, datorită repartiției neuniforme a debitelor de aer cald și a fenomenelor de stratificare termică;
- supraîncălzirea zonei superioare a spațiilor interioare, având implicații negative asupra consumurilor energetice;
- răspândirea mirosurilor neplăcute și a altor nocivități în cazul sistemelor de încălzire care utilizează, parțial sau total, aerul recirculat;
- riscul apariției zgomotelor, în funcție de performanța echipamentelor, care devin supărătoare în încăperi de locuit sau din sectorul terțiar.
- dificultăți în reglarea termică a instalației în funcție de necesitățile energetice interioare.

Instalațiile de încălzire cu aer cald au drept scop acoperirea pierderilor energetice și asigurarea condițiilor de confort termic interior. Pentru zonele de ședere trebuie asigurate valorile temperaturii aerului interior θ_i și a vitezei curenților de aer v_i , recomandate de normative și literatura de specialitate și anume:

- a) *pentru spațiile industriale*, valorile parametrilor confortului termic în zona de lucru sunt reglementate de Normele de protecție a muncii, în funcție de categoria de muncă și de specificul procesului de producție (tab. 4.4.1). Aceste valori trebuie respectate în

zona de lucru, deci într-un plan situat la 1,5...2,0 m de la pardoseală. Temperatura și viteza aerului cald introdus în încăpere au valori diferite față de parametrii aerului interior, dependente de sistemul de distribuție a aerului.

- b) *pentru clădiri de locuit și cele din sectorul terțiar*, trebuie verificați parametrii confortului termic θ_i și v_i precum și nivelul de zgomot în zona de ședere, în raport cu valorile admise.

Încălzirea aerului în sistemele de încălzire cu aer cald se face prin schimb de căldură superficial la nivelul suprafeței unui furnizor de energie termică, care poate fi, spre exemplu, focarul unei sobe sau o baterie de încălzire. După modul de amplasare a sursei de energie termică pentru încălzirea aerului față de spațiul care trebuie alimentat cu căldură, se pot defini sisteme de încălzire cu aer cald *locale* sau *centralizate*.

4.4.2. Instalații de încălzire cu preparare locală a aerului cald

Instalațiile de încălzire locală cu aer cald sunt cele mai simple forme de alimentare cu căldură, care furnizează debitul de aer cald necesar unui spațiu adiacent sursei termice. Aceste sisteme au ca element central sursa de energie termică pentru încălzirea aerului, distribuția acestuia făcându-se *natural* sau *forțat* (cu ajutorul unui ventilator, în spațiul din imediata apropiere).

Sursele de energie care încălzesc aerul se pot clasifica astfel:

- agregate cu focar propriu;
- aeroterme;
- dispozitive multifuncționale.

4.4.2.1 Încălzirea cu agregate cu focar propriu

În această categorie intră sistemele de încălzire a aerului cu *sobe* de diferite structuri și materiale și *generatoarele de aer cald*. Spațiul de încălzit se reduce la o încăpere sau la un număr

Tabelul 4.4.1. Valorile parametrilor confortului termic minim în zona de lucru

Grupa	Specificul procesului pe producție	Categoria de muncă	Temperatura aerului θ_i [°C]	Umiditatea relativă φ_i [%]	Viteza maximă v_i [m/s]
I	Degajări neînsemnate de căldură și umiditate normală	Ușoară	16	60	0,25
		Medie	15		0,45
		Grea	10		0,25
II	Degajări neînsemnate de căldură și umiditate scăzută	Ușoară	16	50	0,20
		Medie	15		0,40
		Grea	10		0,20
III	Degajări însemnate de căldură	Ușoară	15	Nenormat	0,45
		Medie	13		0,45
		Grea	8		0,30
IV	Degajări mari de umiditate și regim termic controlat	Ușoară	10 - 22	Max. 80	0,20...0,50
			22 - 24	70 - 80	
			24 - 27	70 - 55	
			27	Max. 55	

redus de încăperi, distribuite în jurul aceleiași surse de încălzire.

În ceea ce privește sobele, acestea sunt destinate consumatorilor individuali. Ele au un focar pentru arderea combustibililor solizi, lichizi sau gazoși, un sistem de canale în șicane, pentru evacuarea gazelor de ardere la un coș și o manta exterioară care poate fi din otel, fontă, teracotă sau faianță. Transferul de căldură către aer se face la nivelul pereților focarului și al canalelor de gaze de ardere. De aceea, este foarte importantă etanșarea acestor suprafețe și asigurarea unei suprapresiuni în spațiul de trecere a aerului, pentru a evita orice fel de scăpări de gaze de ardere pe traseul aerului cald. Evacuarea gazelor de ardere se face, în general, natural, tirajul fiind asigurat de înălțimea coșului de fum și diferența de densitate între aerul exterior și gazele de ardere. Distribuția aerului încălzit este, de regulă, naturală.

În fig. 4.4.1, sunt prezentate două sisteme de încălzire locală cu aer cald utilizând sobele și anume:

- încălzirea unei încăperi sau a câtorva spații dispuse în jurul locului de amplasare a sobei;
- încălzirea unor încăperi aflate pe două niveluri diferite, distribuția aerului cald la etaj fiind făcută cu ajutorul unor canale de tablă de lungime limitată și bine izolate termic.

Aerul cald este aspirat prin deschideri perforate la partea inferioară a sobei și evacuat, în mod natural, în spațiile de încălzit, pe la partea superioară, prin guri de refluxare prevăzute cu clapete pentru reglarea debitului.

Un caz particular al acestor sisteme cu focar propriu, îl reprezintă unele tipuri de șeminee (fig. 4.4.2), care sunt mijloace de încălzire locală cu o componentă radiantă foarte importantă dar care pot furniza și aer cald într-un sistem constructiv particular.

Generatoarele de aer cald sunt descrise pe larg în capitolul 6.5. Cu excepția celor care utilizează energia electrică, generatoarele de aer cald au un focar propriu pentru arderea unui anumit tip de combustibil. Aceste agregate se folosesc în mod special în spațiile industriale sau în spații temporar ocupate, cu volume mari. Ele sunt mobile sau fixe, în funcție de capacitate și de scopul pentru care sunt utilizate. Se dimensionează și se aleg în funcție de debitul de aer cald furnizat, în raport de sarcina termică ce trebuie acoperită.

4.4.2.2 Încălzirea cu aeroterme

Încălzirea spațiilor cu volum mare de aer pune probleme deosebite în ceea ce privește încălzirea uniformă a zonei de lucru. Pentru aceste situații se reco-

mandă agregatele de încălzire locală cu aer cald, cu circulație forțată, de tipul aerotermelor de perete sau de tavan.

Aerotermele sunt echipamente pentru încălzirea aerului, care au ca elemente componente principale o baterie de încălzire și un ventilator. Câteva tipuri constructive sunt descrise în capitolul 6.5.

Un sistem de încălzire cu aeroterme presupune alegerea tipului de aparat și amplasarea acestora în spațiul interior. La alegerea tipului, aeroterme de plafon sau de perete, trebuie avut în vedere următoarele criterii:

- structura de construcție a clădirii sau a spațiului de încălzit;
- distribuția și gabaritul echipamentelor tehnologice din incintă;
- destinația încăperii și procesul tehnologic;
- amplasarea locurilor de muncă sau de ședere;
- amplasarea surselor de nocivități;
- tipul de agent termic disponibil (apă caldă, apă fierbinte, abur).

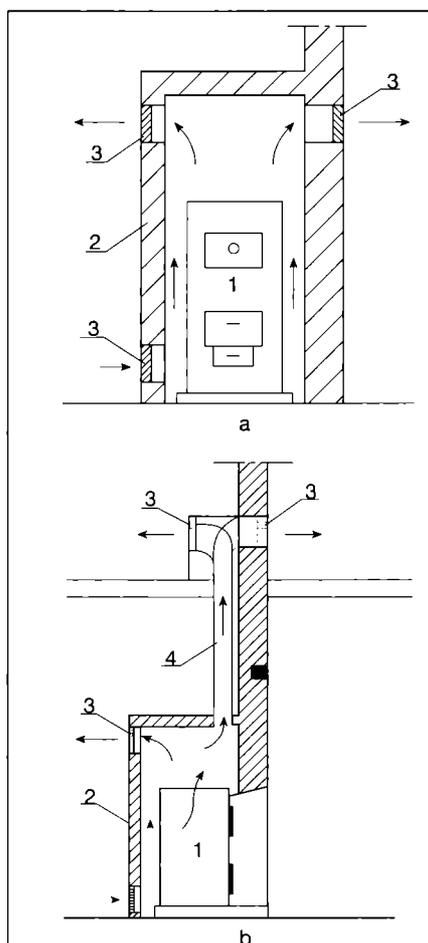


Fig. 4.4.1. Sistem local de încălzire cu aer cald utilizând sobe:

a - încălzirea încăperilor la același nivel; b - încălzirea încăperilor de la niveluri diferite;

1 - focar; 2 - perete exterior al sobei din teracotă; 3 - guri de aer; 4 - canale de aer cald.

În ceea ce privește amplasarea aerotermelor, soluția se stabilește în funcție de dimensiunile interioare ale încăperii, de elementele constructive, de spațiul acoperit cu aer cald de o aerotermă și, eventual, de amplasarea unui alt sistem de încălzire.

4.4.2.2.1 Aeroterme de perete

Aerotermele de perete se montează pe pereții exteriori sau pe stâlpii de rezistență ai clădirii. Prin amplasarea acestora în interiorul unor hale cu deschideri mari se urmărește o distribuție cât mai uniformă a aerului cald în zona de lucru, la parametrii corespunzători categoriei de muncă. Fiecare tip de aerotermă de perete este definit în fișa tehnologică, de către producător, prin două mărimi caracteristice distribuției aerului cald și anume: înălțimea maximă de montare H și lungimea de bătaie a jetului L , așa cum se vede în figura 6.5.2.

În ceea ce privește numărul necesar de aeroterme într-o anumită încăpere, acesta depinde de mărimea sarcinii termice care trebuie acoperită, de condiția de a avea cel puțin 2 - 3 schimburi de aer pe oră pentru a asigura un grad acceptabil de uniformizare a distribuției aerului cald și de capacitatea termică a echipamentului.

La amplasarea aerotermelor de perete se au în vedere următoarele:

- înălțimea de montare trebuie să fie de cel puțin 2 m de la pardoseală, pentru a nu împiedica circulația oamenilor și a nu perturba procesul tehnologic, dar nu mai mare decât cea indicată de producător în fișa constructivă;
- distanța dintre două aeroterme alăturate trebuie să fie între 6 și 12 m (fig. 4.4.3), dacă nu există alte recomandări specifice indicate de furnizor;
- distanța dintre două aeroterme așezate față în față este în funcție de

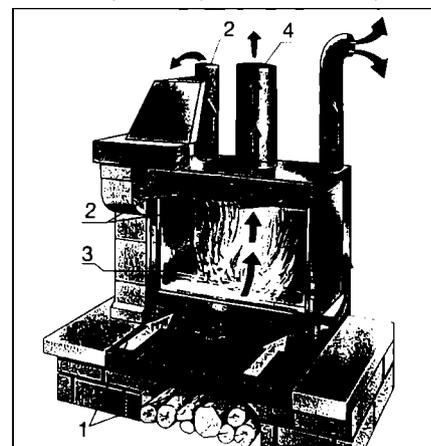


Fig. 4.4.2. Încălzire locală cu șeminee generatoare de aer cald:

1 - intrare aer rece; 2 - ieșire aer cald; 3 - geam termoizolant; 4 - evacuare gaze de ardere.

bătaia jetului, astfel încât să fie acoperit cu aer cald tot spațiul dintre ele; - în cazul hălelor cu deschideri foarte mari se poate alege o soluție mixtă și anume, amplasarea aerotermelor de perete pe conturul încăperii și a aerotermelor de plafon pentru zona centrală.

Temperatura aerului cald refulat de aeroterme θ_r , se alege astfel încât prin amestec cu aerul interior să asigure în zona de lucru parametrii de confort corespunzători intensității muncii. Temperatura de refulare este în funcție de înălțimea de montare a aerotermei și se recomandă ca valoare maximă $\theta_r \leq 45^\circ\text{C}$, dacă aerotermele sunt amplasate la mai puțin de 3,5 m de pardoseală și $\theta_r \leq 70^\circ\text{C}$, pentru înălțimi mai mari.

În situația în care, din motive tehnice, aerotermele trebuie montate la înălțimi de peste 3,5 m, preluarea aerului din încăpere se face prin canale verticale și guri de absorbție amplasate cât mai jos în zona de lucru, ca în fig. 4.4.4 a. În caz contrar, eficiența energetică a sistemului de încălzire este mult diminuată, existând riscul ca zona de lucru să rămână neîncălzită, așa cum se vede în fig. 4.4.4 b.

Aerotermele pot funcționa cu aer recirculat, aer proaspăt sau amestec, în funcție de caracteristicile constructive ale echipamentului. Din acest punct de vedere, dacă sistemul de încălzire cu aer cald nu este însoțit de un sistem de ventilare, la proiectare se ține seama de normele de protecție a muncii și valorile minime necesare pentru debitul de aer proaspăt, impuse de normele sanitare și menționate în capitolul privind instalațiile de ventilare.

4.4.2.2 Aeroterme de plafon

Aerotermele de plafon se deosebesc de cele de perete prin modul de distribuție a aerului. Din acest punct de vedere ele se definesc printr-o suprafață interioară acoperită cu aer cald. Constructiv, gura de refulare poate dirija jetul de aer direct în jos, în cazul montării la înălțimi mai mari de 4 m de pardoseală sau pentru înălțimi de montare mai mici, se prevede un dispozitiv de împrăștiere laterală a jetului, de tip anemostat.

Aceste tipuri de aeroterme, ca și cele de perete, au bateria de încălzire alimentată cu agent termic apă caldă, apă fierbinte sau abur, în funcție de tipul constructiv. De asemenea, ele funcționează cu aer recirculat, aer proaspăt sau amestec. Câteva tipuri constructive ale aerotermelor de tavan sunt prezentate în capitolul 6.5.

Un caz particular al aerotermelor de plafon îl constituie domotermul. Acesta este un aparat care poate asigura aerul cald necesar pentru încălzirea parțială sau totală a unui apartament. Con-

structiv, el se compune dintr-un ventilator axial și o baterie de încălzire circulară (fig. 4.4.5 a). Aceste echipamente funcționează, de obicei, numai cu aer recirculat și sunt amplasate într-un spațiu auxiliar central, de exemplu într-un vestibul. Distribuția aerului cald în încăperile alăturate se face prin goluri practicate la partea superioară, ca în fig. 4.4.5 b, iar recircularea aerului are loc prin fante, la nivelul plintelor sau prin goluri mascate practicate la partea inferioară a ușilor.

Acest sistem de încălzire poate exista în paralel cu sistemul de încălzire cu corpuri de încălzire care asigură o încălzire de gardă. Domotermul asigură intrarea rapidă în regim termic a unui

apartament, contribuind la realizarea unor economii energetice importante.

4.4.2.3 Încălzirea cu dispozitive de destratificare a aerului cald

Unul din dezavantajele majore ale sistemelor de încălzire cu aer cald „clasice”, care se manifestă în incintele cu volum și înălțime mare este fenomenul de stratificare termică. Acesta generează o supraîncălzire a volumului de aer de la partea superioară și menținerea unor straturi de aer rece la partea inferioară a acestor spații. Consecințele acestui fapt se resimt în înrăutățirea microclimatului interior, în efecte nedorite asupra fluxurilor tehnologice și, în mod special, asupra consumurilor de energie termică.

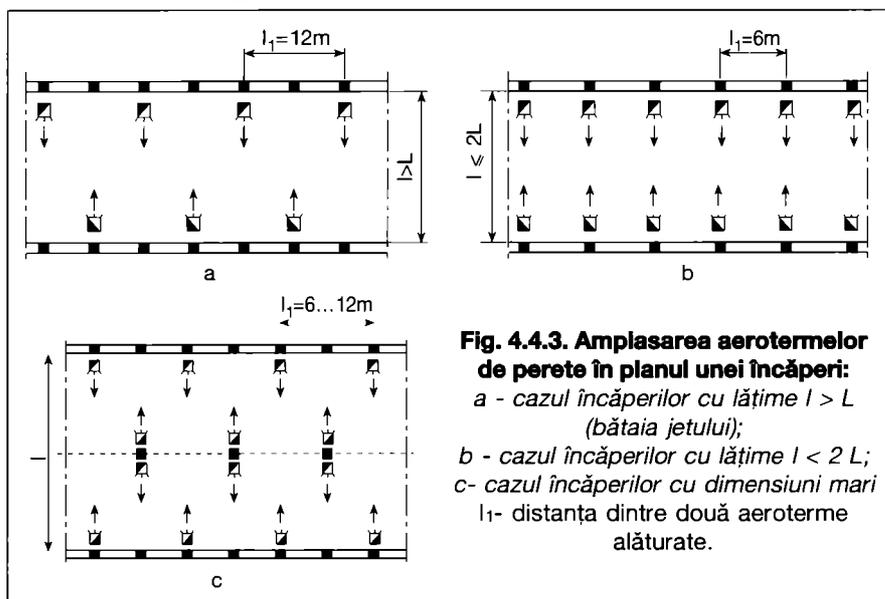
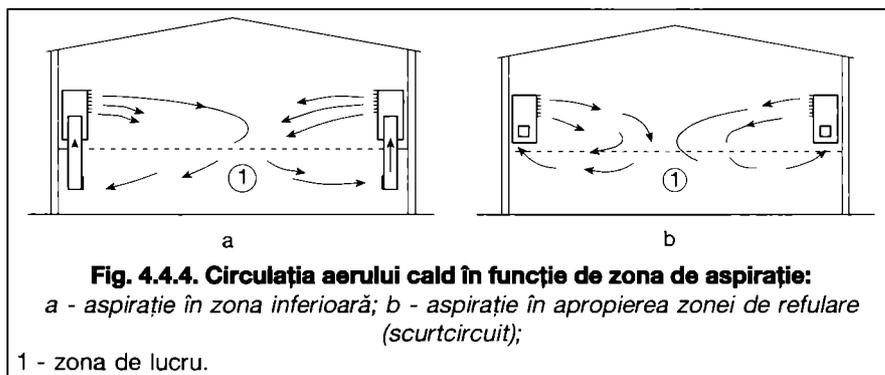


Fig. 4.4.3. Amplasarea aerotermelor de perete în planul unei încăperi:
a - cazul încăperilor cu lățime $l > L$ (bătaia jetului);
b - cazul încăperilor cu lățime $l < 2L$;
c - cazul încăperilor cu dimensiuni mari
 l_1 - distanța dintre două aeroterme alăturate.



1 - zona de lucru.

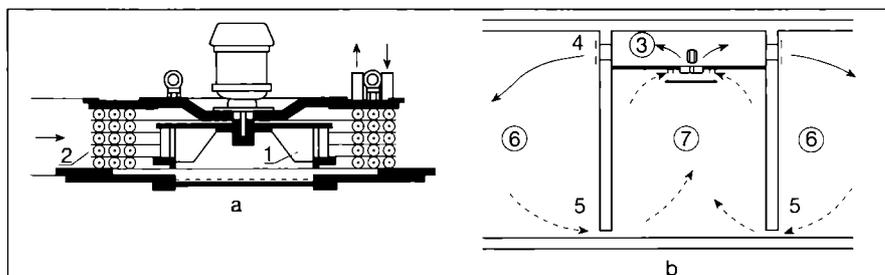


Fig. 4.4.5. Domoterm:

a - secțiune prin aparat; b - modul de amplasare în plan vertical
1 - ventilator axial; 2 - baterie de încălzire; 3 - cameră de trecere a aerului cald (plafon dublu); 4 - gură de refulare a aerului cald; 5 - goluri pentru circulație aer; 6 - cameră; 7 - vestibul.

Pentru limitarea acestor efecte nedorite se acționează prin metode și aparate de ultimă generație, în două direcții:

- destratificarea aerului, deci distrugerea stratificării rezultate ca urmare a gradientului de temperatură;
- antistratificare, deci împiedicarea dezvoltării fenomenului de stratificare termică.

4.4.2.3.1 Soluții pentru destratificarea aerului cald

Studiile experimentale, asupra încălzirii cu aer cald a incintelor cu înălțimi mari, au demonstrat dezvoltarea unui gradient de temperatură de 1...1,5 K/m și o temperatură a stratului de aer de la partea superioară de circa 50 °C (fig. 4.4.6 a).

Sistemul de destratificare constă într-o soluție care să distrugă această așezare în straturi a aerului cald și să micșoreze semnificativ temperatura aerului de la partea superioară a incintei. Practic, se utilizează anumite aparate speciale, cu debit mare de aer, montate la partea superioară a halelor. Acestea dirijează aerul cald de la partea superioară spre partea inferioară printr-o mișcare rotațională în zona centrală, generând o mișcare periferică de jos în sus (fig. 4.4.6 b).

Aplicând această soluție se obține o reducere substanțială a gradientului de temperatură, până la valori de 0,3...0,6 K/m. În ceea ce privește viteza și temperatura curenților de aer, acestea se mențin, în zona centrală de lucru, în li-

mite normale. Se înregistrează însă, valori mai ridicate ale vitezei curenților de aer în zona periferică, însoțite de temperaturi mai scăzute, datorită amestecului aerului cald cu cel rece pătruns din exterior, provocând un disconfort termic local.

În ceea ce privește aparatele destratificatoare, acestea pot fi folosite în două variante:

- numai pentru eliminarea gradientului de temperatură, în paralel cu un sistem „clasic” de încălzire, ca de exemplu destratificatorul TRANSCIAT;
- pentru acoperirea parțială sau totală a necesarului de căldură al incintei, evitându-se formarea stratificării termice, cu echipamente de tip SPIROJET sau SPIROTHERM.

Destratificatorul TRANSCIAT, prezentat schematic în fig. 4.4.7, se compune dintr-un grup motor - ventilator cu acțiune directă pe verticală, prevăzut cu un motor monofazat cu mai multe viteze, un ventilator elicoidal și jaluzele bidirecționale. Se execută în patru tipodimensiuni cu debite de aer de la 2.450 la 10.700 m³/h. Varianta GRA -T refulează turbionar, iar varianta GIROTHERM refulează tip ciclon.

Destratificatorul SPIROJET este un aparat de încălzire cu aer cald, cu acțiune de sus în jos prin jeturi generate într-o mișcare de spirală, așa cum se vede schematic în fig. 4.4.8 a. El este echipat cu un ventilator axial cu debite de aer de la 2500 la 40000 m³/h și o baterie de încălzire având puterea termi-

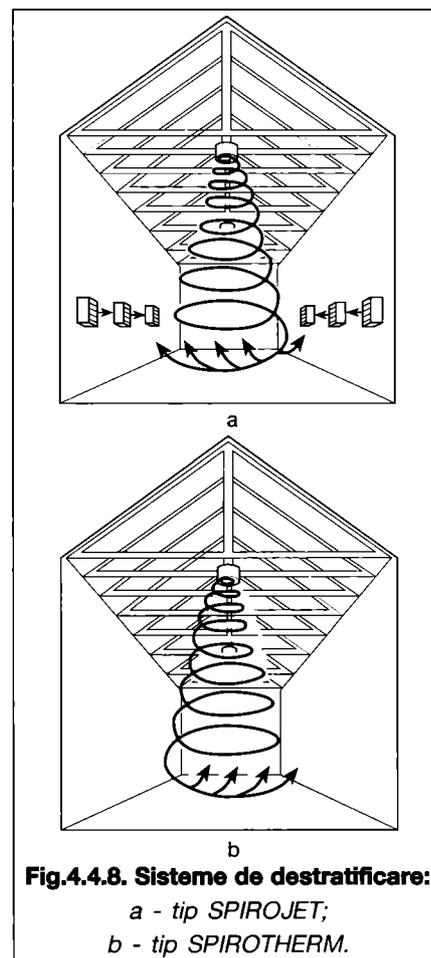
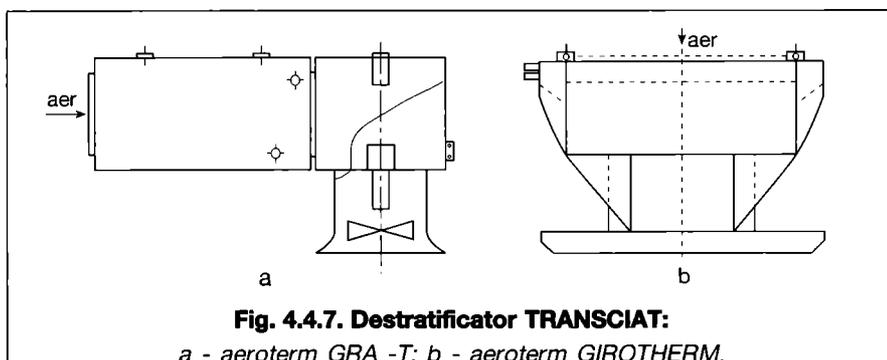
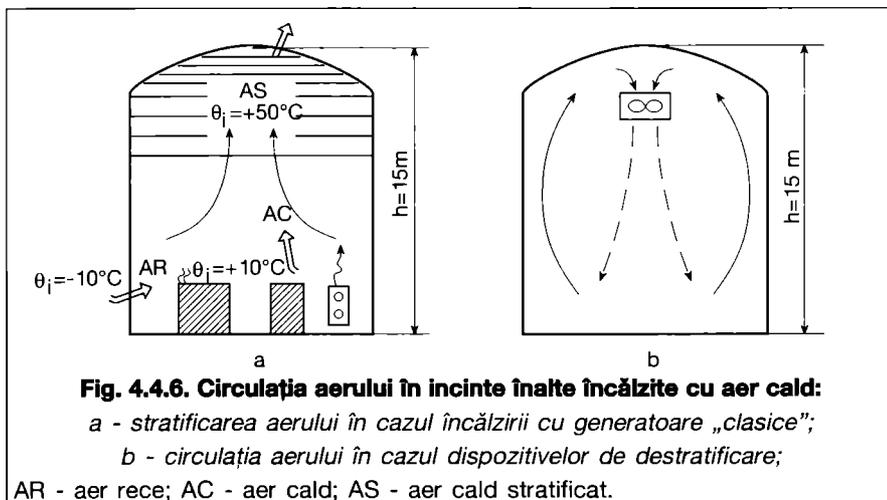
că între 9 și 450 kW. Spirojet poate funcționa ca un sistem de destratificare și sursă de căldură în paralel cu un sistem de încălzire cu aer cald „clasic” sau poate fi o soluție de încălzire unică pentru anumite tipuri de hale industriale.

Destratificatorul SPIROTHERM (fig. 4.4.8 b) are aceeași structură ca și SPIROJET. Fiind echipat cu baterii de încălzire de capacități mari, care variază între 9 și 72 kW, SPIROTHERM este recomandat în mod special ca sistem de încălzire cu aer cald în noile hale industriale.

4.4.2.3.2 Soluții pentru evitarea stratificării termice

Sistemele au ca scop limitarea mișcării ascensionale a aerului cald, așa cum se vede în fig. 4.4.9. Soluția practică constă în introducerea unor jeturi de aer dirijate de sus în jos, având parametrii dependenți de temperatura aerului cald ascensional și de înălțimea incintei. Studiile experimentale au demonstrat că un asemenea sistem de încălzire cu aer cald permite o stratificare termică doar până la 0,2 K/m.

Una din soluțiile experimentate și care a condus la aceste performanțe este un sistem de distribuție a aerului cald, prin difuzoare speciale, montate pe un canal de distribuție a aerului amplasat la partea superioară a unei hale industriale (fig. 4.4.10).



Difuzoarele sunt echipate cu palete cu înclinare variabilă (fig. 4.4.11), pentru a genera un jet de aer turbionar, axial sau radial, realizând o mișcare de inducție în apropierea jetului. Fenomenul conduce la antrenarea unui volum mare de aer interior și are drept consecință scăderea influenței presiunii termice ascensionale, eliminarea stratului de aer cald de la partea superioară

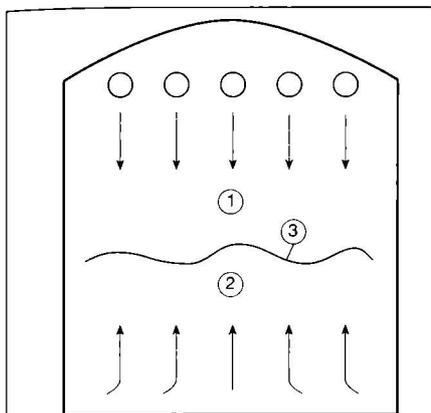


Fig. 4.4.9. Folosirea sistemului de antistratificare:

- 1 - jeturi de aer cald - zonă neutră;
- 2 - ascensiunea aerului cald;
- 3 - zonă neutră.

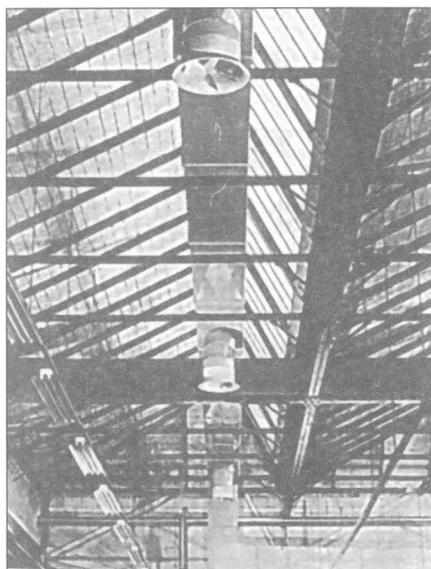


Fig. 4.4.10. Amplasarea sistemului de antistratificare.

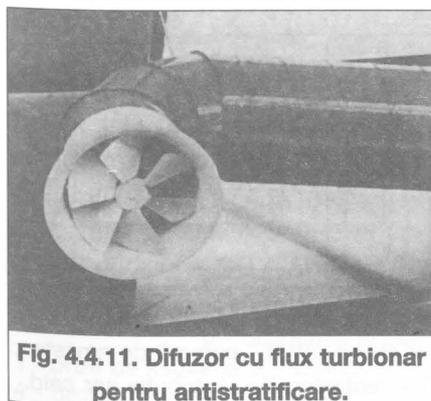


Fig. 4.4.11. Difuzor cu flux turbionar pentru antistratificare.

ră și o uniformizare a temperaturii în zona de lucru.

Unele echipamente pot fi utilizate atât pentru încălzirea cât și pentru răcirea încăperilor. Ele pot fi amplasate la înălțimi diferite, având posibilitatea de a genera jeturi radiale sau turbionare. Ca un exemplu pot fi menționate unitățile de inducție SDA, tip HALTON (fig. 4.4.12), caracterizate printr-un debit de aer specific V [l/s] și un nivel de zgomot foarte scăzut, fiind recomandate în instalațiile de încălzire cu aer cald cu viteze mici pe canalele de distribuție, de la 2 până la 8 m/s.

4.4.2.4 Încălzirea cu agregate multifuncționale

Sistemul de încălzire cu aer cald se realizează cu un agregat complex care răspunde atât necesității de a evita stratificarea termică interioară cât și gestionării eficiente a consumurilor energetice prin recuperarea parțială a energiei termice. Un exemplu de agregat multifuncțional performant este agregatul tip HOVAL, prezentat schematic în fig. 4.4.13.

Cele două componente constructive, sistemul de recuperare energetică și sistemul de introducere a aerului cald, au cote de montare diferite. Echipa-

mente de recuperare a energiei termice (bateria de recuperare a căldurii și ventilatorul de evacuare) se montează în exteriorul clădirii în timp ce sistemul de încălzire a aerului se află la partea interioară. Introducerea aerului cald în încăntă se face printr-un difuzor de construcție specială care asigură o mișcare giratorie a jetului de aer evitând astfel stratificarea termică.

4.4.3. Încălzirea cu aer cald cu preparare centralizată

Sistemul de încălzire este alcătuit dintr-un agregat care furnizează aerul cald, o rețea de canale de distribuție și dispozitive pentru introducerea dirijată a aerului cald în spațiile încălzite. Instalațiile de încălzire centrală cu aer cald pot funcționa cu distribuție naturală, pentru instalații de capacități mici sau cu distribuție forțată, pentru marea majoritate a cazurilor. Aceste sisteme de încălzire sunt alcătuite din aceleași componente ca și instalațiile de ventilație. În plus, obligativitatea ca orice instalație de încălzire centrală cu aer cald cu distribuție forțată să funcționeze cu minimum 10 % aer proaspăt, transformă toate instalațiile de acest tip în instalații de ventilație. Ca urmare,

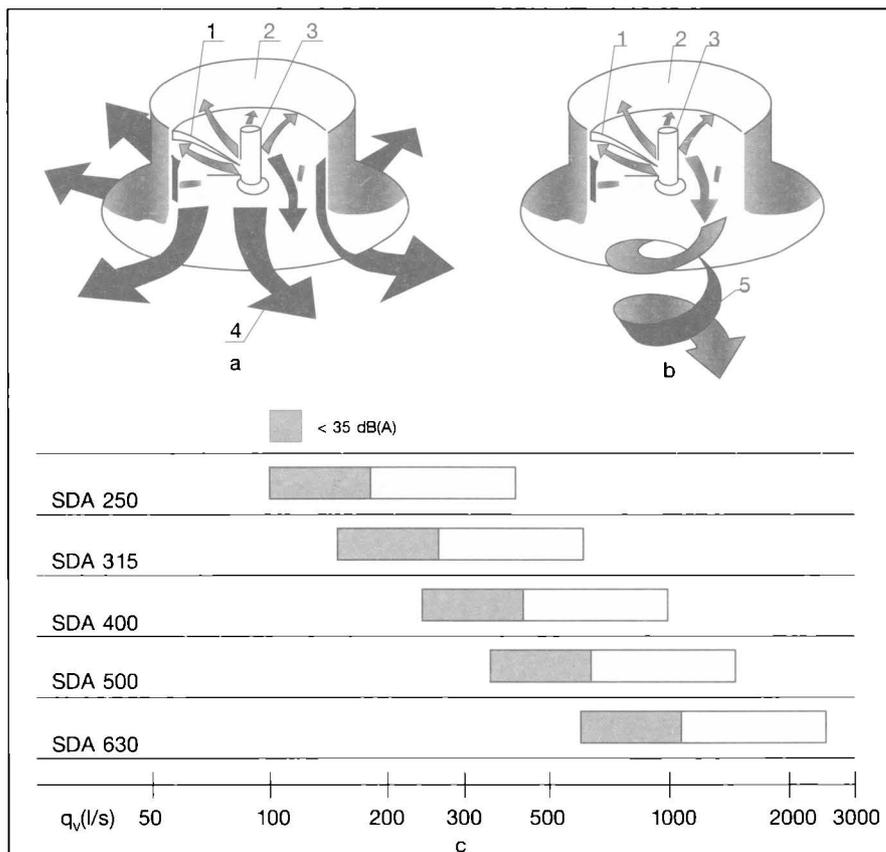


Fig. 4.4.12 Unități de inducție tip HALTON:

- a - unitate SDA cu jet radial;
- b - unitate SDA cu jet turbionar;
- c - caracteristici nominale;

- 1 - paletă rotor;
- 2 - carcasă difuzor;
- 3 - ax rotor;
- 4 - jet de aer radial;
- 5 - jet de aer axial.

în proiectarea și execuția lor, se respectă prevederile „Normativului pentru proiectarea și execuția instalațiilor de ventilare”, I 5.

În fig. 4.4.14, sunt prezentate schematic sistemele de încălzire centrală cu aer cald cu distribuție forțată. În principal, se identifică trei variante:

- funcționare numai *cu aer recirculat* (fig. 4.4.14 a), pentru spațiile mici, fără degajări de nocivități, menționate în normativul I 5;
- sistemul *cu aer în amestec*, funcționând cu unul sau două ventilatoare (fig. 4.4.14 b, c);
- funcționare numai *cu aer proaspăt*, sistemul necesitând două ventilatoare, (fig. 4.4.14 d).

Centrala de aer cald, fig. 4.4.15, cuprinde agregatul de preparare a aerului cald (baterie de încălzire sau generator de aer cald cu focar propriu), ventilator de introducere și filtru de praf.

Transportul și distribuția aerului cald se face prin rețele de canale similare celor din instalațiile de ventilare (fig. 4.4.16).

Canalele de aer se clasifică în funcție de viteză și de presiunea aerului. În raport de viteză, sistemele funcționează cu:

- a) - viteză mică, până la 12,5 m/s (în general, între 6 și 11 m/s);
- b) - viteză mare, mai mult de 12,5 m/s.

Canalele de recirculare și evacuare se dimensionează la viteze de transport mici, de până la 10 m/s (de obicei,

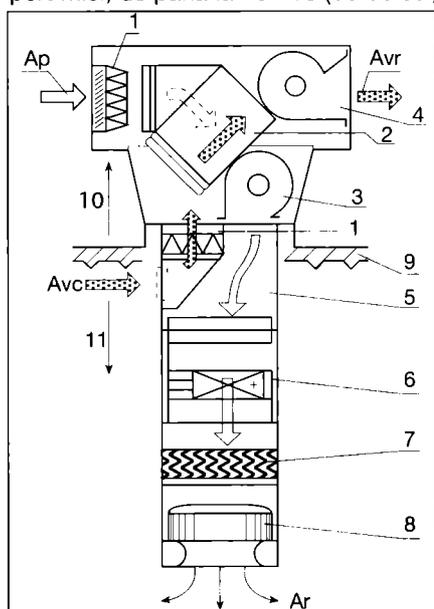


Fig. 4.4.13. Agregat multifuncțional HOVAL:

Ap - aer proaspăt; Ar - aer refulat; Avc - aer viciat cald; Avr - aer viciat răcit; 1 - filtru de praf; 2 - baterie de recuperare a căldurii; 3 - ventilator de introducere; 4 - ventilator de evacuare; 5 - camera de filtrare; 6 - baterie de încălzire; 7 - separator de picături; 8 - difuzor cu mișcare giratorie; 9 - terasă; 10 - exterior; 11 - interior.

între 7,5 și 9 m/s).

În funcție de presiunea aerului, canalele de aer se clasifică în trei categorii:

- presiune joasă, între 125 și 500 Pa;
- presiune medie, între 750 și 1500 Pa;
- presiune înaltă, peste 2500 Pa.

Secțiunea canalelor de aer cald este rectangulară sau circulară. Secțiunile rectangulare sunt mai des utilizate din motive de economie de spațiu, deși consumul de metal este mai mare comparativ cu cele circulare. Piese speciale (schimbări de secțiune, coturi, ramificații etc.) de secțiune rectangulară ocupă mai puțin spațiu la secțiune egală, față de cele cu secțiune circulară. Canalele cu secțiune rectangulară sunt utilizate, în general, în sisteme cu viteză mică a aerului, la rețeaua principală de distribuție și de recirculare a aerului cald.

Rețelele de canale circulare sunt utilizate, în mod special, în sistemele cu viteze și presiuni mari, având pierderi

de sarcină mai mici în raport cu cele rectangulare.

Cel mai folosit material pentru confecționarea canalelor de transport aer cald este tabla zincată. În cazuri speciale, se execută canale din aluminiu, oțel ușor, fibre de sticlă, materiale textile etc. Grosimea tablei este în funcție de presiunea din sistem și mărimea secțiunii.

Distribuția aerului, de la agregat la difuzorul de aer cald, diferă în funcție de destinația, arhitectura și structura clădirii. Printre diversele moduri de distribuție a aerului cald, pot fi menționate câteva semnificative, și anume:

- în buclă perimetrală;
- radială;
- ramificată;
- prin planșeu dublu (gol sanitar).

4.4.3.1 Distribuție în buclă perimetrală

Acest mod de distribuție a aerului cald este alcătuit dintr-un dispozitiv

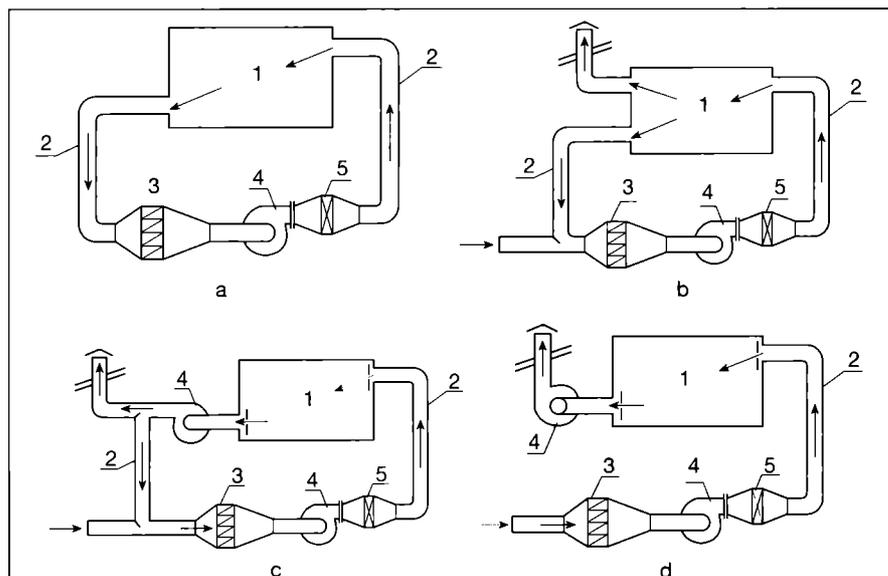


Fig. 4.4.14. Încălzire centrală cu aer cald:

a - funcționare cu aer recirculat; b, c - funcționare cu aer amestecat, utilizând unul sau două ventilatoare; d - funcționare numai cu aer proaspăt
1 - cameră de încălzit; 2 - canal de aer cald; 3 - filtru de aer; 4 - ventilator; 5 - baterie de încălzire.

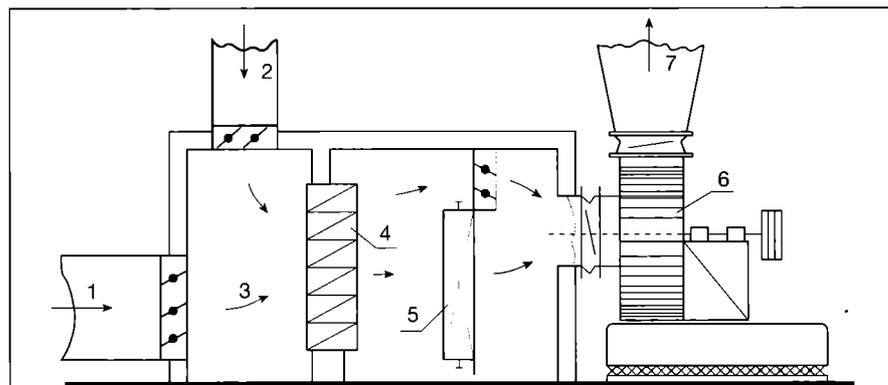


Fig. 4.4.15. Secțiune schematică a unei centrale de aer cald:

1 - racord la priză de aer proaspăt; 2 - aer recirculat; 3 - cameră de amestec; 4 - filtru de aer; 5 - baterie de încălzire; 6 - ventilator; 7 - distribuție aer cald.

central cu rol de distribuitor și de recirculare a aerului cald și o rețea de canale de aer, amplasate pe conturul incintei (fig. 4.4.17). Canalele, confecționate din tablă, sunt montate sub pardoseală, la 6 cm sub planșeu și 45 cm distanță de perete.

Aerul cald este introdus în încăpere prin guri de refulare, așezate pe cât posibil sub ferestrele exterioare, iar aerul recirculat este preluat din incintă, pe la partea superioară a dispozitivului central (fig. 4.4.17 b). La alegerea acestui sistem de distribuție a aerului cald trebuie avut în vedere ca mediul să nu fie umed și să nu existe risc de inundații. De asemenea, trebuie verificată etanșarea canalelor de distribuție a aerului cald pentru a evita pierderile de aer și eventualele infiltrații de apă provenite din sol.

De menționat că dispozitivul central de distribuție a aerului cald poate fi înlocuit de un generator de aer cald, structura distribuției perimetrale rămânând aceeași.

4.4.3.2 Distribuția radială

Distribuția radială, fig. 4.4.18, se caracterizează prin racorduri individuale care leagă sursa de aer cald (generator de aer cald sau distribuitor central), de fiecare difuzor interior.

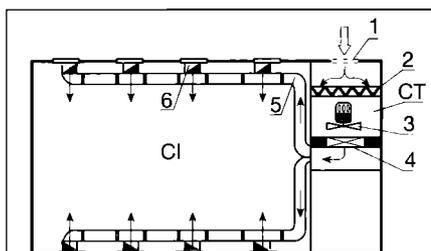


Fig. 4.4.16. Încălzirea încăperilor cu aer cald preparat centralizat:

CT - centrală de încălzire; CI - camera de încălzit; 1 - priză de aer proaspăt; 2 - filtre de aer; 3 - ventilator; 4 - baterie de încălzire; 5 - canale de distribuție ale aerului cald; 6 - guri de refulare a aerului cald.

Canalele de distribuție pot fi îngropate în pardoseală, pentru un sistem de alimentare cu căldură de plintă sau de pardoseală sau pot fi montate aparent la nivelul plafonului, pentru o distribuție superioară a aerului cald, situație în care vor fi izolate termic.

4.4.3.3 Distribuția ramificată

În cazul distribuției ramificate, aerul cald este repartizat către difuzoare sau orificii de refulare, printr-un canal de distribuție central, în două variante:

- cu secțiune constantă (fig. 4.4.19 a), reglarea debitului de aer făcându-se local, prin mărirea secțiunii racordului și prin jaluzele de reglare;
- cu secțiune variabilă (fig. 4.4.19 b).

Cota de montare a rețelei de distribuție depinde de sistemul de introducere a aerului cald și de elementele constructive ale clădirii, fiind, în general, la nivelul pardoselii sau plafonului.

Pentru reducerea pierderilor energetice, canalele de distribuție aparente se izolează termic.

4.4.3.4 Distribuție prin planșeu dublu

Principal, sistemul de distribuție constă în preluarea aerului de la generatorul de aer cald și introducerea acestuia într-

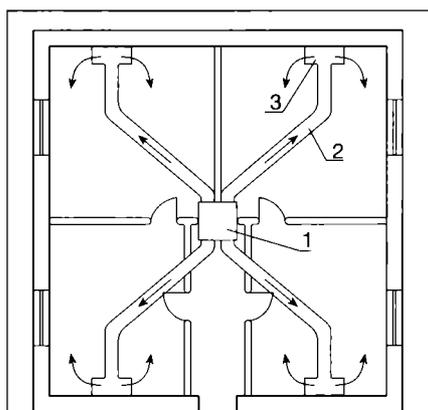


Fig. 4.4.18. Distribuția radială a aerului cald:

1 - distribuitor central (generator de aer cald); 2 - canale radiale; 3 - guri de refulare a aerului cald.

un planșeu dublu, de unde se repartizează gurilor de refulare, pe cât posibil, sub ferestrele exterioare (fig. 4.4.20).

Planșeul dublu are rolul unei camere de egalizare a presiunilor, asigurând o distribuție uniformă a aerului. Sistemul prezintă un avantaj și, în același timp, un dezavantaj, prin faptul că prin transferul de căldură de la aer la pardoseala interioară, aceasta devine o pardoseală radiantă, deci o sursă suplimentară de încălzire. O izolare termică perfectă a pardoselii nu este posibilă și, ca urmare, consumurile energetice sunt mult mai mari în raport cu celelalte sisteme de distribuție a aerului cald. În cazul utilizării acestei soluții, trebuie respectate anumite condiții, și anume:

- golul folosit ca planșeu dublu trebuie executat și finisat în așa fel încât aerul care circulă să nu antreneze praf sau alte particule poluante din acest spațiu;
- trebuie executate și verificate izolațiile hidrofuge și termice astfel încât să nu existe riscul infiltrațiilor de apă sau al condensării vaporilor de apă pe pereții planșeului dublu;
- trebuie verificată structura de rezistență a clădirii, astfel încât să nu apară, în timp, fisuri care să afecteze planșeul dublu;
- golul destinat circulației aerului nu se utilizează sub nici o formă, ca depozit;
- înălțimea golului va fi între 45 și 60 cm.

4.4.3.5 Echipamente și accesorii

Repartiția aerului cald în interiorul unei incinte este o consecință a alegerii și amplasării gurilor (dispozitivelor) de refulare și de aspirație a aerului. Nu există,

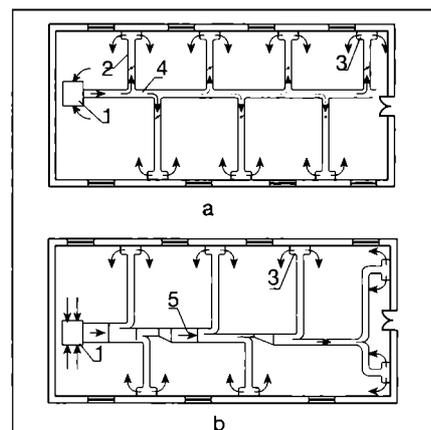


Fig. 4.4.19. Distribuția ramificată a aerului cald:

a - distribuție prin canal central de secțiune constantă; b - distribuție prin ramificații de secțiune variabilă;

1 - distribuitor central (generator de aer cald); 2 - ramificații; 3 - guri de refulare a aerului cald; 4 - canal de distribuție cu secțiune constantă; 5 - canal de distribuție cu secțiune variabilă.

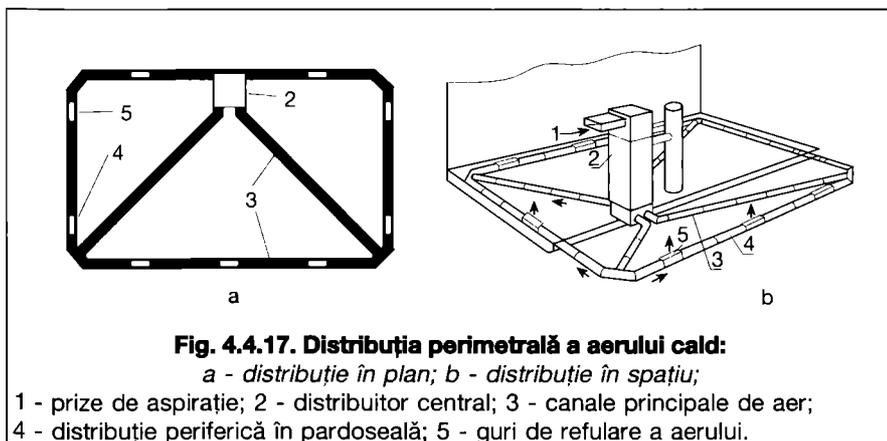


Fig. 4.4.17. Distribuția perimetrală a aerului cald:

a - distribuție în plan; b - distribuție în spațiu;

1 - prize de aspirație; 2 - distribuitor central; 3 - canale principale de aer; 4 - distribuție periferică în pardoseală; 5 - guri de refulare a aerului.

în prezent, o rețetă generală pentru a obține o distribuție uniformă a aerului cald, la parametri teoretic calculați, dar în proiectare trebuie avut în vedere câteva observații:

- gurile de aer montate în partea inferioară sunt generatoare de curenți de aer și de aceea viteza de introducere a aerului nu trebuie să depășească 0,5 m/s, în special în zona de sedere. Dispozitivele de plintă sau de pardoseală pot antrena în anumite situații praful și particulele materiale din imediata apropiere;
- gurile de aer și difuzoarele de plafon trebuie dimensionate în funcție de debit, de bătaia jetului și de modificarea anizotermă a axei jetului, trebuie verificat dacă elementele de construcții interioare nu împiedică dezvoltarea jetului;
- toate gurile de aer trebuie echipate cu dispozitive reglabile;
- în încăperile fără interdicții de fumat, amplasarea gurilor de aspirație se face întotdeauna la partea superioară;
- la amplasarea gurilor de aer trebuie evitată scurtcircuitarea aerului refulat prin poziția aspirației. Teoretic, în fiecare încăpere închisă trebuie amplasată cel puțin o gura de aspirație. Se admite aspirația dintr-o zonă centrală pentru un grup de încăperi care formează un ansamblu, de exemplu, un apartament.

În ceea ce privește tipurile constructive ale gurilor de aer, dispozitivelor de reglare și accesoriilor instalațiilor de încălzire cu aer cald, ele sunt aceleași cu cele specifice instalațiilor de ventilație. Calculul de dimensionare a canalelor de aer și a echipamentelor se face în funcție de debitul de aer circulat, urmărind metodologia de calcul detaliată în volumul Instalații de ventilație și climatizare.

4.4.4. Calculul instalațiilor de încălzire cu aer cald

Dimensionarea instalațiilor de încălzire cu aer cald constă în determinarea

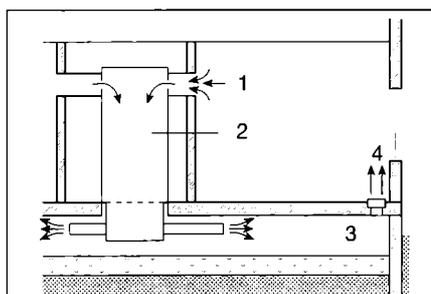


Fig. 4.4.20. Distribuția aerului cald prin planșeu dublu:

1 - priză de aspirație; 2 - generator de aer cald; 3 - planșeu dublu; 4 - guri de refulare.

debitului de aer și a sarcinii termice funcție de sistemul de încălzire adoptat.

La calculul debitului de aer cald se ține seama de:

- necesarul de căldură ce urmează a fi acoperit de instalația de încălzire cu aer cald;
- tipul de sistem ales (recirculare, amestec, aer proaspăt);
- parametrii climatici exteriori și interiori;
- numărul de schimburi de aer orar;
- funcționarea în paralel a unui sistem de încălzire sau de ventilație;

Necesarul de căldură care trebuie acoperit de instalația de încălzire cu aer cald $\Phi_{ac(i)}$, rezultă dintr-un bilanț termic care ține seama de: pierderile energetice ale încăperii Φ_h , aporturile de căldură Φ_{ap} și fluxul termic furnizat de un alt tip de instalație de încălzire existentă în încăpere, Φ_i .

$$\Phi_{ac(i)} = \Phi_h - \Phi_{ap} - \Phi_i \quad [W] \quad (4.4.1)$$

În cazul încăperilor prevăzute cu un sistem de ventilație mecanică, dacă debitul de ventilație este preluat de instalația de încălzire cu aer cald, sarcina termică necesară pentru încălzirea debitului de ventilație Φ_v se adăugă necesarului de căldură al instalației de încălzire cu aer cald:

$$\Phi_{ac(i+v)} = \Phi_{ac(i)} + \Phi_v \quad [W] \quad (4.4.2)$$

În cazul în care pe lângă încălzire se asigură și ventilația încăperii, numărul de schimburi orare de aer, procentul de aer proaspăt și parametrii aerului refulat,

se impun după criteriile ventilării mecanice, iar temperatura aerului interior se alege în funcție de categoria de confort.

4.4.4.1 Încălzirea cu aer recirculat

Sursa termică furnizează aerului un flux termic Φ_s numai pentru a compensa pierderile de căldură ale încăperii:

$$\Phi_s = \Phi_{ac(i)} \quad [W] \quad (4.4.3)$$

Fluxul termic este preluat de debitul de aer recirculat, L_r ;

$$\Phi_s = \dot{V}_r \cdot c_p \cdot \rho_{ac} (\theta_r - \theta_i) \quad [W] \quad (4.4.4)$$

unde:

c_p - este căldura masică a aerului uscat la presiune constantă [kJ/kg·K];

ρ_{ac} - densitatea aerului uscat la presiune constantă [kg/m³];

θ_r - temperatura aerului refulat [°C];

θ_i - temperatura aerului interior [°C].

În tabelul 4.4.2 se găsesc mărimile caracteristice ale aerului uscat în funcție de temperatură (vezi și § 3.3.2. din volumul „Instalații de ventilație și climatizare“).

Ecuatia 4.4.4 prezintă două mărimi necunoscute:

- debitul de aer recirculat \dot{V}_r și

- temperatura de refulare θ_r .

Debitul de aer recirculat \dot{V}_r se poate determina în funcție de numărul de schimburi pe oră n , ales în raport cu destinația încăperii, cu normele sanitare și cu natura surselor de poluare interioară:

$$\dot{V}_r = n \cdot V \quad [m^3/s] \quad (4.4.5)$$

unde:

V - este volumul încăperii [m³].

Astfel, se poate calcula temperatura

Tabelul 4.4.2 Mărimile caracteristice ale aerului uscat în funcție de temperatură

θ [°C]	ρ [kg/m ³]	c_p [kJ/kg · K]	$\lambda \cdot 10^2$ [W/mK]	$\eta \cdot 10^6$ [N · s/m ²]	$\nu \cdot 10^6$ [m ² /s]	$\gamma \cdot 10^3$ [J/K]	$a \cdot 10^4$ [m ² /s]	Pr
-150	2,795	1,0258	1,163	8,630	3,08	8,21	0,0405	0,76
-100	1,980	1,0090	1,605	11,789	5,95	5,82	0,0803	0,74
-50	1,534	1,0048	2,035	14,651	9,55	4,51	0,132	0,725
0	1,2930	1,0048	2,431	17,201	13,30	3,67	0,187	0,715
20	1,2045	1,0048	2,570	18,191	15,11	3,43	0,212	0,713
40	1,1267	1,0048	2,710	19,123	16,97	3,20	0,239	0,711
60	1,0595	1,0090	2,849	20,025	18,90	3,00	0,267	0,709
80	1,9998	1,0090	2,989	20,927	20,94	2,83	0,296	0,708
100	0,9458	1,0090	3,140	21,810	23,06	2,68	0,328	0,701
120	0,8980	1,0132	3,280	22,663	25,23	2,55	0,361	0,70
140	0,8535	1,0132	3,391	23,506	27,55	2,43	0,397	0,695
160	0,8150	1,0174	3,582	24,330	29,85	2,32	0,430	0,69
180	0,7785	1,0216	3,722	25,144	32,29	2,21	0,467	0,69
200	0,7457	1,0258	3,861	25,840	34,63	2,11	0,505	0,685
250	0,6745	1,0341	4,210	27,772	41,17	1,91	0,603	0,68
300	0,6157	1,0467	4,536	29,469	47,85	1,75	0,703	0,68
350	0,5662	1,0551	4,80	31,165	55,05	1,61	0,811	0,68
400	0,5342	1,0676	5,152	32,754	62,53	1,49	0,919	0,68
450	0,4875	1,0802	5,431	34,402	70,54	—	1,030	0,685
500	0,4564	1,0929	5,582	35,794	78,48	—	1,142	0,69
600	0,4041	1,1137	6,222	38,638	95,57	—	1,380	0,69
700	0,3625	1,1346	6,665	41,188	113,7	—	1,619	0,70
800	0,3287	1,1556	7,059	43,639	132,8	—	1,858	0,715
900	0,301	1,1723	7,408	45,895	152,5	—	2,100	0,725
1000	0,277	1,1849	7,699	47,954	173	—	2,350	0,735

aerului refulat θ_r :

$$\theta_r = \theta_i + \frac{\Phi_{ac(i)}}{\dot{V}_r \cdot c_p \cdot \rho_{ac}} \quad [^\circ\text{C}] \quad (4.4.6)$$

care nu trebuie să depășească 45°C pentru guri de introducere montate mai jos de 3,5 m și 70°C , pentru guri de refulare amplasate mai sus de 3,5 m.

Debitul de aer recirculat \dot{V}_r , se poate calcula impunând valoarea temperaturii aerului refulat θ_r :

$$\dot{V}_r = \frac{\Phi_{ac(i)}}{c_p \cdot \rho_{ac} \cdot (\theta_r - \theta_i)} \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad (4.4.7)$$

Valoarea rezultată \dot{V}_r trebuie să verifice condiția de a avea minimum 2 - 3 schimburi pe oră.

4.4.4.2 Încălzirea cu aer proaspăt

Dacă instalația de încălzire cu aer cald servește și ca instalație de ventilație care funcționează numai cu aer proaspăt, pentru evacuarea nocivităților, sarcina termică a sursei termice (baterie de încălzire) trebuie să asigure acoperirea pierderilor energetice ale încălzirii $\Phi_{ac(\eta)}$ și încălzirea aerului rece preluat din exterior, Φ_e :

$$\Phi_s = \Phi_{ac(\eta)} + \Phi_e \quad [\text{W}] \quad (4.4.8)$$

Debitul de aer proaspăt preluat din exterior \dot{V}_e corespunde numărului de schimburi de aer n . Întrucât:

$$\Phi_{ac(\eta)} = \dot{V}_e \cdot c_p \cdot \rho_{ac} \cdot (\theta_r - \theta_i) \quad [\text{W}] \quad (4.4.9)$$

$$\Phi_e = \dot{V}_e \cdot c_p \cdot \rho_{ac} \cdot (\theta_i - \theta_e) \quad [\text{W}] \quad (4.4.10)$$

rezultă în cazul instalațiilor funcționând numai cu aer proaspăt:

$$\Phi_s = \dot{V}_e \cdot c_p \cdot \rho_{ac} \cdot (\theta_r - \theta_e) \quad [\text{W}] \quad (4.4.11)$$

Temperatura aerului cald refulat în încăperea rezultă din relația (4.4.9):

$$\theta_r = \theta_i + \frac{\Phi_{ac(i)}}{\dot{V}_e \cdot c_p \cdot \rho_{ac}} \quad [^\circ\text{C}] \quad (4.4.12)$$

și trebuie să se încadreze în limitele maxime admise.

4.4.4.3 Încălzirea cu aer amestecat

În cazul în care instalația funcționează cu aer amestecat, debitul de aer proaspăt \dot{V}_e [m³/s] corespunde normelor sanitare sau de producție, iar \dot{V}_i [m³/s] este debitul de aer recirculat. Debitul total de aer al instalației este în

aceste condiții:

$$\dot{V} = \dot{V}_e + \dot{V}_i \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad (4.4.13)$$

Debitul de aer G trebuie să acopere numărul n de schimburi de aer corespunzător destinației spațiului încălzit.

Sarcina termică a bateriei de încălzire este:

$$\Phi_s = \Phi_{ac(\eta)} + \Phi_e \quad [\text{W}]$$

unde:

$$\Phi_{ac(\eta)} = \dot{V}_i \cdot c_p \cdot \rho_{ac} \cdot (\theta_r - \theta_i) \quad [\text{W}] \quad (4.4.14)$$

$$\Phi_e = \dot{V}_e \cdot c_p \cdot \rho_{ac} \cdot (\theta_r - \theta_e) \quad [\text{W}] \quad (4.4.15)$$

Temperatura aerului refulat se calculează, ca și în cazurile precedente, din relația de bilanț termic:

$$\theta_r = \theta_i + \frac{\Phi_s}{\dot{V} \cdot c_p \cdot \rho_{ac}} \quad [^\circ\text{C}] \quad (4.4.16)$$

Exemplul de calcul 1

Se consideră o hală industrială (fig. 4.4.21), având lungimea $A = 30$ m, lățimea $B = 20$ m și înălțimea $H = 8$ m, care trebuie încălzită cu aer cald utilizând aeroterme de perete.

Se cunosc:

- pierderile de căldură ale halei: $\Phi_h = 250$ kW
 - aporturile de căldură de la utilaje: $\Phi_{ap} = 40$ kW
 - temperatura aerului interior: $\theta_i = 15^\circ\text{C}$
 - temperatura aerului exterior: $\theta_e = -15^\circ\text{C}$
 - necesarul de aer proaspăt: $n_c = 1$ sch/h
 - aerotermele se pot monta pe structura halei la o înălțime de 3,5 m.
- Instalația de încălzire funcționează cu aer amestecat.

Se cere determinarea numărului de aeroterme și caracteristicile lor tehnice.

Rezolvare

1. Ecuația de bilanț termic a halei:

$$\Phi_s = \Phi_h + \Phi_e - \Phi_{ap} \quad [\text{kW}]$$

2. Debitul de aer proaspăt:

$$\dot{V}_e = n_c \cdot V = 1 \cdot (30 \cdot 20 \cdot 8) = 4800 \text{ m}^3/\text{h}$$

3. Se alege tipul de aeroterm de perete ATLAS - SABIANA (tab. 6.5.1) alimentat cu apă caldă. Temperatura de refulare a aerului se limitează la $\theta_r = 45^\circ\text{C}$.

4. Necesarul de căldură pentru încălzirea aerului proaspăt:

$$\Phi_e = \dot{V}_e \cdot c_p \cdot \rho_e \cdot (\theta_r - \theta_e) = (4800/3600) \cdot 1 \cdot 1,367 \cdot (45 + 15) = 109,36 \text{ kW}$$

unde:

$$\rho_e = 1,367 \text{ kg/m}^3 \text{ pentru } \theta_e = -15^\circ\text{C} \text{ și } c_p = 1,0 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}.$$

5. Sarcina termică necesară pentru încălzirea halei:

$$\Phi_s = 250 + 109,36 - 40 = 319,36 \text{ kW}.$$

6. Debitul de aer cald necesar:

$$\dot{V} = \frac{\Phi_s}{c_p \cdot \rho_{ac} \cdot (\theta_r - \theta_i)} = \frac{319,36}{1 \cdot 1,126 \cdot (45 - 15)} = 9,45 \text{ m}^3/\text{s} = 34.033 \text{ m}^3/\text{h}.$$

unde:

$$\rho_{ac} = 1,126 \text{ kg/m}^3 \text{ pentru } \theta_r = 45^\circ\text{C}.$$

7. Se calculează numărul de aeroterme cunoscând că un aeroterm de perete ATLAS - SABIANA 900 asigură debitul de aer cald nominal:

$$\dot{V}_n = 5000 \text{ m}^3/\text{h},$$

cu o bătaie a jetului de 20 m, la o turație minimă de 700 rpm.

$$n = \dot{V} / \dot{V}_n = 34033 / 5000 = 6,8.$$

Se aleg 7 aeroterme care se amplasează în planul halei ca în fig. 4.4.21, în funcție de: „bătaia jetului“, poziția utilajelor în interiorul halei, căile de acces, deschiderile exterioare.

Caracteristicile tehnice ale aerotermului sunt următoarele:

- diametrul racordurilor de agent termic (D): 1 1/2"
- debitul de aer la turație mică (700 rpm): 5000 m³/h
- debitul de aer la turație mare (900 rpm): 8500 m³/h
- cota de montare: 3,5 m (5,5 m)
- bătaia jetului L: 20,0 m (26,0 m).

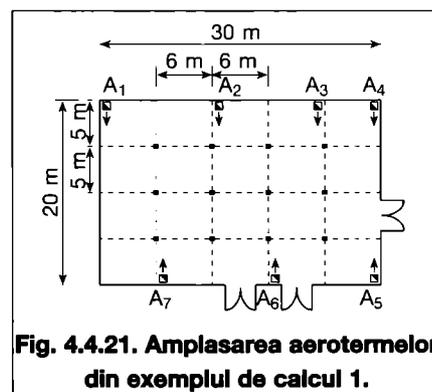


Fig. 4.4.21. Amplasarea aerotermelor din exemplul de calcul 1.

4.5. Încălzirea prin radiație

4.5.1. Criterii privind utilizarea încălzirii prin radiație

Încălzirea prin radiație se caracterizează, în principal, prin aceea că suprafețele încălzitoare cedează căldură prin radiație mai mult de 50 % din căldura totală.

În raport cu temperatura medie θ_p a suprafeței încălzitoare, încălzirea prin radiație se clasifică astfel:

- de temperatură joasă ($\theta_p = 25...100^\circ\text{C}$); suprafețele încălzitoare sunt în mare majoritate elemente de construcție (plafon, pardoseală, pereți);
- de temperatură medie ($\theta_p = 100...500^\circ\text{C}$); suprafețele încălzitoare sunt realizate sub formă de panouri montate sau benzi radiante suspendate la partea superioară a încăperilor;
- de temperatură înaltă ($\theta_p = 500...3000^\circ\text{C}$); elementele încălzitoare sunt radianți funcționând cu gaze sau energie electrică.

Instalațiile de încălzire prin radiație prezintă și alte particularități în raport cu celelalte sisteme, dintre care se pot menționa:

- asigură un grad de confort mai ridicat, întrucât temperatura suprafețelor de construcții ce delimitează încăperea este mai ridicată și mai uniformă, iar temperatura aerului din interior este mai scăzută cu 1...3°C;
- realizează în încăperi un gradient de temperatură redus;
- se reduce viteza de circulație a aerului

în încăperea și, ca urmare, rezultă o diminuare de împrăștiere a prafului anorganic, suport al florei bacteriene;

- asigură încălzirea spațiilor deschise.

În analiza ce precede decizia alegerii sistemului de încălzire, trebuie avute în vedere și aspecte legate de costul investițiilor, cheltuielile de exploatare și de coordonare a lucrărilor de instalații și construcții.

Sistemele de încălzire prin radiație se pot folosi:

- în clădirile civile, în încăperi cu cerințe igienice și de confort deosebite, precum și pentru asigurarea unei încălziri uniforme;
- în clădirile industriale cu spații mari și fără necesități de ventilare mecanică, pentru asigurarea unei distribuții omogene a încălzirii;
- în încăperi de producție industrială, pentru a realiza o încălzire zonală, puncte calde sau încălzire perimetrală;
- în spații semideschise sau deschise.

Încălzirea prin radiație nu se aplică încăperilor folosite cu program intermitent, mai ales dacă durata de folosință este scurtă (până la câteva ore) sau când clădirea este supusă la variații termice mari (inerție termică mică, însoțire etc).

În tabelul 4.5.1. sunt prezentate performanțele diferitelor tehnici de încălzire prin radiație.

4.5.2. Încălzirea prin radiație de temperatură joasă

Temperatura suprafețelor încălzitoare relativ redusă impune utilizarea unor

suprafețe încălzitoare mari, ceea ce a condus la ideea folosirii, în general, a suprafețelor delimitatoare ale încăperilor, rezultând:

- încălzirea prin plafon, la care temperatura medie a suprafeței încălzitoare θ_p nu poate depăși 50°C; este sistemul cel mai folosit, întreaga suprafață a plafonului fiind, în general, disponibilă pentru a îndeplini funcțiunea de suprafață încălzitoare;
- încălzirea prin pardoseală, la care temperatura medie a suprafeței încălzitoare θ_p este fiziologic limitată la 29...35°C;
- încălzirea cu panouri montate în pereți, la care temperatura medie a suprafeței încălzitoare θ_p poate atinge valori de până la 35°C.

Acest sistem de încălzire utilizează ca agent termic apa caldă preparată în cazane sau alte surse energetice de potențial scăzut: căldura recuperată din procese tehnologice, energia geotermală, energia solară, aerul cald etc.

4.5.2.1 Încălzirea prin plafon

Se poate realiza prin:

- înglobarea în planșeu a unor serpentine din țevă (metal sau plastic) sau a unor canale de aer;
- suprafețe încălzitoare detașate complet de structura plafonului, obținându-se așa-numitele plafoane false sau plafoane suspendate.

Încălzirea prin plafon se recomandă a fi utilizată la încăperile cu cerințe igienice deosebite, care reclamă evitarea transportării prafului prin curenții de convecție (exemplu: săli de operații

Tabelul 4.5.1. Performanțele diferitelor tehnici de încălzire prin radiație

Tip de radiație	Tipul panoului utilizat	Lungimea de undă λ_{\max} [mm]	Temp. max. a supraf. emiseive [°C]	Randamentul radiației [%]	Directivitatea radiației	Căldura absorbită de aerul cu umiditatea relativă $\varphi = 50\%$ [%]
Infraroșu - lungime de undă scurtă	Radiant electric	1,2	2.200	83	excelentă	7
Infraroșu - lungime de undă medie	Tuburi radiante din cuarț sau siliciu încălzite electric	2,6	950	55	medie	19
	Radiant cu gaze	2,7	900	47	medie	19
	Tuburi radiante metalice încălzite electric	3	800	50	medie	19
	Panou radiant cu gaze de temperatură medie	4 ... 7	450 - 150	44	medie	20
Infraroșu - lungime de undă lungă	Panou radiant de temperatură medie încălzit cu abur sau apă fierbinte	7	150	42	slabă	20
	Panou radiant de temperatură joasă încălzit cu apă caldă sau electric	8,5	70	40	foarte slabă	20

din spitale, saloane de bolnavi, încăperile în care se desfășoară procese tehnologice fine și extrafine), precum și în încăperile în care cerințele de mobilier sau de ordin estetic impun eliminarea corpurilor de încălzire amplasate pe pereți (exemplu: expoziții, muzee etc.).

4.5.2.1.1 Panouri radiante înglobate în elementele de construcții

Din această categorie fac parte panourile radiante:

- tip CRYTALL, executate din țevi de metal fără sudură, montate în plafon, fie în elementul de rezistență fie în tencuială. Imposibilitatea efectuării unor remedieri ca și a reparațiilor în timpul exploatării a făcut ca aceste tipuri de panouri să fie astăzi abandonate;
- tip Uponor denumite TABS „termoactivarea betonului” produse de firma Uponor (fig. 4.5.1). Sunt panouri radiante executate din țevi de polietilenă reticulară (PE-Xa) cu diametru de 17 x 2 mm, în module sub formă de serpentină simplă (fig. 4.5.2 a) sau serpentină dublă (fig. 4.5.2 b). Țevile se fixează pe plasă-grilaj din oțel-beton cu ajutorul unor cârlige. Modulele pot fi prefabricate în ateliere speciale sau executate pe șantier. Așezarea și fixa-

rea modulelor în masivul de beton se face pe capsule de armătură într-un cofraj special (fig. 4.5.3.).

Racordarea panourilor radiante la rețeaua de alimentare cu apă caldă sau rece se face în următoarele variante:

- racordarea cu distribuitor-colector (fig. 4.5.4 a);
- racordare în sistemul Tichelmann (fig. 4.5.4 b);

Fiecare panou radiant este racordat la cele două distribuitoare (apă caldă și apă rece) și la colectul comun.

Modul de funcționare a panoului radiant se bazează pe utilizarea capacității de înmagazinare (stocare) a căldurii în masivul de beton. Este de fapt sistemul CRYTALL în variantă modernă, în care serpentinele sunt executate din material plastic, iar montarea lor în masivul de beton se face pe zone, în funcție de tipul clădirii și destinația încăperilor. Se menționează faptul că aceste panouri pot asigura în perioada caldă o răcire a încăperilor. Studiile efectuate cu aceste tipuri de panouri au demonstrat că atât în perioada rece cât și în perioada caldă, ca urmare a modului de funcționare a panourilor radiante, în încăperi se pot realiza condiții optime de lucru. Monitorizarea

proceselor de încălzire și răcire impune un control riguros al instalației de alimentare cu apă caldă sau cu apă răcită, dat fiind faptul că acest sistem se bazează pe acumularea de căldură sau frig în elementele de construcție. Acest sistem de încălzire poate fi cuplat și cu un sistem de încălzire cu corpuri statice, care să compenseze efectele negative (de lipsă de căldură) în perioadele reci cu temperaturi exterioare mult scăzute.

În afara panourilor radiante cu țevile înglobate direct în elementele componente ale planșeului, se utilizează și panouri încălzitoare pentru care țevile (1/2" ... 1 1/2") se pot monta în spațiul dintre planșeu, grinzi și plafonul fals (fig. 4.5.5). Căldura cedată prin radiație de către țevi este dirijată de un ecran din metal polizat către tencuiala pe rabiț ce devine elementul încălzitor pentru încăpere. Agentul termic utilizat este apa caldă de 90/70°C.

Un alt tip de panou radiant de plafon care utilizează ca agent termic aerul cald este prezentat în fig. 4.5.6. Canalele de aer pot fi realizate în structura de rezistență a planșeelor sau pot fi special amenajate sub placa planșeului. Dezavantajul acestui panou constă în necesitatea rezervării unor spații mari pentru vehicularea debitelor de aer.

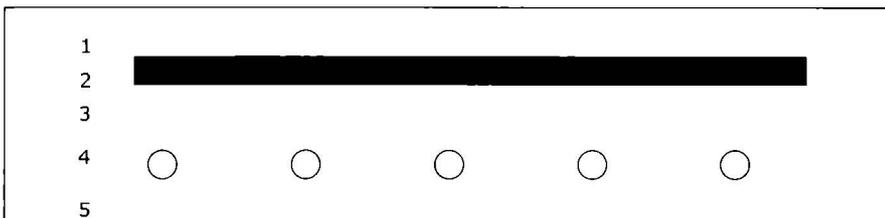


Fig. 4.5.1 Structura planșeului Uponor TABS:

1 - pardoseală finită (mochetă, parchet, gresie, etc.); 2 - șapă egalizare; 3 - izolație fonică; 4 - țeavă Uponor PE-Xa; 5 - planșeu beton.

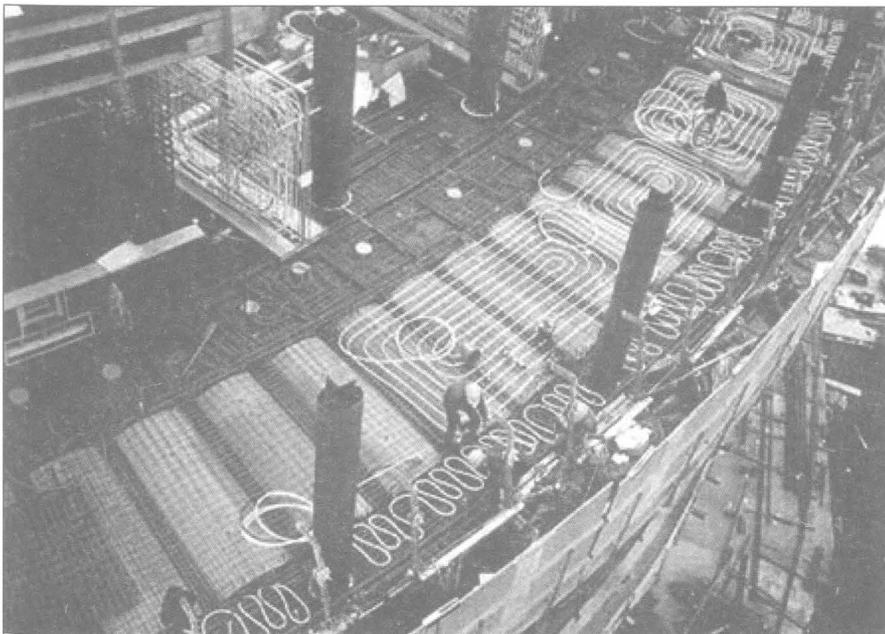


Fig.4.5.3 Așezarea și montarea modulelor Uponor TABS în structura planșeului.

4.5.2.1.2 Panouri radiante aparente

Au fost realizate și panouri radiante de plafon, aparente, detașate complet de structura de rezistență. Acestea se execută, în general, dintr-un registru din țeavă cu diametrul 1/2...3/4", pe care se prinde o lamelă din metal cu grosime de

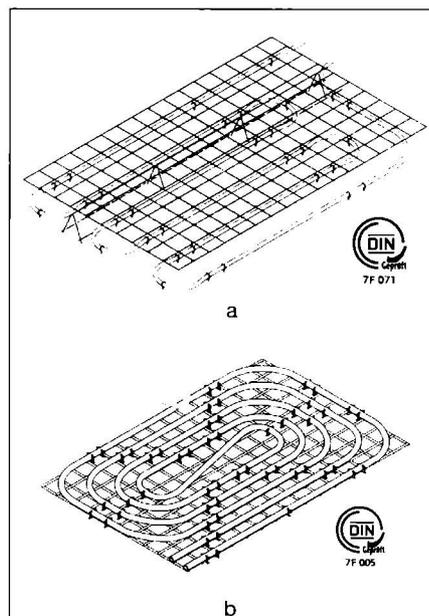
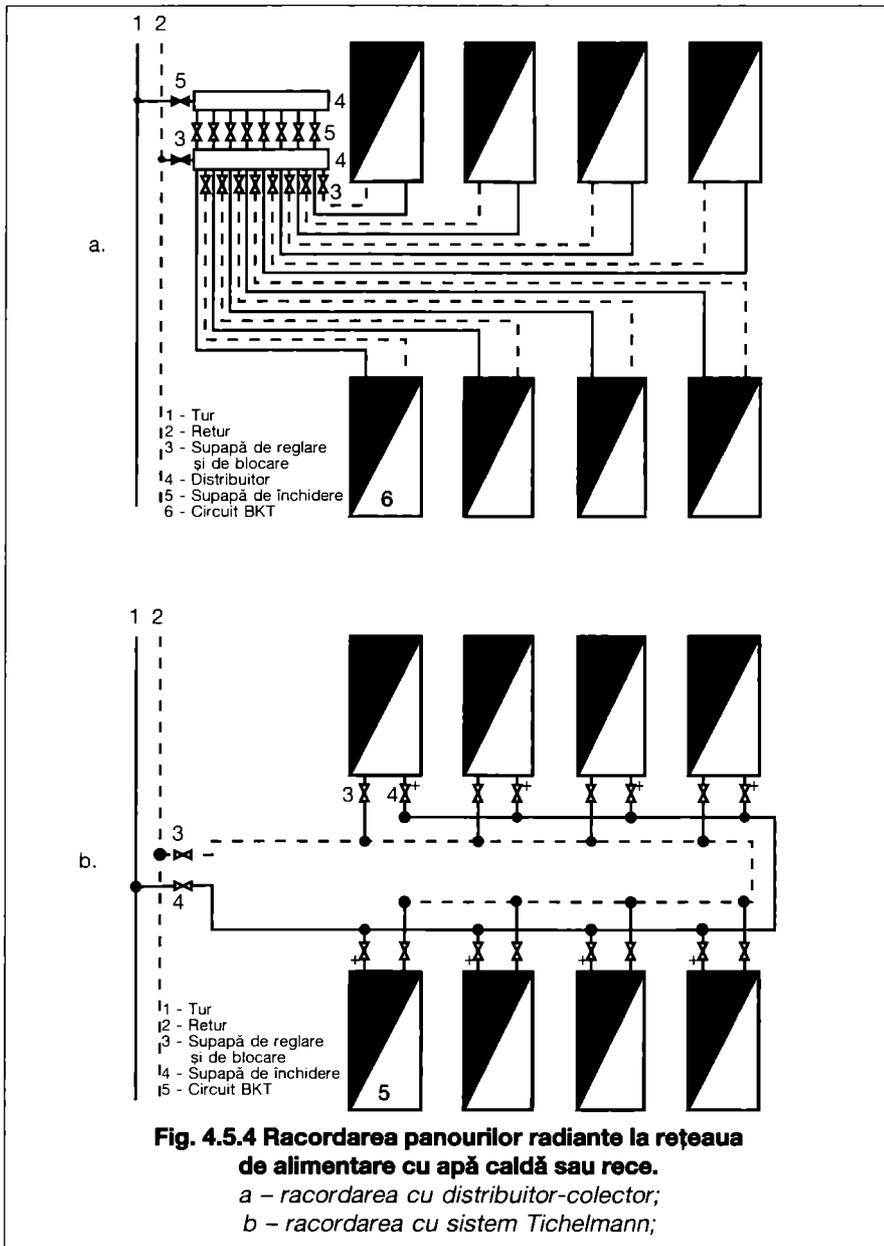


Fig. 4.5.2 Modulele Uponor TABS:

a - module sub formă de serpentină simplă; b - module sub formă de serpentină dublă.



buie să fie cât mai bine executat, pentru a permite un transfer termic cât mai bun.

Panoul radiant de plafon tip FRENGER (fig. 4.5.8) este executat dintr-un registru de țevi prevăzut cu lamele din aluminiu cu grosimea de 0,75 mm și cu dimensiunile de 625 x 625 mm, perforate sau neperforate. Tevile sunt suspendate de plafon, iar tabla din aluminiu este prinsă de țevă cu agrafe metalice. La partea superioară a plăcii din aluminiu este prevăzut un strat de izolație termică de circa 30...50 mm. Agentul termic care circulă prin țevi este apa caldă cu

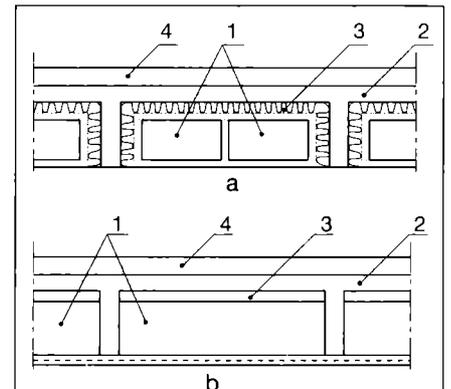


Fig. 4.5.6. Panou radiant de plafon cu canale de aer:
 a - canale de aer în structura de rezistență; b - canale de aer special amenajate;
 1 - canal de aer; 2 - elementul de rezistență; 3 - izolație termică; 4 - pardoseală finită.

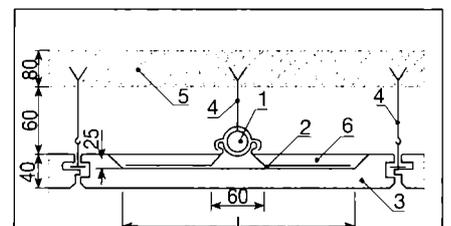


Fig. 4.5.7. Panou radiant tip STRAMAX:
 1 - țevă; 2 - lamelă din aluminiu; 3 - placă din ipsos; 4 - element de prindere; 5 - element de rezistență; 6 - izolație termică.

0,50...1.25 mm, cu rolul de a mări suprafața încălzitoare. Dintre aceste panouri cele mai folosite sunt STRAMAX și FRENGER.

Panoul radiant de plafon tip STRAMAX

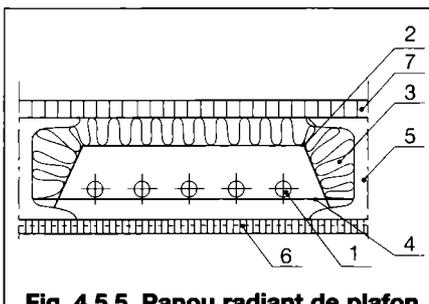


Fig. 4.5.5. Panou radiant de plafon cu țevi montate în spațiul dintre grinzi:
 1 - țevi încălzitoare; 2 - ecran din metal polizat; 3 - izolație termică; 4 - suport de susținere; 5 - element de rezistență; 6 - tencuială pe rabit; 7 - pardoseală finită.

(fig. 4.5.7) este format dintr-un registru de țevi prevăzut cu lamele și acoperite cu plăci prefabricate din ipsos. Lamela este executată cu tablă din aluminiu în grosime de 0,7...1,0 mm, prinsă de țevi, acoperind 2/3 din suprafața acestora.

Contactul dintre țevă și lamelă, precum și cel dintre lamelă și tencuială tre-

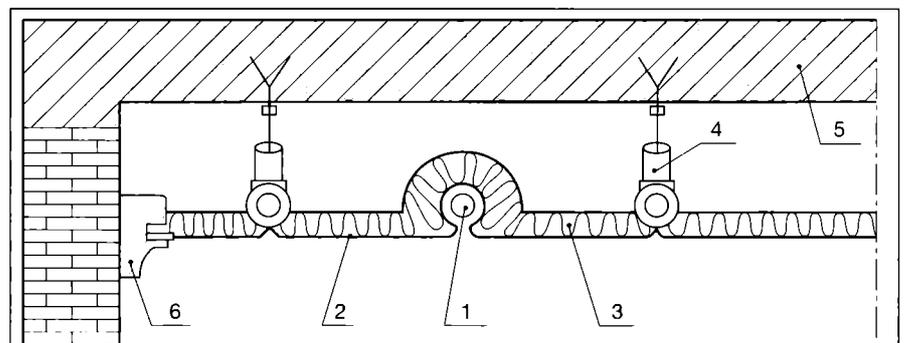


Fig. 4.5.8. Panou radiant tip FRENGER:
 1 - țevă; 2 - lamelă din aluminiu; 3 - izolație termică; 4 - element de prindere; 5 - element de rezistență; 6 - element de fixare în perete.

temperatura de 60...70°C.

Un panou radiat de plafon modern este produs de firma germană Zehnder. Este executat dintr-un ecran din tablă pe care sunt sudate 4 rânduri de țevi din oțel cu diametrul de 15 mm care formează un registru (fig. 4.5.9). Panourile pot fi executate dintr-un element, două sau trei elemente legate între ele printr-un distribuitor respectiv colector (fig. 4.5.10). Circulația apei calde prin registrele panourilor se face diferențiat în funcție de poziția lor în planul încăperii (fig. 4.5.11).

4.5.2.1.3 Amplasarea panourilor radiante în încăperi

Forma geometrică a serpentinelor sau registrelor (diametrul conductei, distanța dintre conducte, lungimea și lățimea planului ocupat de serpentină) rezultă din

calculul de dimensionare a suprafeței încălzitoare.

Ele se montează fie perfect orizontal,

fie cu o ușoară pantă în sensul curgerii apei. Înainte de montare, țevile sunt supuse unor probe de presiune cu aer la

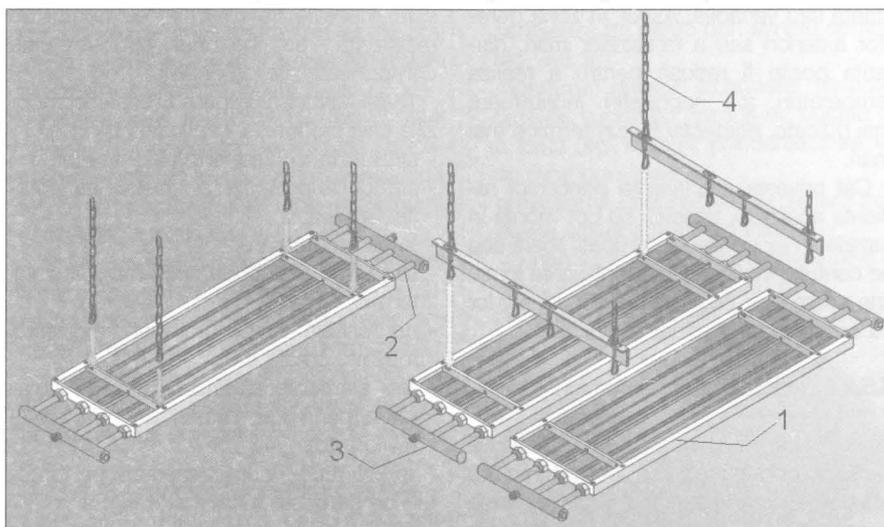


Fig. 4.5.9 Panou radiant de plafon tip Zehnder

1 – ecran de tablă; 2 – registru din țevă; 3 – distribuitor și/sau colector; 4 – mod de prindere de plafon.

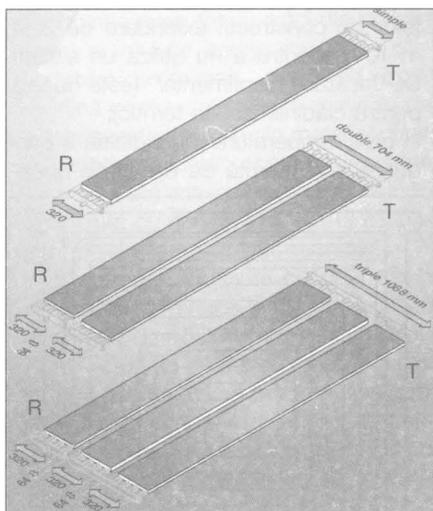


Fig. 4.5.10 Realizarea panourilor radiante din elemente

T – racord la conducta de ducere;
R – racord la conducta de întoarcere.

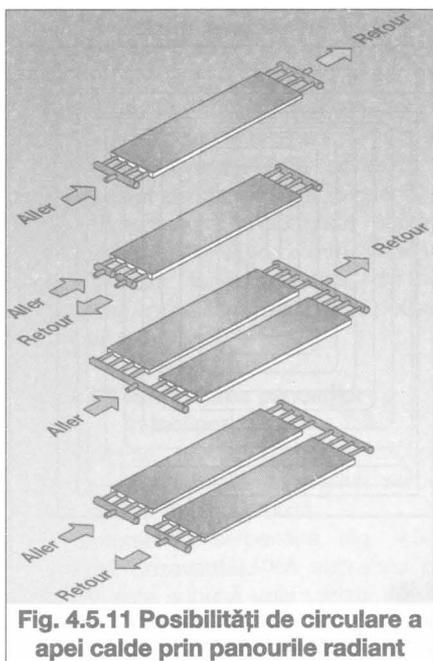


Fig. 4.5.11 Posibilități de circulare a apei calde prin panourile radiante

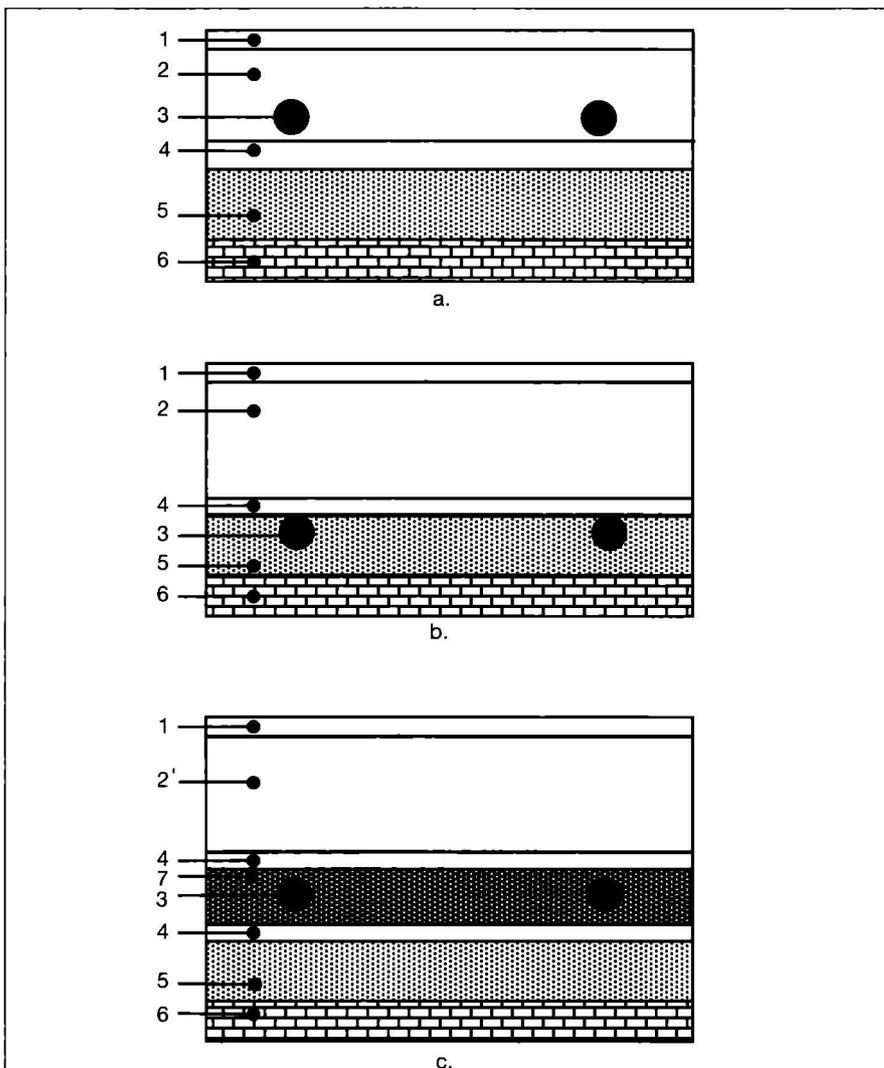


Fig. 4.5.12 Structuri de pardoseală radiantă după EN 1264-1

a – pardoseală tip A; b – pardoseală tip B; c – pardoseală tip C;

1 – pardoseală finită; 2 – strat de beton; 2' – dală de beton; 3 – țevă încălzitoare; 4 – strat de protecție; 5 – strat de izolație termică; 6 – planșeu de beton armat; 7 – strat de beton de egalizare (șapă).

40 bar, iar imediat după montare la o probă de presiune cu apă la 25 bar.

Distanța dintre panouri poate fi constantă sau variabilă. Astfel, în zona pereților exteriori sau a ferestrelor mari, distanța poate fi redusă pentru a realiza temperaturi ale suprafeței încălzitoare mai ridicate, respectiv fluxuri termice mai mari.

Cât privește amplasarea panourilor radiante aparente, acestea se pot monta în baterie, în șir continuu, cu spații libere sau pe conturul încăperii. La amplasarea lor se ține seama de posibilitatea combinării lor cu corpurile de iluminat ale încăperii.

4.5.2.2 Încălzirea prin pardoseală

Din punct de vedere constructiv, încălzirea prin pardoseală este similară încălzirii prin plafon, cu deosebirea că montarea conductelor se face la partea superioară a pardoselii, având izolarea termică la partea inferioară.

Din cauza contactului direct dintre talpa piciorului și suprafața încălzitoare a pardoselii, temperatura acesteia trebuie limitată, 25...30°C pentru încăperile în care omul circulă încălzit, neputând

depăși 25°C pentru încăperile unde omul umblă desculț (băi, piscine etc).

La încălzirea prin pardoseală țevile sunt montate fie direct în elementul de rezistență, fie într-unul din straturile componente ale pardoselii.

După normele europene EN1264, compoziția unei pardoseli încălzitoare cuprinde:

- stratul de izolație termică și fonică;
- stratul de protecție a stratului de izolație termică;
- țevile încălzitoare;
- stratul de distribuție uniformă a fluxului termic;
- pardoseala finită (parchet, mochetă, mozaic, gresie etc);
- alte elemente ajutătoare (bandă izolatoare periferică, brățări de prindere a țevilor etc).

În EN 1264-1 sunt prezentate trei structuri de pardoseli încălzitoare (fig. 4.5.12):

- tip A cu țevile montate în dala de beton;
- tip B cu țevile montate sub dala de beton, la suprafața stratului de izolație termică;
- tip C cu țevile montate în stratul de beton de egalizare, dintre dala de be-

ton și stratul de izolare termică.

Panourile radiante se pot executa cu țevi metalice (oțel, cupru) sau din material plastic. Temperatura agentului termic este de maximum 55...60°C, putând coborî până la 35...40°C.

Acest sistem de încălzire aparține domeniului de temperatură joasă, putând utiliza căldura și din instalațiile cu pompe de căldură, instalațiile de recuperare a căldurii și chiar din instalațiile solare.

Sistemul de încălzire prin pardoseală este preferat celui de plafon, în special, datorită realizării unei suprafețe calde și uniforme a pardoselii, îmbunătățind substanțial confortul termic.

Încălzirea prin pardoseală este recomandată a se utiliza la încăperi:

- lipsite total de mobilier sau cu mobilier redus;
- cu necesar redus de căldură (ceea ce implică o rezistență termică a elementelor de construcții exterioare de 2...4 m²·K/W) pentru a nu utiliza un sistem de încălzire suplimentar (este ideală pentru clădirile izolate termic);
- în care temperatura mai ridicată a pardoselii este cerută de destinația ace-

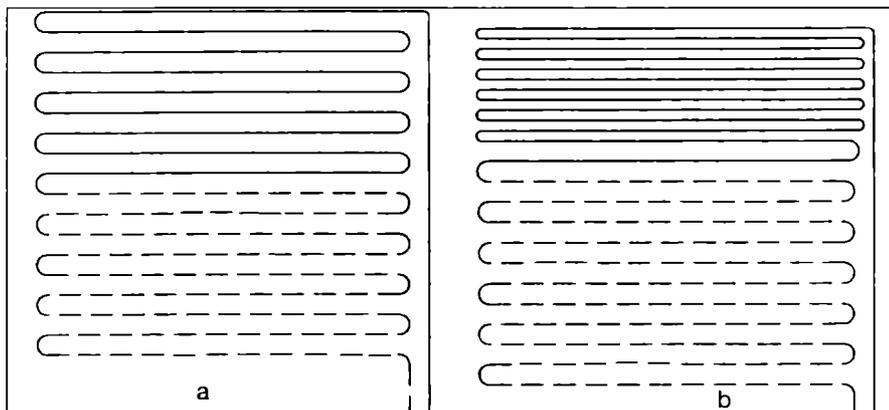


Fig. 4.5.13 Montarea țevilor în formă de serpentină simplă

a - schema de montare în formă de serpentină simplă;
b - schema de montare cu serpentinele de margine mai dese.

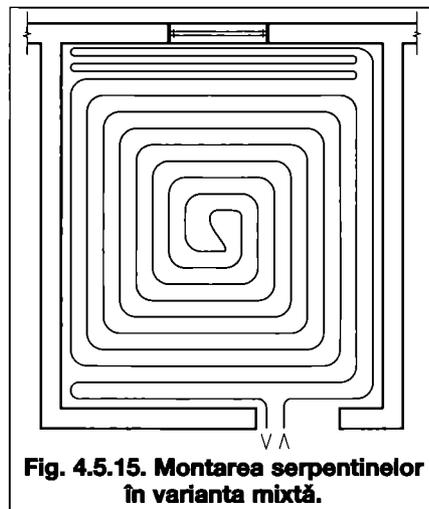


Fig. 4.5.15. Montarea serpentinelor în varianta mixtă.

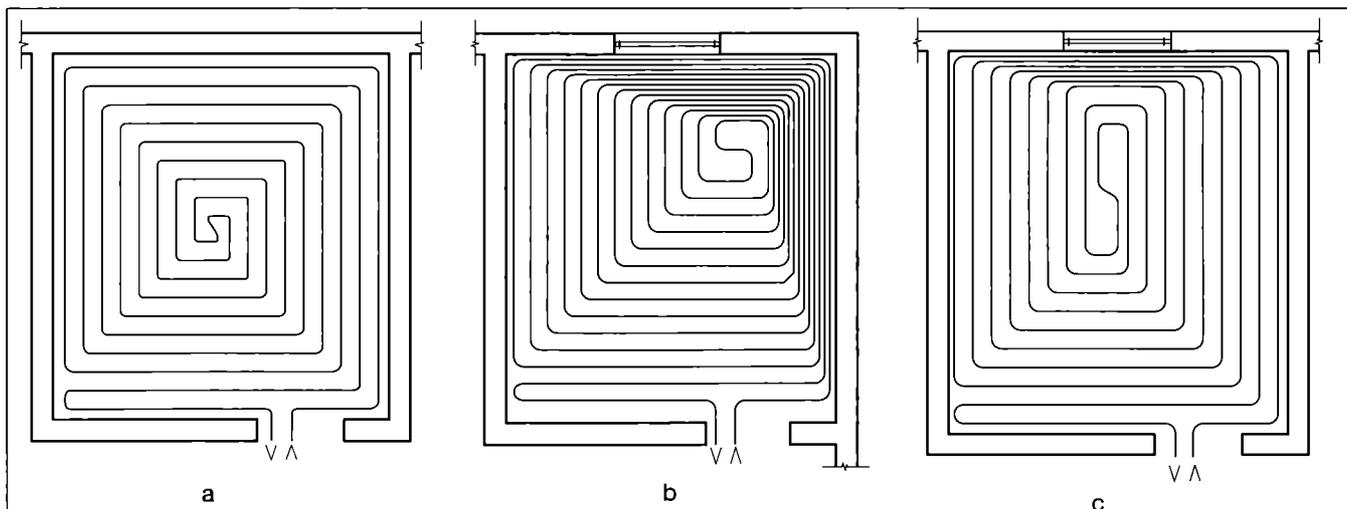


Fig. 4.5.14. Montarea serpentinelor în spirală dublă:

a - pozarea cu densitate de așezare constantă; b - pozarea cu densitate de așezare mărită de-a lungul a doi pereți exteriori; c - pozarea cu densitate de așezare mărită de-a lungul unui perete exterior.

teia (băi publice, piscine etc).

În încăperile cu mobilier se recomandă ca mobila să aibă piciorușe de susținere pentru a permite circulația căldurii.

De asemenea, încălzirea prin pardoseală este mult utilizată și la încălzirea holurilor și foaielor care nu necesită mobilier pe suprafețe mari.

4.5.2.2 Panouri radiante de pardoseală

Executarea unui panou radiant de pardoseală se poate realiza prin două metode: „umedă” și „uscată”.

În cazul metodei „umedă”, țevile sunt prinse cu un colier de un schelet metalic, după care sunt acoperite cu un strat din beton în grosime de 50...65 mm (fig. 4.5.12 a)

Soluția prezintă avantajul că schimbul de căldură prin conducție între țevi și stratul din beton este foarte bun. Stratul de izolație executat cu plăci din polistiren joacă și rolul de izolație fonică.

Pentru protejarea plăcii de izolație termică contra umezelii se prevede deasupra acesteia o folie din material plastic.

Metoda „uscată” constă în montarea țevilor direct într-o placă din polistiren prevăzută cu nervuri (fig. 4.5.12 b), placa având rolul și de izolație termică.

Țevile sunt acoperite cu dale din beton, plăci ceramice sau din ipsos, cu grosimea de 40...50 mm, toate prefabricate. Acest tip de panou radiant prezintă marele avantaj că se poate executa mult mai rapid, timpul de așteptare pentru uscarea betonului este eliminat iar în caz de defecțiuni remedierile se pot face mult mai ușor.

În figura 4.5.12 c se prezintă varianta cu amplasarea țevilor într-un strat de beton de egalizare (șapă).

Țevile utilizate la realizarea panourilor radiante de pardoseală sunt în proporție de aproape 100 % din materiale plastice. Ele înlocuiesc cu succes țevile metalice (oțel, cupru) deoarece în ultimii ani s-au îmbunătățit foarte mult performanțele lor legate de rezistența la șocuri și la presiuni ridicate, la variații de temperatură, flexibilitatea și durata de viață (peste 50 de ani). Dimensiunile țevilor sunt cuprinse între 9,9 x 1,1 și 20 x 2 mm. Cele mai utilizate sunt: țevile executate din poli-propilenă, polietilenă reticulară, polietilenă (cap.6.6).

4.5.2.2 Amplasarea panourilor în încăperi

Montarea țevilor în planul încăperii poate fi făcută în diferite moduri: serpentină, spirală dublă și mixtă.

Montarea în serpentină (fig. 4.5.13) prezintă dezavantajul că suprafața pardoselii este supusă unei variații mari de temperatură. De aceea, în acest caz, pentru a obține o repartizare uniformă a

temperaturii, este necesară montarea țevilor ducere/întoarcere una lângă alta. În zonele periferice, aproape de pereții exteriori sau ferestrele exterioare, se recomandă ca distanța dintre țevi să fie mai mică, permițând astfel creșterea puterii termice a suprafeței încălzitoare.

Montarea în spirală dublă (fig. 4.5.14) constă în montarea țevilor de ducere/întoarcere în paralel, obținându-se astfel o temperatură cât mai uniformă a suprafeței pardoselii.

Și în acest caz, în zonele mai reci ale încăperilor, pentru a crește fluxul de căldură cedat de panoul încălzitor este necesară micșorarea pasului dintre țevi.

Montarea mixtă (fig. 4.5.15) constă dintr-o combinație a celor două variante expuse mai sus (serpentina - spirala dublă).

4.5.2.3 Executarea panourilor radiante

Panourile radiante de plafon sau pardoseală impun o anumită tehnologie de execuție, atât în ceea ce privește operațiile preliminare de pregătire a încăperilor cât și executarea propriu-zisă a panourilor.

4.5.2.3.1 Panouri radiante - metoda „umedă”

Pentru executarea unui panou radiant de pardoseală cu țevi din material plastic, operațiile sunt, în general, următoarele:

- pregătirea suprafeței de suport care trebuie să fie orizontală, fără denivelări; se recurge la acoperirea suprafeței cu un strat subțire (5...10 mm) de ciment sau ipsos;
- izolarea termică periferică, în lungul pereților, și a tuturor elementelor verti-

cale care vin în contact cu panourile radiante; această izolație periferică se realizează cu ajutorul unei benzi izolatoare din polietilenă etanșă la apă, care se fixează pe pereți prin simplu contact (fig. 4.5.16);

- montarea dalelor izolatoare termofonice pe suprafața pardoselii, bucată cu bucată (fig. 4.5.17);
- prinderea între ele se face prin lipire;
- prevederea unor rosturi de dilatare între dalele izolatoare atunci când:
 - lungimea acestora este mai mare de 8 m;
 - suprafața depășește 40 m²;
 - conturul suprafeței prezintă schim-

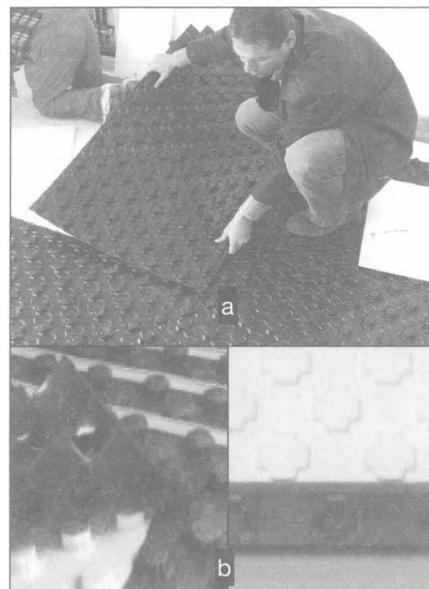


Fig. 4.5.17. Montarea dalelor termofonice:
a - mod de așezare a dalelor izolatoare; b - detaliu de prindere.

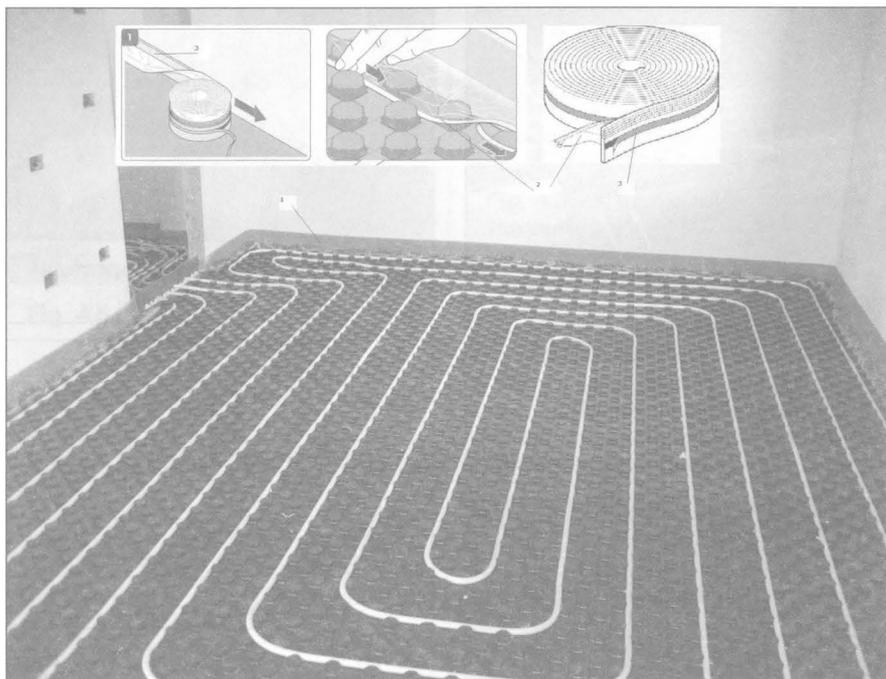


Fig. 4.5.16 Izolația termică periferică.

1 - bandă izolatoare periferică; 2 - folie din polietilenă autoadezivă pe izolator; 3 - parte adezivă pentru lipirea pe perete.

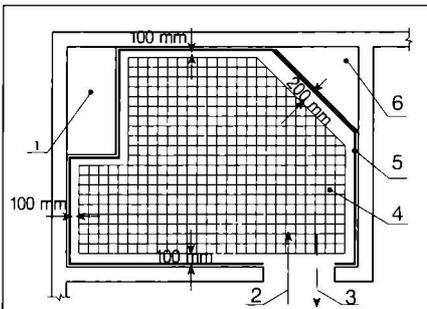


Fig. 4.5.18. Zona de montare a țevilor:

1 - suprafața ocupată; 2 - conductă ducere; 3 - conductă întoarcere; 4 - zona țevilor; 5 - bandă izolatoare; 6 - zonă cu foc deschis.

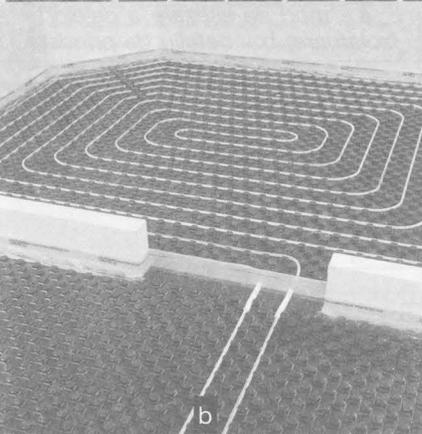


Fig. 4.5.19. Montarea țevilor pe suprafața pardoselii:
a - operația de montare; b - pardoseala după operația de montare.

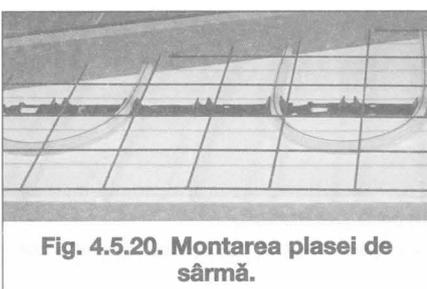


Fig. 4.5.20. Montarea plasei de sârmă.

- bări de direcție accentuate;
- raportul laturilor este mai mare de 2:1;
- stabilirea zonei de montare a țevilor, respectând distanțele impuse de elementele componente ale camerei (pereți, suprafețe acoperite, șemineuri cu foc deschis etc) (fig. 4.5.18);
- montarea țevilor pe suprafața dalelor izolatoare, se face începând din zona pereților spre centrul încăperii; distanța dintre țevi este impusă de soluția adoptată: serpentină sau spirală dublă (fig. 4.5.19);
- montarea unei plase de sârmă cu ochiuri de 100 x 100 mm peste dalele izolatoare (fig. 4.5.20) și prinderea acesteia de conducte, cu coliere de sârmă când încărcarea este mai mare de 5 kN/m²;
- acoperirea întregii suprafețe a pardoselii cu un strat gros de 40...65 mm mortar de ciment cu nisip;
- realizarea suprafeței finite a pardoselii în funcție de destinația încăperii: pardoseală caldă (parchet, mochetă etc.) sau rece (marmură, plăci de ceramică etc.) (fig. 4.5.21).

În sistemul Purmo conducta de încălzire se află în zona inferioară a șapei (structură tip A conform PN-EN 1264). Acest sistem garantează o propagare corectă a căldurii între conducte, astfel încât temperatura suprafeței pardoselii este uniformă.

În încălzirea prin pardoseală cu agent termic marca Purmo există 2 sisteme de fixare a conductelor:



Fig. 4.5.21. Realizarea suprafeței finite a pardoselii.

- Rolljet/Faltjet – conducta cu diametrul 16,17 și 20 mm este fixată pe izolație (rolljet sau faltjet) cu ajutorul clipsurilor și al unui pistol de clipsuri (taker) (fig. 4.5.21.A.).
- Noppjet – conducta cu diametrul 14, 16 și 17 mm este fixată în plăci cu ajutorul unor nuturi speciale. (fig. 4.5.21.B și 4.5.21.C.).
Tipul și grosimea izolației depind de următorii factori:
- Rezervele de înălțime de care dispunem,
- Normele de protecție termică,
- Sarcinile suportate.

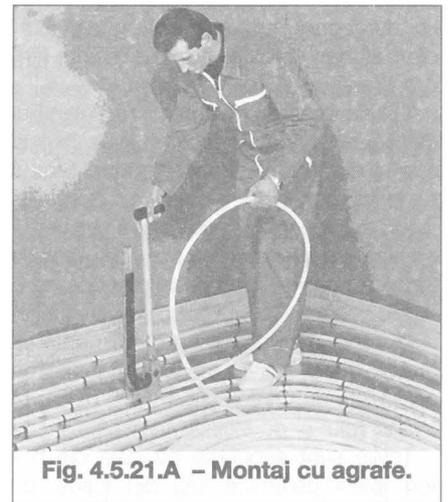


Fig. 4.5.21.A - Montaj cu agrafe.

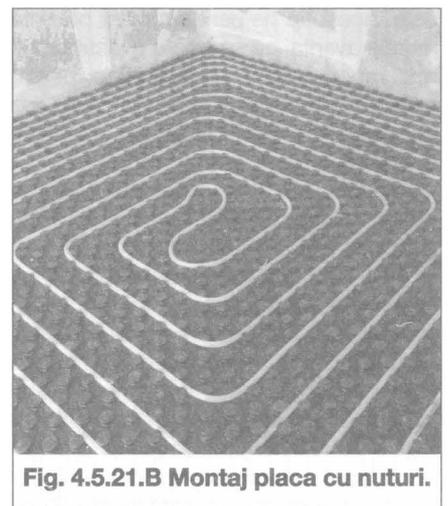


Fig. 4.5.21.B Montaj placa cu nuturi.

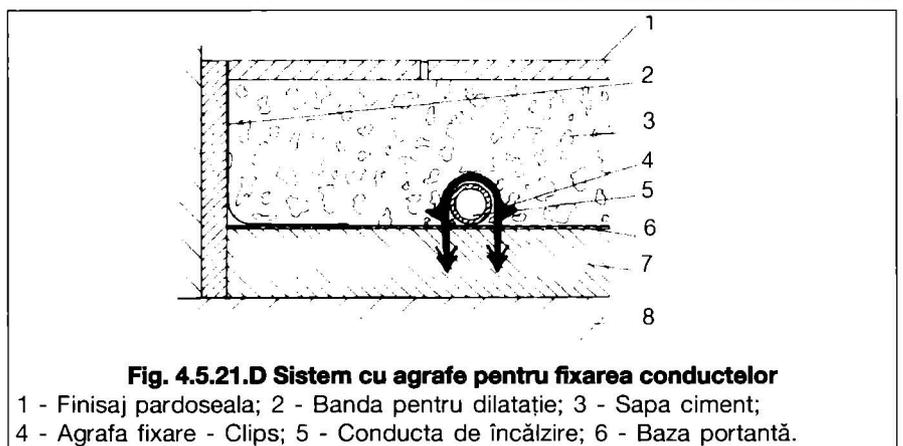


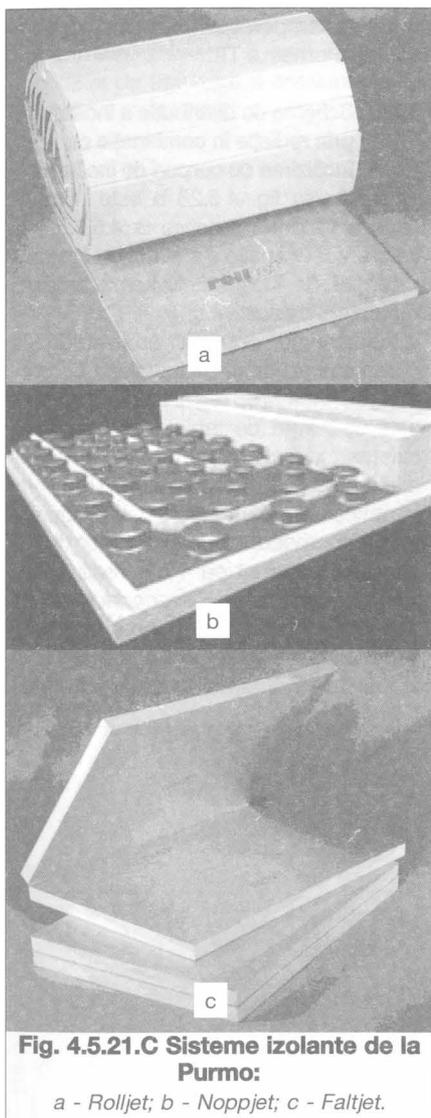
Fig. 4.5.21.D Sistem cu agrafe pentru fixarea conductelor

1 - Finisaj pardoseala; 2 - Banda pentru dilatație; 3 - Sapa ciment; 4 - Agrafa fixare - Clips; 5 - Conducta de încălzire; 6 - Baza portantă.

Pentru a facilita alegerea tipului corespunzător de izolație, în tabelul nr. sunt prezentate materialele izolante cel mai des folosite.

4.5.2.3.2 Panouri radiante- metoda „uscată“

Operațiile de execuție prin metoda „uscată“ sunt, în general, cele de la § 4.5.3.2.1, cu singura deosebire că acoperirea dalelor izolatoare și a conductelor se face cu plăci prefabricate din beton sau ipsos, peste care se toarnă un strat de 10-20 mm șapă de ciment pentru egalizarea suprafeței.



4.5.2.4 Racordarea la rețeaua de distribuție

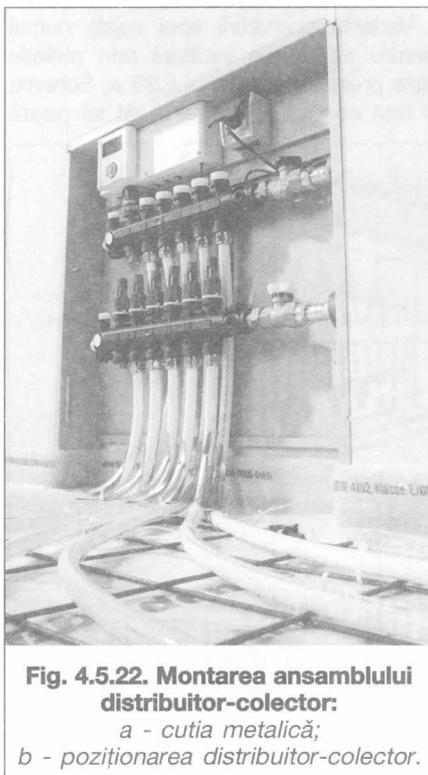
Legătura țevilor care alcătuiesc suprafața panoului radiant (planșeu sau pardoseală) se face prin intermediul unor racorduri de tip distribuitor-colector.

Distribuitorul și colectorul (fig. 4.5.22 b) sunt prevăzute cu racordurile, robinetele și elementele de reglare necesare asigurării unei bune repartizări a debitelor de căldură în rețeaua de conducte a panourilor.

Montarea lor se face într-o carcasă metalică (fig. 4.5.22 a) la 500...700 mm de pardoseală, într-o firidă.

Distribuitorul și colectorul sunt executate din materiale plastice de ultimă generație (fibră de sticlă întărită cu poliamid) evitându-se astfel riscul corodării în timp.

Distribuitorul (fig. 4.5.23 a) cuprinde ștuturile de racord la țevile panoului pe care sunt montate debitmetre sau robineti de reglaj cu rol de echilibrare hidraulică, termometre, robinetul de dezaerisire, robinetul de golire și de racord la rețeaua de distribuție.



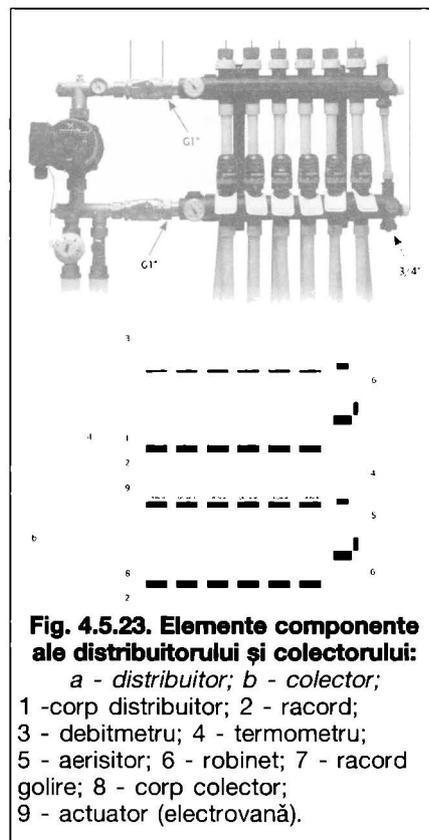
Colectorul (fig. 4.5.23 b) cuprinde ștuturile de racord la țevile panoului pe care sunt montate robinetele de închidere și robinetele termostatiche, termometre, robinetul de dezaerisire, robinetul de golire și de racord la rețeaua de distribuție.

4.5.2.5 Încălzirea cu panouri montate în perete

Acest sistem de încălzire prin radiație este utilizat ca sistem complementar al încălzirii prin radiație de plafon sau de pardoseală (dacă nu este acoperit necesarul de căldură) sau când se impune ridicarea temperaturii superficiale a pereților.

Ca și la încălzirea prin plafon sau pardoseală, în varianta încălzirii prin perete, panourile pot fi montate în interiorul sau la fața elementelor de construcții, de preferat pe pereții exteriori și sub ferestre.

Panourile încălzitoare de perete de tip Uponor se execută cu montare umedă. Țevile sunt din: polietilenă reticulară (PE-Xa) cu diametrul de 9,9 x 1,1 mm, montate vertical în formă de serpentină



Tabel nr.4.5.1.A. Sisteme izolante de la Purmo (detalii în catalogul tehnic la www.purmo.ro).

Tip	Rolljet	Noppjet	Faltjet
Descriere	Placă de polistiren expandat acoperită cu folie cu plasă de întărire	Placă de polistiren expandat cu ieșiri speciale pentru fixare conducte 14-17	Placă din spumă poliuretanică acoperită cu folie cu plasă de întărire
Coeficientul de conductivitate termică λ [W/mK]	0,035-0,040	0,035	0,025
Grosime [mm]	25 - 50	11	74
Sarcina maximă [kg/m ²]	500-3500	6000	5000

simplică pe perete (fig. 4.5.24 a) după care se acoperă prin procedeu umed (fig. 4.5.24 b). Fixarea țevilor se face pe o șină din polipropilenă rezistentă, iar panoul dintre țevi este de 8, 10, 14 cm. Tencuiala care acoperă țevile trebuie să aibă o bună conductivitate termică. Sunt recomandate următoarele tipuri speciale de mortar de tencuit și lianți: ipsos cu var; var cu ciment. Alegerea tipului de tencuială este în concordanță cu scopul utilizării încăperii, umiditatea din încăperea, temperatura suprafeței încălzitoare, finisajul peretelui etc. Se recomandă de asemenea o armare a tencuiei, care este de obicei o plasă din fibră de sticlă (sticlă textilă).

În afara panourilor radiante de perete confecționate pe șantier, se execută și module prefabricate (fig. 4.5.25). Un modul este executat dintr-o placă din fibre de gips în care sunt crestate cu freză canale și încorporate țevi din polipropilenă reticulară de valoare nominală 14 x 2,0 mm. Modulele cu dimensiunile: lungimea 1197 mm; lățimea 1050 mm și grosimea de 25 cm. Montarea lor se poate face: pe partea interioară a pereților exteriori, pe una sau ambele părți ale pereților despărțitori din încăperi și pe panta acoperișului. În cazul montării modulelor prefabricate pe suprafețele reci (pereți

exteriori, acoperiș) se iau măsuri de izolare termică, prevăzându-se plăci de polistiren în grosime de 30 mm între modul și suprafața rece.

4.5.2.6 Scheme de alimentare cu căldură

Instalațiile de încălzire prin radiație de temperatură joasă funcționează, în principal, cu apă caldă cu circulație prin pompare.

Schemele de alimentare cu căldură depind, în general, de natura consumatorilor și a corpurilor de încălzire. Se pot distinge trei scheme de distribuție:

- preparare și distribuție a căldurii numai pentru încălzirea prin radiație de temperatură joasă;
- preparare și distribuție a căldurii pentru încălzirea prin radiație de temperatură joasă și încălzirea cu corpuri de încălzire;
- preparare și distribuție a căldurii pentru încălzirea prin radiație de temperatură joasă, încălzirea cu corpuri de încălzire și prepararea apei calde de consum.

4.5.2.6.1 Schema de distribuție pentru încălzirea numai prin radiație

Varianta preparării apei calde numai pentru asigurarea încălzirii prin radiație este prezentată în fig. 4.5.26 a. Schema a fost concepută astfel încât să poată

funcționa cu apă caldă cu temperatură constantă la cazan și posibilitatea de asigurare a parametrilor de lucru ai agentului termic prin amestecul realizat cu ventilul automat cu 4 căi, sub comanda termometrului exterior TE; temperatura de lucru a apei calde este asigurată de regulatorul de temperatură RT de pe conducta de ducere. Tabloul de comandă montat pe cazan asigură întregul proces de funcționare a instalației.

Schema din fig. 4.5.26 a, a se poate simplifica, renunțând la ventilul cu 4 căi; temperatura apei calde de lucru pentru panourile radiante se fixează la cazan în funcție de temperatura exterioară indicată de termometrul TE.

4.5.2.6.2 Schema de distribuție a încălzirii prin radiație în combinație cu încălzirea cu corpuri de încălzire

Schema din fig. 4.5.26 b este o completare a variantei descrise la 4.5.2.6.1 la care s-a adăugat și o instalație de încălzire cu corpuri de încălzire. Schema prezintă următoarele particularități:

- la cazan se prepară apă caldă la parametrii solicitați de instalația cu corpuri de încălzire; reglarea temperaturii este asigurată de tabloul de comandă existent la cazan, în funcție de condițiile exterioare (termometrul TE);
- la panourile radiante se asigură agentul termic corespunzător prin intermediul ventilului automat cu 4 căi, realizându-se amestecul de apă din conductele de ducere și întoarcere; comanda este asigurată de regulatorul automat R, în funcție de condițiile interioare (termo-

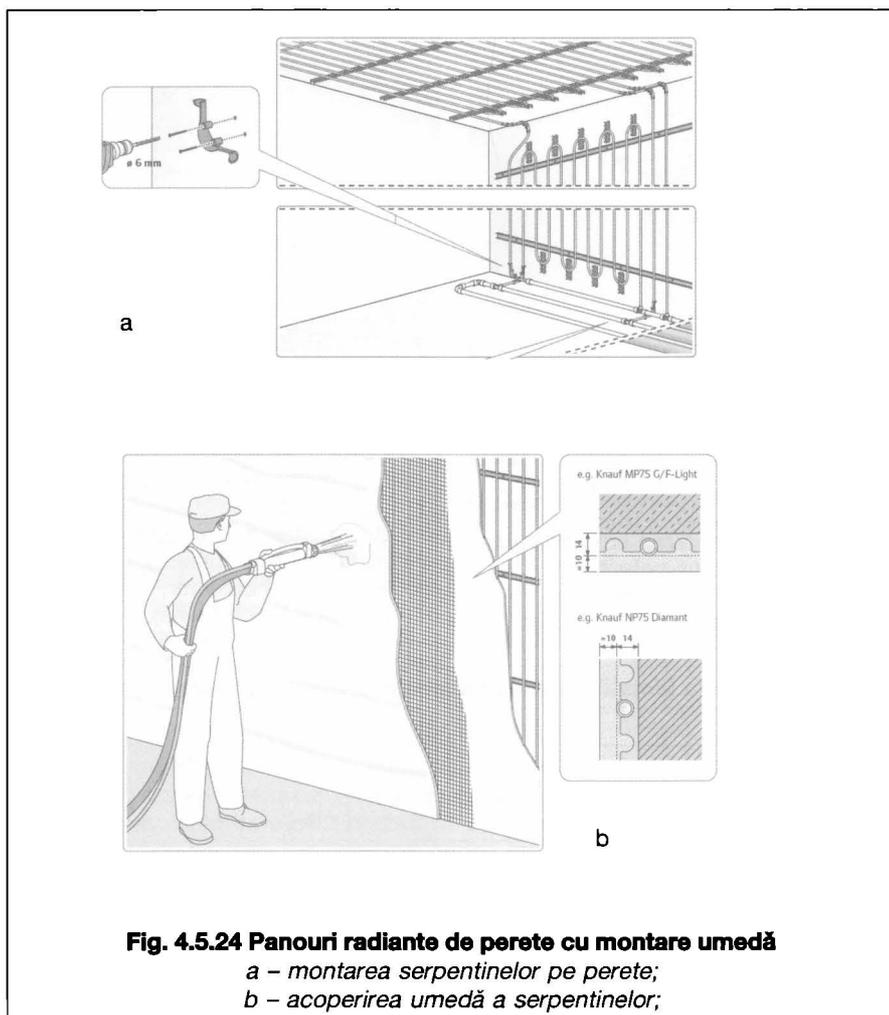


Fig. 4.5.24 Panouri radiante de perete cu montare umedă

a – montarea serpentinilor pe perete;
b – acoperirea umedă a serpentinilor;

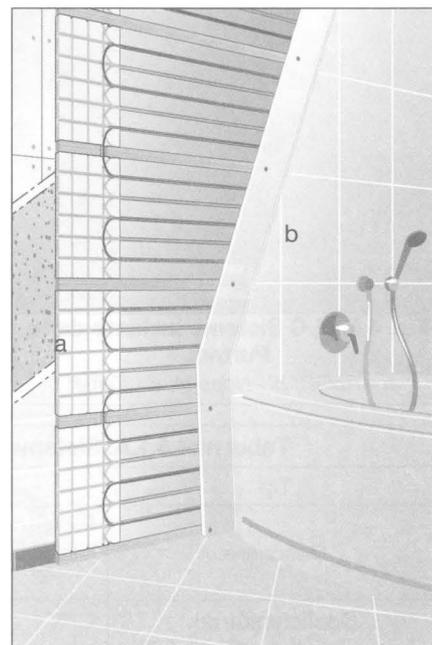


Fig. 4.5.25 Panouri radiante de perete prefabricate

a – Panou ușor Uponor 14mm;
b – Placă pentru difuzia căldurii.

statul TI).

Pentru simplificarea sistemului, ventilul automat cu 4 căi și regulatorul pot fi înlocuite cu un grup de amestec și pompare Uponor Push 15A sau 22A.

4.5.2.6.3 Schema de distribuție pentru încălzire prin radiație, încălzire cu corpuri de încălzire, preparare apă caldă de consum

O variantă de schemă de preparare și distribuție a agenților termici către 3 consumatori care solicită apă caldă la parametrii diferiți este prezentată în fig. 4.5.26 c. Schema prezintă particularitățile:

- la cazan se prepară apă caldă la parametrii maximi și prin intermediul bateriei de egalizare a presiunii se face

repartizarea la cei trei consumatori (panouri radiante, corpuri de încălzire și schimbător de căldură);

- parametrii apei calde solicitate de consumatorii sezonieri (panourile radiante, corpurile de încălzire) sunt asigurați prin amestecul apei calde din conductele de ducere și întoarcere, prin intermediul ventililor automate cu 3 căi; comanda este asigurată de regulatele automate R, în funcție de condițiile interioare (termostatele TI);
- parametrii apei calde solicitați de schimbătorul de căldură corespund celor preparați la cazan; comanda este asigurată de tabloul de comandă existent pe cazan.

4.5.2.6.4 Scheme de alimentare cu stații compacte

Schema unei instalații de preparare și distribuție a agentului termic pentru doi consumatori: încălzirea cu corpuri de încălzire și încălzirea prin radiație cu panouri de pardoseală este prezentată în fig. 4.5.26 d. Particularitatea schemei constă în aceea că alimentarea cu agent termic a consumatorului de căldură pentru încălzirea cu panouri se face prin intermediul unei stații compacte, compusă dintr-o pompă și un schimbător de căldură.

Întregul echipament de distribuție alcătuit din distribuitor-colector precum și stația compactă formează un tot unitar care poate fi montat într-o carcasă metalică și amplasat într-o nișă special amenajată. În cazul în care există numai

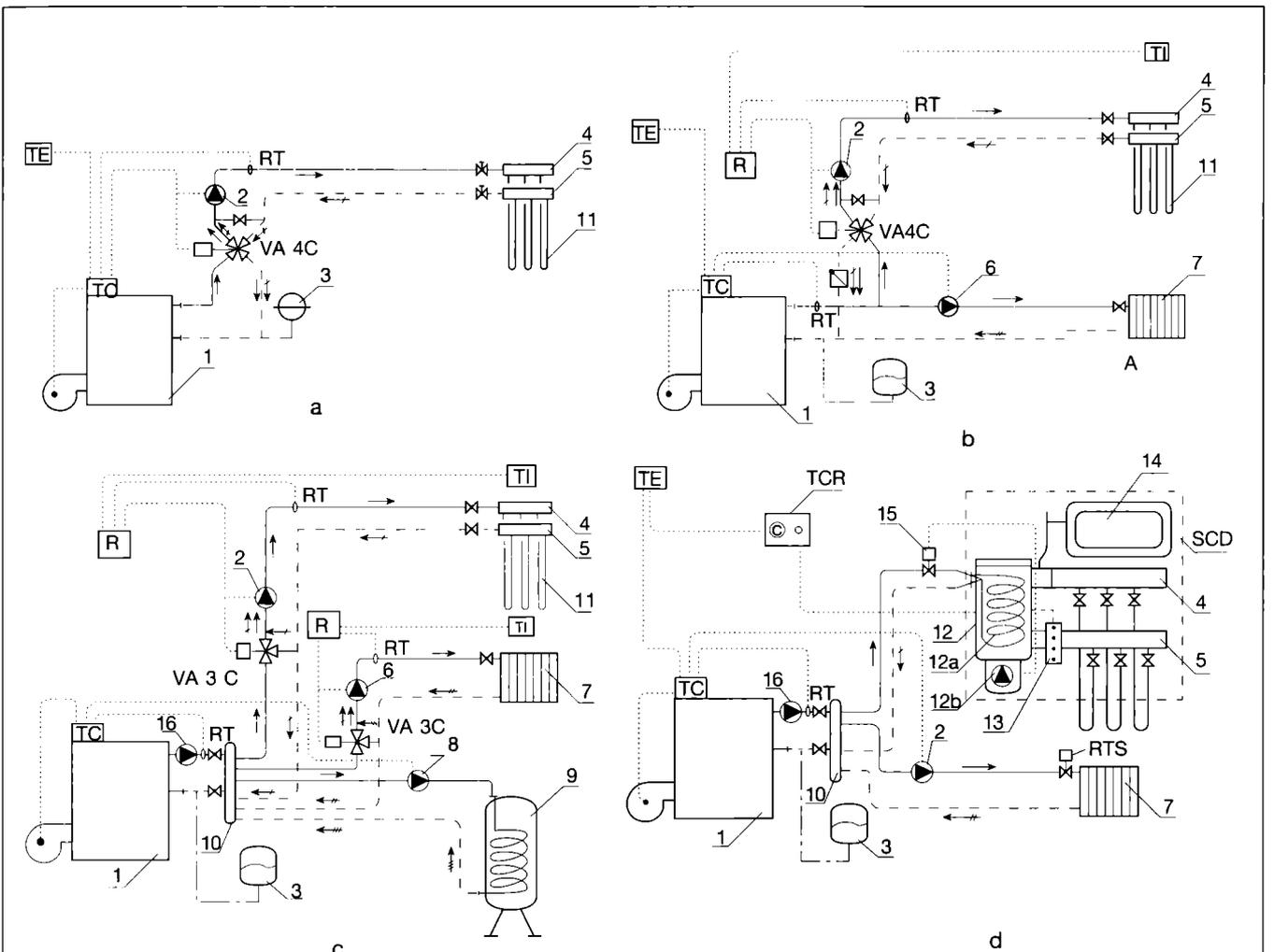


Fig. 4.5.26. Scheme de alimentare cu căldură:

- a - varianta pentru încălzire numai prin radiație; b - varianta în combinație cu încălzirea cu corpuri de încălzire;
- c - varianta în combinație cu încălzirea cu corpuri de încălzire și prepararea apei calde de consum;
- d - varianta cu stație compactă tip LAING;

1 - cazan; 2, 6, 8, 16 - pompe de circulație; 3 - vas de expansiune închis; 4 - distribuitor apă caldă; 5 - colector apă caldă; 7 - corp de încălzire; 9 - schimbător de căldură; 10 - butelie de egalizare a presiunii; 11 - panouri radiante; 12 - stație compactă compusă din: 12a-schimbător de căldură și 12b-pompă de circulație; 13 - comutator electronic; 14 - vas de expansiune închis; 15 - ventil de reglare automat; R - regulator automat; RT - regulator de temperatură; TE - termometru exterior; TI - termostat interior; SCD - stație compactă cu dulap; TC - tablou de comandă; TCR - tablou de comandă pentru încălzirea prin radiație; VA - ventilul automat cu 3 sau 4 căi; RTS - robinet termostatic.

→ - apă caldă ducere; ← - apă caldă întoarcere de la panouri radiante; ↔ - apă caldă întoarcere de la corpurile de încălzire; ↔ - apă caldă întoarcere de la schimbător de căldură; - - - - - legătură la vas expansiune.

consumatorul de încălzire prin radiație, în carcasa metalică se poate amplasa și vasul de expansiune deschis sau închis.

Soluția cu pompă și schimbător de căldură este patent al firmei germane LAING și prezintă ca principal avantaj rezolvarea cu maximă siguranță a problemei difuziei de oxigen în sistemele de încălzire prin radiație prevăzute cu tuburi flexibile. Prin separarea completă a celor două circuite (cel al cazanului de cel al panourilor), oxigenul difuzat prin pereții țevilor de plastic este în totalitate separat de elementele corodabile ale circuitului primar (cazan, radiator). În afara acestui avantaj, soluția mai prezintă și alte caracteristici:

- asigură pentru agentul termic circulat parametrii de temperatură și debit diferiți de cei ai cazanului fără a utiliza instalații auxiliare;

- asigură o reglare simplă și sigură;
- la circuite primare cu presiune ridicată (pentru clădiri cu sistem de încălzire racordat direct la centrala termică) se poate realiza un sistem de încălzire prin radiație la o presiune relativ scăzută.

Un alt tip de stație compactă, patent al firmei germane TC 2000 - emcal, este prezentată în fig. 4.5.27. Se compune dintr-o pompă de circulație cu turație variabilă, un ventil cu 4 căi și un tablou de comandă cu posibilități de reglare a parametrilor agentului termic și de programare (manual sau automat) a funcționării instalației.

Un sistem foarte simplu și eficient în reglajul temperaturii de încălzire prin pardoseală în varianta de încălzire mixtă (corpuri de încălzire + încălzire prin pardoseală) îl reprezintă: Kit-ul de amestec cu pompă și supapă termo-

statică destinat montării pe distribuitor, de la PURMO fig 4.5.27 B.

Kit-ul de amestec PURMO (fig 4.5.27 A) permite menținerea temperaturii de alimentare pe distribuitorul încălzirii prin pardoseală în sistemul de încălzire la nivelul valorii reglate pe capul termostatic, de exemplu 40°C.

Kit-ul PURMO cuprinde:

- supapă termostatică și cap cu senzor tur (domeniu de reglare 20-50°C);
- limitator de debit pe retur;
- pompă cu întrerupător de siguranță și limitator al temperaturii;
- cot de racordare cu ventil de aerisire
- supapă de golire 1";
- termometru, îmbinări de țevi cu filet și etanșare plată.

4.5.27 Dimensionarea instalațiilor

Având în vedere particularitățile pe care le prezintă instalațiile de încălzire prin radiație, calculul de dimensionare impune în primul rând cunoașterea:

- caracteristicilor constructive ale încăperii (suprafața plafonului, pardoselii sau pereților), naturii straturilor componente ale elementelor de construcții care urmează a îngloba elementele de încălzire (țevi, panouri, canale de aer etc), poziției mobilierului fix din încăpere;
- caracteristicile termice ale încăperii (temperatura interioară și pierderile de căldură);
- caracteristicile constructive ale panourilor radiante (tipul de panou, temperatura medie și maximă admisibilă, agentul termic utilizat etc).

Calculul de dimensionare cuprinde următoarele etape:

- calculul suprafeței de încălzire a panourilor radiante;
- calculul pierderilor de sarcină prin serpentinele panourilor radiante;
- calculul hidraulic al rețelei de conducte din instalație.
- stabilirea caracteristicilor tehnice ale echipamentului instalației (pompe, distribuitor-colector, etc.);

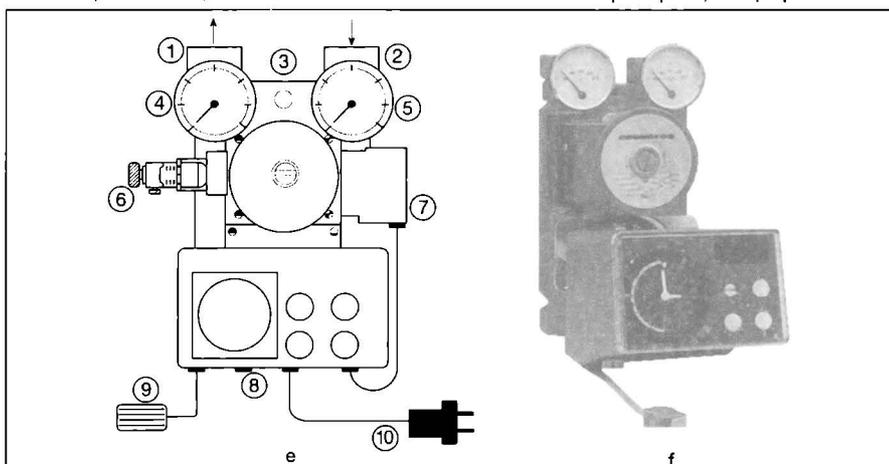


Fig. 4.5.27 - Stația compactă tip Tc 2000-emcal:

a - schema stației; b - vedere;

- 1 - racord conductă ducere; 2 - racord conductă întoarcere; 3 - punct de fixare a stației pe perete; 4 - termometru pe conductă de ducere; 5 - termometru pe conductă de întoarcere; 6 - ventil de reglare a presiunii; 7 - pompa de circulație; 8 - reglare încălzire; 9 - racord de legătură cu instalația; 10 - racord electric.

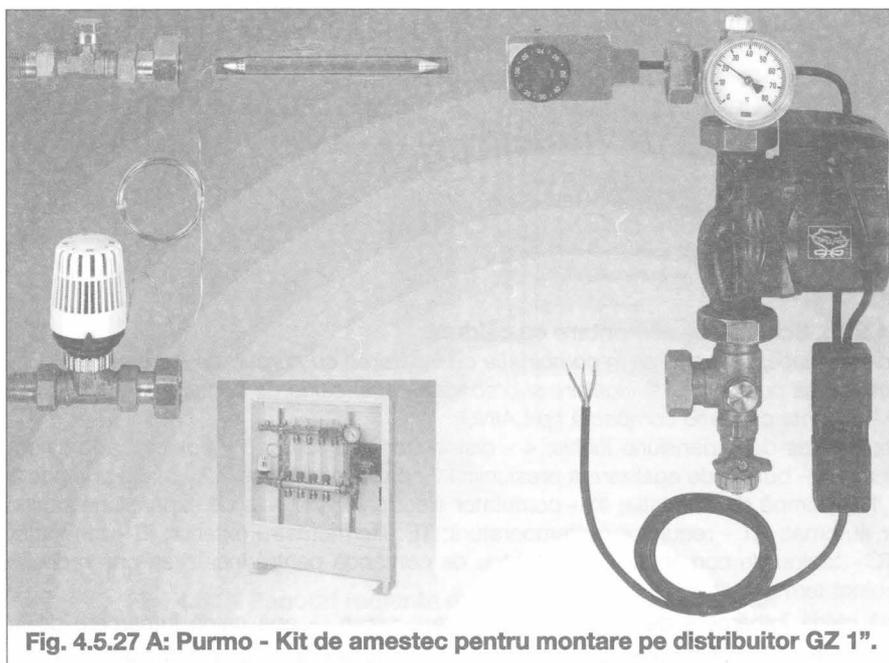


Fig. 4.5.27 A: Purmo - Kit de amestec pentru montare pe distribuitor GZ 1".

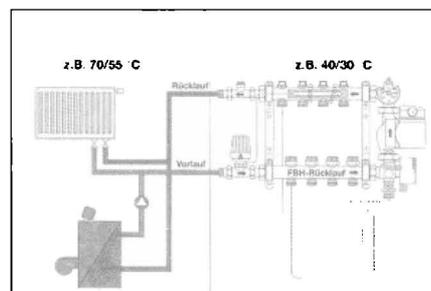


Fig. 4.5.27 B: Schema cuplării dintre instalația de încălzire cu corpuri statice și încălzirea prin pardoseală cu ajutorul Kitului de amestec.

4.5.2.7.1 Caracteristicile termice ale panourilor radiante

Stabilirea acestora se face pe cale teoretică, verificată și corectată pe cale experimentală și prin măsurări.

Pentru calculele practice se folosesc nomograme care țin seama de toți factorii de bază ce contribuie la determinarea caracteristicilor termice ale panourilor.

4.5.2.7.1.1. Panouri de plafon cu conductele înglobate în elementele de construcții

Se consideră cazul general în care panourile radiante separă două spații (încăperi) cu temperaturi diferite $\theta_i \neq \theta'_i$ (fig. 4.5.28). Temperaturile medii θ_p și θ'_p și fluxurile termice unitare q_p și q'_p ale panourilor se calculează cu relațiile:

$$\theta_p = \theta_i + \frac{\chi_c}{h'_p} \left[\eta(\theta_{ag} - \theta_i) - k_b(l - \eta)(\theta_i - \theta'_i) \right] \quad [^\circ\text{C}] \quad (4.5.1.)$$

$$\theta'_p = \theta_i + \frac{\chi_b}{h'_p} \left[\eta(\theta_{ag} - \theta_i) - k_b(l - \eta)(\theta_i - \theta'_i) \right] \quad [^\circ\text{C}] \quad (4.5.2.)$$

$$q_p = \chi_c \left[\eta(\theta_{ag} - \theta_i) - k_b(l - \eta)(\theta_i - \theta'_i) \right] \quad [\text{W/m}^2] \quad (4.5.3.)$$

$$q'_p = \chi_b \left[\eta(\theta_{ag} - \theta_i) - k_b(l - \eta)(\theta_i - \theta'_i) \right] \quad [\text{W/m}^2] \quad (4.5.4.)$$

Considerând panoul radiant din fig. 4.5.28, în relațiile de mai sus s-au făcut următoarele notații:

θ_i, θ'_i - temperaturile aerului din cele două medii separate de panoul radiant [$^\circ\text{C}$];

θ_{ag} - temperatura medie a agentului termic [$^\circ\text{C}$];

h_p, h'_p - coeficienții de transfer de căldură la suprafețele panoului radiant, ale căror valori sunt date în tabelul 4.5.2 [$\text{W/m}^2\cdot\text{K}$];

χ - coeficientul parțial de transfer termic (fig. 4.5.28) [$\text{W/m}^2\cdot\text{K}$], ale cărui valori se pot calcula cu relațiile:

- pentru zona inferioară a panoului

$$\chi_c = \frac{1}{\frac{1}{h_p} + \sum_{i=1}^n \frac{c_i}{\lambda_i}} \quad [\text{W/m}^2\cdot\text{K}] \quad (4.5.5)$$

- pentru zona superioară a panoului

$$\chi_b = \frac{1}{\frac{1}{h'_p} + \sum_{i=1}^n \frac{b_i}{\lambda_i}} \quad [\text{W/m}^2\cdot\text{K}] \quad (4.5.6)$$

η - coeficient a cărui valoare este dată de relația:

$$\eta = \frac{\text{tgh} \left(m \cdot \frac{l - D}{2} \right)}{m \cdot \frac{l - D}{2}} \quad (4.5.7)$$

iar

$$m = \sqrt{\frac{\lambda_c + \lambda_b}{\lambda_d \cdot D}} \quad (4.5.8)$$

λ_d - conductivitatea termică a materialului din care este executată țeava de diametru exterior D din panoul radiant [$\text{W/m}\cdot\text{K}$];

k_b - coeficient adimensional calculat cu relația:

$$k_b = \frac{\chi_b}{\chi_b + \chi_c} \quad (4.5.9)$$

4.5.2.7.1.2 Panouri de plafon cu conductele montate în spațiul de aer

În nomograme din fig. 4.5.29 și 4.5.30 se dau caracteristicile termice ale unui panou radiant de plafon cu conductele încălzitoare montate în spațiul de aer sub elementul de rezistență.

Primul panou (fig. 4.5.29) este executat din țevi cu diametrul de 1/2" montate direct pe o placă metalică (oțel sau aluminiu). Grosimea stratului de aer: 50 mm.

Cel de-al doilea panou radiant (fig. 4.5.30) este executat din țevi cu diametrul de 3/4" montate într-un spațiu de aer având la partea inferioară o placă de oțel cu grosimea de $d = 0,75$ mm.

4.5.2.7.1.3 Panouri de plafon cu lamele

În nomograma din fig. 4.5.31 a se dau caracteristicile unui panou radiant executat din țevi din oțel prevăzute cu lamele de 1 mm grosime

În fig. 4.5.31 b este prezentată nomograma pentru stabilirea fluxurilor termice q'_{pm} și q''_{pm} cedate de zona dintre panouri și zona de margine a panourilor.

4.5.2.7.1.4 Panouri de pardoseală cu conducte flexibile

Conform EN 1264 din motive fiziologice, în încăperile unde își desfășoară activitatea omul, se admit următoarele temperaturi maxime ale suprafeței pardoselii încălzitoare:

- zona de lucru $\theta_{pmax} = 29$ $^\circ\text{C}$;
- zona de margine $\theta_{pmax} = 35$ $^\circ\text{C}$;
- baie $\theta_{pmax} = 33$ $^\circ\text{C}$.

Fluxul termic cedat se determină luând în calcul temperatura medie a pardoselii. De asemenea emisia termică a pardoselii depinde de radiația termică și de finisajul pardoselii, și se calculează cu relația:

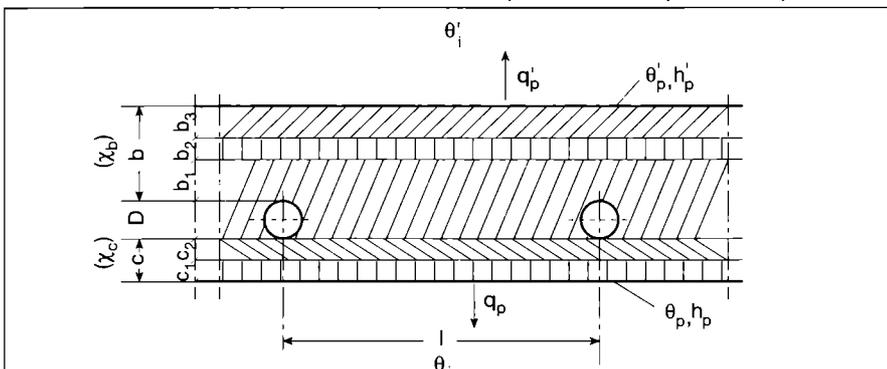


Fig. 4.5.28. Schema panoului radiant de plafon cu conducte înglobate pentru determinarea caracteristicilor termice:

b - grosimea stratului de material de deasupra conductei (b_1, b_2 și b_3 - grosimile straturilor componente); c - grosimea stratului de material de sub conducte (c_1 și c_2 - grosimile straturilor componente); D - diametrul exterior al conductei.

Tabelul 4.5.2 Valorile coeficienților de transfer de căldură la suprafețele panoului radiant pentru o temperatură a mediului ambiant $\theta_a = 18...20$ $^\circ\text{C}$

Temperatura medie, θ_p , a panoului radiant [$^\circ\text{C}$]	h_p și h'_p [$\text{W/m}^2\cdot\text{K}$]		
	Panouri de perete	Panouri de plafon	Panouri de pardoseală
25	9,1	7,1	10,1
30	9,8	7,6	11,0
35	10,2	7,9	11,6
40	10,7	8,3	12,2
45	11,0	8,6	—
50	11,4	9,1	—
60	12,2	—	—

$$q_p = h'_p (\theta_p - \theta_i) \quad [W/m^2] \quad (4.5.10.)$$

în care:
coeficientul de transfer termic h_p la suprafața pardoselii depinde de:

- temperatura pardoselii θ_p ,
- temperatura aerului din încăpere θ_i ,
- viteza curenților de aer la nivelul pardoselii, poziția, numărul și mărimea elementelor de construcție care alcătuiesc încăperea, tipul finisajului și înălțimea încăperii.

Valorile coeficienților h_p și h'_p sunt date în tabelul 4.5.2.

În nomogramele din fig. 4.5.32, 4.5.33, 4.5.34 și 4.5.35 se dau caracteristicile termice ale panourilor radiante de pardoseală cu conducte flexibile tip TERM-CONCEPT TC-2000.

Panourile radiante sunt executate din țevi flexibile (polietilenă), având dimensiunile 17 x 2 mm, montate pe o placă din polistiren cu grosimea de 35 mm. Grosimea șapei de ciment este de circa 65 mm, iar suprafața finită a pardoselii poate fi rece sau caldă.

Valorile fluxurilor termice unitare se obțin în funcție de ecartul de temperatură $\Delta T = \theta_m - \theta_i$ sau $\Delta T = [(\theta_a + \theta_i)/2] - \theta_i$ și distanța l dintre țevi: 80, 160, 250 și 330 mm. De asemenea, se are în vedere și rezistența termică χ_b a straturilor componente de deasupra țevilor încălzitoare (șapă de ciment, marmură, gresie, parchet).

Nomogramele mai cuprind și temperaturile admisibile θ_p ale pardoselii în funcție de temperatura interioară θ_i a încăperilor precum și temperatura admisibilă θ_p a pardoselii pentru zona de contur.

Utilizarea nomogramelor se face astfel:

- cunoscând pierderile de căldură $\Phi_h = 2750 W$ ale unei încăperi cu suprafața pardoselii $A_p = 50 m^2$ (parchet), se poate calcula fluxul de căldură unitar $q_p = \Phi_h/A_p = 55 W/m^2$. Din nomograma din fig. 4.5.33, în funcție de $q_p = 55 W/m^2$ se alege:
- un panou radiant cu distanța dintre țevi $l = 330 mm$, obținându-se un ecart de temperatură $\Delta T = 22,8^\circ C$ și o temperatură medie a pardoselii $\theta_p = 24,3^\circ C$ la o temperatură interioară $\theta_i = 20^\circ C$;
- un panou radiant cu distanța dintre țevi $l = 250 mm$, obținându-se un ecart de temperatură $\Delta T = 18,4^\circ C$. Temperatura medie $\theta_p = 24,3^\circ C$ a pardoselii rămâne aceeași, la temperatura interioară $\theta_i = 20^\circ C$.

4.5.2.7.2 Calculul suprafeței de încălzire a panourilor radiante

Cunoscute fiind încăperile care urmează a fi încălzite prin radiație, etapele de elaborare a metodologiei de calcul sunt următoarele:

- calculul pierderilor de căldură;
- alegerea tipului de panou încălzitor

Numărul de suprafețe prin care se disipează căldura din încăperi către mediul înconjurător	A_c [%]
1	0
2	2
3	4

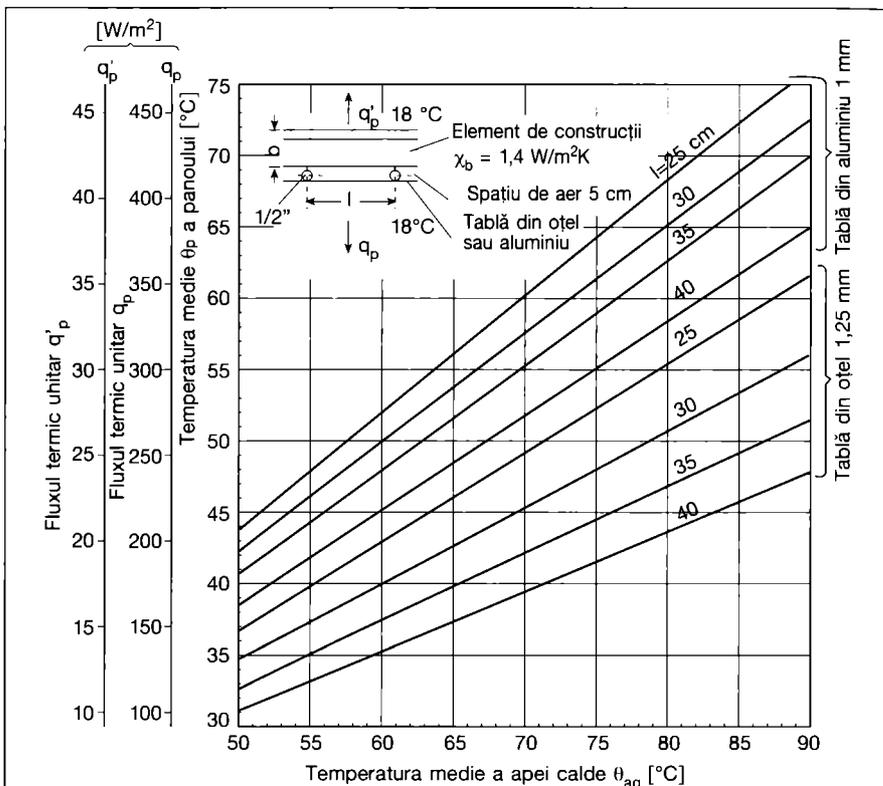


Fig. 4.5.29. Caracteristicile termice ale panoului radiant cu conducte montate direct pe o placă metalică într-un spațiu de aer.

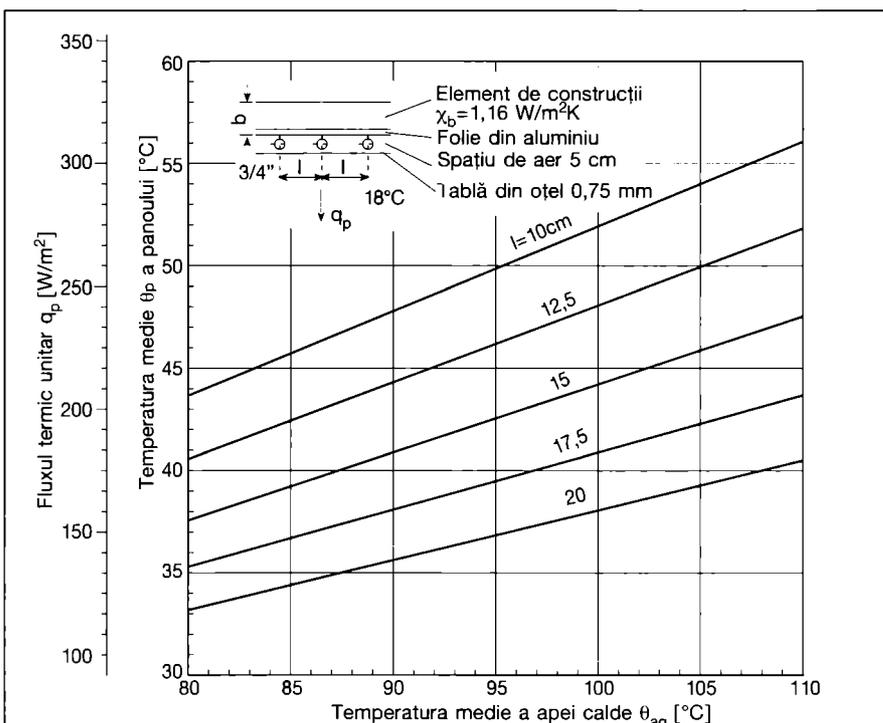


Fig. 4.5.30. Caracteristicile termice ale panoului radiant cu conducte montate liber într-un spațiu de aer.

- (plafon, pardoseală, perete);
- calculul preliminar de stabilire a caracteristicilor termice și constructive ale panourilor;
- calculul de verificare a panoului radiant și a condițiilor realizate în încăpere.

4.5.2.7.2.1 Calculul pierderilor de căldură

Se aplică relațiile de calcul din STAS 1907 pentru calculul necesarului de căldură, arătat la cap. 3.1, cu următoarele amendamente:

- valorile adaosului pentru compensarea efectului suprafețelor reci A_c , în cazul încălzirii încăperilor cu planșee radiante de pardoseală sau plafon, sunt cele din tabelul 4.5.3;
- în cazul încăperilor plasate direct pe pământ, încălzite cu panouri radiante de pardoseală, valoarea fluxului de căldură spre pământ este 0.

4.5.2.7.2.2 Alegerea tipului de panou încălzitor

La alegere este necesar să se aibă în vedere:

- tipul clădirii și destinația încăperilor;
 - elementele componente și modul de execuție a planșeelor;
 - necesarul de căldură de acoperit cu panourile radiante;
 - distribuția serpentinelor, respectiv a panourilor radiante;
 - materialele din care sunt executate țevile încălzitoare.
- Se recomandă, în general, panourile radiante de pardoseală executate cu țevi flexibile și panourile radiante de plafon, fie cu țevile montate în spațiul de aer, fie cu țevi cu lamele.

4.5.2.7.2.3 Stabilirea caracteristicilor termice și constructive ale panourilor radiante

Etapele de desfășurare a calculului sunt următoarele:

- calculul fluxului termic unitar pe care trebuie să-l cedeze panoul radiant

$$q_p = \frac{\Phi_h}{A_p} \quad [\text{W/m}^2] \quad (4.5.11)$$

în care:

Φ_h - reprezintă pierderile de căldură ale încăperii [W];

A_p - suprafața activă care urmează a fi prevăzută cu panouri radiante [m²];

- stabilirea temperaturii medii a panoului radiant θ_p , utilizând nomogramele de la § 4.5.2.7.1;

- stabilirea temperaturii medii a agentului termic, respectiv temperatura de ducere și întoarcere a apei calde în funcție de distanța l dintre țevi;

- stabilirea suprafeței active a panoului radiant în funcție de distanța l dintre țevi, poziționarea acestuia în planul încăperii;

- verificarea condițiilor realizate în încăpere în raport cu cele impuse de normele de confort termic, adică fluxul termic unitar q_{pc} , recepționat de capul omului, calculat cu relația

$$q_{pc} = h_{r_{pc}} \cdot \bar{\varphi}_{pc} \cdot (\theta_p - \theta_c) \cdot (1 - \epsilon) \quad [\text{W/m}^2] \quad (4.5.12)$$

să fie mai mică decât fluxul termic admisibil q_{pcadm} , a cărui valoare se poate citi în tabelul 4.5.4.

În relația 4.5.12 semnificația termenilor este următoarea:

$h_{r_{pc}}$ - coeficientul de transfer termic prin

Temperatura interioară θ_i [°C]	12	15	18	20
q_{pcadm} [W/m ²]	45	32	19	13

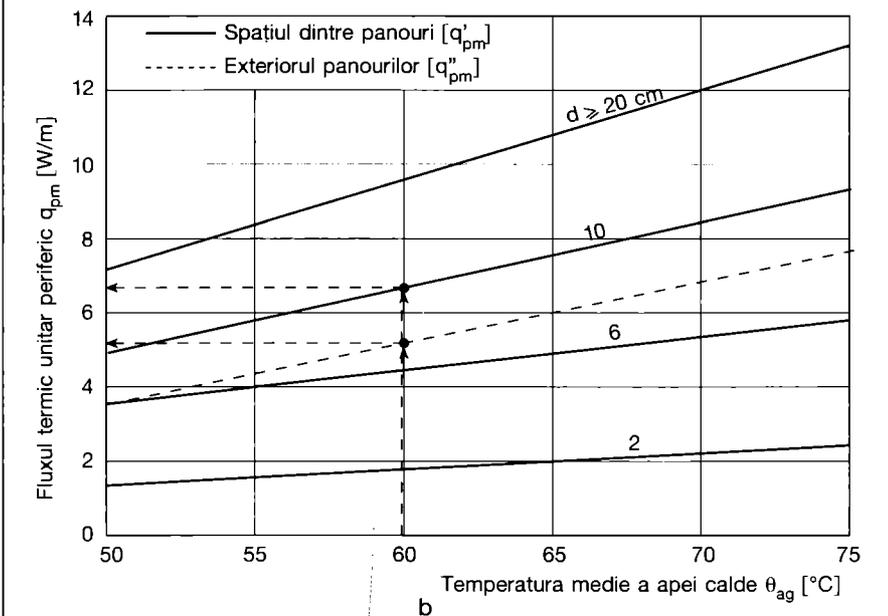
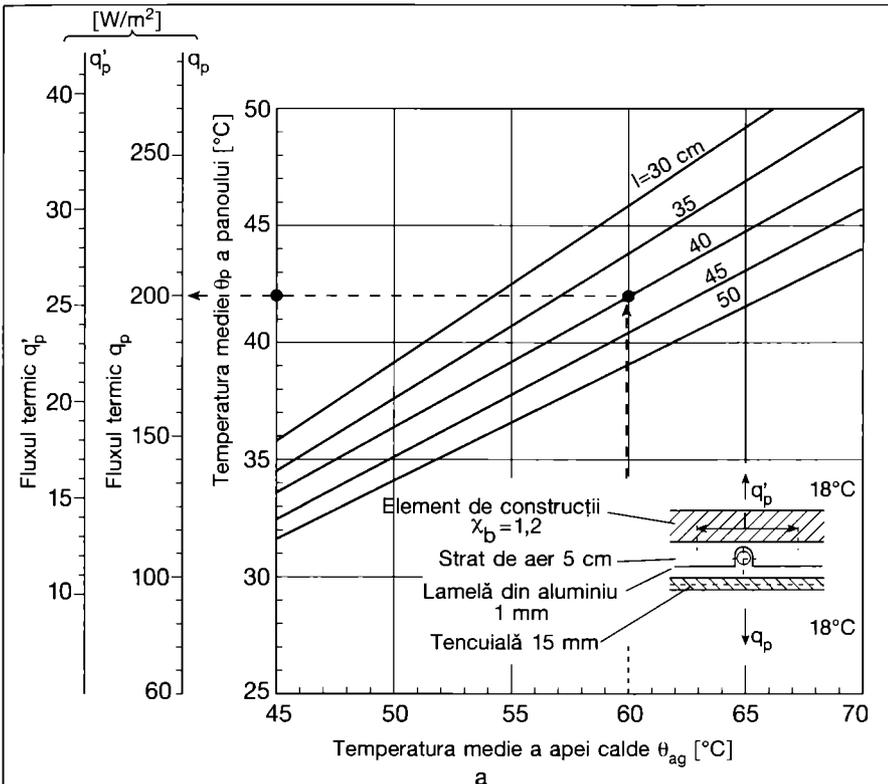


Fig. 4.5.31. Caracteristicile termice ale unui panou radiant cu lamele: a - fluxurile termice q_p și q'_p cedate de zona activă și zona superioară a panoului; b - fluxul termic cedat de zona din jurul panoului.

radiație între panoul radiant de temperatură θ_p și capul omului de temperatură θ_c , a cărei valoare se calculează cu relația:

$$h_{r,c} = C_{p,c} \frac{\left(\frac{\theta_p + 273}{100}\right)^4 - \left(\frac{\theta_c + 273}{100}\right)^4}{\theta_p - \theta_c} = C_{p,c} \cdot b \quad (4.5.13)$$

unde:

$C_{p,c}$ - coeficientul de radiație $C_{p,c} = 4,65 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}^4$, iar

b - este factorul de temperatură ale cărei valori se iau din fig. 4.5.36;

$\bar{\varphi}_{p,c}$ - coeficientul unghiular mediu, a cărei valoare depinde de mărimea și poziția panourilor radiante în raport cu poziția omului; valorile se pot calcula utilizând relații analitice sau folosind nomograma din fig. 4.5.37;

θ_p - temperatura medie a panoului radiant [°C] (θ_2 în fig. 4.5.36);

θ_c - temperatura medie a capului omului cu valoarea θ_c (θ_1 în fig. 4.5.36);

ε - coeficient care ține seama de absorbția radiațiilor de către gazele din încăperea (CO_2 și vaporii de apă); valorile se iau din tabelul 4.5.5, în funcție de distanța h dintre panou și om.

4.5.2.7.3 Exemple de calcul

Se prezintă două exemple de calcul privind modul de alegere și dimensionarea a panourilor radiante de plafon și pardoseală.

Exemplul de calcul 1

Se cere să se încălzească prin radiație de temperatură joasă, utilizând panouri de plafon, o încăperea având dimensiunile 4,00x5,10 m, temperatura interioară $\theta_i = 18^\circ\text{C}$ și pierderile de căldură $\Phi_h = 2500 \text{ W}$. Agentul termic este apa caldă cu temperatura $\theta_{ag} = 60^\circ\text{C}$.

Rezolvare:

- se alege un panou de plafon cu lamele lățimea unei lamele $l = 400 \text{ mm}$;
- în nomograma din fig. 4.5.31 a, pentru $\theta_{ag} = 60^\circ\text{C}$ rezultă fluxul unitar cedat de panou $q_p = 200 \text{ W/m}^2$;
- suprafața de încălzire totală $A_p = \Phi_h / q_p = 2500 / 200 = 12,5 \text{ m}^2$;
- realizarea suprafeței de încălzire (fig. 4.5.38) se obține alegând o lungime de panou $L = 300 \text{ cm}$ și un număr $n = 10$ benzi de panouri, fiecare bandă având dimensiunile $L \times l = 300 \times 40 \text{ cm}$ cu distanța $d = 10 \text{ cm}$ între ele, rezultând o suprafață activă: $A_{pa} = 10 \times 3,0 \times 0,4 = 12 \text{ m}^2$;
- fluxul de căldură cedat de panouri se

Distanța h [m]	2,5	50	7,5	10
ε	0,1	0,135	0,145	0,15

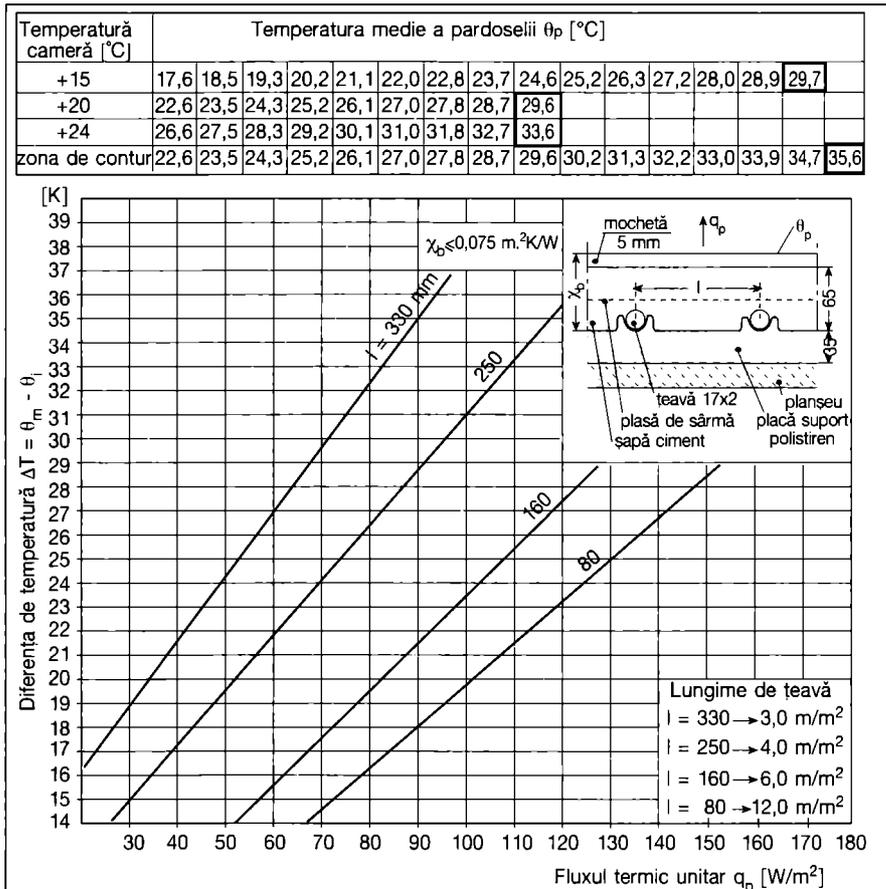
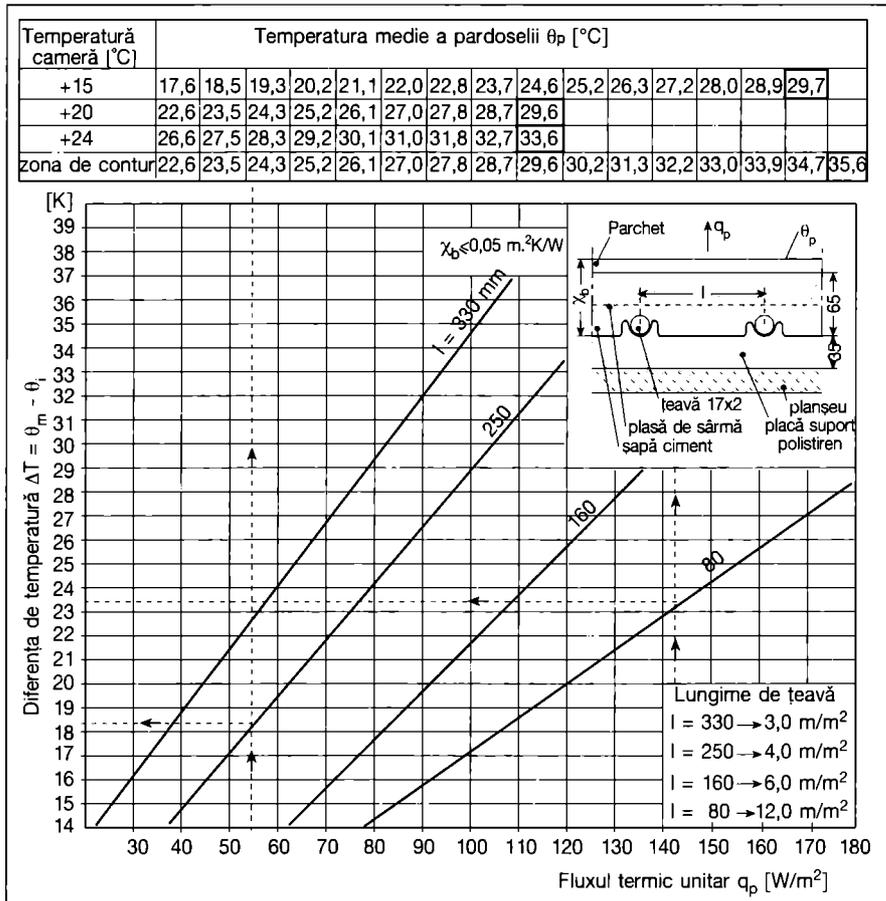


Fig. 4.5.34. Caracteristicile termice ale unei pardoseli încălzite cu țevi flexibile, cu suprafața finită executată cu mochetă având grosimea de circa 5 mm
(valorile temperaturilor încercuite sunt considerate maxime admisibile).

Temp. cameră [°C]	Temperatura medie a pardoselii θ_p [°C]																
+15	17,6	18,5	19,3	20,2	21,1	22,0	22,8	23,7	24,6	25,2	26,3	27,2	28,0	28,9	29,7		
+20	22,6	23,5	24,3	25,2	26,1	27,0	27,8	28,7	29,6								
+24	26,6	27,5	28,3	29,2	30,1	31,0	31,8	32,7	33,6								
zona de contur	22,6	23,5	24,3	25,2	26,1	27,0	27,8	28,7	29,6	30,2	31,3	32,2	33,0	33,9	34,7	35,6	

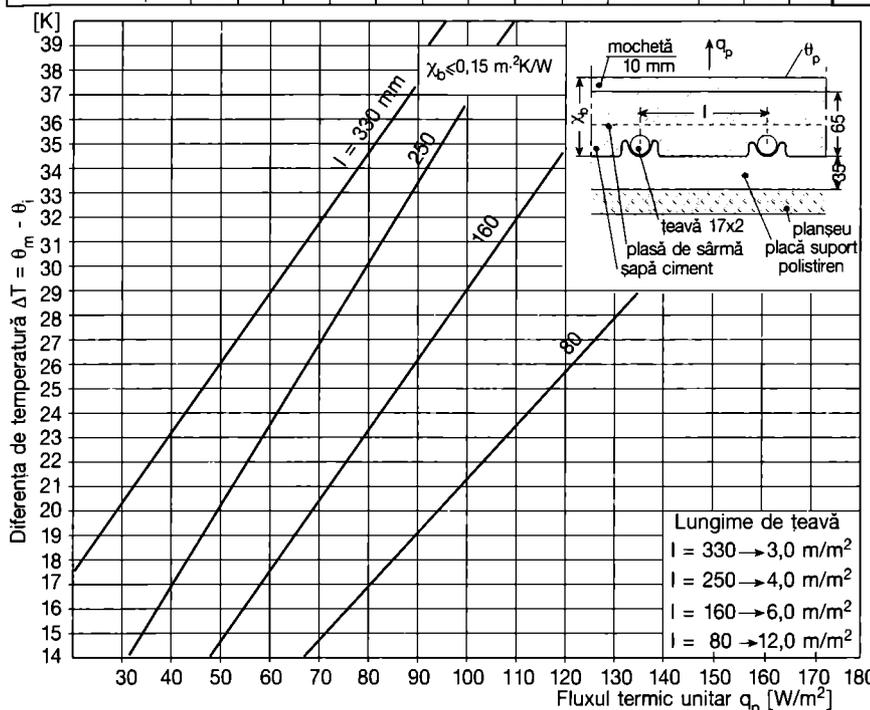


Fig. 4.5.35. Caracteristicile termice ale unei pardoseli încălzite cu țevi flexibile, cu suprafața finită executată cu mochetă având grosimea de circa 10 mm (valorile temperaturilor încercuite sunt considerate maxime admisibile).

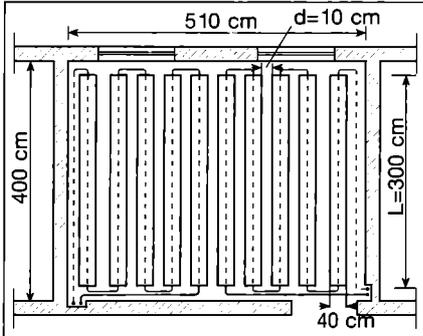


Fig. 4.5.38. Schemă cu amplasarea panourilor radiante de la exemplul 1.

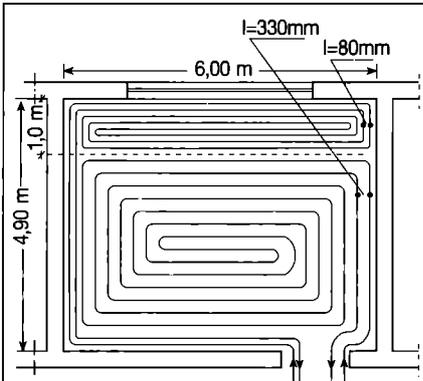


Fig. 4.5.39. Schema cu amplasarea țevilor în planul pardoselii de la exemplul 2.

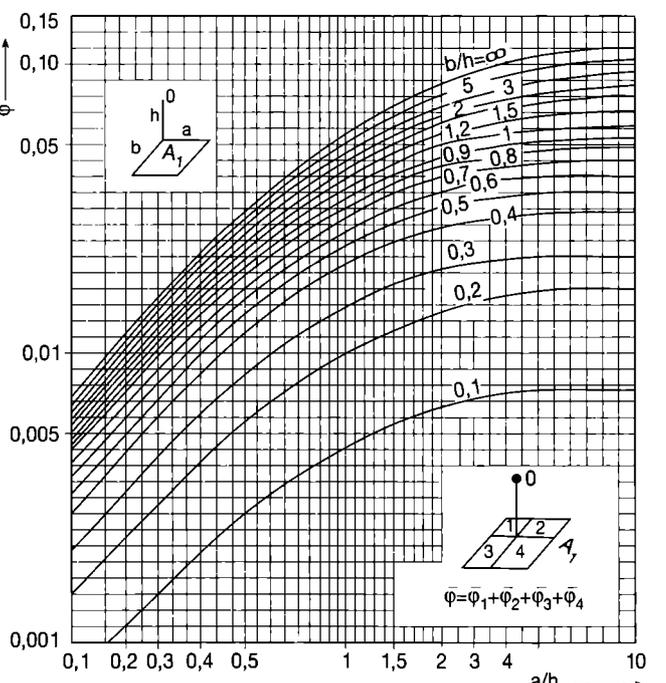
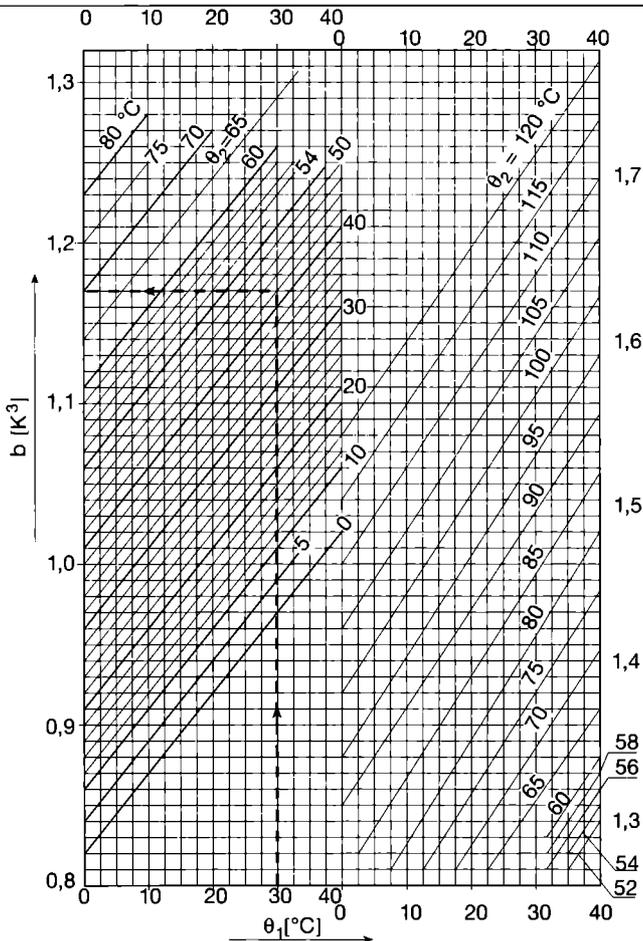


Fig. 4.5.37. Nomogramă pentru calculul coeficientului unghiular mediu $\bar{\phi}$ pentru situația din figură.

Fig. 4.5.36. Nomogramă pentru determinarea factorului de temperatură b

compune din:

- fluxul de căldură cedat de zona activă $\Phi_{pa} = q_p \cdot A_{pa} = 200 \cdot 12 = 2400 \text{ kW}$;
- fluxul de căldură cedat de zona de margine; se calculează cu relația:

$$\Phi_{pm} = q'_{pm} \cdot n \cdot L + q''_{pm} \cdot 2 \cdot (L + n \cdot l) \quad [\text{W}]$$

unde: (4.5.14)

- fluxurile unitare de căldură q'_{pm} și q''_{pm} se obțin din nomograma din fig. 4.5.31 b, astfel:

- pentru distanța $d = 10 \text{ cm}$ dintre panouri și $\theta_{ag} = 60^\circ\text{C}$ rezultă $q'_{pm} = 6,5 \text{ W/m}$;
- pentru spațiul liber din jurul panourilor și temperatura $\theta_{ag} = 60^\circ\text{C}$, rezultă $q''_{pm} = 5,6 \text{ W/m}$.

Înlocuind în relația 4.5.14, se obține fluxul de căldură suplimentar cedat de panouri:

$$\Phi_{pm} = 6,5 \cdot 9 \cdot 3 + 5,6 \cdot 2 \cdot (3 + 10 \cdot 0,4) = 254 \text{ W}$$

- fluxul de căldură total cedat de panouri va fi:

$$\Phi_p = \Phi_{pa} + \Phi_{pm} = 2400 + 254 = 2654 \text{ W}$$

care acoperă pierderile de căldură ale încăperii;

- verificarea condiției impuse pentru asigurarea confortului termic se face aplicând relația 4.5.12, în care se consideră că întreaga suprafață activă A_{pa} a panourilor are o temperatură medie $\theta_p = 42^\circ\text{C}$, valoare obținută din nomograma 4.5.31 a în funcție de temperatura medie a agentului termic $\theta_{ag} = 60^\circ\text{C}$ și lățimea unei lamele $l = 40 \text{ cm}$. Temperatura capului s-a considerat: $\theta_c = 30^\circ\text{C}$.

Coeficientul de transfer termic:

$$h_{r_{pc}} = C_{pc} \cdot b = 4,65 \cdot 1,172 = 5,45 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$$

în care valoarea factorului de temperatură $b = 1,172 \text{ grad}^3$ se obține din nomograma 4.5.36, în funcție de: $\theta_c = 30^\circ\text{C}$ și $\theta_p = 42^\circ\text{C}$.

Coeficientul unghiular mediu:

$\bar{\varphi}_{pc} = 0,055$ se obține din nomograma 4.5.37, în funcție de raportul $a/h = 3/2,5 = 1,2$ și $b/h = 4,9/2,5 = 1,96$, în care se consideră distanța dintre planul panourilor și capul omului $h = 2,5 \text{ m}$, iar cele două dimensiuni ale suprafeței radiante $a = 3,0 \text{ m}$ și $b = 4,9 \text{ m}$. Coeficientul de absorbție a radiațiilor se ia $\epsilon = 0,1$ din tabelul 4.5.5 în funcție de distanța panou-om $h = 2,5 \text{ m}$.

Înlocuind valorile de mai sus în relația 4.5.12 se obține:

$$q_{pc} = h_{r_{pc}} \cdot \bar{\varphi}_{pc} \cdot (\theta_p - \theta_c) \cdot (1 - \epsilon) = 5,4 \cdot 0,05 \cdot (42 - 30) \cdot (1 - 0,1) = 2,94 \text{ W/m}^2$$

mult sub limita maximă admisibilă

$q_{pc adm} = 19 \text{ W/m}^2$, valoare menționată în tabelul 4.5.4.

Exemplul de calcul 2

Se cere să se încălzească prin radiație de temperatură joasă, utilizând panouri de pardoseală, o încăpere având dimensiunile $6,0 \times 4,9 \text{ m}$; temperatura interioară $\theta_i = 20^\circ\text{C}$; pierderile de căldură $\Phi_h = 2148 \text{ W}$ din care în zona peretelui exterior (cu lățimea de 1 m) $\Phi_c = 848 \text{ W}$ corespunzător unei suprafețe $A_c = 6 \text{ m}^2$.

Rezolvare:

- se alege o pardoseală finisată cu parchet, cu suprafața încălzitoare executată din țevi flexibile (poliuretan) montate în spirală dublă (fig. 4.5.14);

- suprafața încălzitoare a pardoselii se prevede a se executa din două serpentine în spirală dublă; una în zona de centru și alta în zona de contur, prima având o distanță mai mare între țevile

încalzitoare (fig. 4.5.39);

- fluxul termic cedat de pardoseala radiantă se calculează cu relația 4.5.11:

- pentru zona centrală

$$q_p = \frac{\Phi'_h}{A'_p} = \frac{\Phi_h - \Phi_c}{A_p - A_c} = \frac{2148 - 848}{29,4 - 6} =$$

$$= 55,6 \text{ W/m}^2,$$

- pentru zona de contur:

$$q_{p,c} = \frac{\Phi_c}{A_c} = \frac{848}{6} = 141 \text{ W/m}^2.$$

Tabelul 4.5.6. Valorile fluxului termic unitar q'_p

Distanța l [mm]	Fluxul termic unitar q'_p [W / m ²]	
	$\theta_m = 45^\circ\text{C}$	$\theta_m = 30^\circ\text{C}$
330	12	4
250	15	6
160	18	7
80	22	9

Tabelul 4.5.7. Temperaturile maxime θ_{pmax} ale panourilor radiante

Înălțimea H_p [m]	a/e = 1/6			a/e = 1/4			a/e = 1/3		
	B = 10 m	20	50	B = 10 m	20	50	B = 10 m	20	50
5	125	120	110	95	92	90	80	75	72
6	128	122	112	100	95	90	84	80	75
8	130	125	115	115	100	90	88	84	80
10	140	135	120	130	105	92	95	90	85
12	142	140	125	135	115	94	102	95	88
15	160	155	130	140	125	95	115	105	90

Observație: a - lățimea panoului; e - distanța dintre axele a două panouri; B - lungimea hăii (a panoului).

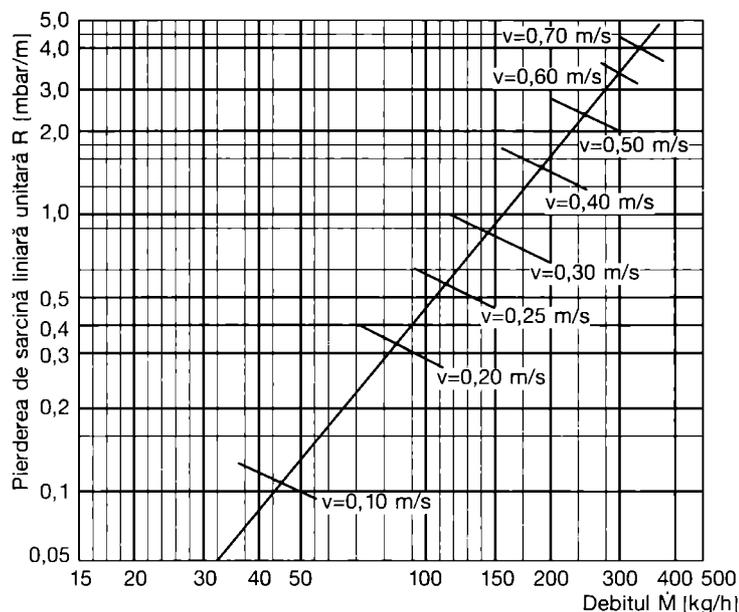


Fig. 4.5.40. Diagrama de calcul al pierderilor de sarcină liniară unitară R pentru conducte din polietilenă 17x2 mm.

- temperatura medie a pardoselii în cele două variante de realizare a suprafețelor încălzitoare se obține din nomograma din fig. 4.5.33, astfel:

• în zona centrală pentru $q_p = 55,6 \text{ W/m}^2$ și temperatura interioară $\theta_i = 20^\circ\text{C}$, rezultă $\theta_p = 24,3^\circ\text{C}$;

• în zona de contur pentru $q_p = 141,3 \text{ W/m}^2$, rezultă $\theta_{pc} = 32,2^\circ\text{C}$;

• temperatura medie a agentului termic în cele două variante se obține din nomograma din fig. 4.5.30 unde:

• în zona centrală pentru $q_p = 55,6 \text{ W/m}^2$ și distanța dintre țevi $l = 250 \text{ mm}$, se obține:

$$\theta_m = \Delta T + \theta_i = 18,5 + 20 = 38,5^\circ\text{C}$$

• în zona de contur pentru $q_p = 141,3 \text{ W/m}^2$ și distanța dintre țevi $l = 80 \text{ mm}$, se obține:

$$\theta_m = \Delta T + \theta_i = 23,5 + 20 = 43,5^\circ\text{C}$$

- lungimea totală de țevă utilizată pentru suprafața de încălzit, în cele două variante, se obține tot din diagrama din fig. 4.5.33, astfel:

• pentru $l = 250 \text{ mm}$, revin $4,0 \text{ m/m}^2$ de pardoseală, iar pe întreaga zonă centrală:

$$L = 4 \cdot A'_p = 4 \cdot 23,4 = 93,6 \text{ m}$$

• pentru $l = 80 \text{ mm}$, revine $12,0 \text{ m/m}^2$ de pardoseală, iar pe întreaga zonă de contur:

$$L_c = 12 \cdot A_c = 12 \cdot 6 = 72 \text{ m}$$

- fluxul de căldură cedat, de pardoseala încălzitoare, zonei inferioare se calculează în funcție de straturile componente ale pardoselii. Pentru calculele practice se utilizează tabelul 4.5.6 unde sunt date valorile fluxurilor termice unitare q'_p în funcție de distanța dintre țevi l , temperatura medie a agentului termic θ_m și temperatura încăperii $\theta_i = 20^\circ\text{C}$ către care se face cedarea de căldură:

• pentru $l = 250 \text{ mm}$; $\theta_i = 20^\circ\text{C}$; $\theta_m = 38,5^\circ\text{C}$ rezultă $q'_p = 11,1 \text{ W/m}^2$ (prin interpolare)

• pentru $l = 80 \text{ mm}$; $\theta_i = 20^\circ\text{C}$; $\theta_m = 43,5^\circ\text{C}$ rezultă $q'_{pc} = 20,7 \text{ W/m}^2$ (prin interpolare)

- fluxul cedat de pardoseala radiantă:

• pentru zona centrală:

$$\Phi'_p = (q_p + q'_p) \cdot A' = (55,6 + 11,1) \cdot 23,4 = 1561 \text{ W}$$

• pentru zona de contur:

$$\Phi'_{pc} = (q_{pc} + q'_{pc}) \cdot A_{pc} = (141,3 + 20,7) \cdot 6 = 972 \text{ W}$$

- fluxul total cedat de pardoseala radiantă:

$\Phi_p = \Phi'_p + \Phi'_{pc} = 1561 + 972 = 2533 \text{ W}$ care acoperă pierderile de căldură ale încăperii.

- căderea de temperatură pe circuit se calculează cu relația:

$$\Delta T = 2 \cdot (50 - \theta_m) \quad [\text{K}]$$

• pentru $l = 250 \text{ mm}$;

$$\Delta T = 2 \cdot (50 - 38,5) = 23 \text{ K}$$

• pentru $l = 80 \text{ mm}$;

$$\Delta T = 2 \cdot (50 - 43,5) = 13 \text{ K}$$

- debitul de fluid circulat pe un circuit se

calculează cu relația:

$$\dot{M}'_p = \frac{\Phi'_p}{\Delta T \cdot 1,163}$$

• pentru $l = 250 \text{ mm}$; $\Delta T = 23 \text{ K}$ și $\Phi'_p = 1561 \text{ W}$

$$\dot{M}'_p = 1561 / 23 \cdot 1,163 = 58 \text{ kg/h}$$

• pentru $l = 80 \text{ mm}$; $\Delta T = 13 \text{ K}$ și

$$\Phi'_{pc} = 972 \text{ W}$$

$$\dot{M}'_{pc} = 972 / 13 \cdot 1,163 = 64 \text{ kg/h}$$

- pierderea de sarcină pe fiecare circuit se calculează utilizând diagrama din fig. 4.5.40.

• pentru circuitul cu $l = 250 \text{ mm}$, prin care circulă un debit $\dot{M}'_p = 58 \text{ kg/h}$, la o viteză $v = 0,14 \text{ m/s}$ se obține o pierdere de sarcină liniară unitară $R = 0,18 \text{ mbar/m}$, iar pentru întregul circuit de lungime $L = 93,6 \text{ m}$ rezultă:

$$\Sigma(Rl) = 93,6 \cdot 0,18 = 16,8 \text{ mbar}$$

• pentru circuitul cu $l = 80 \text{ mm}$, prin care circulă un debit $\dot{M}'_{pc} = 64 \text{ kg/h}$, la o viteză $v = 0,15 \text{ m/s}$ se obține o pierdere de sarcină liniară unitară $R = 0,22 \text{ mbar/m}$; pentru întregul circuit de lungime $L = 72 \text{ m}$ rezultă:

$$\Sigma(Rl) = 72 \cdot 0,22 = 15,8 \text{ mbar}$$

Observație: la pierderile de sarcină liniare $\Sigma(Rl)$ se adaugă și pierderile de sarcină locale ΣZ care se calculează în funcție de configurația suprafeței încălzitoare (țevi din material plastic în spirală) în conformitate cu cele arătate la §4.2.8.

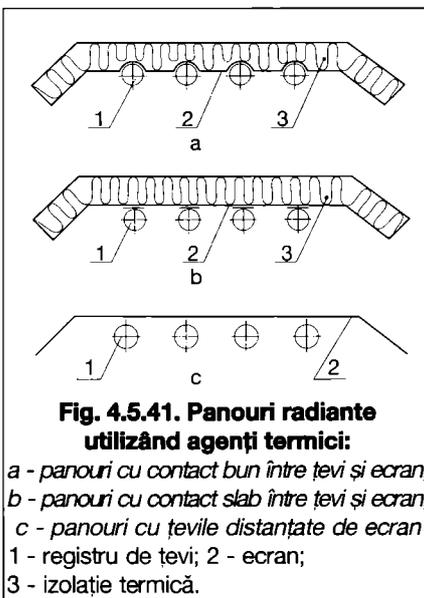


Fig. 4.5.41. Panouri radiante utilizând agenți termici:

a - panouri cu contact bun între țevi și ecran;
b - panouri cu contact slab între țevi și ecran;
c - panouri cu țevile distanțate de ecran
1 - registru de țevi; 2 - ecran;
3 - izolație termică.

4.5.3. Încălzirea prin radiație de temperatură medie

Se realizează cu benzi de panouri radiante alimentate cu agenți termici (apă fierbinte sau abur de presiune medie) precum și cu tuburi radiante cu gaze.

Panourile sunt astfel concepute și amplasate încât majoritatea fluxului termic emis prin radiații să fie dirijat către zona de lucru. Zona superioară de deasupra panourilor este considerată zonă rece sau inactivă, încălzirea realizându-se prin efecte secundare (convecție-radiație), gradientul de temperatură fiind mic.

Radiația directă de la aceste tipuri de panouri asupra omului face posibil echilibrul termic la temperaturi ale aerului reduce cu 3 până la 5°C .

În raport cu încălzirea prin convecție, încălzirea prin radiație conduce la un necesar de căldură pentru încălzire mai mic, deci la economii energetice de până la 20 %.

Sistemul de încălzire prin radiație de temperatură medie este aplicat cu succes la încălzirea spațiilor industriale și, în special, a celor înalte peste 10 m , cu volum mare de aer, putând înlocui cu succes soluția cu aer cald în cazul în care nu este necesară și o instalație de ventilație pentru diluarea nocivităților.

De asemenea, se poate combina cu încălzirea cu aer cald, în cazul în care este necesară compensarea efectelor negative ale elementelor de construcții reci, situate la mai puțin de 3 m de locurile permanente de muncă ușoară.

4.5.3.1 Panouri radiante utilizând agenți termici

În tehnica încălzirii prin radiație se utilizează, în general, panourile radiante cu ecran în contact bun cu registru de țevi (fig. 4.5.41).

Panourile sunt compuse dintr-un fascicul de țevi cu diametrul de $3/8''$, fixate pe un ecran metalic confecționat din tablă de $0,5 \dots 1,25 \text{ mm}$ grosime, izolat termic la partea superioară, cu pâslă minerală sau vată de sticlă protejată cu o îmbrăcămințe din folie metalică sau din material plastic.

Tabla este profilată astfel încât să îm-

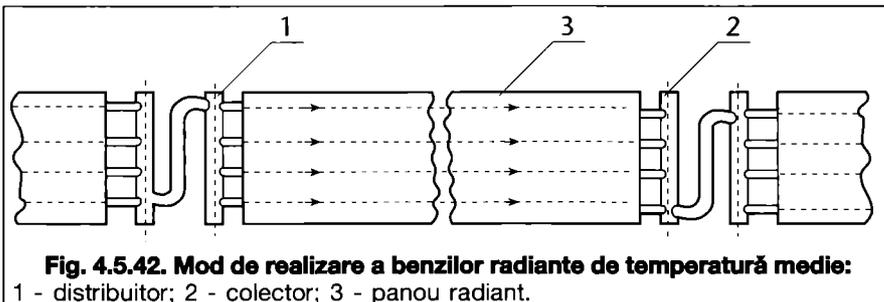


Fig. 4.5.42. Mod de realizare a benzilor radiante de temperatură medie:

1 - distribuitor; 2 - colector; 3 - panou radiant.

brace țevile pe jumătate din circumferință și să aibă, lateral, două borduri de 45° pentru a reduce circulația naturală a aerului. Contactul țevă-ecran se asigură prin sudură electrică cu puncte dese executate pe două generatoare.

Fasciculele de țevi sunt prevăzute la cele două capete cu un distribuitor-colector, care, prin sudură cap la cap, formează benzi radiante cu lungimi corespunzătoare condițiilor de montare (fig. 4.5.42).

Panourile radiante cu ecran distanțat au țevile dispuse sub ecran la o distanță de câțiva centimetri (fig. 4.5.41 c).

Conductele cedează căldură atât zonei inferioare, cât și ecranului, care la rândul său cedează căldură prin radiație zonei de lucru. Avantajul acestui tip de panou este acela că permite utilizarea pentru ecran a materialelor nemetalice ca: polistiren armat cu fibră de sticlă.

4.5.3.2 Tuburi radiante modulare cu funcționare pe gaze

Tuburile radiante de temperatură medie (fig. 4.5.43), funcționând cu gaz sunt emitori obscuri caracterizați printr-o combustie internă efectuată pe un corp purtător de căldură la o temperatură de 250 - 550°C. Lungimea de undă corespunzătoare intensității spectrale maxime este de 4 mm.

Principiul de funcționare a tuburilor radiante constă în încălzirea unui tub din oțel aluminizat (de regulă) prin produsele de ardere rezultate de la un arzător cu gaz. Radiația aparatelor este dirijată spre sol prin panourile reflectorizante plasate deasupra tuburilor.

Tehnicele de construcție și tipurile de materiale propuse sunt diferite după di-

versii fabricanți, însă toți prezintă aceleași elemente de bază:

- arzătoarele,
- tuburile radiante,
- ventilatoarele,
- accesoriile.

- Arzătoarele pot fi de tipul cu aer insuflat și flacără stabilizată, urmate de o cameră de ardere sau de tipul cu aer aspirat și preamestec parțial aer - gaz. În prima variantă, circuitul gazelor de ardere este în suprapresiune în raport cu mediul ambiant în timp ce în varianta a doua, circuitul gazelor de ardere este în depresiune în raport cu mediul ambiant ceea ce conferă o siguranță deosebită în exploatare. Tuburile radiante modulare sunt înzestrate cu o bujie de aprindere. Un termocuplu sau o sondă de ionizare pentru detectarea flăcării, comandă deschiderea electrovanei principale de alimentare cu gaz. Arzătoarele, în general, sunt cu debit constant. Reglarea funcționării arzătorului se face prin tot sau nimic cu ajutorul unui sistem de control comandat de o sondă de temperatură amplasat în zona de lucru a spațiului încălzit.

Aerul de ardere poate proveni de la o priză de aer înzestrată cu un filtru fixat pe fiecare arzător care prelevează aerul de la interiorul localului de încălzit, însă se recomandă ca priza de aer primar a fiecărui arzător să provină de la exteriorul clădirii eventual prin intermediul unei tubulaturi coaxiale. Se evită prelevarea aerului interior încărcat de diverse particule în suspensie. Gazele arse trebuie obligatoriu evacuate spre exterior prin intermediul unei tubulaturi flexibile sau rigide care, simplă sau coaxială care trebuie să reziste la temperatura relativ ridicată a gazelor arse (cca. 150°C). Gazele arse sunt evacuate cu ajutorul unui exhaustor amplasat în avalul circuitului realizat de acestea. Elementele componente ale unui tub radiant sunt:

- Ecranul reflectorizant este realizat din oțel inox AISI 430 cu un coeficient de reflexie foarte ridicat montat deasupra tuburilor și repartizat pe toată lungimea acestora. Deși la prima vedere pare un accesoriu lipsit de importanță, rolul ecranului reflectorizant este acela de a uniformiza și direcționa radiația în planul captator, contribuind astfel la creșterea confortului în incinta încălzită. Acesta poate fi izolat la partea superioară pentru ca emisia către acoperișul clădirii să fie complet eliminată.

Există variante de ecrane reflectorizante realizate din oțel aluminizat sau tablă zincată însă în timp acestea devin mate, își pierd proprietățile reflectorizante, scăzând eficiența întregului sistem radiant care se transformă într-un sistem convectiv amplasat la partea superioară a încăperii. Deși tuburile radiante consumă aceeași cantitate de combustibil, efi-

ciencia sistemului de încălzire scade foarte mult cu repercusiuni asupra condițiilor de confort care nu mai sunt îndeplinite.

- Tubul radiant este un tub de secțiune circulară, diverse lungimi și diametru variabil în funcție de tipul tubului radiant (de la 80 mm la 100 mm), prin care circulă gazele de ardere. De exemplu la tuburile radiante modulare INFRA (Systema), primul tronson are un diametru mai mare conținând la interior camera de ardere și, ceea ce este foarte important pentru calitatea produsului și durabilitatea în timp, este din oțel inox. Diametrul se micșorează către extremitatea prin care se face evacuarea gazelor de ardere, sistemul fiind astfel gândit încât să asigure un transfer de căldură optim între gazele de ardere și peretele tubului. Totodată se asigură o bună uniformitate a temperaturii peretelui tubului datorită intensificării transferului de căldură prin convecție către finalul circuitului gazelor de ardere prin prezența unui sistem de turbionare.

- Ventilatorul pentru evacuarea gazelor de ardere este un ventilator rezistent la temperatură relativ înaltă a gazelor de ardere; caracteristici 230V, 50/60 Hz, IP 44 (IP 55), 50/100W.

- Alte componente: aprindere electronică, dispozitiv de detectare a flăcării prin ionizare care are rolul de a realiza aprinderea și respectiv de a sesiza prezența sau absența flăcării.

- Presostatul diferențial este plasat la intrarea ventilatorului de extracție. El servește la buna funcționare a electrovanei principale de alimentare cu combustibil.

- Alte accesorii:

- panou de comandă și control al sistemului care poate conține:

- o sondă de temperatură plasată în incinta încălzită. Ca în toate sistemele de încălzire prin radiație este esențială fixarea unui punct de funcționare a aparatului de reglare (temperatura medie radiantă) și nu a unei temperaturi a aerului interior a încăperii. Este improprie utilizarea unui termostat de cameră

- senzor de temperatură exterioară;
- procesor programabil;

Caracteristici:

- poate comanda și controla două arzătoare;

- poate comanda trei regimuri de temperaturi: confortabil, economic, de gardă (antiînghet);

- poate comanda patru programe de lucru în funcție de solicitări: automat, confortabil, economic, de gardă;

- permite programarea temperaturilor dorite: zilnic, săptămânal, temperatura de gardă în perioadele de vacanță;

Gama de puteri în care se produc aceste tuburi radiante variază de la 15 kW la 60 kW. Tuburile radiante modulare pot fi în forma de U, la care atât arză-

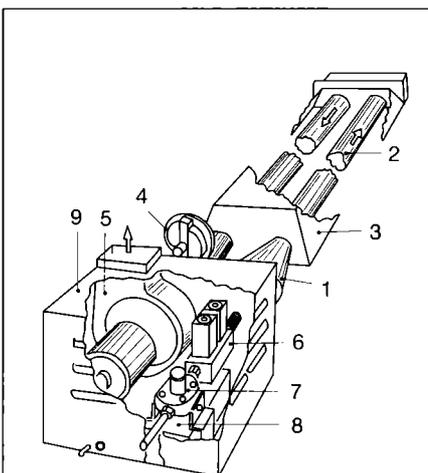


Fig. 4.5.43. Panouri (tuburi) radiante cu gaze:

- 1 - arzător și cameră de combustie;
- 2 - tub radiant;
- 3 - ecran;
- 4 - regulator de vacuum;
- 5 - ventilator pentru evacuare gaze de ardere;
- 6 - ventil electromagnetic dublu;
- 7 - regulator de presiune pentru gaze;
- 8 - aparat de control și comandă;
- 9 - carcasă de protecție.

torul cât și exhaustorul sunt amplasate la același capăt al tubului sau pot fi monotub, la care arzătorul este amplasat la un capăt, iar exhaustorul la celălalt capăt. Având în vedere proporționalitatea între suprafața corpului emitor și fluxul de căldură cedat prin radiație, la aceeași lungime a modulului radiant, tubul în formă de U emite în încăpere un flux de căldură dublu față de tubul monotub. Lungimile uzuale ale modulelor radiante sunt de 6m, 9m, 12m pentru tuburile în formă de U și de 6m, 9m, 12m, 15m, 18m pentru monotub.

Aceste sisteme au însă limite de aplicabilitate cum ar fi de exemplu înălțimea minimă de montaj 5m sau montajul în clădiri în care nu există degajări de substanțe volatile etc.

Tuburile radiante de medie temperatură utilizează potențialul termic al gazelor de ardere pe care le produce arzătorul până la o valoare de cca. 150-160°C temperatură cu care sunt evacuate în exterior.

La această temperatură însă gazele de ardere pot fi recirculate amestecându-le cu noi produse de ardere. Efectul general scontat este scăderea temperaturii de la care se radiază căldura în încăperile încălzite. Aceasta pe de o parte ar putea permite aplicarea acestei soluții de încălzire și pentru încăperi de înălțime mai redusă știut fiind faptul că înălțimea minimă de montaj este dependentă de temperatura pe suprafața emitoare și, pe de

alta parte, crește randamentul echipamentului prin reutilizarea potențialului termic al gazelor de ardere.

În acest sens unii producători de astfel de echipamente au dezvoltat tubulatură radiantă cu recirculare sau chiar tuburi radiante modulare cu recirculare. Recircularea se face post combustie pentru a nu perturba caracteristicile arderii și pentru a obține și efectul dorit adică introducerea gazelor de ardere recirculate (de temperatură scăzută) în lungul peretelui tubului după dezvoltarea frontului de flacără. Un strat de gaze de ardere reci vor îmbrăca peretele tubului radiant, în interiorul acestora găsindu-se (ca un nucleu) noile produse de ardere de temperatură ridicată. Datorită transferului de căldură și masă, ulterior, se obține un fluid de temperatură variabilă în lungul tubului radiant care va ajunge la evacuare la cca. 120-150°C și din care circa 20 % se evacuează în atmosferă și 80 % se reintroduce în circuitul radiant. Fluidul caloportor este vehiculat cu ajuto-

rul exhaustorului amplasat în avalul tubului radiant, întregul circuit al gazelor de ardere fiind în depresiune în raport cu mediul ambiant.

4.5.3.3. Amplasarea tuburilor (panourilor) radiante

Amplasarea tuburilor radiante se face astfel încât în zona de lucru să se realizeze o temperatură cât mai uniformă. În funcție de înălțimea spațiului care urmează a fi încălzit, de tipul modulului radiant care se propune a fi instalat (putere termică) și de indicațiile producătorului (tipologia ecranului reflectorizant) se stabilește distanța între axele modulelor radiante și distanța față de pereții incintei.

4.5.3.3.1 Panouri radiante utilizând agenți termici

Amplasarea se face în poziție orizontală, deasupra zonei de lucru, astfel încât să nu dezavantajeze procesul tehnologic și pătrunderea luminii naturale și să realizeze încălzirea uniformă a zonei de lucru. Înălțimea de montare este, de obicei, impusă de condițiile constructive și are influență asupra temperaturii maxime admisibile a panoului radiant. Pentru a compensa efectul suprafețelor delimitatoare reci asupra microclimatului din zona de contur a unei hale, se pot monta în această zonă benzi radiante la o înălțime mai mică sau înclinate (fig. 4.5.44).

Alimentarea panourilor cu agenți termici se face diferențiat, în funcție de natura acestora (fig. 4.5.45).

În cazul utilizării aburului, panourile sunt alimentate în paralel, cu posibilitatea de a scoate din funcțiune o parte din ele, când temperatura exterioară este mai ridicată sau când în zona respectivă nu se lucrează (fig. 4.5.45 a).

În cazul utilizării apei fierbinți panourile sunt alimentate în serie pentru a da posibilitatea realizării ecartului de temperatură $\Delta T = \theta_d - \theta_r$ (fig. 4.5.45 b). Dacă nu se poate realiza ecartul de temperatură impus, se recurge, uneori, la folosirea în continuare a apei fierbinți ieșite din panouri, pentru alimentarea unor aparate și corpuri de încălzire (aeroterme, radiatoa-

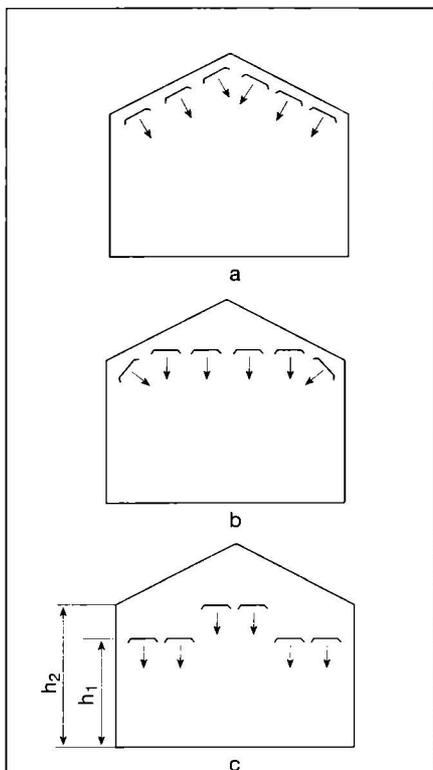


Fig. 4.5.44. Amplasarea panourilor radiante:

a - direct la plafon; b - distanțate de plafon, în plan orizontal și înclinat; c - la înălțimi diferite.

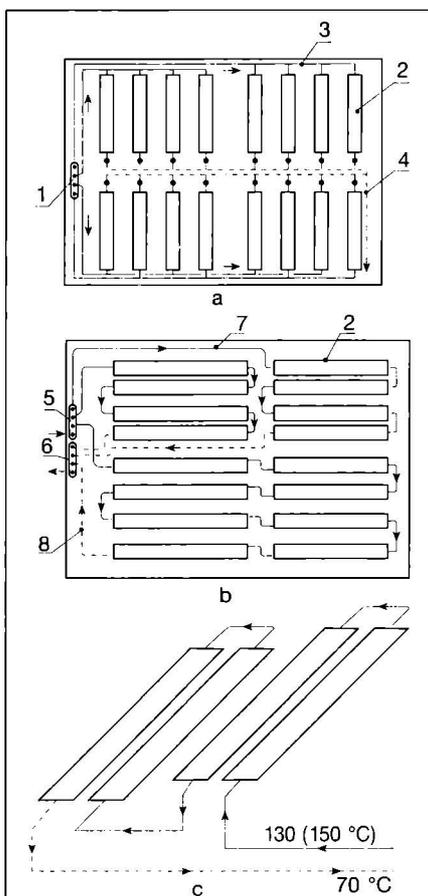


Fig. 4.5.45. Alimentarea panourilor radiante cu agent termic:

a - varianta cu abur; b - varianta cu apă fierbinte; c - detaliu de alimentare a panourilor cu apă fierbinte; 1 - distribuitor de abur; 2 - panouri; 3 - conducte de abur; 4 - conducte de condensat; 5 și 6 - distribuitor și colector de apă fierbinte; 7 și 8 - conducte de apă fierbinte de ducere și întoarcere.

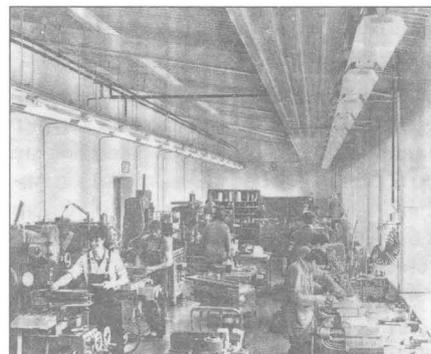


Fig. 4.5.46. Încălzirea prin radiație cu panouri radiante a unui atelier cu profil mecanic.

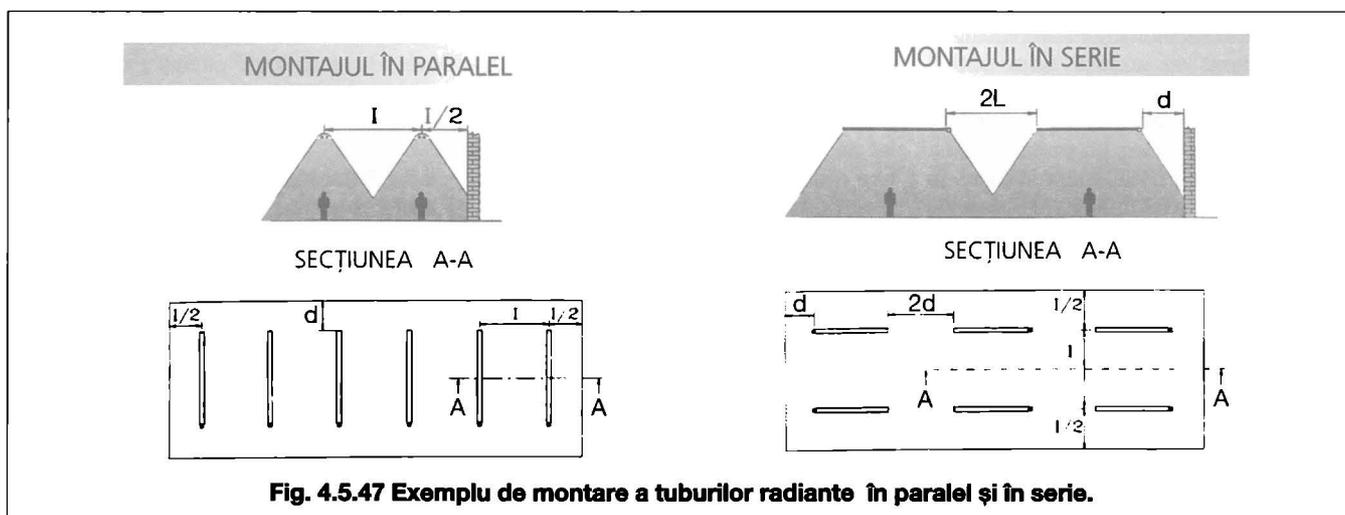


Fig. 4.5.47 Exemple de montare a tuburilor radiante în paralel și în serie.

re etc). De asemenea, pentru a realiza o temperatură cât mai uniformă în zone de lucru se recomandă ca panourile radiante alimentate cu apă fierbinte să fie montate la înălțimi diferite (fig. 4.5.44 c).

În fig. 4.5.46, este prezentat modul de amplasare a unui panou radiant într-un atelier cu profil mecanic.

4.5.3.3.2 Tuburi radiante modulare pe gaz

Tuburile radiante pot fi montate la plafonul încăperilor, la înălțimi mai mari de 4,5m în paralel sau în serie așa cum este ilustrat în fig. 4.5.47. Atunci când se dorește încălzirea totală (generală) a încăperii trebuie să se țină seama de înălțimea la care se poate realiza montajul pentru stabilirea distanței între axele tuburilor radiante (l) și a distanțelor față de pereți (între extremitățile tuburilor radiante și elementele de construcție) în conformitate cu schemele indicate de producători (fig. 4.5.48).

De asemenea trebuie menționat faptul că la stabilirea înălțimii minime de montaj se face în baza limitării fluxului termic maxim asupra capului unei persoane aflată în planul receptor.

Alegerea înălțimii de instalare (H) a modulelor radiante este strict legată de dezvoltarea pe verticală a spațiului care urmează a fi încălzit; în această modalitate se iau în considerare eventualele limitări pe care le pot aduce elemente ca poduri rulante, corpuri de iluminat, rafturi înalte, paturi de cabluri electrice, conducte etc. Odată aleasă înălțimea de montaj (H), se pot stabili (l) și (d) din tabelele din fig. 4.5.48. Valorile (l) și (d) se determină pe de o parte din condiția ca intersecția cunurilor de radiație să se facă la minimum 1,8m (înălțimea unei persoane aflată în zona de lucru) și pe de altă parte din condiția ca intensitatea fluxului radiant în zona de lucru să fie suficientă pentru a realiza temperatura dorită în încăpere.

Dacă opțiunea este pentru încălzirea zonală sau localizată (a posturilor de lucru), beneficiind astfel de unul din avan-

tajele pe care le oferă încălzirea prin radiație, atunci se poate opta fie pentru montarea tuburilor radiante la plafon fie pentru montajul înclinat la perete. În ambele situații se recomandă utilizarea unor ecrane speciale (mai adânci) pentru concentrarea fluxului radiant în zona care urmează a fi încălzită ca în fig. 4.5.49

Distribuția fluxului radiant la sol pentru un singur tub radiant modular și a fluxului total pentru 5 module radiante INFRA 12B (45 kW) amplasate la o înălțime de 9m cu interaxa de 10 m, dispunere paralelă este prezentată în fig. 4.5.50.

4.5.3.3.3 Tubulatura radiantă cu recircularea gazelor de ardere

Traseul tubulaturii radiante depinde de diverși factori dintre care cei mai importanți sunt dimensiunile spațiului de încălzit (înălțime, lățime și lungime). În funcție de necesarul de căldură și înălțimea hălei, tubulatura radiantă poate avea configurație monotubulară sau bitubulară (model M sau model U).

O dată individualizată înălțimea de montaj a tubulaturii radiante (H) din tabelele 4.5.8. pentru încălzirea totală a spațiului, se determină interaxa maximă (l) a liniilor radiante și distanța (D) dintre tubulatura radiantă și pereții perimetrali.

După stabilirea traseului aproximativ al

INFRA 6, lungimea modul radiant 6 metri, putere arzător 28 kW									
H	4	5	6						
l_{max}	5	6,5	8						
d_{max}	2,5	3	3,5						

INFRA 9, lungimea modul radiant 9 metri, putere arzător 45 kW									
H	5	6	7	8	9	10	11	12	
l_{max}	6	8	9	10	10	10	10	10	
d_{max}	3	3,5	4	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5	

INFRA 12, lungimea modul radiant 9 metri, putere arzător 45 kW									
H	5	6	7	8	9	10	11	12	
l_{max}	6	8	9	10	10	10	10	10	
d_{max}	3	3,5	4	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5	

Raport între puterea termică totală instalată (W) și suprafața încălzită (m ²)									
H	4	5	6	7	8	9	10	11	
W/m ²	190	190	210	210	230	230	250	250	-5°C
W/m ²	190	200	220	220	240	240	260	270	-10°C
W/m ²	190	210	230	230	250	250	270	280	-20°C

Fig. 4.5.48 Limitele maxime ale distanțelor dintre axele tuburilor radiante și față de pereți

a - încălzirea totală (la viteza relativă a aerului inferioară valorii de 0,5 m/s)

tubulaturii radiante se trece la asocierea grupului de combustie cu o tubulatură radiantă corect dimensionată din punct de vedere al pierderilor de sarcină ale gazelor de ardere pe traseul respectiv. Această asociere se poate face cu ajutorul datelor înscrise în tabelul 4.5.9.

Ventilatorul cu care este dotat grupul de combustie, trebuie să asigure vehicularea unui debit de gaze de ardere adecvat pentru a putea obține: uniformitatea temperaturii pe suprafața tubulaturii radiante, un timp redus pentru intrarea rapidă în regim stabil de funcționare, randament ridicat al transferului termic

radiant, randament global al echipamentului ridicat. Dacă exhaustorul nu are suficient debit se crează vârfuri de temperatură pe tubulatura radiantă, se pot produce degradări ale tubulaturii radiante în prima parte a acesteia (în vecinătatea grupului de combustie), apare neuniformitatea distribuției căldurii în mediul ambiant, deci un randament scăzut al emisie. Se mărește de asemenea timpul de intrare în regim, iar randamentul global al instalației se diminuează. În fig. 4.5.51. se observă diferența între variația temperaturii în lungul tubulaturii radiante pe o lungime de 160 m în cazul unui grup de

combustie cu ventilator corect dimensionat și unul incorect dimensionat.

OBSERVAȚII:

- 1) Se reamintește faptul că toate tabelele cu limitele distanțelor maxime sunt valabile atunci când este încălzire totală a spațiului. Pentru încălzirea zonală valorile parametrilor H, l trebuie să fie reduse pentru diminuarea raportului dintre suprafața de încălzit și suprafața totală a halei. Trebuie de asemenea luată în considerare prezența pereților interiori, a mașinilor și a gradului de ventilare a zonei respective.
- 2) În cazul valorilor mari ale înălțimii de instalare (H), în scopul evitării ca radiația directă să atingă pereții perimetrali pe o înălțime mare, crescând astfel pierderile de căldură prin aceștia, este necesară poziționarea liniilor radiante cât mai către centrul halei, măbind astfel distanța față de pereți (d) și micșorând în consecință interaxa (l) (fig 4.5.52 a).
- 3) Pentru suprafețe mari de încălzit (ca în figura de mai jos) poate fi convenabilă creșterea interaxei maxime (l_{max}) a liniilor radiante centrale și micșorarea interaxei liniilor radiante din zona periferică unde sunt mai mari pierderile de căldură (fig. 4.5.52 b).

4.5.3.4 Dimensionarea instalațiilor de încălzire prin radiație

Dimensionarea instalațiilor de încălzire prin radiație de temperatura medie nu diferă ca metodologie de cea prezentată la calculul instalațiilor de încălzire prin radiație de temperatura joasă, fiind necesare următoarele date:

- cunoașterea caracteristicilor constructive ale încăperilor;

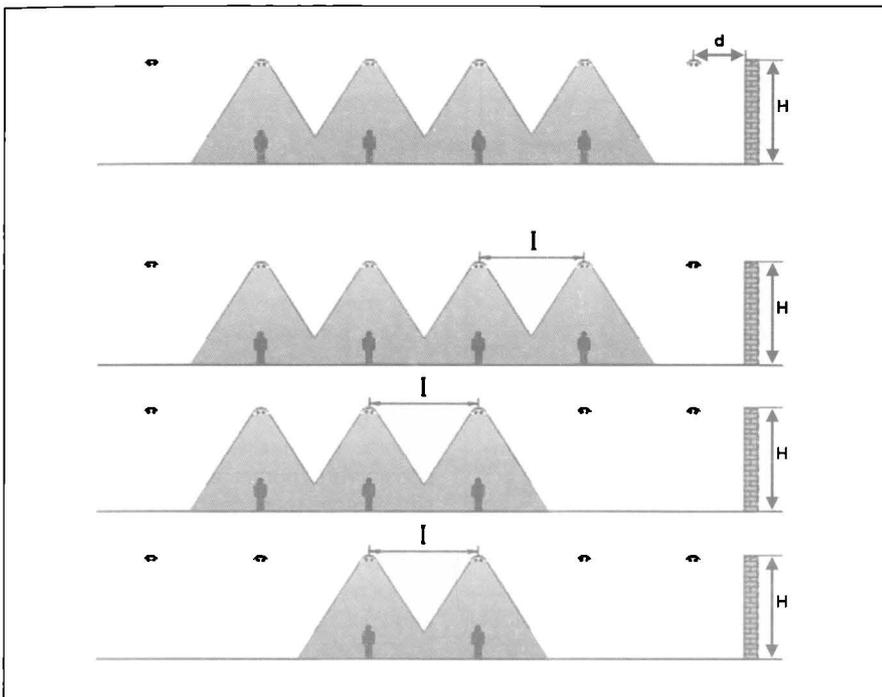
- cunoașterea caracteristicilor constructive și termice ale panourilor radiante.

Calculul de dimensionare cuprinde următoarele etape:

- determinarea necesarului de căldură pentru încălzire conform SR 1907 (fără considerarea adaos aer Ac - cazul încălzirii prin radiație)
- determinarea numărului de module radiante din condiția de acoperire a necesarului de căldură pentru încălzire și din condiția de respectare a acoperirii geometrice a spațiului de încălzit (verificarea distanțelor l și d în funcție de înălțimea de montaj, H) sau cu alte cuvinte calculul suprafeței încălzitoare necesare.
- verificarea intensității de radiație asupra capului unei persoane aflată în planul captator cu relația de calcul 4.5.12 (în cazul în care aceasta nu a fost deja verificată prin indicațiile date de producător).

4.5.3.4.1. Caracteristicile termice ale panourilor

Principalele caracteristici termice ale unui panou sunt: temperatura medie θ_p



INFRA 6, lungime modul radiant 6 metri, putere arzător 28 kW

H	4	5	6				
l _{max}	4	4,5	4,5				

INFRA 9, lungime modul radiant 9 metri, putere arzător 45 kW

H	4	5	6	7			
l _{max}	4	5	5	5			

INFRA 12, lungime modul radiant 12 metri, putere arzător 45 kW

H	4	5	6	7			
l _{max}	4	5	5	5			

Raport între puterea termică totală instalată (W) și suprafața încălzită (m²)

H	4	5	6	7			
W/m ²	400	420	450	480			

Raport între puterea termică totală instalată (W) și suprafața încălzită (m²)

H	4	5	6	7			
W/m ²	500	550	580	600			

Raport între puterea termică totală instalată (W) și suprafața încălzită (m²)

H	4	5	6	7			
W/m ²	700	730	760	780			

H=înălțimea de instalare (m); l=distanța între axe (m), d=distanța între extremități (m)

Fig. 4.5.48 Limitele maxime ale distanțelor dintre axele tuburilor radiante și față de pereți
b - încălzirea zonală.

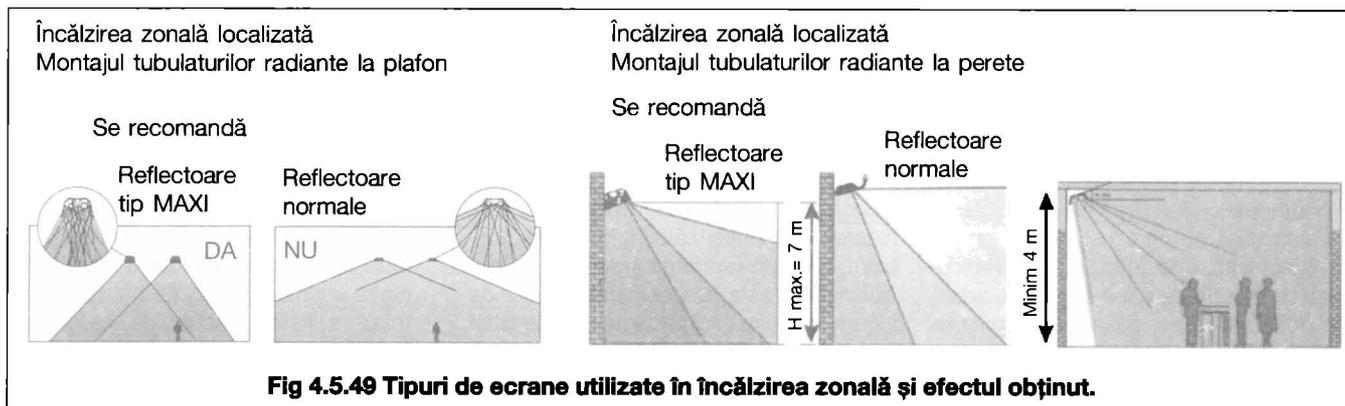


Fig 4.5.49 Tipuri de ecrane utilizate în încălzirea zonală și efectul obținut.

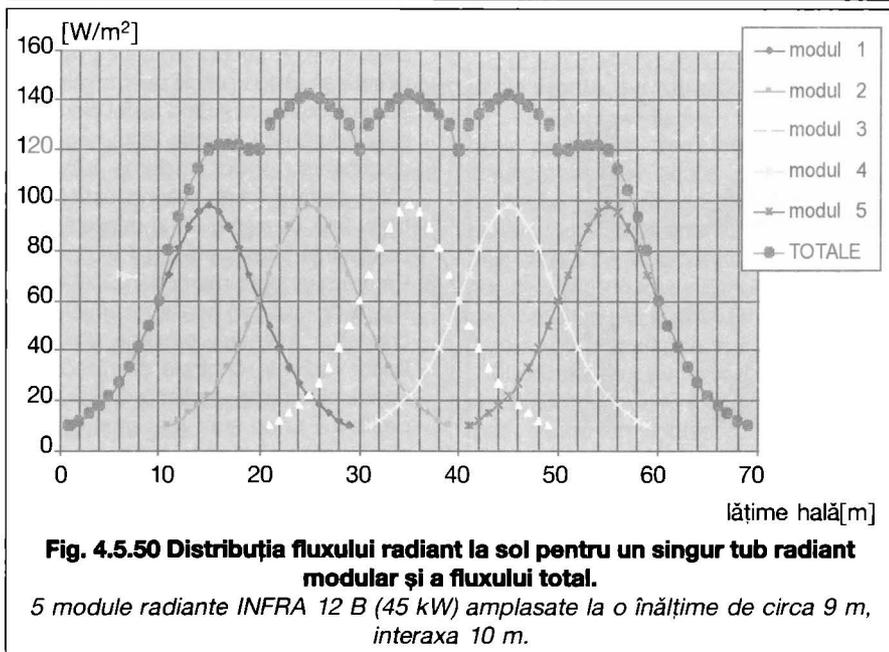


Fig. 4.5.50 Distribuția fluxului radiant la sol pentru un singur tub radiant modular și a fluxului total.

5 module radiante INFRA 12 B (45 kW) amplasate la o înălțime de circa 9 m, interaxa 10 m.

- alegerea tipului de panou încălzitor (cu agenți termici sau cu gaze naturale) ținând seama de tipul și de destinația clădirii;
- calculul preliminar, de stabilire a caracteristicilor termice și constructive ale panourilor;
- calculul de verificare a intensității de radiație asupra capului.

În general, operațiile de calcul sunt cel indicate la § 4.5.2.7, cu unele amendamente în cazul încălzirii perimetrale sau a unei zone dintr-o încăpere.

Zona perimetrală dintr-o hală industrială este considerată porțiunea cu distanța de circa 3 m de la peretele rece exterior, acolo unde se prestează o muncă fizică ușoară. În calculele termice se iau în considerare numai elementele de construcții care mărginesc zona perimetrală.

La dimensionarea instalațiilor de încălzire prin radiație aferente unei zone dintr-o încăpere trebuie să se aibă în vedere, în principal, poziția acestora în raport cu suprafețele reci ale încăperii: zonele din apropierea pereților exteriori sau zonele interioare unde influența radiației reci este, practic, neglijabilă.

Exemplul de calcul 3

Se cere să se încălzească prin radiație de temperatură medie o hală industrială (fig. 4.5.54) cunoscând următoarele:

- dimensiunile halei: lungimea $A = 110$ m; lățimea $B = 48$ m și înălțimea $H = 15$ m;
- pereții exteriori executați cu zidărie din BCA;

și fluxul termic unitar emis q_p .

Pentru calculele practice se utilizează nomograme sau tabele care dau direct valorile caracteristicilor termice ale panourilor radiante.

În nomogramele din fig. 4.5.53. sunt date caracteristicile termice ale panourilor radiante de temperatură medie cu bordurile laterale dirijate în jos, fiind executate cu ecran de tablă din oțel (fig. 4.5.53. a) și cu ecran de tablă din aluminiu (fig. 4.5.53. b).

Tevele cu diametrul de 1" sunt îngloba-

te parțial în ecranul de tablă. În tabelul 4.5.7 sunt date valorile aproximative ale temperaturilor maxime $\theta_{p,max}$ ale panourilor radiante în funcție de înălțimea de montare h_p , lățimea a a panourilor, distanța e dintre axele panourilor și temperatura interioară θ_i .

4.5.3.4.2 Calculul suprafeței încălzitoare

Algoritmul de calcul cuprinde următoarele etape:

- calculul pierderilor de căldură (paragraful 4.5.2.7.2.1);

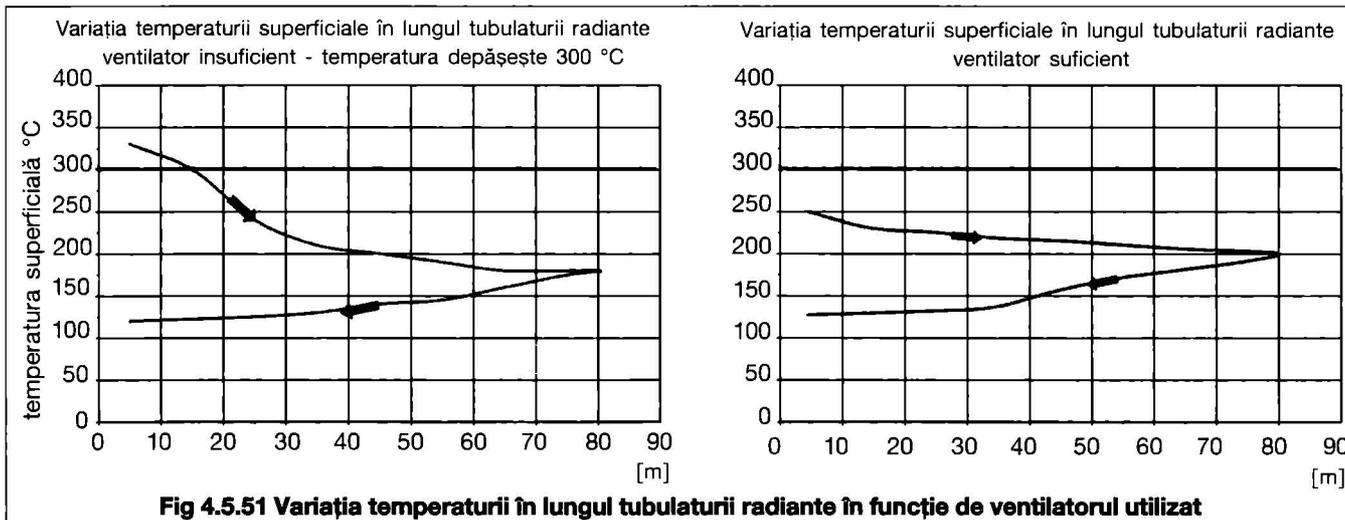


Fig 4.5.51 Variația temperaturii în lungul tubulaturii radiante în funcție de ventilatorul utilizat

în care:

$$h_{r_{pc}} = C_{pc} \cdot b$$

unde pentru $\theta_p = 100^\circ \text{C}$ și $\theta_c = 30^\circ \text{C}$ din nomograma din fig. 4.5.36 se obține $b = 1,56 \text{ grad}^3$; valoarea lui $C_{pc} = 4,65 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$. Rezultă $h_{r_{pc}} = 7,3 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$.

$\bar{\varphi}_{pc}$ - coeficientul unghiular mediu se calculează folosind metoda grafo-analitică, din aproape în aproape, utilizând schema de amplasare a panourilor din fig. 4.5.55 a.

Astfel, pentru panoul în poziția A:

a) Omul în poziția A1

• pentru $a/h = aa'/AA_1 = 1,05/13 = 0,8$ și $b/h = aa''/AA_1 = 53/13 = 4,1$ din nomograma din fig. 4.5.37 se obține

$$\bar{\varphi}_{Aa'aa''} = 0,005, \text{ de unde}$$

$$\bar{\varphi}_{A1} = 4\bar{\varphi}_{Aa'aa''} = 0,02$$

b) Omul în poziția A2

$$\bar{\varphi}_{A2} = 2 \cdot (\bar{\varphi}_{Bb'aa''} - \bar{\varphi}_{Ba''bb'})$$

• pentru $a/h = Ba''/BA_2 = 9,05/13 = 0,69$ și $b/h = Bb_1/BA_2 = 53/13 = 4,1$

• pentru $a/h = Ba''/BA_2 = 0,54$ și

$b/h = Bb_1/BA_2 = 4,1$

din nomograma din fig. 4.5.37 se obține:

$$\bar{\varphi}_{Bb'aa''} = 0,045 \text{ și } \bar{\varphi}_{Ba''bb'} = 0,04 \text{ rezultă}$$

$$\bar{\varphi}_{A2} = 2 \cdot (0,045 - 0,04) = 0,01$$

Se continuă calculul după procedeul descris mai sus și se obțin următoarele valori pentru coeficienții unghiulari medii, considerându-se omul, succesiv, în pozițiile A3, A4, A5 și A6:

$$\bar{\varphi}_{A3} = 0,008; \bar{\varphi}_{A4} = 0,004;$$

$$\bar{\varphi}_{A5} = 0,002; \bar{\varphi}_{A6} = 0,001.$$

În mod analog se obțin și celelalte valori ale coeficienților unghiulari pentru pozițiile B; B1; B2 ...; C; C1; C2 ... etc.

Se trasează la o anumită scară pe axa absciselor distanțele dintre axele panourilor, iar la altă scară pe ordonată valorile coeficienților unghiulari medii, obținându-se curbele de variație ale acestora (fig. 4.5.55 b). Prin însumarea grafică a ordonatelor se obține curba rezultantă cu valoarea maximă

$$\bar{\varphi}_{pc} = 0,06$$

Intensitatea de radiație asupra capului:

$$q_{pc} = h_{r_{pc}} \cdot \bar{\varphi}_{pc} \cdot (\theta_p - \theta_c) \cdot (1 - \varepsilon) = 7,3 \cdot 0,06 \cdot (100 - 30) \cdot (1 - 0,15) = 26^\circ \text{C}$$

valoare care se înscrie în limitele admisiibile (tab. 4.5.4). Pentru coeficientul $\varepsilon = 0,15$ valoarea s-a luat din tabelul 4.5.5

- se determină lungimea de înscriere a panourilor astfel încât să se asigure realizarea ecartului de temperatură $\Delta T = 80 \text{ K}$, utilizând relația:

$$L_i = \frac{\Phi_p}{q_p \cdot a} = \frac{\rho \cdot v \cdot n \cdot \frac{\pi D^2}{4} \cdot \Delta T \cdot c}{q_p \cdot a}$$

unde:

D - diametrul țevilor $D = 1'' = 0,025 \text{ m}$,
 n - numărul de țevi $n = 6 \text{ buc}$,
 v - viteza apei în țevi $v = 0,15 \text{ m/s}$,
 ΔT - ecartul de temperatură, $\Delta T = 150 - 70 = 80 \text{ K}$

c - căldura masică $1,16 \text{ W/kg} \cdot \text{K}$

q_p - fluxul termic unitar cedat de panou

$$q_p = 690 \text{ W/m}^2$$

a - lățimea panoului $a = 1,05 \text{ m}$

ρ - densitatea apei pentru $\theta_m = 100^\circ \text{C}$,

$$\rho = 950 \text{ kg/m}^3$$

Înlocuind se obține: $L_i \approx 650 \text{ m}$

Rezultă că este necesar înscrierea a câte 6 benzi de panou pentru obținerea ecartului $\Delta T = 80 \text{ K}$.

Exemplul de calcul 4

Se cere să se încălzească prin radiație de temperatură medie o hală industrială având:

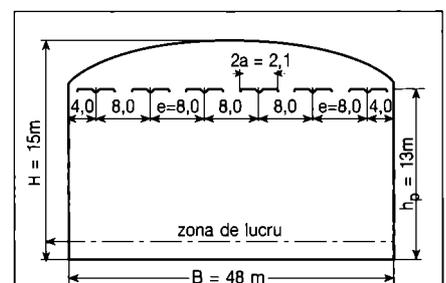
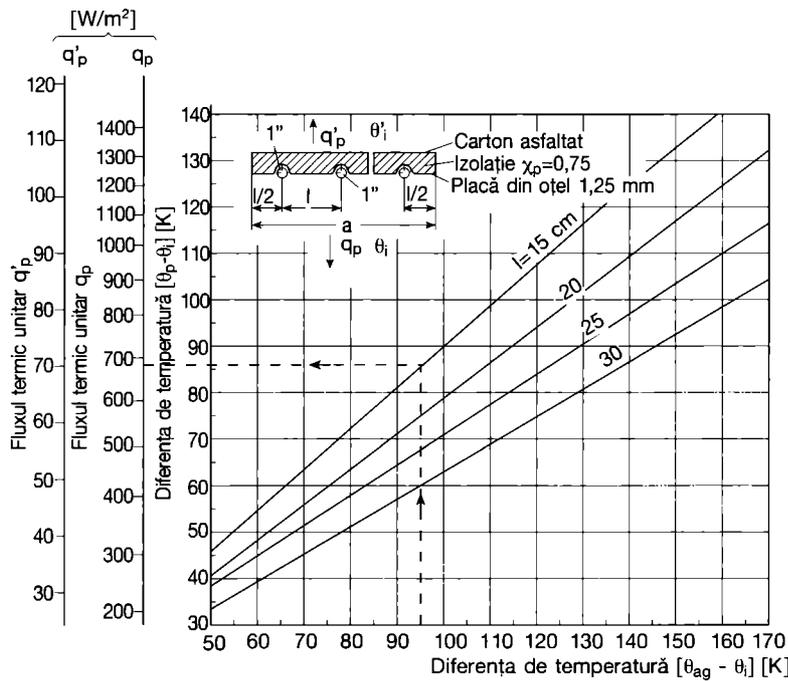
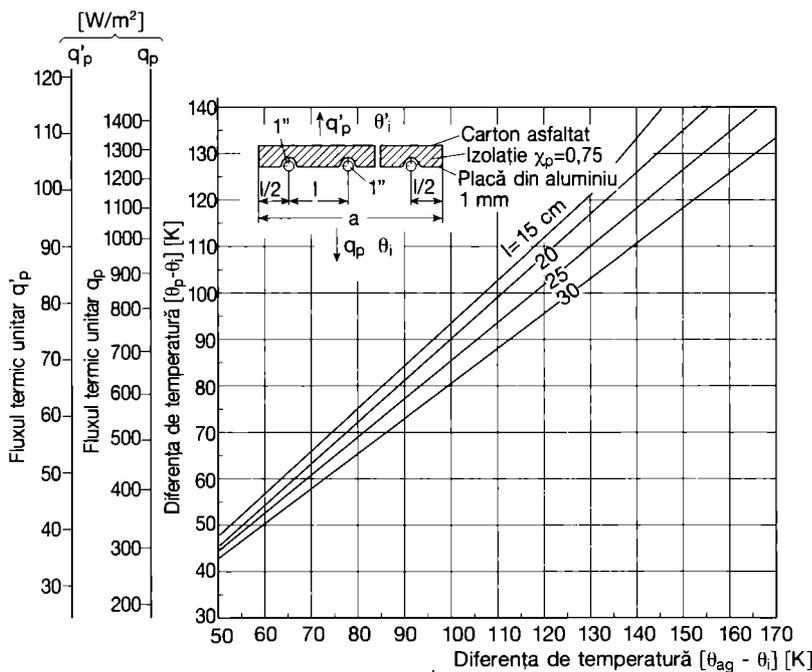


Fig. 4.5.54. Secțiunea printr-o hală cu instalații de încălzire cu panouri radiante (ex. 3).



a



b

Fig. 4.5.53. Caracteristicile termice ale panourilor radiante utilizând agenți termici:

a - varianta cu ecran de tablă din oțel; b - varianta cu ecran de tablă din aluminiu.

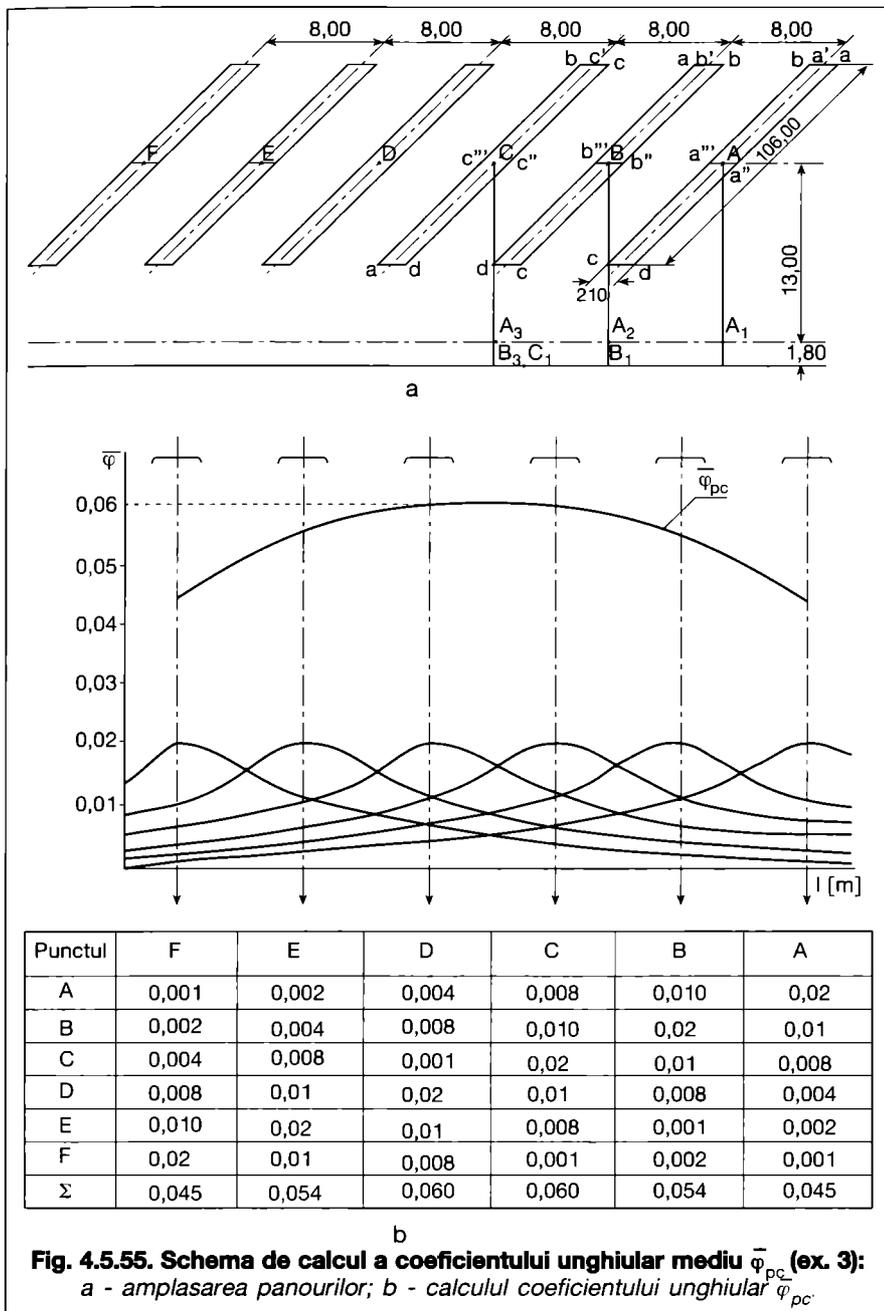


Fig. 4.5.55. Schema de calcul a coeficientului unghiular mediu $\bar{\varphi}_{pc}$ (ex. 3):
a - amplasarea panourilor; b - calculul coeficientului unghiular $\bar{\varphi}_{pc}$

- dimensiunile hăii:
lungimea hăii 60 m;
lățimea hăii 40 m;
înălțimea hăii 10 m.

- hala dispune de un pod rulant a cărui cotă maximă este de 8,5 m
- necesarul de căldură determinat în condițiile în care se impune ca soluție încălzirea prin radiație este de: 456 kW

Rezolvare:

a) varianta tuburi radiante modulare

Din tabelul 4.5.10. în care sunt înscrise caracteristicile tehnice ale tuburilor radiante pe care ne propunem să le utilizăm, se alege varianta INFRA 12B (cu lungime a modului 12 m și putere termică efectivă 39 kW)

- se determină numărul de tuburi radiante modulare:

$$n = \frac{\Phi}{d_p} = \frac{454000}{39000} = 11,64 \text{ buc}$$

Se verifică acoperirea geometrică a spațiului care urmează a fi încălzit după ce s-a stabilit ca înălțimea de montaj a acestor tuburi este 9 m, din figura 4.5.48 cazul încălzirii totale rezultă că interaxa maximă este de 10 m și distanța maximă față de pereții hăii este de 4,5 m.

Amplasarea tuburilor radiante modulare se face ca în fig. 4.5.56 a.

b) tubulatura radiantă cu recirculare.

Se trasează inițial un circuit al tubulaturii radiante în hală. Fiind o hală cu înălțimea de 10 m se recomandă utilizarea tubulaturii în formă de U (bitubular). Traseul propus este reprezentat în fig. 4.5.56 b.

Un asemenea traseu ar satisface toate

condițiile referitoare la acoperirea geometrică a suprafeței încălzite, respectându-se distanțele corecte față de pereții hăii ale tubulaturii radiante. Următorul pas este asocierea grupului de combustie la tubulatura radiantă propusă. Se face calculul lungimii virtuale a tubulaturii care este reprezentată de suma dintre lungimea reală a traseului acesteia și lungimea fictivă introdusă ca urmare a transformării pierderilor de sarcină locale (din curbe) în pierderi liniare (conform tabel 4.5.9). Rezultă o lungime:

$$L = 53 + 47 + 8 + 6 + 6 + 9 = 129 \text{ m.}$$

Se alege grupul de combustie OHA 400/250 având 250 kW putere nominală (v. tab. 4.5.11).

Aspecte din diverse hale încălzite cu tuburi radiante sunt date în fig. 4.5.57.

4.5.4. Încălzirea prin radiație de temperatură înaltă

Acest tip de încălzire prin radiație se realizează cu panouri radiante (radianți) cu temperatura de peste 500°C, utilizând gaze naturale sau energie electrică. Randamentul radiatorilor este ridicat chiar și în cazul utilizării combustibililor clasici, deoarece arderea este aproape completă, dar mai ales pentru că gazele de ardere se răcesc până la temperatura încăperii. Dezavantajele principale sunt: consumul de oxigen din încăpere și difuzia, tot în spațiul încăperii, a monoxidului de carbon ca și a vaporilor de apă (în cazul combustibilului gazos).

Sistemul de încălzire prin radiație de temperatură înaltă se poate utiliza:

- în încăperile semideschise sau deschise ca: peroane, terase, terenuri de sport, tribune, amfiteatre în aer liber, șantiere etc;
- la încălzirea unei zone limitate de încăperi cum ar fi locurile de muncă din clădirile industriale neîncălzite, cu densitate de un muncitor la mai mult de 50 m²;
- în cazul în care consumul de energie înglobată se recuperează prin economii de energie în exploatare într-o perioadă de timp considerată optimă.

4.5.4.1 Panouri radiante ceramice

Construcția unui radiant cu gaze este relativ complexă datorită prezenței elementelor care asigură supravegherea automată a funcționării.

Un radiant cu gaze (panou radiant ceramic - fig. 4.5.58) este compus dintr-un ajutor, o cameră de amestec, o placă ceramică poroasă și un ecran din aluminiu lustruit la care se adaugă sistemul automat de aprindere și supraveghere a funcționării.

Camera de amestec este racordată la ajutor care permite absorbția aerului din atmosferă prin acțiunea jetului de gaze

Tabel 4.5.9. Lungimile maxime ale tubulaturii radiante în funcție de modelul grupului de combustie

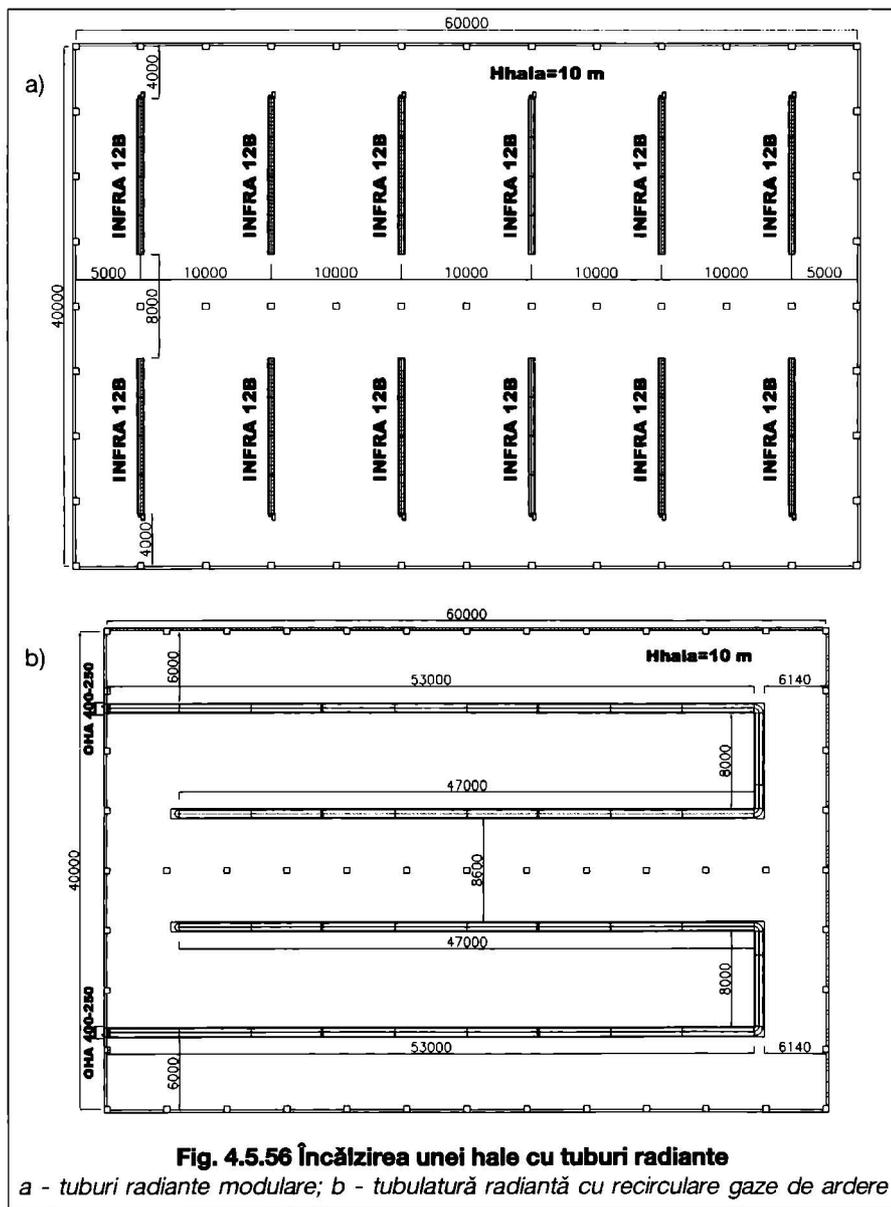
Model	Versiune	Tubulatura radiantă model U 2 tuburi d 3000		Tubulatura radiantă model U 2 tuburi d 3000		Tubulatura radiantă model U 2 tuburi d 3000	
		Lungime minimă *(m)	Lungime maximă *(m)	Lungime minimă *(m)	Lungime maximă *(m)	Lungime minimă *(m)	Lungime maximă *(m)
OHA 100	OHA 100-50	25	35	40	60		
	OHA 100-100	35	50	60	120		
OHA 200	OHA 200-115	50	70	80	130		
	OHA 200-150	60	80	115	140		
	OHA 200-180	80	110	140	180		
OHA 400	OHA 400-200	90	115	160	190		
	OHA 400-250	110	130	190	220		
	OHA 400-300	130	160	220	250	90	120
	OHA 400-400					120	160

(*) Lungimea virtuală = lungimea efectivă a tubulaturii radiante majorată cu lungimea echivalentă la schimbările de direcție, adică: 3 metri pentru fiecare curbă la 45°; 6 metri pentru fiecare curbă la 90° și 9 metri pentru curba finală de 180° și derivația în T.

combustibile ce ies printr-o duză. de amestec este construită dintr-o placă Suprafața radiantă care limitează cutia ceramică din material refractar, perforată

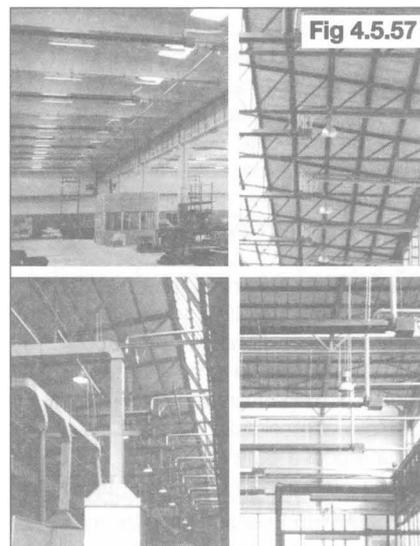
pe toată grosimea cu orificii având dimensiunea de 0,5...0,7 mm. În placa refractară se produce arderea catalitică a amestecului de combustibil ajungând la temperatura de 850°C. În fața plăcii radiante se prevede un grătar metalic care ajută la uniformizarea arderii.

Arderea completă a gazului la tempe-



Tabelul 4.5.12. Caracteristicile tehnice ale panourilor radiante ceramice SBM INTERNATIONAL - Franța

Model	Puterea termică [kW]		Masa [kg]
	min.	max.	
B6 SX	2,5	2,8	2,5
B8 SX	3,3	3,65	2,9
B10 SX	3,8	4,25	3,1
B12 SX	5,1	5,65	3,4
B16 SX	6,75	7,5	4,1
B20 SX	7,6	8,45	5,0
B24 SX	10,2	11,35	5,5
B32 SX	13,5	15,0	6,7
B32-2SX	13,5	15,0	6,7
B64-2SX	27,0	30,0	12,2



Tabelul 4.5.10. Caracteristicile tehnice ale tuburilor radiante modulare.

Tuburi radiante modulare cu combustibil gazos "INFRA".				
Modele	UM	INFRA 6	INFRA 9	INFRA 12
		INFRA 6B	INFRA 9B	INFRA 12B
Puterea termică nominală	[kW]	28	45	45
Puterea termică efectivă	[kW]	24,1	38,9	39
Randamentul minim al arderii	[%]	86,1	86,5	86,7
Randamentul efectiv al arderii	[%]	90,1	90,3	90,6
Consumul nominal la 15 °C și 1013,25 mbar	Gaz metan	[Nmc/h]	2,96	4,76
	GPL Butan G30	[kg/h]	2,21	3,55
	GPL Propan G31	[kg/h]	2,18	3,50
Alimentare electrică	[V/Hz]	230/50	230/50	230/50
Lungimea tubului radiant modular în formă de U	[m]	6	9	12

ratură înaltă și răcirea gazelor de ardere până la temperatura încăperii conduc la randamente foarte ridicate de 94...96 % (randamentul radiației este de circa 55%). Bioxidul de carbon rezultat din ardere nu este toxic totuși, concentrația

limită este de 0,5 %. Din arderea gazului rezultă și vapori de apă care pot conduce la mărirea umidității relative a aerului din încăpere și la condensarea pe suprafețele interioare ale elementelor de construcții. Se impune o ventilație, de

regulă naturală, care să asigure aerul proaspăt - aproximativ 20 m³/h pentru 1 kW putere instalată. Acest lucru se realizează, de regulă, prin neetanșitățile elementelor de construcții mobile (ferestre, uși), sau prin realizarea unui sistem de ventilație naturală organizată. Este necesar ca la proiectarea instalațiilor folosind panouri radiante ceramice să se verifice prin calcul concentrația de nocivități din aerul încăperii, ca rezultat al funcționării tuturor radianților, aceasta nedepășind concentrația admisibilă.

De asemenea, trebuie respectate prevederile cuprinse în normativele în vigoare (pentru protecția muncii, calitatea în construcții, paza contra incendiilor, distribuția gazelor).

Panourile radiante ceramice se fabrică cu puteri cuprinse între 4 și 35 kW.

Societatea SBM INTERNATIONAL din Franța produce 10 tipodimensiuni de panouri radiante ceramice (tab. 4.5.12) prevăzute cu module de automatizare care asigură o reglare a temperaturii cu 1 sau 2 regimuri precum și o reglare a temperaturii cu programare zilnică sau săptămânală a încălzirii (fig. 4.5.58 e).

Există alți producători, spre exemplu Systema Italia care s-au orientat către un tip de panou radiant ceramic cu putere modulată. Astfel în gama de produse a acestei firme există o tipodimensiune de panou radiant ceramic a cărui putere este cuprinsă între 12 kW și 24 kW și o alta cu puterea variabilă între 24 kW și 50 kW. Automatizarea cu care pot fi dotate aceste sisteme de încălzire prin radiație de înaltă temperatură prevăd realizarea de zone de temperatură diferite prin utilizarea mai multor sonde de temperatură (maximum 4 pentru un panou de comandă și control) și controlul a unui număr de maximum 16 arzătoare, cu programare orară, zilnică sau săptămânală.

Sistemul de automatizare poate fi controlat la rândul lui prin intermediul unui software care poate calcula inclusiv consumul de combustibil, economia realizată în diverse perioade ale unui sezon de încălzire etc. Și în situația panourilor radiante ceramice este importantă calitatea

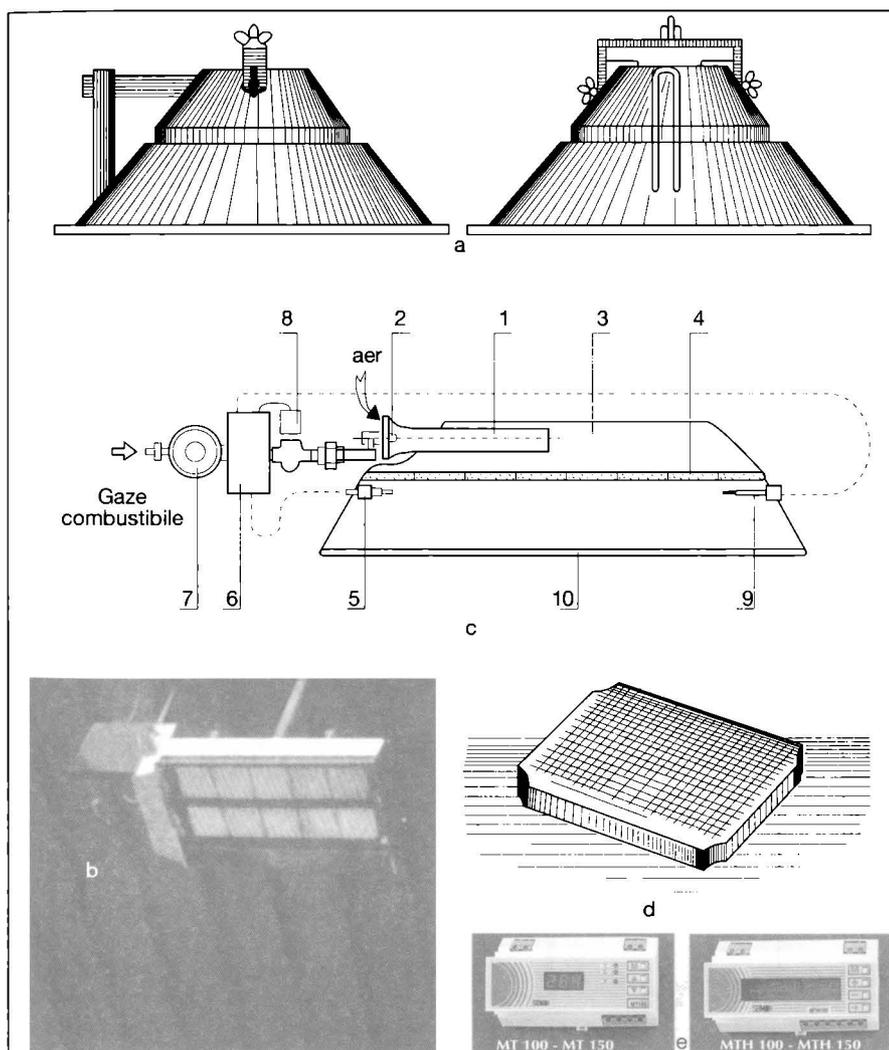


Fig. 4.5.58. Panou radiant ceramic:

a - vedere laterală și din față; b - vedere în poziție de lucru;

c - elemente componente; d - placă ceramică; e - module de automatizare;

1 - ajutor; 2 - duză; 3 - cameră de amestec; 4 - placă ceramică; 5 - bujie; 6 - automat de comandă și control; 7 - regulator de presiune; 8 - ventil electromagnet; 9 - termocuplu; 10 - ecran din aluminiu. MT100 - MT150: reglarea temperaturii (1 sau 2 regimuri); MT100 - MTH150: reglarea temperaturii cu programare zilnică sau săptămânală.

Tabelul 4.5.11. Caracteristicile tehnice ale grupurilor de combustie OHA (producător SYSTEMA).

Model		OHA 100		OHA 200			OHA 400			
Caracteristici	Tip	OHA	OHA	OHA	OHA	OHA	OHA	OHA	OHA	OHA
	UM	100-50	100-100	200-115	200-150	200-180	400-200	400-250	400-300	400-400
Putere termică nominală - Hi	[kW]	50	100	115	150	180	200	250	300	400
Putere termică utilă - Hi	[kW]	45,5	93,0	105,2	138,0	165,6	183	230	276	366
Randament mediu de ardere	[%]	91,0	93,0	91,5	92	92	91,5	92	92,0%	91,5%
Consum nominal la 15°C și 1013,25 mbar	Metan G20 [Nm ³ /h]	5,29	10,58	12,17	15,87	19,05	21,16	26,46	31,75	42,33
	GPL Propan 31 [kg/h]	3,88	7,77	8,93	11,65	13,98	15,54	19,42	23,31	31,07
Randament mediu de ardere		3/N/PE-50Hz 400V		3/N/PE-50Hz 400V			3/N/PE-50Hz 400V			
Puterea electrică maximă absorbită	[W]	1350		3450		4450	4450		5700	
Diametrul racordului de gaz	[in]	1		1			1		1 1/2	
Greutatea aparatului	[kg]	90		230		240	240		260	
Diametrul coșului de fum	[mm]	200		200			200			
Lungimea maximă a coșului de fum	[m]	6		6			6		9	
Tipul aparatului	[in]	B22		B22			B22			

ecranului reflectorizant care trebuie să aibă un coeficient de reflexie foarte ridicat, inoxul fiind cel mai bun material utilizat în prezent. Dincolo de caracterul de accesoriu el are rolul de a direcționa căldura către zona de lucru, în caz contrar sistemul devenind un sistem de

încălzire prin convecție fără a mai obține economiile energetice despre care se vorbește în cazul radiației.

4.5.4.2 Amplasarea panourilor radiante ceramice

Pentru încălzirea spațiilor închise, radianții se amplasează asemănător cu modul de dispunere a panourilor radiante metalice sau a tuburilor radiante. Se ține seama și de zona marginală a încă-

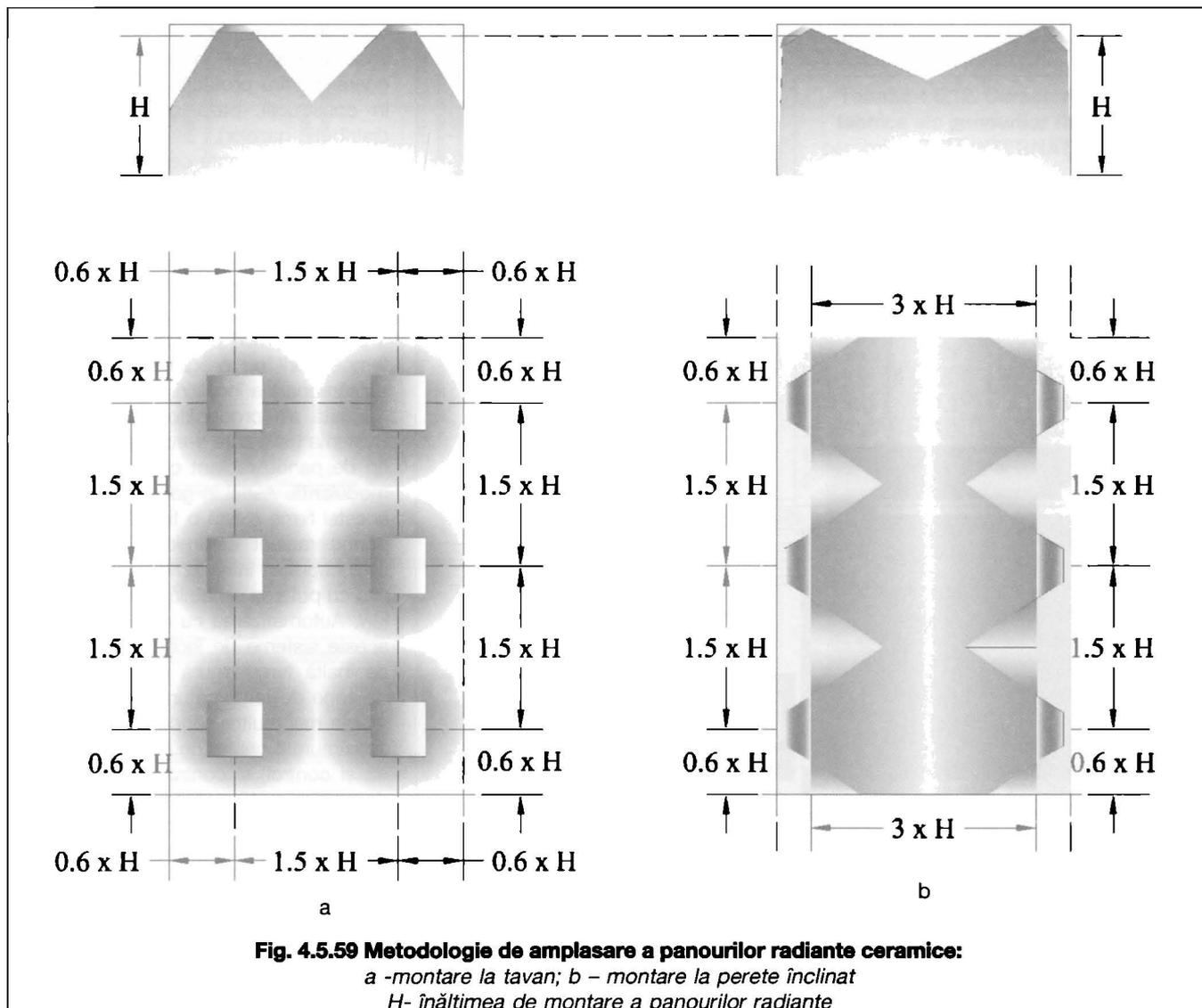


Fig. 4.5.59 Metodologie de amplasare a panourilor radiante ceramice:
a - montare la tavan; b - montare la perete înclinat
H- înălțimea de montare a panourilor radiante

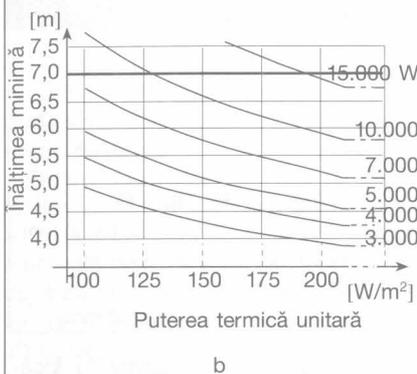
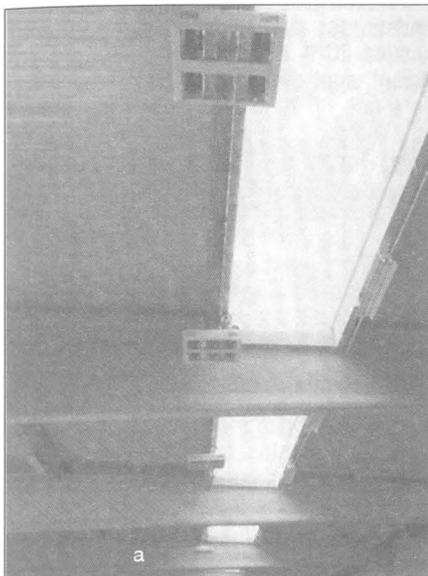


Fig. 4.5.60. Montarea panourilor radiante ceramice:

a - vedere dintr-o hală încălzită cu panouri radiante ceramice; b - înălțimea minimă de montare a panourilor radiante ceramice SBM INTERNATIONAL.

perii, prevăzându-se panouri radiante înclinare spre interior, sub un unghi de 30° față de verticală sau așezând panourile la distanțe mai mici unul față de altul decât cele din zona interioară.

Din cauza temperaturii ridicate a suprafeței ceramice și a arderii practic cu flacără deschisă nu este indicată utilizarea panourilor radiante doar în spațiile în care legislația permite amplasarea unor astfel de echipamente. Acest tip de echipamente se utilizează în combinație cu sisteme de ventilare care sunt obligatorii pentru compensarea aerului (oxigenului) utilizat de panouri pentru întreținerea arderii (flacără deschisă). Este interzisă utilizarea acestui tip de echipament în depozite, ateliere în care se utilizează substanțe inflamabile etc. Înălțimile de montaj sunt de minimum 6 - 7 m de la pardoseală pentru panouri cu putere termică mai mare de 7 kW.

Metodologia de amplasare a panourilor radiante este redată grafic în fig. 4.5.59.

Pentru panouri radiante ceramice SBM INTERNATIONAL în fig. 4.5.60 b sunt

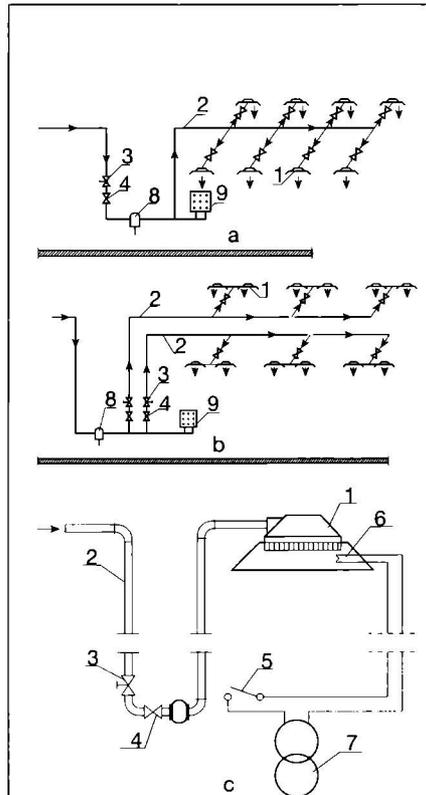


Fig. 4.5.61. Alimentarea cu gaze combustibile a panourilor radiante ceramice:

a - varianta cu o singură rețea de conducte; b - varianta cu două rețele de conducte; c - schema de principiu pentru aprinderea automată; 1 - radiant; 2 - conductă de alimentare cu gaze; 3 - robinet de siguranță; 4 - robinet de manevră; 5 - întrerupător; 6 - rezistență electrică; 7 - transformator electric; 8 - supapă de blocare; 9 - tablou de comandă.

Pentru o mai bună exploatare și siguranță în funcționare, la instalațiile dotate cu mai multe panouri radiante, trebuie să se prevadă un sistem de aprindere cu comandă la distanță, precum și aparatura de siguranță automată contra scăpărilor accidentale de gaze combustibile (fig. 4.5.61).

Exemplu de calcul 5

Pentru aceeași hală din exemplul 4 se optează pentru amplasarea înclinat la perete. Acoperirea geometrică a suprafeței se face cu respectarea regulilor expuse în fig. 4.5.59 b. Se optează pentru panourile radiante ceramice modulate INFRA ROSSO SCR produse de Systema. Astfel se amplasează panouri radiante de 45 kW pe laturile exterioare ale clădirii și pentru panouri de putere mai scăzută (25kW) amplasate înclinat pe stâlpii dintre cele două travei ale halei (fig. 4.5.62.). Se preferă montarea intercalată pentru o mai mare uniformitate a fluxului radiant din zona de lucru. Deoarece puterea termică a acestor panouri este modulantă se va regla puterea acestora pentru a putea acoperi exact necesarul de căldură al halei de 456 kW.

date înălțimile minime de montare în funcție de puterea termică unitară la sol și tipul panoului.

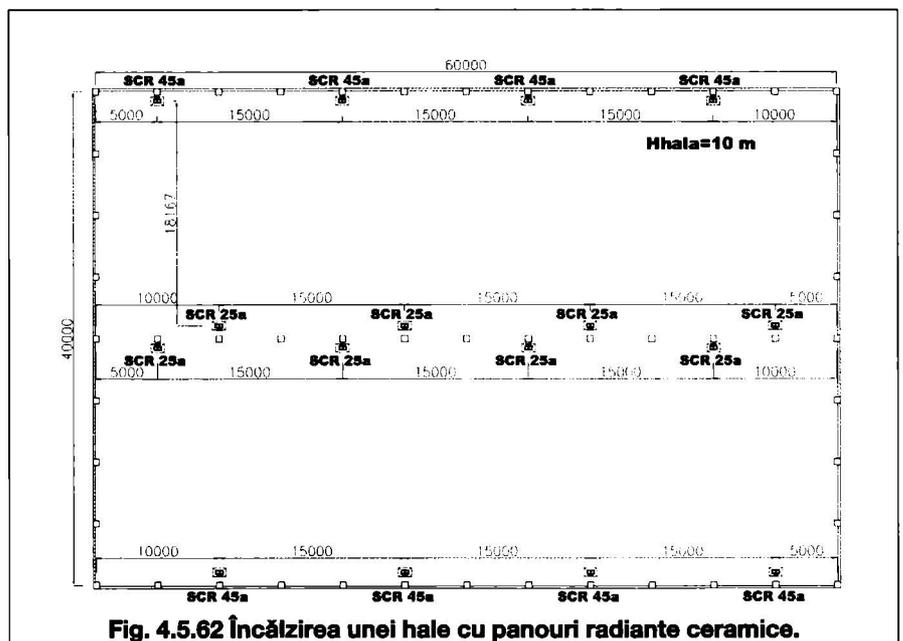


Fig. 4.5.62 Încălzirea unei hale cu panouri radiante ceramice.

4.5.5. Încălzire și răcire "high tech" prin sistemul de țevi capilare paralele CLINA

4.5.5.1. Prezentarea sistemului

CLINA este instalația de încălzire și răcire care poate să asigure suprafețe radiante de joasă temperatură, cu câmp termic omogen, fiind capabilă de satisfacerea cerințelor de: confort, performanță și economicitate.

Metoda încălzirii și răcirii de confort prin CLINA constă în temperarea aerului din încăperi, transferul de căldură efectuându-se prin tavan, pardoseală sau pereți.

Prin intermediul acestei tehnologii performante, pe lângă condițiile de confort, se asigură silențiozitatea maximă și instalațiile sunt complet înglobate în suprafața elementelor de construcții (în tavan, pardoseală sau pereți).

Una dintre cele mai importante lucrări de referință este clădirea Parlamentului din Germania.

4.5.5.2. Elementele componente

Covoarele capilare de la CLINA sunt suprafețe de schimb de căldură care dispun de volum minim de apă (300 ml/m²), secțiune minimă și reacție rapidă la cerințele de încălzire/răcire.

Clasificarea covoarelor capilare în funcție de:

1. diametrul țevilor: sunt două tipuri de țevi cu 4,3 x 0,8 mm și cu 3,4 x 0,55 mm (racordurile distribuitoare-colectoare sunt de 20 x 2 mm sau de 25 x 2,3 mm sau cele de secțiune ovală cu 20 x 12 x 2 mm);
2. distanța dintre țevi (pasul) este de 10 mm, 20 mm sau 30 mm;
3. forma și modul de racord: sunt de tip G (drepte: distribuitor pe o parte și colector pe partea cealaltă), S (în formă de S, cu distribuitor și colector așezate paralel).

Sistemul este complet, cu țevi de legătură, fittinguri, ventile de reglaj, regulatoare de temperatură cu microprocesor, senzor de temperatură de rouă, distribuitoare colectoare speciale tip CLINA.

4.5.5.3. Sursa de energie

Sistemul capilar CLINA, datorită funcționării la ecart de joasă temperatură, este ideal pentru aplicații cu funcționare prin intermediul pompelor de căldură.

Sunt fabricate două tipuri de colectoare geotermice:

- colector orizontal clasic, amplasat sub cota de îngheț, în structura terenului amplasamentului;

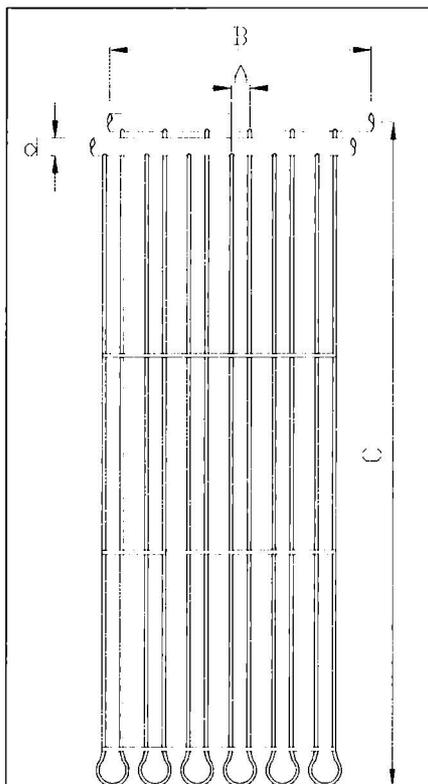


Fig. 4.5.63. Tipul S

$d = 20,0 \times 2,0; 25,0 \times 2,3; 20,0 \times 12,0 \times 2,0$ mm
 $B =$ de la 600 mm până la 6000 mm
 $A = 10; 20; 30$ mm
 $C =$ de la 1000 mm până la 6000 mm

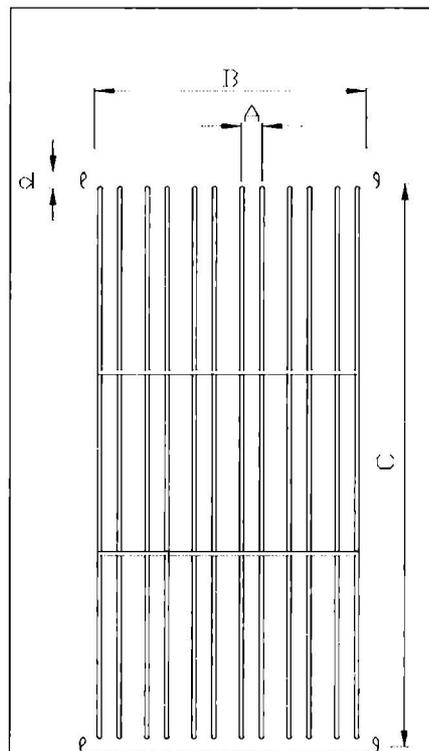


Fig. 4.5.64. Tipul G

$d = 20,0 \times 2,0; 25,0 \times 2,3; 20,0 \times 12,0 \times 2,0$ mm
 $B =$ de la 600 mm până la 6000 mm
 $A = 10; 20; 30$ mm
 $C =$ de la 1000 mm până la 6000 mm

- colector cilindric vertical, patentat de Clina, format dintr-un covor capilar protejat de o carcasă perforată. Colectoarele cilindrice se amplasează în apele freatice, în soluri cu cota ridicată a apelor subterane. Această soluție este una specială, destinată exclusiv terenurilor cu umiditate ridicată și permanentă. Eficiența energetică este ridicată datorită schimbului de căldură între două medii cu apă: apa freatică și apa din circuitele colectoare. Adâncimea de instalare este de maxim 4 metri sub cota terenului amenajat.

4.5.5.4. Sistemul propriu de automatizare

CLINA și-a dezvoltat propria concepție de reglaj termic și hidraulic. Re-

gulatoarele termice amplasate în încăperi sunt prevăzute cu microprocesor special, care monitorizează atât temperatura din încăpere și variația temperaturii, cât și valoarea umidității relative. Umiditatea relativă și variația acesteia sunt măsurate de senzorul de temperatură de rouă, montat în tavan, cu rolul de a preveni apariția fenomenului de condensare în regimul de răcire.

Condițiile speciale de confort și economicitate se datorează reglajului hidraulic precis al circuitelor hidraulice de alimentare al sistemelor capilare de încălzire-răcire, prin intermediul ventilelor de reglaj cu motor electric.



Fig. 4.5.65. Geocolectoare cilindrice și plane



Fig. 4.5.66. Geocolectoare plane

4.5.5.5. Ecarturile joase de temperatură în regim de încălzire și în regim de răcire

Pentru încălzirea și răcirea suprafețelor, sistemul utilizează agent termic ieftin și cu capacitate mare de stocare a energiei termice: apa. În regim termic de încălzire, apa are temperatura pe tur de 22-26°C (în unele cazuri 27-30°C sau chiar 28-35°C) iar pe retur mai puțin cu 2K.

Datorită acestor temperaturi scăzute de funcționare, sistemul CLINA este ideal pentru aplicații cu surse regenerabile de energie termică, în special cu pompe de căldură, cazane în condensatie, surse de energie geotermică etc.

Sistemele capilare CLINA pot fi alimentate de la orice tip de sursă de energie termică (cazane pe gaz, pe lemne, peleti, combustibil lichid, solid sau cazane mixte). În aceste cazuri, schimbătorul de căldură montat între circuitul primar (al cazanului) și circuitul secundar (al covoarelor capilare CLINA) este suprafața de delimitare a celor două ecarturi de temperatură ale circuitului primar (90/70 sau 80/60 sau orice alt ecart de temperatură) și secundar (22/20 sau 24/22 sau 26/24).

În regim de răcire (ecart de temperatură de 16/18°C), sistemul este protejat de senzori pentru prevenirea atingerii temperaturii de rouă.

Atât în regim de încălzire, cât și în regim de răcire, sistemul CLINA este prevăzut cu un reglaj hidraulic precis al circuitelor capilare, prin intermediul informațiilor măsurate (temperatură, viteza variației temperaturii și umidității relative din încăpери) de regulatoarele de temperatură cu microprocesor, montate în încăpери.

4.5.5.6. Care sunt suprafețele optime de schimb de căldură?

Ordinea preferinței suprafețelor de montaj al covoarelor capilare CLINA în încăpери este: tavan, pardoseală, pereți.

Capilarele sunt flexibile și cu diametre mici, putând fi montate și pe suprafețe neuniforme, cu denivelări, în special în cazul renovării clădirilor vechi sau a unor monumente istorice.

4.5.5.7 Durată de viață

Materialul covoarelor capilare este polipropilenă polymerizată (PP) care în zona temperaturilor de 16-26 °C este capabilă să funcționeze cel puțin 500.000 de ore, făcând posibilă o durată de viață a sistemelor capilare de cca. 60 ani.

Această durată de viață este de cel puțin 3 ori mai lungă decât cea a sistemelor clasice de încălzire cu radiatoare din oțel tip panou, și de 4 ori mai lungă decât cea a sistemelor clasice de răcire cu fan coil.

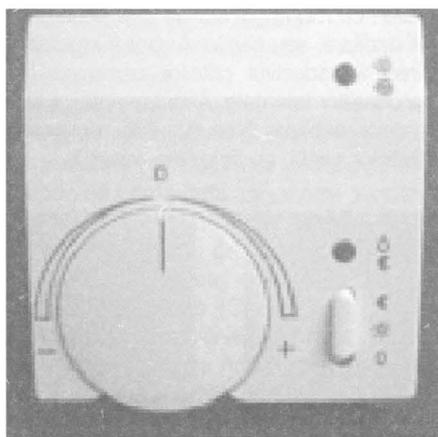


Fig. 4.5.67. Regulator de temperatură

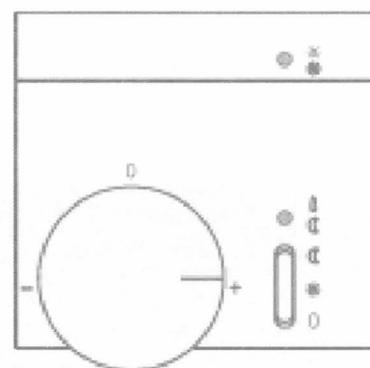


Fig. 4.5.68. Ventil de reglaj electric

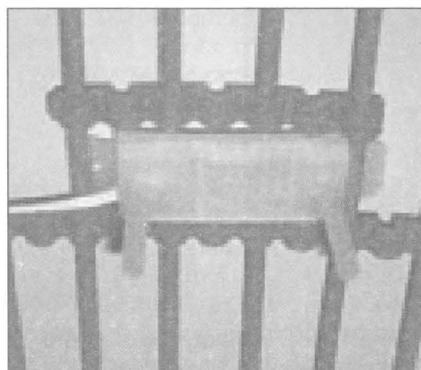
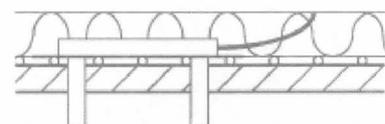


Fig. 4.5.69. Senzor de temperatură de rouă



Tabelul 4.5.13. Valorile puterilor de încălzire-răcire ale suprafețelor

Locul de montaj	Puterea de încălzire	Puterea de răcire
tavan	50 W/m ²	85 W/m ²
pereti	150 W/m ²	110 W/m ²
pardoseală	100 W/m	-

4.5.5.8. Nu sunt riscuri

Cu toate că sistemul capilar se compune din țevi foarte subțiri, nu există pericolul depunerii de calcar nici în cazul utilizării apei dure din rețeaua de alimentare cu apă, deoarece temperatura de funcționare este în gama de 15-30°C și calcarul începe să se depună în sistemele de țevi numai în gama de temperaturi de peste 45°C.

Presiunea de lucru este în general de 0,5-1 bar, debitul masic este multiplul sistemelor clasice și circuitul secundar CLINA este prevăzut cu un schimbător de căldură racordat la circuitul primar al cazanului.

Viteza de curgere a agentului termic în covoarele capilare Clina este de 0,2 m/s.

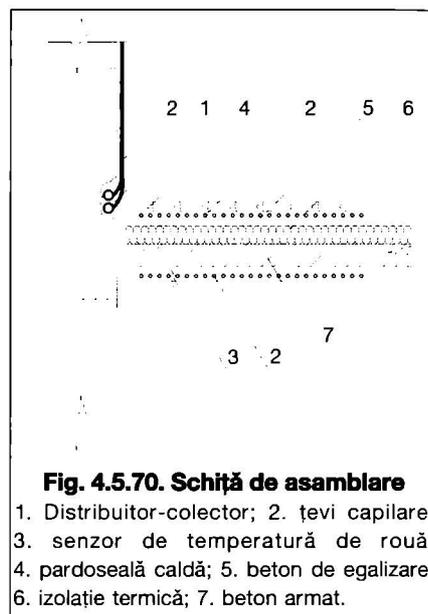
Sistemele capilare CLINA se dimensionează cu program de calcul propriu.

Valorile puterilor de încălzire-răcire ale suprafețelor prevăzute cu capilarele CLINA sunt date în tabelul 4.5.13.

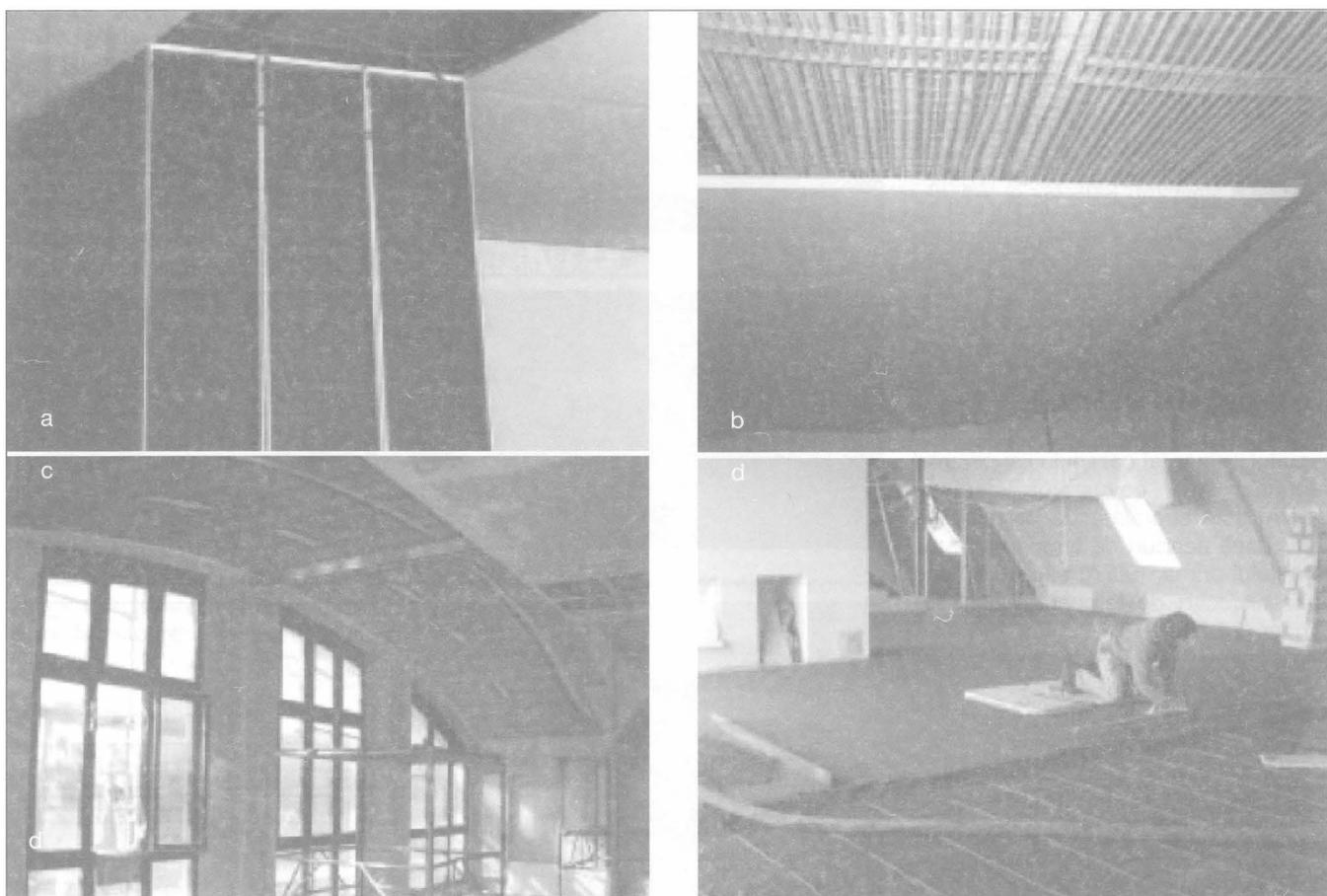
4.5.5.9. Structuri de construcții prevăzute cu CLINA

Covoarele capilare pot fi înglobate în betonul pardoselii (4-5cm) sau în șapa pardoselii (0,5-1cm); pe zidăria din cărămidă, beton sau lemn, pe suprafețe plane sau neuniforme, sub structura de gipscarton sau pe structura brută, în stratul de tencuială; în tavanul metalic casetat, sub plăcile de gipscarton sau deasupra plăcilor de gipscarton ori pe suprafața brută a plăcii de beton armat a tavanului, în tencuiala de finisare.

Avantajul cel mai important al sistemului capilar este posibilitatea instalării covoarelor capilare imediat sub straturile de finisaj al elementelor de construcții. Astfel, covoarele capilare de la CLINA pot fi amplasate direct pe betonul brut al pardoselilor, cu montaj direct de folie și parchet pe capilare, sau capilarele pot fi înglobate direct în adezivul plăcilor ceramice ale pardoselilor faianțate. Acest avantaj al sistemelor capilare face posibilă renovarea clădirilor vechi, cu investiție minimă.

**Fig. 4.5.70. Schiță de asamblare**

1. Distribuitor-colector; 2. țevi capilare;
3. senzor de temperatură de rouă;
4. pardoseală caldă; 5. beton de egalizare;
6. izolație termică; 7. beton armat.

**Fig. 4.5.71. Variante de montare**

a. în tavan fals; b. sub gipscarton; c. pe suprafețe curbate; d. în beton

4.6. Încălzirea cu pompe de căldură

Ameliorarea eficacității proceselor energetice, industriale sau gospodărești se realizează în mare măsură prin introducerea în circuitul energetic a surselor secundare care apar și se dezvoltă simultan cu aceste procese.

Pompele de căldură fac parte din categoria acestor surse care pot aduce o contribuție importantă la o mai bună utilizare a energiei pentru alimentarea cu căldură la niveluri termice moderate, solicitate de numeroase procese tehnologice și, în special, pentru încălzirea și prepararea apei calde de consum a clădirilor civile și industriale.

Necesitatea utilizării pompelor de căldură în clădiri are la bază două considerente:

- economisirea de energie, demonstrată prin analizele energetice ulterioare;
- legislația internă și internațională. Prezentăm doar două reglementări recente, referitoare la acest aspect.

a) Protocolul de la Kyoto (1997).

Monitorizează gazele cu efect de seră (GES), principalul fiind CO₂. Parafat și de România, protocolul a devenit funcțional din februarie 2005, când după parafarea lui și de Federația Rusă au fost îndeplinite condițiile necesare intrării în vigoare: semnarea de minimum 55 de state, a căror contribuție în emisiile de CO₂ în 1990 să fie de minimum 55%. Scopul inițial al acestui protocol era reducerea cu minimum 5% a emisiilor de GES față de nivelul din anul 1990, în perioada 2008-2012, dar în martie 2008 Comunitatea Europeană a adoptat un program de reducere mult mai strict: cu 20% până în 2020.

Una din posibilități este reducerea consumurilor energetice prin utilizarea pompelor de căldură, cu agenți de lucru cu impact cât mai redus asupra încălzirii atmosferei.

b) Directiva 2002/91/CE a Parlamentului European privind performanța energetică a clădirilor;

În urma acestei directive, în România a fost promulgată Legea 372/13 decembrie 2005 privind performanța energetică a clădirilor (în vigoare de la 1 ianuarie 2007), în care se menționează:

- metodologia de calcul a performanței energetice a clădirilor, incluzând și instalațiile de producere a căldurii, printre care și pompele de căldură;
- măsurile necesare asigurării Protocolului de la Kyoto, dintre care cele referitoare la pompele de căldură sunt:
 - reducerea consumurilor energetice din clădiri;
 - limitarea emisiilor de CO₂.
- utilizarea de sisteme de încălzire și de

răcire, alternative celor actuale, mai economice și mai puțin poluante, pompele de căldură fiind menționate în acest sens.

Pompa de căldură este o instalație termică, care servește la „pomparea” căldurii de la o temperatură scăzută la una mai ridicată, adică preia căldura E_{IZ} de la un izvor de căldură cu un potențial termic scăzut, de temperatură T_{IZ} și cedează unui consumator căldura E_C la un potențial termic mai ridicat, de temperatură T_C , consumând în acest scop o energie de acționare E_A . Aceasta, calitativ superioară izvorului și consumatorului de căldură, suferă o „devalorizare” până la nivelul T_C al consumatorului de căldură, regăsindu-se cantitativ în căldura cedată acestuia.

$$E_{IZ} + E_A = E_C \quad [\text{kWh}] \quad (4.6.1)$$

Derivând din instalația frigorifică, fiind identică constructiv cu aceasta, dar deosebindu-se prin scopul urmărit, pompa de căldură poate fi întâlnită sub toate cele trei tipuri clasice:

- cu comprimare mecanică,
- cu eiecție sau
- cu absorbție.

Totuși, aplicațiile cele mai frecvente se bazează pe instalația cu compresie mecanică, acționată cu motor electric sau termic și pe instalația cu absorbție.

Inițial pompele de căldură au fost produse de firmele constructoare de instalații frigorifice (Carrier, York, Trane, Daikin, Ciat, Airwell), adaptându-le ușor pe acestea la noua utilizare: producerea căldurii. Ulterior și producătorii de centrale termice (De Dietrich, Viessmann) au realizat pompe de căldură. În prezent există producători speciali de pompe de căldură, adaptate mai bine cerințelor consumatorului, încât instalația este mai eficientă energetic.

Un exemplu de inovație și eficacitate în domeniu sunt pompele de căldură AISIN cu motor termic pe gaz natural sau GPL, produse de Toyota (distribuite exclusiv în România de SOMMERING INSTALL SRL). Funcționând cu un motor pe gaz natural ce angrenează 4 compresoare, pompele de căldură Toyota pot produce căldură, cu un COP de 4,5, până la temperaturi exterioare foarte scăzute, de -20 °C și au posibilitatea conectării a până la 63 unități interne de diferite tipuri. Nu necesită întreruperea funcționării pentru ciclul de dezghețare a bateriei evaporatorului, precum pompele clasice de căldură electrică, având două circuite de recuperare a căldurii din gazele arse și a căldurii emantate de motorul termic. Recuperează energia termică pe timp de vară prin furnizarea gratuită de apă caldă menajeră.

Caracteristicile tehnice și constructive principale ale unor asemenea pompe de căldură sunt prezentate în tabelul 4.6.1.

Izvorul pompei de căldură poate fi:

- aerul (atmosferic, evacuat din incintele climatizate, gazele de ardere etc.);
- apa (de suprafață, subterană, geotermală sau tehnologică);
- solul (pământul, deșeurile menajere). Consumatorul de căldură poate fi:
- încălzirea unor spații, cu menținerea că se impun sisteme cu temperatură scăzută (cu aer cald, cu panouri radiante, de pardoseală etc.);
- prepararea apei calde de consum;
- diverse procese tehnologice (uscarea, distilare etc).

Izvorul pompei de căldură trebuie corelat cu consumatorul adecvat, atât din punct de vedere al simultaneității și constantei în timp a debitului, al temperaturilor sursei reci și calde, cât și al distanței relative.

Caracteristicile tehnice și constructive principale ale unor pompe de căldură produse de câteva firme mai importante sunt prezentate în tabelul 4.6.1.

4.6.1. Criterii privind utilizarea pompelor de căldură

Implementarea unei pompei de căldură într-un sistem de încălzire este determinată de următoarele criterii:

- energetice (performanța la diferite temperaturi exterioare, constanța în timp a acestor performanțe, cantitatea și calitatea energiei de acționare solicitată, energia suplimentară de vârf necesară, resursele energetice din imediata vecinătate);
- economice (întreținerea necesară și costul exploatarei, investiția corespunzătoare, durata de amortizare);
- diverse (posibilitatea recuperării căldurii din clădire, modul de utilizare a căldurii la consumator, agentul termic

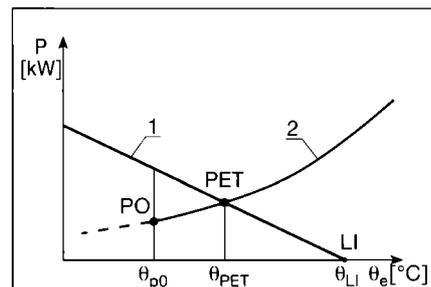


Fig. 4.6.1. Asigurarea necesarului de căldură în funcție de temperatura exterioară:

LI - limita de încălzire; PET - punctul de echilibru termic; PO - punctul de oprire a încălzirii; 1 - necesarul de căldură; 2 - puterea termică a pompei de căldură.

utilizat, posibilitatea utilizării simultane cu căldura produsă și a efectului frigorific adiacent, fiabilitatea instalației, posibilitățile de reglare, nivelul de zgomot, gabaritul etc).

Când sunt luate în calcul mai multe influențe din cele mai sus menționate, analiza eficacității unui sistem de încălzire cu o pompă de căldură este mai corectă.

Pompa de căldură poate acoperi,

singură, întregul necesar de căldură al consumatorului sau doar o parte, la funcționarea în regim bivalent, când o sursă clasică (centrala termică, încălzirea electrică) completează acest necesar, în perioada vârfului de sarcină. În acest caz se disting trei situații de funcționare (fig. 4.6.1).

- când temperatura exterioară coboară sub temperatura limită de încălzire θ_{LI} , necesarul de căldură este asigu-

rat integral de pompa de căldură, aceasta producând chiar mai mult decât pierderile de căldură ale clădirii, până la temperatura punctului de echilibru termic, θ_{PET} ;

- când temperatura exterioară scade sub θ_{PET} , caz în care aportul gratuit de căldură de la mediu se diminuează, pompa de căldură asigură doar parțial necesarul de încălzire, restul fiind suportat de o sursă clasică, de vârf;

Tabelul 4.6.1. Caracteristicile tehnice și constructive ale unor pompe de căldură

Firma	Tip pompă de căldură	Putere termică Φ_{Cd} [kW]	Mod funcționare			Agent termic	Tip constructiv	Model	Condiții de lucru
			Bivalent	Reversibil	Dublu efect				
AIRWELL	Aer _E / aer	2,4...15,82	EL	Da	—	—	Mono, multi split	ARIZONA MULTICONFORT	$\theta_e = 7^\circ\text{C} / \theta_i = 20^\circ\text{C}$
	Apă / aer	1,9...3,84	—	Da	—	—	Monobloc	CAOR	$\theta_{wi} = 16^\circ\text{C}$ (recirculată) $\theta_i = 20^\circ\text{C}$
SAMPO	Aer _E / aer	2,3...8,1	—	Da	—	R22	Split	ANG / AUG	$\theta_e = 7^\circ\text{C} / \theta_i = 20^\circ\text{C}$
DE LONGHI	Aer _E / aer	2,4...16,3	EL	Da	—	R22	Mono, multi split	DUAL, TRIAL	$\theta_e = 7^\circ\text{C} / \theta_i = 20^\circ\text{C}$
	Aer _E / apă	6,8...15,1	—	Da	—	R22	Monobloc	DLWH	$\theta_e = 7^\circ\text{C} / \theta_{AC} = 40/45^\circ\text{C}$
DAIKIN	Aer _E / aer	2,6...16,3	EL	Da	—	R22, R134a	Mono, multi split	VRV	$\theta_c = 7^\circ\text{C} / \theta_{AC} = 21^\circ\text{C}$
	Aer _E / apă	14...53	—	Da	—	R22	Monobloc	UWYE	$\theta_c = 7^\circ\text{C} / \theta_{AC} = 40/45^\circ\text{C}$
	Apă / apă	16,1...886,8	—	Da	—	R22	Monobloc	EUWH	$\theta_w = 12^\circ\text{C} / \theta_{AC} = 40/45^\circ\text{C}$
WESPER (MC Quay)	Apă / aer	1,7...25,2	—	Da	—	R22, R134a	Monobloc	CHH; HWH	$\theta_w = 21^\circ\text{C}$ (buclă apă) $\theta_i = 21^\circ\text{C}$
TRANE	Aer _E / aer	1,8...63,5	EL	Da	—	R22	Mono, multi split	MWX	$\theta_e = 7^\circ\text{C} / \theta_i = 21^\circ\text{C}$
	Aer _E / aer	21...64,6	EL	Da	—	R22	Monobloc	RCX / BPH	$\theta_e = 7^\circ\text{C} / \theta_i = 21^\circ\text{C}$
	Aer _E / apă	10...282	EL	Da	—	R22, R134a	Monobloc	CXAD	$\theta_e = 7^\circ\text{C} / \theta_{AC} = 40/45^\circ\text{C}$
	Aer _R / apă	10,7...35,4	EL	Da	—	R22	Monobloc	BWV	$\theta_c = 20^\circ\text{C} / \theta_{AC} = 40/45^\circ\text{C}$
	Apă / aer	10,5...67	EL	Da	—	R22, R134a	Monobloc	CXC	$\theta_w = 20^\circ\text{C}$ (buclă apă) $\theta_i = 21^\circ\text{C}$
CIAT	Aer _E / aer	2,7...20,2	EL	Da	—	—	Mono, multi split	ISD, ISE	$\theta_e = 7^\circ\text{C} / \theta_i = 19^\circ\text{C}$
	Aer _E / aer	13,4...97,6	EL	Da	—	R22	Monobloc	6D, 6E	$\theta_e = 5^\circ\text{C} / \theta_i = 20^\circ\text{C}$
	Aer _E / aer	6,5...300	—	Da	—	R22	Monobloc	IM/TMA / TDB	$\theta_c = 0^\circ\text{C} / \theta_{AC} = 40/45^\circ\text{C}$
	Apă / aer	2,2...10,1	EL	Da	—	R22	Monobloc	PCBV/PCBH	$\theta_w = 21^\circ\text{C}$ (buclă apă) $\theta_i = 21^\circ\text{C}$
	Apă / apă	8,6...1497	—	Da	—	—	Monobloc	TBBLG/RET	$\theta_{we} = 7^\circ\text{C} / \theta_{AC} = 40/45^\circ\text{C}$
CARRIER	Aer _E / aer	6,7...41	—	Da	—	R22	Split	38YCB / 38AQS	$\theta_e = 8,3^\circ\text{C} / \theta_i = 21,1^\circ\text{C}$
	Aer _E / aer	6,8...93,5	EL	Da	—	R22	Monobloc	50HS/50QU	$\theta_e = 8,3^\circ\text{C} / \theta_i = 21,1^\circ\text{C}$
	Aer _E / apă	5...188,2	—	Da	—	R22	Monobloc	HYDROFLOW	$\theta_c = 7^\circ\text{C} / \theta_{AC} = 40/45^\circ\text{C}$
	Apă / aer	2,2...9,3	EL	Da	—	—	Monobloc	50QN	$\theta_w = 21/11^\circ\text{C}$ (buclă apă) $\theta_i = 21^\circ\text{C}$
	Apă _E / apă	8,5...47,7	—	Da	—	R22	Monobloc	30SQ	$\theta_{wi} = 16^\circ\text{C} / \theta_{AC} = 40/45^\circ\text{C}$
	Apă / apă	$\Phi_c = 73,8 + \Phi_0 = 60,7$ $\Phi_c = 1512 + \Phi_0 = 1233$	—	—	Da	R22	Monobloc	30NP/30HQ	$\theta_{we} = 7^\circ\text{C} / \theta_{AC} = 35^\circ\text{C}$
YORK	Aer _E / apă	61...1250	EL	Da	—	R22	Monobloc	YCAN/AWHC	$\theta_e = 7^\circ\text{C} / \theta_{AC} = 40/45^\circ\text{C}$
	Aer _E / apă	221...316	—	Da	—	R22	Monobloc	AWHP	$\theta_c = 7^\circ\text{C} / \theta_{AC} = 40/45^\circ\text{C}$
	Apă / apă	$\Phi_c = 254 + \Phi_0 = 196$ $\Phi_c = 388 + \Phi_0 = 293$	—	—	Da	—	—	—	$\theta_{we} = 7^\circ\text{C} / \theta_{AC} = 45^\circ\text{C}$

Tabelul 4.6.1. Caracteristicile tehnice și constructive ale unor pompe de căldură (continuare)

Firma	Tip pompă	Putere termică [kW]	Mod de funcționare		Agent termic	Construcție	Model	Condiții de lucru
			B	R				
DIMPLEX	apă-apă	7,7...90	EL	-	R407C	monobloc	WI TE, WI ME WI CS	$\theta_{ar} = 7^{\circ}\text{C}$ $\theta_{maxac} = 55^{\circ}\text{C}$
	sol-apă	5...130	EL	da	R404A R134a R407C	monobloc	SI MEK, SI ME SI MER, SI TER SI TE, TEH*	$\theta_{sol} = -5/+25^{\circ}\text{C}$, $\theta_{maxac} = 55-60^{\circ}\text{C}$, * $\theta_{maxac} = 70^{\circ}\text{C}$
	aer-apă	6...16	EL	da	R404A R407C	monobloc, multi split	LI MEKR, LI MER LI TER, LA MR, LA TR, LA MSR, LA ASR	$\theta_c = 7^{\circ}\text{C}$ $\theta_i = 20^{\circ}\text{C}$ $\theta_{maxac} = 58^{\circ}\text{C}$
NIBE	apă-apă	3...39	EL	da	R407C	monobloc	FIGHTER	$\theta_{ac} = 35^{\circ}\text{C}$
	aer-apă	2...17	EL	-	R407C	monobloc	FIGHTER 2005, 2020	$\theta_c = 7^{\circ}\text{C}$ $\theta_i = 20^{\circ}\text{C}$ $\theta_{maxac} = 58^{\circ}\text{C}$
HOVAL	aer-apă	6,6...36	EL	da	R407C	monobloc split	GENIUS	$\theta_c = -15...+32^{\circ}\text{C}$ $\theta_{maxac} = 55^{\circ}\text{C}$
	apă-apă	5,4...91	EL	da	R407C, R134a	monobloc	THERMALIA	$\theta_{maxac} = 55-65^{\circ}\text{C}$
SPARTEC	sol-apă	5,3...20	EL		R407C	monobloc	Classic SW	$\theta_{sol} = 0^{\circ}\text{C}$ $\theta_{maxac} = 35^{\circ}\text{C}$
	apă-apă	68...26	EL		R407C	monobloc	Classic WW	$\theta_w = 10^{\circ}\text{C}$ $\theta_{maxac} = 35^{\circ}\text{C}$
	aer-apă	2,5...3,7	EL	da	R407C R134a	split	SW	$\theta_e = 20^{\circ}\text{C}$ $\theta_{ac} = 50^{\circ}\text{C}$
OCHSNER	sol-apă	5,5...65,4	EL	da	R407C	monobloc	GMSW, OSWP	$\theta_{sol} = 0^{\circ}\text{C}$ $\theta_{maxac} = 60^{\circ}\text{C}$
	apă-apă		EL	da	R407C	monobloc	GMWW, OWWP	$\theta_w = 10^{\circ}\text{C}$ $\theta_{maxac} = 50^{\circ}\text{C}$
	aer-apă		EL	da	R407C	monobloc split		$\theta_e = 7^{\circ}\text{C}$ $\theta_i = 20^{\circ}\text{C}$ $\theta_{maxac} = 65^{\circ}\text{C}$
CIAT	apă-apă	9...36	EL	da	R410A	monobloc	AUREA2 AUREA Caleo	$\theta_w = 7^{\circ}\text{C}$ $\theta_{maxac} = 65^{\circ}\text{C}$
	aer-apă	5...13	EL	da	R410A	split	AQUALIS	$\theta_e = -15...+45^{\circ}\text{C}$ $\theta_{maxac} = 65^{\circ}\text{C}$
WESPER	apă-apă	9...148	EL	da	R407C	monobloc	CWP-CO CWP-RC	$\theta_w = 7^{\circ}\text{C}$ $\theta_{maxac} = 50^{\circ}\text{C}$
	apă-apă	2,6...39	EL	-	R407C	monobloc	HRW	$\theta_{maxac} = 50^{\circ}\text{C}$
SERO	apă-apă	5,7...25	EL	da	R407C	monobloc	SS	$\theta_{ar} = 7^{\circ}\text{C}$ $\theta_{maxac} = 45^{\circ}\text{C}$
	sol-apă	5...23,4	EL	da	R407C	monobloc		$\theta_{sol} = 0^{\circ}\text{C}$ $\theta_{maxac} = 45^{\circ}\text{C}$
TETCO	apă-aer	2,7...17	EL	da	R22	monobloc	ES, ESX	$\theta_e = 10^{\circ}\text{C}$ $\theta_i = 20^{\circ}\text{C}$
	aer-apă	2...15,4	EL	-	R22	monobloc	A	$\theta_{maxac} = 55^{\circ}\text{C}$
	apă-apă	8...35	EL	da	R22 R500			$\theta_w = 10^{\circ}\text{C}$ $\theta_{maxac} = 55^{\circ}\text{C}$
AWP	sol-apă	5,4...28,8	EL	da	R407C	monobloc	AWSW	$\theta_{sol} = -5...+15^{\circ}\text{C}$ $\theta_{maxac} = 60^{\circ}\text{C}$
	apă-apă	7,4...12,8	EL	da	R407C	monobloc	AWWW	$\theta_w = 8...25^{\circ}\text{C}$ $\theta_{maxac} = 60^{\circ}\text{C}$
ALTHERMA	apă-apă	3,8	-	da	R410A	split	ERQY, ERHQ EKHBH	$\theta_w = 7^{\circ}\text{C}$ $\theta_{maxac} = 45^{\circ}\text{C}$
URURU SARARA	aer-apă	1,3...6,2	-	da	R410A	split	FTWR RWR	$\theta_e = 7^{\circ}\text{C}$ $\theta_{maxac} = 43^{\circ}\text{C}$
BOREAL	apă-aer	11,1...20,7	EL	da	R410A, R22	monobloc	AC	$\theta_i = 21^{\circ}\text{C}$ $\theta_w = 5^{\circ}\text{C}$
	apă-apă	2,5...10	EL	-	R407C, R22	monobloc	HW	$\theta_{maxac} = 45^{\circ}\text{C}$
	aer-apă	11,7...27,8	EL	da	R410A, R22	monobloc	AHW	$\theta_{maxac} = 45^{\circ}\text{C}$
ECONAR	sol-aer	4,8...27	-	-	R407C R410A	monobloc monobloc	GC GH	$\theta_i = 25^{\circ}\text{C}$ $\theta_w = 10^{\circ}\text{C}$
	sol-apă	7...8	-	-	R410A	monobloc	GW	$\theta_{sol} = 0^{\circ}\text{C}$ $\theta_{maxac} = 45^{\circ}\text{C}$

Tabelul 4.6.1. Caracteristicile tehnice și constructive ale unor pompe de căldură

Firma	Tip pompă	Putere termică [kW]	Mod de funcționare		Agent termic	Construcție	Model	Condiții de lucru
			B	R				
DE DIETRICH	aer-apă	11...16	EL	da	R404A	monobloc	ROE	$\theta_e=7^\circ\text{C}$ $\theta_{\max\text{ac}}=35^\circ\text{C}$
	sol-apă	7...17	-	-	R407A	monobloc	SOLO	
	apă-apă	9...22	EL	da	R407C	monobloc	NAPO	$\theta_e=7^\circ\text{C}$ $\theta_{\max\text{ac}}=35^\circ\text{C}$
DANFOSS	aer-apă	6.1...13.1	-	da	R404A	split	DHP-A	$\theta_i=20^\circ\text{C}$ $\theta_{\max\text{ac}}=55^\circ\text{C}$
	apă-apă	3.2...15.2	EL	da	R407C, R134a	monobloc	DHP-H, DHP-C	$\theta_i=20^\circ\text{C}$ $\theta_{\max\text{ac}}=55^\circ\text{C}$
THERMIA	aer-apă	6.1...13.1	EL	-	R404A	split	ATRIA	$\theta_e=0^\circ\text{C}$ $\theta_{\max\text{ac}}=50^\circ\text{C}$
	apă-apă	5.5...18	EL	da	R407C, R404A	monobloc	DIPLOMAT OPTIMUM DIPLOMAT TWS DUO, EKO COMFORT	$\theta_w=7^\circ\text{C}$ $\theta_{\max\text{ac}}=50^\circ\text{C}$
EXO	aer-apă	5...16	EL	-	R404A	split	POLARIS	$\theta_i=20^\circ\text{C}$ $\theta_{\max\text{ac}}=50^\circ\text{C}$
EXOTIC	apă-apă	6.75...18	EL	-	R407C	monobloc	Seria S	$\theta_e=0^\circ\text{C}$ $\theta_{\max\text{ac}}=50^\circ\text{C}$
AISIN TOYOTA	aer-apă	22...84	-	da	R410A	multisplit	AXGP	$\theta_e=20^\circ\text{C}$ $\theta_A=50^\circ\text{C}$
AISIN TOYOTA	apă-aer	22...84		kit YOSHI		multisplit	AXGP	$\theta_e=20^\circ\text{C}$ $\theta_A=50^\circ\text{C}$

B - bivalent (producerea de căldură cu PC și rezistență electrică), R - reversibil (PC produce căldura și frig), EL - electric.

• când temperatura izvorului θ_e atinge punctul de oprire θ_{PO} , sub care pompa de căldură nu mai funcționează eficient, aceasta se deconectează, necesarul de căldură fiind acoperit integral de sursa clasică.

Aceste regimuri de funcționare depind de zona climatică în care este amplasată clădirea. Pentru zonele temperate, se apreciază că pompa de căldură acoperă 2/3 din necesarul anual de încălzire.

În perioada rece, când rețelele electrice sunt foarte solicitate, comutarea pe o sursă clasică, bazată pe o centrală termică (cu combustibil solid, lichid sau gazos) descarcă aceste rețele de consumul pentru alimentarea pompei de căldură, contribuind la exploatarea mai rațională a sistemului energetic.

Caz particular, pompele de căldură pe gaz natural de la Toyota AISIN care consumă doar 1 kW/zi energie electrică pentru a produce până la 80 kW căldura sau 71 kW aer condiționat în timpul verii.

4.6.2. Indicatori energetici și economici referitori la pompele de căldură utilizate pentru încălzire

Pentru stabilirea performanțelor pompelor de căldură precum și a eficienței globale a ansamblului pompă de căldură - de încălzire, este necesară cunoașterea indicatorilor energetici și econo-

mici ai acestor sisteme.

Avantajele folosirii sistemelor de pompe de căldură pe gaz Toyota AISIN - distribuitor exclusiv Sommering Install SRL:

- Consum redus de energie electrică;
- Produce atât căldură cât și aer condiționat, folosind R410A, un refrigerant ecologic;
- Extraordinară capacitate de funcționare până la temperaturi foarte scăzute (-20°C);
- Menține constantă temperatura interioară a încăperii prin echiparea cu un controller inteligent al vitezei de rotație a motorului, minimizând pierderile;
- Motor pe gaz și compresoare extrem de silențioase, unitatea exterioară funcționând la maximum 57 dBA sau 55 dBA în modul silențios;
- Poate produce apă caldă menajeră;
- Nu necesită întreruperea funcționării sau inversarea ciclului în timpul procedurii de dezghețare a condensatorului, deci nu scoate din căldura din încăpere;
- Lungimea maximă a conductei de refrigerant poate merge până la 190 m;
- Lucrează cu gaz natural sau GPL, deci se poate instala și în zonele unde nu există țevi de gaz natural;
- Posibilitatea combinării sistemului clasic cu ventiloconvectoare, unități AHU de tratare a aerului prin instalarea sistemului YOSHI AWS. Elimină necesitatea boilerelor și a chillerelor

(camere speciale, supraveghere permanentă, sisteme de tratare a apei);

- Nu necesită tensiune electrică specială (230V/1/50, 20A);
- Capacități ridicate de: răcire 67,5 kW, încălzire 84 kW;
- Pot fi prevăzute cu port Ethernet de conectare la Internet, ceea ce conferă mobilitate, controlul temperaturilor pe web și avertizare prin email;
- Mentenanță și supraveghere redusă (schimb ulei la 30000 ore de funcționare, în medie la 6-8 ani de funcționare).

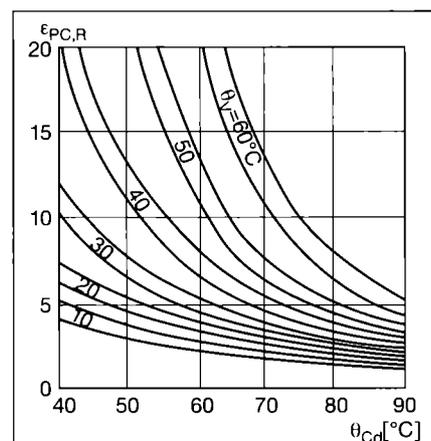


Fig. 4.6.2. Variația eficienței reale a pompei de căldură cu electrocompresor în funcție de temperatura de vaporizare θ_v și de condensare θ_{Cd} .

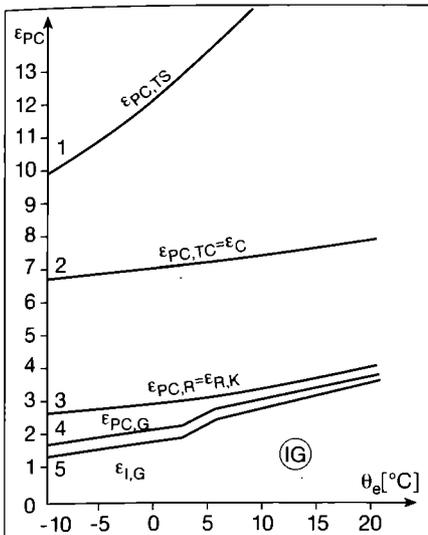


Fig. 4.6.3. Variația diferitelor eficiențe ale unei pompe de căldură aer/aer cu temperatura exterioră θ_e (ptr. temp. interioară $\theta_i = 20^\circ\text{C}$):

- 1 - eficiența teoretică a surselor $\epsilon_{PC,TS}$; 2 - eficiența teoretică a ciclului $\epsilon_{PC,TC}$; 3 - eficiența reală $\epsilon_{PC,R}$ (eficiența reală a grupului motocompresor $\epsilon_{R,K}$); 4 - eficiența globală a pompei de căldură $\epsilon_{PC,G}$; 5 - eficiența globală a instalației $\epsilon_{I,G}$; IG - începutul givrajului.

4.6.2.1 Indicatori energetici

Indicatorii energetici necesari analizei implementării pompelor de căldură în instalațiile de încălzire sunt:

- eficiența reală a pompei de căldură $\epsilon_{PC,R}$;
- eficiența globală a pompei de căldură $\epsilon_{PC,G}$;
- eficiența globală a instalației $\epsilon_{I,G}$;
- eficiența globală anuală a pompei de căldură $\epsilon_{PC,G,AN}$ și
- eficiența globală anuală a sistemului de încălzire $\epsilon_{SI,G,AN}$.

Funcționarea unei pompei de căldură este caracterizată prin coeficientul de performanță COP, definit ca raportul dintre efectul util produs (energia termică generată, E_C) și cea ce se consumă pentru obținerea lui (energia de acționare, E_A). Acest indicator este denumit și eficiența pompei de căldură ϵ_{PC} :

$$COP = \epsilon_{PC} = \frac{E_C}{E_A} \tag{4.6.2}$$

Din bilanțul energetic al pompei de căldură, se evidențiază legătura dintre eficiența unei instalații care lucrează ca pompă de căldură ϵ_{PC} sau ca instalație frigorifică ϵ_{IF} :

$$\epsilon_{PC} = \frac{E_{IZ} + E_A}{E_A} = 1 + \frac{E_{IZ}}{E_A} = 1 + \epsilon_{IF} \tag{4.6.3}$$

Cele mai eficiente sisteme sunt cele care utilizează simultan cu căldura produsă și efectul frigorific adiacent E_{IZ} . Dacă cele două efecte (încălzire și ră-

cire) sunt utilizate alternativ instalația este reversibilă, eficiența ei fiind dată de scopul urmărit. Când se produce simultan și căldură și frig instalația este cu dublu efect iar eficiența totală este:

$$\begin{aligned} \epsilon_{PC+IF} &= \frac{E_C + E_{IZ}}{E_A} = \\ &= \frac{E_{IZ} + E_A + E_{IZ}}{E_A} = \epsilon_{PC} + \epsilon_{IF} \end{aligned} \tag{4.6.4}$$

În funcție de temperaturile de referință, se deosebesc două eficiențe ale pompei de căldură. Luând în considerare procesele termodinamice ideale parcurse de agentul de lucru, ambele eficiențe sunt teoretice:

- eficiența teoretică a surselor $\epsilon_{PC,TS}$ care se referă la temperaturile celor două surse de căldură: a izvorului T_{IZ} și a consumatorului T_C obținând:

$$\epsilon_{PC,TS} = \frac{T_C}{T_C - T_{IZ}} = \frac{1}{1 - \frac{T_{IZ}}{T_C}} \tag{4.6.5}$$

- eficiența teoretică a ciclului $\epsilon_{PC,TC}$ care, apreciind pierderile datorate ireversibilităților externe prin diferențele finite de temperatură dintre medii, din aparatele în care se preia de la izvor și se cedează consumatorului căldura, se referă la temperaturile între care se desfășoară ciclul ideal al pompei de căldură, cea din vaporizator T_V și cea din condensator T_{Cd} . În acest caz, eficiența coincide cu cea a ciclului Carnot inversat, parcurs între aceleași temperaturi ϵ_C :

$$\epsilon_{PC,TC} = \epsilon_C = \frac{T_{Cd}}{T_{Cd} - T_V} \tag{4.6.6}$$

Cum $T_{Cd} > T_C$ și $T_V < T_{IZ}$ rezultă $\epsilon_{PC,TC} < \epsilon_{PC,TS}$.

Luând în considerare și pierderile Π_j , datorate ireversibilităților interne ale ciclului termodinamic, prin frecările care însoțesc procesele reale de comprimare și de destindere, se poate determina eficiența reală $\epsilon_{PC,R}$:

$$\epsilon_{PC,R} = \epsilon_C \cdot \eta_{ex} = \frac{T_{Cd}}{T_{Cd} - T_V} \cdot (1 - \sum \Pi_j) \tag{4.6.7}$$

unde: η_{ex} - este randamentul exergetic al ciclului termodinamic real, parcurs de pompa de căldură.

În fig. 4.6.2 este prezentată dependența eficienței reale a pompei de căldură cu compresie mecanică, acționată cu motor electric, în funcție de temperatura de vaporizare și de condensare. Valorile rezultate sunt mai mici cu cca 40...60 % decât cele corespunzătoare eficienței teoretice a ciclului.

Dacă temperatura consumatorului de căldură este constantă (de exemplu, temperatura interioară a spațiului de în-

călzit), atunci performanța reală a pompei de căldură variază numai cu temperatura de vaporizare (indirect cu cea a izvorului), conform curbei 3 din fig. 4.6.3.

- Eficiența reală a grupului motocompresor $\epsilon_{R,K}$, pentru pompa de căldură cu electrocompresor se poate defini ca:

$$\epsilon_{PC,R} = \epsilon_{R,K} = \frac{\Phi_{Cd}}{P_K} \tag{4.6.8}$$

unde: Φ_{Cd} - este puterea termică instantanee cedată de condensator și eventual de ventilatorul acestuia [W]; P_K - puterea electrică absorbită de motorul compresorului [W].

Obținută prin încercări termice, $\epsilon_{R,K}$ include atât imperfecțiunile transferului de căldură (diferențele de temperatură dintre medii în vaporizator și condensator), cât și pierderile termodinamice, mecanice și electrice ale compresorului, fiind frecvent indicată de construcții unor astfel de pompe de căldură.

- Eficiența globală a pompei de căldură, $\epsilon_{PC,G}$ corespunde puterii medii orare a condensatorului $\Phi_{Cd,mh}$ și puterii electrice medii orare absorbite de compresor $P_{K,mh}$, dar și de utilajele auxiliare $P_{aux,mh}$ (ventilatoare, pompe, rezistențe electrice pentru degivrare sau încălzire a carterului compresorului):

$$\epsilon_{PC,G} = \frac{\Phi_{Cd,mh}}{P_{K,mh} + P_{aux,mh}} \tag{4.6.9}$$

Dacă izvorul de căldură este aerul exterior, poate apărea givrea suprafeței vaporizatorului, diminuându-i performanțele (curba 4 din fig. 4.6.3).

- Eficiența globală a instalației, $\epsilon_{I,G}$; la sistemele de preparare centralizată a căldurii se ține seama și de pierderile din rețeaua de distribuție Φ_p , încât la consumator ajunge numai puterea termică orară medie utilă $\Phi_{C,mh,u}$, obținându-se:

$$\begin{aligned} \epsilon_{I,G} &= \frac{\Phi_{C,mh,u}}{P_{K,mh} + P_{aux,mh}} = \\ &= \epsilon_{PC,G} - \frac{\Phi_p}{P_{K,mh} + P_{aux,mh}} \end{aligned} \tag{4.6.10}$$

Această eficiență, redată de curba 5 din fig. 4.6.3, caracterizează complet calitatea pompei de căldură.

În general, utilizatorul pompei de căldură este interesat de performanța acesteia pentru o perioadă de timp (de exemplu, un an), utilizându-se atunci indicatorii sezonieri:

- Eficiența globală, anuală a pompei de căldură $\epsilon_{PC,G,AN}$, care corespunde mediei anuale a eficienței globale $\epsilon_{PC,G}$ în timpul sezonului de încălzire:

$$\epsilon_{PC,G,AN} = \frac{\Phi_{Cd,MAN}}{P_{K,MAN} + P_{aux,MAN}} \tag{4.6.11}$$

Dacă n_{zk} este numărul de zile de încălzire, când temperatura exterioră este

Tabelul 4.6.2. Comparație energetică a diferitelor sisteme de producere a căldurii
($\Phi_{CONS} = 100 \%$).

B_{CE} - consum de combustibil,
 φ - gr. de utilizare a combustibilului

Tipul instalației	B_{CE} [%]	φ [kW/kg]
Centrală termică	120	0,83
Pompă de căldură cu electrocompresor	92	1,09
Pompă de căldură cu motor termic	58	1,72
Pompă de căldură cu absorbție	78	1,28
Pompă de căldură cu ejecție	94	1,06

θ_k , în funcție de zona climatică, iar n_{hk} este numărul de ore pe zi, de funcționare a pompei de căldură, la temperatura θ_k , numărul anual de ore de funcționare a pompei de căldură n_{AN} va fi:

$$n_{AN} = \sum_{\theta_k = \theta_e}^{\theta_k = \theta_{nc}} n_{hk} \cdot n_{zk} \quad (4.6.12)$$

unde:

θ_e - este temperatura exterioară, în perioada de încălzire [°C];

θ_{nc} - temperatura exterioară peste care nu se solicită încălzirea datorită aporurilor termice gratuite ale clădirii.

Cu acestea, $\varepsilon_{PC,G,AN}$ se poate scrie sub forma:

$$\varepsilon_{PC,G,AN} = \frac{\sum_{\theta_k = \theta_e}^{\theta_k = \theta_{nc}} n_{hk} \cdot n_{zn} \cdot \varepsilon_{PC,Gk}}{\sum_{\theta_k = \theta_e}^{\theta_k = \theta_{nc}} n_{hk} \cdot n_{zn}} \quad (4.6.13)$$

în care $\varepsilon_{PC,Gk}$ este eficiența globală a pompei de căldură, pentru $\theta_e = \theta_k$.

Nu sunt luate în considerare nici pierderile din rețeaua de distribuție a căldurii și nici căldura cedată de sursa clasică (de vârf).

Această eficiență cunoscută și sub denumirea de eficiență sezonieră pentru încălzire (ESI) este utilizată, de obicei, pentru întocmirea bilanșurilor energetice ale instalațiilor echipate cu pompe de căldură.

- Eficiența globală, anuală, a instalației $\varepsilon_{I,G,AN}$, similară cu $\varepsilon_{PC,G,AN}$, ia în considerare și pierderile din rețeaua de distribuție a căldurii până la consumator;
- Eficiența globală, anuală a sistemului de încălzire $\varepsilon_{SI,G,AN}$, unde sunt luate în calcul atât căldura cedată de sursa de vârf $\Phi_{V,m,AN}$, cât și puterea consumată pentru acționarea acestei instalații alternative $P_{V,m,AN}$, în cazul funcționării în regim bivalent.

$$\varepsilon_{SI,G,AN} = \frac{\Phi_{Cd,m,AN} + \Phi_{V,m,AN}}{P_{K,m,AN} + P_{aux,m,AN} + P_{V,m,AN}} \quad (4.6.14)$$

Această eficiență este denumită și coe-

ficient de eficacitate sezonieră, CES.

În cazul instalațiilor reversibile (pompa de căldură iarna și instalație frigorifică vara), se utilizează o eficiență sezonieră de încălzire și răcire ESIR, care raportează puterea termică totală furnizată de instalație, funcționând ca pompă de căldură sau ca instalație de răcire, timp de un an, la puterea electrică totală, consumată în aceeași perioadă.

Față de cele menționate anterior, trebuie subliniat că pompele de căldură consumă o energie de acționare calitativ diferită, în funcție de tipul instalației. Astfel, instalația cu compresie mecanică poate fi acționată cu energie electrică sau cu combustibil, în timp ce instalația cu absorbție sau ejecție este acționată cu energie termică. Dacă se ține seama și de randamentele mult diferite de producere chiar a aceleiași forme de energie (de exemplu, energia electrică poate fi produsă cu $\eta = 0,8$ în centralele hidroelectrice, cu $\eta = 0,38...0,41$ în centralele termoelectrice sau cu $\eta = 0,31...0,33$ în centralele atomoelectrice), se poate concluziona că raportarea puterii termice livrate consumatorului la puterea de acționare a instalației nu poate servi decât la o comparație a performanțelor unor pompe de căldură de același tip.

Pentru a putea compara corect performanțele unor pompe de căldură de diferite tipuri, se raportează puterea termică utilă livrată anual $\Phi_{u,AN}$ la consumul anual de combustibil echivalent $B_{CE,AN}$, necesar producerii puterii de acționare, obținându-se gradul de utilizare al combustibilului φ_{AN} :

$$\varphi_{AN} = \frac{\Phi_{u,AN}}{B_{CE,AN}} \quad [\text{kW/kg}] \quad (4.6.15)$$

4.6.2.2 Indicatori economici

De regulă, pompa de căldură realizează o economie de combustibil (cheltuieli de exploatare) față de instalația clasică (centrală termică, încălzire electrică). La același consum de combustibil, pompa de căldură livrează mai multă căldură consumatorului, prin aportul gratuit al căldurii preluată de la mediu.

În tabelul 4.6.2 sunt prezentate câteva valori orientative pentru consumul de combustibil B_{CE} și pentru gradul de utilizare a combustibilului φ , în cazul unei centrale termice cu combustibil gazos și cel al diferitelor pompe de căldură, la producerea aceleiași cantități de căldură ($\Phi_u = 100 \%$).

Pe de alta parte, pompele de căldură implică o investiție suplimentară I_{PC} față de cea a instalației clasice I_{CT} , care produce aceeași cantitate de căldură.

Oportunitatea implementării unei pompei de căldură într-un sistem de încălzire rezultă pe baza atât a criteriilor energetice cât și a celor economice. În acest sens, se poate determina numărul de ani în care se recuperează sporul de investiție $\Delta I = I_{PC} - I_{CT}$ [lei] pe seama economiei de exploatare realizată prin consumul mai scăzut de combustibil $\Delta E = E_{CT} - E_{PC}$ [lei/an]:

$$n = \frac{\Delta I}{\Delta E} \quad [\text{ani}] \quad (4.6.16)$$

Se apreciază că un număr de 8 - 10 ani este acceptabil, dar această limită variază în timp, în funcție de politica energetică a țării.

Micșorarea lui n se poate realiza prin prelungirea funcționării pompei de căldură, asigurând o funcționare bivalentă (de la 3000 la 7000 ore/an), sau prin utilizarea alternativă a instalației, iarna ca pompă de căldură, vara ca instalație frigorifică.

În concluzie, pentru introducerea cu succes a pompelor de căldură în sistemele de alimentare cu căldură a clădirilor, trebuie ținut cont de următoarele cerințe:

- 1 - clădirea va fi analizată energetic (i se va realiza un audit energetic) și va fi supusă ameliorărilor energetice recomandate pentru a reduce pierderile de căldură;
- 2 - se vor analiza comparativ diferitele variante de instalații de producere a căldurii (centrale termice cu diferiți combustibili și pompa de căldură), rezultând soluția optimă economic (vezi studiul de caz din paragraful 4.6.10);

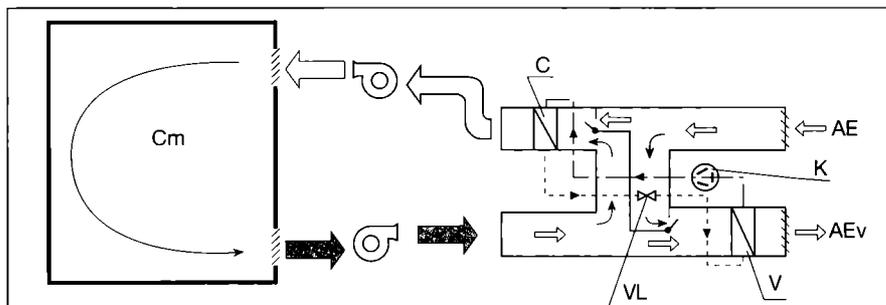


Fig. 4.6.4. Funcționarea unei pompei de căldură cu amestec de aer exterior și aer recirculat din interior:

AE - aer exterior; AEv - aer evacuat; Cm - cameră de încălzit; K - compresor; C - condensator; VL - ventil de laminare; V - vaporizator.

- 3 - dacă se optează pentru o pompă de căldură, sistemul de încălzire al clădirii reabilitate energetic va fi ales dintre cele cu temperatura scăzută (max 50°C): cu aer cald, cu panouri radiante, prin pardoseală, cu ventilo-convectoare;
- 4 - izvorul pompei de căldură (sursa rece) trebuie să aibă temperatura cât mai ridicată (în sezonul rece) și constantă în timp (aer recirculat, apa evacuată din clădire, apa freatică, apa geotermală, sol);
- 5 - pompa de căldură va fi aleasă pentru acoperirea doar a 65...75 % din necesarul maxim de căldură al clădirii, vârful fiind acoperit cu o sursă clasică: rezistențe electrice (modulate în trepte de putere) pentru puteri termice reduse (max. 20 kW), sau centrală termică pentru puteri termice mai mari. Funcționarea pompei de căldură va fi individuală până la punctul de echilibru termic PET, apoi bivalentă până la punctul de oprire PO, în continuare căldura fiind furnizată doar de sursa clasică;
- 6 - pompa de căldură trebuie să aibă un COP cât mai ridicat și cu un impact cât mai redus asupra mediului, atât prin utilizarea unui fluid de lucru performant și ecologic, cât și prin dotarea cu echipamente performante (compresoare Scroll, schimbătoare de căldură cu transfer termic ridicat);
- 7 - utilizarea pompei de căldură în sisteme reversibile sau cu dublu efect (încălzire și răcire, alternativă sau simultană) conduce la valori mai mari pentru COP și reduce durata de recuperare a sporului de investiție;
- 8 - creșterea prețului combustibililor lichizi și gazoși (mai mult decât la energia electrică) va face pompa de căldură din ce în ce mai rentabilă. Astfel, în perioada ianuarie-noiembrie 2007 prețul păcurii a crescut de la 231 \$/t la 463 \$/t, iar la petrol de la 55 \$/baril la 96 \$/baril;

4.6.3. Instalații de încălzire utilizând pompe de căldură aer/aer

În recuperările de căldură, deseori se utilizează aerul ca mijloc de transport al căldurii, în scopul încălzirii unui spațiu.

Ca izvor, aerul prezintă avantajul accesibilității, mai ales în zonele cu climă blândă. Prin utilizarea aerului evacuat din incintele încălzite, temperatura lui mai ridicată și constantă în timp poate constitui un argument suplimentar.

Încălzirea cu aer cald este economică, necesitând temperaturi reduse, de circa 30°C , realizate de pompe de căl-

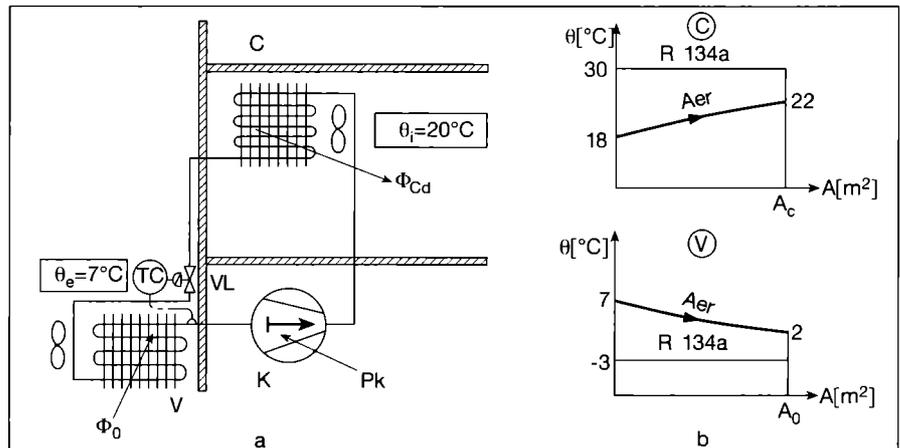


Fig. 4.6.5. Pompă de căldură aer/aer în sistem individual:

a - schema instalației; b - variația temperaturii agenților în condensator și vaporizator; K - compresor; C - condensator; VL - ventil de laminare; V - vaporizator; P_K - puterea electrică absorbită de compresor [kW]; Φ_{Cd} - puterea termică cedată de condensator [kW]; Φ_0 - puterea termică absorbită în vaporizator [kW]; A_c , A_0 - suprafața condensator, vaporizator.

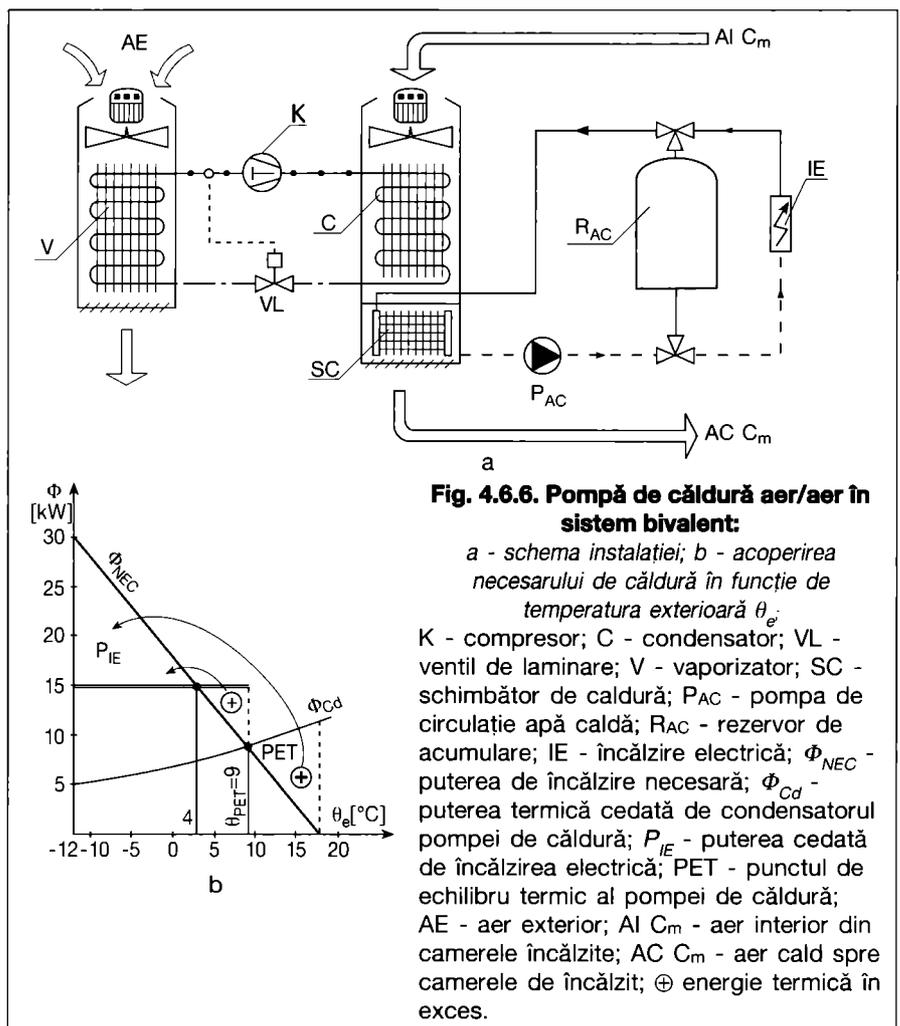


Fig. 4.6.6. Pompă de căldură aer/aer în sistem bivalent:

a - schema instalației; b - acoperirea necesarului de căldură în funcție de temperatura exterioră θ_e .

K - compresor; C - condensator; VL - ventil de laminare; V - vaporizator; SC - schimbător de căldură; PAC - pompa de circulație apă caldă; RAC - rezervor de acumulare; IE - încălzire electrică; Φ_{NEC} - puterea de încălzire necesară; Φ_{Cd} - puterea termică cedată de condensatorul pompei de căldură; P_{IE} - puterea cedată de încălzirea electrică; PET - punctul de echilibru termic al pompei de căldură; AE - aer exterior; AI C_m - aer interior din camerele încălzite; AC C_m - aer cald spre camerele de încălzit; \oplus energie termică în exces.

dură cu eficiențe ridicate, acest fapt justificând numărul mare de aplicații de acest tip.

Pompele de căldură aer-aer răspândite, în general, în zonele cu climă moderată realizează bune performanțe în sezoanele de tranziție. Pentru preluarea vârfului de consum, în perioadele foarte reci, sunt prevăzute, de regulă,

cu o instalație clasică, alternativă (centrală termică la instalațiile mai mari, încălzire electrică la instalațiile mai mici).

În numeroase cazuri funcționarea instalației este reversibilă: vara ca instalație de climatizare, iarna ca pompă de căldură.

Puterea termică obișnuită este de 1...5 kW, pentru agregatele individuale,

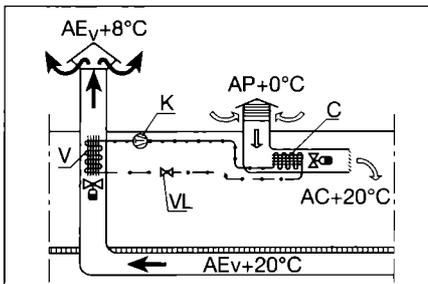


Fig. 4.6.7. Pompă de căldură aer/aer pentru încălzirea unei hale zootehnice:

K - compresor; C - condensator; VL - ventil de laminare; V - vaporizator; AEv - aer evacuat; AC - aer cald; AP - aer proaspăt.

necesare încălzirii unui apartament, ajungând până la 100 kW la sistemele centralizate. Aceste puteri termice reduse conduc la utilizarea numai a pompelor de căldură cu compresie mecanică.

Izvorul pompei de căldură poate fi:

aerul exterior, aerul evacuat sau un amestec de aer exterior cu aer recirculat din cel evacuat, ca în fig. 4.6.4.

În cazul utilizării numai a aerului exterior, când temperatura suprafeței vaporizatorului, θ_{sv} , coboară sub punctul de rouă al aerului, se produce condensarea vaporilor de apă din aer pe suprafața de răcire. Când $\theta_{sv} < 0^\circ\text{C}$, condensatul îngheață și are loc givrarea vaporizatorului, cu consecințe neplăcute asupra preluării căldurii de la izvor, prin rezistența termică suplimentară opusă. Se impune astfel degivrarea periodică, operație ce necesită întreruperea livrării de căldură către consumator, un consum suplimentar de energie și, uneori, chiar o investiție în plus, deci o diminuare a performanțelor pompei de căldură.

După modul de acoperire a necesarului de căldură, instalația poate fi prevăzută numai cu o pompă de căldură sau și cu o sursă de adaos (de vârf),

de regulă, o rezistență electrică, în cazul funcționării bivalente.

Totodată, instalația poate fi utilizată doar ca pompă de căldură (numai pentru încălzire, deci în sezonul rece) sau/și ca instalație de răcire (concomitent, cumulând cele două efecte de încălzire și răcire sau alternativ, în sezonul rece funcționând ca pompă de căldură iar în sezonul cald ca instalație frigorifică). Funcționarea bivalentă sau reversibilă conduce la performanțe superioare.

Din punct de vedere constructiv se disting următoarele pompe de căldură:

- **monobloc**, cu toate echipamentele incluse într-o carcasă amplasată în exterior (pe acoperiș, la sol sau alăturat clădirii deservite), în peretele exterior sau în fereastră și în interior (dulap consolă plasat lângă peretele exterior);
- **split**, cu două unități separate, una plasată în exterior (cuprinzând vaporizatorul și compresorul) și alta plasată în interior (cuprinzând condensatorul). Unitatea interioară poate fi multiplicată, pompa de căldură deservind astfel mai multe încăperi (sistem multisplit).

Caracteristicile tehnice ale pompelor de căldură aer-aer sunt foarte diferite, de la un constructor la altul, prin dimensiunile bateriei de răcire (vaporizatorul) sau de încălzire (condensatorul), mărimea compresorului, debitele de aer, rata recirculării, sistemul de degivrare (tab. 4.6.1).

În fig. 4.6.5 este prezentată schema unei pompei de căldură având ca izvor aerul exterior, iar consumatorul este aerul din încăperea de locuit. Funcționarea este în sistem individual (fără sursă de vârf), aceste instalații fiind răspândite în zonele cu climă blândă (sudul SUA),

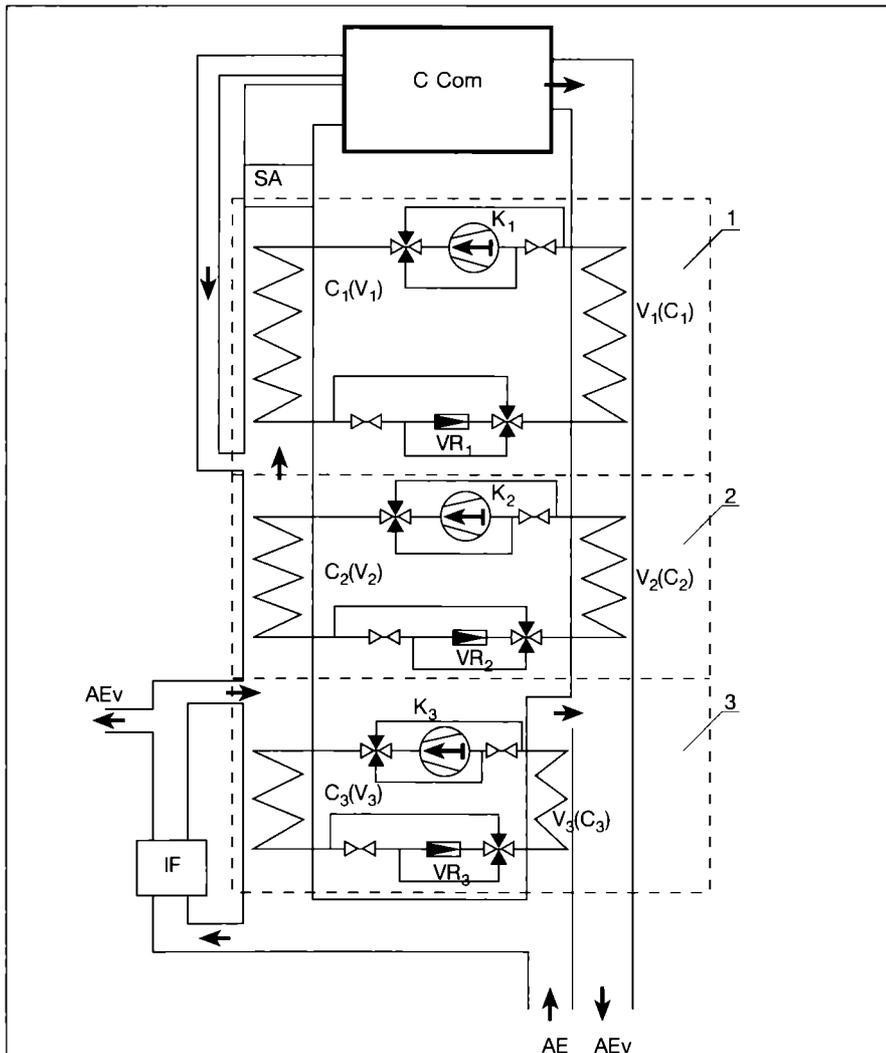


Fig. 4.6.8. Sistem bivalent de încălzire și climatizare a unui complex comercial, utilizând pompe de căldură aer/aer:

1, 2, 3 - pompe de căldură; K1, K2, K3 - compresoare; C1, C2, C3 - condensatoare; VR1, VR2, VR3 - ventilurile de reglare; V1, V2, V3 - vaporizatoare; IF - instalație frigorifică; SA - sursă termică de adaos; AE - aer exterior; AEv - aer evacuat; C Com - centru comercial.

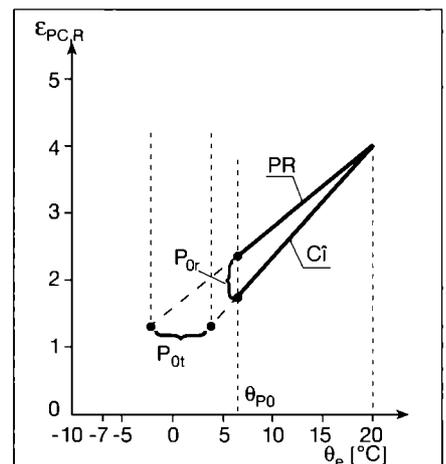


Fig. 4.6.9. Performanțele pompei de căldură aer exterior/apă, în funcție de temperatura exterioră θ_e și de sistemul de încălzire:

P0t - punctul de oprire teoretic; P0r - punctul de oprire real; PR - panouri radiante; Ci - corpuri de încălzire; $\epsilon_{PC,R}$ - eficiența reală a pompei de căldură.

unde temperatura exterioară nu coboară sub 7°C.

Puterile termice sunt reduse, 5-10 kW, fiind utilizate pentru încălzirea unor apartamente, vile etc.

Pentru o funcționare cu temperatura de vaporizare $\theta_o = -3^\circ\text{C}$ și cea de condensare $\theta_c = 30^\circ\text{C}$, cu R134a, conform diagramelor prezentate pentru vaporizator și condensator, se obține o eficiență reală $\epsilon_{PC,R} = 4,5$.

O pompă de căldură aer-aer, cu funcționare bivalentă, care poate utiliza aerul exterior cu temperaturi mai scăzute (până la -12°C) este prezentată în fig. 4.6.6.

Instalația a fost realizată în Germania, servind pentru încălzirea unei vile cu o suprafață utilă de 204 m². Puterea termică a pompei de căldură variază cu temperatura exterioară ca în graficul din fig. 4.6.6 b.

Astfel, până la punctul de echilibru termic ($\theta_{PET} = 9^\circ\text{C}$), pompa de căldură acoperă integral necesarul de încălzire, surplusul furnizat fiind preluat de un circuit de apă în schimbătorul de căldură SC și înmagazinat într-un rezervor de acumulare R_{AC} cu un volum de 3 m³.

Pentru $4^\circ\text{C} < \theta_e < 9^\circ\text{C}$ pompa de căldură asigură, parțial, necesarul de

căldură. O instalație de vârf (rezistență electrică cu $P_{IE} = 15 \text{ kW}$) completează cererea de căldură, iar excedentul produs este acumulat în R_{AC} .

Pentru $-12^\circ\text{C} < \theta_e < 4^\circ\text{C}$ acoperirea necesarului de încălzire se face atât de pompa de căldură și rezistența electrică IE, cât și prin utilizarea căldurii înmagazinate în R_{AC} .

Acest sistem poate realiza încălzirea pentru întregul sezon rece, cu o eficiență globală anuală $\epsilon_{SI,GAN} = 2,1$.

O pompă de căldură aer-aer, individuală, utilizând ca izvor aerul evacuat dintr-o hală zootehnică și servind la încălzirea acelei hale, este prezentată în fig. 4.6.7.

Astfel, în vaporizator, aerul evacuat se răcește de la 20°C la 8°C , iar aerul exterior, proaspăt, este încălzit în condensator de la 0°C la 20°C , fiind introdus apoi în hală.

Eficiența globală anuală a pompei de căldură este $\epsilon_{PC,GAN} = 2,7$.

Schema unei instalații cu funcționare bivalentă utilizată pentru încălzirea și climatizarea unui centru comercial, cu o suprafață de 920 m², este prezentată în fig. 4.6.8.

Sunt prevăzute 3 pompe de căldură, fiecare funcționând reversibil, asigurând încălzirea centrului iarna și climatizarea vara. O instalație frigorifică suplimentară IF este utilizată, tot anul, pentru răcirea alimentelor.

Încălzirea centrului este asigurată, în funcție de temperatura exterioară θ_e , astfel:

- până la $\theta_e = 12^\circ\text{C}$, necesarul de încălzire este acoperit de degajările interne ale complexului și de căldura cedată de condensatorul instalației frigorifice IF;
- pentru $2^\circ\text{C} < \theta_e < 12^\circ\text{C}$, funcționează și pompa de căldură 1;
- pentru $-5^\circ\text{C} < \theta_e < 2^\circ\text{C}$, funcționează și pompa de căldură 2;
- pentru $-10^\circ\text{C} < \theta_e < -5^\circ\text{C}$, funcțio-

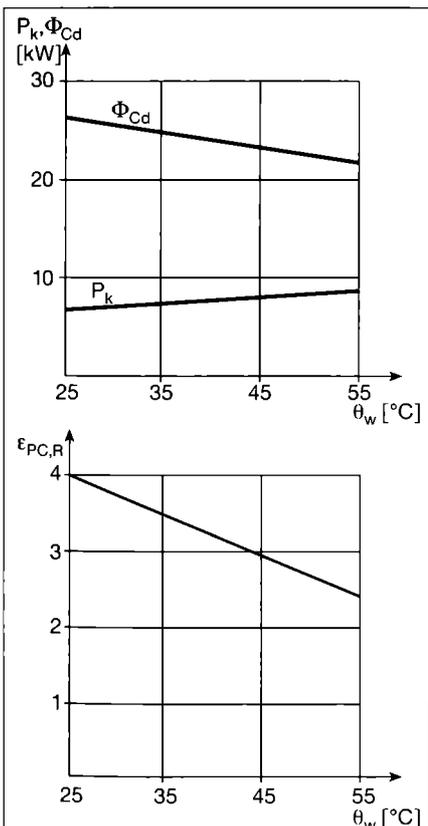


Fig. 4.6.10. Performanțele pompei de căldură aer evacuat/apă, în funcție de temperatura apei calde preparate θ_w : Φ_{Cd} - puterea termică cedată de condensator [kW]; P_k - puterea electrică absorbită de compresor [kW]; $\epsilon_{PC,R}$ - eficiența reală a pompei de căldură.

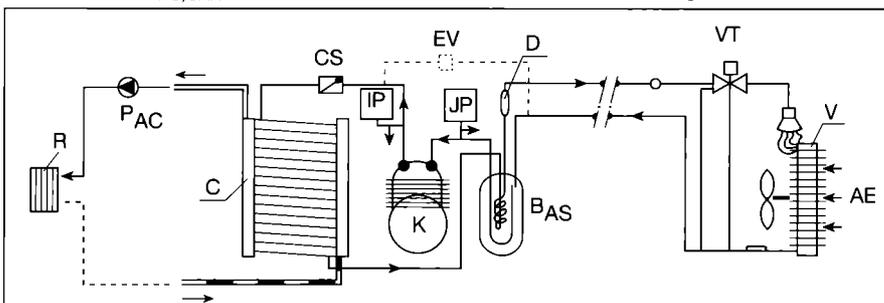


Fig. 4.6.11. Pompă de căldură aer exterior/apă (tip Airwell):

K - compresor; C - condensator; VT - ventil termostatic; V - vaporizator; BAS - butelie antișoc; D - deshidrator; EV - electrovană de echilibrare a presiunii; CS - clapetă de sens; PAC - pompa de circulație apă caldă; R - corp de încălzire; JP - joasă presiune; IP - înaltă presiune; AE - aer exterior.

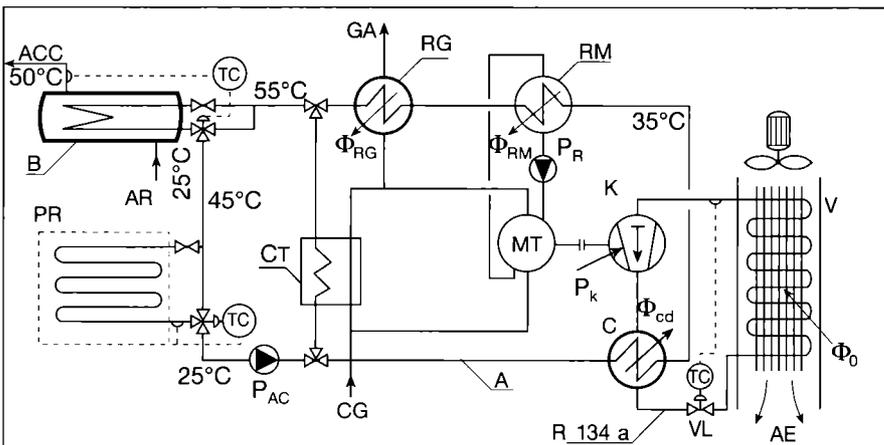


Fig. 4.6.12. Pompă de căldură aer exterior/apă, reversibilă, cu compresie mecanică cu motor termic (tip Linde):

MT - motor termic; K - compresor; C - condensator; VL - ventil de laminare; V - vaporizator; RM - răcitor al motorului termic; RG - răcitor de gaze de ardere; CT - cazan termic cu combustibil gazos; B - boiler; PR - pardoseală radiantă; PAC - pompa de circulație apă caldă; PR - pompă circuit răcire motor termic; ACC - apă caldă de consum; GA - gaze de ardere; CG - combustibil gazos; AE - aer exterior; A - conductă de apă; AR - apă rețea; TC - termostat; Φ_o - putere termică absorbită în vaporizator [kW]; P_k - puterea electrică absorbită de compresor [kW]; Φ_{Cd} - puterea termică cedată de condensator [kW]; Φ_{RM} - puterea termică cedată de răcitorul motorului termic [kW]; Φ_{RG} - puterea termică cedată de răcitorul gazelor de ardere [kW].

nează și pompa de căldură 3;
 • pentru $\theta_e < -10^\circ\text{C}$, intră în funcțiune și încălzirea de vârf SA (electrică).
 Eficiența globală, anuală, a sistemului de încălzire este $\epsilon_{SI,GAN} \approx 4$.

4.6.4. Instalații de încălzire utilizând pompe de căldură aer-apă

Încălzirea spațiilor poate fi realizată și cu apă, preparată în condensatorul pompei de căldură. Aceste sisteme se dezvoltă continuu, atât pentru încălzi-

rea clădirilor existente cât și pentru cele noi.

Corpurile de încălzire impun temperatura ce trebuie produsă de pompa de căldură:

- în ventiloconvectoare, ejectoconvectoare sau aeroterme $\theta_w = 40^\circ\text{C}$;
- în panourile radiante (de pardoseală, de perete) $\theta_w = 35^\circ\text{C}$.

La sistemele cu izvor de căldură aerul exterior, dependente de temperatura exterioară, cum temperatura apei preparate trebuie să fie mai ridicată în zilele friguroase, în aceste zile pompa de căl-

dură este frecvent înlocuită de încălzirea centrală clasică. În fig. 4.6.9 sunt prezentate performanțele unor pompe de căldură aer exterior-apă, în funcție de temperatura exterioară θ_e și de sistemul de încălzire utilizat (panouri radiante, corpuri de încălzire).

Funcționarea compresorului în regim mai greu, face ca punctul de oprire PO al pompei de căldură să fie plasat la temperaturi mai ridicate decât la sistemele aer-aer. În plus, apar probleme și cu givrarea vaporizatorului, deși decuplarea pompei de căldură la temperaturi mai ridicate (aproximativ 7°C) poate elimina acest inconvenient.

Utilizarea aerului evacuat, ca izvor al pompei de căldură, prin temperatura mai ridicată și constantă în timp ($15...22^\circ\text{C}$) prelungeste funcționarea instalației și în sezonul foarte rece. În fig. 4.6.10 sunt prezentate performanțele pompelor de căldură aer evacuat-apă, în funcție de temperatura apei calde preparate, θ_w .

Din punct de vedere constructiv, sunt întâlnite, în general, echipamente monobloc, incluzând și pompa de circulație a apei calde. Plasarea lor poate fi făcută în exterior, la sistemele cu aer exterior sau în interior, la cele cu aer evacuat.

Primele sisteme implică izolarea termică a condensatorului și a conductelor de apă. Pentru limitarea pierderilor de căldură, aceste instalații se pot separa într-o unitate exterioară (incluzând vaporizatorul și compresorul) și una interioară (cuprinzând condensatorul și pompa de apă), alcătuind un sistem split.

Folosind ca izvor de căldură aerul, aceste pompe de căldură se utilizează pentru puteri termice mici și medii ($15...150\text{ kW}$), la încălzirea locuințelor, birourilor, minihotelurilor, halelor industriale, sau pentru prepararea apei calde de consum. Utilizarea ventilatoarelor, pentru intensificarea vitezei aerului cald, ridică probleme, prin zgomotul produs, la amplasarea în spațiile de dormit.

În fig. 4.6.11 se prezintă schema unei pompei de căldură aer exterior-apă, realizată de firma AIRWELL.

Instalația lucrează în regim bivalent: pentru $\theta_e \geq 6^\circ\text{C}$, pompa de căldură asigură tot necesarul de încălzire, pentru $\theta_e < 6^\circ\text{C}$, pompa de căldură este oprită (evitând problemele de givrare) și este pusă în funcțiune instalația clasică de încălzire, care alimentează aceleași corpuri de încălzire.

Deoarece vaporizatorul (plasat în exterior) este inundat de lichid la oprirea instalației, pentru protecția compresorului se prevede o butelie antișoc BAS.

Compresorul este de tip ermetic sau semiermetic, cantitatea de agent de lucru din instalație fiind cuprinsă între 2 și 15 kg. Electrovana EV, de echilibrare a

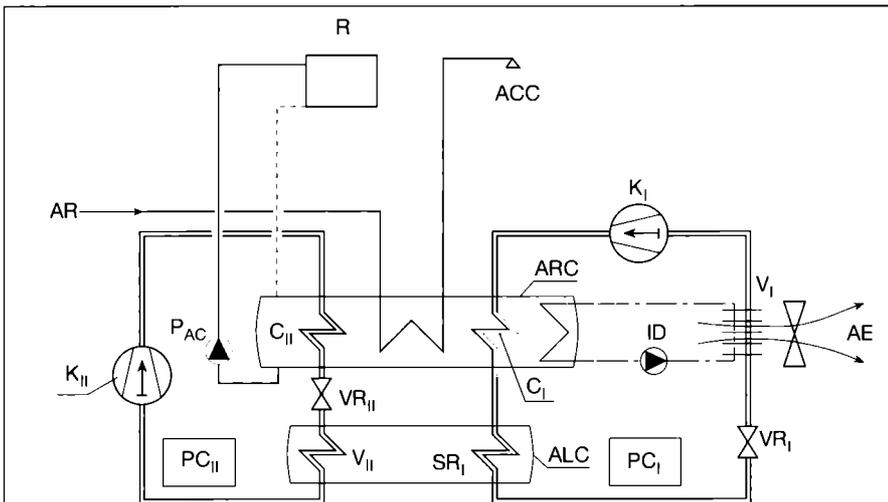


Fig. 4.6.13. Pompă de căldură aer/apă, pentru încălzirea și prepararea apei calde de consum la o locuință individuală:

PC1, PCII - pompe de căldură; K1, KII - compresoare; C1, CII - condensatoare; SR1 - subsol; VRI, VRII - ventilatoarele de reglare; V1, V1I - vaporizatoare; PAC - pompă de circulație apă caldă; R - corp de încălzire; ID - instalație de degivrare; ARC - acumulator rapid de căldură; ALC - acumulator lent de căldură; AR - apă rece; ACC - apă caldă de consum; AE - aer exterior.

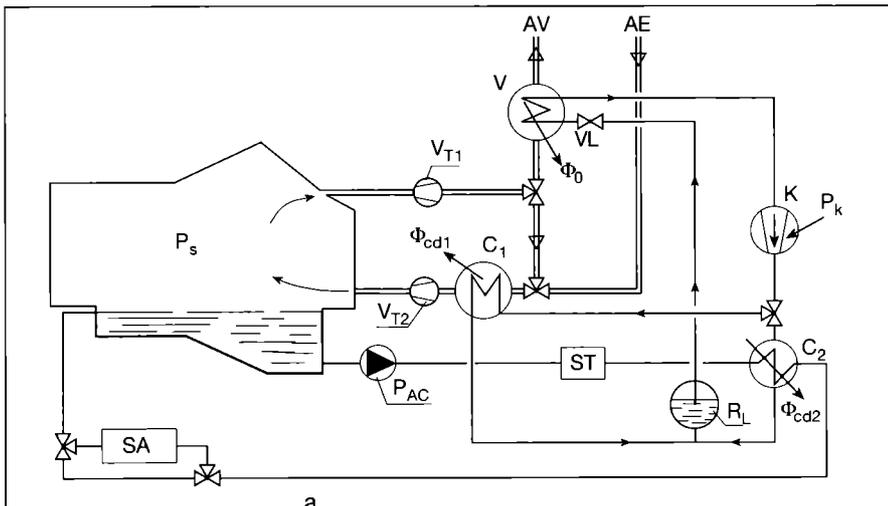


Fig. 4.6.14. Schema instalației de încălzire a unei piscine acoperite, cu o pompă de căldură (realizată de firma LINDE):

K - compresor; C1, C2 - condensatoare; RL - rezervor de lichid; VL - ventilul de laminare; V - vaporizator; VT1, VT2 - ventilatoare; PAC - pompă de circulație apă caldă; ST - stație de tratare a apei; SA - sursa alternativă de căldură; P_K - puterea electrică absorbită de compresor [kW]; AV - aer viciat; AE - aer exterior; Ps - piscină; Φ_0 - puterea termică absorbită în vaporizator de la aerul evacuat [kW]; Φ_{cd1} - puterea termică cedată de condensatorul C1 aerului introdus [kW]; Φ_{cd2} - puterea termică cedată de condensatorul C2 apei [kW].

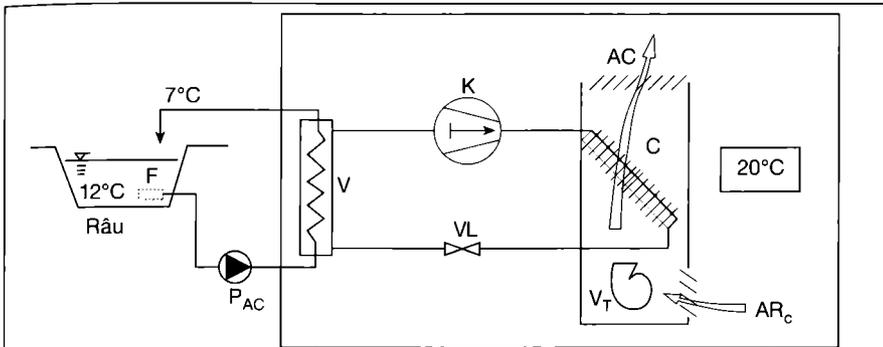


Fig. 4.6.15. Pompă de căldură apă/aer, cu apă în circuit deschis:

K - compresor, C - condensator, VL - ventilul de laminare, V - vaporizator, F - filtru de apă, PAC - pompa de circulație apă, VT - ventilator, AC - aer cald, AR_c - aer recirculat.

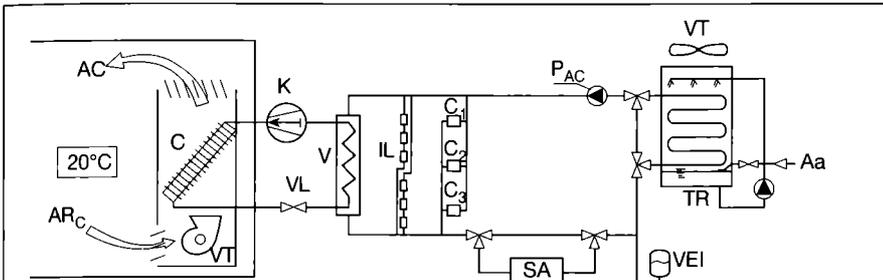


Fig. 4.6.16. Pompă de căldură apă/aer, cu apă în circuit închis (în bucla de apă):

K - compresor; C - condensator; VL - ventilul de laminare; V - vaporizator; IL - aparate de iluminat răcite cu apă; C₁, C₂, C₃ - condensatoare ale altor instalații frigorifice; PAC - pompă de circulație apă; SA - sursă alternativă de căldură; TR - turn de răcire; VEI - vas de expansiune închis; VT - ventilator; AC - aer cald; AR_c - aer recirculat; Aa - apă adaos.

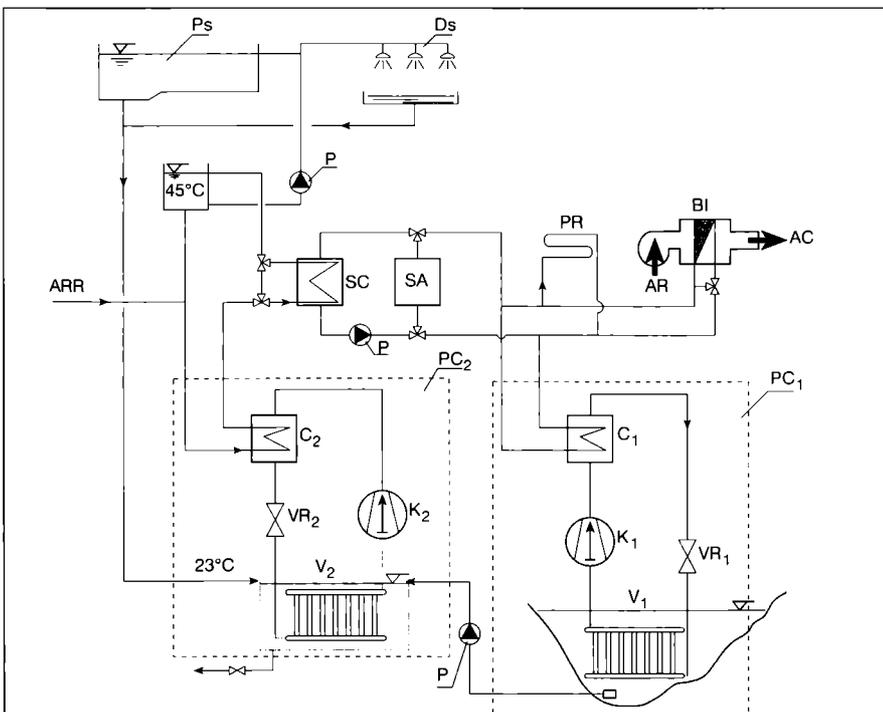


Fig. 4.6.17. Pompă de căldură apă/apă, pentru încălzire și preparare apă caldă de consum (la baia centrală din Zürich):

PC₁, PC₂ - pompe de căldură; K₁, K₂ - compresoare; C₁, C₂ - condensatoare, VR₁, VR₂ - ventile de reglare, V₁, V₂ - vaporizatoare; P - pompe de circulație apă; SC - schimbător de căldură; SA - sursă alternativă de căldură; PR - pardoseală radiantă, BI - baterie încălzire aer; AR - aer rece; AC - aer cald; Ps - piscină; Ds - dușuri; ARR - apă rece de la rețea.

presiunii înalte IP și joase JP, în timpul opririi compresorului, permite demararea ușoară a compresorului monofazat.

În fig. 4.6.12. este prezentată schema unei pompe de căldură aer exterior-apă, cu compresie mecanică cu motor termic, realizată de firma LINDE pentru asigurarea încălzirii și a apei calde de consum, pentru un imobil colectiv (37 apartamente).

Pentru $\theta_e > 0^\circ\text{C}$, pompa de căldură asigură întreg necesarul de căldură, datorită și recuperărilor din schimbatoarele de căldură înseriate condensatorului (RM - răcitorul motorului termic, RG - răcitorul de gaze de ardere).

La $\theta_e = 0^\circ\text{C}$,

$$\Phi_{NEC} = \Phi_{Cd} + \Phi_{RM} + \Phi_{RG} = 109 \text{ kW} \quad (4.6.17)$$

iar puterea de acționare a compresorului $P_K = 30 \text{ kW}$, încât eficiența reală a pompei de căldură este $\Phi_{PC,R} = 3,6 \text{ kW}$.

La temperaturi mai scăzute ($\theta_e < 0^\circ\text{C}$), pompa de căldură este oprită, necesarul de căldură mai mare ($\epsilon_{NEC} = 175 \text{ kW}$, la $\theta_e = -12^\circ\text{C}$) este acoperit de o sursă de adaos CT (centrala termică cu gaze).

Instalația prepară apă caldă pe ecartul 25/55°C, cu care se produce într-un boiler B apă caldă de consum cu $\theta = 50^\circ\text{C}$ și se realizează încălzirea prin pardoseală radiantă PR.

Fig. 4.6.13 prezintă schema unei instalații în cascadă, utilizată pentru încălzirea și prepararea apei calde de consum, pentru o locuință individuală, cu suprafața locuibilă de 170 m².

Pentru $\theta_e \geq -3^\circ\text{C}$, pompa de căldură PC_I preia căldura de la aerul exterior în V_I și o cedează prin C_I unui acumulator rapid de căldură ARC. Subrăcitorul SR, cu un ecart mare de temperatură, alimentează un acumulator lent de căldură, ALC.

Pentru $\theta_e < -3^\circ\text{C}$, pompa de căldură PC_I este oprită și se pornește pompa de căldură PC_{II}, aceasta pompând căldura din acumulatorul lent în cel rapid.

La $\theta_e = -3^\circ\text{C}$, necesarul de căldură $\Phi_{NEC} = 16 \text{ kW}$.

Agentul de lucru utilizat, R12 (în prezent necesitând un substituent), parcurge ciclul PC_I, între $\theta_0 = -10^\circ\text{C}$ și $\theta_c = 55^\circ\text{C}$.

Degivrarea vaporizatorului V_I se face cu apă caldă din acumulatorul rapid de căldură ARC, prin instalația de degivrare ID.

A doua pompă de căldură, PC_{II}, parcurge un ciclu între $\theta_0 = 4^\circ\text{C}$ și $\theta_c = 55^\circ\text{C}$.

Apă caldă livrată are $\theta_1 = 50^\circ\text{C}$. Încălzirea este asigurată prin convectoare, cu întoarcerea apei la $\theta_2 = 40^\circ\text{C}$.

Puterile electrice instalate ale celor două compresoare sunt $P_{KI} = 3,75 \text{ kW}$ și $P_{KII} = 3 \text{ kW}$.

Eficiența globală anuală a instalației este $\epsilon_{I,GAN} = 1,8$.

În fig. 4.6.14 este prezentată schema

unei instalații realizate de firma LINDE pentru climatizarea și încălzirea apei unei piscine acoperite. Iarna, aerul exterior de stare E este amestecat cu aer recirculat din interior de stare I, amestecul de stare M fiind apoi încălzit în condensatorul C₁ până la starea C, când este introdus în piscină. Instalația funcționează ca pompă de căldură, izvorul ei fiind aerul evacuat din interiorul piscinei, de stare I, care cedează căldura în vaporizatorul V (procesul I-R). În plus, în condensatorul C₂ se prepară apă caldă pentru bazinul piscinei. Dacă fluxul Φ_{cd2} , cedat de condensatorul C₂, nu este suficient pentru încălzirea completă a apei, se folosește și sursa alternativă (electrică) SA.

4.6.5. Instalații de încălzire utilizând pompe de căldură apă-aer

Utilizarea principală a acestor instalații este pentru încălzirea clădirilor individuale (sau colective), birourilor și restaurantelor.

Cum ciclul realizat de pompa de căldură este mai ușor (izvorul are temperatura mai ridicată, iar încălzirea cu aer solicită o temperatură de condensare scăzută), aceste instalații vor avea performanțe superioare celor de tip aer-aer sau aer-apă.

La pompele de căldură apă-aer, circuitul apei poate fi deschis sau închis (în buclă).

Instalațiile cu circuit deschis sunt utilizate numai ca pompe de căldură pentru încălzirea spațiilor, fiind realizate monobloc și amplasate în consolă, sub fereastră.

Pentru amplasarea în spații care solicită un zgomot redus, compresorul se plasează într-o carcasă insonorizată și se renunță la ventilatorul condensatorului (încălzirea aerului realizându-se prin convecție liberă).

Instalațiile în circuit închis (buclă de apă) sunt utilizate atât ca pompe de căldură (iarna), cât și ca instalații de răcire (vara), fiind reversibile (cu un sistem de inversiune a ciclului).

Sunt utilizate, în principal, la clădirile care solicită simultan căldură și frig o perioadă importantă a anului. În această categorie sunt incluse clădirile cu fațadele diametral opuse (nord și sud sau est și vest), cât și cele care au spații interne importante și fațade mult vitrate.

Bucla de apă înmagazinează căldura Φ_{AC} cedată de condensatoarele altor instalații frigorifice utilizate (pentru climatizarea sălilor de calculatoare, pentru depozitarea alimentelor) și chiar a aparatelor de iluminat (răcite cu apă).

Pentru compensarea variațiilor de volum ale apei, se prevede un vas de

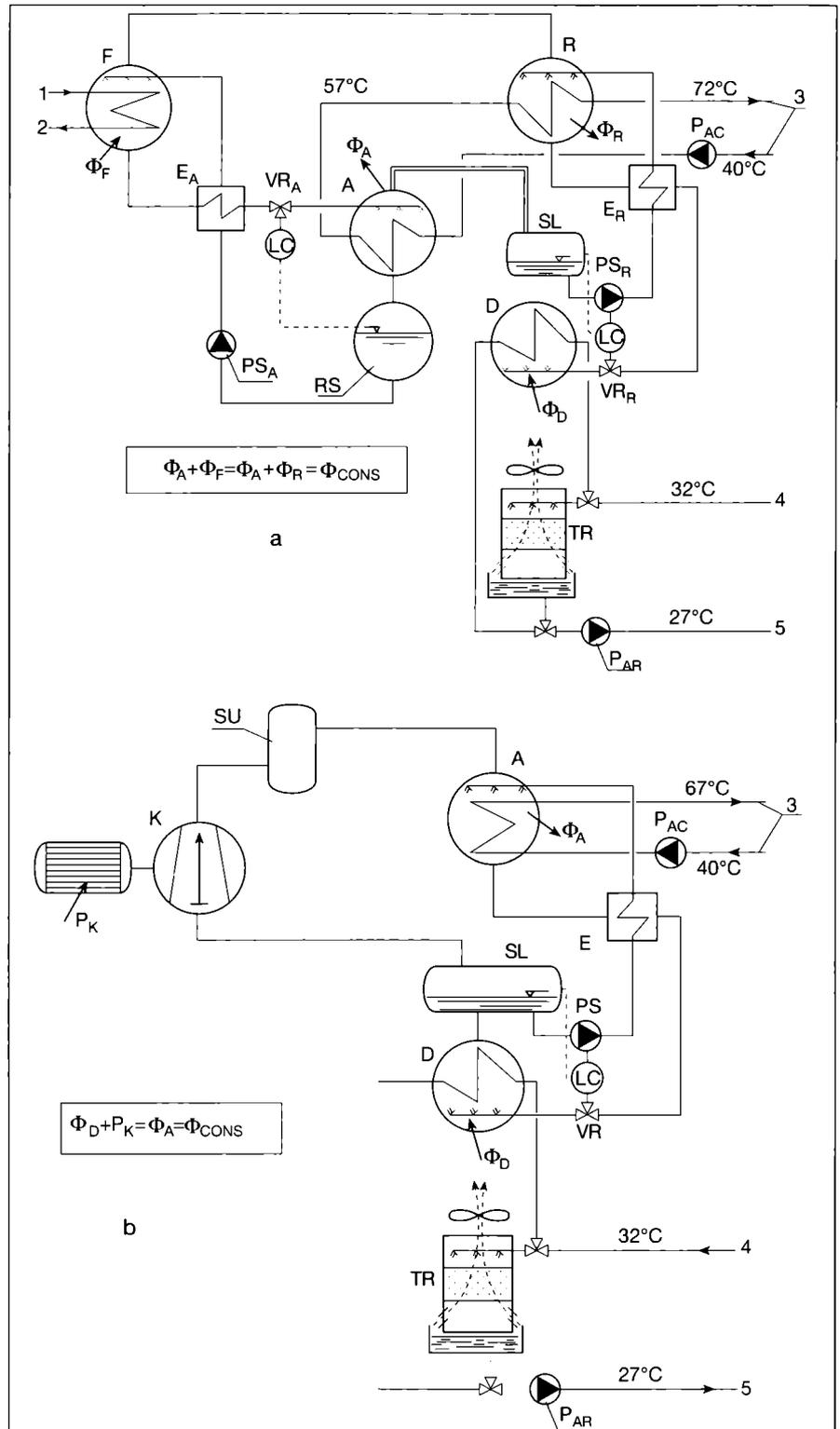


Fig. 4.6.18. Schemele instalațiilor de încălzire și preparare apă caldă de consum, pentru corpul administrativ la două platforme industriale, utilizând pompe de căldură apă/apă:

a - varianta cu absorbție-resorbție; b - varianta cu compresie-absorbție;

F - fierbător; A - absorbitor; RS - rezervor de soluție; R - resorbitor; SL - separator de lichid; D - degazor; E, EA, ER - economizoare; VR, VR_A, VR_R - ventile de reglare; LC - regulator de nivel; PS, PS_A, PS_R - pompe de soluție hidroamoniacală; P_{AC} - pompă apă caldă; P_{AR} - pompă apă de răcire; K - compresor; SU - separator de ulei; TR - turn de răcire; Φ_F - putere termică absorbită în fierbător [kW]; P_K - putere electrică absorbită de compresor [kW]; Φ_D - putere termică absorbită în degazor [kW]; Φ_A , Φ_R - puteri termice cedate în absorbitor și resorbitor [kW]; Φ_{CONS} - putere termică cedată consumatorului de căldură; 1 abur; 2 - condensat; 3 - consumator apă caldă (încălzire corp administrativ, încălzire sere); 4 - apă industrială de răcire, ducere; 5 - apă industrială de răcire, întoarcere.

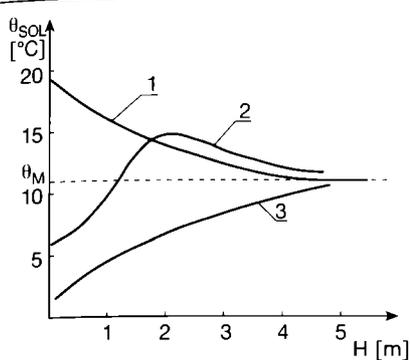


Fig. 4.6.19. Variația temperaturii solului cu adâncimea H și cu sezonul, pentru zona cu climă temperată:

θ_M - temperatura medie anuală; 1 - septembrie; 2 - noiembrie; 3 - februarie.

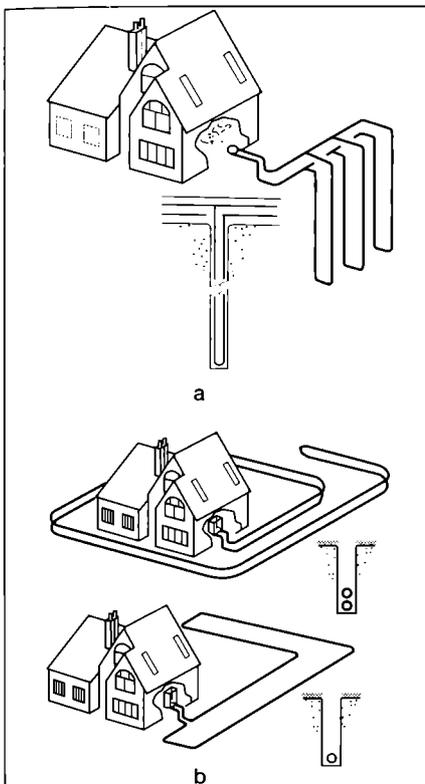


Fig. 4.6.20. Amplasarea țevelor de captare a căldurii în sol, pentru o pompă de căldură sol/aer sau sol/apă:

a - montare verticală;
b - montare orizontală.

expansiune închis, cu pernă de azot.

Iarna, instalația funcționând ca pompă de căldură asigură încălzirea clădirii; bucla de apă, servindu-i ca izvor de căldură, se răcește, întâlnindu-se situațiile:

- $\Phi_{AC} < \Phi_{IZ}$, se pune în funcțiune o sursă alternativă, care încălzește suplimentar apa din buclă;
- $\Phi_{AC} = \Phi_{IZ}$, cazul de echilibru energetic al buclei;
- $\Phi_{AC} > \Phi_{IZ}$, se evacuează mediului căldura în exces, prin turnul de răcire cu circuit închis.

În general, când apa din buclă are temperatura $18^\circ\text{C} < \theta_w < 32^\circ\text{C}$. Când

$\theta_w < 18^\circ\text{C}$ (cazul a) se pornește sursa alternativă de căldură. Când $\theta_w > 32^\circ\text{C}$ (cazul c) se pornește sistemul de răcire a buclei, prin turnul de răcire. Utilizarea unei pompe de căldură suplimentare, reversibilă, de tip aer exterior-apă, care să realizeze simultan aceste două cerințe, conduce la performanțe superioare ale întregului sistem.

În fig. 4.6.15 este prezentată schema unei pompe de căldură apă-aer, cu apa în circuit deschis, utilizată la încălzirea unei clădiri individuale.

Agentul termic este R134a, care parcurge ciclul pompei de căldură între $\theta_o = 3^\circ\text{C}$ și $\theta_c = 30^\circ\text{C}$, asigurând o eficiență reală $\epsilon_{PC,R} = 5,5$.

Vaporizatorul este de tip multitubular, cu vaporizarea freonului în spațiul dintre țevi, apa circulând în țevi, pentru a permite curățirea periodică.

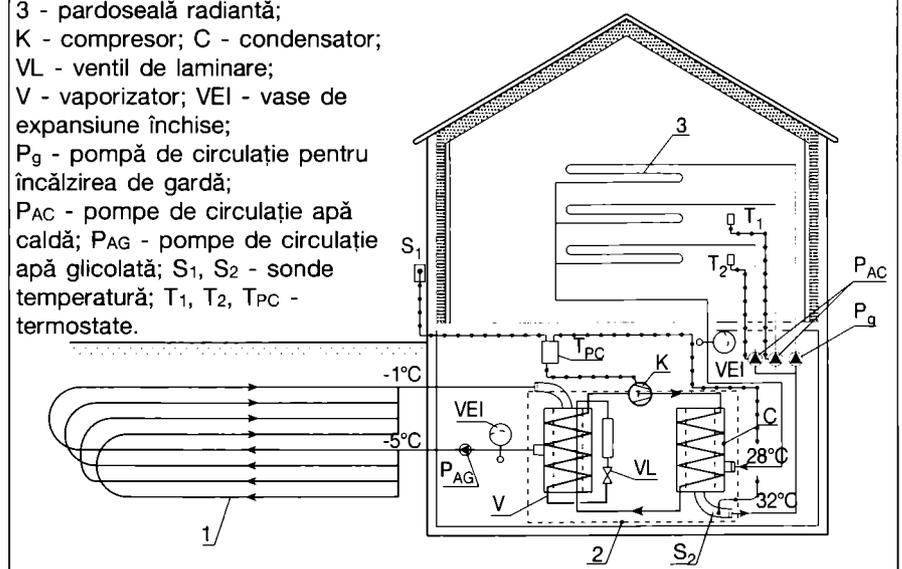
Dacă temperatura râului este mai scăzută există pericolul înghețării apei în vaporizator. În acest caz se folosesc vaporizatoare imersate în bazin, cu vaporizarea freonului în țevi, eventuala gheață formându-se la exterior.

Schema din fig. 4.6.16 prezintă o instalație reversibilă, în bucla de apă, funcționând iarna ca pompă de căldură apă-aer, iar vara ca instalație frigorifică, bucla de apă răcind condensatorul.

În situația de iarnă izvorul pompei de căldură îl constituie cedările de căldură de la aparatele răcite de bucla de apă. Când nu este suficient, se pornește și sursa alternativă de căldură, SA. Dacă bucla de apă conține căldură în exces, aceasta se cedează mediului prin turnul de răcire cu circuit închis.

Fig. 4.6.21. Pompa de căldură sol/apă pentru încălzirea prin pardoseală radiantă a unei locuințe (realizată de firma Messer):

1 - captator de căldură orizontal; 2 - pompă de căldură; 3 - pardoseală radiantă; K - compresor; C - condensator; VL - ventil de laminare; V - vaporizator; VEI - vase de expansiune închise; P_g - pompă de circulație pentru încălzirea de gardă; PAC - pompe de circulație apă caldă; PAG - pompe de circulație apă glicolată; S₁, S₂ - sonde temperatură; T₁, T₂, T_{PC} - termostate.



4.6.6. Instalații de încălzire utilizând pompe de căldură apă-apă

Aceste instalații sunt utilizate:

- la recuperarea căldurii în marile clădiri, cu degajări importante din unele spații (climatizate) și utilizarea ei la încălzirea celorlalte spații (care solicită căldură);
- pentru încălzirea și prepararea apei calde de consum din locuințe individuale sau colective, clădiri industriale sau agrozootehnice, complexe sportive, folosind un izvor extern de căldură.

Puterile termice realizate sunt în concordanță cu disponibilul izvorului de căldură, fiind întâlnite în domeniul valorilor medii și mari (500...5 000 kW).

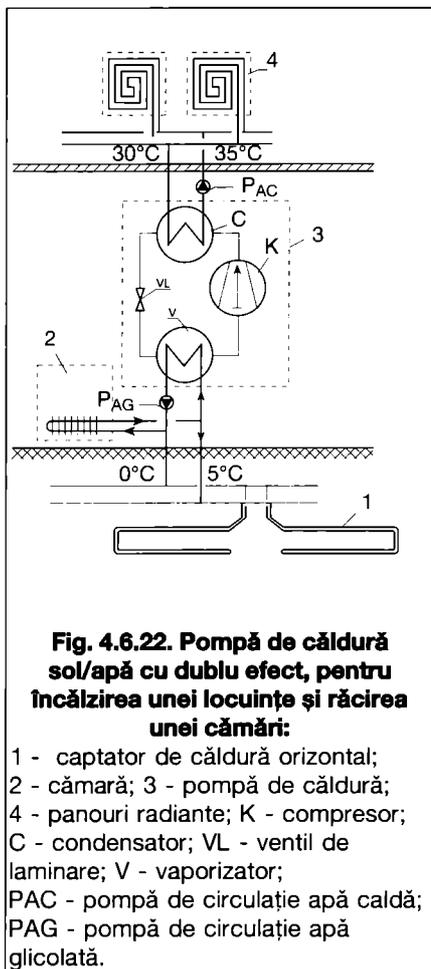
Derivând din instalațiile frigorifice pentru produs apă glacială, cu condensator răcit cu apă, se bazează pe compresia mecanică sau pe absorbție. Din punct de vedere constructiv sunt realizate monobloc și amplasate într-un spațiu tehnic.

Funcționarea pompei de căldură este asociată unei surse alternative de căldură (sistem bivalent) și unui turn de răcire (pentru eliminarea excesului de căldură).

Pot funcționa numai în regim de pompă de căldură sau/și ca instalație frigorifică. Reversibilitatea este asigurată prin inversarea ciclului agentului de lucru (la instalațiile de puteri mai mici) sau a circuitelor de apă (la instalațiile mari).

În fig. 4.6.17 se prezintă schema unei instalații care asigură încălzirea și prepararea apei calde pentru dușuri și bazine, la baia centrală din Zurich.

Sunt prevăzute două pompe de căldură cu compresie mecanică cu amo-



niac: una pentru încălzire, având ca izvor apa de râu, cu $\theta_{min} = 1,5 \text{ }^\circ\text{C}$, a doua, pentru prepararea apei calde de consum, având ca izvor apa evacuată de la dușuri și băi.

O sursă alternativă de căldură, SA și un schimbător de căldură pentru apa de consum SC, asigură temperatura dorită și în perioada friguroasă.

Încălzirea de bază se realizează prin pardoseală iar cea suplimentară, cu aer cald, menținându-se $\theta_i = 25 \text{ }^\circ\text{C}$. Apa caldă de consum este livrată cu $45 \text{ }^\circ\text{C}$.

Puterea termică totală a instalației este 700 kW . Eficiența globală anuală a sistemului, $\epsilon_{SI, GAN} = 3,2$.

În fig. 4.6.18 sunt prezentate două pompe de căldură de puteri foarte mari (5 MW) realizate în București, pentru prepararea apei calde de consum și pentru încălzirea corpului administrativ la două platforme industriale.

Sunt folosite instalații cu:
 a) absorbție-resorbție (A-R) și
 b) compresie-absorbție (K-A), în soluție hidroamoniacală, capabile să producă apă caldă cu o temperatură ridicată ($72 \text{ }^\circ\text{C}$, respectiv $67 \text{ }^\circ\text{C}$).

Izvorul de căldură este apa industrială de răcire a utilajelor, recirculată la turn.

Coeficienții de performanță reali (eficiențele) ai celor două instalații sunt:

$$\epsilon_{PC,R(A-R)} = \frac{\Phi_A + \Phi_R}{\Phi_F} = \frac{5}{3,2} = 1,56 \quad (4.6.18)$$

$$\epsilon_{PC,R(K-A)} = \frac{\Phi_A}{P_K} = \frac{5}{1,25} = 4 \quad (4.6.19)$$

unde:

Φ_A, Φ_R - sunt puterile termice cedate de absorbitor și resorbitor [kW];

Φ_F - puterea termică consumată de fierbător [kW];

P_K - puterea electrică consumată de compresor [kW].

4.6.7. Instalații de încălzire utilizând pompe de căldură sol-aer și sol-apă

Utilizarea solului ca izvor de căldură prezintă următoarele avantaje:

- accesibilitate;
- constanța temperaturii în timp, de la o adâncime dependentă de zona climatică și natura terenului, conform fig. 4.6.19;
- temperatură destul de ridicată, chiar în sezonul rece;
- când se folosește ca izvor solul cu deșuri menajere, căldura degajată în timpul fermentării acestora ridică temperatura solului cu $2...3 \text{ }^\circ\text{C}$. Dezavantajele principale sunt:
- conductivitate termică a solului foarte

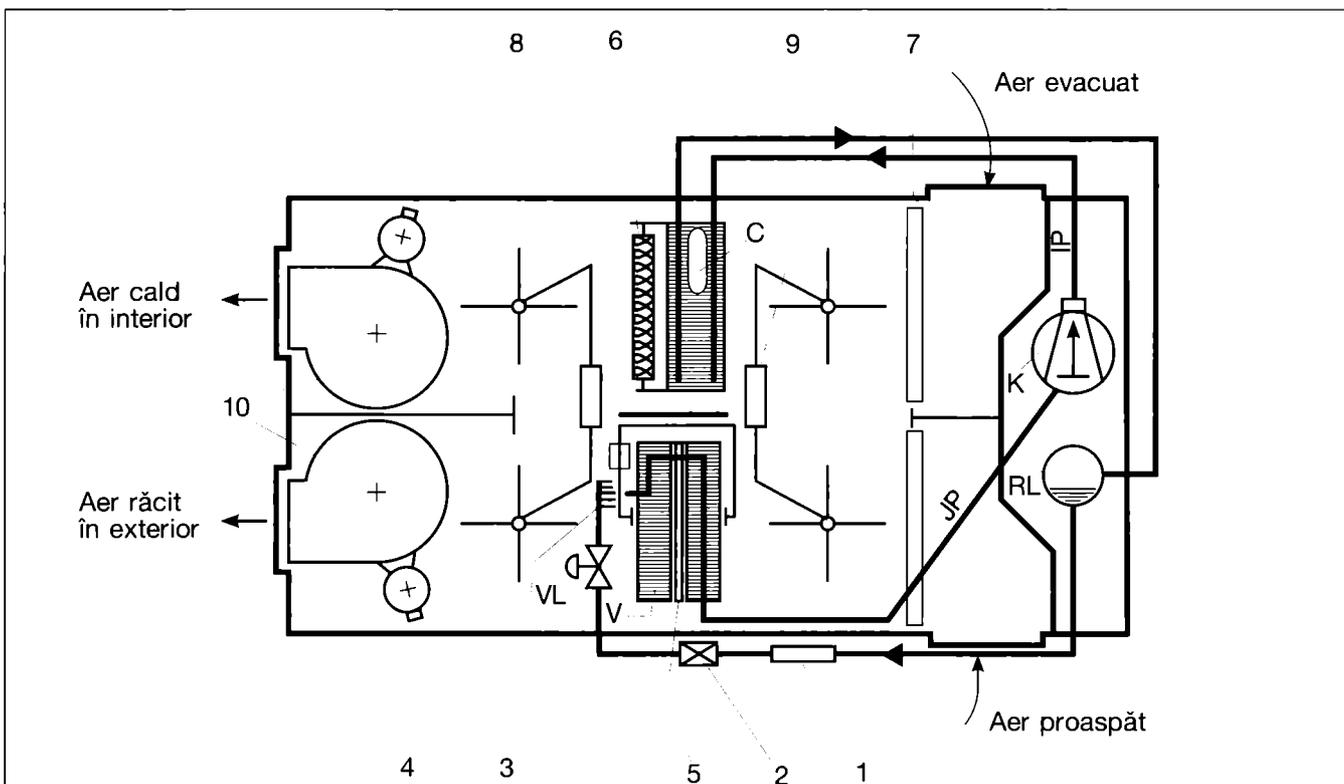


Fig. 4.6.23. Instalație reversibilă pentru climatizare cu schimbarea circuitelor de aer (LEROY SOMER).

1 - deshidrator, 2 - electrovană, 3 - distribuitor de freon lichid, 4 - presostat diferențial de aer pentru detectarea givrării, 5 - rezistență electrică pentru degivrare, 6 - rezistență electrică pentru încălzire de vârf, 7 - filtru de praf, 8 - clapete de aer, 9 - dispozitiv de comandă a clapetelor, 10 - ventilator centrifugal. K - compresor, c - condensator, VL - ventilul de laminare, V - vaporizator, RL - rezervor de lichid, JP - joasă presiune, IP - înaltă presiune.

scăzută, care conduce la suprafețe mari pentru captarea căldurii;

- investiție ridicată, datorată acestor mari suprafețe ale captatoarelor plasate în sol.

Din considerentele menționate, aceste pompe de căldură sunt utilizate la încălzirea locuințelor individuale, asigurând integral necesarul de căldură.

Rar este plasat în sol chiar vaporizatorul pompei de căldură. Se preferă utilizarea unui fluid intermediar (apă glicolată), care preia căldura din sol și o cedează agentului de lucru în vaporizator. Astfel, instalația devine de fapt o pompă de căldură apă-aer sau apă-apă.

Modul de dispunere a țevilor de captare în sol poate fi vertical sau orizontal.

Amplasamentul vertical, utilizat în zonele urbane, cu spații restrânse, este prezentat în fig. 4.6.20 a.

Țevile (sondele) sunt plasate într-un puț cu diametrul de 150 mm și cu o adâncime de 18...60 m. Energia termică captată este de 20...30 W/m, în funcție de diametrul țevilor și compoziția solului.

Amplasamentul orizontal, frecvent în

zonele rurale, când se dispune de spații mari, este prezentat în fig. 4.6.20b. Țevile, din polietilenă sau polibutilenă, cu diametre de 25...38 mm îmbinate prin presare la cald, sunt așezate în șanțuri, la o adâncime de 1...2 m. Energia termică captată este de 5...15 W/m, în funcție de diametrul țevilor, adâncimea de pozare și caracteristicile solului.

În fig. 4.6.21 este prezentată schema unei pompe de căldură sol-apă, utilizată pentru încălzirea prin pardoseală a unei locuințe individuale, cu suprafața locuibilă de 100 m², realizată de firma MASSER.

Captatoarele sunt dispuse orizontal, suprapus, la o adâncime cuprinsă între 1,5 și 1,8 m, având o lungime totală a țevilor de 1000 m (D = 30 x 2,5 mm). Suprafața ocupată este de 200 m² (deci dublă față de cea a clădirii). Pompa de căldură este plasată într-un subsol tehnic.

Apa glicolată, recirculată cu pompa P_{AG}, are temperatura la sosirea din captatoare -5 °C iarna și 6 °C primăvara sau toamna. Încălzirea în sol este de circa 4 °C. Apa caldă este trimisă

cu 32 °C în țevile montate în pardoseală, răcindu-se până la 28 °C. Atât circuitul de apă rece, cât și cel de apă caldă, sunt prevăzute cu vase de expansiune, închise, cu pernă de azot.

Termostatul T_{PC}, bazat pe sondele S₁ (în aerul exterior) și S₂ (pe ducearea apei calde), comandă pornirea-oprirea compresorului K. O pompă de apă caldă P_g asigură debitul necesar încălzirii de gardă. Alte două pompe P_{AC}, comandate de termostatele T₁ și T₂, plasate în pardoseală, asigură circulația apei în țevile din pardoseală.

În fig. 4.6.22 este prezentată o pompă de căldură sol-apă, cu dublu efect, realizată în Germania.

În sol sunt plasate, la o adâncime de 1,4 m, 10 serpentine (D = 25 x 2,5 mm) cu lungimea de câte 110 m, asigurând o suprafață de preluare a căldurii A_s = 86 m². Spațiul ocupat în sol este de 16 x 28 = 448 m².

Apa glicolată preia căldura atât din sol, cât și dintr-o câmară răcită, încălzindu-se de la 0 la 5 °C. Pompa de căldură este amplasată într-un subsol tehnic, unde este și câmara.

Apa caldă, cu temperatura de 35/30 °C, alimentează panourile radiante, plasate în plafon sau pardoseală. Funcționând cu R134a, între $\theta_o = -3$ °C și $\theta_c = 40$ °C, se obține o eficiență globală a pompei de căldură $\varepsilon_{PC,G} = 3,5$.

4.6.8. Pompe de căldură reversibile.

Funcționarea reversibilă a unei pompe de căldură poate fi asigurată fie prin schimbarea circuitelor fluidelor de la care se preia și către care se cedează căldura (aer sau apă), fie prin schimbarea circuitului fluidului de lucru (freon, amoniac).

În fig. 4.6.23 este prezentată o pompă de căldură aer-aer reversibilă, cu schimbarea automată a circuitului de aer realizată de LEROY-SOMER. Prin acționarea dispozitivului 9, clapetele de aer 8 își modifică poziția și asigură circulația aerului proaspăt (din exterior) și a celui evacuat din clădire după necesitate. Astfel în sezonul rece, aerul exterior este dirijat spre condensatorul C unde se încălzește și apoi este livrat în spațiul interior. Aerul viciat din clădire este condus spre vaporizatorul V unde cedează o parte din căldură înainte de a fi evacuat în exterior (el constituie izvorul de căldură al instalației). Vara, clapetele dirijează aerul proaspăt spre vaporizator, răcindu-l și aerul evacuat spre condensator, eliminând astfel căldura către mediul exterior.

O pompă de căldură aer-aer cu circuitul de freon reversibil, realizată de

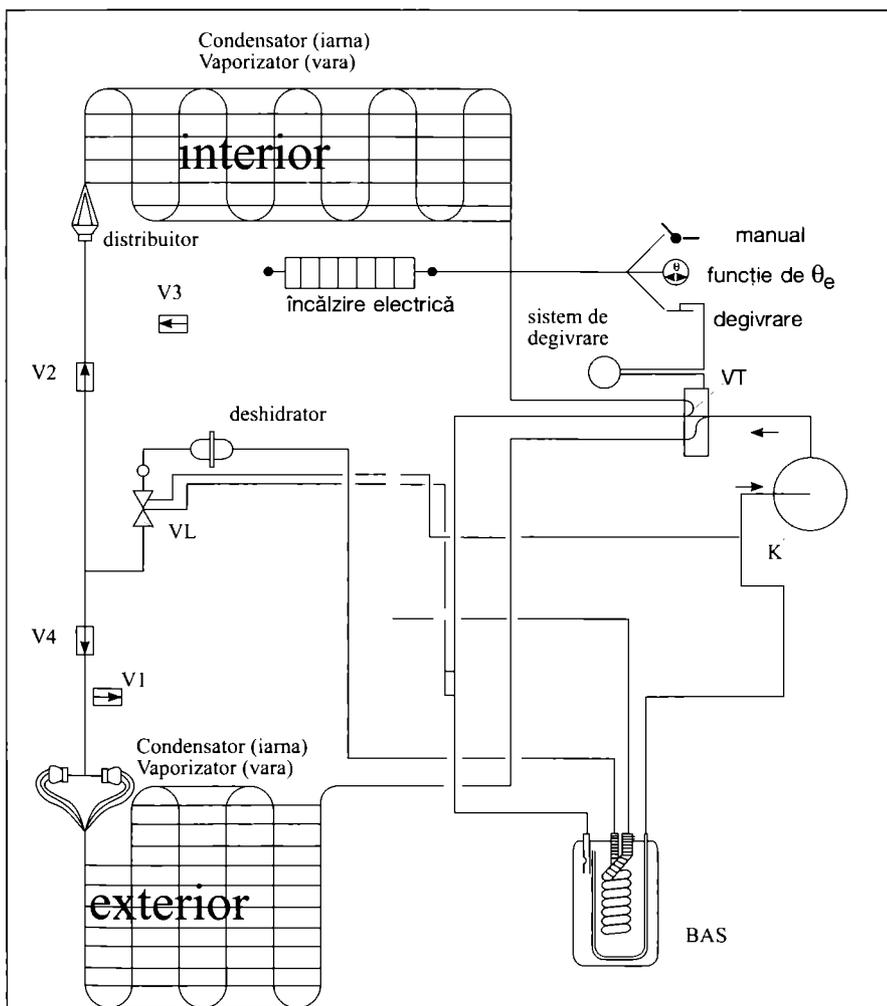
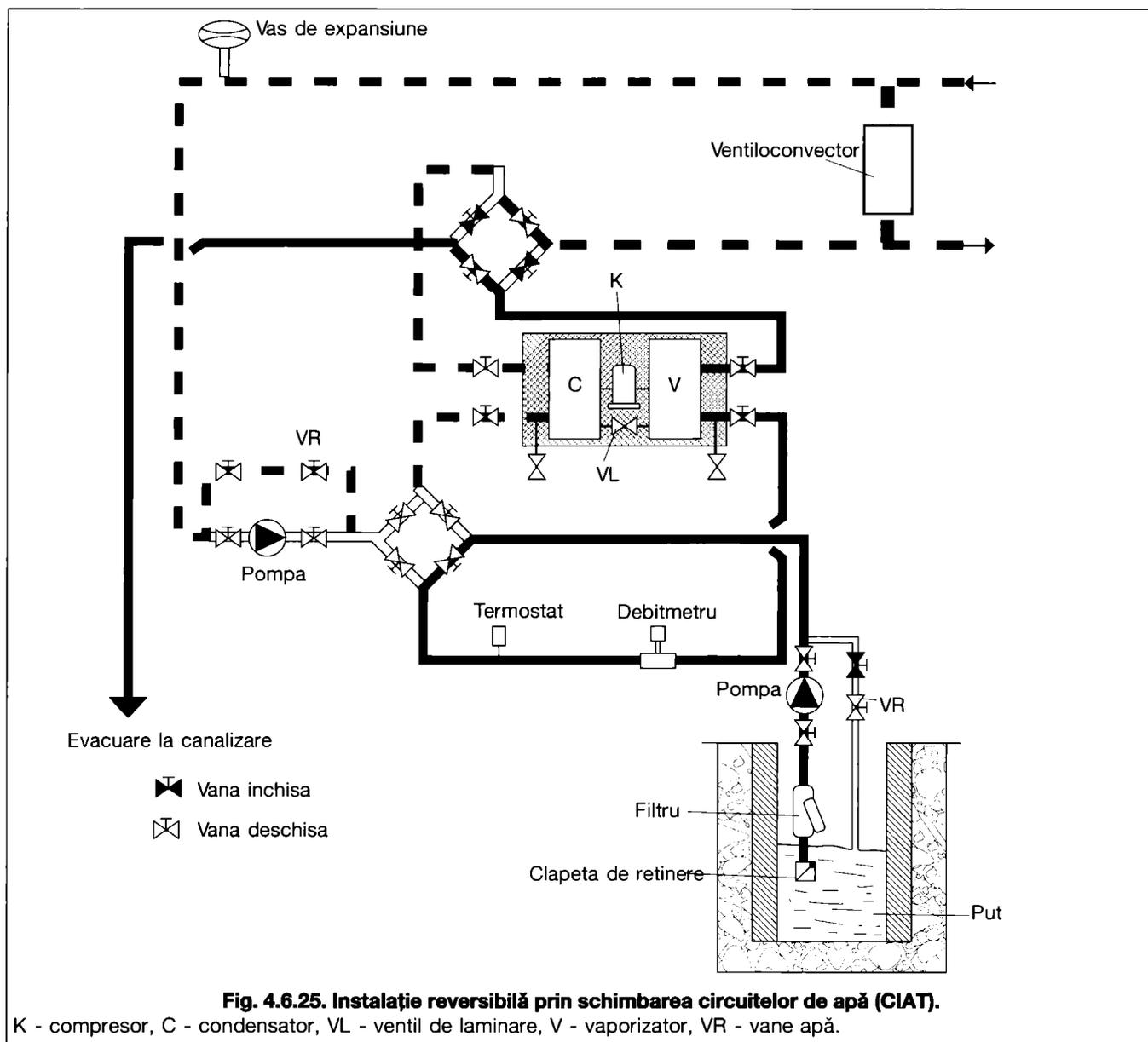


Fig. 4.6.24. Instalație reversibilă pentru climatizare cu inversarea circuitului de freon (AIRWELL).

K - compresor, VL - ventil de laminare, VI - vană inversoare, V1...V4 - vane de sens.



AIRWELL este prezentată în fig. 4.6.24. În sezonul rece, vana inversoare VI și clapetele de sens V1-V4 dirijează freonul din compresor către bateria cu rol de condensator plasată în spațiul de încălzit și apoi prin ventilul de laminare VL către bateria cu rol de vaporizator plasată în exterior. Vara, freonul comprimat este dirijat în bateria exterioară (acum cu rol de condensator) cedând căldura mediului, apoi după destinderea în VL ajunge în bateria cu rol de vaporizator plasată în spațiul interior, climatizat. Butelia antișoc BAS protejează compresorul contra pătrunderii picăturilor de Freon lichid rezultate dintr-o vaporizare incompletă.

În fig. 4.6.25 este prezentată o pompă de căldură apă-apă realizată de CIAT, reversibilă prin modificarea circuitelor de apă: iarna apa subterană (izvorul de căldură) este condusă în vaporizatorul V și cedează căldură freonului, iar în condensatorul C este încălzită apa din circuitul ventiloconvec-

relor. Vara vaporizatorul răcește apa din circuitul ventiloconvecătoarelor asigurând climatizarea clădirii, iar condensatorul evacuează căldura către apa subterană.

4.6.9. Dimensionarea instalațiilor cu pompe de căldură

Considerații generale

Alegerea corectă a unei pompe de căldură, în conformitate cu scopul urmărit (încălzire, încălzire și preparare apă caldă de consum, funcționare reversibilă sau cu dublu efect) și stabilirea sistemului complet de alimentare cu căldură a consumatorului, în care pompe de căldură i se asociază uneori și o sursă alternativă de căldură (funcționare bivalentă), trebuie să rezulte în urma unui calcul tehnicoeconomic. Acesta este bazat pe două criterii:

- optimum energetic: consumul minim de energie rezultat din analiza compa-

rativă a diferitelor variante de pompe de căldură, luând în considerare și o sursă clasică de producere a căldurii;

- optimum economic: cheltuielile minime de investiții și exploatare, dintre toate aceste variante.

Cum, de regulă, aceste două optime nu corespund aceleiași instalații, se calculează numărul de ani în care se recuperează sporul de investiție al diferitelor pompe de căldură față de sursa alternativă de căldură, pe seama economiei de exploatare (bazată pe consumul de energie mai mic), conform relației 4.6.16. Acest indicator fixează soluția optimă urmărită de ambele criterii.

În acest calcul trebuie ținut cont de următoarele recomandări:

- metoda de calcul a necesarului de căldură să fie corectă (după STAS 1907);
- cum informațiile comerciale, date de constructorii de pompe de căldură, sunt deseori teoretice, optimiste, chiar eronate, se va apela la datele furnizate

Tabelul 4.6.3. Caracteristicile tehnice ale instalațiilor CARRIER
a - puterea frigorifică Φ_o [kW]

Tip	Debit aer [m ³ /h]	θ_i [°C]	θ_e [°C]					
			25	30	35	40	46	50
50 QU-012	8200	21	20,5	19,0	17,6	16,2	14,1	13,3
		23	25,3	23,9	22,4	21,0	19,2	18,1
		25	30,1	28,7	27,2	25,8	24,1	22,9
		27	34,9	33,5	32,1	30,6	27,5	24,8
		P_K (kW)	11,4	12,2	12,9	13,7	14,7	15,4
50 QU-015	9800	21	27,1	25,4	23,7	22,1	20,1	18,6
		23	31,4	29,4	28,1	26,4	24,3	22,9
		25	35,8	34,1	32,4	30,7	28,6	27,2
		27	40,1	38,4	36,7	35,0	32,2	29,4
		P_K (kW)	12,5	13,6	14,9	15,8	16,7	17,3

b - puterea termică a condensatorului Φ_{Cd} [kW] și puterea electrică a compresorului P_K [kW]

Tip	Debit aer [m ³ /h]	θ_i [°C]	θ_e [°C]						
			- 15	- 10	- 5	0	6	12	18
50 QU-012	8200	18	18,5	22,7	27,6	32,4	43,6	50,1	56,3
			10,45	11,29	12,27	12,96	14,73	16,7	18,52
		21	17,7	21,7	26,4	30,9	41,7	49,0	55,0
			11,6	11,36	12,28	13,04	14,79	16,84	18,64
		24	16,6	20,7	25,3	30,0	40,2	47,5	53,3
			10,57	11,44	12,46	13,27	15,34	16,9	18,7
50 QU-015	9800	18	22,5	25,4	30,0	35,9	49,3	57,2	62,8
			11,66	12,7	13,76	14,77	16,71	19,07	20,46
		21	21,2	24,1	28,4	33,8	47,7	55,4	61,0
			12,11	12,96	13,99	14,96	16,74	19,1	20,89
		24	19,5	22,8	27,1	32,6	45,6	54,0	59,6
			12,11	13,26	14,42	15,45	18,02	20,23	21,59

b - Varianta utilizării numai ca pompă de căldură.

Rar se prevede o instalație care să asigure întregul necesar de încălzire, încât, de regulă, se alege o instalație cu o putere termică de 50...70 % din necesarul de încălzire total (dependent și de temperatura exterioară locală, deci de timpul de utilizare a pompei de căldură în perioada de încălzire).

Exemplul de calcul 1

Se consideră cazul unui spațiu comercial care solicită un necesar de frig de 23 kW (vara, pentru temperatura exterioară $\theta_e = 35$ °C și temperatura interioară $\theta_i = 21$ °C) și un necesar de căldură de 37 kW (iarna, pentru $\theta_e = -5$ °C, $\theta_i = 21$ °C), și un debit de aer introdus de 8000 m³/h.

În varianta funcționării reversibile, vara ca instalație frigorifică și iarna ca pompă de căldură aer exterior-aer, utilizând datele furnizate de firma CARRIER (tab. 4.6.3), se alege o instalație monobloc, de acoperiș, tip 50 QU 015 care asigură o putere frigorifică $\Phi_o = 23,7$ kW (la $\theta_e = 35$ °C și $\theta_i = 21$ °C) și care, ca pompă de căldură, asigură $\Phi_{Cd} = 28,4$ kW (la $\theta_e = -5$ °C și $\theta_i = 21$ °C), la un debit de aer de 9800 m³/h.

În varianta funcționării numai ca pompă de căldură, se propune o instalație cu funcționare bivalentă (cu o sursă electrică de vârf). Se consideră că pompa de căldură trebuie să acopere 70 % din pierderile de căldură ale clădirii, la $\theta_e = -5$ °C, $\theta_i = 21$ °C, deci să producă o putere termică $\Phi_{Cd} = 0,7 \cdot 37 = 25,9$ kW.

Se alege astfel modelul 50 QU 012, cu o putere nominală $\Phi_{Cd} = 41,7$ kW ($\theta_e = 6$ °C, $\theta_i = 21$ °C), care asigură o putere termică de 26,4 kW în condițiile $\theta_e = -5$ °C și $\theta_i = 21$ °C, pentru un debit de aer de 8200 m³/h.

4.6.10. Studiu de caz: Încălzirea unei locuințe cu o pompă de căldură.

Ipoteze de calcul.

Se solicită asigurarea încălzirii și preparamentul apei calde menajere pentru o locuință din comuna Frumușani, județ Ilfov. Suprafața utilă: 240 m² (subsol locuit,

de laboratoarele autorizate de încercare pentru a afla performanțele reale;

- se includ și consumurile auxiliare de energie permanente (ventilatoare, pompe, rezistențe electrice pentru carter) sau nepermanente (pentru degivrare);
- când pompa de căldură nu acoperă tot necesarul de căldură (frecvent acoperă 30...60 % din puterea de încălzire), se include și consumul real al sursei alternative de căldură;
- se are în vedere realizarea practică a instalației, care implică pierderi în rețeaua de transport a căldurii (apă, aer);
- se iau în considerare pierderile la livrarea căldurii urmărite în perioadele de degivrare, inversarea efectelor, dar și avantajele aduse prin prevederea, când este posibil, a acumulatorilor termice, în circuitul izvorului și în cel al consumatorului.

Alegerea unei pompei de căldură trebuie făcută în concordanță cu modul ei de funcționare.

a - Varianta reversibilă (încălzire și climatizare).

Instalația este aleasă încât să asigure

necesarul de răcire în perioada de vară; la funcționarea în sezonul rece, ca pompă de căldură, instalația va fi astfel supradimensionată față de optimum economic.

Tabel 4.6.4. Necesarul de căldură al locuinței din comuna Frumușani.

Temperatura exterioară [°C]	Necesarul de căldură [kW]
+5	6,8
0	9,85
-5	12,9
-10	16,0
-15	19,05
-20	22,1

Tabel 4.6.5. Investiția pentru pompa de căldură și centralele termice în Euro.

Investiție	Pompa de căldură (PC)	Centrala termică (CT) cu combustibil		
		GPL	Motorină	Gaz
PC/CT	7 700	3 000	3 000	3 000
Captare apă	4 900	-	-	-
SCP	1 300	-	-	-
Pompe (P _{AR1} , P _{AR2})	1 200	-	-	-
Rez. comb.	-	3 500	3 500	-
Racord gaz	-	-	-	4 000
Total	15 100	6 500	6 500	7 000

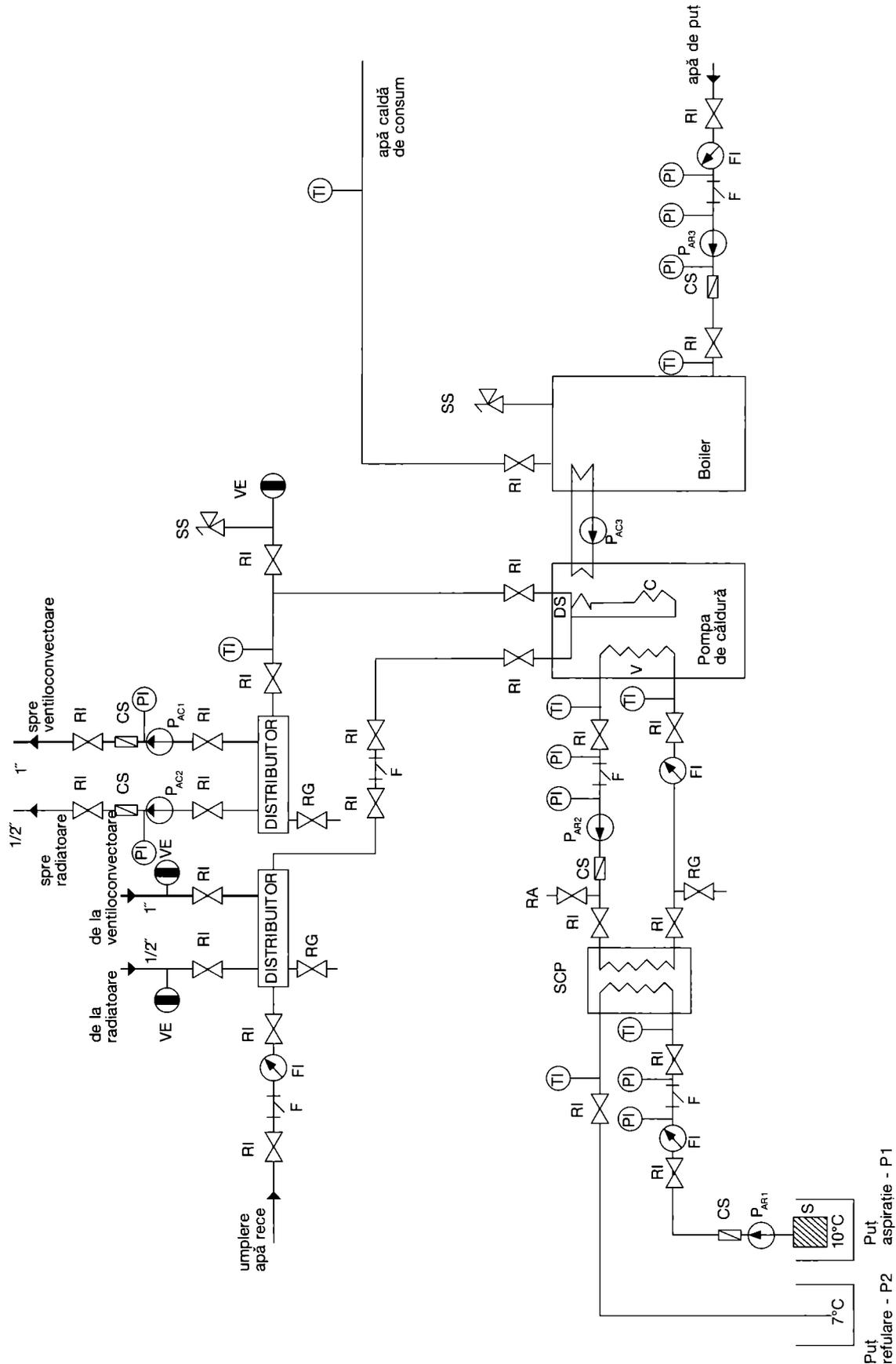


Fig. 4.6.26. Schema legăturilor pompei de căldură la apa freatică și la instalația de încălzire.

V - vaporizator, K - compresor, DS - desupraîncălzitor, C - condensator, SCP - schimbător de căldură cu plăci, PAR1, PAR2, PAR3 pompă apă rece, PAC1, PAC2, PAC3 - pompă apă caldă, RI - robinet închidere, RG - robinet de golire, RA - robinet de aerisire, F - filtru, FI-debitmetru, PI - manometru, TI - termometru, VE - vas de expansiune, SS-supapă de siguranță, CS - clapetă de sens, S-sorb.

Tabel 4.6.6. Cheltuielile de exploatare pentru pompa de caldură și centrale termice.

Caracteristici	Centrală termică cu combustibil			Pompa de caldură
	GPL	Motorină	Gaz	
Φ_C [kW]	24	24	24	21+6
P_{Cl} [kW/l]	6,3	10	9,44	-
η_{CT}/COP_{PC}	0,9	0,85	0,92	2,33
Consum comb [l/h]	4,23	2,82	2,76	-
energie electrică [kW]	-	-	-	9
Funcționare anuală [h/an]	1 700	1 700	1 700	1 700+170
Preț combustibil [Euro/l]	0,5	0,9	0,3	-
energie electrică [Euro/kWh]	-	-	-	0,08
Consum anual [l/an]	7 191	4 794	4 692	-
[kWh/an]	-	-	-	16 830
Cost anual energie [Euro/an]	3 595,5	4 314,6	1 407,6	1 346,4
Creștere preț energie (estimare pentru 10 ani)	1,4	1,4	2	1,3
Cheltuieli cu energia (medie anuală în 10 ani) [Euro]	5 033,7	6 040,4	2 815,2	1 750,3

parter și etaj).

Număr de persoane: 3.

Anvelopa clădirii:

- pereții exteriori: cărămidă 50 cm și izolație exterioară din polistiren expandat 10 cm;
- pardoseala pe sol: beton 15 cm;
- plafon deasupra etajului: beton 10 cm și polistiren expandat 15 cm (deasupra etajului este realizat un pod neîncălzit);
- ferestre duble din stejar;
- uși exterioare din lemn.

Necesarul de căldură, calculat conform STAS 1907/1996-1 este prezentat în tabelul 4.6.4. La solicitarea proprietarului s-a considerat și cazul temperaturii exterioare $\theta_e = -20$ °C.

Prepararea apei calde menajere necesită un flux de caldură $\Phi_{AC} = 3$ kW.

Soluția propusă.

Deoarece în zonă nu există rețea de gaze încălzirea se poate realiza fie cu o centrală termică cu combustibil solid (cărbune, lemn) sau cu combustibil lichid (GPL, motorină), fie cu o pompă de căldură. La solicitarea proprietarului s-a făcut o analiză comparativă între soluțiile: centrală termică cu gaz (pentru perspectiva realizării rețelei de gaz), centrală termică cu GPL sau cu motorină și pompă de caldură. Pentru izvorul pompei de caldură a fost luată în calcul apa freatică.

Instalația interioară de încălzire se realizează cu ventiloconvectoare de pardoseală (în camere de zi, dormitoare, casa scării, cava, bucătărie) și cu corpuri statice port-prosop (băi). Temperatura apei calde pentru încălzire: 50/40°C. Apa caldă este distribuită printr-un distribuitor/colector cu pom-

pele P_{AC1} (la ventiloconvectoare) și P_{AC2} (la corpurile statice). Rețeaua de distribuție este realizată din pexal și este amplasată la plafonul subsolului, parterului și etajului.

Apa caldă menajeră este preparată cu un boiler cu capacitatea de 300 l pe ecartul de temperatură 10/55 °C.

Centralele termice au fost alese pentru puterea termică totală (încălzire și apă caldă menajeră): $\Phi_C = 24$ kW.

Pentru pompa de caldură s-a considerat o schemă de cuplare la izvorul de caldură și la consumator ca în fig. 4.6.26.

Astfel, apa freatică extrasă cu pompa submersibilă P_{AR1} din puțul de aspirație P1 cu temperatura $\theta_{AF1} = 10$ °C este răcită cu 3 grd într-un schimbător de căldură cu plăci SCP și evacuată cu $\theta_{AF2} = 7$ °C prin puțul de refulare P2. Schimbătorul de căldură cu plăci se impune pentru curățirea comodă a depunerilor antrenate din sol. Între SCP și vaporizatorul V al pompei de caldură este recirculat un debit de soluție glicolată cu pompa P_{AR2} pe ecartul de temperatură $\theta_{AR1}/\theta_{AR2} = 8/5$ °C.

Pompa de caldură prin condensatorul C și desupraîncălzitorul DS prepară apa caldă pentru încălzire pe ecartul de temperatură $\theta_{AC1}/\theta_{AC2} = 40/50$ °C. Apa caldă de consum este preparată în boiler pe ecartul de temperatură $\theta_{AC3}/\theta_{AC4} = 10/55$ °C cu ajutorul unui circuit de apă caldă încălzit în desupraîncălzitorul pompei de caldură.

Pentru încălzirea de vârf a apei calde (pentru încălzire sau menajeră) pompa de caldură este prevăzută cu 3 rezistențe electrice de câte 2 kW.

Pompa de căldură este model Therma Eko 180, cu comprimare mecanică, cu compresor Scroll, funcționând cu R404A cu caracteristicile tehnice:

- putere termică: $\Phi_C = 21$ kW ($\theta_o = 2$ °C, $\theta_C = 53$ °C, $\theta_{SI} = 80$ °C);
- putere electrică consumată: $P_K = 9$ kW;
- coeficient de performanță: $COP = 2,33$;
- izvor de caldură: apa freatică, debit $V_{AF} = 1$ l/s, temperatura $\theta_{AF1}/\theta_{AF2} = 10/7$ °C; apă glicolată, debit $V_{AR} = 1$ l/s, temperatura $\theta_{AR1}/\theta_{AR2} = 8/5$ °C;
- apa caldă pentru încălzire, debit $V_{AC1} = 0,5$ l/s, temperatura $\theta_{AC1}/\theta_{AC2} = 40/50$ °C; apă caldă menajeră, debit $V_{ACM} = 0,02$ l/s, temperatura $\theta_{AC3}/\theta_{AC4} = 10/55$ °C;
- încălzire de vârf: rezistențe electrice 3×2 kW.

Analiza economică

În tabelul 4.6.5 se prezintă investiția necesară pentru pompa de caldură și pentru centralele termice iar în tabelul 4.6.6 sunt prezentate cheltuielile de exploatare corespunzătoare pentru o perioadă de 10 ani.

Numărul de ani în care se recuperează sporul de investiție al pompei de caldură din economia realizată la exploatare:

- PC/Centrală termică cu GPL:

$$N = \frac{I_{PC} - I_{CT,GPL}}{E_{CT,GPL} - E_{PC}} = \quad (4.6.20)$$

$$= \frac{15100 - 6500}{5033,7 - 1750,3} = 2,62 \text{ ani}$$

- PC/Centrală termică cu motorină:

$$N = \frac{I_{PC} - I_{CT,motorina}}{E_{CT,motorina} - E_{PC}} = \quad (4.6.21)$$

$$= \frac{15100 - 6500}{6040,4 - 1750,3} = 2 \text{ ani}$$

- PC/Centrală termică cu gaz:

$$N = \frac{I_{PC} - I_{CT,Gaz}}{E_{CT,Gaz} - E_{PC}} = \quad (4.6.22)$$

$$= \frac{15100 - 7000}{2815,2 - 1750,3} = 7,61 \text{ ani}$$

Se evidențiază rentabilitatea sistemului bazat pe pompa de caldură, cât și o diferențiere a centralelor termice după combustibilul folosit.

Nu a fost luat în calcul rentabilității și faptul că în sezonul cald pompa de caldură și instalația interioară (ventiloconvectoarele) sunt utilizate pentru climatizarea clădirii, deci avantajul acestui sistem este și mai mare.

4.7. Încălzirea electrică

4.7.1. Criterii privind utilizarea energiei electrice

Utilizarea energiei electrice pentru producerea de căldură se bazează pe efectul Joule al curentului electric potrivit căruia energia electrică potențială pe care o pierde electronul prin ciocnirile cu rețeaua unei rezistențe este transferată acesteia sub formă de căldură.

Din punct de vedere tehnic, utilizarea energiei electrice pentru încălzirea clădirilor prezintă multiple avantaje în raport cu celelalte sisteme de încălzire bazate pe folosirea combustibililor clasici. Aceasta face ca energia electrică să fie privită ca un viitor potențial energetic pentru nevoile gospodărești. Costul încă destul de ridicat al energiei electrice face ca utilizarea ei să fie limitată.

În sprijinul ideii de utilizare pe scară largă, în viitor, a acestei forme de energie se pot menționa câteva avantaje:

- eliminarea surselor termice și odată cu ele și a produselor secundare ale combustiei (gaze nocive, poluanți etc.);
- simplificarea operațiilor de exploatare;
- creșterea gradului de automatizare, mergând până la programarea strictă a orelor de funcționare;
- contorizarea riguroasă a consumurilor individuale.

Energia electrică nu este lipsită de șanse și sunt situații în care ea poate răspunde competitiv nu numai cerințelor tehnice ci și economice. Este cazul încăperilor aferente clădirilor izolate (stații de relee pentru transmiterea programelor TV, stații meteorologice, stații de metrou, stații de benzină etc.) De asemenea, ea poate fi utilizată ca sursă de energie pentru acoperirea necesarului de căldură în perioada de vârf de consum.

Utilizarea eficientă a energiei electrice impune asigurarea unui grad ridicat de izolare termică a clădirilor. În tabelul 4.7.1 sunt date valorile optime pentru coeficientul global U de transmitere a căldurii pentru elementele de construcții ale clădirilor încălzite cu energie electrică, după Manualul Lucrărilor de Construcții Danez - BR (Danish Building Service Manual) din anii 1982 și 1993, iar în tabelul 4.7.2. sunt date valorile maxime ale indicelui q_c al necesarului de căldură pentru încăperile de locuit care utilizează încălzire electrică.

4.7.2. Încălzirea electrică directă

Încălzirea electrică directă este o încălzire locală realizată, în general, cu ajutorul convectoarelor sau panourilor

radiante. În acest caz, căldura produsă de o rezistență electrică este transferată instantaneu încăperii prin radiație și convecție.

4.7.2.1 Aparate electrice de încălzire

Aparatele electrice de încălzire directă se clasifică după raportul dintre fluxul radiant și cel convectiv, după temperatura suprafeței încălzitoare și după locul și modul de montare. Aparatele electrice de încălzire directă sunt produse de un număr mare de firme străine și românești; printre acestea se numără firme din Franța și Italia cum ar fi: THERMOR, ERO, AIRELEC, SABIANA, TECHNIC, CIAT, FRANCE-AIR, TITAN.

4.7.2.1.1 Convectoare de perete

Principiul de funcționare constă în încălzirea aerului care intră în contact cu elementele încălzitoare ale aparatului sau cu carcasa metalică a acestuia (fig. 4.7.1 a).

Puterea termică a acestor convectoare este cuprinsă între 0,5 și 3 kW.

Există foarte multe modele de convectoare electrice de diverse forme și dimensiuni.

Din punct de vedere al funcționării convectoarelor electrice acestea pot fi cu încălzire prin convecție naturală sau forțată (prin înglobarea unui ventilator).

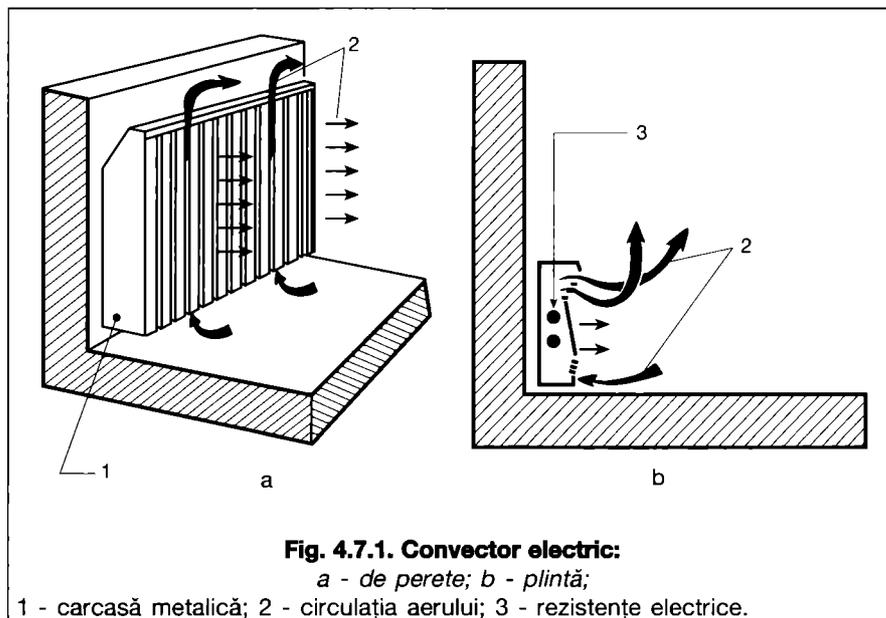


Fig. 4.7.1. Convectore electrice:

a - de perete; b - pintă;

1 - carcasa metalică; 2 - circulația aerului; 3 - rezistențe electrice.

Tabelul 4.7.1. Valorile optime ale coeficientului global U de transmitere a căldurii

Elementul de construcție	U [W/m ² ·K]	
	BR. 82	BR. 93
Pereti ușori	0,30	0,20
Pereti groși	0,35	0,30
Pardoseli	0,30	0,20
Plafon	0,20	0,15
Terase și mansarde	0,20	0,20
Ferestre*, uși	2,90	1,80

* suprafețele vitrate nu vor depăși 18% din suprafața totală a anvelopei clădirii.

Tabelul 4.7.2. Valorile indicelui q_c al necesarului de căldură pentru încăperile de locuit încălzite electric

Tip de clădire	q_c [W / m ³ ·K]
Clădiri individuale cu încălzire directă	1,2 - 1,4
Blocuri de locuit	
- încălzire directă	0,8 - 1,0
- încălzire mixtă	0,9 - 1,1

4.7.2.1.2 Convectoare plintă

Convectoarele plintă reprezintă aceleași caracteristici constructive și tehnice ca și convectoarele de perete deosebirea constând în dimensiunile lor mai reduse (fig. 4.7.1 b): înălțimea cuprinsă între 100 și 150 mm, iar lățimea de circa 60 mm.

Puterea termică nu depășește 400 W/m pentru a limita temperatura superficială a pereților.

4.7.2.1.3 Convectoare de pardoseală

Convectoarele de pardoseală se încadrează în pardoseală și se acoperă cu o grilă care permite pătrunderea și circulația aerului cald în încăpere.

Avantajul acestor convectoare constă în faptul că nu ocupă spațiu în încăpere, eliberând complet pereții (fig. 4.7.2).

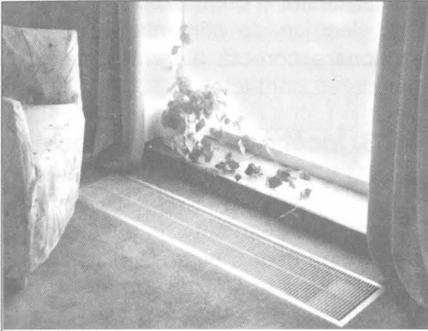


Fig. 4.7.2. Convectoare de pardoseală.

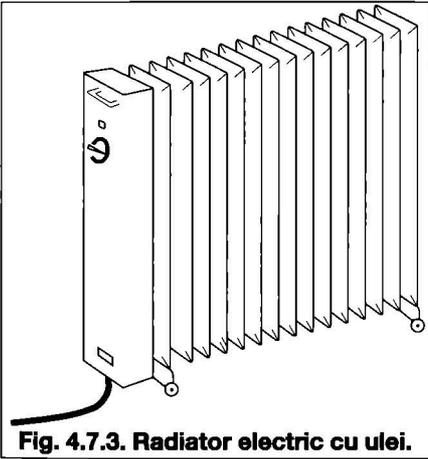


Fig. 4.7.3. Radiator electric cu ulei.

4.7.2.1.4 Radiatoare electrice

Acestea sunt radiatoarele cu ulei (fig. 4.7.3) și sunt executate cu tablă din oțel și umplute cu ulei, având la partea inferioară o rezistență electrică izolată corespunzător, imersată în uleiul mineral cu care se umple radiatorul. Radiatoarele sunt susținute pe role care permit deplasarea ușoară în zona dorită. Suprafața de transfer de căldură, mare, permite coborârea temperaturii sub 95 °C. Radiatoarele electrice au puteri instalate cuprinse între 500 și 3000 W.

Există radiatoare cu dublă funcțiune care sunt utilizate atât pentru încălzire cât și pentru uscarea prosoapelor în băi și grupuri sanitare (fig. 4.7.4) sau pentru uscarea hainelor udate de ploaie (încălzire și cuier).

Radiatoarele electrice de acest tip conțin apă în loc de ulei mineral și pot fi racordate și la o instalație clasică de încălzire.

4.7.2.1.5 Panouri radiante

Sunt aparate electrice de încălzire ultraprlate (fig. 4.7.5 a) la care schimbul de căldură se face, în majoritate, prin radiație. Elementul de încălzire este alcătuit dintr-o pastă de argint imprimată într-o placă emailată cu circuit imprimat (fig. 4.7.5 b).

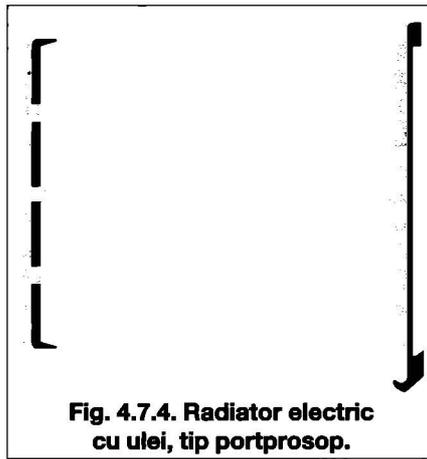


Fig. 4.7.4. Radiator electric cu ulei, tip portprosop.

4.7.2.1.6 Radianți luminoși

Radianții sunt alcătuiți dintr-o rezistență din aliaj de fier cu crom și nichel sub formă de sârmă spiralată, înfășurată pe un izolator ceramic, un ecran din tablă polizată având rolul de dirijare a fluxului termic în direcția dorită, un suport de susținere și un cablu de alimentare (fig. 4.7.6). Radianții luminoși permit dirijarea fluxului termic către o anumită zonă.

Prezintă ca dezavantaje temperatura ridicată care determină antrenarea prafului de către curenții de aer și creșterea riscului producerii unui incendiu, iar lumina produsă poate fi supărătoare în timpul nopții.

4.7.2.1.7 Radianți în infraroșu

Radianții în infraroșu (fig. 4.7.7) sunt, în general, executați dintr-un element încălzitor, un ecran din metal polizat și un suport metalic. Elementul încălzitor

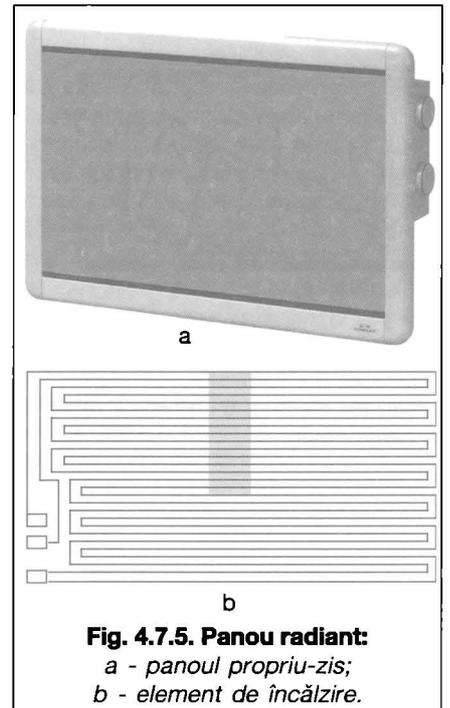


Fig. 4.7.5. Panou radiant:
a - panoul propriu-zis;
b - element de încălzire.

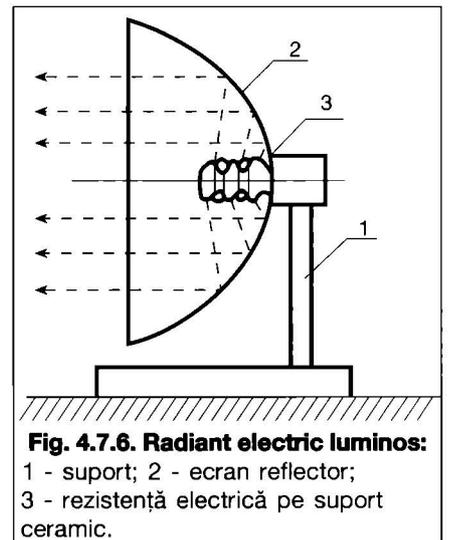


Fig. 4.7.6. Radiant electric luminos:
1 - suport; 2 - ecran reflector;
3 - rezistență electrică pe suport ceramic.

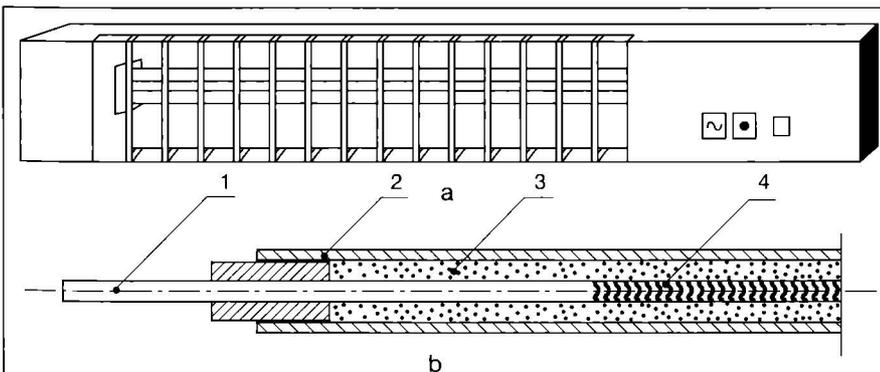


Fig. 4.7.7. Radiant electric în infraroșu:
a - radiant; b - element încălzitor;

1 - electrod de alimentare; 2 - tub de protecție; 3 - umplutură din MgO;
4 - rezistență electrică.

este o rezistență electrică spiralată introdusă într-un tub de cuarț sau într-un tub metalic prin intermediul unei mase ceramice sau din oxid de magneziu. Spre deosebire de radianții luminoși au temperaturi scăzute și cantitatea de lumină produsă este mai redusă. Se utilizează, de regulă, pentru suplimentarea încălzirii de bază, în încăperi cu suprafețe mici (băi, WC-uri, culoare etc.), pe perioade limitate de timp. Se pot utiliza și pentru ridicarea temperaturii în spații deschise (ganguri, peroane, tribune, terase etc).

Puterea instalată variază în jurul valorii de 1000 W/m. Temperaturile suprafeței tubului sunt cuprinse între 150 și 180°C.

4.7.2.1.8 Aeroterme electrice

Sunt generatoare de aer cald alcătuite dintr-o carcasă paralelipipedică din tablă, cu orificii pentru circulația aerului. Elementul încălzitor este alcătuit

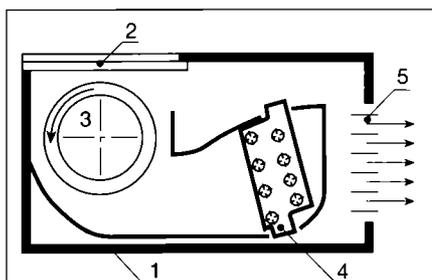


Fig. 4.7.8. Aeroterm electric:

1 - carcasă metalică; 2 - grilă de aspirație; 3 - ventilator, 4 - element încălzitor electric; 5 - grilă de refulare a aerului cald.

dintr-un grup de rezistențe montate pe suporturi ceramice izolante. Aerul este antrenat de un mic ventilator axial sau radial (fig. 4.7.8).

Puterea instalată a unei aeroterme electrice este, în general, cuprinsă între 500 și 2000 W, dar se construiesc și aeroterme cu puteri mai mari ajungând până la 10 kW.

4.7.2.2 Comanda și reglarea

La încălzirea electrică directă reglarea se realizează cu ajutorul unui termostat care poate fi încorporat în aparatul electric de încălzire (fig. 4.7.9 a) sau se poate monta pe circuitul electric de alimentare al aparatului electric de încălzire (fig. 4.7.9 b) pentru $P \leq 2$ kW. În cazul în care sunt necesare două sau mai multe aparate electrice în aceeași încăpere (încăperi cu dimensiuni mari), reglarea lor se face cu un singur termostat în cameră (fig. 4.7.9 c).

Într-o clădire colectivă sau individuală unde nu toate încăperile se utilizează în aceeași măsură de ocupanți se impune necesitatea de a varia temperatura în fiecare încăpere în funcție de destinația acesteia și de orarul zilnic care ține cont de durata absenței mai mare sau mai mică a ocupanților.

Pentru acestea se poate utiliza un regulator central care, în funcție de tip, poate regla, în parte, temperatura fiecărui aparat, camere sau zone, în conformitate cu nevoile orare, zilnice sau săptămânale (fig. 4.7.10).

O programare bine realizată duce la

economii importante de energie electrică și deci la un preț redus de exploatare.

4.7.2.3 Execuție și exploatare

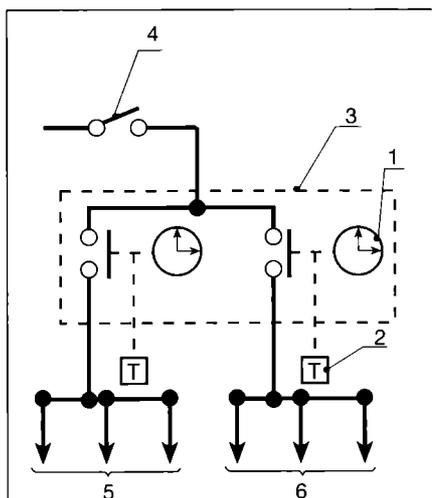
Aparatele electrice utilizate în încălzirea directă pot fi mobile sau fixe, în cazul încălzirii directe integrate. În acest din urmă caz, aparatele de încălzire se racordează la sursa de energie electrică prin racorduri fixe, prin intermediul cutiilor de racordare și nu prin intermediul prizelor de curent.

Fixarea aparatelor de încălzire electrică de elementele de construcții trebuie realizată astfel încât să prezinte rigiditate mecanică; se evită prinderea aparatelor de pereți despărțitori ușori, din materiale puțin rezistente; se preferă pereții cu grosimi peste 12,5 cm.

Punerea în funcțiune a încălzirii directe necesită o bună execuție a instalației electrice de alimentare cât și o funcționare corectă a termostatelor și neoxidarea contactelor.

4.7.3. Încălzirea electrică locală cu acumulare de căldură

Acumularea cantității de căldură produsă de un aparat electric utilizat pentru încălzire a apărut ca urmare a facturării diferențiate, la un preț redus, a energiei electrice consumate în timpul nopții (de regulă între orele 22 și 6). Sistemul se bazează pe acumularea căldurii produsă de energia electrică în orele în care aceasta este ieftină și livrarea ei, mai mult sau mai puțin,



4.7.10. Schema de comandă centralizată a instalației electrice de încălzire pe zone cu programator cu ceas în funcție de temperatura interioară din încăperea:

1 - ceas; 2 - termostat de zonă; 3 - programator; 4 - întrerupător general; 5 - convectoare funcționând ziua; 6 - convectoare funcționând noaptea.

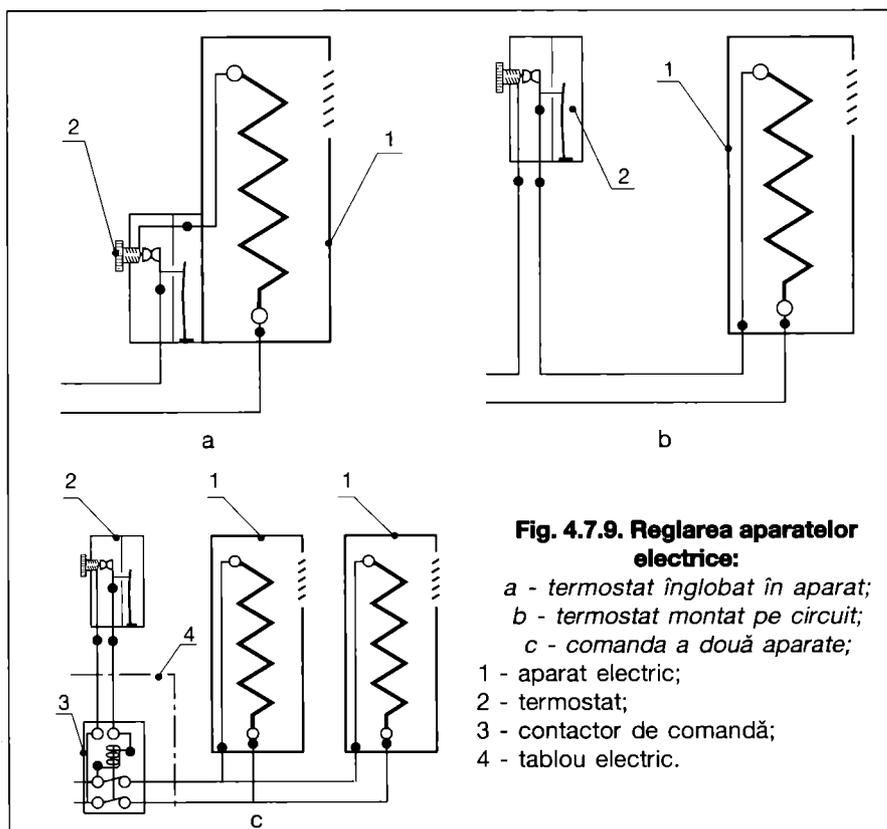


Fig. 4.7.9. Reglarea aparatelor electrice:

a - termostat înglobat în aparat; b - termostat montat pe circuit; c - comanda a două aparate; 1 - aparat electric; 2 - termostat; 3 - contactor de comandă; 4 - tablou electric.

constantă pe toată durata unei zile.

Aparatele utilizate în această situație dispun de un sistem de producere a căldurii alcătuit din rezistențe electrice înglobate într-o masă de acumulare de căldură. Un fluid purtător de căldură preia căldura înmagazinată și o transferă spațiilor încălzite. Pentru reducerea transferului, de căldură, necontrolat, prin pereții carcasei aparatului de încălzit, între masa de acumulare și carcasa este prevăzut un strat izolator termic.

Încălzirea electrică locală cu acumulare de căldură folosește ca agent purtător aerul sau apa, în cazul stocării centralizate.

4.7.3.1 Aparate de încălzire

Aparatele electrice utilizate în încălzirea locală cu acumulare se clasifică după modul în care are loc transferul de căldură de la acestea la spațiile

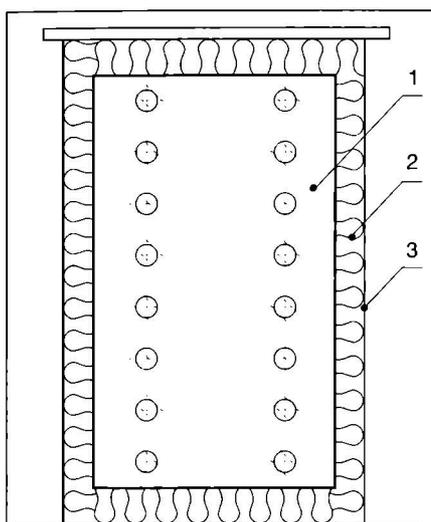


Fig. 4.7.11. Aparat pentru încălzire electrică cu acumulare și descărcare statică tip I:

1 - masă de acumulare;
2 - strat izolator termic; 3 - carcasa.

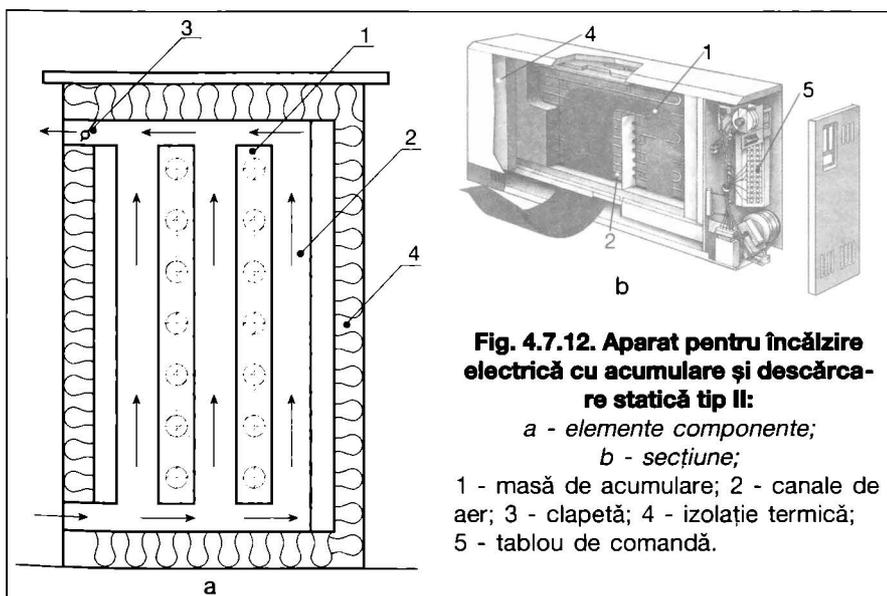


Fig. 4.7.12. Aparat pentru încălzire electrică cu acumulare și descărcare statică tip II:

a - elemente componente;
b - secțiune;

1 - masă de acumulare; 2 - canale de aer; 3 - clapetă; 4 - izolație termică; 5 - tablou de comandă.

încălzite astfel:

- cu descărcare statică de tip I și II, la care transmiterea căldurii se realizează prin convecție naturală;
- cu descărcare dinamică, la care transmiterea de căldură se realizează prin convecție forțată cu ajutorul unui ventilator.

Firma franceză ERO produce aparate cu acumulare: statică și dinamică.

4.7.3.1.1 Aparate cu acumulare și descărcare statică de tip I

Sunt aparate alcătuite din rezistențe electrice înglobate într-o masă de acumulare, un strat izolator și o carcasa (fig. 4.7.11).

Transmiterea de căldură de la blocul refractar se realizează prin conducție prin stratul izolator și carcasa, precum și prin convecție și radiație de la aceasta la spațiul de încălzit.

Controlul și reglarea în timp a fluxului termic cedat de aparat sunt, practic, imposibile.

Acest tip de aparat poate fi prevăzut cu un termostat care întrerupe alimentarea cu curent electric când miezul acumulator atinge o temperatură suficientă pentru a asigura nevoile de încălzire de a doua zi.

El este utilizat, de regulă, pentru încălzirea de bază în locuri de trecere (culoare, sasuri etc.)

Fiind executat din piese fixe, este robust și are un preț de cost relativ redus.

4.7.3.1.2 Aparate cu acumulare și descărcare statică de tip II

Aparatele au prevăzute în masa de acumulare canale, de regulă, verticale, pentru circulația gravitațională a aerului (fig. 4.7.12). Prin poziția clapetei se poate controla fluxul termic cedat de aparat rămânând totuși necontrolat fluxul termic transferat prin stratul de

izolație termică și prin carcasa.

În scopul reducerii acestei componente, stratul de izolație termică este mărit. Aparatul funcționează, în general, la tariful redus din timpul nopții pentru 3/4 din timpul său de funcționare.

Dezavantajul acestui aparat constă în livrarea aerului cu o temperatură foarte ridicată la începutul descărcării, ceea ce creează o senzație de disconfort în încăpere.

Având puteri și dimensiuni reduse în raport cu aparatele de tip I, nu conține nici o piesă mobilă ceea ce asigură o funcționare silențioasă.

4.7.3.1.3 Aparate electrice cu acumulare și descărcare dinamică

Caracteristica acestor aparate este înlocuirea convecției naturale prin convecție forțată ceea ce permite reglarea și controlul integral al fluxului termic transferat încăperii de încălzit.

Fluidul purtător de căldură (aerul) urmează un traseu (fig. 4.7.13), în formă de II care străbate masa de acumulare în care sunt înglobate rezistențele.

Circulația aerului este asigurată de un ventilator ce vehiculează un debit de aer constant. Aerul absorbit din încăpere este refulat de ventilator într-un canal care se ramifică în două părți, una care trece prin masa de acumulare și o alta direct spre orificiul de ieșire.

Temperatura aerului refulat în încăpere este controlată de un termostat care comandă o clapetă prin care se stabilește raportul dintre debitele de aer ce trec prin cele două părți ale canalului.

Există tipuri de aparate la care ven-

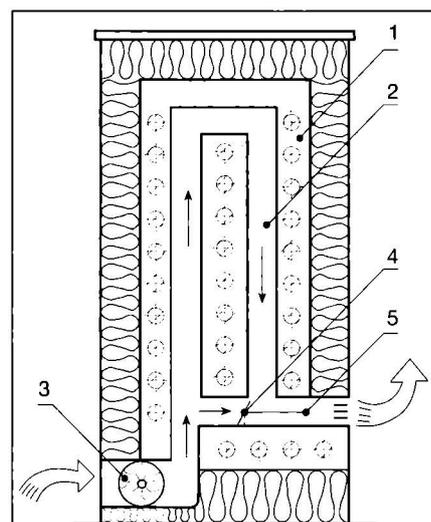


Fig. 4.7.13. Aparat pentru încălzire electrică cu acumulare și descărcare dinamică:

1 - masă de acumulare; 2 - canale de aer în II; 3 - ventilator;
4 - clapetă de dirijare; 5 - termostat.

tilatorul poate fi comandat de un termostat de cameră care este, de regulă, livrat împreună cu aparatul.

Avantajele acestui tip de aparat constau în difuzarea rapidă și eficientă a căldurii, cât și din posibilitățile de reglare și control pe care le oferă.

Se produc și aparate fără panou de comandă înglobat, pentru ansambluri cu automatizare centralizată. Puterea electrică instalată este cuprinsă între 3 și 8 kW cu trepte de 0,5 sau de 1 kW în funcție de producător.

Aceste tipuri de aparate sunt indicate pentru încăperi tip „living” ocupate în permanență. Există și tipuri de aparate cu acumulare și descărcare forțată la care, pe canalele de circulație a aerului, sunt prevăzute încălzitoare electrice suplimentare care intră în funcțiune în situația în care căldura stocată devine insuficientă.

Acestea reprezintă practic o combinație între încălzirea cu acumulare de căldură și cea directă.

În fig. 4.7.14 este prezentată diagrama de încărcare și descărcare a unui aparat de încălzire electrică cu acumulare de căldură. Este prezentată acumulara de căldură în orele (22...6) cu cost redus al energiei electrice și cedarea acestei călduri în funcție de tipul aparatului, în cursul unei zile (6...22).

4.7.4. Încălzirea electrică centralizată

În afara stocării căldurii în aparate individuale mici se poate realiza o acumulare de căldură în aparate mari cu posibilități de distribuție a ei, la mai multe încăperi, agentul termic fiind aerul sau apa. Soluția este eficientă în cazul instalațiilor de încălzire bazate pe surse de căldură combinate. Astfel, dacă se dispune de o instalație clasică bazată pe arderea combustibililor și se dorește înlocuirea sa cu o instalație electrică de încălzire în care sursa de producere să fie energia electrică, cazanul poate fi înlocuit cu un generator

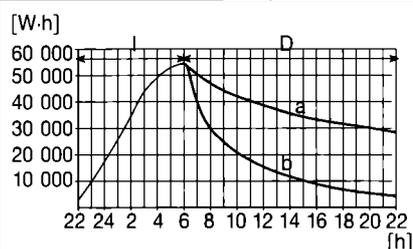


Fig. 4.7.14. Diagramă încărcare I - descărcare D a unui aparat pentru încălzire electrică cu acumulare de căldură:
a - descărcare statică;
b - descărcare dinamică.

electric de căldură și o unitate de stocare. Instalația interioară rămânând neschimbată.

4.7.4.1 Încălzirea electrică centralizată cu aer cald

Masa de stocare a căldurii (fig. 4.7.15) este, în această situație, alcătuită din elemente modulate, astfel profilate încât, prin montare, să rezulte canale de circulație a aerului.

Rezistențele electrice sunt înglobate în aceste elemente modulate.

Schema tehnologică a unei instalații de încălzire electrică centralizată cu aer cald este prezentată în fig. 4.7.16.

Aerul din încăpere este absorbit de ventilatorul V și trecut prin blocul de producere și acumulare a căldurii și apoi refulat în încăpere.

Instalația asigură și o împropățare a aerului din încăpere prin preluarea unei cote părți de aer exterior prin priza P, controlată de clapeta C1.

Evacuarea surplusului de aer (viciat) se poate face prin neetanșeitățile elementelor delimitatoare ale încăperii.

Pentru buna funcționare a sistemului se impune o automatizare minimă a instalației care se compune din bucle pentru:

- supravegherea încălzirii masei de acumulare a căldurii;
- menținerea temperaturii aerului introdus în încăpere în limita admisă, prescrisă prin termostatul Tc; când se depășește temperatura admisă, termostatul Tc, prin intermediul unui regulator, comandă clapeta C2, care controlează raportul dintre debitul de aer trecut prin masa de acumulare și debitul de aer care ocolește masa; temperatura aerului refulat în încăpere depinde

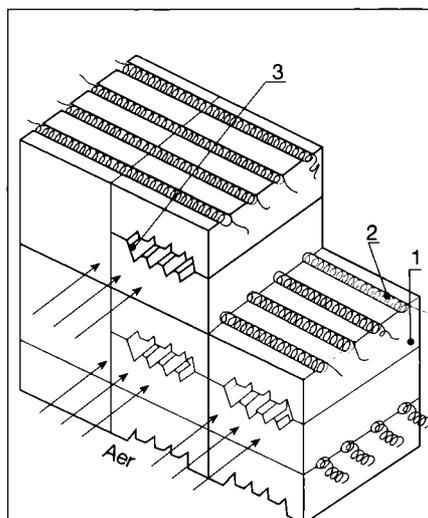


Fig. 4.7.15. Alcătuirea masei de stocare la un bloc de acumulare a căldurii produse pe cale electrică:
1 - elemente ceramice modulate;
2 - rezistențe electrice;
3 - canale de aer.

de raportul celor două debite.

- comandă punerea în funcțiune a instalației acționând ventilatorul V prin intermediul termostatului de cameră Ti.

Când temperatura interioară din încăpere scade sub valoarea prescrisă, termostatul Ti dă comanda de pornire ventilatorului V care recirculă aerul prin masa de acumulare.

4.7.4.2 Încălzirea electrică centralizată cu apă caldă

Sistemul este asemănător cu cel clasic de încălzire cu radiatoare, numai că prepararea agentului termic (apa caldă) se face electric. Instalația se poate aplica atât la clădiri existente cât și la cele noi. Se utilizează pentru încălzirea clădirilor sau spațiilor la care, din diferite motive, nu se poate aplica un sistem de încălzire clasic (cu centrală termică folosind combustibili lichizi, gazoși sau solizi) sau la care sistemul de încălzire clasic se dovedește a fi neeconomic.

În această categorie se pot încadra clădirile izolate: cabanele, casele de vacanță, benzinăriile etc.

4.7.4.2.1 Sistemul de încălzire cu stație compactă

Sistemul (tip LAING) este compus dintr-un ansamblu încălzitor electric - pompă de circulație care ține loc de cazan, distribuitoare și colectoare, armături și aparatele necesare unei instalații de încălzire.

Vasul de expansiune, rețeaua de conducte și radiatoarele aparțin instalației interioare a clădirii.

Ansamblul încălzitor electric-pompă (fig. 4.7.17) este compus dintr-o pompă foarte silențioasă funcționând pe

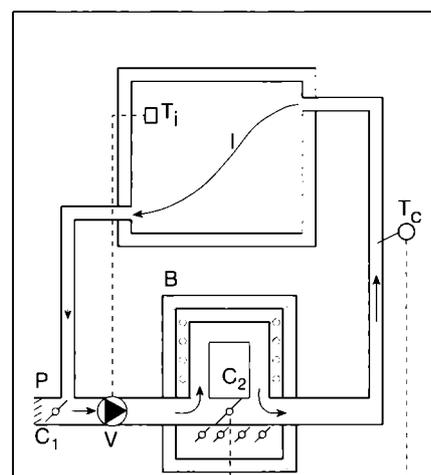


Fig. 4.7.16. Schema tehnologică a unei instalații de încălzire electrică centralizată cu aer cald:

I - încăperea de încălzit; V - ventilator;
B - bloc de producere și acumulare a căldurii; C1, C2 - clapete de reglare;
P - priză de aer; Ti, Tc - termostate.

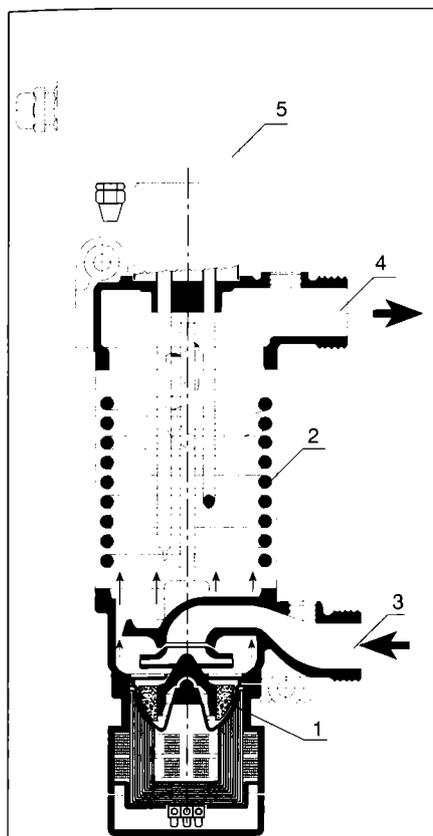


Fig. 4.7.17. Ansamblu încălzitor electric cu pompă LAING:

1 - pompă; 2 - rezistență electrică; 3 - racord de intrare apă; 4 - racord de ieșire apă caldă; 5 - cutie cu borne de conexiune.

principiul histeresis și o unitate formată din rezistențele de încălzire montate compact. Agentul termic intră pe la partea inferioară a ansamblului trecând prin rotor cu o turbulență mare, ceea ce asigură un randament ridicat. Agentul termic este direcționat către partea superioară trecând printre cele trei rezistențe electrice identice. Acestea din urmă sunt înglobate într-un tub din oțel inoxidabil care este cuplat cu pompa de circulație a agentului termic. La partea superioară se găsește cutia cu borne de conexiune. Ansamblul are un termostat înglobat care asigură protecția la suprasarcină.

În fig. 4.7.18 și tabelele 4.7.3 și 4.7.4 sunt date caracteristicile tehnice și constructive ale încălzitoarelor electrice cu pompă de circulație, produse de firma LAING-Germania.

Sistemul de încălzire se poate utiliza pentru încălzirea spațiilor (locuințe etc) care necesită o sarcină termică de până la 15 kW.

4.7.4.2.2 Sistemul cu prepararea agentului termic (apa) în cazane electrice

Sistemul este identic cu cele de încălzire cu radiatoare și prepararea agentului termic în centrala termică (cu combustibil gazos, lichid sau solid) cu singura deosebire că prepararea apei calde pentru încălzire se face în cazane electrice.

Cazanele electrice se pot utiliza atât la instalații noi cât și la cele existente

pentru clădiri cu sarcini termice mici și mijlocii (clădiri de locuit mici, unifamiliale, benzinării, blocuri de locuit, hoteluri, școli) sau pentru sarcini termice mari și chiar foarte mari (platforme industriale etc). Sunt cazane (cap. 6.2) cu reglarea electronică a temperaturii, având 3 sau 4 întrerupătoare termostactice și un limitator de siguranță la 120°C, comandă manuală prin fixarea temperaturii apei pe conducta de întoarcere sau automată prin intermediul unui termostat de cameră.

Cazanele cu puteri cuprinse între 120 și 1200 kW au reglare electronică cu 6, 15 sau 30 de trepte și sunt dotate, suplimentar, cu termometru, indicator de putere și tablou electric pentru controlarea consumului și reglarea temperaturii apei pe conductele de ducere și întoarcere, în valoare fixă sau în trepte.

Domeniul de temperatură al agentu-

Tabelul 4.7.4. Dimensiunile încălzitoarelor electrice cu pompă produse de firma LAING - Germania (fig. 4.7.18)

Tip	L ₁ [mm]	L ₂ [mm]
EP 6000	300	560
EP 9000	300	560
EP 12000	365	560
EP 15000	365	625

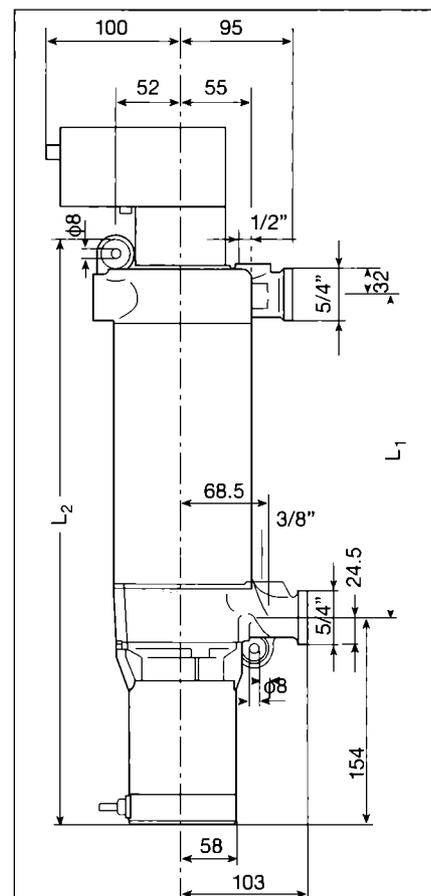


Fig. 4.7.18. Dimensiunile principale ale unui încălzitor electric tip LAING.

Tabelul 4.7.3. Caracteristicile tehnice ale încălzitoarelor electrice cu pompă produse de firma LAING - Germania

Nr. crt.	Caracteristica / Tipul	U.M.	EP 6000	EP 9000	EP 12000	EP 15000
Încălzirea electrică						
1	Puterea electrică	[kW]	6	9	12	15
2	Numărul rezistențelor	[buc.]	3	3	3	3
3	Puterea electrică a unei rezistențe	[kW]	2	3	4	5
4	Tensiune nominală	[V]	400	400	400	400
Motorul pompei						
1	Puterea absorbită	[W]	88	88	88	88
2	Tensiunea nominală	[V]	230	230	230	230
3	Frecvența	[Hz]	50	50	50	50
Ansamblul încălzitor electric cu pompă						
1	Puterea termică	[kW]	6	9	12	15
2	Temperatura maximă admisibilă a agentului termic	[°C]	110	110	110	110
3	Presiunea maximă admisibilă a agentului termic	[bar]	6	6	6	6

lui termic este cuprins între 20 și 120°C în funcție de tipul cazanului.

4.7.5. Încălzirea electrică integrată în elementele de construcții

Constă în înglobarea unor rezistențe electrice în suprafețele ce delimitează o încăpere.

Rezistențele electrice se pot îngloba în pardoseli, plafoane, pereți și chiar în ușile interioare.

Schimbul de căldură între suprafața încălzitoare și încăpere se face atât prin radiație cât și prin convecție în părți aproximativ egale.

Principalele avantaje ale acestui sistem de încălzire:

- sunt flexibile și precise permițând o bună reglare;
- fiabilitate mare, practic egală cu cea a casei în care este instalat (100 de ani);
- sunt relativ ușor de instalat și întreținut;
- utilizează întreg potențialul sursei energetice ceea ce înseamnă consum redus de energie;
- se pot instala atât la clădiri de locuit cât și la alte tipuri de clădiri cum ar fi cele pentru birouri, săli de sport, piscine etc. și în toate situațiile în care este necesar un confort deosebit;
- se pot aplica la toate tipurile de pereți sau pardoseli fie la clădiri noi sau la cele existente cu ocazia renovărilor; rezistențele electrice se înglobează în pardoseli noi din beton, pardoseli renovate ale băilor, pardoseli noi ori renovate din lemn;
- sunt practic invizibile fiind înglobate în elementele de construcții, eliminându-se problema spațiului ocupat, în sisteme clasice, de cele mai multe ori inestetice sau greu de asortat cu mobilierul;
- au un grad ridicat de confort datorită unei repartiții optime, pentru corpul uman, ale temperaturilor aerului din încăpere;
- acumularea unei importante cantități de energie termică în elementul de construcții în care este înglobat, lucru important în cazul în care se utilizează pentru tarifarea energiei electrice contoarele cu dublu tarif.

Dezavantajele sistemelor de încălzire electrică integrate în elemente de construcții sunt:

- costul ridicat al energiei electrice;
- necesitatea existenței unei bune izolații termice a elementelor de construcții, în special, a anvelopei, pentru a menține fluxul termic transmis către exterior în limite admisibile mult inferioare valorilor considerate normale pentru încălzirea clasică.

Măsurile de izolare termică trebuie luate și în cazul pardoselilor așezate

direct pe pământ sau al unui plafon către terasă sau pod.

În cazul sistemelor de încălzire înglobate în planșee din beton, la clădirile etajate, rezultă o încălzire combinată prin plafon și pardoseală. Pentru o plătă echitabilă a energiei electrice, trebuie luate măsuri de izolare termică pentru ca locatarul plătit să fie și beneficiarul fluxului termic.

4.7.5.1 Încălzirea electrică prin pardoseală

4.7.5.1.1 Descrierea sistemului de încălzire

Dintre sistemele de încălzire electrică prin elemente de construcții cel mai eficient și cel mai des utilizat este cel de încălzire prin pardoseală.

Sistemul se poate utiliza pentru orice tip de pardoseală finită: marmură, gresie, mozaic, linoleum, mochetă, parchet, dușumea din lemn.

Sistemul de încălzire electrică prin pardoseală se utilizează, în funcție de destinația încăperii, materialul din care este alcătuită pardoseala, condițiile climatice etc. pentru:

- încălzire totală, când puterea instalată este între 100 și 150 W/m²;
- încălzire suplimentară, pe lângă altă sursă de încălzire, când puterea instalată este între 60 și 80 W/m² (§ 4.7.7).

Sistemul de încălzire prin pardoseală este, în general, de încălzire directă. El este format din: cabluri încălzitoare, echipamente de reglare și control, materiale de fixare a cablurilor electrice și instalația electrică de alimentare.

Pentru sistemul de încălzire prin pardoseală cu suport din beton se utilizează cabluri cu o putere maximă de 18 W/m.

În încăperile de mărime medie cablurile se montează astfel încât să rezulte o putere instalată între 60 și 100 W/m² (încălzire directă). În sălile de baie se recomandă ca puterea instalată să fie de cel puțin 100 W/m² deoarece în astfel de încăperi se dorește, în general, o pardoseală caldă.

În cazul încăperilor umede, cu surse de apă (bucătării, băi, grupuri sanitare etc.), nu întreaga suprafață a acestora este disponibilă pentru montarea cablurilor încălzitoare datorită existenței conductelor de alimentare cu apă sau de scurgere. În aceste condiții se are în vedere numai suprafața liberă.

În încăperile cu geamuri și uși mari (spre exterior) se recomandă realizarea unor zone perimetrice de încălzire prin pardoseală în care puterea instalată poate ajunge până la 200 W/m².

În cazul încălzirii prin pardoseală cu acumulare, cablurile încălzitoare se montează într-un strat gros de beton (de mini-

mum 10 cm); acesta acumulează căldura pe care o produc cablurile în perioada de tarif redus (de regulă noaptea) și o cedează în timpul zilei și seara. Puterea maximă instalată este de 175 W/m².

Dacă puterea instalată este insuficientă pentru acoperirea pierderilor de căldură în perioada în care încălzirea prin pardoseală funcționează este necesară și o altă sursă de căldură suplimentară. Aceasta poate fi sursa clasică sau altă sursă de încălzire electrică.

Sursa de căldură suplimentară poate fi obținută și prin montarea unei zone perimetrice de încălzire prin pardoseală (în fața ușilor și ferestrelor) sau combinând cu o instalație electrică de încălzire prin plafon.

La pardoselile executate din lemn cablurile de încălzire trebuie să aibă mai puțin de 10 W/m, iar puterea instalată nu trebuie să depășească 80 W/m².

Ca regulă generală, la instalarea cablurilor încălzitoare în pardoseală trebuie să se țină seama de recomandările producătorilor privind temperaturile maxime admise de pardoseală.

4.7.5.1.2. Sistem electric de încălzire prin pardoseală

Cel mai nou sistem este sistemul electric de încălzire pentru pardoseală, Eljet®, produs de Purmo. Acest sistem se aplică la noile clădiri, însă poate fi utilizat ca sistem de încălzire în clădiri vechi. Datorită grosimii reduse a plăcii, de aproximativ 3 mm, sistemul electric de încălzire pentru pardoseală Purmo eljet poate fi aplicat direct în adezivul pentru gresie sau direct sub materialul cu care este acoperită pardoseala. Sistemul electric de încălzire pentru pardoseală Purmo Eljet oferă calitate și siguranță. Garanția de 10 ani pentru plăcile de încălzire precum și garanția de 2 ani pentru termostatul ambiental asigură un nivel ridicat de siguranță.

Elementele componente Purmo Eljet

Sistemul electric de încălzire pentru pardoseală, oferit de Purmo, este livrat ca un set complet. În set sunt incluse următoarele produse:

- Sistemul electric (plasa) de încălzire prin pardoseală Purmo 150 Wm² cu cablu de conectare;
- Termostat electronic cu tempori-

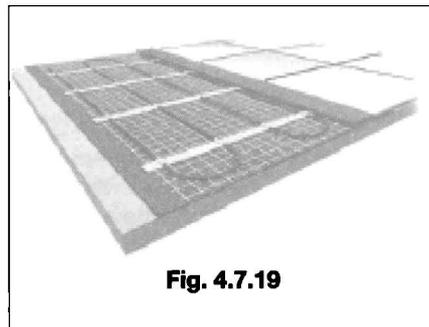


Fig. 4.7.19

zator, cu senzor pentru pardoseală;

- Canal de protecție pentru senzorul de pardoseală;
- Multimetru digital;
- Grafic de control;
- Manual de instrucțiuni.

Descrierea sistemului electric de încălzire prin pardoseală

Sistemul electric de încălzire prin pardoseală Purmo poate fi utilizat numai pe suprafețe pe care nu se află obiecte.

Asta înseamnă că, atunci când sunt în funcțiune, nu trebuie acoperite cu mobilier încastrat, cabine de duș, căzi de baie etc., care ar putea împiedica trecerea fluxului de energie termică. În cazul mobilierului încastrat, trecerea căldurii poate fi asigurată prin orificii în plintă sau prin distanțiere amplasate pe pardoseală.

Pentru o utilizare optimă a suprafeței, pot fi utilizate mai multe plase de încălzire (fig. 4.7.19) conectate în paralel. În acest caz, nu trebuie să se depășească un curent maxim de distribuție de 16 A pentru termostatul cu temporizator și, respectiv, o putere maximă de 3,2 kW.

Cablurile sistemului electric de încălzire pentru pardoseală nu trebuie să se intersecteze sau să fie scurtate.

Trebuie să vă asigurați că materialele de acoperire utilizate pentru încălzirea de suprafață, și anume plăcile de gresie, adezivul pentru plăcile de gresie, șapa etc. pot fi utilizate pentru încălzirea pentru pardoseală (pot fi supuse unei temperaturi constante de min. 50°C).

Plasele de încălzire trebuie amplasate la o distanță de cel puțin 50 mm de toate elementele de construcție amplasate pe verticală (pereți, stâlpi etc.) și la o distanță de cel puțin 30 mm de elementele conductoare ale clădirii. Se verifică înainte de instalare dacă suprafața plasei de încălzire corespunde cu suprafața ce urmează a fi încălzită. Plasa nu trebuie instalată astfel încât să acopere rosturile de dilatare. Verificarea rezistenței plasei electrice înainte și după montajul acesteia, cu ajutorul multimetrului digital este obligatorie.

- Tensiune de funcționare: 230 V, 50/60 Hz;

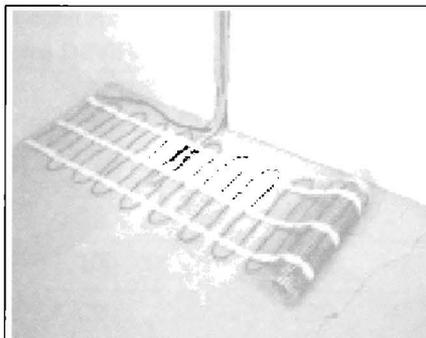


Fig. 4.7.20. Montajul plasei în adeziv de gresie

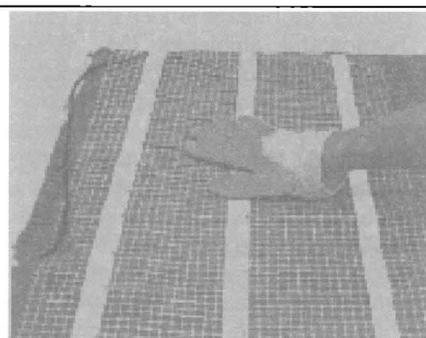
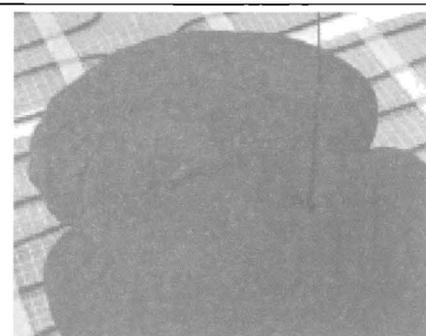
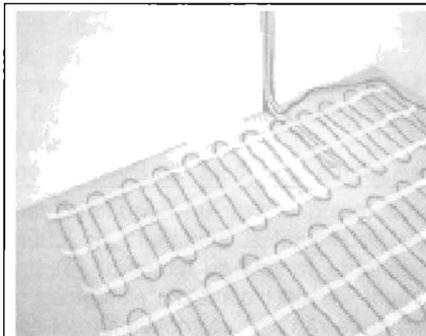


Fig. 4.7.21. Montajul plasei în șapa autonivelantă



- Curent max. de comutare: 16 A;
- Capacitate maximă de comutare: 3200 W;
- Câmp control: 5-40°C;
- Mod de funcționare: control pe două nivele de temperatură;
- Clasa de siguranță: II;
- Gradul de protecție: IP 21;
- Culoarea termostat: RAL 9010 (Alb Pur);
- Certificare FI, VDE, CE;
- Dimensiunile plasei de încălzire: 1, 2, 3, 4, 6, 8 și 10 m²;
- Lățime plasă: 0,5 m;
- Grosime: aprox. 3 mm;
- Capacitate: 150 W/m²;
- Lungimea cablului de conectare: 3,5.

4.7.5.1.3 Montajul sistemului ELJET

Montajul sistemului ELJET de la PURMO se poate executa în două moduri:

- Montajul plasei în adeziv de gresie (fig 4.7.20).
- Montaj plasei în șapă (fig. 4.7.21).

Date pentru montaj:

- Suprafețele neocupate nu sunt încălzite (fig. 4.7.22).
- Elementul de încălzire trebuie utilizat în totalitate și nu trebuie scurtat; în cazul în care plasa de încălzire este prea lungă, cablul de încălzire poate fi scos din plasă și amplasat liber. Cablurile de încălzire nu se pot atinge sau intersecta atunci când sunt instalate.
- Senzorii de pe pardoseală trebuie amplasați în centru, între cablurile de încălzire. Acest lucru este necesar pentru a asigura o distanță adecvată față de alte surse de căldură, precum țevile de încălzire sau de apă caldă etc.
- Plasa de încălzire trebuie poziționată astfel încât să nu poate fi instalată sub căzi de baie, cabine de duș,

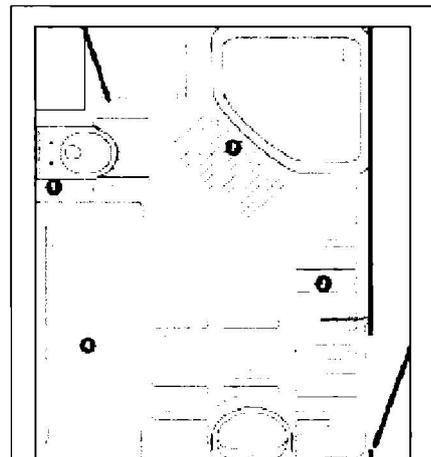


Fig. 4.7.22

Tabelul 4.7.5. Caracteristicile tehnice ale sistemului de încălzire prin pardoseală

Tip [m ²]	Putere [W]	Curent [A]	Rezistență [Ω]
1	150	0,65	353
2	300	1,30	176
3	450	1,95	117
4	600	2,61	88
6	900	3,91	59
8	1200	5,22	44
10	1500	6,52	35

mobilier de bucătărie încastrat etc.

Termostatul ambiental (fig. 4.7.23) inclus în sistemul electric de încălzire pentru pardoseală, produs de Purmo, funcționează în baza unui program săptămânal. Cu ajutorul acestui termostat, se poate regla automat sau manual temperatura dorită a pardoselii. Cu ajutorul senzorului pentru pardoseală, temperatura pardoselii este monitorizată și plasa de încălzire este pornită sau oprită. În același timp, pe display sunt afișate în permanență durata de funcționare și temperatura.



Fig. 4.7.23. Termostat de ambianță

4.7.5.1.4 Materiale

Principalele materiale care compun un sistem de încălzire prin pardoseală sunt cablurile încălzitoare alcătuite dintr-o rezistență protejată la exterior de manta.

Se folosesc cabluri din cupru nearmate sau armate și cabluri din aluminiu.

- Cablurile din cupru nearmate pentru alimentare la tensiune joasă (220-380 V) sunt alcătuite dintr-un conductor din cupru, acoperit cu un înveliș izolanț din polietilenă reticulară și o manta exterioară din PVC.

Acestea sunt cabluri fragile care se utilizează numai în instalații de mici dimensiuni.

Puterea instalată liniară a acestor cabluri nu depășește 17 W/m.

- Cablurile armate pentru alimentare la tensiune joasă pot fi, în general, de două tipuri: cu izolație minerală și cu izolație din elastomeri.

Cablurile armate din cupru cu izolație minerală sunt alcătuite dintr-un conductor încălzitor din cupru. Există cabluri și cu conductor dintr-un aliaj de aluminiu denumit „Kumanal”. Conductorul este îmbrăcat într-un izolanț dintr-un material pe bază de magneziu protejată de o armătură metalică din Cu și o manta exterioară din PVC sau din polietilenă de densitate mare. (fig. 4.7.24 a). Puterea instalată liniară a acestor cabluri nu depășește 33 W/m.

Aceste cabluri sunt robuste și se pot prefabrica în elemente încălzitoare sub formă de grilă (rețea) (fig. 4.7.25).

Cablurile cu izolație din elastomeri

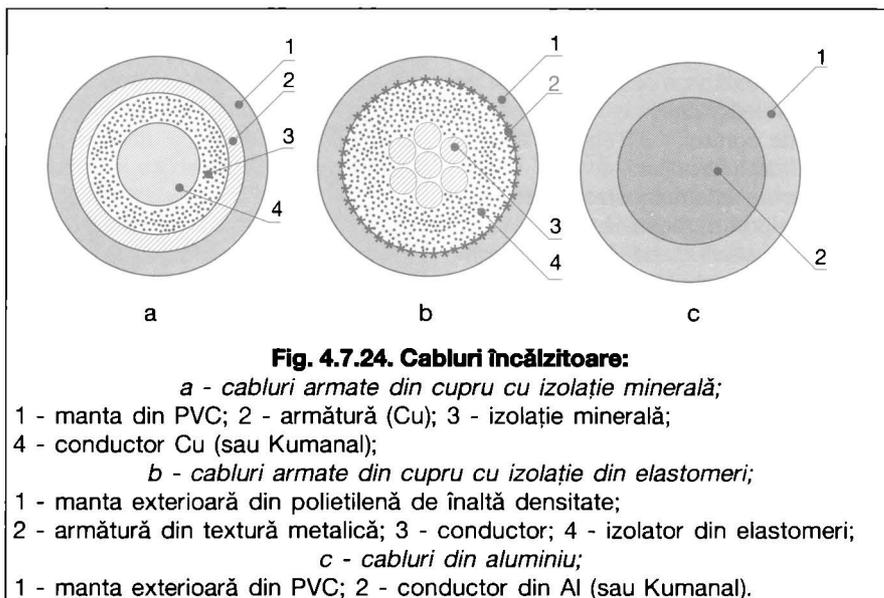


Fig. 4.7.24. Cabluri încălzitoare:

a - cabluri armate din cupru cu izolație minerală;

1 - manta din PVC; 2 - armătură (Cu); 3 - izolație minerală; 4 - conductor Cu (sau Kumanal);

b - cabluri armate din cupru cu izolație din elastomeri;

1 - manta exterioară din polietilenă de înaltă densitate; 2 - armătură din textură metalică; 3 - conductor; 4 - izolanț din elastomeri;

c - cabluri din aluminiu;

1 - manta exterioară din PVC; 2 - conductor din Al (sau Kumanal).

sunt alcătuite dintr-un conductor care are rezistivitatea constantă (la cupru rezistența variază cu temperatura), îmbrăcat într-un izolanț din elastomeri, o armătură din textură metalică (oțel sau cupru) și o manta exterioară din polietilenă de înaltă densitate (fig. 4.7.24 b).

Performanțele acestor cabluri sunt aceleași cu cele ale cablurilor armate cu izolație minerală.

- Cablurile din aluminiu sunt alcătuite dintr-un conductor unifilar din „Kumanal” învelit într-o manta de protecție din PVC (fig. 4.7.24 c) împotriva agresiunilor exterioare. Acestea sunt cabluri utilizate la tensiune redusă (48 V) și necesită pentru alimentare un transformator (220/48 V c.a.)

În tabelele 4.7.6; 4.7.7 și 4.7.8 sunt cuprinse caracteristicile tehnice ale cablurilor „DEVIFLEX” produse de firma „DEVI” din Danemarca.

De asemenea, se utilizează și cabluri încălzitoare la care protecția exterioară este realizată cu tabla din oțel galvanizată în forma Ω , numită liră de încadrare (fig. 4.7.26).

Avantajul acestei protecții constă în faptul că pe lângă o suprafață mai mare de schimb de căldură rezolvă și problema supraîncălzirii accidentale.

Astfel de cabluri sunt fabricate de firma DELEAGE - Franța.

Cablurile încălzitoare se livrează sub mai multe forme: în colaci; pe tamburi de cablu, sub forma de elemente încălzitoare prefabricate tip grilă, pe plasă textilă sau metalică sau pe suport din pânză (saltele) (fig. 4.7.27).

Când cablurile sunt livrate sub formă de elemente izolatoare prefabricate (benzi, fâșii, saltele) distanțele dintre buclele serpentinei sunt de: 100, 125, 150, 175 și 200 mm.

În tabelul 4.7.9. sunt date caracteristicile tehnice pentru saltelele de cabluri pentru încălzirea electrică prin pardo-

seală produse de firma RED-RING Austria.

4.7.5.1.5 Montarea cablurilor de încălzire electrică prin pardoseală

Cablurile încălzitoare se montează, de regulă, fie în șapa de egalizare ce se toarnă peste placa din beton armat, ca strat suport pentru pardoseala de uzură, fie direct pe armătura plăcii de rezistență a planșeului.

În aceste cazuri planșeul este folosit atât pentru încălzirea prin pardoseală cât și pentru încălzirea prin plafon. Acest sistem se utilizează la clădirile etajate unifamiliale sau la clădiri terțiare.

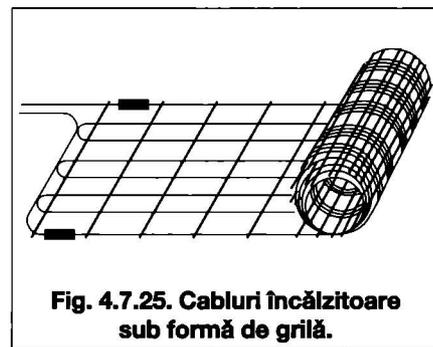


Fig. 4.7.25. Cabluri încălzitoare sub formă de grilă.

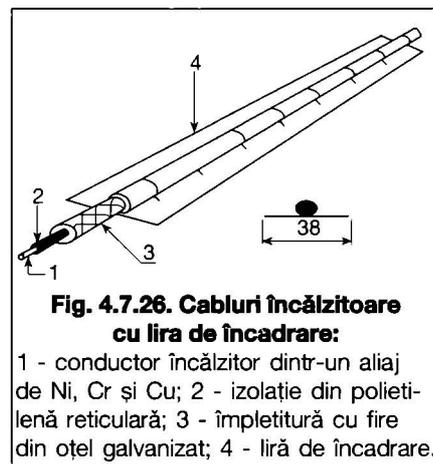


Fig. 4.7.26. Cabluri încălzitoare cu liră de încadrare:

1 - conductor încălzitor dintr-un aliaj de Ni, Cr și Cu; 2 - izolație din polietilenă reticulară; 3 - împletitură cu fire din oțel galvanizat; 4 - liră de încadrare.

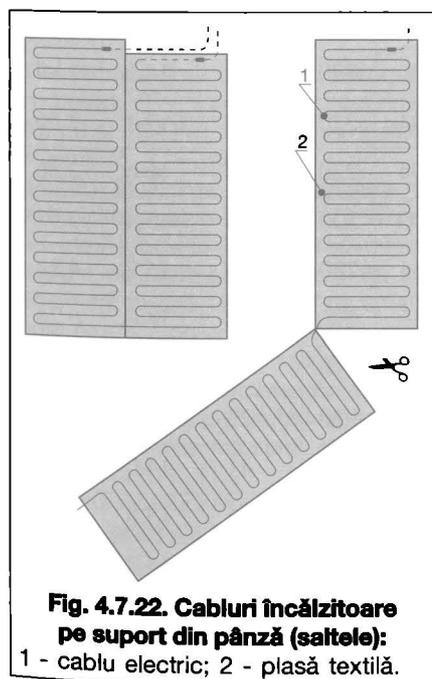
Tabelul 4.7.6. Caracteristicile tehnice ale cablurilor încălzitoare DEVIFLEX D TIP 10 de 10 W/m, produse de firma DEVIHEAT - Danemarca

Cabluri de tip 10 (10 W / m)			Lungime [m]
Putere instalată [W]			
Tensiune 220 V	Tensiune 230 V	Tensiune 240 V	
85	100	100	10
185	200	220	20
265	300	315	30
355	400	425	40
460	500	550	50
530	600	630	60
635	700	755	70
725	800	860	80
845	900	1000	90
905	1000	1080	100
1 115	1 200	1 325	120
1 290	1 400	1 535	140

În condițiile în care se dorește o limitare a fluxului termic inferior, cablul se montează într-o dală flotantă, izolată termic de placa de rezistență.

Operațiile de montare a cablurilor în pardoseală sunt, în general, cele descrise la sistemele de încălzire cu panouri radiante de pardoseală prevăzute cu tuburi flexibile (§ 4.5)

Modul de instalare a senzorilor de pardoseală, a termostatelor de reglare precum și modul de legare electrică sunt prezentate în fig. 4.7.28.



4.7.5.1.4 Reglarea sistemelor de încălzire electrică prin pardoseală

Se face diferit pentru sistemele cu încălzire directă și cele cu acumulare.

În general firmele care produc cablurile izolatoare livrează și aparatele de reglare aferente.

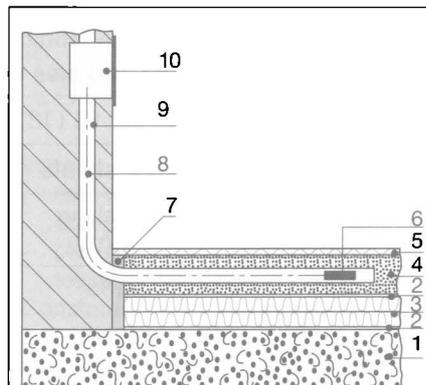


Fig. 4.7.23. Montarea senzorului de pardoseală și realizarea legăturilor electrice:

1 - placă din beton; 2 - folie PVC 0,2 mm; 3 - izolație termică 40...60 mm; 4 - șapă de 60 mm; 5 - strat de uzură; 6 - senzor de pardoseală; 7 - bandă izolatoare; 8 - conductor (cablu de legătură); 9 - tub de protecție al conductorului (din Cu 16 mm); 10 - doză de legătură 100x100 mm.

Pentru sistemele de încălzire directă se folosesc termostate specializate pentru reglarea temperaturii din încăpere și comanda sistemului de încălzire.

Există mai multe tipuri de termostate care se utilizează în cazul încălzirii directe, alegerea lor fiind în funcție de destinația încăperii și de scopul pentru care s-a recurs la soluția de încălzire prin pardoseală (ca soluție generală de

Tabelul 4.7.7. Caracteristicile tehnice ale cablurilor încălzitoare DEVIFLEX TIP 15 de 15 W/m, produse de firma DEVIHEAT - Danemarca

Cabluri D tip 15 (15 W / m)			Lungime [m]
Putere instalată [W]			
Tensiune 220 V	Tensiune 230 V	Tensiune 240 V	
110	120	130	8
235	255	275	16
330	360	395	24
445	485	530	32
575	630	685	40
667	740	805	47
795	865	945	56
1 040	1 135	1 235	73
1 255	1 370	1 490	89
1 600	1 745	1 900	113
1 815	1 985	2 160	127
2 025	2 215	2 410	143

Tabelul 4.7.8. Caracteristicile tehnice ale cablurilor încălzitoare DEVIFLEX D TIP 18 de 18 W/m, produse de firma DEVIHEAT - Danemarca

Cabluri D tip 18 (18 W / m)			Lungime [m]
Putere instalată [W]			
Tensiune 220 V	Tensiune 230 V	Tensiune 240 V	
125	135	145	7
250	270	295	15
360	395	430	22
490	535	585	29
625	680	740	37
725	790	860	44
855	935	1 015	52
1 115	1 220	1 325	68
1 360	1 485	1 620	82
1 720	1 880	2 045	105
2 100	2 295	2 500	138
2 540	2 775	3 015	155

turii exterioare, a cantității de căldură remanentă în pardoseală cât și a perioadei de tarif redus al energiei electrice) cât timp (din perioada de tarif redus) trebuie să se alimenteze sistemul cu energie electrică pentru a se obține un rezultat optim. Există mai multe tipodimensiuni pentru astfel de aparate, în funcție de producători sau, pentru același producător, în funcție de mărimea și destinația clădirii sau a încăperii în care se montează. Astfel există unități principale la care se pot conecta una sau mai multe unități secundare, putând controla sistemul de încălzire într-un număr mare de spații și încăperi diferite. Există unități secundare care, conectate la o unitate principală, pot (fiecare) controla mai multe camere sau suprafețe diferite în același timp. Pentru o singură încăpere există masteruri care au unitatea secundară înglobată.

încălzire sau din motive de îmbunătățire a confortului).

Principalele tipuri de termostate care se utilizează în încălzirea directă sunt:

- Cu senzor de cameră (inclus în corpul termostatului).

Aceasta se utilizează în cazul în care încălzirea prin pardoseală constituie soluția generală de încălzire. Termostatele pentru încălzirea prin pardoseală cu senzor de cameră se fabrică în mai multe variante pentru montare: îngropată (sub tencuială); aparentă; pe șină (în interiorul unei cutii).

- Cu senzor de pardoseală.

Aceasta se utilizează atunci când încălzirea electrică prin pardoseală a fost prevăzută pentru îmbunătățirea confortului și nu ca soluție generală de încălzire și în spații în care se dorește o temperatură sensibil crescută a pardoselii (în băi, holuri de intrare, grupuri sanitare).

Pentru sistemele de încălzire cu acumulare se utilizează bucle de reglare care constau din două tipuri de termostate care lucrează împreună:

- un termostat care are un senzor de exterior ce constituie unitatea principală („master”); prin intermediul senzorului de exterior acesta măsoară, în mod constant, temperatura exterioară.

- un termostat care are un senzor de pardoseală ce constituie unitatea secundară („slave”), conectată la „master” și capabilă să măsoare cantitatea de căldură remanentă în pardoseală;

masterul este astfel proiectat încât este capabil să calculeze (pe baza tempera-

Tabelul 4.7.9. Caracteristicile tehnice pentru saltelele de cabluri tip MHS produse de firma RED-RING-Austria

Lățimea x lungimea [m x m]	Putere unitară [W/m ²]	Putere insta- lată [W]	Rezisti- vitatea- litatea [Ω/m]	Tensi- unea [V]	Lun- gimea cablului [m]	Puterea insta-lată [W/m]	Intensit atea [A]
0,75 x 2,00	141	168	18,00	220	16	10,5	0,76
0,75 x 3,00	144	288	8,00	220	21	13,7	1,30
0,75 x 4,00	142	420	4,00	220	29	14,9	1,89
0,75 x 5,00	150	560	2,04	220	42	13,4	2,56
0,75 x 6,00	139	630	2,04	220	38	16,6	2,86
0,75 x 8,00	144	864	1,00	220	56	15,4	3,93
0,75 x 10,00	142	1 064	0,65	220	70	15,2	4,84
0,75 x 12,00	152	1 372	0,36	220	98	14,0	6,24
1,00 x 2,00	137	275	8,00	220	22	12,5	1,25
1,00 x 3,00	139	420	4,00	220	29	14,9	1,89
1,00 x 4,00	144	580	2,04	220	41	14,0	2,62
1,00 x 5,00	143	720	1,30	220	52	13,8	3,25
1,00 x 6,00	141	850	1,00	220	57	14,9	3,86
1,00 x 8,00	143	1 146	0,65	220	65	17,6	5,21
1,00 x 10,00	143	1 430	0,36	220	94	15,2	6,50

4.7.5.1.5 Dimensionarea instalațiilor de încălzire electrică prin pardoseală

Pentru calculul de dimensionare a instalațiilor de încălzire electrică este necesar să se cunoască sistemul de încălzire prin pardoseală adoptat (direct sau cu acumulare).

Calculul cuprinde următoarele etape:

- necesarul de căldură pentru încălzire Φ_h [W]; se determină după STAS 1907

- puterea instalată totală (a cablurilor încălzitoare) este dată de relația:

$$P_i = c \cdot \Phi_h \quad [\text{W}] \quad (4.7.1)$$

unde:

c - este coeficientul de siguranță care ține seama că sistemul de încălzire prin pardoseală trebuie să reacționeze rapid la temperaturi joase:

$c = 1,3$ - pentru sistemul de încălzire electrică prin pardoseală direct;

$c = 1,2$ - pentru sistemul de încălzire electrică prin pardoseală cu acumulare.

- se determină suprafața utilă a pardoselii:

$$A_u = A - \sum_{i=1}^n A_i \quad [\text{m}^2] \quad (4.7.2)$$

unde:

A - este suprafața totală a pardoselii [m^2];

A_i - suprafețele ocupate de diferite obiecte așezate pe pardoseală, de exemplu: cada de baie, conductele de apă și canalizare din băi și bucătării, dulapurile în perete din dormitoare [m^2];

- se calculează puterea electrică unitară necesară

$$P_s = \frac{P_i}{A_u} \quad [\text{W}/\text{m}^2] \quad (4.7.3)$$

unde valorile recomandate și valorile maxime admise ale lui P_s pentru diferite tipuri de încăperi sunt prezentate în tabelul 4.7.10.

Pentru încălzirea directă la pardoseli din beton $P_{s \max}$ are valori cuprinse între 60 și 100 W/m^2 , iar la pardoselile din lemn $P_{s \max} = 80 \text{ W}/\text{m}^2$.

Pentru încălzirea cu acumulare la pardoseli din beton $P_{s \max} = 175 \text{ W}/\text{m}^2$.

În toate cazurile la stabilirea puterii instalate pe unitatea de suprafață P_s , trebuie să se țină seama de recomandările producătorilor de pardoseli (gresie, parchet, marmură, linoleum etc.) în ceea ce privește temperatura maximă pe care pardoseala și substanțele utilizate la montarea acesteia (adezivi) o pot suporta.

În cazul încălzirii electrice prin pardoseală cu acumulare, instalația funcționează în timpul perioadei de tarif redus și acumulează toată cantitatea de căldură necesară pe parcursul unei zile întregi astfel încât puterea instalată totală este dată de relația:

$$P_i = \frac{c \cdot \Phi_h \cdot t_f}{t_a} \quad [\text{W}] \quad (4.7.4)$$

în care:

t_a - este perioada de acumulare (8...10 h);

t_f - perioada totală de funcționare dintr-o zi (24 h).

- se alege tipul de cablu de încălzire ținându-se seama de recomandările producătorilor de cabluri, iar în lipsa acestora se respectă recomandările din tabelul 4.7.11.

- se calculează distanța „ d ” dintre două bucle consecutive formate de cablul montat în pardoseală sub formă de serpentină cu una din relațiile,

$$d = \frac{P_i}{P_s} \cdot 100 \quad [\text{cm}] \quad (4.7.5)$$

sau

$$d = \frac{A_u}{L} \cdot 100 \quad [\text{cm}] \quad (4.7.6)$$

unde:

L - este lungimea totală a cablului.

În tabelul 4.7.12 sunt date distanțele d pentru diferite puteri instalate pe unitatea de suprafață pentru cabluri izolatoare cu $P_i = 15 \text{ W}/\text{m}$, respectiv $P_i = 10 \text{ W}/\text{m}$.

- se verifică temperatura pardoselii θ_1 și temperatura în planul cablului încălzitor θ_2 astfel încât să nu se depășească următoarele valori:

$\theta_1 \leq 28^\circ\text{C}$ (pentru încăperi obișnuite),

$\theta_1 \leq 30^\circ\text{C}$ (pentru încăperi de trecere)

iar

$\theta_2 \leq 50^\circ\text{C}$.

Aceste temperaturi variază pe parcursul unui ciclu (24 h) în regim nestaționar datorită regimului de încălzire - răcire al transferului termic.

Temperaturile θ_2 și θ_1 se calculează cu relațiile:

$$\theta_2 = \theta_x + (\theta_0 - \theta_x) \cdot e^{-t/h} \quad [^\circ\text{C}] \quad (4.7.7)$$

și

$$\theta_1 = \left(1 - \frac{U_1}{h}\right) \cdot \theta_R + \frac{U_1}{h} \cdot \theta_2 \quad [^\circ\text{C}] \quad (4.7.8)$$

în care:

θ_x - este temperatura pardoselii realizată în planul cablului încălzitor după un timp de funcționare infinit [$^\circ\text{C}$];

θ_0 - temperatura feței interioare a pardoselii [$^\circ\text{C}$] (egală cu temperatura aerului din spațiul de sub încăperea considerată);

θ_R - temperatura medie interioară a aerului din încăpere [$^\circ\text{C}$] conform STAS 1907;

t - constanta de tip a pardoselii [h];

t_a - timpul de funcționare al instalației de încălzire [h];

h - coeficientul de transmisie a căldurii prin convecție și radiație [$\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{K}$];

U_1 - coeficientul de transmisie a căldurii între suprafața planului cablului încălzitor (montat îngropat în pardoseală) și încăpere.

Temperatura θ_x se calculează cu relația:

$$\theta_x = \frac{P_s + U_1 \cdot \theta_R + U_2 \cdot \theta_0}{U_1 + U_2} \quad [^\circ\text{C}] \quad (4.7.9)$$

în care:

U_2 - este coeficientul de transmisie a căldurii prin pardoseală de la suprafața planului cablului încălzitor spre partea inferioară a acesteia [$\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{K}$].

Constanta de timp a pardoselii t se calculează cu relația:

$$t = \frac{c \cdot \rho \cdot \delta}{U_1 + U_2} \quad [\text{h}] \quad (4.7.10)$$

în care:

c - este căldura masică a șapei de beton [$\text{J}/\text{kg}\cdot\text{K}$];

ρ - densitatea materialului șapei [kg/m^3];

δ - grosimea șapei de beton [m].

Exemplul de calcul 1

Se cere să se încălzească electric o încăpere având:

$A = 25 \text{ m}^2$ - suprafața totală a pardoselii,

$A_u = 20 \text{ m}^2$ - suprafața utilă,

$\theta_i = 20^\circ\text{C}$ - temperatura interioară și

$\Phi_h = 1500 \text{ W}$ - pierderile de căldură.

Structura pardoselii este cea indicată în fig. 4.7.29.

Rezolvare

Se adoptă soluția de încălzire electrică prin pardoseală cu acumulare. Perioada de acumulare este cuprinsă între orele 22...6 și 13...15 ($t_a = 10 \text{ h}$).

Se calculează puterea instalată cu relația 4.7.4:

$$P_i = \frac{c \cdot \Phi_h \cdot t_f}{t_a} = \frac{1,2 \cdot 1500 \cdot 24}{10} =$$

$$= 4320 \text{ W}$$

iar puterea termică unitară conform relației 4.7.3.

$$P_s = \frac{P_i}{A_u} = \frac{4320}{20} = 216 \text{ W}/\text{m}^2$$

Întrucât puterea termică unitară maximă admisă $P_{s \max}$ este de 175 W/m^2 rezultă puterea instalată în pardoseală:

$$P_{ip} = P_{s \max} \cdot A_u = 175 \cdot 20 = 3500 \text{ W}.$$

Rezultă că este necesară și o sursă suplimentară care să acopere diferența $\Delta P_i = P_i - P_{ip} = 4320 - 3500 = 820 \text{ W}$.

Pentru asigurarea puterii instalate în pardoseală se alege din tabelul 4.7.12 un cablu încălzitor cu două conductoare cu puterea liniară instalată de 15 W/m .

Se calculează distanța d cu relația 4.7.5.:

$$d = \frac{P_i}{P_s} \cdot 100 = \frac{15}{175} \cdot 100 = 8,57 \text{ cm}$$

Se observă că distanța d corespunde valorii recomandate din tabelul 4.7.12.

Lungimea totală a cablului de încălzire se calculează cu relația 4.7.6:

$$L = \frac{A_u}{d} \cdot 100 = \frac{20}{8,75} \cdot 100 \approx 234 \text{ m}$$

(4.7.11)

Tabelul 4.7.10. Alegerea tipului cablurilor încălzitoare în funcție de destinația încăperii

Încăperea	Putere instalată unitară [W / m ²]		Cablu		Tip senzor
	Putere normală	Putere maximă	D tip 15 D tip 18	D tip 10	
Sală de baie	100...150	200	X	X	Pardoseală
Cameră de zi	80...100	150	X	X	Cameră
Hol de intrare	70...120	200	X	X	Pardoseală
Grup sanitar (WC)	70...100	200	X	X	Pardoseală
Dormitor	60...100	100	X	X	Cameră
Vestibul, coridor	50...100	200	X	X	Cameră
Camera copiilor	70...100	100	X	X	Cameră
Pivniță	50...100	200	X	X	Pardoseală
Spălătorie	70...150	200	X	X	Pardoseală
Pardoseală de lemn pe traverse	60...80	80	—	X	Combinat
Pardoseală subțire	100...120	150	—	X	Combinat / pardoseală
Birou	60...100	200	X	X	Cameră
Magazin	60...100	200	X	X	Cameră
Atelier	80...100	200	X	X	Cameră
Garaj	100...200	200	X	X	Pardoseală
Biserică	100...200	200	X	—	Cameră / pardoseală
Sală de gimnastică	50...80	—	X	X	—
Seră	50...100	100	—	—	—
Depozit, cămară	60...100	200	X	X	Cameră
Încălzire de bază	40...60	—	X	X	Pardoseală

Diferența neacoperită ΔP_i corespunde unui necesar de căldură care se poate calcula cu relația:

$$\Delta \Phi_h = \frac{\Delta P_i \cdot t_a}{c \cdot t_f} = \frac{820 \cdot 10}{1,2 \cdot 24} = 285 \text{ W} \quad (4.7.12)$$

Pierderile de căldură $\Delta \Phi_h$ se pot acoperi fie printr-un sistem de încălzire electrică directă fie prin instalarea unei zone perimetrare de încălzire cu acumulare (în fața ferestrelor).

Dacă se utilizează încălzirea electrică directă (de exemplu, radiatoare electrice) atunci:

$$P_i = c \cdot \Delta \Phi_h = 1,2 \cdot 285 = 342 \text{ W}$$

Se alege un radiator de 500 W.

Dacă se recurge la încălzirea electrică pe zona perimetrală (fig. 4.7.30) atunci suprafața zonei perimetrare este:

$$A_{zp} = \frac{P_{izp}}{P_{szp}} \quad [\text{m}^2] \quad (4.7.13)$$

unde:

P_{izp} - este puterea electrică din zona perimetrală [W];

P_{szp} - puterea electrică maximă pentru zona perimetrală recomandată

este de 200 W/m².

Pentru calculul puterii electrice din zona perimetrală se aplică relația 4.7.4, în care:

$$\Phi_h = \Delta \Phi_h = 285 \text{ W};$$

$$t_f = 24 \text{ h};$$

$$t_a = 10 \text{ h și } c = 1,2.$$

rezultă:

$$P_{izp} = (1,2 \cdot 285 \cdot 24) / 10 = 820 \text{ W}$$

iar suprafața zonei perimetrare:

$$A_{zp} = \frac{P_{izp}}{P_{szp}} = \frac{820}{200} = 4,1 \text{ m}^2$$

Utilizând tot un cablu încălzitor cu două conductoare de 15 W/m, se calculează distanța dintre buclele cablului cu relația 4.7.5:

$$d_{zp} = \frac{P_i}{P_s} = \frac{15}{200} \cdot 100 = 7,5 \text{ cm}$$

valoare ce corespunde recomandărilor din tabelul 4.7.11.

Lungimea cablului necesar pentru încălzirea perimetrală conform relației 4.7.11 este:

$$L = \frac{A_v}{d} \cdot 100 = \frac{4,1}{7,5} \cdot 100 \approx 55 \text{ m}$$

Calculul se continuă cu determinarea valorilor temperaturilor θ_1 și θ_2 aplicând relațiile 4.7.7 și 4.7.8.

Se calculează mai întâi termenii care intră în componența celor două relații:

- coeficientul de transmisie a căldurii U_1 între suprafața planului cablului încălzitor și încăperea (fig. 4.7.24).

$$U_1 = \frac{1}{\frac{1}{h} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2}} = \frac{1}{\frac{1}{11,6} + \frac{0,06}{0,93} + \frac{0,06}{1,93}} = 5,2 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

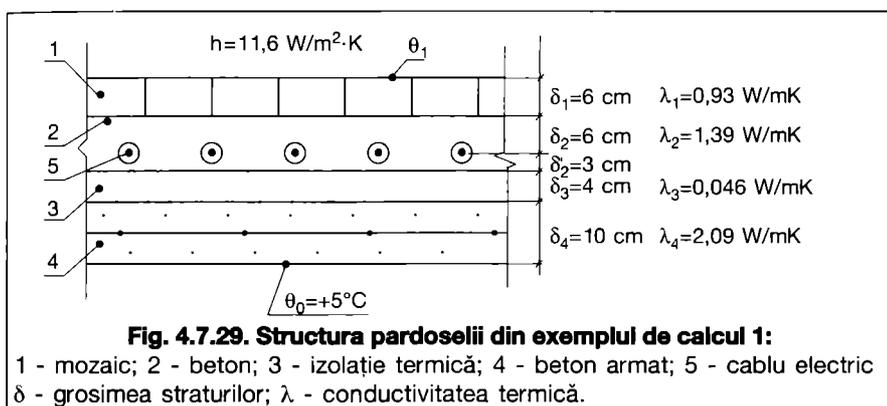
coeficientul de transmisie a căldurii U_2 între suprafața planului cablului încălzitor și pământ (fig. 4.7.29).

Tabelul 4.7.11. Tipurile de cabluri încălzitoare recomandate în funcție de tipul pardoselii și sistemul de încălzire utilizat

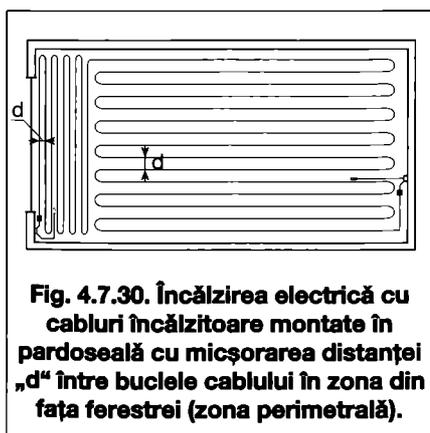
Tipul pardoselii	Puterea instalată lineară a cablului P_i [W / m]
Încălzire directă	
- pardoseală din beton	≤ 18
- pardoseală din lemn	≤ 10
- pardoseală renovată (de mică grosime)	≤ 10
Încălzire cu acumulare	
- pardoseală din beton	15...33 (cabluri cu 2 conductoare)

Tabelul 4.7.12. Distanțele „d” recomandate pentru cablurile de 10 și 15 W/m în funcție de puterea instalată pe unitatea de suprafață

Putere unitară [W / m ²]	Distanța „d” [cm]	
	Cabluri cu 10 W / m	Cabluri cu 15 W / m
50	20	30
75	13	20
100	10	15
125	8	12
150	6,8	10
175	5,7	8,5
200	5	7,5

**Fig. 4.7.29. Structura pardoselii din exemplul de calcul 1:**

1 - mozaic; 2 - beton; 3 - izolație termică; 4 - beton armat; 5 - cablu electric
 δ - grosimea straturilor; λ - conductivitatea termică.

**Fig. 4.7.30. Încălzirea electrică cu cabluri încălzitoare montate în pardoseală cu micșorarea distanței „d” între buclele cablului în zona din fața ferestrei (zona perimetrală).**

$$U_2 = \frac{1}{\frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{\delta_4}{\lambda_4}} = \frac{1}{\frac{0,03}{1,39} + \frac{0,04}{0,046} + \frac{0,1}{2,09}} = 1,1 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

- temperatura pardoselii după un timp de funcționare infinit θ_x , se determină cu relația 4.7.9.

$$\theta_x = \frac{P_s + U_1 \cdot \theta_R + U_2 \cdot \theta_0}{U_1 + U_2} = \frac{175 + 5,2 \cdot 20 + 1,1 \cdot 5}{5,2 + 1,1} = 45^\circ\text{C}$$

în care s-a considerat:

$$P_s = P_{sm} = 175 \text{ W/m}^2;$$

$$\theta_R \approx \theta_i = 20^\circ\text{C} \text{ și } \theta_0 = 5^\circ\text{C}.$$

- constanta de timp a pardoselii se determină cu relația 4.7.10

$$t = \frac{c \cdot \rho \cdot \delta}{U_1 + U_2} = \frac{0,23 \cdot 2200 \cdot 0,09}{5,2 + 1,1} = 7,23 \text{ h}$$

în care s-a considerat:

$$c = 0,23 \text{ Wh/kg} \cdot \text{K};$$

$$\delta = \delta_s = 0,09 \text{ m};$$

$$\rho = 2200 \text{ kg/m}^3.$$

• se calculează temperatura θ_2 în planul cablului încălzitor cu relația:

$$\theta_2 = \theta_x + (\theta_0 - \theta_x) \cdot e^{-T_a/T} = 45 + (5-45) \cdot e^{-8/7,23} = 31,9 < 50^\circ\text{C}$$

în care s-a considerat:

$t_a = 8 \text{ h}$ (luându-se în calcul numai orele de funcționare din timpul nopții între 22⁰⁰ și 6⁰⁰).

• se calculează temperatura θ_1 a pardoselii cu relația 4.7.8.

$$\theta_1 = \left(1 - \frac{U_1}{h}\right) \cdot \theta_R + \frac{U_1}{h} \cdot \theta_2 = \left(1 - \frac{5,2}{11,6}\right) \cdot 20 + \frac{5,2}{11,6} \cdot 31,9 = 25,3^\circ\text{C} < 28^\circ\text{C}$$

în care s-a considerat:

$$\theta_R \approx \theta_i \approx 20^\circ\text{C}.$$

Rezultă că valorile temperaturilor se înscriu în limitele impuse.

4.7.5.2 Încălzirea electrică prin plafon

Se utilizează în combinație cu încălzirea prin pardoseală în cazul clădirilor etajate la care un singur beneficiar suportă cheltuielile pentru plata energiei electrice.

În această situație lipsește stratul de izolație amplasat sub cablurile încălzitoare montate în plăcile din beton (sau în șapa acestora) dintre etaje ceea ce face ca fluxul termic emis de acestea să se repartizeze atât către zona superioară cât și către cea inferioară, în raport cu rezistențele termice aferente.

Plafonul devine element de încălzire, iar temperatura la suprafața acestuia nu trebuie să depășească 35...40°C la o înălțime de 2,5 m (din motive fiziologice).

Se utilizează, de asemenea, și încălzirea prin plafon cu folii încălzitoare. Foliile încălzitoare sunt alcătuite dintr-o bandă metalică realizată dintr-un aliaj de plumb și staniu, fuzibil la circa 180°C, dispusă între folii compozite din poliesteri sau polietilenă. Acestea se produc cu lățimi variabile între 30 și 120 cm și cu puteri unitare cuprinse între 100 și 200 W/m².

Folia THERMITAS fabricată de firma RADIASOL din Franța (fig. 4.7.31) este alcătuită dintr-o plasă din fibre de sticlă gresate cu un amestec de politetrafluoretilen și carbon, izolată electric cu o învelișoară din poliester.

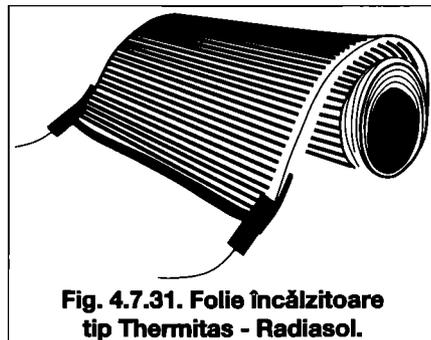
Aplicarea foliilor încălzitoare pe plafon se face prin fixarea pe extradadosul plăcii înainte de finisarea plafonului (fig. 4.7.32 a, b, c, d) sau prin aplicarea pe suprafața plafonului existent (fig. 4.7.32 e).

4.7.5.3 Încălzirea electrică prin pereți

Soluția de încălzire electrică se realizează prin înglobarea în tencuiala pereților a unor suprafețe încălzitoare din țesături textile îmbibate cu grafit sau prin aplicarea pe tencuială a unor tapete încălzitoare.

Alimentarea cu energie electrică se face prin intermediul unor transformatoare electrice 220/24 V c.a.

În cazul încălzirii electrice prin pereții exteriori aceștia trebuie să dispună de o izolație termică mult mai mare decât în cazul altor sisteme de încălzire, ceea ce face ca sistemul să fie rar utilizat datorită costurilor prea ridicate.

**Fig. 4.7.31. Folie încălzitoare tip Thermitas - Radiasol.**

4.7.6. Încălzirea electrică „bijoncțiune“

4.7.6.1 Descrierea sistemului de încălzire

Încălzirea bijoncțiune este un procedeu de încălzire electrică directă destinat numai locuințelor colective (blocuri).

Acest sistem se compune din aparate electrice de încălzire cu dublă alimentare montate în fiecare încăpere și din două circuite electrice de racordare (fig. 4.7.33).

Aparatele electrice cu dublă alimentare sunt alcătuite din două grupuri de rezistențe diferite:

- o parte a rezistențelor este racordată la tabloul electric al locuinței (individual).
- cealaltă parte a rezistențelor este racordată la tabloul electric comun al blocului.

Repartițiile de putere la nivelul fiecărui aparat sunt, în general, următoarele:

- 1/2 individual și 1/2 colectiv;
- 1/3 individual și 2/3 colectiv.

Energia electrică consumată pentru încălzire este, în această situație, contorizată și facturată în mod distinct:

- pentru consumul individual pe contorul propriu al fiecărei locuințe;
- pentru consumul colectiv pe contorul tabloului comun.

Sistemul „bijoncțiune“ permite, într-un imobil colectiv, conform modului de reglare ales, să existe o încălzire de bază permanentă (de gardă) realizată de instalația electrică colectivă.

Diferența de necesar de căldură pentru atingerea temperaturii interioare de confort se obține prin intermediul instalației electrice individuale.

În scopul reducerii costurilor de exploatare ale acestui sistem de încălzire este indicat să se efectueze o întrerupere a circuitului colectiv de încălzire în orele de tarif maxim (vârf).

4.7.6.2 Aparate și materiale

Aparatele electrice utilizate pentru încălzirea „bijoncțiune“ sunt asemănătoare cu cele utilizate la încălzirea electrică directă, singura deosebire constând în faptul că sunt compuse din două grupuri de rezistențe, cu două racorduri electrice distincte. Pentru alimentarea cu energie electrică a acestor aparate se realizează două circuite electrice distincte. Acestea se proiectează și se execută cu respectarea tuturor normelor și prescripțiilor în vigoare pentru instalațiile electrice, în general.

Este indicat ca circuitele electrice să fie realizate din conductoare sau cabluri din Cu, secțiunile calculându-se în funcție de puterile instalate ale aparatelor de încălzire (rezistențe) pe care le alimentează.

4.7.6.3 Calculul puterii instalate

Calculul puterii electrice totale instalate necesare pentru încălzirea unei incinte (apartament) se face în același mod ca pentru încălzirea electrică directă (§ 4.7.2).

Pentru stabilirea numărului de aparate de încălzire necesare se ține cont de felul în care sunt repartizate grupurile de rezistențe pe cele două circuite (colectiv și individual) în funcție de sistemul de încălzire bijoncțiune) ales.

4.7.6.4 Execuție și exploatare

Execuția instalațiilor de alimentare a aparatelor de încălzire se face cu respectarea tuturor normelor și prescripțiilor tehnice în vigoare, din care se pot sublinia:

- pentru aparatele electrice a căror putere instalată depășește 2 kW se realizează circuite distincte;
- fiecare aparat electric este racordat la două circuite electrice (unul de la tabloul de apartament și celălalt de la tabloul comun);
- circuitele electrice sunt protejate cu dispozitive de protecție la supracurent (de exemplu, întrerupătoare automate mici) și se amplasează la același nivel cu accesul în locuință într-un loc inaccesibil utilizatorului;
- dispozitivele de protecție la supracurent nu protejează decât circuitele care deservesc o singură locuință;

- pentru protecția împotriva electrocutărilor prin atingere directă, carcasa aparatelor de încălzire se leagă la pământ prin intermediul celui de-al treilea conductor al cablului sau prin prevederea unui conductor suplimentar;

Aparatele montate în spații umede (băi, bucătării, grupuri sanitare) se leagă suplimentar la instalația de împământare.

- acolo unde este posibil se recomandă ca pentru protecția electrocutărilor prin contact direct să se prevadă disjunctoare de curent rezidual;
- aparatele de încălzire se fixează bine de elementele de construcție, astfel încât să nu se poată mișca sau răsturna;
- cutiile de conexiuni sunt de tip etanș și distincte, pentru instalația individuală de cele pentru instalație comună; acestea din urmă fiind amplasate în spatele aparatului de încălzire;
- pentru o bună siguranță în exploatare este necesar ca instalația să fie dotată cu sisteme de întrerupere totală a alimentării aparatelor cu energie electrică atât pentru cea individuală cât și pentru cea colectivă;
- înainte de punerea în funcțiune, instalația electrică de alimentare este verificată de către furnizorul de energie electrică sau de o firmă specializată.

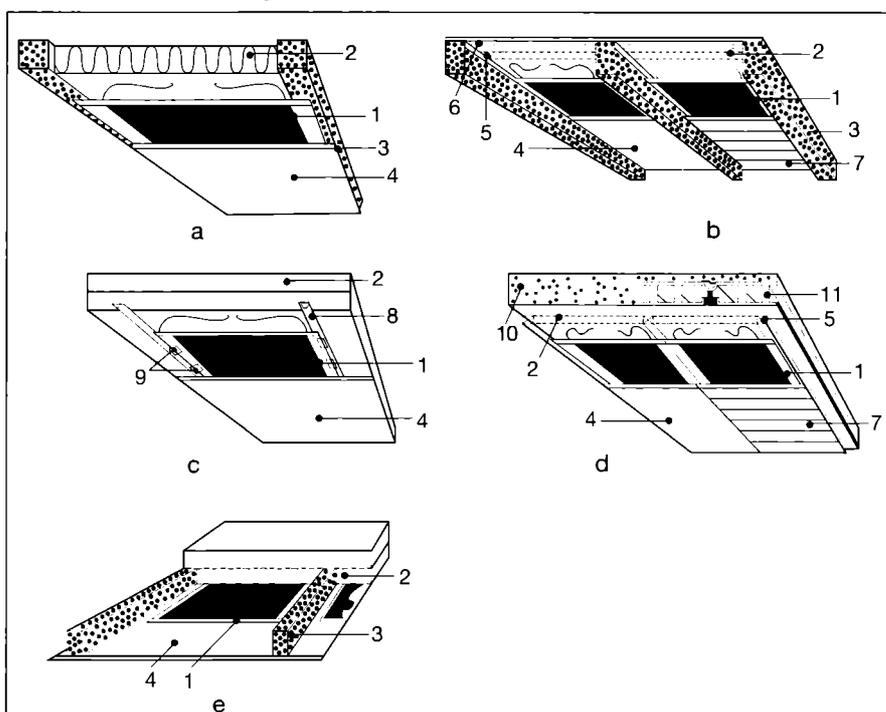
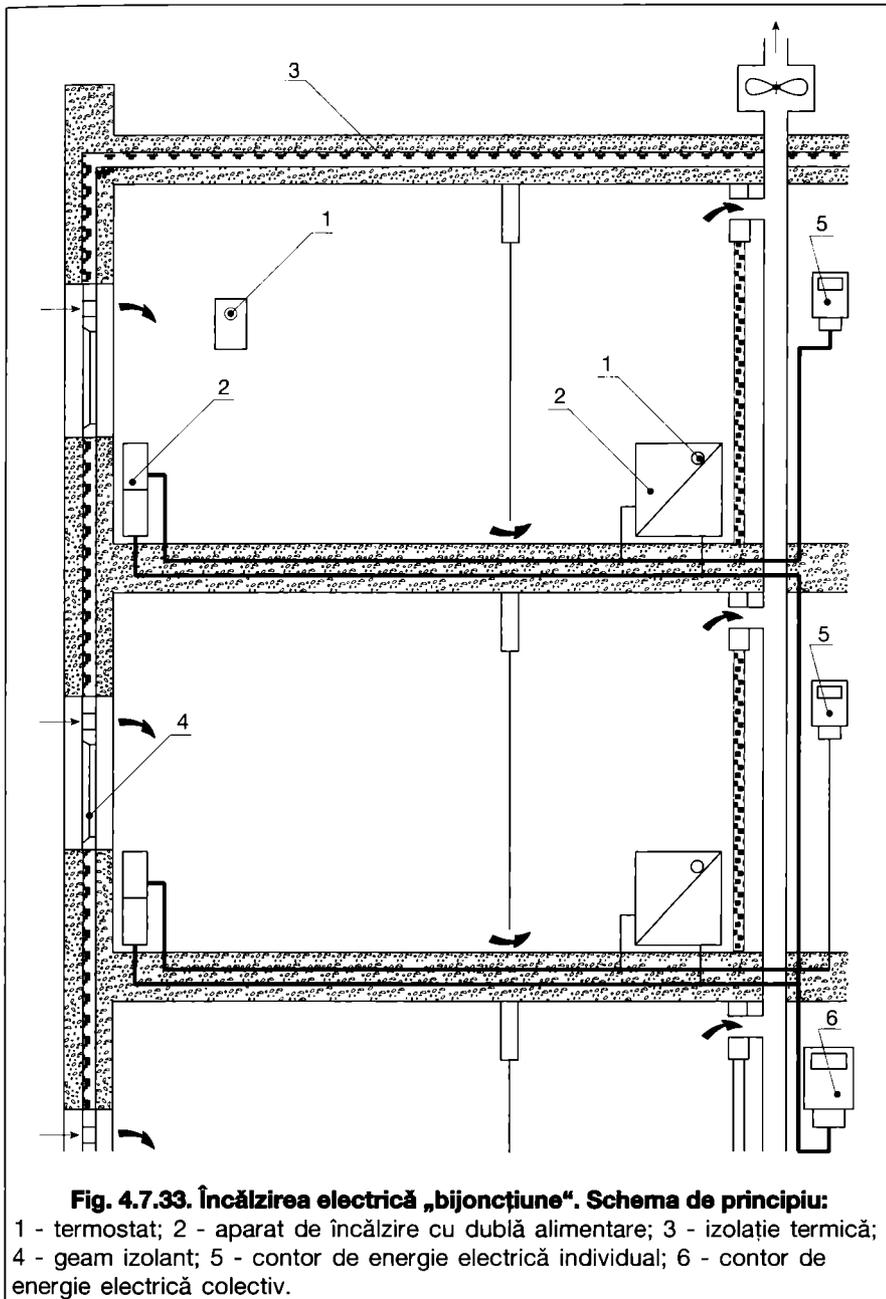


Fig. 4.7.32. Montarea foliilor încălzitoare pe plafon:

- a - pe grinzile plafonului; b - între grinzile aparente;
c - pe plafon cu schelet metalic; d - pe plafon cu montare aparentă;
e - pe plafon existent;

- 1 - folie încălzitoare; 2 - izolație; 3 - grindă; 4 - placă ipsos; 5 - șipcă;
6 - planșeu; 7 - finisaj; 8 - schelet metalic; 9 - adeziv; 10 - dală plină;
11 - dală prefabricată.



4.7.7. Încălzirea electrică mixtă

Acest tip de încălzire este constituit din asocierea, la nivelul producerii căldurii, a unei încălziri de bază cu o încălzire de adaos.

Încălzirea de bază este asigurată de cabluri încălzitoare îngropate în pardoseală. Acestea asigură 60-70 % din energia necesară încălzirii unei încăperi.

Încălzirea de completare sau de adaos (30...40 %) este o încălzire electrică directă care furnizează diferența de energie necesară pentru obținerea temperaturii de confort.

Sistemul se aplică, în general, blocurilor de locuințe.

Încălzirea de bază este alimentată cu energie electrică printr-o instalație electrică comună și contorizată cu ajutorul unui contor de energie comun. Aceasta este o încălzire electrică prin pardoseală cu acumulare și funcționează în perioada de tarif redus din timpul nopții (între orele 22⁰⁰ și 6⁰⁰). Inerția termică a pardoselii permite acumularea în 8 ore de funcționare (în perioada de tarif redus) a unei cantități de căldură necesară în 24 de ore. Încălzirea de adaos este o încălzire electrică individuală pentru care se utilizează aparate de încălzire directă.

Aceste aparate sunt comandate de termostate care permit reglarea temperaturii fiecărei încăperi la valoarea dorită. Instalația electrică de alimentare a acestor aparate este individuală, iar consumurile sunt înregistrate de contorul fiecărui apartament.

Pentru încălzirea de bază (încălzirea electrică prin pardoseală cu acumulare) materialele utilizate, prescripțiile tehnice cât și calculele de dimensionare sunt cuprinse în paragraful 4.7.5. iar pentru încălzirea de adaos (încălzire electrică directă) se consultă paragraful 4.7.2.

4.8. Încălzirea cu apă geotermală

4.8.1. Utilizarea apelor geotermale pentru încălzire

Utilizarea eficientă a energiei geotermale la alimentarea cu căldură a consumatorilor impune respectarea următoarelor condiții generale:

- cunoașterea parametrilor de exploatare a sursei pe baza unui studiu hidrogeologic anterior și garantarea parametrilor: debit, temperatură, compoziție chimică, inclusiv previziuni asupra evoluției în timp de către furnizorul apei geotermale;
- asigurarea unei bune corelări între amplasamentul sursei (sonda geotermală) și consumatorii de căldură;
- utilizarea în măsură cât mai mare a energiei termice disponibile a sursei geotermale prin:
 - realizarea unei răcirii cât mai accentuate a apei în instalațiile consumatoare (înserierea instalațiilor, folosirea aparatelor termice performante);
 - asigurarea unei durate anuale de funcționare cât mai ridicate, prin funcționarea în regimul de bază al consumatorului și asocierea unor consumatori având curbe de sarcină diferite.
- asigurarea compatibilității apei geotermale cu instalațiile utilizatoare prin prevederea unor măsuri corespunzătoare (tratarea apei, materiale adecvate, posibilități pentru intervenție și înlocuirea componentelor);
- adoptarea următoarelor modalități de valorificare termică în funcție de nivelul de temperatură al apei geotermale:
 - $\theta=30...50\text{ }^{\circ}\text{C}$
 - încălzire solarii;
 - încălzire și preparare apă caldă de consum cu pompe de căldură;
 - preparare apă caldă de consum

menajer sau tehnologic cu pompe de căldură.

$\theta = 50...80\text{ }^{\circ}\text{C}$

- încălzire și preparare apă caldă de consum, prin asociere cu o centrală termică de vârf pentru consumatori civili, industriali și sere;
 - preparare apă caldă de consum menajer sau tehnologic.
- $\theta > 80\text{ }^{\circ}\text{C}$
- încălzire și preparare apă caldă de consum, prin asociere cu o centrală termică de vârf pentru consumatori civili, industriali și sere;
 - încălzire și preparare apă caldă de consum, pentru consumatori industriali;
 - încălzire în procese tehnologice de uscare;
 - preparare apă caldă de consum tehnologic.

4.8.2. Surse geotermale

Existența energiei acumulate în scoarța terestră este pusă în evidență prin creșterea progresivă a temperaturii solului cu adâncimea, pe verticala fiecărui punct.

Gradientul geotermic G_t reprezintă creșterea temperaturii solului cu adâncimea, pe unitatea de lungime și se exprimă în K/100 m. Valoarea medie pe glob a gradientului geotermic este $G_t = 3\text{ K/100 m}$.

Subsolul României prezintă zone întinse în care gradientul geotermic este mai mare decât această valoare, maximum constatat fiind $G_t = 7\text{ K/100 m}$, în nordul Câmpiei de Vest.

În fig. 4.8.1 este arătată, pe zone geografice caracteristice, variația temperaturii solului cu adâncimea, evidențiindu-se valorile de gradient geotermic.

În cazul în care o anumită structură geologică (soluri nisipoase, calcare, gresii fisurate) conține apă, aceasta ia temperatura rocilor în care este depo-

zitată, existând astfel premisele valorificării energiei geotermale prin foraj.

Zonele cu zăcăminte hidrogeotermale, în exploatare și de perspectivă, sunt prezentate în fig. 4.8.2.

Temperatura apelor geotermale este cuprinsă în domeniul $50...120\text{ }^{\circ}\text{C}$, iar adâncimea de amplasare a acviferelor este de 1...3 km.

În tabelul 4.8.1 sunt indicate caracteristicile sistemelor hidrogeotermale care au sonde în exploatare, numărul acestora fiind - la nivelul anului 1996 - de 70.

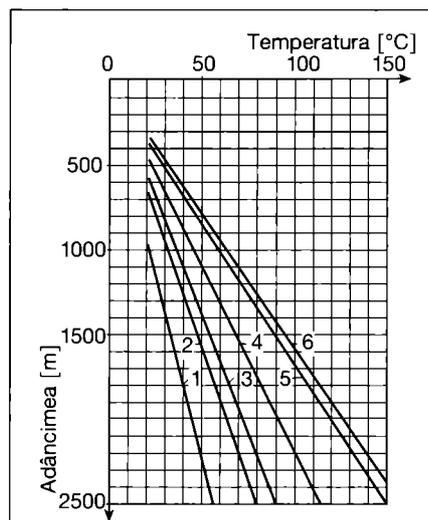


Fig. 4.8.1. Graficul de variație a temperaturii solului cu adâncimea:

1. - Zona estică a platformei Moesice: $G_t = 2,3\text{ K/100 m}$;
2. - Depresiunea Transilvaniei: $G_t = 3,3\text{ K/100 m}$;
3. - Depresiunea Getică și Depresiunea Bârladului: $G_t = 3,7\text{ K/100 m}$;
4. - Zona vestică a platformei Moesice: $G_t = 4,7\text{ K/100 m}$;
5. - Zona sudică a Depresiunii Panonice: $G_t = 6,0\text{ K/100 m}$;
6. - Zona nordică a Depresiunii Panonice: $G_t = 6,5\text{ K/100 m}$.

Tabelul 4.8.1. Caracteristicile sistemelor hidrogeotermale care au sonde în exploatare

Sistemul hidrogeotermal	Structura geologică	Adâncimea medie a sondei [m]	Temperatura medie a apei [°C]	Debitul mediu pe sondă [l/s]	Mineralizația totală a apei [g/l]
Crișul Negru - Someș	Granular - nisipuri	1500	65	10	3 ... 11
Borș	Fisurat - calcare, dolomite	2800	120	10	8 ... 14
Oradea	—/ —	2800	80	12	1 ... 3
Mureș - Crișul Negru	Granular - nisipuri	1500	65	8	2 ... 5
Banatul de vest	—/ —	2000	75	10	3 ... 11
Cozia - Căciulata	Fisurat - gresii	3000	90	20	13 ... 15
București Nord - Otopeni	Fisurat - calcare, dolomite	3000	65	25	1 ... 2
Însurăței - Mihai Bravu	Fisurat - calcare	1000	60	10	2 ... 4

Potențialul energetic al resurselor hidrogeotermale se exprimă prin energia termică conținută în apa geotermală produsă la capul de sondă, considerând răcirea acesteia, în instalațiile de valorificare din aval, până la 30 °C.

Potențialul energetic total, disponibil în prezent, al sistemelor hidrogeotermale cuprinse în tabelul 4.8.1 este de 2000 TJ/an. Repartiția pe tipuri de utilizări a potențialului energetic actual al apelor geotermale este ilustrată de fig. 4.8.3.

Se remarcă ponderea însemnată pe care o are încălzirea clădirilor și prepararea apei calde de consum.

Prin perfecționarea tehnologiilor existente și prin includerea zonelor de perspectivă, indicate în fig. 4.8.2, în circuitul de valorificare, potențialul

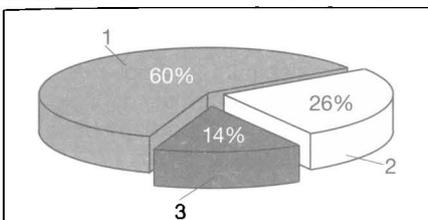


Fig. 4.8.3. Repartiția pe tipuri de consumatori ai energiei geotermale:

- 1 - încălzire clădiri civile și industriale, apă caldă de consum;
- 2 - agricultură;
- 3 - balneologie, tratament.

energetic al resurselor geotermale la nivelul întregii țări se estimează la peste 20.000 TJ/an.

4.8.3. Poziția instalațiilor termice în lanțul de valorificare complexă a energiei geotermale

O sondă de producție apă geotermală pune în fața „inginerului de sistem” problema utilizării cât mai eficiente a apei și a căldurii conținute de aceasta. Se urmărește obținerea unei răciri cât mai accentuate a apei geotermale în instalațiile termice, precum și utilizarea acesteia în scopuri multiple.

Pentru valorificarea cât mai completă a apelor geotermale se utilizează scheme în trepte. În acest scop pot fi avute în vedere următoarele domenii de valorificare:

- I - încălzirea clădirilor, preparare apă caldă de consum;
- A - agricultură: sere, solarii, culturi de alge, piscicultură;
- B - balneologie, agrement;
- G - separare gaze combustibile;
- Ch - valorificare chimică: extragerea substanțelor minerale utile.

Schema de valorificare adoptată trebuie să țină seama și de calitatea apei geotermale.

Se pot delimita următoarele categorii de ape:

- a - convențional curate;
- b - incrustante, corosive;
- c - cu gaze combustibile;
- d - puternic mineralizate;
- e - poluante.

În fig. 4.8.4 sunt exemplificate diverse scheme generale de valorificare a apelor geotermale în funcție de natura apelor, cu indicarea poziției utilizatorului în lanțul de valorificare. Din toate schemele rezultă că utilizarea în instalațiile termice (încălzirea clădirilor civile și industriale, prepararea apei calde de consum) se face în prima treaptă a lanțului de inseriere a consumatorilor. Cu excepția cazului apelor convențional curate (a), în toate celelalte cazuri nu se introduce apa geotermală în instalațiile de încălzire ale utilizatorilor, separarea hidraulică dintre circuitele primar și secundar făcându-se prin schimbătoare de căldură.

Reinjecția apei geotermale în sol, după utilizare, se impune din considerente de protecție a mediului (în cazul apelor poluante) cât și pentru conservarea zăcămintului.

4.8.4. Sisteme de alimentare cu căldură

Valorificarea energetică a resurselor geotermale și realizarea unui sistem de alimentare cu căldură sunt condiționate,

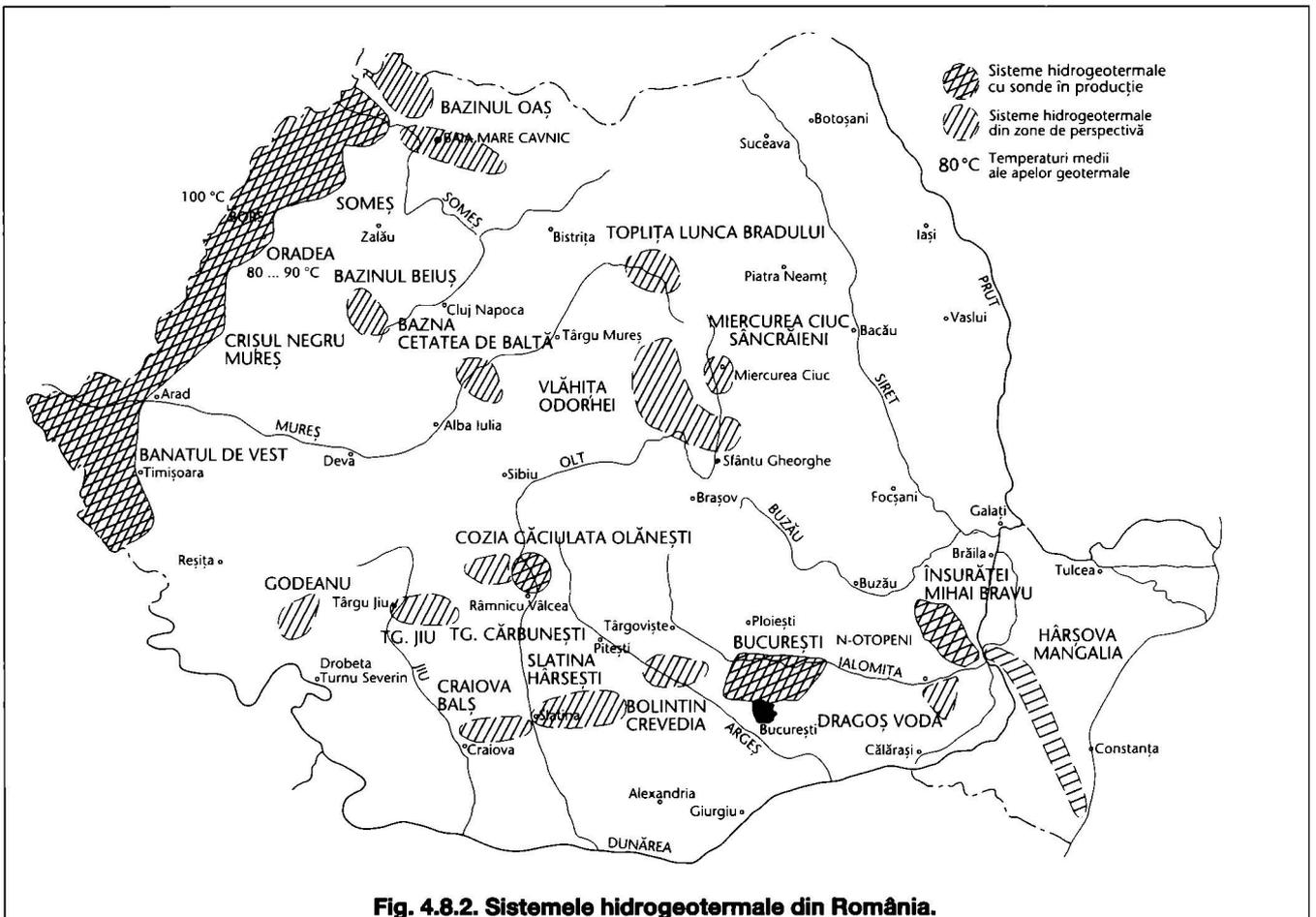


Fig. 4.8.2. Sistemele hidrogeotermale din România.

în primul rând, de existența consumatorilor de căldură (clădiri de locuit și social-culturale, clădiri de producție, sere etc.) în zona cu resurse.

În funcție de mărimea acestor consumatori și de densitatea sarcinii termice de încălzire, sistemele de alimentare cu căldură pot fi:

- centralizate;
- locale.

Sistemele centralizate se prevăd pentru alimentarea cu căldură a unei grupări de consumatori (o localitate, un cartier) având sarcina termică de peste 5 MW. Configurația generală a sistemului este prezentată în fig. 4.8.5. Sursa este constituită de una sau mai multe sonde de producție apă geotermală care debitează într-o rețea comună ce alimentează punctul termic geotermal. Aici, apa geotermală cedează căldura agenților termici secundari, prin intermediul schimbătoarelor de căldură, după care, în final, este reinjectată în zăcământ prin sonda de injecție.

Punctul termic geotermal se cuplează cu o centrală termică de vârf cu care conlucrează pentru asigurarea nivelului de temperatură al agentului termic necesar la consumatori. Rețelele termice de distribuție nu se deosebesc cu nimic față de rețelele termice secundare urbane; ele au în componență conductele de încălzire ducere-întoarcere, conducta de apă caldă de con-

sum și conducta de recirculare apă caldă de consum.

Sistemele locale se utilizează pentru alimentarea cu căldură a unor mici consumatori, amplasați în vecinătatea sondei de producție, a căror sarcină termică este de 1...4 MW.

Aplicațiile locale eficiente se obțin prin înserierea consumatorilor pe trepte de temperatură necesară, realizându-se unul sau mai multe circuite având regimuri hidraulice și termice distincte, grupate în funcție de mărimea și simultaneitatea în timp a consumurilor. În cazul unor ape geotermale neincrustante și necorosive se introduce apa geotermală direct în receptoarele instalațiilor interioare (serpentine de încălzire la sere, registre de încălzire la ateliere etc). Tendința generală este de a se abandona soluția utilizării directe a apei geotermale în instalațiile de la consumatori.

În fig. 4.8.6 este prezentată componența unui sistem local de alimentare cu căldură folosind energia geotermală de la o sondă de producție. Apa geotermală, nefiind poluantă, se poate evacua direct la emisar.

4.8.5. Echipamentul circuitului de apă geotermală

În circuitul de apă geotermală al unui sistem centralizat de alimentare cu căldură se găsesc următoarele componente:

- sursa geotermală;
- instalația de degazare;
- stația de tratare chimică;
- stația de pompare;
- conducta de transport;
- schimbătoarele de căldură din punctul termic geotermal;
- treapta de epurare;
- conductele de evacuare;
- stația de reinjecție.

În fig. 4.8.7 este indicată amplasarea acestor componente în cadrul circuitului de apă geotermală.

4.8.5.1 Sursa geotermală

Este constituită din una sau mai multe sonde de producție apă geotermală, dintr-un perimetru dat; sonda poate debita la capul de exploatare artezian sau prin pompare submersibilă.

Pomparea submersibilă, utilizată și în cazul sondelor arteziene cu tendință de scădere a debitului în timp, realizează stabilizarea și controlul debitului de apă geotermală, putându-se obține și o reglare cantitativă a sursei.

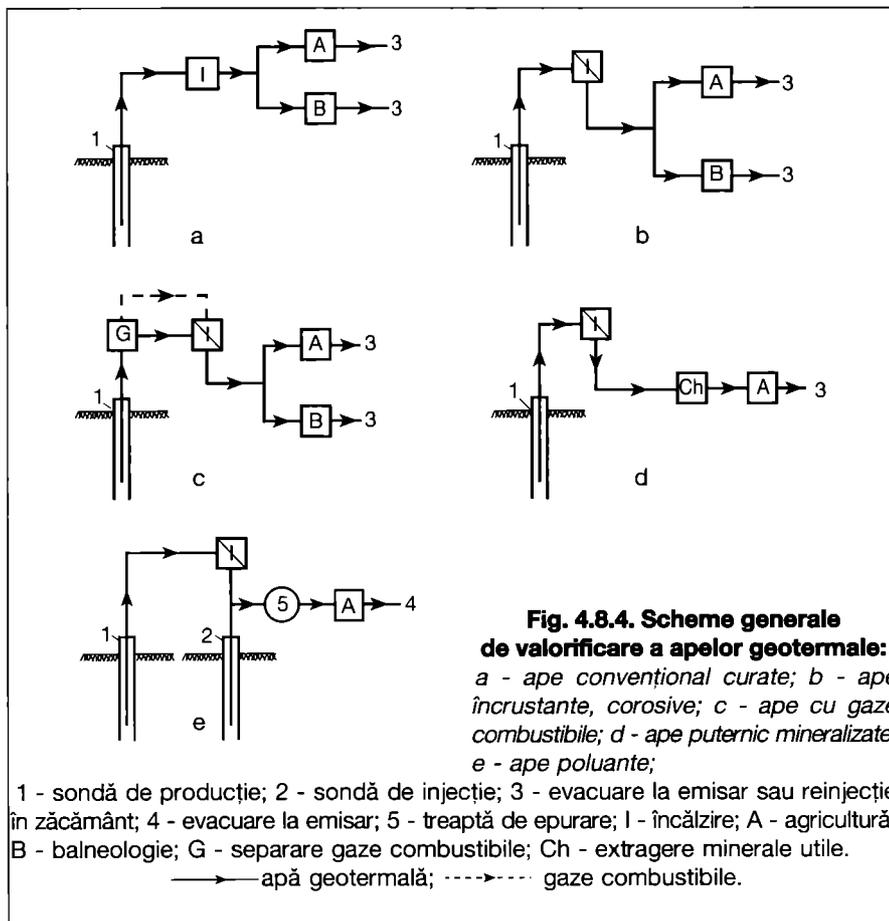


Fig. 4.8.4. Scheme generale de valorificare a apelor geotermale:
 a - ape convențional curate; b - ape încrustante, corosive; c - ape cu gaze combustibile; d - ape puternic mineralizate; e - ape poluante;

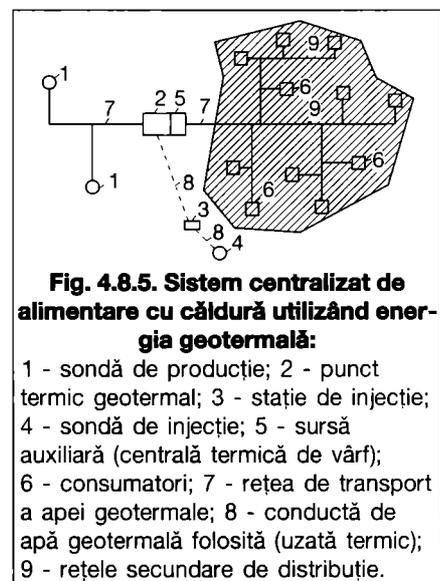


Fig. 4.8.5. Sistem centralizat de alimentare cu căldură utilizând energia geotermală:
 1 - sondă de producție; 2 - punct termic geotermal; 3 - stație de injecție; 4 - sondă de injecție; 5 - sursă auxiliară (centrală termică de vârf); 6 - consumatori; 7 - rețea de transport a apei geotermale; 8 - conductă de apă geotermală folosită (uzată termic); 9 - rețele secundare de distribuție.

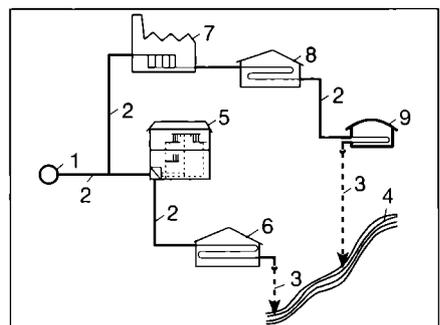


Fig. 4.8.6. Sistem local de alimentare cu căldură utilizând energia geotermală:
 1 - sondă de producție; 2 - conductă apă geotermală; 3 - conductă apă geotermală folosită (uzată termic); 4 - emisar; 5 - locuințe; 6 - anexă gospodărească; 7 - ateliere; 8 - sere; 9 - solarii.

Tipuri de pompe folosite:

- *electropompe submersibile cu motor termorezistent*; sunt utilizate în mod curent pentru ape geotermale cu temperatura sub 80°C. Agregatul se compune dintr-o pompă centrifugă multietajată cuplată direct cu electromotorul care este alimentat prin cablu de la suprafață; ansamblul este suspendat pe coloana sondei și lucrează permanent sub nivelul apei; tip reprezentativ de pompă: BYRON-JACKSON (SUA);
- *turbopompe*; sunt utilizate pentru ape geotermale cu temperatură de peste 70°C. Turbopompa se compune dintr-un subansamblu submersibil pompă-turbină, cu arbore comun și două electropompe de suprafață pentru antrenarea subansamblului imersat; tip reprezentativ de pompă: GUINARD (Franța).

4.8.5.2 Instalația de degazare

Se compune din unul sau mai multe rezervoare la presiune atmosferică sau sub presiune, denumite degazoare; realizează eliminarea gazelor dizolvate din apa geotermală în scopul asigurării siguranței în funcționare și fiabilității instalațiilor din aval. Rezervorul degazor amplasat lângă sondă are capacitatea de 15...50 m³.

Gazele dizolvate întâlnite cel mai frecvent în apele geotermale din România sunt: metanul, bioxidul de carbon și hidrogenul sulfurat. Dintre acestea, metanul are ponderea cea mai însemnată ajungând să reprezinte, la unele sonde din județul Timiș, până la 90...95 % din totalul gazelor asociate. În condițiile în care producția de gaz metan a apelor geotermale este însemnată, ca de exemplu la sondele din județele Timiș (1,5...3,5 m³ gaz/m³ apă, $P_{ci} = 30\,000...33\,000$ kJ/m³) și Arad (1...2,8 m³ gaz/m³ apă, $P_{ci} = 21\,000$

...33 500 kJ/m³), degazarea trebuie să asigure separarea, captarea și valorificarea energetică a gazului (utilizarea la arzătoarele cazanelor centralelor termice de vârf asociate cu punctul termic geotermal).

În fig. 4.8.8 este prezentată schema unei instalații de degazare și recuperare a gazelor combustibile. Utilizând această schemă se pot asigura presiuni ale gazului la consumator de până la 50 mbar. În cazul în care consumatorii de gaze combustibile sunt situați la distanțe mari de sondă, schema va fi completată în aval cu o stație de comprimare echipată cu electrocompresoare precum și cu o treaptă de acumulare de medie presiune a gazelor.

4.8.5.3 Stație de tratare chimică

Stația este prevăzută pentru corectarea compoziției chimice a apei geotermale în scopul asigurării compatibilității acesteia cu instalațiile utilizatorului.

Apele geotermale de pe teritoriul României se încadrează, după natura ionilor preponderenți, în următoarele categorii de ape:

- bicarbonatate, clorurate, sodice;
- sulfatate, bicarbonatate, calcice.

Mineralizația totală a acestor ape are valori însemnate, depășind, în unele cazuri, 10 g/l (tab. 4.8.1).

Pentru utilizatori este extrem de important să se cunoască efectele pe care le pot avea folosirea apei geotermale în instalații, efecte dictate de stabilitatea chimică ce determină caracterul corosiv, incrustant sau neutru al acestor ape.

Aprecierea gradului de stabilitate al apelor geotermale se face cu ajutorul indicelui de saturație I_s , determinat cu formula lui Langélier.

Indicele de saturație se definește ca diferența dintre valoarea măsurată a pH-ului apei din sondă și valoarea calculată a pH-ului, la saturație.

Valoarea negativă a indicelui de saturație indică excesul de CO₂ și deci, tendința apei de a dizolva depozitele existente de carbonat de calciu, dar și agresivitatea față de metale. Valoarea pozitivă a indicelui de saturație indică suprasaturarea apei cu carbonat de calciu și deci, tendința apei de a forma depozite pe suprafețele de contact.

Concluzionând asupra comportamentului apei geotermale față de instalații rezultă următoarele categorii de ape:

- $I_s < 0$ - corosive;
- $I_s = 0$ - neutre;
- $0 < I_s \leq 1$ - slab incrustante;
- $1 < I_s \leq 2$ - mediu incrustante;
- $I_s > 2$ - puternic incrustante;

Exemplificând pentru unele zone cu resurse hidrogeotermale, apele se prezintă astfel:

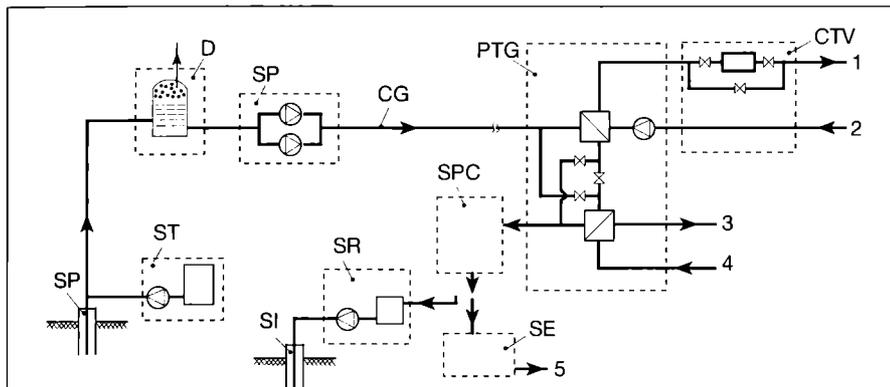


Fig. 4.8.7. Amplasarea echipamentului circuitului de apă geotermală:

SP - sondă de producție; D - degazor; ST - stație de tratare; SP - stație de pompare; CG - conductă de transport apă geotermală; PTG - punct termic geotermal; CTV - centrală termică de vârf; SPC - stație de pompe de căldură; SR - stație de reinjecție; SI - sondă de reinjecție; SE - stație de epurare; 1 - la instalațiile de încălzire; 2 - de la instalațiile de încălzire; 3 - apă caldă de consum; 4 - apă rece; 5 - la emisar.

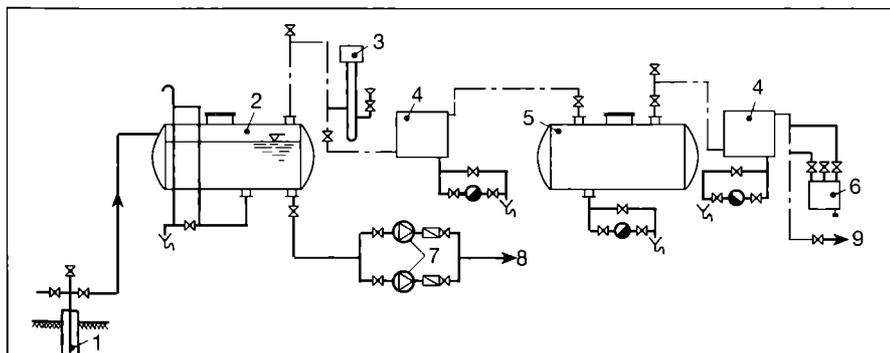


Fig. 4.8.8. Schema instalației de degazare și recuperare a gazelor combustibile:

1 - sondă de producție apă geotermală; 2 - rezervor degazor; 3 - dispozitiv de siguranță pentru suprapresiune; 4 - registre de condensare; 5 - rezervor tampon de gaze; 6 - dispozitiv de odorizare cu etilmercaptan; 7 - pompă apă geotermală; 8 - la punctul termic geotermal; 9 - la consumatorii de gaze combustibile.

— conductă apă geotermală; --- conductă gaze combustibile

- Banatul de vest, ape mediu incrustante;
- Borș, Oradea, ape puternic incrustante;
- Cozia-Căciulata, ape corosive;
- București Nord-Otopeni, ape corosive.

Rolul stației de tratare este acela de a corecta compoziția chimică a apei geotermale, aducând la zero valoarea indicelui de saturație. Acest lucru se realizează prin tratarea cu inhibitori a apei geotermale, prin introducerea lor directă în gura sondei.

Dintre inhibitorii folosiți cu bune rezultate în România se amintesc:

- tripolifosfat de sodiu;
- vinil acetat anhidridă maleică - VAMA;
- polielectrolit anionic PONILIT.

Tipul inhibitorului și doza folosită se stabilesc pentru fiecare caz în parte pe baza măsurătorilor asupra compoziției chimice a apei geotermale din sondă.

Dozele de inhibitori practicate (miligrame la litru de apă geotermală) sunt următoarele:

- VAMA: 5...15 mg/l;
- tripolifosfat de sodiu: 5...10 mg/l;
- PONILIT: 1...20 mg/l.

Pentru realizarea tratării cu inhibitori a apei geotermale se utilizează o stație de tratare compusă, în principal, din rezervoare de diluare-consum inhibitori și pompe dozatoare care injectează produsul într-o buclă în care se vehiculează un debit scăzut de apă geotermală. Amestecul inhibitor este dirijat către fundul forajului printr-o țevă de diametru mic introdusă în coloana sondei.

În fig. 4.8.9 este prezentată schema funcțională pentru tratarea chimică cu inhibitori a apei geotermale, prin injecție în sonda de producție.

4.8.5.4 Epurarea

Epurarea (chimică sau biologică) este o treaptă care se prevede doar în cazul apelor poluante care nu se reinjectează în zăcământ. Dacă stația de tratare chimică pentru combaterea pericolului de corosiune și de depunere se amplasează la începutul lanțului geotermal, la sondă, stația de epurare pentru combaterea pericolului de poluare a mediului se amplasează la sfârșit, înainte de deversarea în emisar.

Principala substanță poluantă din apele geotermale o constituie fenolii.

Concentrația maximă admisă de fenoli într-o apă care se deversează în ape de suprafață este de 0,6 mg/l. Majoritatea apelor geotermale din România se încadrează în această limită, dar există și cazuri în care concentrația de fenoli este mult mai mare. De exemplu, s-au constatat următoarele valori:

- 1,9 mg/l la Lovrin,
- 2,5 mg/l la Săcuieni,
- 12 mg/l la Tomnatec,
- 15 mg/l la Sănnicolau,
- 20 mg/l la Ciurmeghi.

Eliminarea fenolilor din apele geotermale deversate se face prin următoarele metode:

- filtrare prin cărbune activat granular;
- introducere în bazine cu culturi de macrofite.

Epurarea apei geotermale prin adsorbție pe cărbune activat granular se face prin trecerea apei, în flux continuu, descendent, prin rezervoare închise având stratul de cărbune cu înălțimea de 1...3 m. Viteza de trecere a apei prin filtru este de 0,003...0,01 m/s; granulația necesară a cărbunelui este de 0,5...2,5 mm.

4.8.5.5 Stația de pompare

Cu ajutorul acesteia se asigură transportul apei geotermale de la sonda la punctul termic geotermal. Se echează cu electropompe centrifuge de uz curent pentru apă caldă. Se prevăd mai multe unități de pompare având în vedere satisfacerea diverselor regimuri de funcționare ale consumatorului: regim maxim, regim redus (de vară), regim intermediar cu reglare cantitativă. Stabilirea înălțimii de pompare se face pe baza unei analize de optim tehnico-economic luând în considerare costurile de investiție în stația de pompare și conductele de transport precum și cheltuielile anuale de exploatare, în care o pondere majoră o are energia electrică pentru pompare.

În cazul sondelor care produc prin pompare submersibilă și la care nu se rupe presiunea după degazor (circuit geotermal presurizat), stația de pompare nu mai este necesară, funcțiunea ei fiind preluată de pompa de producție din sondă.

4.8.5.6 Conducta de transport

Conducta de transport a apei geotermale de la stația de pompare la punctul termic se realizează astfel încât

să se asigure:

- traseu minim;
- țevă din material rezistent la acțiunea chimică a apei;
- diametru optim;
- termoizolare corespunzătoare;
- monitorizare pentru semnalarea avariilor.

La alegerea materialului adecvat pentru țeava conductei de transport este necesar, în cazul apelor corosive, să se efectueze teste experimentale pe eșantioane calibrate din material menținute în apă geotermală 3...6 luni. În acest mod se determină viteza de corosiune, care trebuie să fie sub 0,3 mm/an. Materialele utilizate curent sunt: oteluri cu adaosuri speciale, mase plastice, rășini armate cu fibre de sticlă.

Durata de viață a rețelei de conducte din circuitul de apă geotermală trebuie să fie de minimum 20 de ani.

Conducta de transport apă geotermală se izolează termic pentru a se limita la minimum pierderile de căldură ale apei și a o putea utiliza la punctul termic geotermal la o temperatură cât mai apropiată de cea de la capul sondei. Ecarterul de răcire al apei se situează, în funcție de lungimea rețelei, într-o plajă de 0,5...3 °C. Se recomandă un grad de izolare termică, respectiv un „randament al termoizolației” $\eta_{iz} = 0,8...0,85$.

Se recomandă, de asemenea, folosirea unor sisteme de conducte preizolate termic care satisfac această exigență ca, de exemplu, ABB, LØGSTØR RØR, ISOPLUS, IZOTEROM, STIZO, TARCO. În plus, datorită sistemului de semnalizare înglobat în termoizolația conductei, este posibil să se detecteze cu promptitudine avariile (perforarea conductei și umezirea termoizolației).

4.8.5.7 Schimbătoare de căldură

Schimbătoarele de căldură din punctul termic geotermal asigură transferul căldurii de la apa geotermală (agentul

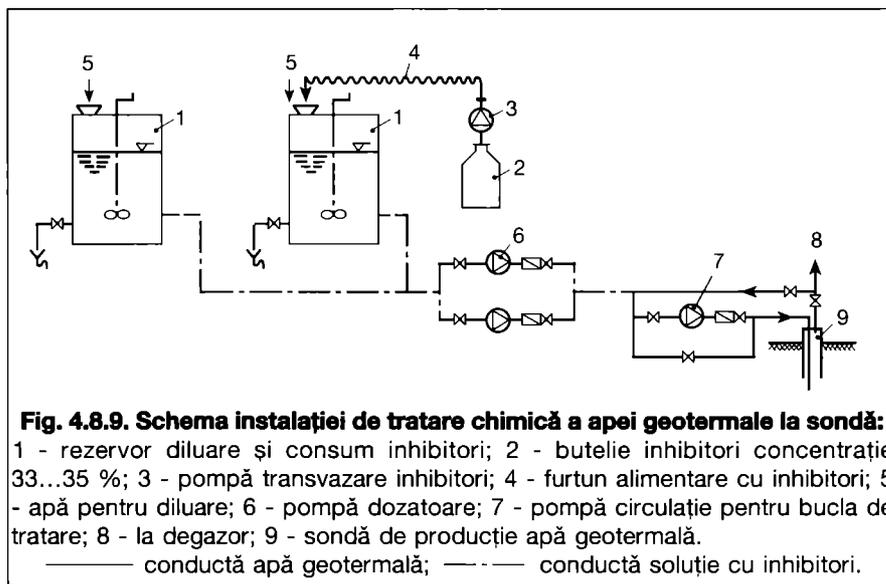


Fig. 4.8.9. Schema instalației de tratare chimică a apei geotermale la sondă:
1 - rezervor diluare și consum inhibitori; 2 - butelie inhibitori concentrație 33...35 %; 3 - pompă transvazare inhibitori; 4 - furtun alimentare cu inhibitori; 5 - apă pentru diluare; 6 - pompă dozatoare; 7 - pompă circulație pentru bucla de tratare; 8 - la degazor; 9 - sondă de producție apă geotermală.

— conductă apă geotermală; - - - conductă soluție cu inhibitori.

primar) la agenții termici secundari folosiți în instalațiile de încălzire și de apă caldă de consum ale consumatorilor.

Principalele calități cerute unui schimbător de căldură utilizat la apele geotermale sunt: rezistența la corosiune, siguranța în funcționare, facilitate în exploatare și întreținere (detartrarea și spălarea periodică a circuitelor, posibilitatea de înlocuire a elementelor defecte), foarte bună performanță de transfer termic.

Acestor cerințe le răspunde, întru totul, tipul de schimbător de căldură cu plăci și strângere prin garnituri elastice. Se realizează, uzual, în construcție anticorrosivă (plăci din oțeluri speciale sau titan), este modular, demontabil și compact.

Tipuri de referință: ALFA LAVAL - Suedia, TEHNOFRIG și ICPIAF Cluj - România.

4.8.5.8 Stații auxiliare

În instalațiile de alimentare cu apă geotermală se pot întâlni următoarele situații, din punct de vedere al tempe-

raturii apei geotermale:

- inferioară celei solicitate de consumatori, în care caz este necesar să se prevadă o sursă auxiliară de ridicare a potențialului energetic al apei geotermale;
- la ieșirea din circuitul consumatorilor este încă ridicată ($\theta > 30^\circ\text{C}$), fiind necesară prevederea unei surse de răcire cu recuperare a căldurii.

Ca surse auxiliare pe circuitul apei geotermale se pot utiliza pompele de căldură și cazanele din centralele termice.

4.8.5.8.1 Stații cu pompe de căldură

Stațiile cu pompe de căldură se utilizează în circuitul de apă geotermală în următoarele situații:

- temperatura apei geotermale furnizate este coborâtă (sub $40\dots 50^\circ\text{C}$); în această situație, nefiind posibil un transfer direct de căldură de la apa geotermală la agenții termici secundari, se introduce în circuitul geotermal, în locul schimbătoarelor de căldură, vaporizatorul unei pompe de căldură cu compresie care răcește apa geotermală transferând căldura

la condensator, agenților secundari (fig. 4.8.10);

- temperatura apei geotermale după utilizare, la ieșirea din punctul termic geotermal este de peste 30°C , existând astfel resurse termice nevalorificate; în mod similar cu situația anterioară, se poate utiliza răcirea cu pompă de căldură (fig. 4.8.11). Apa geotermală rezultată din schimbătorul de căldură, având temperatura de 35°C , este trecută prin vaporizatorul pompei de căldură, se răcește (20°C) iar căldura rezultată este cedată condensatorului pentru o altă utilizare.

4.8.5.8.2 Stații cu centrală termică

Ridicarea potențialului termic al apei geotermale se face cu ajutorul unei surse clasice, respectiv, cu o centrală termică. În fig. 4.8.12 este redată schema unei astfel de stații. Apa geotermală este trecută printr-un schimbător, cedează căldura agentului secundar din circuitul de încălzire, după care, este evacuată în exterior. După solicitările consumatorului, apa din circuitul secundar poate fi utilizată la parametrii obținuți sau, după caz, trecută prin cazanele centralei termice pentru ridicarea potențialului energetic.

4.8.5.9 Stația de reinjecție

Stația de reinjecție a apelor în zăcământ cuprinde rezervorul de liniștire și pompele de reinjecție care aspiră din rezervor și refulează în conducta de legătură cu sonda de reinjecție.

Reinjecția se prevede de către furnizorul de apă geotermală, din considerente tehnologice, pentru menținerea pe o durată cât mai lungă a parametrilor de zăcământ sau din motive ecologice, pentru evitarea pericolului de poluare a emisarilor de suprafață.

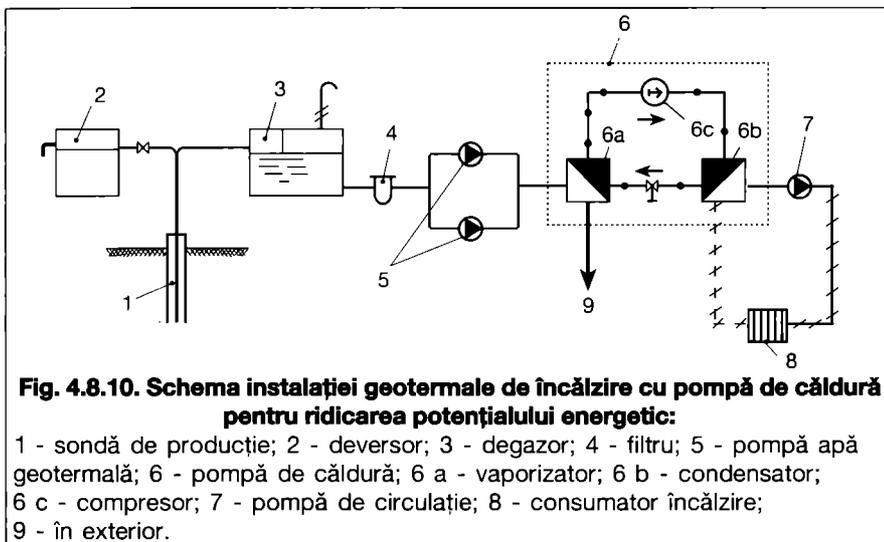


Fig. 4.8.10. Schema instalației geotermale de încălzire cu pompă de căldură pentru ridicarea potențialului energetic:

1 - sondă de producție; 2 - deversor; 3 - degazor; 4 - filtru; 5 - pompă apă geotermală; 6 - pompă de căldură; 6 a - vaporizator; 6 b - condensator; 6 c - compresor; 7 - pompă de circulație; 8 - consumator încălzire; 9 - în exterior.

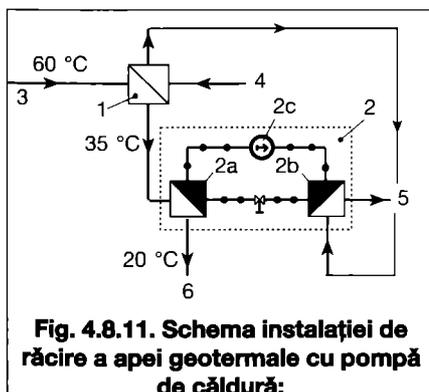


Fig. 4.8.11. Schema instalației de răcire a apei geotermale cu pompă de căldură:

1 - schimbător de căldură; 2 - pompă de căldură; 2 a - vaporizator; 2 b - condensator; 2 c - compresor; 3 - apă geotermală; 4 - de la consumatorul de încălzire; 5 - spre consumatorul de încălzire; 6 - în exterior.

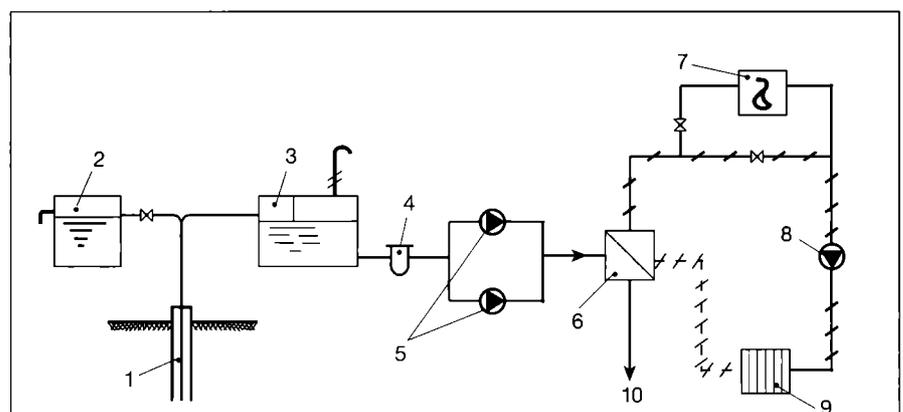


Fig. 4.8.12. Schema instalației geotermale de încălzire cu centrală termică pentru ridicarea potențialului energetic:

1 - sondă de producție; 2 - deversor; 3 - degazor; 4 - filtru; 5 - pompă apă geotermală; 6 - schimbător de căldură; 7 - centrală termică; 8 - pompă de circulație; 9 - consumator încălzire; 10 - în exterior.

4.8.5.10 Conducte de evacuare

Conductele de evacuare a apei geotermale uzată termic la un emisar, la canalizare sau la stația de reinjecție se realizează, de regulă, în soluție îngropată, din materiale corespunzătoare (mase plastice, poliesteri armați cu fibre de sticlă, fontă) care să asigure etanșeitatea rețelei.

4.8.6. Scheme funcționale utilizând apele geotermale

Valorificarea eficientă a energiei geotermale în procese termice este condiționată de adoptarea unor scheme adecvate în care echipamentele să fie bine alese și poziționate judicios.

O clasificare a schemelor instalațiilor geotermale de încălzire se poate face după:

- calitatea apei: se pot realiza instalații cu racordare directă sau indirectă;
- raportul dintre cantitatea de căldură furnizată de sursa geotermală și necesarul de căldură solicitat de consumator; se pot realiza instalații:
 - fără acumulare de căldură (căldura furnizată de sursa geotermală acoperă necesarul de căldură);
 - cu acumulare de căldură (căldura furnizată de sursa geotermală nu acoperă necesarul de căldură);
 - fără acumulare de căldură și cu o sursă termică de adaos montată în paralel (căldura furnizată de sursa geotermală nu acoperă necesarul de căldură).
- modul de asigurare a parametrilor agenților termici la consumatorul de încălzire prin reglare:
 - calitativă;
 - cantitativă.
- natura sursei auxiliare: se realizează scheme care folosesc căldura de la o centrală termică, punct termic sau implemmentând o pompă de căldură.

4.8.6.1 Instalații geotermale de încălzire cu racordare directă

Sunt instalațiile cele mai simple și, în același timp, eficiente, întrucât energia geotermică, după ce este folosită direct în corpurile de încălzire, poate fi valorificată în continuare de alți consumatori ca băile termale, sere sau chiar pentru irigații în agricultură. Aceste scheme de instalații sunt utilizate, în general, atunci când parametrii apei geotermale satisfac consumatorul de încălzire.

În fig. 4.8.13 sunt prezentate schemele instalațiilor geotermale de încălzire cu reglare cantitativă în variantele fără acumulare de căldură (4.8.13 a) și cu acumulare de căldură (4.8.13 b).

În varianta fără acumulare, cu ajutorul pompelor, apa geotermală este vehicu-

lată direct la consumator. Intrarea în funcțiune a pompelor (una sau mai multe) se face în funcție de debitul de căldură solicitat de consumator. După răcire apa este utilizată în continuare în piscine balneotermale etc.

În fig. 4.8.13 b este prezentată schema instalației în cazul în care debitul de la sursa geotermală este mai mare decât cel solicitat de consumator. În acest caz, o parte din apa geotermală este acumulată într-un rezervor, de unde poate fi utilizată împreună cu apa răcită din instalația de încălzire pentru prepararea apei calde de consum, piscine balneotermale, sere etc.

În fig. 4.8.14 este prezentată schema instalației geotermale de încălzire cu reglare calitativă, în varianta cu acumulare de căldură.

Apa geotermală care vine de la sursă este amestecată în proporția necesară cu apă răcită din instalația de încălzire pentru a se obține o temperatură de

ducere a agentului termic corespunzătoare nevoilor consumatorului.

Schema conține un rezervor de acumulare apă geotermală provenită din instalația de încălzire și direct de la sursă, din care se pot alimenta alți consumatori (piscine, sere, preparare apă caldă de consum).

4.8.6.2 Instalații geotermale de încălzire cu racordare indirectă

Întrucât, în cea mai mare parte, apele geotermale sunt puternic mineralizate, se recomandă separarea circuitului primar (apa geotermală) de circuitul secundar (apa caldă din instalația de încălzire) printr-un schimbător de căldură.

Schema unei instalații geotermale de încălzire cu racordare indirectă este prezentată în fig. 4.8.15. Apa geotermală de la sursă este trecută prin schimbătorul de căldură, iar, după cedarea căldurii în funcție de natura ei și de condițiile locale, poate fi, fie reinjec-

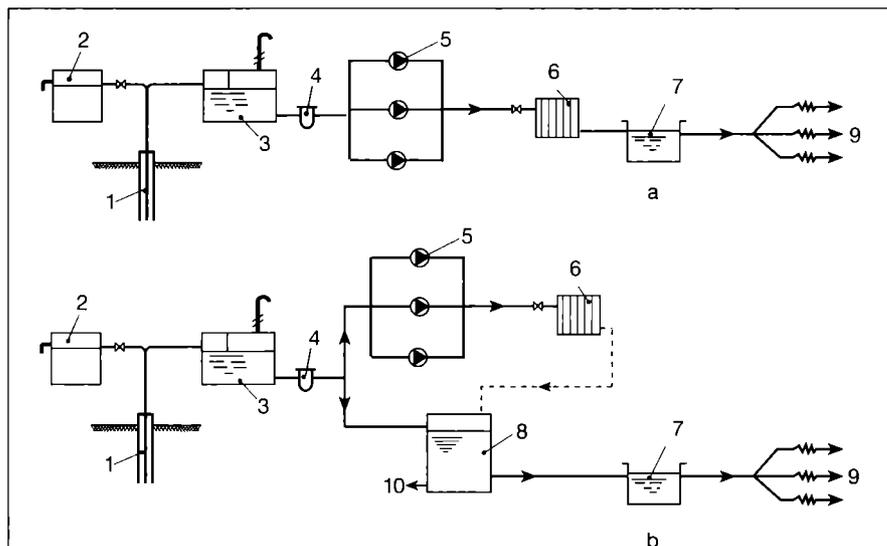


Fig. 4.8.13. Schema instalației geotermale de încălzire cu racordare directă și reglare cantitativă:

a. - variantă fără acumulare de căldură; b. - variantă cu acumulare de căldură; 1 - 5 - au semnificația de la fig. 4.8.11; 6 - consumator încălzire; 7 - piscină balneotermală; 8 - rezervor de acumulare; 9 - evacuare la emisar; 10 - preparare apă caldă de consum sau alte utilizări.

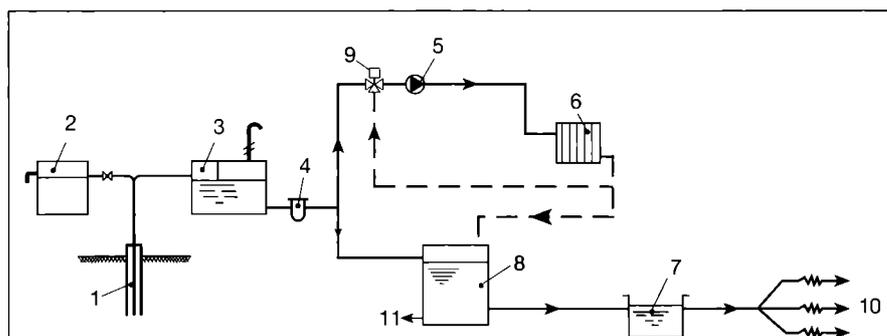


Fig. 4.8.14. Schema instalației geotermale de încălzire cu racordare directă și reglare calitativă cu acumulare de căldură:

1 - 8 - au semnificația de la fig. 4.8.13; 9 - ventil automat cu trei căi de amestec; 10 - evacuare la emisar; 11 - preparare apă caldă de consum sau alte utilizări.

țată în zăcământ, fie dirijată pentru utilizări la suprafață (agricultură, piscicultură, balneologie).

Dacă potențialul apei geotermale este inferior celui solicitat de consumatorul de încălzire, pe circuitul secundar al consumatorului se poate prevedea, în paralel, o sursă de adaos (centrală termică sau pompă de căldură).

4.8.7. Dimensionarea instalațiilor geotermale

Pentru dimensionarea instalațiilor geotermale sunt necesare o serie de date referitoare la sursă și la consumator.

Datele referitoare la sursa geotermală sunt:

- debitul nominal de apă al sondei;
- debitul minim de apă al sondei (pentru perioadele de consum redus);
- temperatura apei;
- presiunea statică la capul de sondă;
- compoziția chimică a apei;
- condiții de preluare a apelor geotermale după utilizare.

Datele referitoare la consumator sunt:

- distanța față de sondă;
- sarcina termică orară de încălzire;
- sarcina anuală de încălzire;
- sarcinile termice pentru alte consumuri (preparare apă caldă de consum, consumuri tehnologice etc.);
- sistemele de încălzire și recomandări asupra parametrilor de temperatură ai agenților termici;
- regimul de funcționare al consumatorilor.

4.8.7.1 Acoperirea sarcinii termice de încălzire

Sarcina termică de încălzire, fiind influențată în mod decisiv de condițiile climatice exterioare, are un caracter variabil și sezonier. Cum sursa geotermală furnizează, de regulă, la debit constant, principala problemă pe care o ridică sistemele geotermale este de a acorda regimul de funcționare al sursei cu sarcina termică de încălzire a consumatorului. Rezolvarea se găsește prin asocierea cu sursa geotermală a unei surse termice auxiliare care să preia vârfurile de consum.

Această sursă poate fi centrala termică, situație în care aceasta se numește centrală termică de vârf.

Conlucrarea dintre cele două surse, la asigurarea necesarului de căldură pentru încălzire, este exemplificată în diagrama curbei clasate anuale a necesarului orar de căldură pentru clădiri de locuit, din fig. 4.8.16.

Din rațiuni economice și funcționale se recomandă ca sursa geotermală să se dimensioneze la circa jumătate din sarcina termică de încălzire la vârf, funcționând astfel ca sursă de bază pe durata sezonului de încălzire.

4.8.7.2 Dimensionarea instalațiilor

Etapele de parcurs pentru dimensionarea unei instalații de încălzire geotermale sunt:

- stabilirea potențialului termic al sursei geotermale Φ_G^V , exprimat prin debitul de căldură furnizat în condiții nominale (se consideră o răcire a apei geotermale sub 40°C);
- stabilirea parametrilor de temperatură la schimbătorul de căldură geotermal, după cum urmează:

agentul primar:

- θ_1' = temperatura inițială a apei geotermale ;
- $\theta_1'' = 30...40$ °C (temperatura finală a apei geotermale);

agentul secundar:

- $\theta_2' = \theta_1' - \theta_1'' - (2...4)$ °C (temperatura finală a apei calde);
- $\theta_2'' = \theta_1' - (2...4)$ °C (temperatura ini-

țială a apei calde).

în care:

θ_1' - este temperatura nominală de întoarcere din instalația de încălzire.

- stabilirea temperaturii nominale de ducere în instalația de încălzire θ_d .

Pentru aceasta, la instalațiile prevăzute cu centrală termică de vârf, rezultă:

$$\theta_d = \frac{\theta_2'' - \theta_1'(1 - \alpha_i^v)}{\alpha_i^v} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (4.8.1)$$

în care:

$\alpha_i^v = 40...60\%$ (cota de participare la vârf a sursei geotermale)

- verificarea sarcinii termice orare de încălzire la vârf, care are valoarea:

$$\Phi_i^v = \frac{\Phi_G^v}{\alpha_i^v} \cdot 100 \quad [\text{W}] \quad (4.8.2)$$

- determinarea puterii termice instalate în centrala termică de vârf:

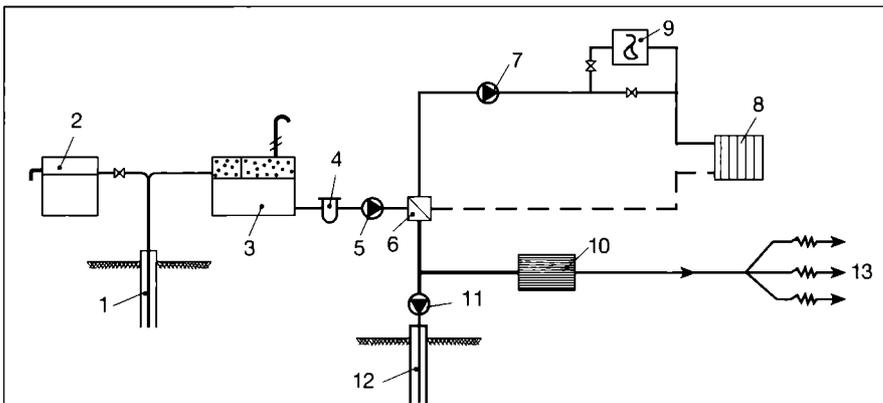


Fig. 4.8.15. Schema instalației geotermale de încălzire cu racordare indirectă:

1 - 5 - au semnificația de la fig. 4.8.11; 6 - schimbător de căldură; 7 - pompă pe circuitul secundar; 8 - consumator încălzire; 9 - sursa de adaos (centrală termică); 10 - stație chimică de tratare a apei; 11 - pompă de reinjecție; 12 - puț de reinjecție a apei; 13 - utilizări secundare (agricultură, piscicultură, balneologie) și evacuare la emisar.

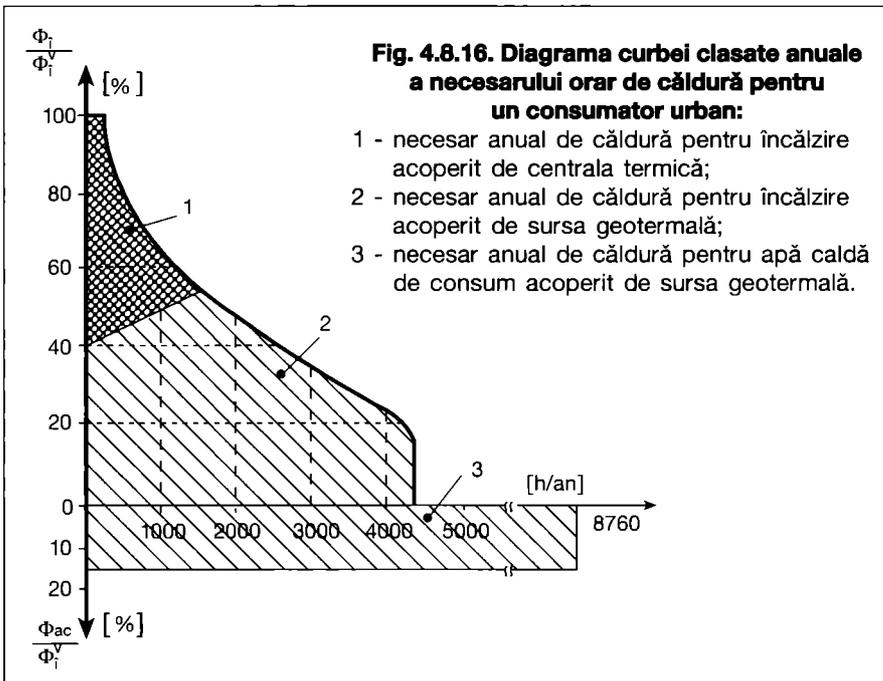


Fig. 4.8.16. Diagrama curbei clasate anuale a necesarului orar de căldură pentru un consumator urban:

- 1 - necesar anual de căldură pentru încălzire acoperit de centrala termică;
- 2 - necesar anual de căldură pentru încălzire acoperit de sursa geotermală;
- 3 - necesar anual de căldură pentru apă caldă de consum acoperit de sursa geotermală.

$$\Phi_{CT}^V = \Phi_i^V - \Phi_G^V \quad [W] \quad (4.8.3)$$

- dimensionarea echipamentelor din punctul termic geotermal și centrala termică de vârf (schimbătoare de căldură, pompe, cazane, sistemul de expansiune etc.);
- dimensionarea instalațiilor interioare de încălzire și a rețelilor termice exterioare;
- dimensionarea degazorului și a stației de tratare;
- dimensionarea conductei de transport apă geotermală și alegerea pompelor stației de pompare;
- dimensionarea conductei de evacuare apă geotermală la emisar sau la instalația de reinjecție.

4.8.8. Indicatori energetici și economici

Adoptarea unei soluții de încălzire geotermală se poate face atât la un consumator nou cât și la un consumator existent.

Criteriul economic de bază care hotărăște adoptarea unui sistem de utilizare a apelor geotermale pentru încălzire este costul căldurii.

În cazul în care costul căldurii livrate de sursa geotermală (prin intermediul întreprinderii de distribuție) este mai mare decât costul căldurii livrate de o sursă termică tradițională (centrală termică, termoficare), nu se va adopta soluția geotermală.

În cazul în care costul căldurii livrate de sursa geotermală este mai mic decât costul căldurii livrate de o altă sursă, se va adopta soluția geotermală în una din următoarele situații, enumerate în ordinea de preferință:

- nu sunt necesare investiții suplimentare față de soluția cu sursă tradițională;
- investițiile suplimentare pot fi suportate și se recuperează prin economii la costul căldurii, în timp scurt.

Ca instrument de apreciere a oportunității adoptării soluției geotermale pe considerente economice se poate folosi schema logică din fig. 4.8.17.

Impunerea, din considerente de politică economică la nivel național, a adoptării soluției geotermale, doar pentru că realizează economii de combustibil, deși costul căldurii nu este competitiv, necesită subvenționarea respectivelor pierderi ale agentului economic.

Eficiența economică și energetică a unei soluții de încălzire geotermală se determină cu ajutorul următorilor indicatori și indici specifici:

- cheltuielile de investiție I [lei];
- economia netă de combustibil E_c [tcc/an];
- costul căldurii livrate C [lei/MWh];

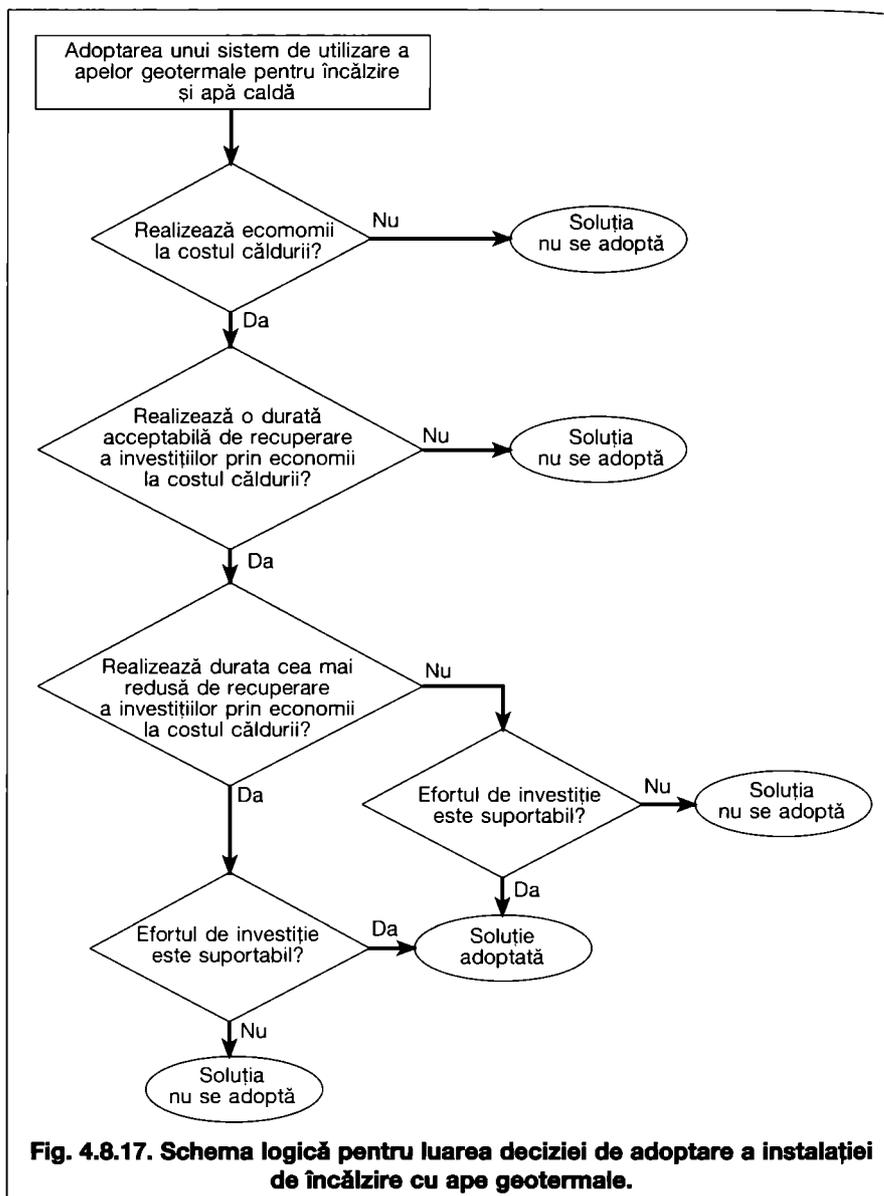


Fig. 4.8.17. Schema logică pentru luarea deciziei de adoptare a instalației de încălzire cu ape geotermale.

- investiția specifică aferentă economiei nete de combustibil i_c [lei/tcc];
- durata de recuperare a cheltuielilor de investiție din economiile la costul căldurii n [ani].

Economia netă de combustibil E_c se calculează ca diferența dintre consumul de combustibil în soluția tradițională (centrală termică) și consumul de combustibil în soluția geotermală; acesta din urmă, include energia electrică de pompare și combustibilul centralei termice de vârf.

Costul căldurii livrate în soluția geotermală C se compune din: cheltuieli cu forța de muncă, reparații, costul apei, energia electrică, combustibilul sursei de vârf, amortismente, taxe și profit.

Investiția specifică aferentă economiei nete de combustibil se determină astfel:

$$i_c = \frac{I}{v \cdot E_c} \quad [lei/tcc] \quad (4.8.4)$$

în care:

v - este durata de viață a sistemului geotermal.

În medie, se consideră $v = 20$ ani. Cu cât i_c este mai redus, cu atât soluția geotermală este mai eficientă.

Durata de recuperare a cheltuielilor de investiție din economiile la costul căldurii se obține din:

$$n = \frac{I}{Q_{an} \cdot \Delta C} \quad [ani] \quad (4.8.5)$$

în care:

Q_{an} - este cantitatea anuală de căldură livrată [MWh/an].

$$\Delta C = C_{CT} - C \quad [lei/MWh]$$

unde:

C_{CT} - este costul căldurii livrate în soluția tradițională (centrală termică). De regulă, este avantajoasă o soluție geotermală la care $n < 5$.

4.9. Încălzirea solară

4.9.1. Utilizarea energiei solare

Energia solară se utilizează în scopuri gospodărești, fiind eficientă în procese vizând încălzirea spațiilor sau/și prepararea apei calde de consum. O analiză energetică și economică care pune în balanță investițiile făcute în dotările speciale pentru captarea energiei solare și economia de energie în exploatare se impune de fiecare dată când se dorește realizarea unui astfel de sistem.

Întrucât cererea de energie termică nu coincide cu disponibilul de energie solară, sistemele de încălzire solară au o răspândire mai mică. Astfel, în perioada rece când necesarul de căldură este mai mare, și a cărui valoare crește o dată cu scăderea temperaturii exterioare, aporturile de căldură solară sunt mai mici și scad o dată cu reducerea timpului de strălucire a soarelui.

Deoarece energia solară disponibilă este defazată cu 180° față de necesarul de căldură pentru încălzire, rezultă ca importante măsurile de prevedere, în cadrul sistemului, a unei componente de acumulare a căldurii, a izolării suplimentare a construcției și a prevederii unor surse auxiliare.

Folosirea energiei solare ca sursă termică impune pe lângă măsurile mai sus menționate și o arhitectură aparte a clădirilor, precum și o orientare a lor în raport cu poziția soarelui pe bolta cerească. Elementele de captare a energiei solare vor trebui să fie orientate pe cât posibil spre sud.

De asemenea, instalațiile solare de încălzire, pentru a putea funcționa în bune condiții, sunt asociate cu alte forme de energie (eoliană, geotermală) sau folosesc în compensație căldura recuperată de alte surse (oameni, iluminat, aparate termice etc.). În ultimul timp s-au extins sistemele combinate cu pompele de căldură, reușind să îmbunătățească simțitor eficiența termică și economică a instalațiilor solare.

Analiza oportunității folosirii instalațiilor solare de încălzire se face pe baza unor factori ca: sarcina de încălzire, energia solară de care se dispune, capacitatea sursei auxiliare, costul investiției și durata de recuperare a investițiilor etc. De aceea se cere, ori de câte ori se pune problema implementării unor astfel de instalații, să se aibă în vedere atât partea tehnică (sistemul de încălzire care se poate adopta) cât și partea economică (cheltuielile de investiții și exploatare) precum și economia de combustibil scontată.

Față de clădirile conservative realiza-

te în sistem constructiv convențional, casele solare se disting printr-o arhitectură specifică caracterizată de raportul dintre suprafața de captare a radiației solare A_{ps} și volumul spațiului încălzit V . Pentru ca o construcție să fie „construcție solară” este necesar să fie îndeplinită condiția $0,04 \leq A_{ps}/V \leq 0,12$.

4.9.2. Sisteme de încălzire a spațiilor utilizând energia solară

Sistemele de încălzire utilizând energia solară se pot clasifica în două principale categorii: *sisteme pasive* și *sisteme active*.

Primele se caracterizează prin faptul că încălzirea spațiilor se face în mod natural, fără intervenția unui mijloc mecanic care să producă circulația unui agent termic.

Sistemele active presupun existența unor echipamente mecanice care să producă circulația agentului termic care transportă căldura între elementele de captare și spațiul încălzit.

Ambele sisteme au făcut obiectul unor programe intense de cercetare desfășurate în diverse țări: SUA, Franța, Danemarca, Germania etc. În România s-a desfășurat o susținută activitate de cercetare în acest domeniu, în special în INCERC-București, ICPET, Facultatea de Instalații a UTCB, ICEMENERG, IPCT etc.

Procesul de captare și conversie a radiației solare în căldură se bazează pe utilizarea efectului de seră, specific unor materiale transparente (sticla, policarbonat, plexiglas etc.) și se realizează prin sisteme specializate incluse sau nu în structura construcției solare.

Indiferent dacă sistemul de încălzire este pasiv sau activ el conține o unitate de stocare a căldurii provenite din captarea radiației solare. Această unitate este necesară întrucât sursa naturală de energie are o durată diurnă limitată, în timp ce construcția trebuie încălzită permanent. Funcția de stocare termică este asigurată fie prin echipamente specializate fie de către elementele de construcții.

Sistemele pasive de încălzire utilizează aerul din încăperea ca agent încălzitor, iar sistemele active pot utiliza apa sau aerul ca agent termic care transferă căldura din zona de captare în cea de utilizare.

Sistemele de încălzire activă pot asigura și producerea apei calde de consum.

4.9.2.1 Sisteme pasive de încălzire solară

Sistemele pasive de încălzire conțin elemente specializate care captează radiația solară, realizează conversia acesteia în căldură și asigură transferul

căldurii în spațiul locuit, prin mijloace naturale bazate pe procesele fundamentale de transfer de căldură și masă (conducție, convecție, radiație, difuzie), fără intervenția unor echipamente speciale (pompe, ventilatoare).

În funcție de soluțiile tehnologice elaborate până în prezent, se disting trei tipuri de sisteme pasive de captare a radiației solare utilizate pentru încălzirea spațiilor de locuit:

- *sistem în direct* cu circulația controlată a aerului în sera captatoare (exemplu: sistem TROMBE-MICHEL, sistem INCERC);
- *sistem indirect* fără circulația controlată în sera captatoare (exemplu: sistem „SPATIU SOLAR”);
- *sistem aport direct* (exemplu: sistem ET - elemente transparente).

Primele două tipuri de sisteme pot fi aplicate la construcția unor case noi de tip unifamilial conducând la reducerea importantă a consumului energetic pentru încălzire. Sistemul aport direct, eficient în varianta ET, implică rezolvări arhitecturale speciale precum și intervenții ale instalației de încălzire auxiliare care necesită un înalt grad de automatizare. Instalația auxiliară de încălzire se poate realiza atât în varianta clasică cu agent termic lichid cât și în varianta utilizării sobelor electrice cu acumularea căldurii, în cazul în care se dispune de tarif diferențiat al energiei electrice, asociat cu o putere instalată proprie adoptării acestui tarif.

Casele solare - sistem pasiv - reprezintă construcții cu confort sporit care implică investiții superioare față de construcțiile de locuit clasice. Costurile de exploatare caracteristice acestor case solare sunt sensibil reduse față de cele specifice construcțiilor clasice. Caracterul conservativ energetic al acestor construcții asociat soluției de utilizare eficientă a energiei mediului ambiant conduce la reduceri importante ale consumului de căldură pentru încălzire în raport cu construcții similare realizate conform tehnologiilor clasice. De asemenea, dotarea caselor solare cu elemente de construcții cu funcțiuni inteligente, fixe sau/și mobile, conduce și la eliminarea disconfortului din sezonul cald, frecvent întâlnit în cazul caselor nesolare construite în zona de șes. Promovarea unor astfel de construcții moderne și ecologice, în special, în zona de deal, care reclamă un sezon de încălzire prelungit, poate conduce la reduceri spectaculoase ale consumului de combustibil pentru încălzire și la promovarea unor noi tehnologii în domeniul instalațiilor termice.

Principalele recomandări de amplasare și conformare a construcțiilor încălzite în sistem pasiv sunt:

- clădirile de locuit dotate cu sisteme

pasive de încălzire solară se încadrează în regimul de înălțime parter sau parter și etaj;

- sistemele pasive de încălzire solară se includ în fațadele verticale ale clădirilor orientate, preferențial, către sud;
- se evită pe cât posibil amplasarea balcoanelor pe fațada sud a clădirilor dotate cu sisteme pasive de încălzire solară sau retrageri ale fațadelor cu balcoane astfel încât să nu se producă obstacole în calea radiației solare;
- se recomandă amplasarea încăperilor cu funcțiuni anexe (bucătării, băi, WC etc.) la fațada nord a clădirilor dotate cu sisteme pasive de încălzire solară;
- amplasarea clădirilor dotate cu sisteme pasive de încălzire solară trebuie să respecte condiția de a nu se umbri reciproc și nici să nu fie afectate de umbre din partea unor obstacole naturale sau artificiale din zonă.
- amplasarea clădirilor de locuit dotate cu sisteme pasive de încălzire solară nu se face în zone cu degajări de praf, fum etc.

4.9.2.1.1 Sistem pasiv tip TROMBE-MICHEL

Sistemul se distinge prin faptul că elementul captator este constituit de un perete masiv confecționat din beton cu grosimea de circa 0,4 m, în fața căruia se află, la circa 0,1 m, un element transparent compus din două straturi de geam, orientarea elementului captator fiind spre sud. Suprafața expusă a peretelui captator este vopsită în negru mat pentru a se realiza o captare cât mai bună a radiației solare. În peretele captator sunt practicate două fante, una la partea inferioară iar cealaltă la partea superioară pentru a permite furnizarea căldurii prin convecție către încăperea (fig. 4.9.1).

Încălzirea încăperii se realizează pe două căi:

- prin vehicularea aerului între spațiul serei și spațiul de locuit. Aerul din spațiul de locuit intră în spațiul serei prin

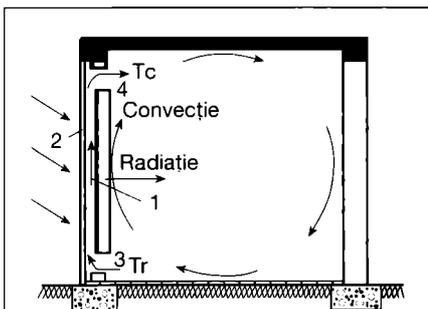


Fig. 4.9.1. Sistem pasiv de încălzire solară tip Trombe-Michel:

1- masivul din zidărie; 2 - perete vitrat; 3 - orificiu de intrare aer rece; 4 - orificiu de ieșire aer cald.

fanta inferioară, se încălzește în contact cu suprafața peretelui captator și, încălzit, intră în spațiul de locuit;

- prin convecție și radiație de la suprafața interioară a peretelui captator spre spațiul de locuit. Acest flux termic este transmis încăperii defazat cu câteva ore față de momentul incidentei pe suprafața dinspre seră a peretelui.

Sistemul poate fi aplicat numai în zona energetică 0 a României.

4.9.2.1.2 Sistem pasiv tip INCERC

Sistemul are următoarea alcătuire (fig. 4.9.2):

Perete captator format din două straturi:

- unul adiacent spațiului de locuit, construit din cărămidă sau cărămidă cu goluri cu grosimea de 0,30 m;
- altul adiacent serei captatoare, construit din BCA (beton celular autoclavizat) tip GBN-35 cu grosimea de 0,15 m a cărui suprafață exterioară este acoperită cu vopsea absorbantă mată. Valorile coeficienților de absorbție a radiației solare de undă scurtă „ α ”, pentru câteva culori, sunt prezentate în tabelul 4.9.1.

Sera captatoare construită dintr-un vitraj dublu, foarte bine etanșat în raport cu exteriorul și amplasat la distanță de 0,15 m față de peretele captator.

Vitrăjul dublu poate fi construit astfel:

- două foi de geam termopan;
- două foi de geam (sticlă): una cu grosimea de 3 mm, către spațiul serei, și cealaltă cu grosimea de maximum 5 mm, către exterior, distanța dintre geamuri fiind circa 20 mm;
- două folii transparente din material plastic care își păstrează transparența nealterată în timp (policarbonat,

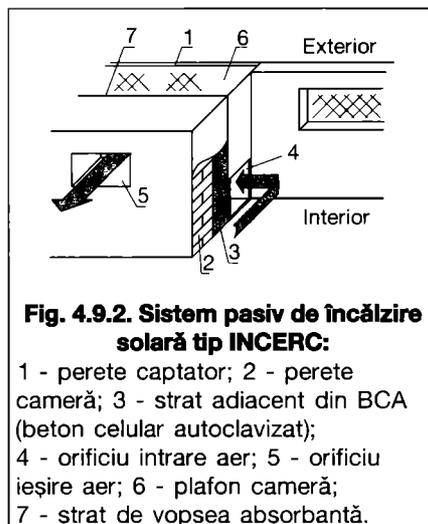


Fig. 4.9.2. Sistem pasiv de încălzire solară tip INCERC:

1 - perete captator; 2 - peretele camerei; 3 - strat adiacent din BCA (beton celular autoclavizat); 4 - orificiu intrare aer; 5 - orificiu ieșire aer; 6 - plafon camerei; 7 - strat de vopsea absorbantă.

- polimetilmetacrilat - plexiglas);
- o folie de geam (către exterior) și una transparentă din material plastic (către interior).

Sera captatoare se realizează sub formă de ochiuri (module) fixe și mobile, respectându-se condiția ca suprafața umbră datorată ramei de fixare a vitrajului să nu depășească 5 %, din suprafața de captare.

Ochiurile mobile sunt necesare pentru îndepărtarea prafului din spațiul serei și curățării feței interioare a geamului dinspre seră.

La alegerea materialelor din care se realizează sera captatoare se țin seama de proprietățile termofizice ale acestora în scopul înlăturării pericolului de deteriorare datorită dilatărilor și contracțiilor care se produc în timpul funcționării sistemului. Principalele proprietăți ale unor materiale folosite la realizarea serelor captatoare sunt prezentate în tabelele 4.9.2 și 4.9.3.

Fante - de formă dreptunghiulară - pentru circulația aerului între spațiul de locuit și sera captatoare prevăzute cu clapete mobile.

Fantele de circulație a aerului se amplasează după cum urmează:

- fanta inferioară (de admisie a aerului din încăperea în spațiul serei) este amplasată într-un plan perpendicular pe suprafața peretelui captator, la cca 0,05 m de planul pardoselii;
- fanta superioară (de refulare a aerului cald în spațiul de locuit) este amplasată central în planul peretelui captator, la minimum 0,15 m și maximum 0,5 m de planul tavanului, distanța fiind măsurată de la latura superioară a fantei la planul tavanului.

Dimensiunile recomandate ale fante-

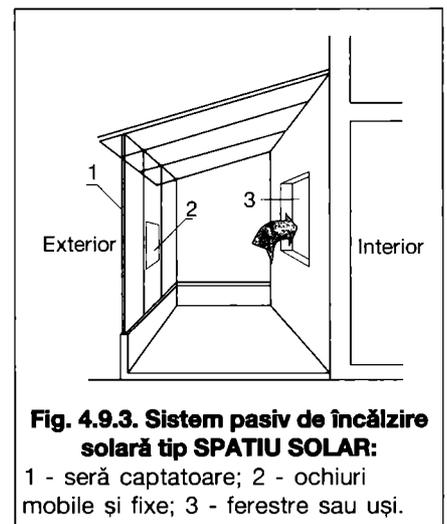


Fig. 4.9.3. Sistem pasiv de încălzire solară tip SPAȚIU SOLAR:

1 - seră captatoare; 2 - ochiuri mobile și fixe; 3 - ferestre sau uși.

Tabelul 4.9.1 - Valorile coeficienților de absorbție a radiației solare α

Culoare	bej	gri, roșu	maro	albastru	verde	negru
α	0,47	0,67	0,71	0,75	0,77	0,92

lor pentru circulația aerului sunt:

- fanta inferioară are înălțimea de 0,3 m și lățimea de 0,12 m;
- fanta superioară are înălțimea de 0,2 m și lățimea de 0,3 m;

Soluția tehnică de realizare a fantei inferioare este astfel concepută încât să asigure pierderi de sarcină minime pe traseul de circulație a aerului.

Peretele captator se realizează sub formă modulară, suprafața maximă a unui modul fiind de 6 m². Prin modul se înțelege elementul de captare a radiației solare care are în componența sa două fante de circulație a aerului (fanta inferioară, respectiv fanta superioară).

Pereteii captatori sunt de tip opac. Între două module succesive se poate amplasa o fereastră dublă sau triplă având parapetul executat din material termoizolant.

În orele cu soare din sezonul de încălzire se deschid ambele clapete punându-se în legătură spațiul încălzit cu spațiul serei captatoare. Aerul din spațiul locuit pătrunde în spațiul serei captatoare și capătă o mișcare ascensională. Aerul cald rezultat este refulat în spațiul locuit. Amplasarea fanțelor de absorbție și refulare a aerului în planuri perpendiculare reciproc conduce la realizarea unei mișcări turbulente a aerului în sera captatoare. În orele fără soare, clapetele cu care sunt prevăzute fantele de circulație a aerului se închid pentru a se evita efectul de termosifon invers, care ar conduce la pătrunderea unui debit de aer cu temperatura inferioară aerului din spațiul încălzit.

Prin asigurarea închiderii și deschiderii automate a fanțelor de circulație a aerului se obține eficiența energetică maximă a sistemului.

Condiția de deschidere a fanțelor este dată de inegalitatea:

$$\theta_p - \theta_a \geq \theta \text{ } ^\circ\text{C},$$

iar condiția de închidere a fanțelor este dată de inegalitatea:

$$\theta_p - \theta_a \leq 5 \text{ } ^\circ\text{C},$$

în care:

θ_p - este temperatura suprafeței absorbante a peretelui captator, măsurată într-un punct situat la înălțimea de 0,5 m deasupra laturii superioare a fantei inferioare, în zona centrală a peretelui captator;

θ_a - temperatura într-un punct amplasat pe suprafața inferioară a peretelui captator, corespunzător punctului care măsoară temperatura θ_p .

În perioada caldă a anului, ambele clapete vor fi închise etanș, indiferent de valorile temperaturilor θ_p și θ_a .

4.9.2.1.3 Sistem pasiv tip SPATIU SOLAR

Sistemul (fig. 4.9.3) se compune din: **Perete captator alcătuit dintr-o parte opacă și alta transparentă (ferestre, uși).**

Partea opacă este caracterizată de rezistența termică specifică corectată minimă $R' = 1,2 \text{ m}^2\cdot\text{K}/\text{W}$, care se determină conform „Normativului privind calculul termotehnic al elementelor de construcții ale clădirilor.”

Suprafața peretelui captator adiacentă spațiului serei este acoperită cu vopsea absorbantă mată.

Partea transparentă a peretelui captator este reprezentată de ferestre (uși) duble mobile.

Sera captatoare construită dintr-un vitraj simplu realizat din sticlă cu grosime de 5 mm.

Sera captatoare se realizează din ochiuri (module) fixe și mobile astfel încât suprafața celor mobile să reprezinte minimum 60 % din suprafața totală a vitrajului, sera amplasându-se la o distanță minimă de 1 m față de perețele captator.

Soluția tehnologică de realizare a serei captatoare asigură etanșarea acesteia la precipitații (ploaie, zăpadă etc). De asemenea, soluția tehnologică ține seama de încărcarea cu zăpadă sau/și de efectele datorate unor precipitații abundente (grindină) care să periclitaze integritatea serei.

Introducerea aerului proaspăt necesar realizării confortului fiziologic se asigură prin deschiderea ochiurilor mobile.

Se recomandă ca, în perioada caldă a anului, să se asigure deschiderea tuturor ochiurilor mobile în scopul ventilației spațiului serei.

În sezonul de încălzire se asigură închiderea completă a vitrajului serei în scopul realizării efectului de seră în orele cu soare. În spațiul închis cuprins între peretele captator și vitraj se realizează, în orice moment, o temperatură a aerului superioară temperaturii exterioare. În orele cu soare, dacă temperatura aerului din seră este superioară temperaturii aerului din spațiul locuit se deschid ferestrele sau/și ușile care corespund cu spațiul serei, asigurându-se un flux termic de natură convectivă care reduce (sau anulează) fluxul termic cedat de instalația de încălzire clasică.

Pentru asigurarea confortului fiziologic, indiferent de valoarea temperaturii aerului din seră se deschid, concomitent, ochiurile mobile din componența vitrajului și ferestrele sau/și ușile încăperilor adiacente spațiului solar.

În sezonul cald, prin îndepărtarea ochiurilor mobile ale vitrajului serei se evită supraîncălzirea spațiului locuit.

Funcționarea sistemului nu necesită dotarea cu elemente de comandă automatizate.

În scopul facilitării pătrunderii aerului cald din spațiul serei captatoare în spațiul de locuit, pe de o parte, și pentru evitarea pătrunderii aerului viciat din bucătăriei, băi, WC-uri etc, pe de altă parte, se asigură evacuarea aerului viciat din aceste spații prin sisteme de ventilație naturală organizată sau sisteme de ventilație mecanică.

4.9.2.1.4 Aspecte comune sistemelor pasive INCERC și SPATIU SOLAR

Sera captatoare din structura ambelor sisteme se proiectează și execută

Tabelul 4.9.2. Proprietățile materialelor utilizate la realizarea serelelor captatoare

Material	Sticlă	Policarbonat	Polimetilmetacrilat
Temperatura maximă [°C]	204	110...132	82...88
Coefficient de dilatare [cm/cm·K·10 ⁻⁶]	72,4	67,5	73,8
Grosime [mm]	3,00	3,00	3,00
Masa corespunzătoare grosimii [kg/m ²]	8,00	3,80	3,70
Coefficient de transmisivitate la incidentă normală (-)	0,83...0,85	0,82...0,89	0,89

Tabelul 4.9.3. Densitatea și coeficientul de dilatare pentru materialele utilizate la serele captatoare

Materialul	Oțel	Aluminiu	Lemn esență tare	Lemn esență moale
Densitate [kg/m ³]	7 210	2 740	370...1 120	350...740
Coefficient de dilatare [cm/cm·K·10 ⁻⁶]	12,1	25,0	2,0...9,6	2,0...9,6

astfel încât să se asigure securitatea atât a locatarilor cât și a zonei din imediata vecinătate a construcției dotate cu sisteme pasive de încălzire solară.

Se recomandă ca la proiectarea clădirilor de locuit prevăzute cu sisteme pasive de încălzire solară, valorile rezistențelor termice specifice ale elementelor de construcții (opace sau transparente) altele decât cele solare, să fie cel puțin egale cu cele prevăzute în Normativul C 107/1.

Se recomandă ca elementele mobile de închidere (uși, ferestre) să fie prevăzute cu garnituri de etanșare.

În cazul ambelor sisteme se recomandă ca elementele de construcții interioare să asigure o capacitate termică specifică minimă de $800 \text{ kJ/m}^2 \cdot \text{K}$ cu referire la suprafața de captare a radiației solare. Asigurarea microclimatului interior se realizează, în principal, cu ajutorul sursei clasice de încălzire, sistemul pasiv contribuind la reducerea consumului de combustibil necesar încălzirii clădirii.

În perioadele de introducere a aerului proaspăt, se întrerupe alimentarea cu căldură de la sistemul clasic.

De asemenea, în perioadele în care în spațiul de locuit se introduce aer cald datorat sistemelor pasive, cu temperatură superioară celei a aerului interior, elementele de control și reglare reduc fluxul termic al sursei clasice de încălzire.

4.9.2.1.5 Determinarea performanțelor sistemelor pasive de încălzire solară

Clădirile dotate cu sisteme pasive de încălzire solară fac parte din categoria construcțiilor cu caracteristici conservative din punct de vedere energetic.

Acestea sunt caracterizate de consumuri energetice reduse pentru încălzirea spațiului locuit, față de construcții similare în varianta convențională.

În general, clădirile cu caracteristici energetice conservative se disting de cele convenționale prin următoarele elemente:

- protecție termică superioară;
- control îmbunătățit al ventilării spațiului încălzit;
- funcționarea automatizată a sursei de căldură și contorizarea consumului de căldură;
- utilizarea rațională și eficientă a energiei mediului înconjurător.

Clădirile dotate cu sisteme pasive de încălzire solară au în componența lor elemente specializate de captare și conversie a radiației solare în căldură, acestea contribuind la reducerea consumului de căldură pentru încălzire propriu clădirilor.

În funcție de soluția constructivă, elementele de captare a radiației solare reprezintă fie bariere termice, fie surse de flux termic care se adaugă celui cedat de sursa clasică în scopul realizării condițiilor de confort termic impus.

Cele două funcțiuni menționate sunt

pusă în valoare atât de soluția constructivă cât și de condițiile climatice exterioare proprii zonei geografice în care se amplasează clădirea. Rezultă că dotarea unor clădiri cu sisteme pasive de captare a radiației solare conduce la reducerea consumului de căldură pentru încălzire în raport cu o clădire conservativă similară.

Performanța energetică a sistemelor pasive de încălzire solară este definită de următoarele măriri:

- *eficiența energetică* care reflectă reducerea pierderilor exergice anuale ale unei clădiri dotate cu sisteme pasive de încălzire solară în raport cu o clădire similară (cu aceeași conformare și rezistență termică a elementelor de închidere perimetrală), dar lipsită de dotări solare;
- *indicele specific de economie de combustibil* care reprezintă economia de combustibil pentru încălzire raportată la suprafața de captare a radiației solare.

Determinarea mărimilor menționate permite proiectantului să decidă dacă adoptarea soluției de casă solară se justifică din punct de vedere economic. Criteriul de decizie îl constituie durata de amortizare a investiției suplimentare datorată sistemelor pasive de încălzire.

Algoritmul de calcul este cel din lucrarea „*Ghid pentru calculul consumului de căldură al clădirilor dotate cu sisteme pasive de încălzire solară*”, elaborată de către INCERC-București.

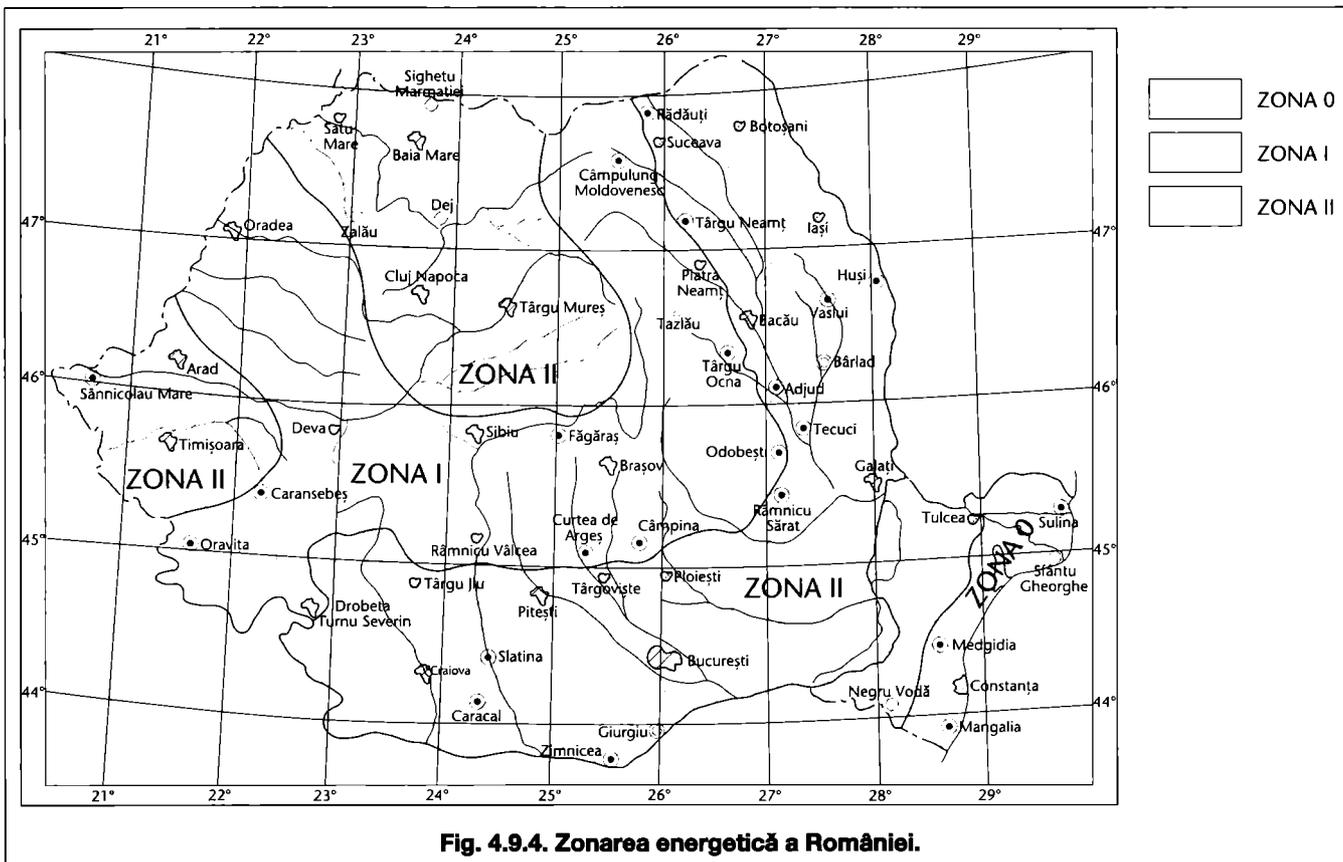


Fig. 4.9.4. Zonarea energetică a României.

4.9.2.1.5.1 Potențialul energiei solare

Este remarcat prin intermediul zonării energetice a teritoriului României (fig. 4.9.4). Datorită influenței radiației solare asupra elementelor de construcții rezultă o reducere a numărului de grade-zile de calcul. S-a ținut aici seama de factorul de conversie geometrică datorat, pe de o parte, unghiului de înălțime a Soarelui deasupra planului orizontal și, pe de altă, parte intervalului azimutal de amplasare a elementelor de captare a radiației solare.

Pe teritoriul României se evidențiază trei zone de eficiență energetică, sensibil diferențiate, în interiorul cărora dispersia indicelui de reducere a numărului de grade-zile de calcul este nesemnificativă.

Astfel zona 0, care coincide practic cu litoralul Mării Negre, beneficiază atât de un număr redus de grade-zile de calcul cât și de o intensitate semnificativă a radiației solare, astfel încât indicele de reducere a consumului de căldură pentru încălzire are valoare maximă.

Cea de a doua zonă, notată pe hartă ca zona I, beneficiază, spre deosebire de zona 0, de durate mult mai mari ale perioadei de încălzire, capetele acestora cuprinzând lunile de primăvară și toamnă caracterizate de intensități semnificative ale radiației solare. Această zonă cuprinde, practic, regiunile subcarpatice precum și zonele montane.

Zona II reprezintă zona de șes, caracterizată de performanțe energetice care nu diferă sever de cele ale zonei I, dar care se situează cu circa 20 % sub cele caracteristice acesteia.

Zonarea energetică prezentată în fig. 4.9.4 nu se referă la valorile indicelui specific de economie de combustibil, ci la gradul de acoperire energetică pe care-l pot asigura sistemele pasive de încălzire solară.

4.9.2.1.5.2 Elemente de calcul

Succesiunea calculelor necesare determinării economiei anuale de combustibil este:

1. - Pe baza soluției tehnice de proiect se determină fluxul termic specific volumic disipat către exterior, al clădirii nesolare similară cu clădirea solară, G_{NS}^V .
- $$G_{NS}^V = \frac{A_T}{V} \cdot R_p^{-1} + n_a \cdot \rho \cdot c_p \quad [W/m^3 \cdot K] \quad (4.9.1)$$

în care:

- V - este volumul spațiului încălzit [m³];
- A_T - suprafața anvelopei clădirii inclusiv pardoseala peste subsol sau sol [m²];
- R_p - rezistența termică specifică medie a elementelor de construcții perimetrale [m²·K/W] (conform nor-

- mativului în vigoare C 107);
 - n_a - numărul mediu de schimburi de aer cu exteriorul care asigură condițiile de confort fiziologic [s⁻¹];
 - ρ - densitatea aerului la temperatura interioară [kg/m³];
 - c_p - căldura specifică a aerului la presiune constantă [J/kg·K].
2. - În funcție de soluția de proiect se propun câteva valori, tehnic posibile, pentru suprafața de captare a radiației solare A_{ps} (care verifică dubla inegalitate din § 4.9.1) și se determină valorile corespunzătoare ale coeficientului adimensional x cu relația:

$$x = 5,2 \cdot \frac{A_{ps}}{V \cdot G_{NS}^V} \quad (4.9.2)$$

3. - Din diagramele din fig. 4.9.5 sau 4.9.6, corespunzătoare sistemului pasiv ales, se determină în funcție de valorile x rezultate, valorile eficienței energetice teoretice E_s, utilizându-se curba de calcul „C”.

În fig. 4.9.5 curba „C” este caracteristica unei suprafețe absorbante neumbrite, acoperită cu vopsea neagră mat și a unei suprafețe vitrate formate din două foi transparente a căror transmisivitate este afectată de depunerile normale de praf sau alte impurități.

În fig. 4.9.6 curba „C” este caracteristica unei suprafețe absorbante neumbrite acoperită cu vopsea neagră mat și a unei suprafețe vitrate formată dintr-o foaie de geam a cărei transmisivitate este afectată de depunerile normale de praf sau alte impurități.

Pentru alte culori decât cea neagră din aceleași diagrame, se pot determina eficiențele energetice teoretice corespunzătoare.

4. - Se determină eficiența energetică a sistemului E_u, cu relația:

$$E_u = u \cdot E_s \quad (4.9.3)$$

în care:

- u = 1 pentru sistemul INCERC;
 - u = 0,85 pentru sistemul SPATIU SOLAR.
5. - Se determină pierderea exergetică a casei solare cu Q_s:

$$Q_s = 86,4 \cdot G_{NS}^V \cdot (1 - E_u) \cdot V \cdot N_{12} \quad [kJ/an] \quad (4.9.4)$$

unde:

N₁₂ - este numărul anual de grade-zile de calcul corespunzător temperaturii interioare medii a casei solare, determinat conform „Ghid pentru determinarea necesarului de căldură de calcul și al necesarului de căldură al construcțiilor” - Partea a II-a - Numărul anual de grade-zile.

6. - Se determină indicele specific de economie de combustibil „i” cu relația:

$$i = 4,78 \cdot 10^{-5} \cdot \frac{E_u \cdot Q_s}{(1 - E_u) \cdot A_{ps}} \quad [kgcc/m^2 \cdot an] \quad (4.9.5)$$

7. - Se determină economia anuală de combustibil convențional realizată de casa solară față de casa similară lipsită de dotări solare cu relația:

$$C = i \cdot A_{ps} \quad [kgcc/an] \quad (4.9.6)$$

Se poate considera că, în cazul sistemului pasiv tip INCERC, sunt acceptabile valori ale indicelui specific de economie de combustibil valori cuprinse între 14 și 18 kgcc/m²·an, iar în cazul sistemului tip SPATIU SOLAR valori cuprinse în intervalul 11...16 kgcc/m²·an.

4.9.2.2 Sisteme active de încălzire solară

Sistemele active de încălzire solară implică existența unor sisteme mecanice de circulare a unui agent termic purtător de căldură între zona de captare și transformare a energiei solare în căldură și zona de utilizare a acesteia.

Dat fiind caracterul aleatoriu al energiei solare este necesar ca aceste sisteme să fie prevăzute cu sursă auxiliară, cu reglare automată, în funcție de cerințele consumatorului.

Aceste sisteme au o structură destul de diversă, neconvențională, în funcție de:

- agentul termic utilizat:
 - aerul sau

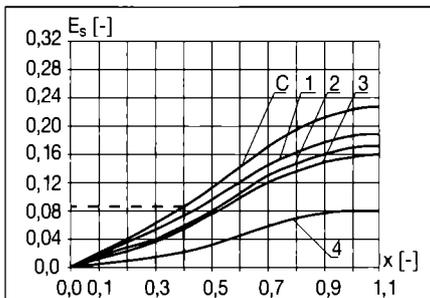


Fig. 4.9.5. Eficiența energetică a sistemului INCERC în funcție de culoarea suprafeței absorbante: C - negru mat; 1 - albastru, verde; 2 - maro; 3 - gri, roșu; 4 - bej mat.

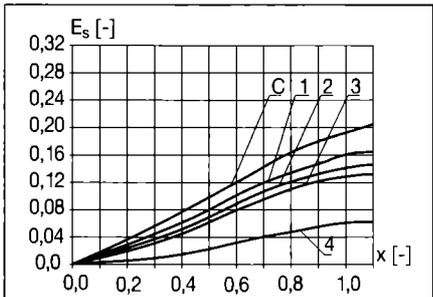


Fig. 4.9.6. Eficiența energetică a sistemului SPATIU SOLAR în funcție de culoarea suprafeței absorbante: C - negru mat; 1 - albastru, verde; 2 - maro; 3 - gri, roșu; 4 - bej mat.

- apă;
- sursa auxiliară:
 - clasică,
 - pompă de căldură,
 - căldură reziduală sau
 - apă geotermală;
- tipul de stocare a căldurii:
 - sensibil sau lent;
 - scurtă, medie sau lungă durată;
- sistemul de livrare a căldurii în spațiul încălzit.

Cercetările efectuate în România, în acest domeniu, au implicat și realizarea unor obiective concrete cum ar fi:

- casa solară de la Neptun realizată de către ICPET (captatoare solare plane, cu golire în orele cu temperaturi exterioare negative);
- casa solară CS-2 - Câmpina fig. 4.9.7 (captatoare solare plane, cu agent termic apă și antigel) și casa solară CS-3 (fig. 4.9.8) din București (captatoare solare plane dublu servici: pentru încălzirea casei utilizează aer cald, iar pentru producerea apei calde de consum utilizează agent termic apă), realizate de către INCERC.

Casa solară CS2 (P+1E) - Câmpina, realizată în 1978, este compusă din 2 apartamente de 4 camere, fiecare din apartamente cu suprafața de 65 m².

Suprafața de captare A_p , de 70 m²

este realizată din captatoare plane, cu absorbție, amplasate pe fațada sud, înclinată la 70 ° față de orizontală. În circuitul captatoarelor se află schimbătoarele de căldură cu plăci „TRAP” produse de Tehnofrig Cluj-Napoca, amplasate la subsolul clădirii. Prin circuitul captatoarelor solare circulă o soluție antigel. Corpurile de încălzire din încăperile primului apartament sunt alimentate de agentul secundar pe circuitul căruia sunt intercalate două rezervoare de acumulare cu volumul total

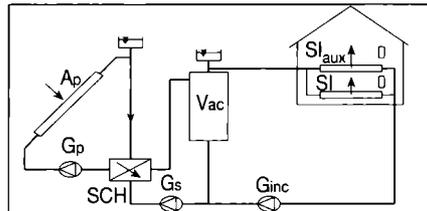


Fig. 4.9.7. Casa solară CS2 Câmpina:

A_p - suprafață de captare;
 SCH - schimbător de căldură;
 Vac - rezervor de acumulare,
 Sl_{aux} - sistem de încălzire auxiliar;
 SI - sistem de încălzire, G_p - pompă de circulație agent termic primar;
 G_s - pompă de circulație agent termic secundar; G_{inc} - pompă de circulație agent termic încălzire.

de 10 m³. Circuitul primar alimentează și un al doilea circuit secundar pe circuitul căruia se află un boiler orizontal cu volumul de 1500 l pentru furnizare de apă caldă de consum. Sursa auxiliară pentru al doilea apartament este constituită de rezistențe electrice care suplimentează încălzirea aerului cald preparat cu ventiloconvectoare.

Cu toate că performanța energetică a sistemelor active este superioară celei caracteristice sistemelor pasive, costurile ridicate ale instalației limitează, în prezent, aplicarea sistemelor active de încălzire solară la construcțiile de tipul hotelurilor.

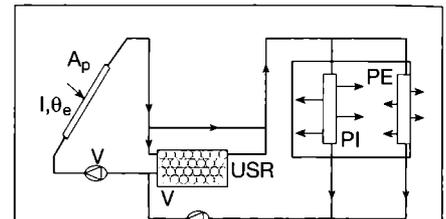


Fig. 4.9.8. Casa solară CS3 – INCERC București:

A_p - suprafață de captare;
 V - ventilator; USR - unități de stocaj termic în roci; PI - pereți interiori cu goluri; PE - pereți exteriori cu goluri.

4.10. Instalații de încălzire ce utilizează căldura recuperată

4.10.1. Clasificarea sistemelor de recuperare a căldurii

Un sistem de recuperare a unei surse energetice se compune din:

- *sursa termică* - locul unde se află înmagazinată, se produce natural sau poate fi obținută printr-un proces tehnologic, o formă de energie sau un purtător de energie (ex: gazele fierbinți provenite de la procesele de ardere a combustibililor, aerul cald evacuat din instalațiile de ventilare, apele tehnologice provenite de la răcirea utilajelor, solul și apa încălzite de către Soare etc.);
- *recuperatorul de căldură* - elementul principal al instalației cu rol de a capta și folosi rațional energia secundară;
- *consumatorul de căldură* - punctul final al instalației în care căldura recuperată este utilizată pentru acoperirea nevoilor energetice.

Sistemele de recuperare a căldurii se clasifică după următoarele criterii:

1. modul de repartizare a căldurii recuperate între sursă și utilizator;
2. nivelurile relative de temperatură ale sursei și ale utilizatorului;
3. natura agenților termici, de o parte, și, de alta, a recuperatorului de căldură.

După criteriul 1, sistemele se clasifică astfel (fig. 4.10.1):

- cu recuperare internă, unde căldura recuperată este folosită în procesul tehnologic original (recirculare), ca, de exemplu, încălzirea aerului de ardere la cuptoare;
- cu recuperare externă, unde căldura recuperată este folosită în afara procesului, ca de exemplu încălzirea încăperilor cu căldura recuperată de la cuptoare;
- mixte, combinate.

După criteriul 2, sistemele de recuperare se împart astfel (fig. 4.10.2):

- la care temperatura sursei este mai mare decât temperatura agentului termic obținut prin recuperare, caz în care transferul termic se face prin in-

termediul schimbătoarelor de căldură, denumite „recuperatoare“;

- la care temperatura sursei este mai mică decât temperatura agentului termic obținut prin recuperare, caz în care transferul termic se realizează cu pompe de căldură.

După criteriul 3, sistemele de recuperare cele mai întâlnite sunt de tipul:

- gaze de ardere - apă și gaze de ardere - aer;
- aer - aer și aer - apă;
- apă - apă.

Consumatorii de căldură care utilizează căldura recuperată sunt instalațiile de:

- încălzire a clădirilor (cu corpuri de încălzire sau cu aer cald);
- încălzire tehnologică;
- preparare a apei calde de consum.

4.10.2. Recuperarea căldurii din gazele de ardere

4.10.2.1 Recomandări privind recuperarea căldurii din gazele de ardere

Pentru utilizarea cât mai eficientă a căldurii recuperate din gazele de ardere se impune:

- cunoașterea parametrilor de exploatare a resursei (temperatura și compoziția gazelor de ardere, debitul disponibil, regimul de furnizare) în scopul utilizării echipamentului cel mai indicat pentru recuperarea căldurii;
- amplasarea recuperatoarelor de căldură în imediata apropiere a utilajelor care produc gazele de ardere în scopul folosirii resursei la nivelul maxim de temperatură (montare în coșul de fum, montare pe un canal de by-pass pe traseul gazelor de ardere);
- alegerea tipului de recuperator recomandat în situația dată ținând cont de avantajele specifice ale recuperatoarelor acvatubulare (stabilitate în funcționare, soluție constructivă compactă, întreținere și curățare ușoară a suprafețelor de pe partea de gaze) și ale recuperatoarelor ignitubulare (consum redus de metal, debite de căldură mari);
- răcirea cu un ecart de temperatură

cât mai ridicat al gazelor de ardere, prin proiectarea corespunzătoare a recuperatorului;

- stabilirea unor parametri de exploatare a recuperatorului care să asigure o durată de viață normală a acestuia (evitarea pericolului de corosiune datorată condensării vaporilor din gazele de ardere);
- neadoptarea de surse auxiliare (centrală termică de vârf), valorificarea resursei putând acoperi integral sarcina termică a consumatorului la parametri uzuali ai agentului termic (95/75 °C, 115/75 °C, 150/70 °C);
- prevederea mai multor unități de recuperare, în paralel, pentru preluarea variațiilor sarcinii termice de încălzire a consumatorului;
- prevederea mai multor unități de recuperare, în serie, pentru a recupera cât mai mult din potențialul termic al gazelor.

4.10.2.2 Caracteristicile sursei de căldură

Sursa de căldură este constituită de:

- gazele evacuate din procese tehnologice, în principal, de la cuptoare;
- gazele evacuate de la cazanele de încălzire.

Caracteristicile gazelor evacuate de la cuptoare, care prezintă interes pentru procesul de recuperare a căldurii sunt: temperatura, debitul, compoziția și regimul de furnizare.

Domeniile uzuale de variație ale acestor parametri sunt:

- temperatura: 200 ... 600 °C;
- debitul: 1 000 ... 20 000 m³/h;
- compoziția: gaze cu sau fără sulf; gaze cu sau fără funingine sau cenușă zburătoare; gaze cu sau fără praf;
- regimul de furnizare: continuu sau intermitent.

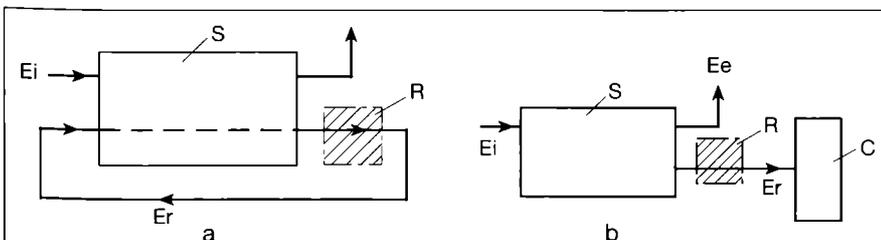


Fig. 4.10.1. Tipuri de recuperare a căldurii în funcție de modul de repartizare a căldurii între sursă și utilizator:

a - recuperare internă; b - recuperare externă;

S - sursa; R - recuperatorul; C - consumatorul extern; Ei - energia intrată; Ee - energia ieșită; Er - energia recuperată.

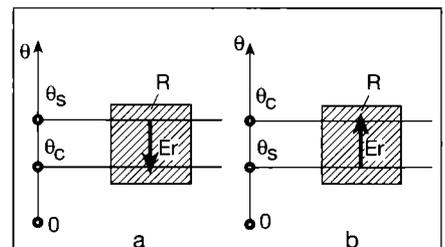


Fig. 4.10.2. Tipuri de recuperare a căldurii în funcție de nivelurile de temperatură ale sursei și consumatorului:

a - recuperare cu schimbătoare de căldură ($\theta_s > \theta_c$); b - recuperare cu pompe de căldură ($\theta_s < \theta_c$);

θ_s - temperatura sursei; θ_c - temperatura agentului termic obținut prin recuperare, la consumator;

E_r - energie recuperată;

R - recuperator.

4.10.2.3 Recuperatoare de căldură

Recuperatoarele de căldură din gazele de ardere sunt echipamente și instalații complexe, execuția lor fiind diferențiată în funcție de caracteristicile gazelor de ardere.

Astfel:

- recuperarea de căldură din gazele de ardere evacuate de la cazanele de încălzire se realizează cu cazane cu condensatie (capitolul 6.2.7);
- recuperarea de căldură din gazele de ardere evacuate de la cuptoare se realizează, în general, cu instalații complexe, denumite generic cazane recuperatoare.

4.10.2.4 Cazane recuperatoare pentru producere de apă caldă sau fierbinte

Cazanele recuperatoare au, în general, soluțiile constructive ale cazanelor cu combustibili clasici, având deosebita calitate, atunci când gazele de ardere nu au o temperatură foarte ridicată (sub 800 °C), nu se mai utilizează incinta de radiație (focarul din soluția clasică), întregul cazan fiind format din drumuri convective.

După drumul parcurs de cele două fluide de lucru: apa care se încălzește și gazele de ardere care cedează căldura, cazanele pot fi ignitubulare sau acvatubulare.

Cazanele recuperatoare ignitubulare sunt alcătuite dintr-un fascicul de țevi netede prin care circulă gazele de ardere. Țevile sunt prinse la capete în plăci tubulare, prin mandrinare sau sudură.

Cazanele se execută cu unul sau mai multe drumuri de gaze, în funcție de ecartul de temperatură disponibil pe partea gazelor de ardere.

Un cazan recuperator ignitubular cu două drumuri pentru gazele de ardere și șicane pe circuitul apei este prezentat în fig. 4.10.3.

Aceste recuperatoare au volum mare de apă, cu posibilități mari de acumulare a căldurii și variații mici ale temperaturii apei la fluctuațiile de debite și temperaturi ale gazelor de ardere. Modul de racordare a acestor recuperatoare de căldură pe traseul gazelor de ardere este prezentat în fig. 4.10.4.

Cazanele recuperatoare acvatubulare sunt executate cu serpentine simple, duble sau sub formă de panouri convective în U, S, M, așezate în linie sau decalat într-un canal din zidărie sau din tablă (fig. 4.10.5); prin țevi circulă apa, iar în exterior gazele de ardere. Distribuitorul la intrare și colectorul la ieșire, plasate întotdeauna în afara canalului de gaze, asigură prinderea serpentinei.

Cazanele recuperatoare românești (VULCAN București, IUC Ploiești, CUG Cluj Napoca etc.) sunt concepute pentru recuperarea căldurii sensibile și

sunt realizate din oțeluri obișnuite.

Pentru preîntâmpinarea pericolului de coroziune se impune ca temperatu-

ra gazelor, la ieșirea din cazanul recuperator, să se situeze deasupra temperaturii punctului de rouă al vaporilor de

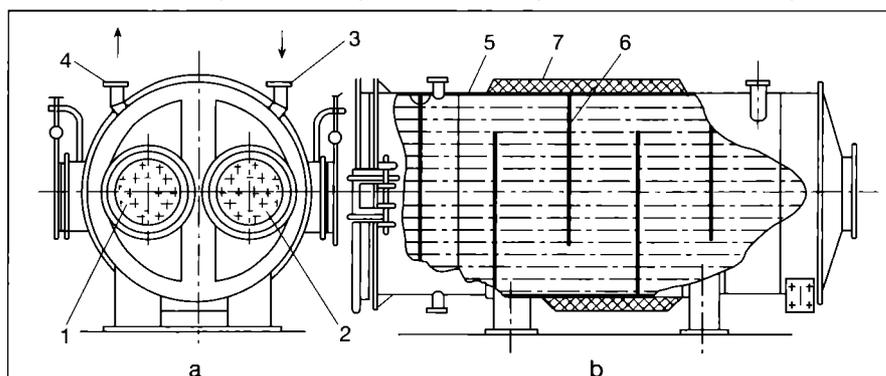


Fig. 4.10.3. Cazan recuperator pentru apă caldă:

a - secțiune transversală; b - secțiune longitudinală;

- 1 - intrare gaze de ardere; 2 - evacuare gaze de ardere; 3 - intrare apă; 4 - ieșire apă caldă; 5 - corpul recuperatorului; 6 - pereți transversali (șicane); 7 - izolație termică.

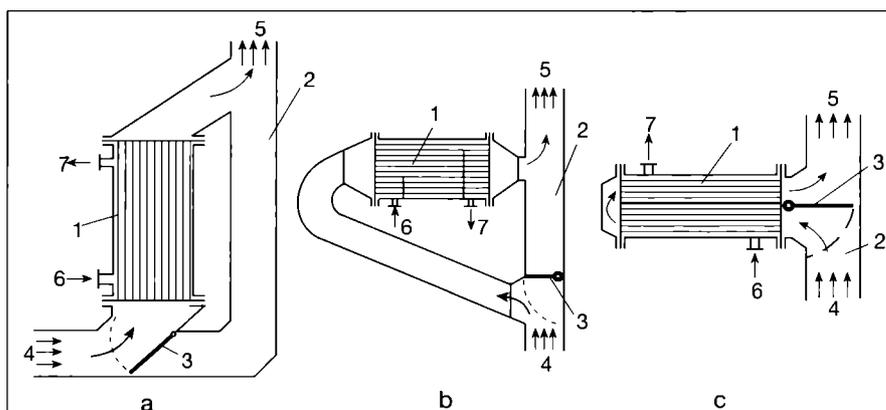


Fig. 4.10.4. Racordarea cazanelor recuperatoare ignitubulare pe traseul gazelor de ardere:

a - cazan cu un drum de gaze, montare verticală;

b - cazan cu un drum de gaze, montare orizontală;

c - cazan cu două drumuri de gaze, montare orizontală;

- 1 - cazan recuperator; 2 - coș de fum sau canal de gaze de ardere; 3 - clapetă; 4 - intrare gaze de ardere; 5 - ieșire gaze de ardere, după recuperator; 6 - intrare apă; 7 - ieșire apă.

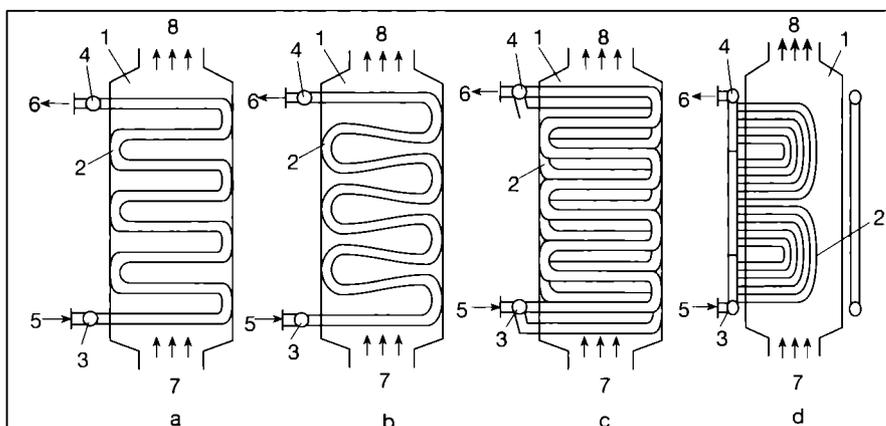


Fig. 4.10.5. Cazane recuperatoare acvatubulare:

- a - cazan cu serpentine cu țevi paralele b - cazan cu serpentine cu țevi convergente; c - cazan cu serpentine duble; d - cazan cu panouri convective; 1 - corpul recuperatorului; 2 - serpentină cu apă; 3 - distribuitor; 4 - colector; 5 - intrare apă; 6 - ieșire apă; 7 - intrare gaze de ardere; 8 - ieșire gaze de ardere.

apă (60...70 °C), pentru gazele provenite din arderea combustibilului gazos, și deasupra temperaturii punctului de rouă acid (120...150 °C), pentru gazele provenite din arderea combustibilului lichid cu conținut de sulf de peste 2 %.

Caracteristicile tehnice ale unor cazane acvatubulare românești pentru agent termic apă caldă 95/75 °C sunt prezentate în tabelul 4.10.1, iar caracteristicile tehnice ale cazanelor ignitubulare sunt date în tabelul 4.10.2.

Domeniile economice de utilizare a recuperatoarelor de căldură de capacitate mică sunt indicate în fig. 4.10.6, pentru cazanele acvatubulare și în fig. 4.10.7, pentru cazanele ignitubulare.

Pentru cazul gazelor de ardere provenite din combustibil lichid, valorile debitelor de căldură recuperată sunt cu 10...15 % mai mici decât valorile din diagrame, datorită necesității adoptării unei temperaturi mai ridicate a gazelor la ieșirea din recuperator, ca măsură de protecție la corosiune.

4.10.2.5 Cazane recuperatoare pentru producere de abur

Din punct de vedere constructiv, cazanele recuperatoare pot fi acvatubulare sau ignitubulare.

Producerea de abur supraîncălzit im-

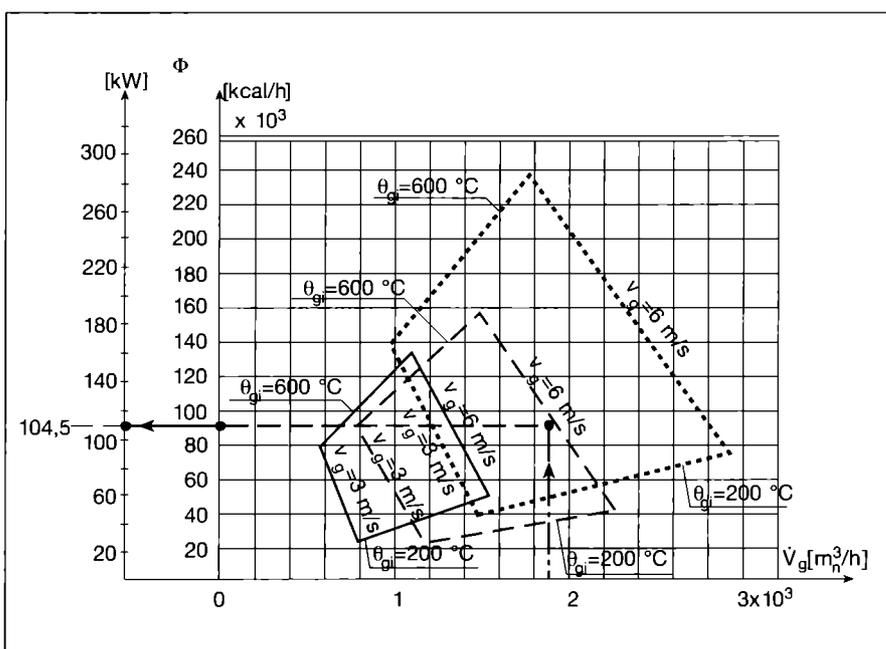


Fig. 4.10.6. Domeniul economic de utilizare a cazanelor recuperatoare acvatubulare de capacitate mică:

- cazan recuperator Crac 2,5
 - - - - - cazan recuperator Crac 15
 - cazan recuperator Crac 5
- \dot{V}_g - debitul gazelor de ardere; Φ - debitul de căldură recuperată;
 θ_{gi} - temperatura gazelor de ardere la intrarea în recuperator; v_g - viteza gazelor de ardere în recuperator.

Tabelul 4.10.1. Caracteristicile tehnice ale unor cazane recuperatoare acvatubulare românești pentru agent termic apă caldă 95 - 75 °C

Nr. crt.	Cazanul recuperator		Caracteristici		Producător
	Schema	Tipul	Constructive	Funcționale	
0	1	2	3	4	5
1	<p>1 - intrare gaze 2 - ieșire gaze 3 - intrare apă 4 - ieșire apă</p>	CRac 2,5	- 16 țevi pe rând - 26 rânduri de țevi - dimensiuni teavă: D 20 x 3 mm - dimensiuni gabarit: L = 580 mm l = 580 mm H = 1 400 mm - masa: 1 180 kg	$\dot{V}_g = 1000...4000 \text{ m}^3/\text{h}$ $\theta_{gi} = 200...600 \text{ }^\circ\text{C}$ $\Phi = 60...170 \text{ kW}$ (pt. $\theta_{gi} = 300 \text{ }^\circ\text{C}$)	VULCAN București CUG Cluj-Napoca
		CRac 5	- 18 țevi pe rând - 20 rânduri de țevi - dimensiuni teavă: D 25 x 3 mm - dimensiuni gabarit: L = 1 100 mm l = 870 mm H = 1 650 mm - masa: 2 400 kg	$\dot{V}_g = 2000...7000 \text{ m}^3/\text{h}$ $\theta_{gi} = 200...600 \text{ }^\circ\text{C}$ $\Phi = 80...300 \text{ kW}$ (pt. $\theta_{gi} = 300 \text{ }^\circ\text{C}$)	VULCAN București CUG Cluj-Napoca
2		CRac 15	- 10 țevi pe rând - 26 rânduri de țevi - dimensiuni teavă: D 38 x 3 mm - dimensiuni gabarit: L = 1 073 mm l = 916 mm H = 2 200 mm - masa: 824 kg	$\dot{V}_g = 1000...5000 \text{ m}^3/\text{h}$ $\theta_{gi} = 200...600 \text{ }^\circ\text{C}$ $\Phi = 50...150 \text{ kW}$ (pt. $\theta_{gi} = 300 \text{ }^\circ\text{C}$)	CUG Cluj-Napoca IUC Ploiești

placă trecerea apei prin țevi, asigurându-se încălzirea și vaporizarea apei, precum și supraîncălzirea vaporilor saturați. Pentru încălzirea apei se folosește schimbătorul de căldură numit „economizor”, cu serpentine din oțel amplasate în zona temperaturilor înalte.

În fig. 4.10.8 se prezintă schema unui cazan recuperator acvatubular cu tamburi transversali. Soluția tehnică adoptată pentru vaporizator este asemănătoare cu cea a cazanului de abur tip CR (Vulcan) utilizat pentru debite mari de gaze de ardere, obținându-se viteze economice.

Pentru diverse intervenții, reparații, precum și pentru posibilitatea curățării țevilor de depuneri s-a prevăzut un ca-

nal de fum în „by-pass” având un șiber care în poziția „închis” obligă gazele de ardere să străbată cazanul recuperator, iar în poziția „deschis” scoate cazanul din funcțiune, gazele de ardere fiind evacuate spre coș.

Cazanele recuperatoare ignitubulare pentru producerea aburului au suprafața de schimb de căldură formată dintr-un fascicul de țevi netede amplasate într-un tambur care la partea superioară are un spațiu pentru separarea aburului. Sunt cazane cu volum mare de apă, inerție termică ridicată, posibilități de curățare a țevilor, montare ușoară la beneficiar. Au însă un consum mare de metal, îndeosebi datorită tamburului, și un consum mare de energie la exhaus-

tor pentru realizarea vitezelor economice de circulație a gazelor de ardere.

4.10.2.6 Parametrii funcționali ai cazanelor recuperatoare

Principali parametri funcționali ai unui cazan recuperator sunt:

Φ - debitul de căldură recuperată [W];

\dot{V}_g - debitul gazelor de ardere [m^3/h];

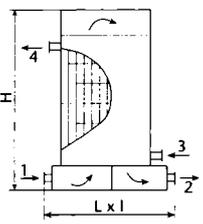
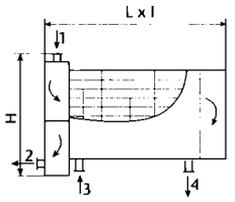
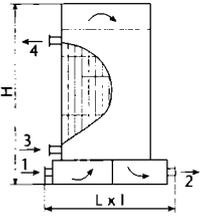
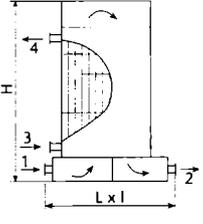
\dot{M}_a - debitul de apă [kg/h];

θ_{gi} , θ_{ge} - temperatura gazelor de ardere la intrarea în recuperator, respectiv la ieșire [$^{\circ}\text{C}$];

v_g - viteza gazelor de ardere în recuperator [m/s];

θ_{ai} , θ_{ae} - temperatura apei la intrarea în recuperator, respectiv, la

Tabelul 4.10.2. Caracteristicile tehnice ale unor cazane recuperatoare ignitubulare românești pentru agent termic apă caldă 95 - 75 $^{\circ}\text{C}$

Nr. crt.	Cazanul recuperator		Caracteristici		Producător
	Schema	Tipul	Constructive	Funcționale	
0	1	2	3	4	5
1		CRac 5 - 8	- 54 țevi D 57 x 4 mm - dimensiuni gabarit: L = 2 000 mm l = 1 800 mm H = 4 400 mm - masa: 4 992 kg	$\dot{V}_g = 400...1\ 600\ \text{m}^3/\text{h}$ $\theta_{gi} = 200...600\ ^{\circ}\text{C}$ $\Phi = 20...100\ \text{kW}$ (pt. $\theta_{gi} = 300\ ^{\circ}\text{C}$)	Vulcan București CUG Cluj-Napoca
2		CRac 14 - 21	- 100 țevi D 51 x 3 mm - dimensiuni gabarit: L = 5 000 mm l = 1 600 mm H = 2 100 mm - masa: 6 240 kg	$\dot{V}_g = 1\ 000...3\ 000\ \text{m}^3/\text{h}$ $\theta_{gi} = 200...600\ ^{\circ}\text{C}$ $\Phi = 90...160\ \text{kW}$ (pt. $\theta_{gi} = 300\ ^{\circ}\text{C}$)	Vulcan București CUG Cluj-Napoca
3		CRac 21 - 45	- 283 țevi D 51 x 3 mm - dimensiuni gabarit: L = 2 200 mm l = 2 200 mm H = 4 500 mm - masa: 9 125 kg	$\dot{V}_g = 1\ 500...7\ 500\ \text{m}^3/\text{h}$ $\theta_{gi} = 200...600\ ^{\circ}\text{C}$ $\Phi = 120...580\ \text{kW}$ (pt. $\theta_{gi} = 300\ ^{\circ}\text{C}$)	Vulcan București CUG Cluj-Napoca
4	 1 - intrare gaze 2 - ieșire gaze 3 - intrare apă 4 - ieșire apă	CRac 80 - 110	- 506 țevi D 51 x 3 mm - dimensiuni gabarit: L = 2 000 mm l = 1 850 mm H = 7 600 mm - masa: 1 5500 kg	$\dot{V}_g = 3\ 000...14\ 000\ \text{m}^3/\text{h}$ $\theta_{gi} = 200...600\ ^{\circ}\text{C}$ $\Phi = 230...900\ \text{kW}$ (pt. $\theta_{gi} = 300\ ^{\circ}\text{C}$)	IUC Ploiești

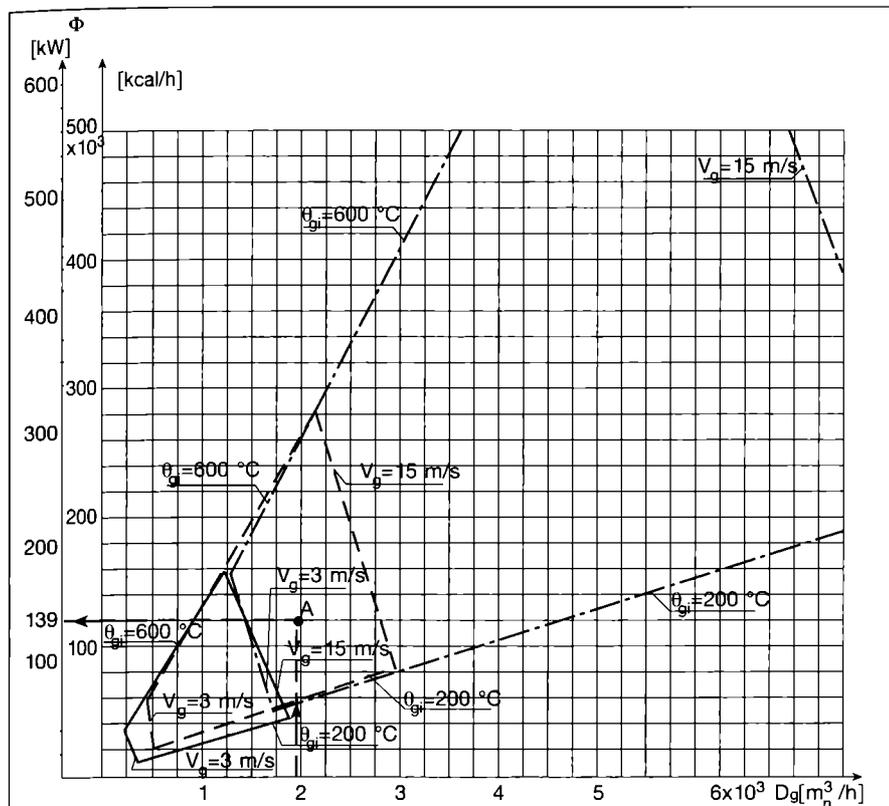


Fig. 4.10.7. Domeniul economic de utilizare a cazanelor recuperatoare ignitubulare de capacitate mică:

- cazan recuperator Crac 5 - 8
- - - - - cazan recuperator Crac 14 - 21
- · - · - · cazan recuperator Crac 21 - 45

\dot{V}_g - debitul gazelor de ardere; Φ - debitul de căldură recuperată; θ_{gi} - temperatura gazelor de ardere la intrarea în recuperator; v_g - viteza gazelor de ardere în recuperator.

ieșire [°C];

Δp_g - pierderea de sarcină pe circuitul gazelor de ardere [Pa];

Δp_a - pierderea de sarcină pe circuitul apei [Pa].

Între acești parametri există o strânsă interdependență în funcționare, punându-se în evidență, pentru un anumit tip de recuperator, următoarele funcții:

$$\Phi = f(\theta_{gi}, v_g);$$

$$\theta_{ge} = f(\theta_{gi}, v_g);$$

$$\dot{V}_g = f(\theta_{gi}, v_g);$$

$$\Delta p_g = f(\theta_{gi}, v_g);$$

$$\Delta p_a = f(\dot{M}_a).$$

Prin transpunerea grafică a acestor funcții în cadrul unor nomograme se poate defini domeniul de funcționare a recuperatorului.

Caracteristicile funcționale ale unui cazan recuperator acvatubular pentru apă caldă 95/75 °C, tip CRac 5, sunt prezentate în fig. 4.10.9, evidențiindu-se domeniile de variație a parametrilor.

În mod similar, în fig. 4.10.10 sunt prezentate caracteristicile unui cazan recuperator ignitubular, de tip CRac 14-21.

rator de căldură care să poată asigura sarcina termică a unui consumator de încălzire $\Phi_i = 139$ kW, agentul termic fiind apă caldă 95/75 °C.

Rezolvare

a) Varianta alegerii unui cazan recuperator acvatubular: din diagrama din fig. 4.10.6, pentru $\dot{V}_g = 1900$ m³/h, rezultă că domeniul economic de utilizare a cazanelor este cel al cazanelor CRac 15 și CRac 5. Se alege cazanul CRac 5 întrucât cazanul CRac 15 are debitul de căldură recuperată limitat la 104,5 kW (punctul A).

• Se stabilesc parametrii de funcționare ai cazanului, utilizând diagrama din fig. 4.10.9, astfel:

- se ridică două verticale din $\theta_{gi} = 400$ °C (punctul A) și $\dot{V}_g = 1900$ m³/h (punctul B) și rezultă viteza gazelor de ardere $v_g = 5$ m/s, astfel încât punctele C și, respectiv D, de pe aceste verticale să se găsească pe aceeași dreaptă orizontală;

- se obțin în continuare: debitul de căldură recuperată $\Phi = 154,5$ kW (punctul E); temperatura gazelor de ardere la ieșirea din recuperator $\theta_{ge} = 153$ °C (punctul F); debitul de apă care circulă prin cazanul recuperator $\dot{M}_a = 7600$ kg/h (punctul G); pierderile de sarcină pe circuitul de apă $\Delta p_a = 7800$ Pa (punctul H) și pe circuitul gazelor de ardere $\Delta p_g = 800$ Pa (punctul I).

• Întrucât $\Phi > \Phi_i$, prin prevederea unui cazan recuperator CRac 5 este asigurat necesarul de căldură pentru consumatorul de încălzire.

b) Varianta alegerii unui cazan recuperator ignitubular: din diagrama din fig. 4.10.7, pentru $\dot{V}_g = 1900$ m³/h, rezultă că domeniul economic este al cazanelor CRac 14-21 și al cazanelor CRac 21-45. Se alege cazanul CRac 14-21 care are debitul de căldură recuperată egal cu necesarul de căldură pentru încălzire $\Phi_i = 139$ kW (punctul A).

• Se stabilesc parametrii de funcționare a cazanului, utilizând diagrama din fig. 4.10.10, astfel:

- se ridică o verticală din $\dot{V}_g = 1900$ m³/h (punctul B) și se duce o orizontală din $\Phi_i = 139$ kW (punctul E), rezultând: viteza gazelor de ardere $v_g = 12$ m/s (punctele C și D care sunt pe aceeași dreaptă orizontală); din punctul C se coboară o verticală rezultând temperatura gazelor de ardere la intrarea în recuperator $\theta_{gi} = 325$ °C (în loc de 400 °C cât se obține din procesul tehnologic) - punctul A;

- se obțin în continuare: temperatura gazelor de ardere la ieșirea din recuperator $\theta_{ge} = 125$ °C (punctul F); debitul de apă care circulă prin cazanul recuperator $\dot{M}_a = 10600$ kg/h (punctul G); pierderile de sarcină pe circuitul de apă $\Delta p_a = 5003$ Pa (punctul H) iar pe cir-

4.10.2.7 Alegerea unui cazan recuperator și stabilirea regimului de funcționare

Pentru alegerea tipului și mării unui cazan recuperator se au în vedere atât parametrii sursei și caracteristicile sarcinii termice a consumatorului cât și posibilitățile de a beneficia la maximum de avantajele folosirii tipului constructiv de cazan (acvatubular sau ignitubular), în cazul respectiv.

Datele necesare pentru alegerea unui cazan recuperator sunt:

- debitul gazelor de ardere \dot{V}_g ;
- temperatura gazelor de ardere la intrare în recuperator θ_{gi} ;
- proveniența gazelor de ardere: din combustibil gazos sau lichid;
- agentul termic produs: apă caldă, apă fierbinte sau abur;
- sarcina termică a consumatorului Q_i .

Exemplul de calcul 1

Se consideră o instalație tehnologică din care se obține un debit al gazelor de ardere $\dot{V}_g = 1900$ m³/h, la o temperatură $\theta_{gi} = 400$ °C, rezultat din arderea unui combustibil gazos.

Se cere alegerea unui cazan recupe-

cuitul gazelor de ardere $\Delta p_g = 400$ Pa (punctul I).

• Cazanul CRac 14-21 asigură necesarul de căldură pentru consumatorul de încălzire $\Phi_i = 139$ kW necesitând o temperatură a gazelor de ardere $\theta_{gi} = 325$ °C, mai mică decât cea rezultată din procesul tehnologic. În ceea ce privește pierderile de sarcină, atât pe circuitul gazelor de ardere cât și pe cel al apei, acestea sunt mai mici decât la cazanul recuperator acvatubular.

În concluzie, fiecare tip de cazan recuperator de căldură prezintă avantaje și dezavantaje; la alegerea tipului de cazan se vor avea în vedere și aspectele economice și de exploatare (de exemplu: cazanul acvatubular are un consum mai redus de metal și nu prezintă pericol de murdărire a suprafețelor de pe partea gazelor de ardere).

4.10.2.8 Scheme pentru utilizarea căldurii recuperate

În general, se adoptă scheme care prepară un agent termic (apa caldă) care se utilizează în instalațiile de încălzire; rolul cazanelor de încălzire dintr-o centrală termică clasică este preluat, în acest caz, de către cazanele recuperatoare. Astfel se pot încălzi ateliere și anexe sociale, aflate în vecinătatea locului în care se găsește resursa, precum și clădiri mai îndepărtate (cămine, sedii administrative, locuințe etc.). Schema funcțională de principiu a unui sistem de recuperare cu cazane de apă caldă este prezentată în fig. 4.10.11.

Există și situații locale în care încălzirea spațiilor se poate realiza direct, fără a mai fi necesară prepararea unui agent termic intermediar, în acest caz folosindu-se recuperatoare de căldură gaze de ardere - aer.

Modul de încălzire a unei clădiri industriale etajată, prin recuperarea căldurii din gazele de ardere de la cuptoara

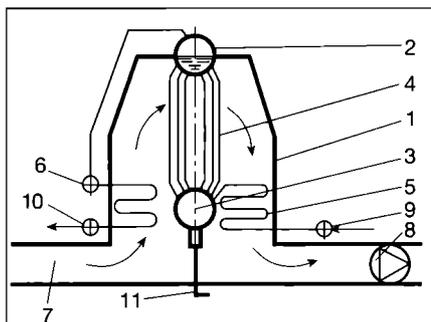


Fig. 4.10.8. Cazan recuperator acvatubular pentru abur supraîncălzit:

- 1 - corpul cazanului; 2 - tambur superior; 3 - tambur inferior;
- 4 - vaporizator; 5 - economizor;
- 6 - supraîncălzitor; 7 - intrare gaze de ardere; 8 - exhaustor; 9 - intrare apă; 10 - ieșire apă; 11 - șiber.

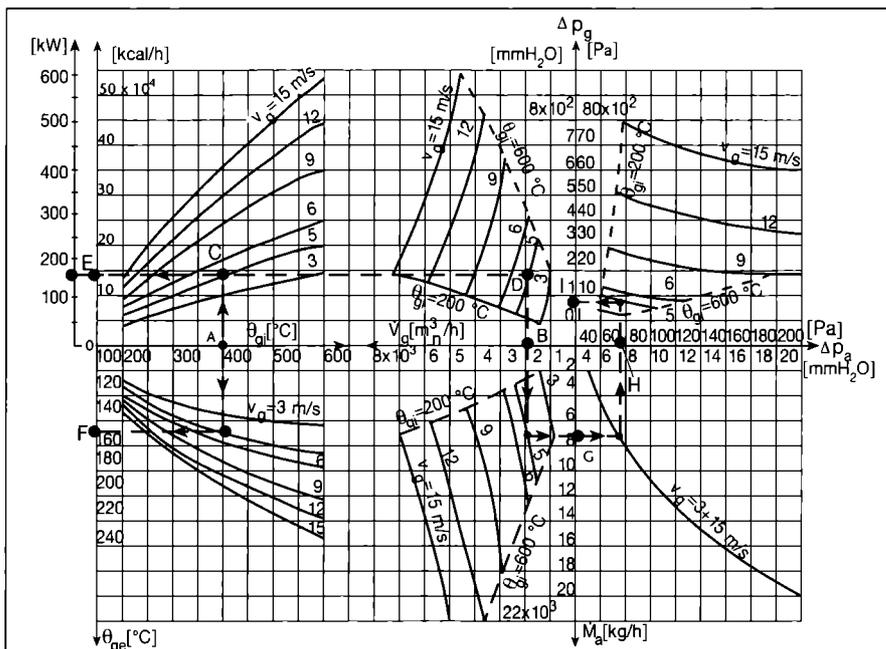


Fig. 4.10.9. Caracteristicile funcționale ale cazanului recuperator acvatubular Crac 5:

Φ - debitul de căldură recuperată; V_g - debitul gazelor de ardere; M_a - debitul de apă; θ_{gi} - temperatura gazelor de ardere la intrarea în recuperator; θ_{ge} - temperatura gazelor de ardere la ieșirea din recuperator; Δp_g - pierderea de sarcină în recuperator pe circuitul gazelor de ardere; Δp_a - pierderea de sarcină în recuperator pe circuitul apei; v_g - viteza gazelor de ardere în recuperator.

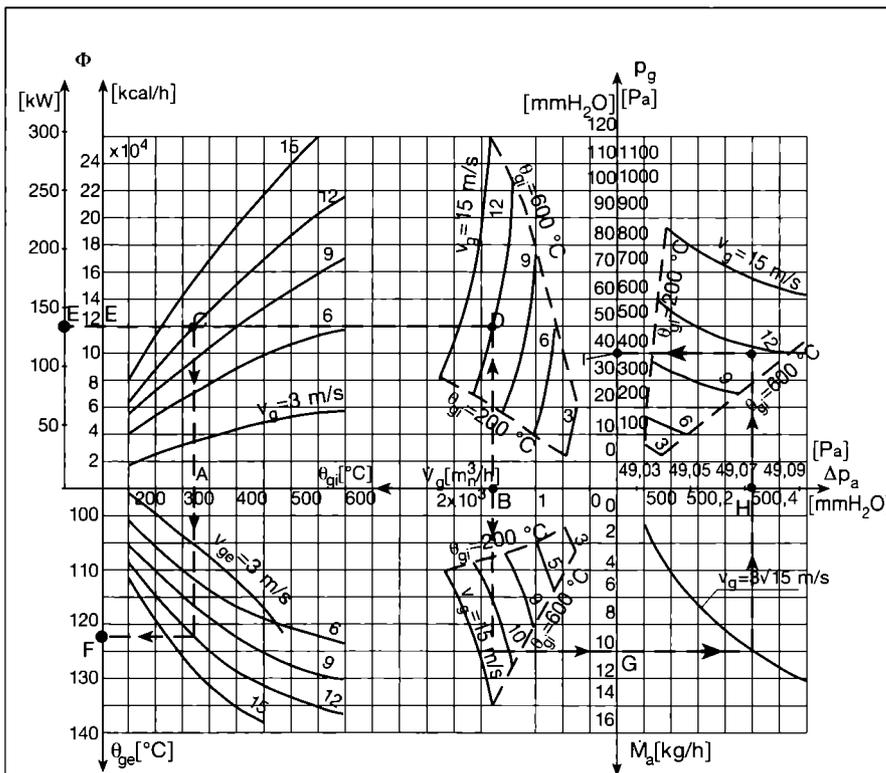


Fig. 4.10.10. Caracteristicile funcționale ale cazanului recuperator acvatubular Crac 14-21:

Φ - debitul de căldură recuperată; V_g - debitul gazelor de ardere; M_a - debitul de apă; θ_{gi} - temperatura gazelor de ardere la intrarea în recuperator; θ_{ge} - temperatura gazelor de ardere la ieșirea din recuperator; Δp_g - pierderea de sarcină în recuperator pe circuitul gazelor de ardere; Δp_a - pierderea de sarcină în recuperator pe circuitul apei; v_g - viteza gazelor de ardere în recuperator.

rele amplasate la nivelul inferior al clădirii este prezentat în fig. 4.10.12.

Sursa termică o constituie coșul de fum care străbate clădirea și care este înglobat în structura acesteia.

4.10.2.9 Indicatorsi energetici și economici

Introducerea unui sistem de recuperare a căldurii din gazele fierbinți conduce la economii de combustibil și, implicit, la reducerea costului căldurii livrate.

Aceasta presupune însă realizarea unei investiții suplimentare care cuprinde cheltuielile pentru: cazanele recuperatoare, modificările constructive pe traseul gazelor de ardere, aparatura de măsură, control și automatizare, pompe de circulație, conducte și armături etc.

Unul dintre indicatorii cu care se apreciază eficiența unei soluții de recuperare a căldurii din gazele de ardere este investiția specifică aferentă economiei nete de combustibil care are expresia:

$$i_c = \frac{I}{v \cdot E_c} [lei/t_{cc}],$$

în care:

I - este cheltuielile de investiție [lei];
v - durata de viață a sistemului de recuperare; în medie, se consideră *v* = 8...10 ani;

E_c - economia netă de combustibil convențional [*t_{cc}*/an].

E_c se calculează ca diferența dintre consumul de combustibil, în soluția fără recuperare de căldură, și consumul de combustibil, în soluția cu recuperare de căldură; acesta din urmă va include și consumurile de energie electrică aferente pierderilor de sarcină introduse suplimentar de către recuperator pe circuitul gazelor de ardere și pe circuitul de apă.

Cu cât *i_c* este mai redus, cu atât soluția de recuperare a căldurii folosită este mai eficientă.

Oportunitatea adoptării unui sistem de recuperare a căldurii din gazele de ardere se stabilește cu ajutorul duratei

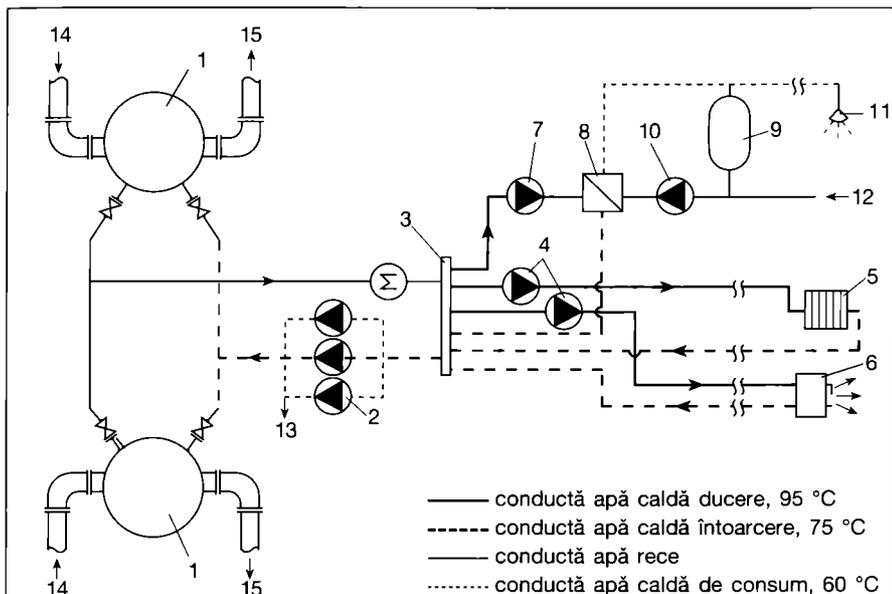


Fig. 4.10.11. Schema instalației de încălzire și preparare apă caldă de consum cu recuperarea căldurii din gazele de ardere:

- 1 - cazan recuperator ignitubular; 2 - pompe de circulație cazane recuperatoare; 3 - butelie de amestec; 4 - pompe de circulație consumatori de încălzire; 5 - consumator încălzire cu corpuri de încălzire; 6 - consumator încălzire cu aer cald; 7 - pompă agent primar pentru preparare apă caldă de consum; 8 - schimbător de căldură pentru apă caldă de consum; 9 - rezervor de acumulare apă caldă de consum; 10 - pompă circulație apă caldă de consum; 11 - consumator apă caldă de consum; 12 - de la rețeaua de apă rece; 13 - la sistemul de expansiune; 14 - intrare gaze de ardere; 15 - evacuare gaze de ardere la coș.

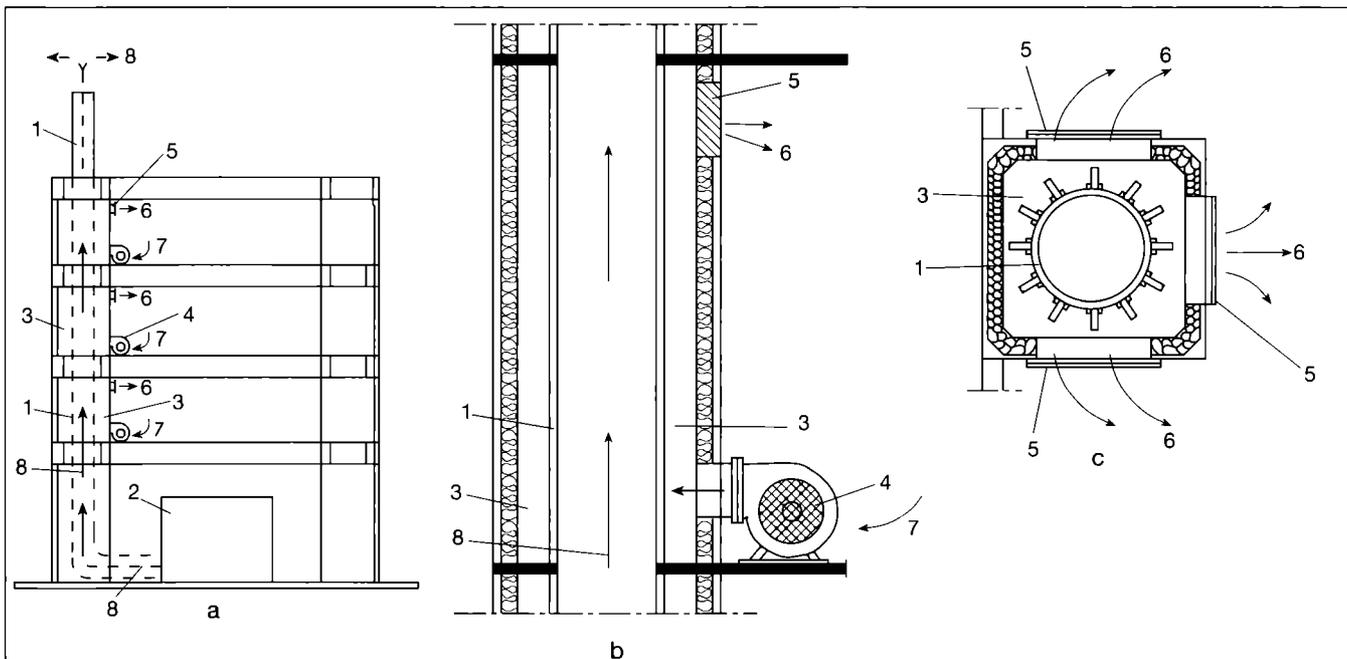


Fig. 4.10.12. Încălzirea cu aer cald a unei clădiri industriale etajate prin recuperarea căldurii de la coșul de fum:

a - secțiune prin clădirea încălzită cu aer cald; b - detaliu, secțiune verticală prin coșul de fum;

c - detaliu, secțiune orizontală la nivelul gurilor de refulare;

- 1 - coș de fum metalic; 2 - cuptor; 3 - incintă pentru încălzirea aerului; 4 - ventilator; 5 - guri de introducere a aerului; 6 - aer cald refulat în hală; 7 - aer aspirat din hală; 8 - gaze de ardere.

de recuperare a cheltuielilor de investiție din economiile la costul căldurii; aceasta are expresia:

$$n = \frac{I}{Q_{an} \cdot \Delta C} \text{ [ani]},$$

în care:

Q_{an} - este cantitatea anuală de căldură recuperată [GJ], [Gcal].

$\Delta C = C_{CT} - C$ [lei/GJ], [lei/Gcal],

în care:

C_{CT} - este costul căldurii în soluția tradițională (centrală termică),

C - este costul căldurii în soluția cu recuperare de căldură.

De regulă, este oportună introducerea unui sistem de recuperare a căldurii din gazele fierbinți dacă $n < 3$ ani.

4.10.3. Recuperarea căldurii din apele tehnologice

4.10.3.1 Recomandări privind recuperarea căldurii din apele tehnologice de răcire

Pentru utilizarea cât mai eficientă a căldurii recuperate din apele tehnologice de răcire se impune:

- cunoașterea parametrilor de exploatare a resursei (temperatură, debit disponibil, regim de funcționare, calitatea apei), în scopul corelării acestora cu necesitățile consumatorului și cu echipamentul stației de recuperare;
- stabilirea unui amplasament judicios al stației de recuperare, în funcție de locul resursei și poziția consumatorilor; de regulă, stația de recuperare se amplasează în vecinătatea gospodăriei de apă recirculată (bazinul de colectare a apei calde), întrucât debitele din rețeaua de apă recirculată sunt mari, aceasta funcționând la ecarteri mai reduse de temperatură decât rețeaua termică a consumatorilor;
- prevederea de surse de adaos (pompe de căldură pentru ridicarea potențialului termic al apelor tehnologice

cu temperaturi scăzute);

- găsirea celor mai indicate modalități de racordare a stației de recuperare la sursa de căldură recuperată în funcție de:

- presiunea disponibilă (în cazul în care parametrii pompelor din gospodăria de recirculare sunt insuficienți pentru alimentarea, în paralel, și a stației de recuperare, se prevăd pompe speciale având debitul și presiunea corespunzătoare alimentării atât a stației cât și a pompelor de căldură);
- natura apelor (în situația unor ape convențional curate - fără uleiuri sau grăsimi, neagresive etc. - pompele de căldură pot extrage direct căldura din acestea; în caz contrar se prevăd circuite intermediare de protecție);
- temperatura apelor (din apele cu temperatura de peste 35 °C căldura se recuperează, într-o primă treaptă, cu schimbătoare de căldură, în treapta a 2-a cu pompe de căldură înseriate);
- utilizarea în măsură cât mai mare a energiei disponibile a resursei, prin:

- răcirea cu un ecart de temperatură cât mai ridicat a apei tehnologice (realizarea de scheme cu înserierea pompelor de căldură; utilizarea unor trepte cu transfer direct de căldură);
- durată anuală de funcționare cât mai mare (alimentarea instalațiilor de încălzire cu parametri reduși de temperatură, de exemplu $\theta_g/\theta_i = 90...70/40$ °C; folosirea unor scheme de încălzire pentru perioada de vârf și funcționarea pompelor de căldură în regim de bază; satisfacerea cu prioritate a necesității de apă caldă de consum).

4.10.3.2 Caracteristicile sursei și componența sistemului

O pondere însemnată în recuperările de căldură din procesele industriale revine apelor tehnologice recirculate de la răcirea utilajelor.

Caracteristicile acestor ape, care prezintă interes pentru procesul de recuperare a căldurii sunt: temperatura, debitul, compoziția și regimul de furnizare.

Domeniile uzuale de variație a acestor parametri sunt:

- temperatura: 25...40 °C;
- debitul: 10...300 m³/h;

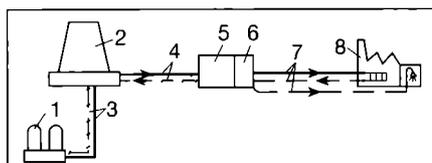


Fig. 4.10.13. Sistem de alimentare cu căldură recuperată din apele tehnologice de răcire:

- 1 - utilaje tehnologice răcite;
- 2 - gospodăria apelor tehnologice de răcire;
- 3 - rețea de apă recirculată de la utilaje;
- 4 - rețea de apă recirculată de la stația pompelor de căldură;
- 5 - stația pompelor de căldură;
- 6 - sursă termică auxiliară;
- 7 - rețea termică exterioară pentru alimentarea consumatorilor de căldură recuperată;
- 8 - consumator.

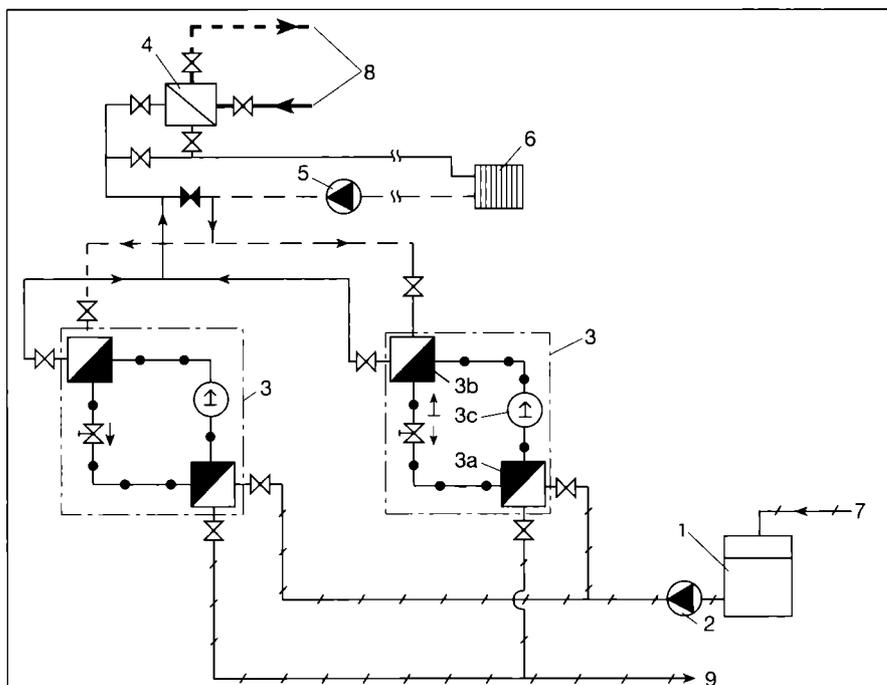


Fig. 4.10.14. Instalație de încălzire cu recuperarea căldurii prin pompe de căldură cu compresie; racordare directă a pompei de căldură:

- 1 - rezervor apă tehnologică;
- 2 - pompă de circulație apă tehnologică;
- 3 - pompă de căldură cu compresie; 3a - vaporizator; 3b - condensator; 3c - compresor;
- 4 - schimbătorul de căldură al sursei auxiliare;
- 5 - pompă de circulație;
- 6 - consumator de încălzire;
- 7 - apă recirculată de la răcirea utilajelor;
- 8 - la și de la centrala termică de vârf;
- 9 - la gospodăria de apă recirculată.

- conductă apă tehnologică
- conductă încălzire ducere
- conductă încălzire întoarcere
- conducte agent termic de la centrala termică de vârf (apă caldă sau apă fierbinte)
- circuitul de agent frigorific al pompei de căldură

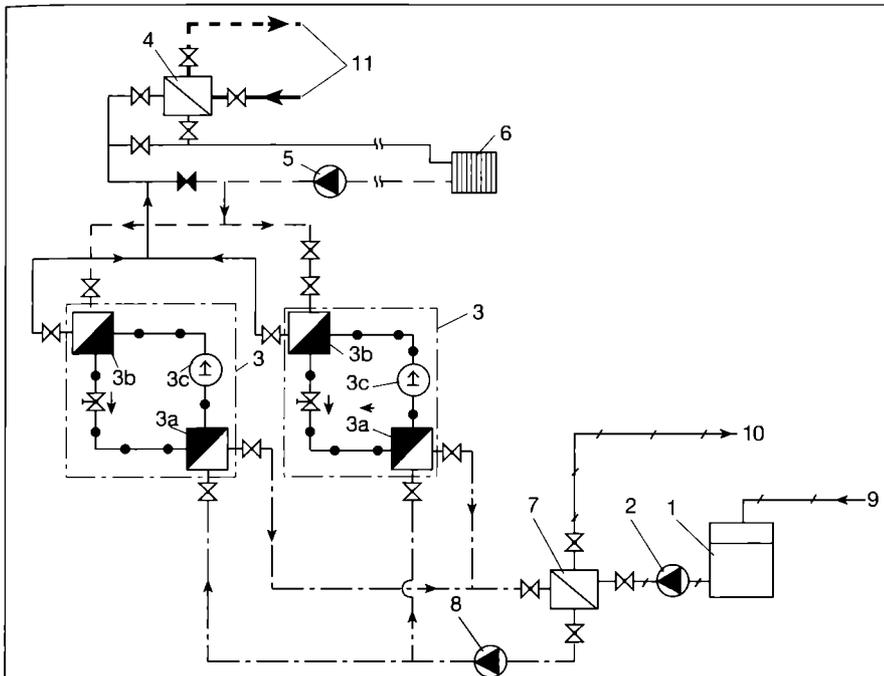


Fig. 4.10.15. Instalație de încălzire cu recuperarea căldurii prin pompe de căldură cu compresie; racordare indirectă a pompei de căldură; racordare directă a pompei de căldură:

1 - 6 - și semnele convenționale de conducte, au semnificația de la fig. 4.10.14; 7 - schimbător de căldură intermediar; 8 - pompă de circulație agent intermediar; 9 - apă recirculată de la răcirea utilajelor; 10 - la gospodăria de apă recirculată; 11 - la și de la centrala termică de vârf.

----- conductă circuit intermediar (apă)

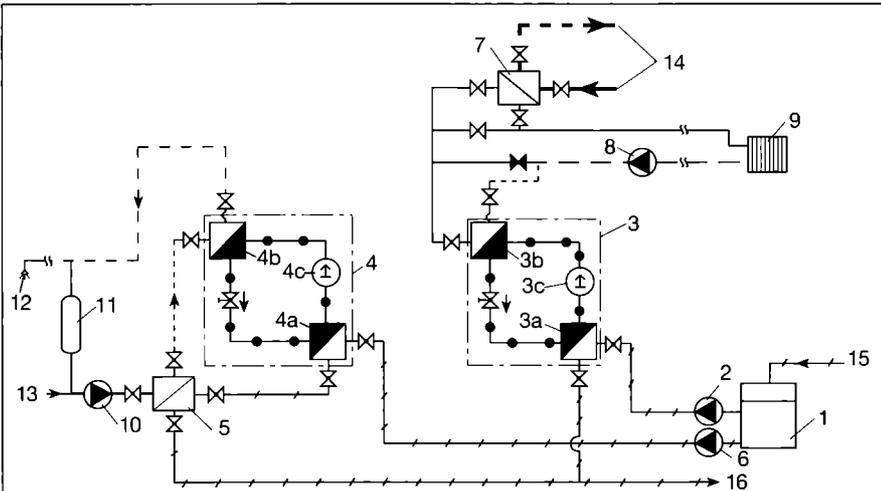


Fig. 4.10.16. Instalație de încălzire și de preparare a apei calde de consum cu recuperarea căldurii prin pompe de căldură cu compresie; racordare directă a pompei de căldură:

1 - rezervor apă tehnologică; 2 - pompă de circulație apă tehnologică pentru încălzire; 3 - pompă de căldură cu compresie pentru încălzire; 3a - vaporizator; 3b - condensator; 3c - compresor; 4 - pompă de căldură cu compresie pentru apă caldă de consum; 4a - vaporizator; 4b - condensator; 4c - compresor; 5 - schimbător de căldură pentru preîncălzire; 6 - pompă circulație apă tehnologică pentru preparare apă caldă de consum; 7 - schimbător de căldură al sursei auxiliare; 8 - pompă circulație încălzire; 9 - consumator de încălzire; 10 - pompă circulație apă caldă de consum; 11 - rezervor de acumulare; 12 - consumator de apă caldă de consum; 13 - de la rețeaua de apă rece; 14 - la și de la centrala termică de vârf; 15 - apă recirculată de la răcirea utilajelor; 16 - la gospodăria de apă recirculată; semnele convenționale au semnificația de la fig. 4.10.14.

----- conductă circuit apă caldă de consum.

- compoziția: ape convențional curate; ape impurificate cu uleiuri și grăsimi;
- regimul de furnizare: în general, continuu.

Nivelul de temperatură al sursei fiind mai coborât decât al utilizatorului, valorificarea resursei se face cu ajutorul pompelor de căldură (cel mai adesea sunt folosite pompele de căldură cu compresie mecanică, de tip apă-apă; caracteristicile acestor echipamente sunt prezentate în capitolul 4.6).

Sursa termică este localizată la gospodăria de ape tehnologice de răcire care cuprinde bazinul de colectare apă caldă, turnurile de răcire și bazinul de apă răcită.

Consumatorii de căldură sunt clădirile de producție sau anexele sociale (din cadrul incintei industriale, care au necesități de încălzire și de apă caldă de consum).

Principalele componente ale sistemului de alimentare cu căldură recuperată sunt următoarele (fig. 4.10.13): utilajele de la care se preia căldura; gospodăria de ape tehnologice de răcire; rețeaua de ape recirculate; stația de pompe de căldură; sursa termică auxiliară, cuplată cu stația de pompe de căldură; rețelele termice exterioare; instalațiile interioare de încălzire și de preparare apă caldă de consum.

Ca sursă termică auxiliară poate fi adoptat, fie un cazan de apă caldă sau apă fierbinte, fie un schimbător de căldură racordat la rețeaua termică.

4.10.3.3 Scheme funcționale

Schemele funcționale adoptate pentru recuperarea căldurii din apele tehnologice de răcire se diferențiază în funcție de:

- natura consumului: încălzire, încălzire și apă caldă de consum;
- calitatea apei din care se recuperează căldura; se pot realiza instalații cu racordare directă sau indirectă a pompei de căldură;
- tipul sursei auxiliare: schimbător de căldură, racordat la rețeaua termică din incintă sau cazan de încălzire.

O schemă de recuperare a căldurii cu pompe de căldură cu compresie pentru alimentarea unui consumator de încălzire este prezentată în fig. 4.10.14.

Circuitul resursei care alimentează vaporizatorul pompei de căldură este următorul: rezervor de colectare apă caldă provenită de la răcirea utilajelor - pompă de circulație - vaporizator - gospodărie de apă recirculată. Căldura preluată de la apa tehnologică este transferată prin intermediul condensatorului agentului termic de întoarcere din instalația de încălzire. Agentul termic este reîncălzit, dacă este necesar, în schimbătorul de căldură al sursei

auxiliare până la nivelul temperaturii de ducere solicitată de consumator.

Se asigură astfel, recuperând o parte din căldura apei tehnologice cu ajutorul pompelor de căldură, necesarul de căldură la consumatori pe o perioadă cât mai lungă, iar vârfurile de consum sunt acoperite cu ajutorul sursei auxiliare.

În cazul în care există pericol de impurificare a apei tehnologice de răcire, ca măsură de protecție a pompei de căldură, se prevede un circuit intermediar compus dintr-un schimbător de căldură, pompă de circulație, conductele și armăturile aferente (fig. 4.10.15).

În situația în care consumatorul de căldură solicită și apă caldă de consum, se prevede o pompă de căldură pentru prepararea apei calde de consum (fig. 4.10.16).

Pompa de căldură pentru apă caldă de consum preia căldura din apa tehnologică la vaporizator, pe un circuit în paralel cu cel al pompei de căldură pentru încălzire. După ieșirea din vaporizator, apa tehnologică este trecută printr-un schimbător de căldură (schimbătorul de preîncălzire a apei reci) unde se răcește suplimentar pe seama apei din rețeaua de alimentare.

Apă caldă de consum, care se prepară într-o schemă clasică cu acumulare, folosește ca surse de căldură schimbătorul de preîncălzire și condensatorul pompei de căldură, pe care le parcurge în serie. Cum temperatura de preparare a apei calde de consum se situează la un nivel relativ redus (40...60 °C), nu mai este necesară prevederea unei surse auxiliare pentru acest consum.

Modul în care pot acoperi pompele de căldură (de încălzire și de apă caldă de consum), necesarul de căldură al unui consumator industrial este ilustrat în diagrama din fig. 4.10.17.

4.10.3.4 Dimensionarea instalațiilor de recuperare a căldurii

Pentru dimensionarea instalațiilor sunt necesare o serie de date referitoare la sursă și la consumator.

Datele referitoare la sursă (apa tehnologică din care se recuperează căldura) se referă la: temperatura apei; calitatea apei; debitul nominal și debitul minim; disponibilitatea sursei, ca loc și timp (ore/zi, zile/an).

Datele referitoare la consumator se referă la: distanța față de sursă; sarcina termică orară de încălzire; sarcina anuală de încălzire; sarcinile termice pentru alte consumuri (preparare apă caldă de consum, consumuri tehnologice); parametrii nominali de temperatură ai agentului termic din instalația de încălzire; regimul de funcționare a consumatorilor.

În cazul utilizării căldurii recuperate din apele tehnologice pentru încălzire este necesar să se pună de acord regimul de furnizare a căldurii recuperate cu sarcina termică de încălzire a consumatorului. Soluția constă în prevederea unei surse auxiliare (ex: un schimbător de căldură racordat la rețeaua termică din incintă), care să preia vârfurile de consum. Pentru restul perioadei de încălzire, necesarul de căldură este asigurat de instalația compusă din rezervorul de apă tehnologică, pompa de căldură și echipamentul necesar (diagrama din fig. 4.10.17).

Din considerente economice și funcționale, dictate de necesitatea ca pompele de căldură să funcționeze cu eficiență maximă, se recomandă ca puterea termică a pompei de căldură să asigure 20...40 % din sarcina termică de încălzire de vârf. În aceste condiții se poate realiza o acoperire, cu căldură recuperată, de 50 ... 80 %, a sarcinii anuale de încălzire.

De asemenea, utilizarea de parametri nominali de temperatură reduși: 95/45 sau 70/40 °C, la instalațiile de încălzire, favorizează creșterea aportului de căldură recuperată.

Etapele necesare pentru dimensionarea unei instalații de recuperare a căldurii din apele tehnologice prevăzută cu pompă de căldură cu acoperire sunt următoarele:

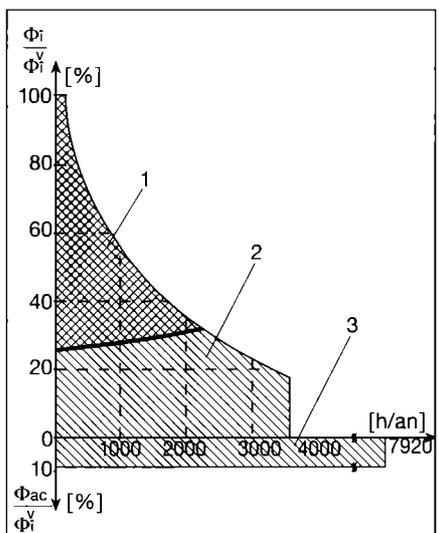


Fig. 4.10.17. Diagrama curbei clasate anuale a necesarului orar de căldură pentru un consumator industrial:

1 - necesarul anual de căldură pentru încălzire acoperit de sursa auxiliară (centrala termică de vârf);
2 - necesarul anual de căldură pentru încălzire acoperit prin recuperare de căldură (stația de pompe de căldură);
3 - necesarul anual de căldură pentru apă caldă de consum acoperit prin recuperare de căldură (stația de pompe de căldură).

a. Cunoașterea datelor inițiale de calcul:

θ_r - temperatura apei tehnologice [°C];
 \dot{V}_i - debitul de apă tehnologică [m³/h];
 Φ_i - sarcina termică orară de încălzire la vârf [W];

θ_d, θ_i - temperatura nominală de ducere, respectiv, de întoarcere a agentului termic din instalația de încălzire [°C];

θ_d, θ_i - temperatura nominală de ducere, respectiv, de întoarcere a agentului termic primar (la schimbătorul sursei auxiliare) [°C].

b. Alegerea tipului de pompă de căldură și stabilirea parametrilor regimului de funcționare (schema de calcul din fig. 4.10.18), și anume:

- date de intrare (la vaporizator și condensator):

$\theta_{iv} = \theta_r$, temperatura de intrare în vaporizator [°C];

$\dot{V}_v = \dot{V}_r$, debitul de apă la vaporizator [m³/h];

$\theta_{ik} = \theta_i$, temperatura de intrare în condensator [°C];

$\dot{V}_k = \frac{\Phi_i \cdot 10^3}{c \cdot (\theta_d - \theta_i)}$, debitul de apă la condensator [m³/h].

- date de ieșire (parametri rezultați din regimul de funcționare al pompei de căldură):

θ_{ev} - temperatura la ieșirea din vaporizator [°C];

Φ_v - debitul de căldură la vaporizator [W];

θ_{ek} - temperatura la ieșirea din condensator [°C];

Φ_k - debitul de căldură la condensator [W];

N - puterea electrică absorbită de pompa de căldură [kW];

$\Delta H_v, \Delta H_k$ - pierderea de sarcină la vaporizator, respectiv, la con-

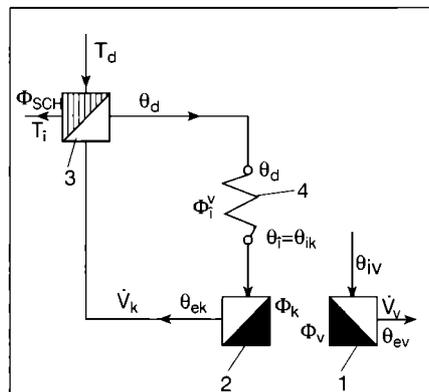


Fig. 4.10.18. Schema de calcul pentru dimensionarea instalației de recuperare a căldurii cu pompă de căldură:

1 - vaporizatorul pompei de căldură;
2 - condensatorul pompei de căldură;
3 - schimbătorul de căldură al sursei auxiliare; 4 - consumatorul de încălzire.

densator [Pa].

c. Calculul cotei de participare la vârf a pompei de căldură:

$$\alpha_{pc}^v = \frac{\theta_{sk} - \theta_i}{\theta_g - \theta_i} [\%].$$

d. Determinarea numărului de pompe de căldură necesare:

$$n_{pc} = \frac{\alpha_{pc}^v \cdot \Phi_i^v}{\Phi_k}$$

e. Stabilirea debitului nominal de căldură al sursei auxiliare Φ_{SCH} și dimensionarea schimbătorului de căldură:

$$\Phi_{SCH} = \left(1 - \frac{\alpha_{pc}^v}{100}\right) \cdot \Phi_i^v [W].$$

f. Dimensionarea pompelor de circulație pentru agentul termic de încălzire (debitul \dot{V}_k) și pentru apa recirculată (debitul \dot{V}_r).

g. Dimensionarea celorlalte echipamente din stația de recuperare (sistemul de expansiune, conducte, armături etc).

h. Dimensionarea instalațiilor interioare de încălzire și a rețelelor termice exterioare.

4.10.3.5 Indicatori energetici și economici

Recuperarea căldurii din apele tehnologice realizează economie de combustibil și reduce costul căldurii livrate comparativ cu alimentarea cu căldură de la o centrală termică. Necesitatea unor investiții suplimentare impune ca în aprecierea oportunității aplicării soluției să se utilizeze aceeași indicatori ca și în cazul recuperării căldurii din gazele de ardere (§ 4.10.2.) și anume: investiția specifică aferentă economiei nete de combustibil i_c [lei/t_{cc}] și durata de recuperare a cheltuielilor de investiție din economiile la costul căldurii n [ani].

La calculul economiei nete de combustibil care intră în componența lui i_c se acordă o mare atenție consumurilor de energie electrică ale pompelor de căldură, urmărindu-se ca acestea să funcționeze în regimuri cu eficiență ridicată.

De regulă, este oportună introducerea unui sistem de recuperare a căldurii cu pompe de căldură, din apele tehnologice de răcire, dacă durata de recuperare a cheltuielilor de investiție din economiile la costul căldurii este $n \leq 6$ ani.

4.11. Conexiunea instalațiilor și echipamentelor cu structură de rezistență

Din etapa de proiectare, conexiunile, respectiv, legăturile sau ancorajele, trebuie să fie proiectate încât să nu constituie puncte slabe sau vulnerabile ale ansamblului format din instalații - echipamente și structura de rezistență.

4.11.1. Piese și subansambluri speciale de susținere și prindere

Montarea în poziția de funcționare a unor elemente de instalații, conducte, aparate etc., necesită susținerea sau ancorarea lor de elementele structurii de rezistență a clădirii, prin intermediul unor piese, elemente sau subansambluri speciale, ca de exemplu: bolțuri, dibluri, console, brățări, tiranți, contravântuiri etc.

Bolțurile se folosesc pentru fixarea unor elemente de instalații cu solicitări medii sau mari; ele au, în mod obișnuit, diametrele de 4, 6, 8, 10 mm și sunt cu sau fără filet la capătul liber. Lungimea părții implantate în suport este: până la 15 mm în metal, 20...25 mm, în beton

și 40...50 mm, în zidăria de cărămidă. Diblurile sunt piese confecționate din lemn de esență tare, având formatul unui trunchi de piramidă cu baza pătrată și se fixează în pereți sau în planșee, în goluri executat, în prealabil, cu ajutorul unei paste de ipsos (fig. 4.11.1).

Piesele metalice de susținere sunt folosite sub formă de brățări, tiranți etc. pentru:

- conducte cu diametre mici cu trasee orizontale: se folosesc console simple (fig. 4.11.2 a) confecționate din profiluri metalice în formă de T sau I fixate în perete cu ajutorul mortarului de ciment;
- conducte cu diametre mai mari

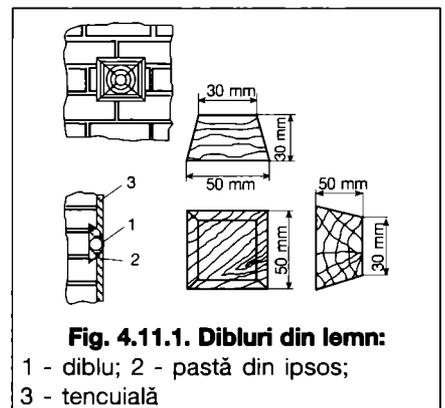


Fig. 4.11.1. Dibluri din lemn:

- 1 - diblu; 2 - pastă din ipsos;
- 3 - tencuială

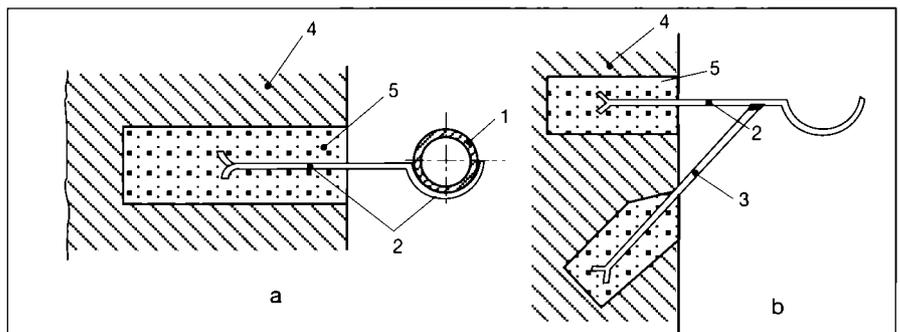


Fig. 4.11.2. Console simple pentru susținerea conductelor orizontale:

a - pentru conducte cu diametrul sub 2";

b - pentru conducte cu diametrul peste 2";

1 - conductă orizontală; 2 - consolă din metal; 3 - contrafișe; 4 - zidărie;

5 - mortar din ciment

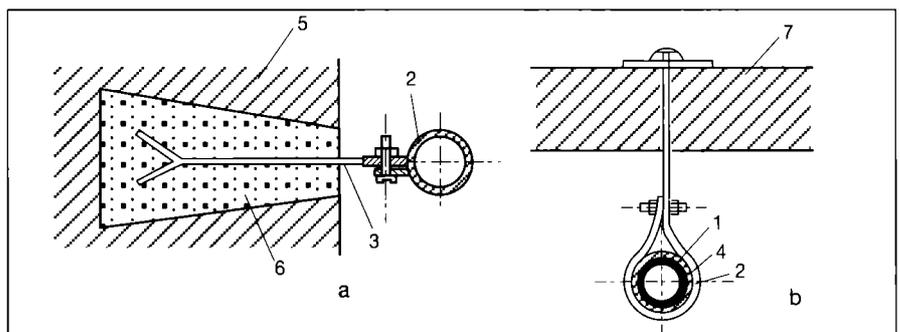


Fig. 4.11.3. Brățări pentru susținerea conductelor verticale și a celor plasate la plafon:

a - conducte verticale; b - conducte la plafon;

1 - conductă; 2 - brățară; 3 - consolă; 4 - termoizolație; 5 - zidărie; 6 - mortar din ciment; 7 - planșeu.

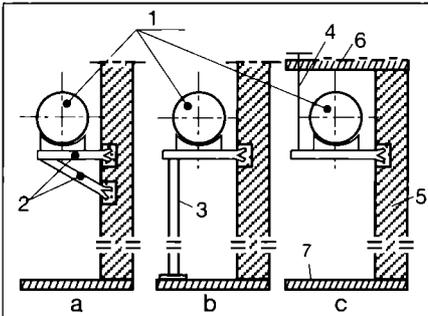


Fig. 4.11.4. Montarea boilerelor orizontale:

a - consolă întărită; b - consolă sprijinită pe pardoseală; c - consolă susținută de planșeu;
1 - rezervor; 2 - consolă; 3 - suport;
4 - tirant; 5 - perete; 6 - planșeu;
7 - pardoseală.

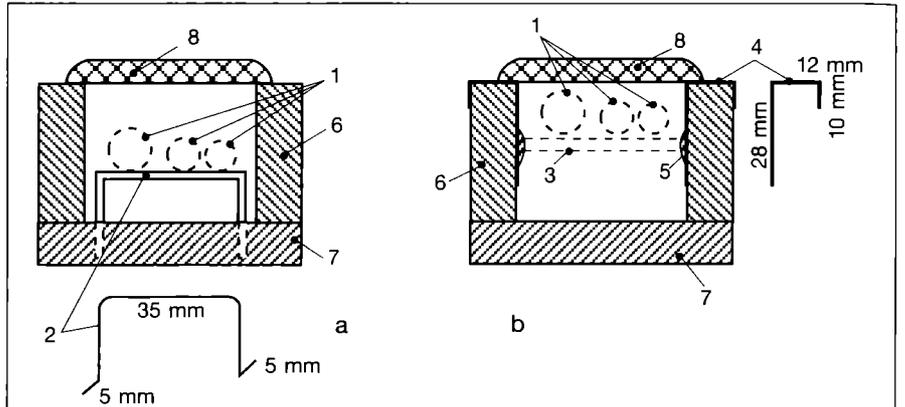


Fig. 4.11.6. Montarea conductelor în canale:

a - pe suport încastrat în radier; b - pe țevi susținute de agrafe;
1 - conductă; 2 - suport; 3 - țevă de susținere; 4 - agrafe; 5 - sudură;
6 - perete; 7 - radier; 8 - capac.

(2"..."4"): se folosesc console întărite, console cu contrafișe sau contravântuiri (fig. 4.11.2 b) executate din profile I, solidarizate între ele prin sudură. Fixarea în perete se realizează cu mortar din ciment;

- conducte montate vertical: se folosesc brățările (fig. 4.11.3 a);
- fixarea conductelor de planșee: se folosesc brățări (fig. 4.11.3 b) cârlige de ancorare sau alte tipuri de piese metalice;
- montarea rezervoarelor: se face în funcție de tipul și mărimea acestora, de spațiul disponibil și instalațiile aferente, cu ajutorul consolelor întărite (fig. 4.11.4), console cu descărcare la placa planșeului sau console suspendate de placa planșeului superior, prin intermediul unor tiranți metalici.

4.11.2. Canale tehnice

Canalele din interiorul clădirilor se pot executa, în funcție de dimensiuni, material și cerințele funcționale, sub pardoseală sau în pardoseală.

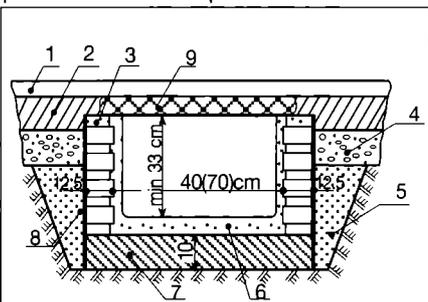


Fig. 4.11.5. Secțiune transversală printr-un canal sub pardoseală:

1 - pardoseală; 2 - beton slab armat;
3 - mortar de completare; 4 - strat de pietriș; 5 - umplutură din pământ;
6 - mortar din ciment sclivisit;
7 - talpa canalului; 8 - hidroizolație;
9 - placă prefabricată 80x50x5.

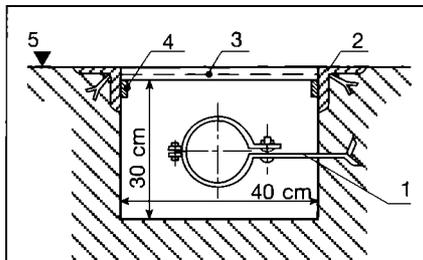


Fig. 4.11.7. Secțiune printr-un canal în pardoseală acoperit cu tablă striată:

1 - consolă; 2 - cornier 40x40x4;
3 - capac din tablă striată;
4 - platbandă 20x4; 5 - nivel pardoseală.

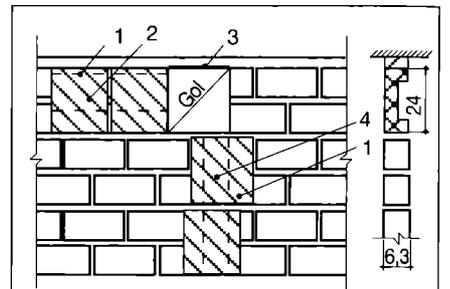


Fig. 4.11.9. Șliț pentru zidărie de 1/4 C:

1 - prefabricat din beton armat;
2 - șliț pe o singură față; 3 - oțel beton cu ϕ 6 mm;
4 - șliț vertical înglobat.

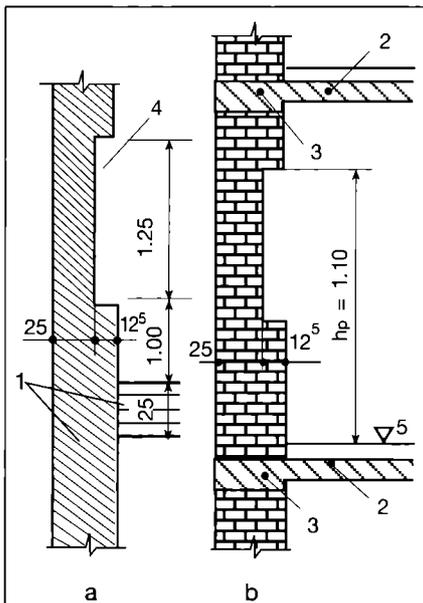


Fig. 4.11.8. Nișe pentru instalații:

a - vedere în plan;
b - secțiune verticală
1 - perete; 2 - placa planșeului;
3 - buiandrug; 4 - nișă 1,25x1,00x125 la $h_p = 110$; 5 - nivel pardoseală.

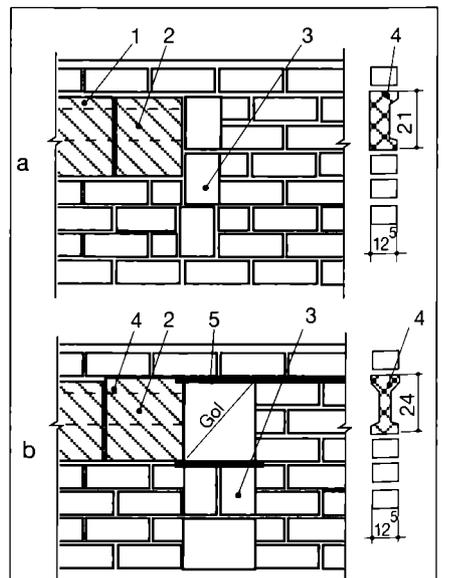


Fig. 4.11.10. Șliț pentru zidărie de 1/2 C:

a - șliț pe o singură față;
b - șliț pe ambele fețe;
1 - prefabricat din beton; 2 - șliț orizontal;
3 - șliț vertical;
4 - prefabricat din beton armat pe ambele părți;
5 - oțel beton cu ϕ 6 mm.

Canalele sub pardoseli nevizitabile au cota elementelor de acoperire sub cea a pardoselii finite. Se execută, de regulă, cu pereți din cărămidă plină presată și se acoperă cu plăci (capace) prefabricate (fig. 4.11.5). Conductele se reazemă pe suporturi din oțel beton cu D 16 mm încastrate în talpa canalului (fig. 4.11.6 a) montate la o distanță de 2 m sau pe suporturi din țevi cu D 12 mm, montate la 2 m distanță sudate de agrafe din oțel beton așezate pe pereții canalului (fig. 4.11.6 b).

Canalele din pardoseli (vizitabile) au cota elementelor de acoperire la cota pardoselii finite. Pereții canalelor se

execută din beton și au muchiile superioare îmbrăcate, protejate cu oțel cornier de care se sudează platbande suport pentru capacele canalelor. Capacele se execută, de regulă, din tablă striată (fig. 4.11.7). În anumite situații, cum sunt subsolurile tehnice, halele industriale, spațiile de depozitare etc., se pot executa canale în pardoseală cu acoperire din plăci prefabricate.

4.11.3. Nișe și șlițuri

Nișele permit montarea (corpurilor de încălzire, conductelor etc.) în grosimea peretelui de cărămidă sau beton armat.

În cazul pereților de cărămidă dimensiunile nișelor se modulează după dimensiunile cărămizilor 12,5 cm sau 15 cm. În cazul pereților puternic solicițați se evită amplasarea nișelor în grosimea

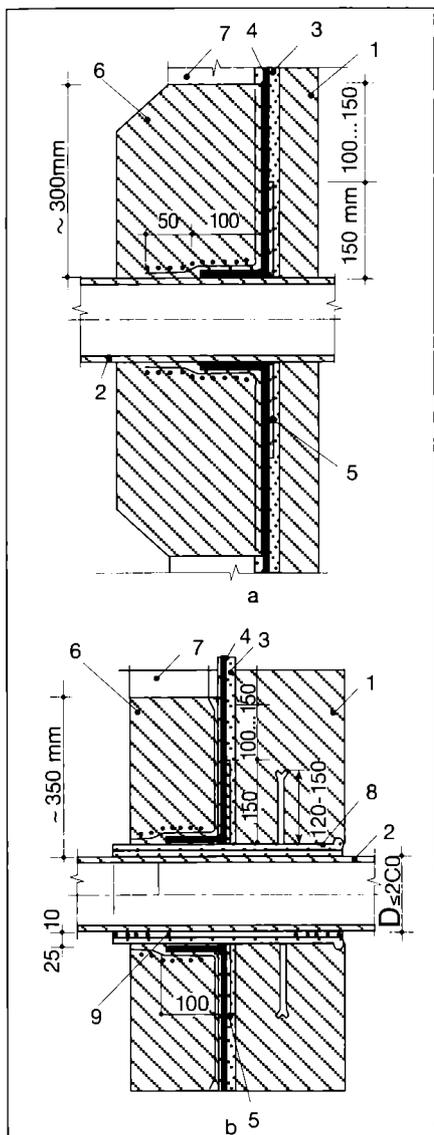


Fig. 4.11.11. Străpungerea unui perete de subsol montat deasupra pânzei freatice:

a - străpungere cu fixare rigidă;
b - străpungere cu fixare elastică;
1 - perete; 2 - conductă; 3 - strat suport; 4 - hidroizolație; 5 - flanșă; 6 - bloc din beton; 7 - zidărie de protecție; 8 - manșon din oțel; 9 - material de umplutură elastic.

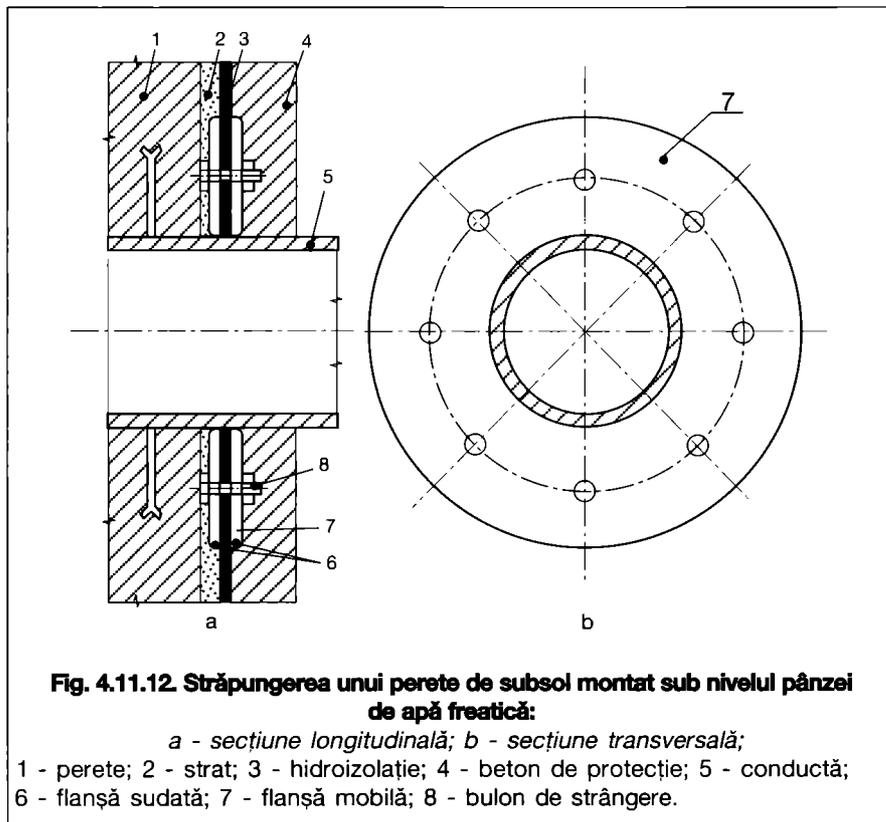


Fig. 4.11.12. Străpungerea unui perete de subsol montat sub nivelul pânzei de apă freatică:

a - secțiune longitudinală; b - secțiune transversală;
1 - perete; 2 - strat; 3 - hidroizolație; 4 - beton de protecție; 5 - conductă; 6 - flanșă sudată; 7 - flanșă mobilă; 8 - bulon de strângere.

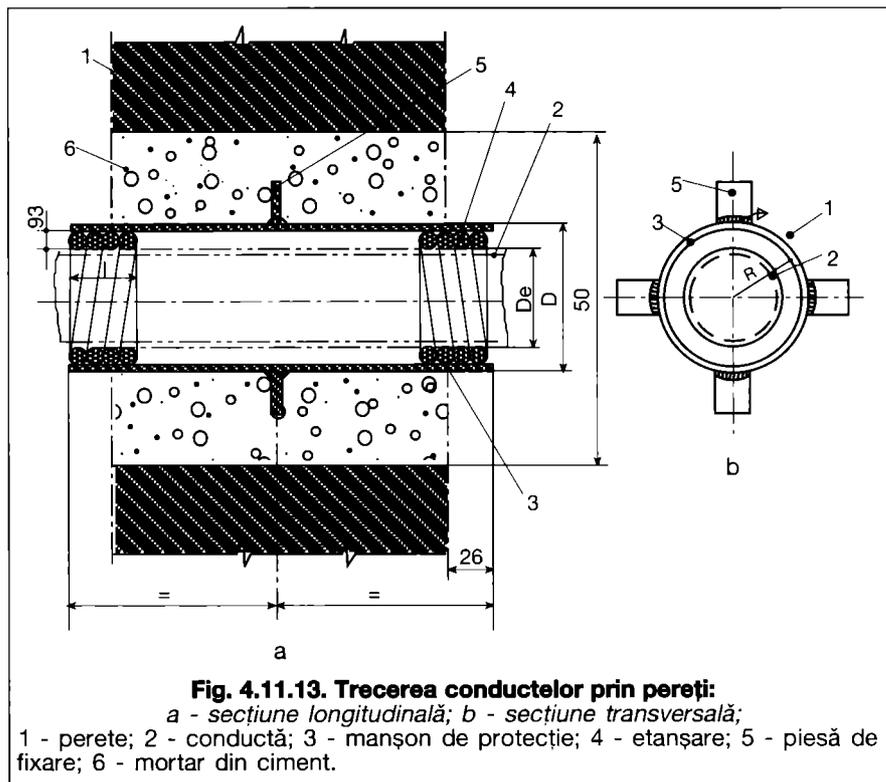


Fig. 4.11.13. Trecerea conductelor prin pereți:

a - secțiune longitudinală; b - secțiune transversală;
1 - perete; 2 - conductă; 3 - manșon de protecție; 4 - etanșare; 5 - piesă de fixare; 6 - mortar din ciment.

acestora. În cazul când nu este totuși posibil, în afară de buiandrugii necesari la partea superioară, golul nișei trebuie armat pe contur.

Fig. 4.11.8 prezintă o nișă în secțiune verticală și în plan.

Șlițurile

Sunt modalități de montare a unor instalații și echipamente care, ulterior,

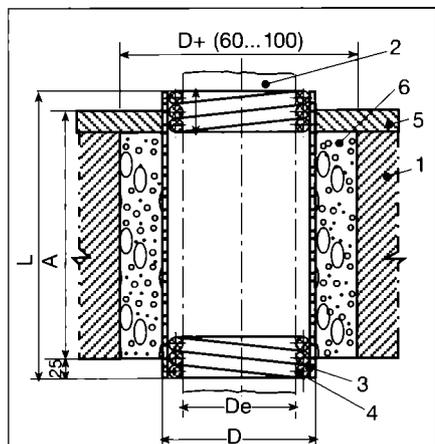


Fig. 4.11.14. Trecerea conductelor prin planșee:

- 1 - planșeu; 2 - conductă;
- 3 - manșon de protecție;
- 4 - etanșare; 5 - pardoseală finită;
- 6 - mortar din ciment.

nu vor fi aparente (de apă, gaze, electrice etc.). Ca și nișele, șlițurile se modulează după dimensionarea cărămizii, respectiv, la 1/4 C sau 1/2 C și se execută odată cu zidăria peretelui.

Modul de dispunere a unui prefabricat cu șliț pe o singură față, montat în zidărie de 1/4 C, este reprezentat în fig. 4.11.9.

Varianta prefabricatelor cu șliț pentru zidărie mai groasă și în două variante: cu șliț pe o parte și cu șliț pe ambele părți este prezentată în fig. 4.11.10.

4.11.4. Străpungeri în zidărie

Străpungerile sunt goluri realizate în elementele de construcții: fundații, pereți, planșee, elemente de acoperiș etc., în general, pentru trecerea conductelor. Toate aceste modalități constituie accidente pentru elementele de construcții în care sunt practicate. De aceea, pentru fiecare caz în parte este necesar să se realizeze măsuri efective de protecție și asigurare.

4.11.4.1 Străpungeri în fundații

Principalele tipuri de străpungeri se diferențiază după poziția acestora în raport cu nivelul apei freactice. (fig. 4.11.11). La trecerea unei conducte, prin peretele din subsol, se realizează

o hidroizolație așezată pe un suport. Prinderea se face cu o flanșă sudată rigid de conductor pe care se racordează hidroizolația. Pentru protecție, se folosesc soluția cu un bloc de beton local și zidăria de protecție a hidroizolației. Mai sunt necesare un manșon din oțel, o flanșă sudată rigid de manșonul din oțel pe care se racordează hidroizolația.

Străpungerea unui perete de subsol, sub nivelul apelor freactice, este reprezentată în fig. 4.11.12. Este necesar, în acest caz, un zid de protecție realizat din beton, o flanșă sudată pe conductă, o flanșă mobilă și butoane de străpungere.

4.11.4.2 Străpungeri în pereți și planșee

Trecerea conductelor prin pereți (fig. 4.11.13), planșee (fig. 4.11.14) se face cu prinderea unor manșoane de protecție (conducte cu diametrul mai mare decât al conductei instalației), piese de fixare și elemente de etanșare.

4.11.4.3 Postamente

Sunt elemente de conexiune între instalații și echipamente și elemente sau subansambluri de construcții. Ele au rolul de a susține utilajele și aparatele fixe sau în mișcare, producătoare de zgomot și vibrații.

Realizarea postamentelor depinde de piesele de prindere a utilajelor. Toate datele acestuia care conduc la stabilirea tipului de postament constituie date de temă ca, spre exemplu: gabarite (în plan și secțiuni verticale); poziția elementelor de prindere (șuruburi, buloane etc.); adâncimile în masa de beton; regimul static sau dinamic de funcționare; regimul termic; produse agresive pentru beton și armături etc. Principalele materiale amortizante folosite la executarea postamentelor sunt: cauciucul, plută, resoartele, pâsla, plumbul etc.

Schema de principiu a unui postament este prezentată în fig. 4.11.15.

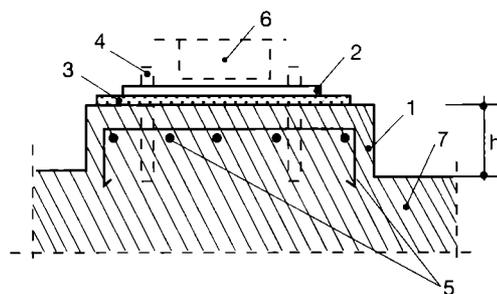


Fig. 4.11.15. Schema de principiu a unui postament:

- 1 - postament din beton; 2 - placă de bază; 3 - material izolator elastic;
- 4 - piesă de prindere; 5 - oțel beton; 6 - utilajul instalației; 7 - element din beton.

4.12. Protecția la zgomot și vibrații în instalații de încălzire

Instalațiile de încălzire, împreună cu celelalte instalații de ventilare, sanitare și electrice urmăresc asigurarea confortului la interiorul clădirilor. Elementele componente ale acestor instalații produc în timpul funcționării zgomote care nu de puține ori depășesc pragul limită al nivelului de presiune acustică. Se impune pe de o parte ca producătorii de echipamente să realizeze produse caracterizate de un nivel de zgomot redus, iar pe de altă parte, utilizatorii acestor echipamente să ia toate măsurile ca aparatele să fie implementate în cadrul instalațiilor astfel încât în timpul funcționării răspândirea zgomotului și a vibrațiilor să fie redusă la minimum.

Analizând cauzele și modul de producere a zgomotelor de către echipamentele instalațiilor de încălzire, se au în vedere măsurile ce se impun pentru reducerea zgomotelor și vibrațiilor la locul de producere a acestora, dar și limitarea propagării lor în spațiile locuite.

4.12.1. Noțiuni referitoare la zgomot

Domeniul de variație al *puterii acustice* perceptibile al unei surse sonore se întinde de la 10^{-12} W pînă pe la valori de 10^5 W. Câteva exemple din această gamă de puteri acustice sunt: Vorbir în șoaptă 10^{-10} W, țipăt 10^{-5} W, decolare a unui avion cu reacție 10^5 W.

Senzația sonoră reprezintă percepția de către oameni a unui anumit nivel de zgomot. Limita inferioară a acesteia este denumită și nivel de referință fiind caracterizată de o senzație sonoră $S_0=0$ și de o intensitate sonoră I_0 . Astfel, prin senzație sonoră înțelegem tocmai diferența dintre o anumită excitație (caracterizată de parametrii S și I) și această excitație de referință (caracterizată de parametrii S_0 și I_0), sub care oamenii nu pot percepe sunetul.

Gama de *frecvențe auzibile* de către urechea umană este de la 20 Hz pînă la 20000 Hz (fig. 4.12.1).

Nivelul de intensitate acustică, notat cu L_p [dB] sau cu SIL (Sound Intensity Level) [dB], este calculabil chiar prin formula senzației sonore (ecuația 4.12.1). Dar cum un sunet nu este constant în timp, ci variabil, el nu poate fi caracterizat printr-o valoare instantanee, ci doar printr-o valoare medie, motiv pentru care în relație întâlnim valorile medii ale intensităților sonore.

$$L_p \text{ [dB]} = SIL \text{ [dB]} = 10 \log_{10} \frac{\bar{I}}{I_0} \quad (4.12.1)$$

unde:

\bar{I}_0 - este intensitatea de referință (caracteristică propagării sunetului în aer), ce corespunde limitei inferioare de auditibilitate, adică unei puteri acustice de referință de: $W_0 = 10^{-12}$ W.

$$\bar{I}_0 = 10^{-12} \frac{W}{m^2}$$

Nivelul de putere acustică, notat cu L_W [dB], reprezintă energia sonoră totală emisă de sursă în toate direcțiile. În

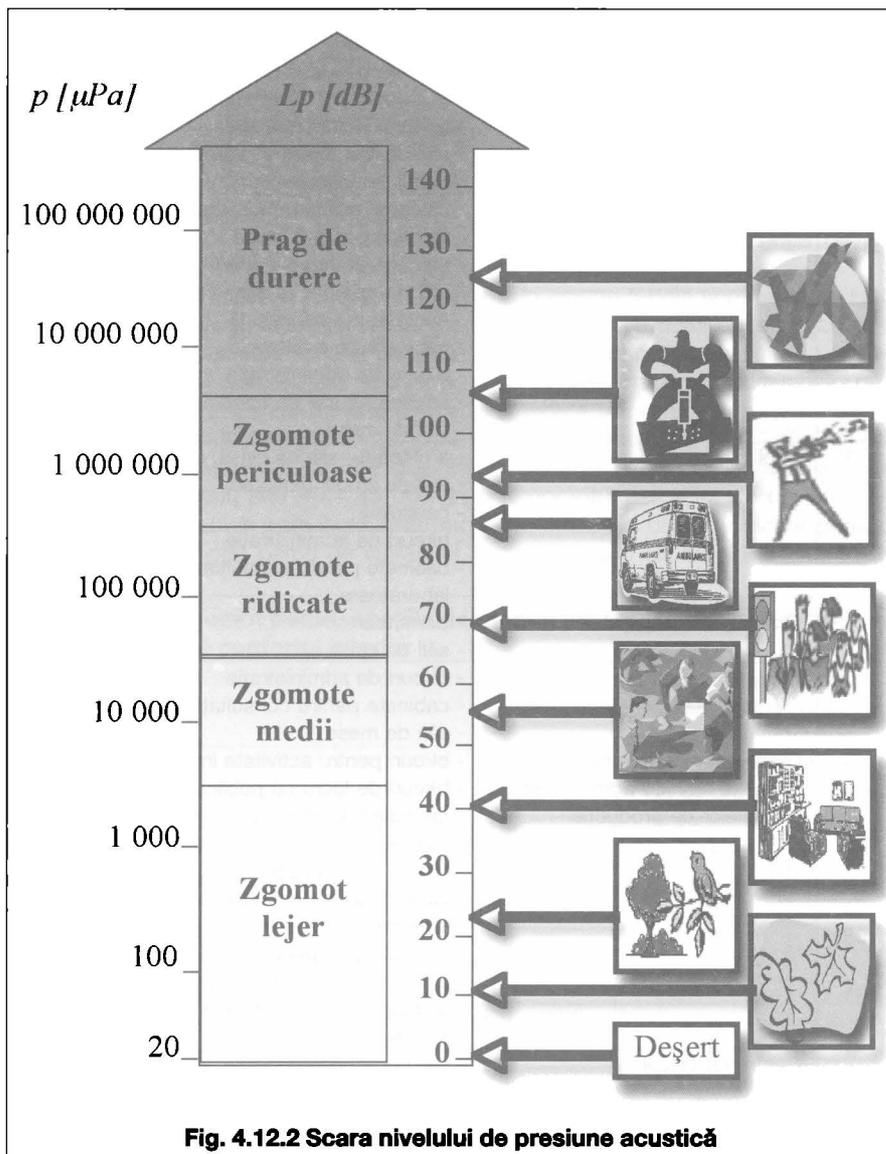


Fig. 4.12.2 Scara nivelului de presiune acustică

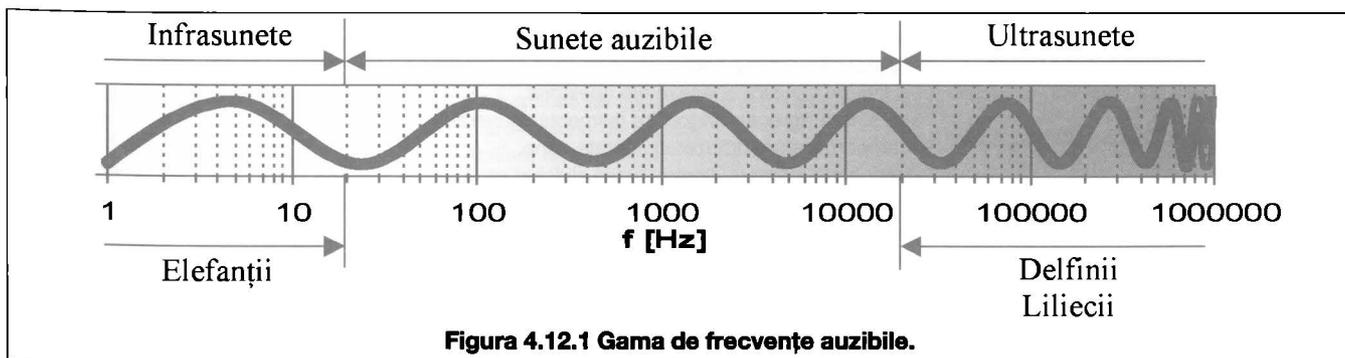


Figura 4.12.1 Gama de frecvențe auzibile.

relație întâlnim valorile medii ale puterilor acustice:

$$L_w [dB] = 10 \log_{10} \frac{\overline{W}}{W_0} \quad (4.12.2)$$

unde:

\overline{W}_0 - este puterea acustică de re-

ferință (caracteristică propagării sunetului în aer):

$$\overline{W}_0 = 10^{-12} W$$

Nivelul de presiune acustică variază într-un domeniu de valori de presiune corespunzătoare limitelor fiziologice ale percepției sunetului:

- limita inferioară, numită și *nivel de*

audibilitate, este caracteristică unei presiuni de:

$$20 \mu Pa = 20 \times 10^{-6} Pa = 2 \times 10^{-5} Pa,$$

- limita superioară, numită și *nivelul de durere*, este caracteristică unei presiuni de 20 Pa.

Aceste limite ale domeniului de variație al nivelului de presiune sunt corespunzătoare unei frecvențe de 1000 Hz.

Tabel. 4.12.1. Limite admisibile ale nivelului de zgomot pentru spațiul interior

Nr. crt.	Tipul de clădire	Unitatea funcțională	Limita admisibilă a nivelului de zgomot echivalent interior, exprimat în:	
			Nr. de ordine al curbei C_z	$dB(A)$
1	Clădiri de locuit	- apartamente	30	35
2	Cămine, hoteluri, case de oaspeți	- camere de locuit și apartament	30	35
		- săli de studiu, biblioteci	30	35
		- birouri de administrație	40	45
		- săli de restaurant și alte unități de alimentație publică	45	50
3	Spitale, policlinici, dispensare	- saloane (rezerve) 1-2 paturi	25	30
		- saloane peste 3 locuri	30	35
		- saloane de terapie intensivă	30	35
		- săli de operație și anexe ale acestora	30	35
		- cabinete de consultații	30	35
		- cabinete de audiologie	25	30
		- birouri de administrație	40	45
		- amfiteatru, săli de conferințe	35	40
		- săli de mese	40	45
4	Școli	- amfiteatru, săli de clasă, săli de conferințe	35	40
		- săli de studii, biblioteci	30	35
		- cancelarii	35	40
		- birouri de administrație	40	45
		- cabinete pentru consultații medicale	30	35
		- laboratoare	35	40
5	Grădinițe de copii, creșe	- dormitoare	30	35
		- săli de clasă	35	40
		- birouri de administrație	40	45
		- cabinete pentru consultații medicale	30	35
		- săli de mese	45	50
6	Clădiri tehnico-administrative și anexe tehnico-administrative ale halelor de producție	- birouri pentru activitate intelectuală	35	40
		- birouri de lucru cu publicul	40	45
		- centrale telefonice, birouri de dactilografiere, săli pentru mașini de calculat și perforat, birouri de dispecerat	50	55
		- laboratoare tehnologice (pentru analize urgente, aferente producției) situate în imediata apropiere a halelor de producție	50	55
		- cabinete de control și comandă la distanță, situație în interiorul halelor de producție	70	75
		- săli de conferințe	35	40
7	Centre de calcul	- săli pentru calculatoare	50	55
		- săli pentru mașini de perforat	50	55
		- birouri și alte spații administrative	40	45
		- săli de curs	35	40
8	Clădiri comerciale și depozite (inclusiv spațiile comerciale incluse la parterul și nivelele inferioare ale clădirilor de locuit	Unități de desfacere cu amănuntul: - spații pentru activitatea de evidență operativă și anexe sociale	40	45
		- spații de vânzare și anexe ale acestora: cu și fără agregate frigorifice (alimentar general, carne, mezeluri, brânzeturi, lactate pline, tutungerii, mercerii, florării, cafea-dulciuri etc.)	60	65
		Unități de alimentație publică: spații de consumație (restaurante, braserii, cofetării, patiserii, cu și fără agregate frigorifice)	45	50
		Unități de prestări servicii: spații de lucru cu publicul (unități de curățătorie, PTT, croitorii, cizmării, reparații TV etc.)	45	50

Nivelul de presiune acustică, notat cu L_p [dB] sau cu SPL (Sound Pressure Level) [dB] reprezintă nivelul de zgomot dintr-un anumit punct acustic, este calculabil cu formula:

$$L_p \text{ [dB]} = SPL \text{ [dB]} = 10 \log_{10} \frac{p_{ef}^2}{p_o^2}$$

$$L_p \text{ [dB]} = 20 \log_{10} \frac{p_{ef}}{p_o} \quad (4.12.3)$$

unde:

p_o - este presiunea de referință (caracteristică propagării sunetului în aer), ce corespunde limitei inferioare de auditibilitate:

$$p_o = 20 \cdot 10^{-6} \text{ Pa}$$

Astfel limita inferioară a nivelului de presiune este obținută pentru $p_{ef} = p_o$, și anume:

$$L_p = 20 \log_{10} \frac{p_o}{p_o};$$

$$L_p = 20 \log_{10} 1;$$

$$L_p = 0 \text{ [dB]};$$

iar limita superioară a nivelului de presiune este obținută pentru $p_{ef} = 20 \text{ Pa}$, și anume:

$$L_p = 20 \log_{10} \frac{20 \text{ Pa}}{20 \cdot 10^{-6} \text{ Pa}};$$

$$L_p = 20 \log_{10} 10^6;$$

$$L_p = 120 \log_{10} 10;$$

$$L_p = 120 \text{ [dB]};$$

În general zgomotele din natură perceptibile de om sunt cuprinse între aceste două limite 0 - 120 [dB]. În fig. 4.12.2 este prezentată o hartă a diferitelor activități și nivelul de presiune acustică ce le caracterizează. Zgomotele lejere (sub 40 dB) sunt caracteristice naturii, fără zgomote provenite din activitatea omului. În categoria zgomotelor intermediare se încadrează multe categorii de activități: de la munca de birou (în jur de 55 dB) la zgomotele stradale concerte de muzică (până la 100 dB), iar activitățile ale caror zgomote depășesc 100 dB sunt considerate ca atingând pragul de durere auditivă.

Norme privind *nivelurile admisibile de zgomot* pun în evidență un nivel maxim admisibil pentru asigurarea confortului acustic. Putem pune condiția că zgomotul provocat la interiorul camerelor de locuit de către centralele termice sau punctele termice nu este superior la 25 - 30 dB. Putem de asemenea pune condiția ca zgomotul provocat de către aparatele individuale de încălzire să nu depășească 25 - 30 dB în camerele de locuit sau 40 - 45 dB în bucătării. În cazul în care bucătăriile nu sunt despărțite prin pereți de sufragerii,

atunci se impune ca nivelul de zgomot să fie limitat la 30 dBA în sufragerii. În cazul clădirilor de învățământ, se recomandă ca un echipament funcționând cu întreruperi să nu genereze un zgomot mai mare de 38 - 40 dBA în bibliotecă, centre de documentare, localuri medicale sau un zgomot mai mare de 43-45 dBA pentru alte săli. Zgomotul propagat în interiorul sălilor de muzică sau în sălile de limbi străine, trebuie să fie mai mic de 30 dBA.

Aceste valori, prezentate mai sus, sunt mai scăzute decât valorile maxime admisibile pentru camerele de destinații diferite, deoarece nivelul de presiune acustică rezultat la interiorul camerelor este generat de mai multe surse de zgomot, nu doar echipamentele instalației de încălzire. În tabelele 4.12.1 și 4.12.2 sunt prezentate câteva valori maxime admisibile ale nivelului de zgomot recomandate în funcție de destinațiile spațiilor respective.

În aceste tabele sunt indicate limitele admisibile ale nivelului de zgomot sub forma a doi parametrii:

- valoarea maximă admisibilă pentru fiecare frecvență, sub forma curbelor de zgomot C_z și
- valoarea maximă admisibilă pentru zgomotul perceput de către ocupanți exprimat în dB(A), indicate pentru diferite tipuri de clădiri și diferite tipuri

Tabel. 4.12.2. Limite admisibile ale nivelului de zgomot pentru spațiile de montaj ale centralelor instalațiilor ce asigură confortul interior

Nr. crt.	Tipul de clădire	Unitatea funcțională	Valoarea admisibilă a nivelului de zgomot echivalent interior exprimat în:	
			Nr. de ordine al curbei C_z	dB(A)
1	Clădiri de locuit social-culturale și comerciale	Stații de hidrofor	85	90
2		Camera de troliu a ascensorului	85	90
3		Centrale și puncte termice	85	90
4		Posturi de transformare	55	60
5		Spații pentru primirea mărfurilor și depozitarea temporară ambalajelor din unitățile de desfacere cu amănuntul	-	75
6		Spații pentru desfășurarea procesului tehnologic din unitățile de alimentație publică (bucătării, ateliere de cofetărie etc.)	70	75
7		Centrale termice fără compresoare (stații, frigorigene, centrale, de ventilare)	80	85
8		Centrale tehnice cu compresoare	85	90
9		Spații tehnologice ale unităților de curățătorie:		
		- fără compresoare	75	80
		- cu compresoare	85	90
10		Ateliere:		
		- cu acțiune de impact (cizmării, reparații mobilă)	85	90
		- fără acțiune de impact	70	75
11		Ateliere de producție în școli	80	85
12		Spațiu cu grup electrogen cu putere < 125 kVA	100	105
13		Camere de sterilizare cu centrifuge de sterilizare	75	80
14	Săli calculatoare	70	75	
15	Săli cu mașini de perforat	70	75	
16	Săli cu agregate (ventilatoare, electropompe, stabilizatoare de curent etc.)	85	90	
17	Birouri și alte spații	50	55	

de destinații de camere.

Tabelele 4.12.1 și 4.12.2 se folosesc în felul următor: Se intră în tabel cu tipul clădirii și destinația camerei și se citesc cele două valori limită Curba C_z și nivelul de zgomot ponderat exprimat în dB(A).

Avînd valoarea curbei de zgomot maximă admisibilă se va citi din diagrama de definire a acestor curbe (tabel. 4.12.3) nivelul de zgomot corespunzător pentru fiecare frecvență.

Nivelul de zgomot ponderat, măsurabil în dB(A) indică nivelul de zgomot perceput de urechea umană. Datorită anatomiei acesteia oamenii nu pot percepe zgomote cu acuratețe decât în gama de frecvențe 1000 Hz – 4000 Hz, în afara acestui interval oamenii percep mai puțin decât zgomotul real. Această diferență de nivel de zgomot între cel real și cel auzit de către oameni este variabilă în funcție de frecvență, iar modul de variație este prezentat în fig. 4.12.4. sub forma grafică. În această figură sunt prezentate patru curbe de ponderare, diferența dintre ele constând în faptul că se folosesc diferit în funcție de valoarea nivelului de zgomot și de destinația camerei. Valoarea nivelului de zgomot ponderat se măsoară

tot în dB, dar pentru a se sublinia faptul că este vorba de un nivel de zgomot deja ponderat se va nota cu

dB(A), litera "A" dintre paranteze subliniînd faptul că se folosește curba A de ponderare.

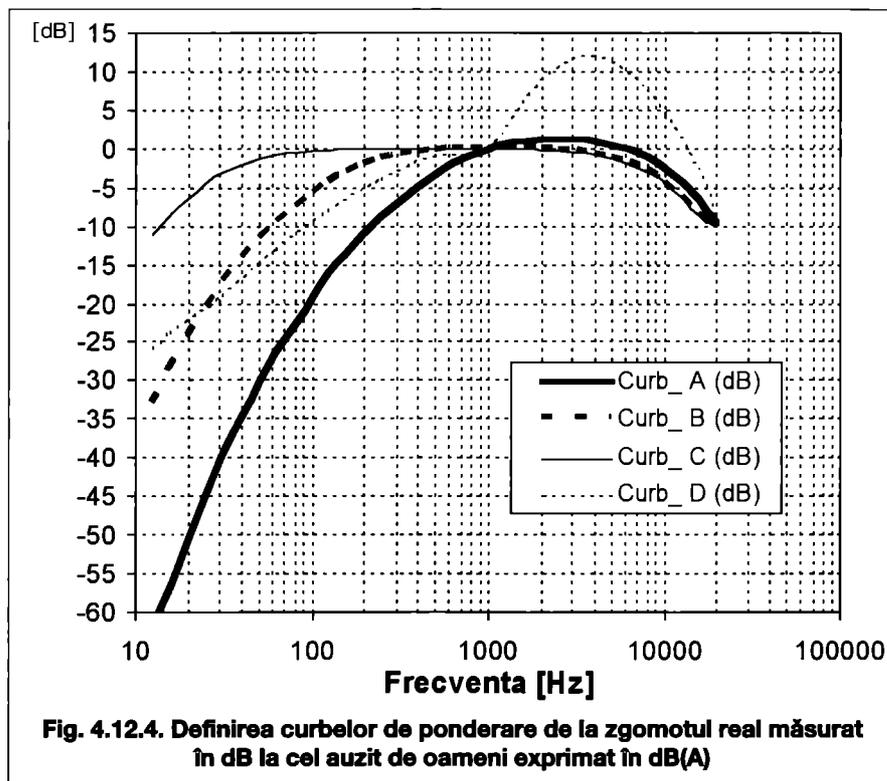


Fig. 4.12.4. Definierea curbelor de ponderare de la zgomotul real măsurat în dB la cel auzit de oameni exprimat în dB(A)

Tabel. 4.12.3. Definierea curbelor de zgomot C_z conform STAT 6165.

Nr. de ordine al curbei C_z	Frecvențe medii [Hz]								
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
	Nivel de presiune acustică, în [dB]								
0	55,4	35,5	22,0	12,0	4,8	0	- 3,5	- 6,1	- 8,0
5	58,8	39,4	26,3	16,6	9,7	5	+ 1,6	- 1,0	- 2,8
10	62,2	43,4	30,7	21,3	14,0	10	6,6	+ 4,2	+ 2,3
15	65,6	47,3	35,0	25,9	19,4	15	11,7	9,3	7,4
20	69,0	51,3	39,4	30,6	24,3	20	16,8	14,4	12,6
25	72,4	55,2	43,7	35,2	29,2	25	21,9	19,5	17,7
30	75,8	59,2	48,1	39,9	34,0	30	26,9	24,7	22,9
35	79,2	63,1	52,4	44,5	38,9	35	32,0	29,8	28,0
40	82,6	67,1	56,8	49,2	43,8	40	37,1	34,9	33,2
45	86,0	71,0	61,1	53,6	48,6	45	42,2	40,0	38,3
50	89,4	75,0	65,2	58,5	53,5	50	47,2	45,2	43,5
55	92,9	78,9	69,8	63,1	58,4	55	52,3	50,2	48,6
60	96,3	82,9	74,2	67,8	63,2	60	57,4	55,4	53,8
65	99,7	86,8	78,5	72,4	68,1	65	62,5	60,5	58,9
70	103,1	90,8	82,9	77,1	73,0	70	67,5	65,7	64,1
75	106,5	94,7	87,2	81,7	77,9	75	72,6	70,8	69,2
80	109,9	98,7	91,6	86,4	82,7	80	77,7	75,9	74,4
85	113,3	102,6	95,9	91,0	87,6	85	82,8	81,0	79,5
90	116,7	106,6	100,3	95,7	92,5	90	87,8	86,2	84,7
95	120,1	110,5	104,6	100,3	97,3	95	92,9	91,3	89,8
100	123,5	114,5	109,0	105,0	102,2	100	98,0	96,4	95,0
105	126,9	118,4	113,3	100,6	107,1	105	103,1	101,5	100,1
110	130,3	122,4	117,7	114,3	111,9	110	108,1	106,7	105,3
115	133,7	126,3	122,0	118,9	116,8	115	113,2	111,8	110,4
120	137,1	130,3	126,4	123,6	121,7	120	118,3	116,9	115,6
125	140,5	134,2	130,7	128,2	126,6	125	123,4	122,0	120,7
130	143,9	138,2	135,1	132,9	131,4	130	128,4	127,2	125,9

4.12.3. SURSE DE ZGOMOT

4.12.3.1. SURSE DE ZGOMOT ÎN CENTRALA TERMICĂ

Într-o centrală termică principalele componente generatoare de zgomot sunt: arzătoarele, pompele, coșul de fum și conductele. Nivelul de zgomot generat de aceste aparate este diferit de la caz la caz în funcție de starea de funcționare a acestora: puterea termică la care funcționează arzătorul și respectiv punctul de funcționare al pompelor. Măsurarea acestor nivele de zgomot (nivel de presiune acustică) se realizează diferit de la o centrală termică la alta în funcție de amplasarea aparatelor în spațiul centralei. Nivelul de zgomot cel mai ridicat în cazul funcționării arzătoarelor este în apropierea acestora, în timp ce nivelul de zgomot generat de pompe este cel mai ridicat în apropierea pompelor. Ca indicații generale, putem considera că nivelul de presiune acustică se măsoară cel mai adecvat în «centrul» spațiului centralei termice.

Cu titlul de exemplu se prezintă valorile măsurate într-o centrală termică, în trei situații:

- nu funcționează nici pompele și nici arzătoarele; înregistrându-se 48 [dBA],
- funcționează doar pompele; înregistrându-se 60 [dBA], creștere de 12 [dBA],
- funcționează atât pompele cât și arzătoarele la sarcina maximă, înregistrându-se 70,5 [dBA], introducând o creștere suplimentară cu 10,5 [dBA] (fig. 4.12.5).

Influența acustică a unui echipament fiind observată prin comparația nivelului de zgomot din centrală între două cazuri: când echipamentul funcționează și când nu funcționează. Pornind de

la ultimele două situații analizate (b și c) se determină un nivel de zgomot corespunzător funcționării doar a arzătoarelor, nu și a pompelor. Valoarea obținută este de 70,1 [dBA].

Nivelul de zgomot generat de un arzător este produs în duzele acestuia, în curgerea combustibilului în focar și prin mișcarea ventilatorului de aer insuflat, acesta din urma având o influență semnificativă. Astfel, s-au măsurat nivelele de zgomot pentru cele două tipuri de arzătoare:

- cazane cu arzătoare atmosferice (arzătoare fără ventilator pentru injecția aerului necesar arderii), și fără exhaustor (fig. 4.12.6 a);
- cazane cu arzătoare cu ventilator pentru insuflarea aerului necesar arderii (fig. 4.12.6b).

Remarcăm faptul că în cazul arzătoarelor atmosferice valoarea maximă a nivelului de zgomot pentru o centrală de aproximativ 1 MW este de 62 (dB)

pentru frecvențele joase, în timp ce în cazul arzătoarelor cu ventilator pentru aerul insuflat pentru centrale termice valoarea echivalentă, nivelul de zgomot este în medie de 80 (dB).

Dat fiind numărul mare de măsurări efectuate pe acest al doilea tip de arzătoare, se poate determina un comportament mediu al acestora. Și anume se poate prezice nivelul de zgomot generat de un arzător în funcție de puterea termică la care funcționează acesta, prin ecuația:

$$L_p = 9 \cdot \log_{10}(\Phi) + 70 \quad (4.12.4)$$

unde:

L_p (dB) - este nivelul de zgomot generat de arzător, iar Φ (kW) este puterea termică la care funcționează arzătorul.

Coșul de fum este un alt element al unei centrale termice ce prezintă un rol de amplificator de zgomot. Influența acestuia se manifestă atât în spațiul centralei cât și în apartamentele înveci-

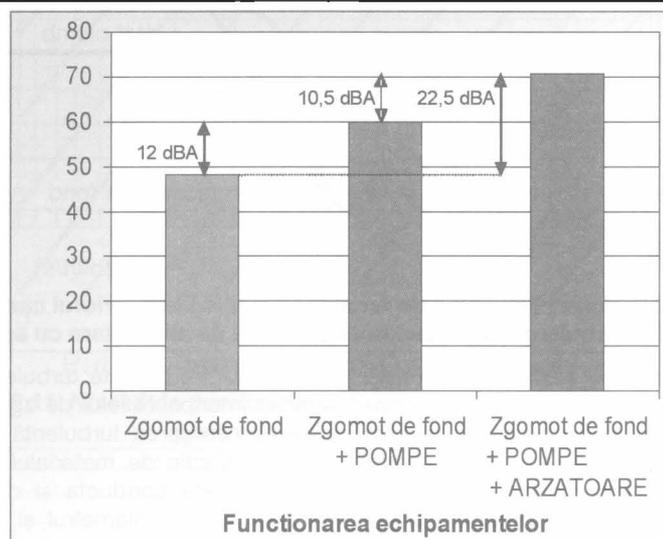
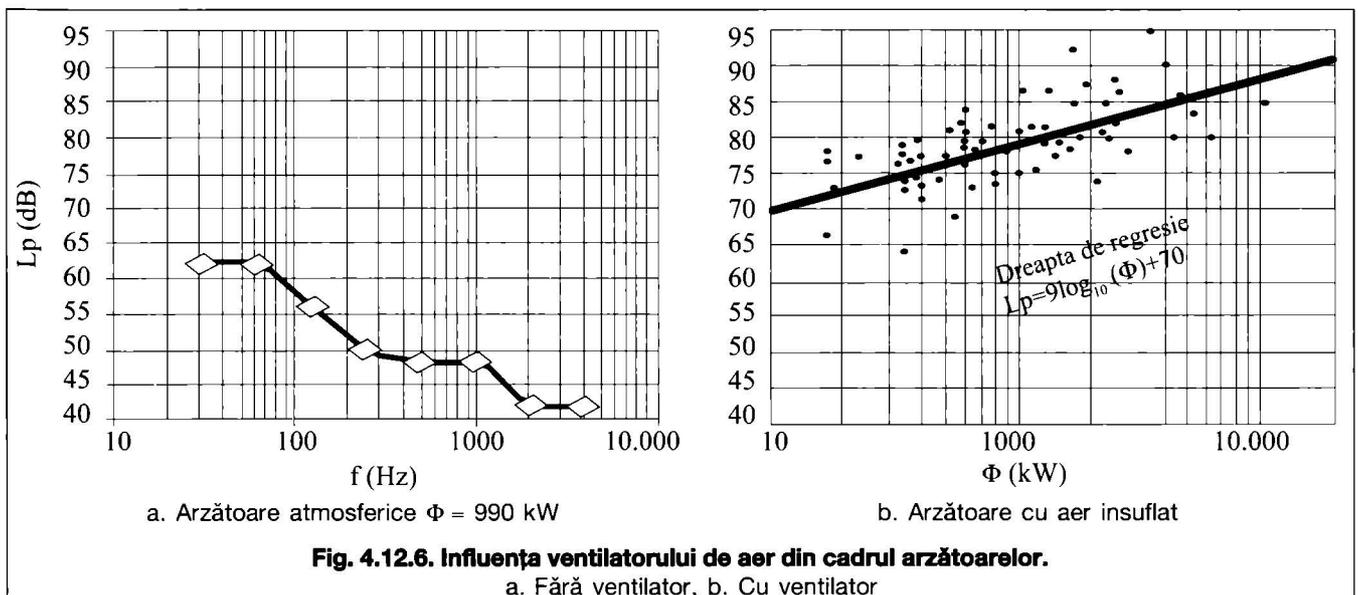
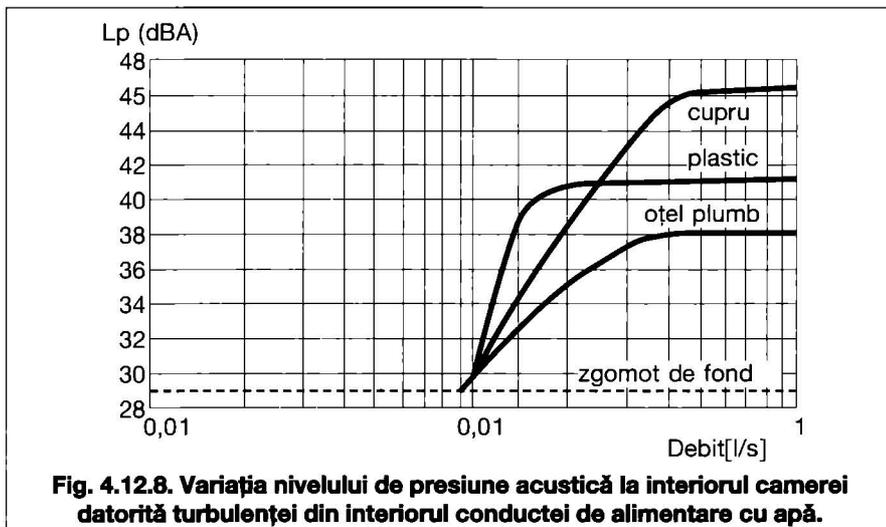
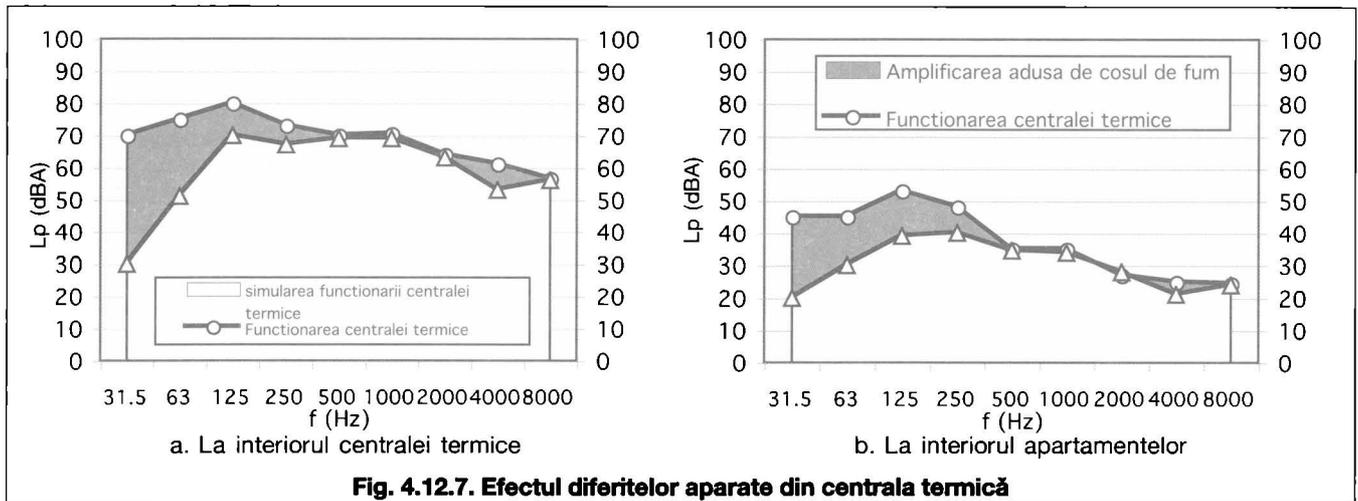


Fig. 4.12.5. Influența pompelor și a arzătoarelor asupra nivelului mediu de presiune acustică din centrala termică





nate (în cazul în care coșul de fum este integrat la interiorul clădirii). Amplificarea pe care o produce un coș de fum este diferită în funcție de structura acestuia, de existența izolației termice și fonice la interior, de numărul de canale, și dimensiunea acestuia. Astfel determinarea amplificării zgomotului produsă de coșul de fum se realizează prin măsurări în «centrul» spațiului centralei și al camerelor învecinate cu pereții coșului de fum. Un astfel de exemplu este prezentat în fig. 4.12.7. A fost simulată funcționarea unei centrale termice din punct de vedere al zgomotului produs de aceasta, prin reproducerea aceluiași zgomot aerian din centrală cu ajutorul difuzoarelor. Compararea celor două situații pune în evidență amplificarea nivelului de zgomot datorată coșului de fum în cazul funcționării centralei față de cazul simulării funcționării acesteia.

Astfel se observă că efectul coșului de fum asupra nivelului de zgomot este limitat, din punct de vedere al domeniului de frecvențe. Amplificarea zgomotului produsă de coșul de fum scade de la 40 [dBA] la 31,5 [dBA] până la 0 [dBA] la 50 [dBA].

Conductele sunt de asemenea o sur-

să de zgomot datorită turbulențelor ce apar la interior. Nivelul de zgomot generat de curgerea turbulentă este variabil în funcție de materialul din care este fabricată conducta și de debitul de fluid, viteza, diametrul și lungimea conductei. Nivelul de presiune acustică crește de o manieră brutală simultan cu viteza apei, atunci când se trece de la o curgere laminară la o curgere turbulentă. Fig. 4.12.8, prezintă această creștere a nivelului de presiune acustică din interiorul camerei standardizate de măsură în funcție de debitul de apă, pentru diferite tipuri de conducte. Aceste rezultate au fost obținute pentru o conductă în formă de cadru de dimensiune 1,5 m x 1,3 m plasată în centrul camerei fixată printr-un mijloc de suspenție suplu de cauciuc.

Pentru o aceeași viteză a apei, nivelul sonor al unei conducte scade odată cu creșterea diametrului său interior. Deci, pentru un același nivel de presiune acustică, diametre mai mari ale conductei permit viteze de circulație a apei mai ridicate. Nivelul de presiune acustică crește cu aproximativ 4 dB la dublarea vitezei medii a apei în conducte.

Pentru lungimi de conductă mai mici de 12 m, nivelul de zgomot generat de

turbulența de la interior este variabil, crescător cu lungimea conductei, în timp ce pentru lungimi mai mari de 12 m nivelul de zgomot rămâne cvasi constant.

Coturile, la rândul lor, sunt generatoare de turbulență, deci de zgomot. Un ansamblu de patru coturi produce un nivel sonor cu 3 - 10 dB superior celui generat de o conductă dreaptă de lungime similară și de aceeași viteză medie. De o manieră asemănătoare, și bifurcațiile, teurile la împreunare sau separare, schimbările de secțiune generează o perturbare a liniilor de curent ale apei, ducând la producerea unui zgomot.

Un zgomot de șoc, cunoscut sub numele de lovitură de berbec, se produce atunci când o curgere regulată într-un sistem de conducte de alimentare cu apă este brusc întreruptă. Întreruperea bruscă a presiunii ce se propagă ca o undă de șoc în amonte de vană.

Într-o rețea de alimentare cu apă, acest fenomen poate survine atunci când curgerea apei este brusc oprită, de exemplu în momentul închiderii unui robinet, unei electrovane sau a unei vane pneumatice. În clădirile de locuit, în cadrul instalațiilor de încălzire acest fenomen poate apărea în momentul închiderii simultane a robinetelor termostatici de pe fațada sud.

4.12.4. Nivelul de zgomot la interiorul și exteriorul centralei termice exterioare

4.12.4.1 Nivelul de zgomot la interiorul centralelor termice

Un studiu realizat pe o bază de date de 145 de centrale termice caracterizate de putere termică sub 16 MW a avut ca scop prezentarea legăturii dintre nivelul de zgomot al centralelor termice și puterea lor termică (fig. 4.12.9).

Relația de calcul a nivelului de zgomot L_p (dBA) de la interiorul centralei termice în funcție de puterea termică Φ

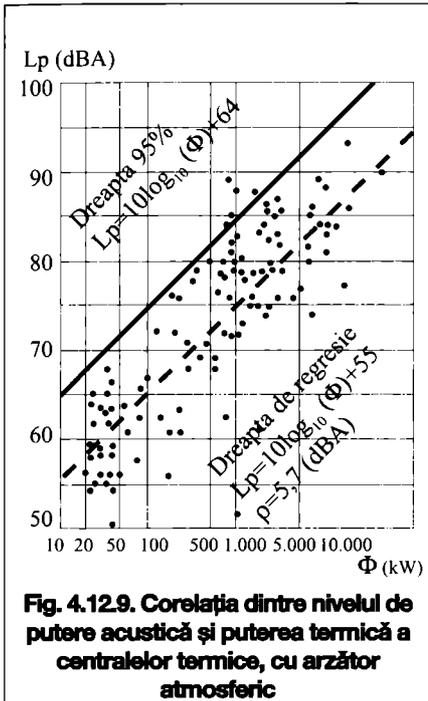
(kW) generată de cazane este:

$$L_p = 10 \cdot \log_{10}(\Phi) + 55 \quad (4.12.5)$$

Aceasta relație poate fi folosită pentru prezicerea nivelului de zgomot generat de o centrală termică în funcție de starea ei de funcționare. O altă informație utilă ce poate fi prezisă este valoarea sub care se va găsi nivelul de zgomot cu o încredere de 95 %:

$$L_{p95\%} = 10 \cdot \log_{10}(\Phi) + 64 \quad (4.12.6)$$

Atât ecuațiile 4.12.5 și 4.12.6 ce prezintă nivelul de zgomot din centrala termică cât și relațiile prezentate în fig.



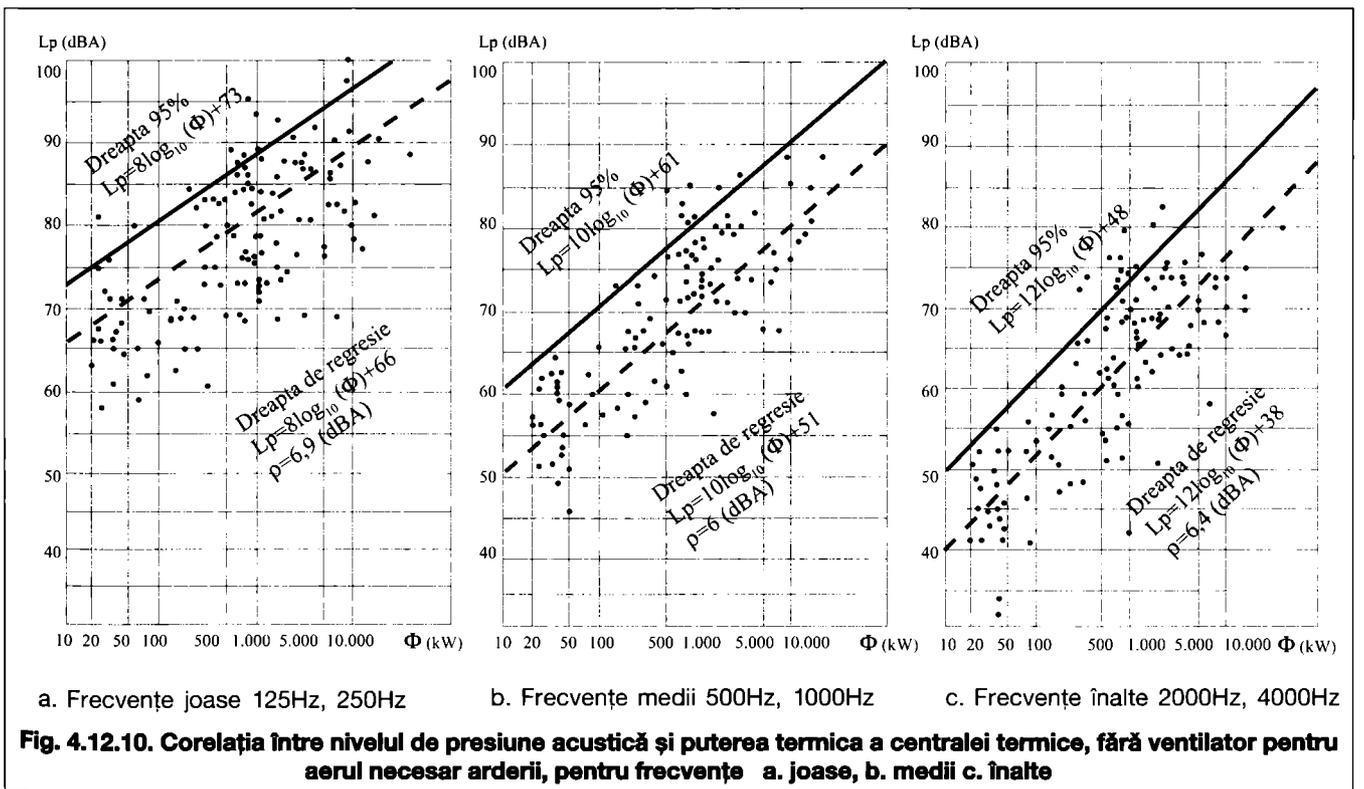
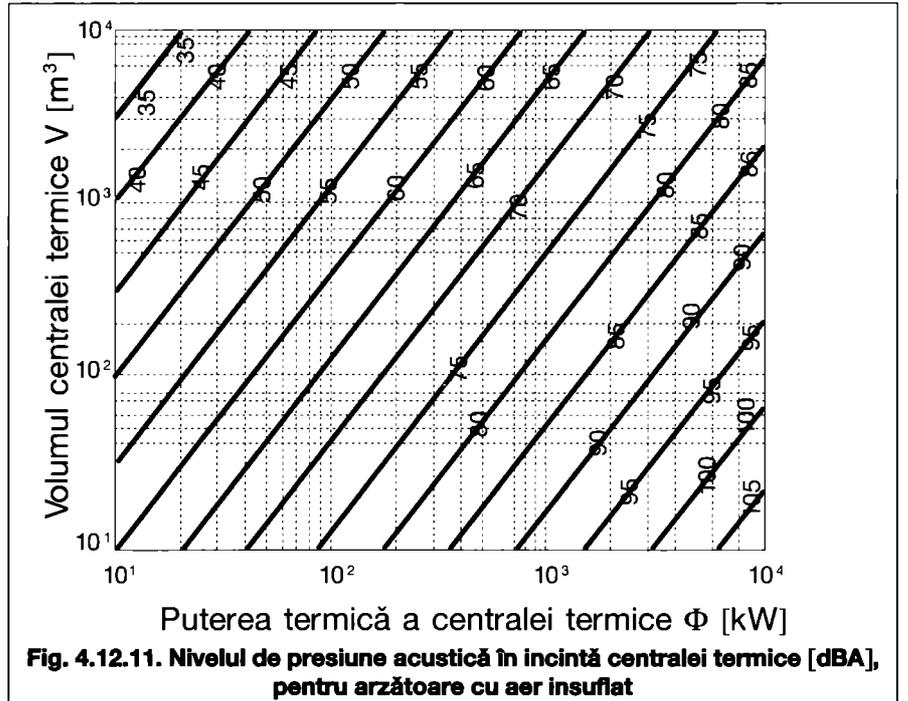
4.12.9 se folosesc de o manieră foarte simplă, și anume: se intră în relație cu valoarea puterii termice a centralei experimentată în (kW) și se obține valoarea nivelului de zgomot ponderat, măsurat în (dBA).

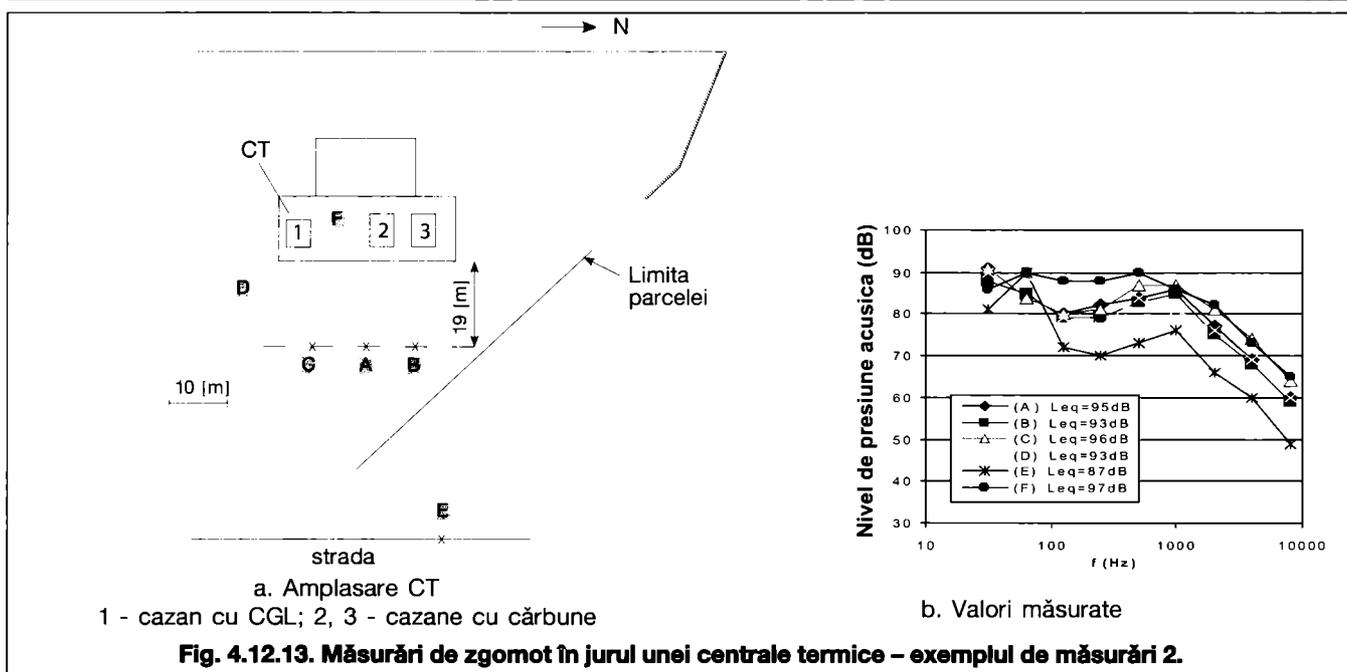
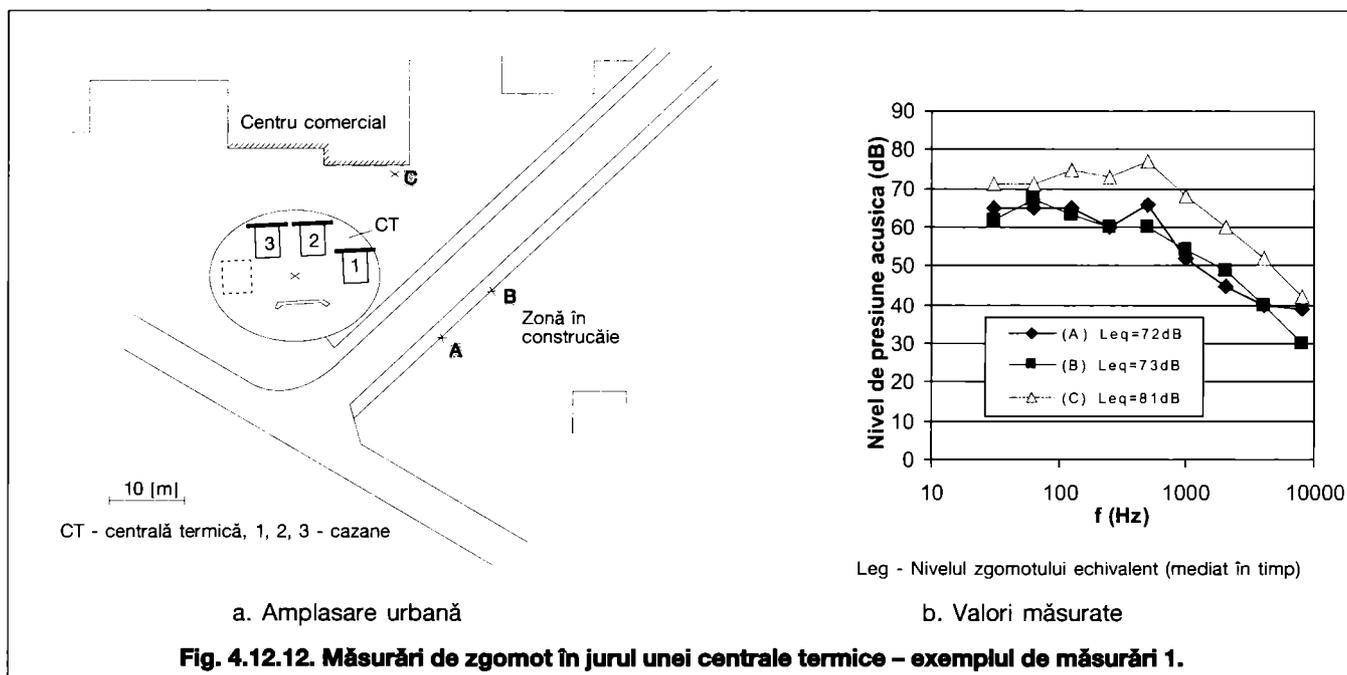
Relații asemănătoare sunt indicate și pentru fiecare dintre cele trei categorii de frecvențe (joase 125Hz 250Hz, medii 500Hz 1000Hz și înalte 2000Hz 4000Hz) pe aceeași bază de date de 145 de centrale termice (fig. 4.12.10).

Eroarea de predicție a nivelului de zgomot folosind această metodă, poate ajunge spre 10 dB. O altă metodă de

predicție a nivelului de presiune acustică generat de un cazan într-o anumită încăpere, ține cont pe de o parte de volumul incintei și pe de altă parte de zgomotul produs de cazan într-o cameră specializată pentru măsurări acustice de caracteristici standardizate, numit și puterea acustică a cazanului.

Când se dispune de un raport de încercări acustice ale cazanelor sau ale centralei termice, raport ce prezintă valoarea nivelului de putere acustică L_w (dBA) a cazanului, se poate determina nivelul de presiune acustică în spațiul real





al centralei termice L_p (dBA) cu ajutorul formulei:

$$L_p = L_w + 14 - 10 \log_{10}(V) \quad (4.12.7)$$

unde:

$V [m^3]$ - este volumul incintei centralei termice.

Totuși, rareori beneficiem de încercări acustice ale cazanelor. Astfel vom estima nivelul de putere acustică a cazanelor în funcție de sarcina termică a acestora Φ :

$$L_w = 16 \log_{10}(\Phi) + 40 \quad (4.12.8)$$

Astfel în cazul arzătoarelor cu aer insuflat, formula de calcul, cu caracter de predicție, al zgomotului unei centrale termice este dat prin ecuația:

$$L_p = 16 \log_{10}(\Phi) - 10 \log_{10}(V) + 54 \quad (4.12.9)$$

și prezintă o marjă de eroare de 5 (dBA), deci mai scăzută.

Nomograma de calcul a nivelului de presiune acustică, fig. 4.12.11, se folosește astfel: pe axa orizontală se introduce puterea termică a centralei, pe axa verticală se introduce volumul spațiului centralei, iar la intersecția celor două drepte se citește valoarea nivelului de presiune acustică, între izocurbe.

Față de cazul cazanelor cu arzătoare atmosferice, această formulă prezintă o majorare de aproximativ 12 (dBA). Astfel în cazul arzătoarelor atmosferice formula de predicție a zgomotului generat de centralele termice la interiorul acestora este dat prin ecuația:

$$L_p = 16 \log_{10}(\Phi) - 10 \log_{10}(V) + 42 \quad (4.12.10)$$

În cazul centralelor de apartament, pentru un timp de reverberație mediu de 0,5 (s) caracteristic încăperii în care este montată centrala, și cunoscând nivelul de putere acustică al centralei, putem folosi pentru estimarea nivelului de presiune acustică ecuația:

$$L_p = L_w + 11 - 10 \log_{10}(V) \quad (4.12.11)$$

Exemplu de calcul 1:

Să considerăm centrala termică a unei școli, spațiu caracterizat de o suprafață de 35 m² și înălțime de 4 m. Puterea a centralei termice este de 400 kW. Care este nivelul de presiune acustică L_p în spațiul centralei termice?

Rezolvare

Aplicând formula (4.12.9) se obține:

$$L_p = 16 \log_{10}(400) - 10 \log_{10}(35 \cdot 4) + 54$$

$$L_p = 74 \text{ (dBA)}$$

Aceeași valoare se obține folosind nomograma de calcul (fig. 4.12.11).

Exemplu de calcul 2:

O centrală murală este plasată într-o bucătărie de 8 m² și 2,5 m înălțime. Nivelul de putere acustică al cazanului este de $L_w=50$ dB(A). Care este nivelul de presiune acustică din bucătărie ?

Rezolvare

Aplicând ecuația (4.12.11) se obține :

$$L_p = L_w + 11 - 10 \log_{10}(V)$$

$$L_p = 48 \text{ (dBA)}$$

4.12.4.2 Nivelul de zgomot la exteriorul centralelor termice

Nivelul sonor ridicat la exteriorul centralelor termice influențează negativ confortul în clădirile de locuințe din imediata apropiere. Aceste niveluri de presiune acustică ridicate se pot datorita transmisiilor zgomotului de la interiorul centralei prin:

- prizele de aer necesare arderii, tratabile prin montarea de atenuatoare de zgomot;
- ușa centralei, tratabilă prin montarea unei uși acustice sau prevederea unui sas;
- coșul de fum;
- zgomotul radiat de echipamentele montate la exteriorul centralei (de exemplu cazan montat pe terasa clădirii).

La exteriorul centralelor termice nivelul de zgomot se poate măsura în următoarele puncte:

- de jur împrejurul centralei;
- pe suprafețele reflectorizante ale altor clădiri;
- lângă coșul de fum;
- lângă prizele de aer;
- lângă stradă de o parte și de alta a străzii;
- în parcurile din apropiere;
- în curțile interioare sau de lumină ale blocurilor din apropiere;
- în mai multe puncte «colineare», ce formează un front;
- în alte spații de interes în apropierea centralei termice;
- la o înălțime de 1 m (în cazul curților de grădiniță, școli) sau 1,7 m în alte cazuri.

Măsurările de zgomot constau în înregistrarea cu ajutorul unui sonometru a nivelului de presiune acustică. Trebuie înregistrată nu doar valoarea echivalentă, ci întreg spectrul sonor. Se vor reprezenta grafic variațiile nivelului de presiune acustică în funcție de frecvență.

Exemplul de măsurări 1 (fig. 4.12.12)

Centrala este alcătuită din trei cazane a 5 MW fiecare, echipate cu două ventilatoare de aer. Pereții centralei sunt construiți pe bază de tablă și sticlă, iar acoperișul din lemn sub formă de cupolă. Măsurările s-au realizat când toate cele trei cazane funcționează la putere maximă. Nivelul de zgomot din punctul C, exterior centralei la aproximativ 17 m de centrală, este cel mai ridicat. Nivelul de zgomot în punctul B este un pic mai ridicat decât în punctul A, deși este mai depărtat. Aceasta se datorează reflexiilor undei sonore pe perețele centrului comercial. Instalarea unui atenuator de zgomot pe orificiile de ventilare ale spațiului centralei ar scădea considerabil nivelul de zgomot propagat la exterior.

Exemplul de măsurări 2 (fig. 4.12.13)

Această centrală termică cuprinde:

- două cazane pe cărbune (24 MW fiecare). Fiecare cazan este echipat cu un ventilator pentru aer de 22000 m³/h (fiecare ventilator avînd două prize de aer), cu două ventilatoare secundare de aer aspirînd din centrală și un exhaustor;
- un cazan pe CGL (40 MW). Ventilatorul de aer are debitul 5800 m³/h beneficiind de două prize de aer în dreptul cazanului.

Nivelul sonor cel mai ridicat este în interiorul centralei termice F, iar cel mai scăzut este în punctul E, la nivelul străzii. Nivelurile sonore ridicate în punctele A, B, C, D se datorează zgomotului provenind din prizele de aer ale centralei. Se recomandă atât mutarea prizelor de aer la partea superioară a centralei cât și montarea de atenuatoare de zgomot.

4.12.5. Nivelul de zgomot la centralele termice amplasate în clădiri

În cazul măsurărilor de zgomot la interiorul unei clădiri se recomandă înregistrarea acestuia în cât mai multe spații, în vederea determinării experimentale a propagării vibrației produse de centrala termică. Astfel se recomandă realizarea de măsurări în interiorul spațiului centralei și al diferitelor camere din apartamente. Datorită formelor geometrice diferite și a coeficienților de absorbție ridicați ai suprafețelor pereților, este de presupus că nivelul de zgomot să fie diferit la interiorul unei aceeași camere. Totuși în cazul camerelor de dimensiuni scăzute (sub 16 m², de forme rectangulare) se poate

opta și pentru o singură măsurare realizată în «centrul» camerei. Înălțimea la care se realizează măsurările poate fi înălțimea de lucru, 1,2 m sau 1,7 m în funcție de activitatea de la interiorul camerei respective.

Trebuie realizate măsurări obligatorii în centrala termică, pentru a constata dacă centrala funcționează în limitele admisibile ale confortului acustic, adică dacă zgomotul din centrala termică se încadrează în limitele impuse pentru centrale termice (tabel 4.12.2). Dacă nu, atunci trebuie prevăzute măsuri de protecție la zgomot încă de la nivelul centralei. Dacă nivelul de zgomot din spațiul centralei nu depășește valorile limită admisibile, atunci măsurile de protecție trebuie să cuprindă și tratarea structurii pereților și a străpungerii acestora de către conducte. Aceste măsuri de protecție vor fi prezentate în paragrafele următoare.

Pentru identificarea exactă a influenței centralei termice asupra nivelului de zgomot de la interiorul apartamentelor se recomandă realizarea de măsurări pe timpul nopții, pentru a se înlătura erorile relativ ridicate introduse de traficul rutier.

Exemplu de măsurări 3 la interiorul unui bloc de locuințe (fig. 4.12.14 și fig. 4.12.15)

Astfel pentru o clădire existentă, cunoscându-se structura sa constructivă, și regimul de funcționare al clădirii, și al centralei de încălzire, se cere să se determine prin măsurări experimentale nivelul de zgomot din centrala termică și din apartamentele învecinate.

Rezolvare

Blocul de locuințe analizat dispune de o centrală termică amplasată la subsol. Sarcina termică totală a centralei termice este de 1,6 [MW], fiind montate două cazane de capacitate 1 și 0,6 [MW] amplasate central în spațiul centralei, cu arzătoare învelite cu capote acustice în vederea diminuării propagării zgomotului (fig 4.12.14). Canalul de fum este îngropat, amplasat între apartamente, iar coșul de fum se află la interiorul clădirii între apartamente. Apartamentele învecinate centralei termice sunt plasate în lateralul și deasupra acesteia. Astfel, apartamentul 1 este învecinat cu spațiul centralei termice, fiind despărțit de acesta printr-un perete de 1 1/2 caramizi, tencuit pe ambele părți și prin spațiul hidroforului. Apartamentele 6, 10, 14 și 18 sunt plasate deasupra acestuia, iar apartamentele 7, 11, 15 și 19 se găsesc deasupra centralei termice.

Protocolul de măsură a constat în măsurarea întregului spectru al nivelului de presiune acustică timp de un minut, calculându-se apoi nivelul de presiune

acustică echivalent și media ponderată temporară a acestuia. Majoritatea aparatelor de măsurat presiunea acustică realizează automat aceste calcule.

În fig. 4.12.15 este reprezentat 3D corpul de clădire în care este amplasată centrala termică. Sunt reprezentate grafic planurile de arhitectură ale par-

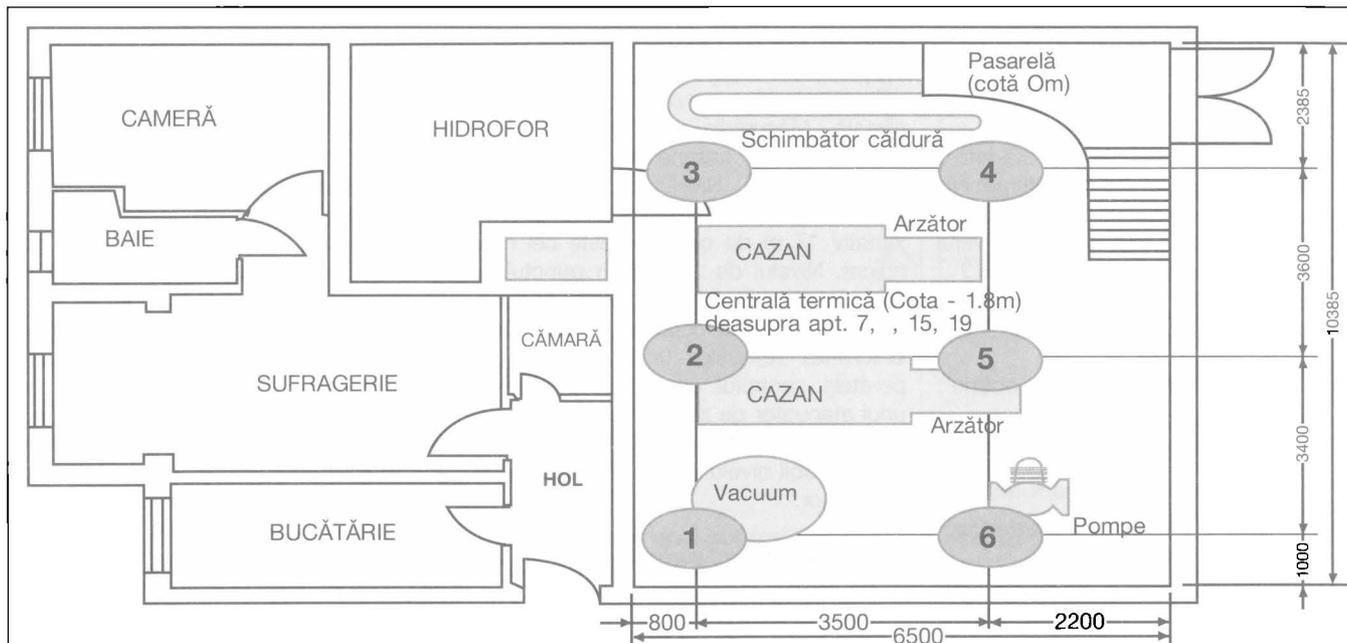


Fig. 4.12.14. Plan parter. Stânga – apartamente 1, 6, 10, 14, 18.
Dreapta – centrala termică, apartamente 7, 11, 15, 19

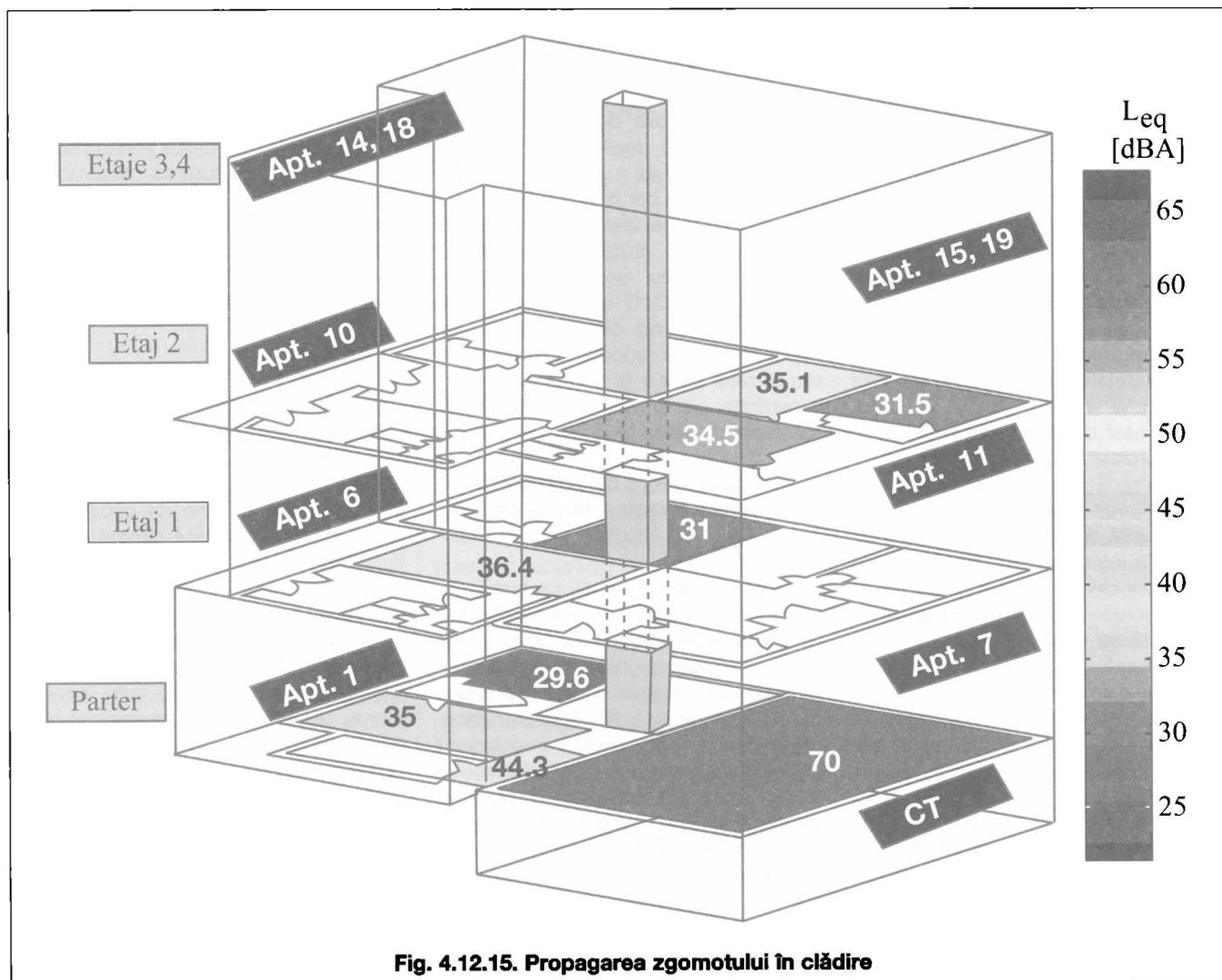


Fig. 4.12.15. Propagarea zgomotului în clădire

terului și primelor două etaje. Se observă pozițiile centralei termice, a apartamentelor și a coșului de fum interior clădirii. Suprafața pardoselii fiecărei camere în care s-a măsurat nivelul de zgomot este colorată conform valorii înregistrate.

Se observă că apartamentul cel mai afectat este apartamentul numărul 1, plasat în laterala centralei termice. Din cadrul acestui apartament holul este cel mai afectat, înregistrându-se un nivel echivalent de zgomot de 44,3 [dBA]. În sufrageria apartamentului s-au înregistrat doar 35 [dBA], această scădere puternică a nivelului de zgomot datorându-se probabil holului și cămării, ce joacă rolul de spațiu tampon între sufragerie și centrala termică. În camera mică a apartamentului s-au înregistrat 29,6 [dBA], spațiul hidroforului jucând de data aceasta rolul spațiului tampon. În apartamentul 6 (etaj 1), valoarea maximă a fost înregistrată în sufragerie 36,4 [dBA], valoare mai ridicată decât în cazul sufrageriei apartamentului 1; această diferență se datorează la prima vedere lipsei cămării existente în apartamentul 1. În camera mică a acestui apartament, în ciuda existenței a doi pereți comuni cu coșul de fum (deci aparent un nivel de zgomot mai ridicat), nu s-au înregistrat decât 31 [dBA]. În celelalte două camere având pereți comuni cu coșul de fum, camere ale apartamentului 11 (etaj 2), s-au înregistrat valori (34,5 [dBA]; 35,2 [dBA]) mai ridicate, decât în camera mică (31,5 [dBA]), fără perete comun cu coșul de fum.

În concluzie, cele mai afectate came-

re sunt acelea care au perete comun cu centrala termică. Camere care au perete comun cu coșul de fum sunt mai puțin afectate de zgomotul centralei termice. În restul de camere, neavând pereți comuni nici cu centrala termică și nici cu coșul de fum, zgomotul produs de centrală nu se resimte practic deloc, nivelul de presiune acustică fiind determinat de zgomotul stradal. Ponderea zgomotului stradal din nivelul de zgomot interior explică valorile acestuia relativ ridicate din sufrageriile apartamentelor 1 și 6. În camerele mici ale acelorași două apartamente s-au înregistrat valori cu 5,4 [dBA] mai scăzute decât în sufragerii. Se pune astfel în evidență faptul că ponderea zgomotului stradal este semnificativă.

Măsurările realizate pe timp de noapte pun în evidență încă o dată importanța majoră a zgomotului stradal. De exemplu, s-a măsurat nivelul de presiune acustică în camera mică a apartamentului 1 pe timp de noapte, mai ridicat în timpul nefuncționării centralei termice decât în timpul funcționării acesteia. Acest fenomen se explică prin zgomotul stradal mai mare în timpul nefuncționării centralei decât cel din timpul funcționării acesteia. De aici se observă importanța protocolului de măsurare:

- importanța simultaneității măsurărilor din centrala termică și din apartamente;
- importanța măsurărilor pe timp de noapte, spre ora 02:00 - 03:00, când zgomotul stradal este constant scăzut.

4.12.6. Zgomotul produs de centrale termice de apartament

Puterea acustică a cazanelor murale este furnizată de către fabricant. Valoarea acesteia este variabilă în funcție de:

- fabricantul cazanului;
- tipul cazanului;
- puterea termică furnizată de cazan;
- modul de instalare a cazanului.

Toți acești parametri au o influență asupra atât a nivelului de putere acustică cât și a repartiției spectrale a energiei acustice radiate.

Minicentralele termice cu tiraj forțat al gazelor de ardere sunt mai silențioase decât cele cu tiraj natural, la putere termică maximă de funcționare. Dimpotrivă, pentru o putere termică redusă centralele termice cu tiraj natural sunt mai silențioase. În acest ultim caz zgomotul centralelor cu tiraj forțat provine în principal de la exhaustor. De exemplu nivelele de putere acustică observate pentru centrale murale:

- cu tiraj forțat: 44 - 48 dB(A)
- cu tiraj natural: 46 - 50 dB(A) sau;
- 39 - 42 dB(A) pentru o funcționare redusă.

Fig. 4.12.16 prezintă evoluția zgomotului într-un ciclu de funcționare a unei mini centrale termice de apartament. Sunt prezentate influențele diferitelor organe ale aparatului asupra zgomotului produs de către centrală.

Nivelul de zgomot de fond din apartament din spațiul în care a fost montată centrala, variază în jur de 30 - 35 dBA, în timp ce nivelul de zgomot din timpul funcționării se încadrează între

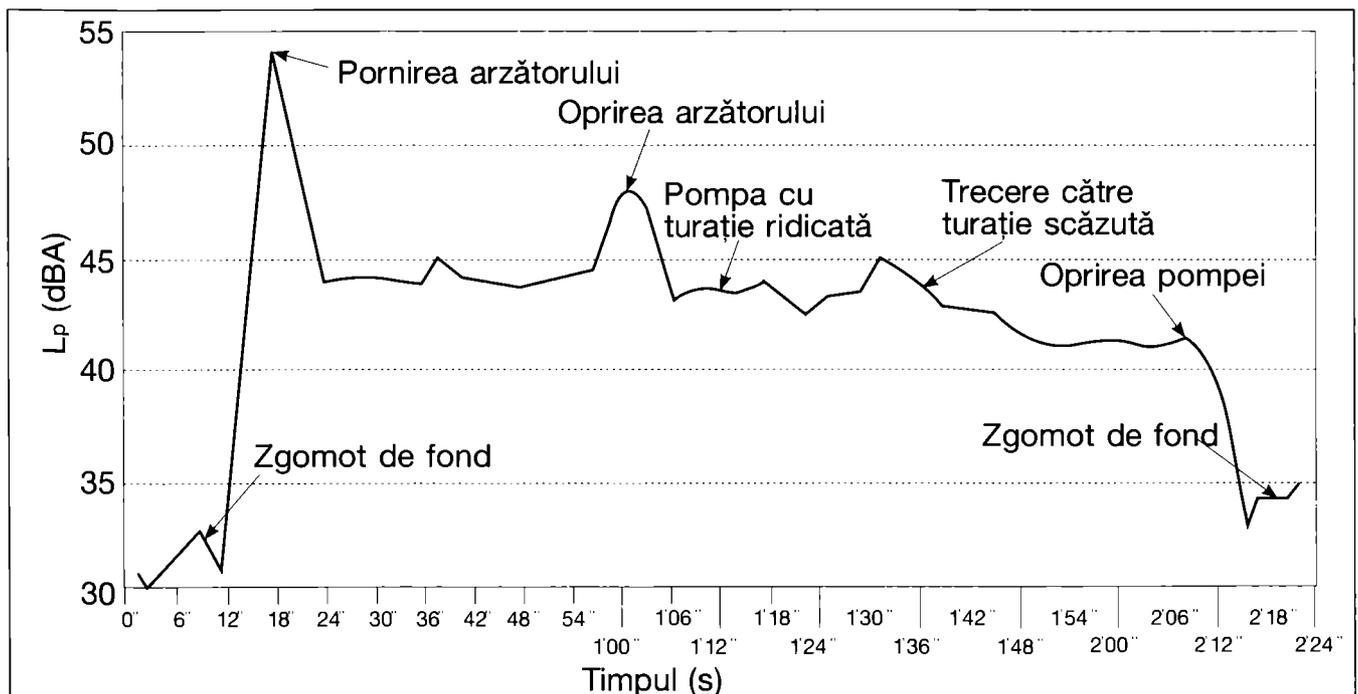


Fig. 4.12.16. Variația nivelului de putere acustică a unei centrale murale pe gaz în timpul unui ciclu de funcționare

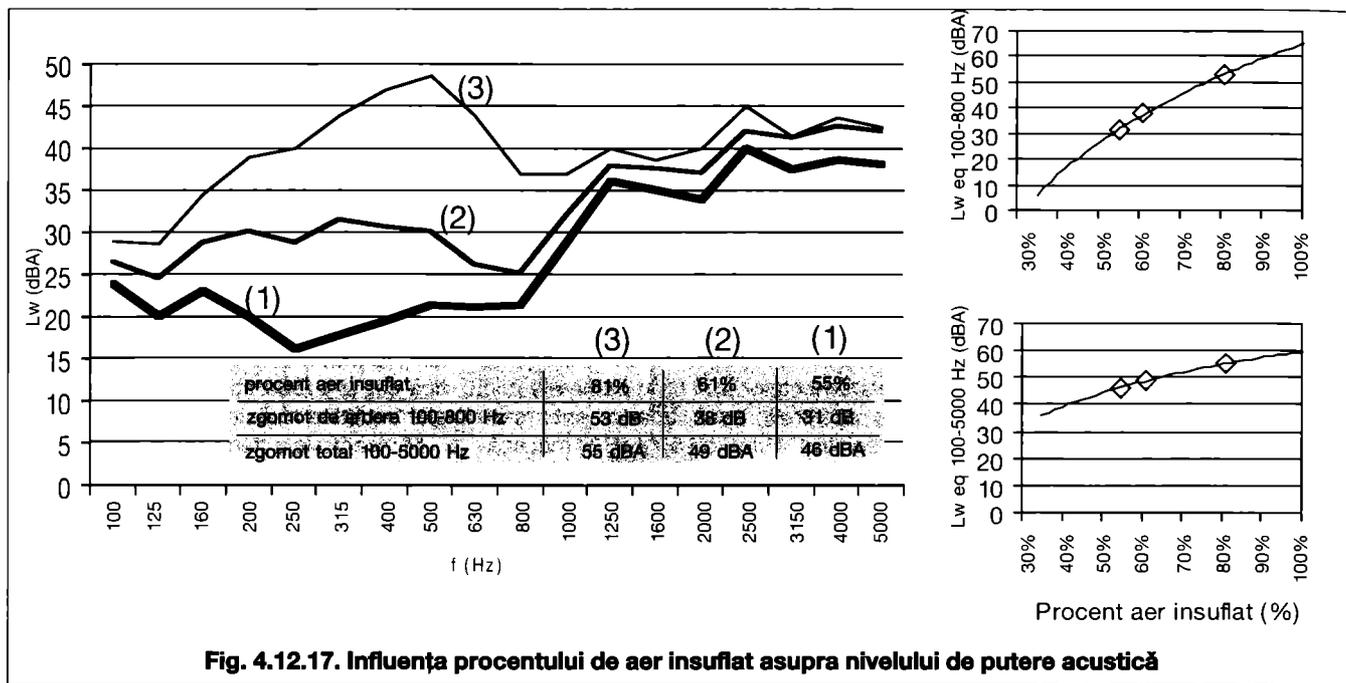


Fig. 4.12.17. Influența procentului de aer insuflat asupra nivelului de putere acustică

40 - 45 dBA în funcție de starea minicentralei. În timpul funcționării atât a arzătorului cât și a pompei nivelul de presiune acustică este de 44 dBA. Pornirea și respectiv oprirea arzătorului sunt caracterizate de niveluri de presiune acustică mai ridicate 54 dBA și respectiv 48 dBA. Oprirea funcționării arzătorului, duce la o scădere a nivelului de zgomot de 1 dBA, de la 44 dBA spre 43 dBA. Diminuarea turației pompei conduce la un nivel de zgomot și mai scăzut, de aproximativ 42 dBA.

Zgomotul arderii combustibilului este un zgomot de frecvențe joase care depinde de procentul de aer insuflat necesar arderii (fig. 4.12.17). Se observă

mai întâi tendința crescătoare a nivelului de putere acustică cu frecvența indiferent de procentajul de aer insuflat. Influența procentului de aer insuflat asupra nivelului de putere acustică a centralei se manifestă diferit pentru frecvențele sub 1000 Hz, fiind mult mai mare față de cazul frecvențelor peste 1000 Hz, când reducerea acestui procentaj conduce la o scădere foarte mică a nivelului de putere acustică.

Puterea termică a centralei influențează nivelul de zgomot generat de aceasta. Totuși această influență este diferită în funcție de tipul centralei (fig. 4.12.18). Pentru centralele fără coș de fum sau cele cu tiraj natural, nivelul de

presiune acustică variază „proporțional” cu puterea termică ajungând la 47 dBA pentru 23 kW sau 50 dB pentru 28 kW. În schimb în cazul centralelor cu tiraj forțat nivelul de presiune acustică rămâne cvasiconstant în jurul valorii de 46 dBA.

4.12.7. Zgomotul produs de echipamentele instalației de la consumatori

În încăperi, una din sursele de zgomot o reprezintă turbulența apei în conducte, coturi, ramificații, în robinetii și în radiatoare. O altă sursă importantă de zgomot o reprezintă robinetii ter-

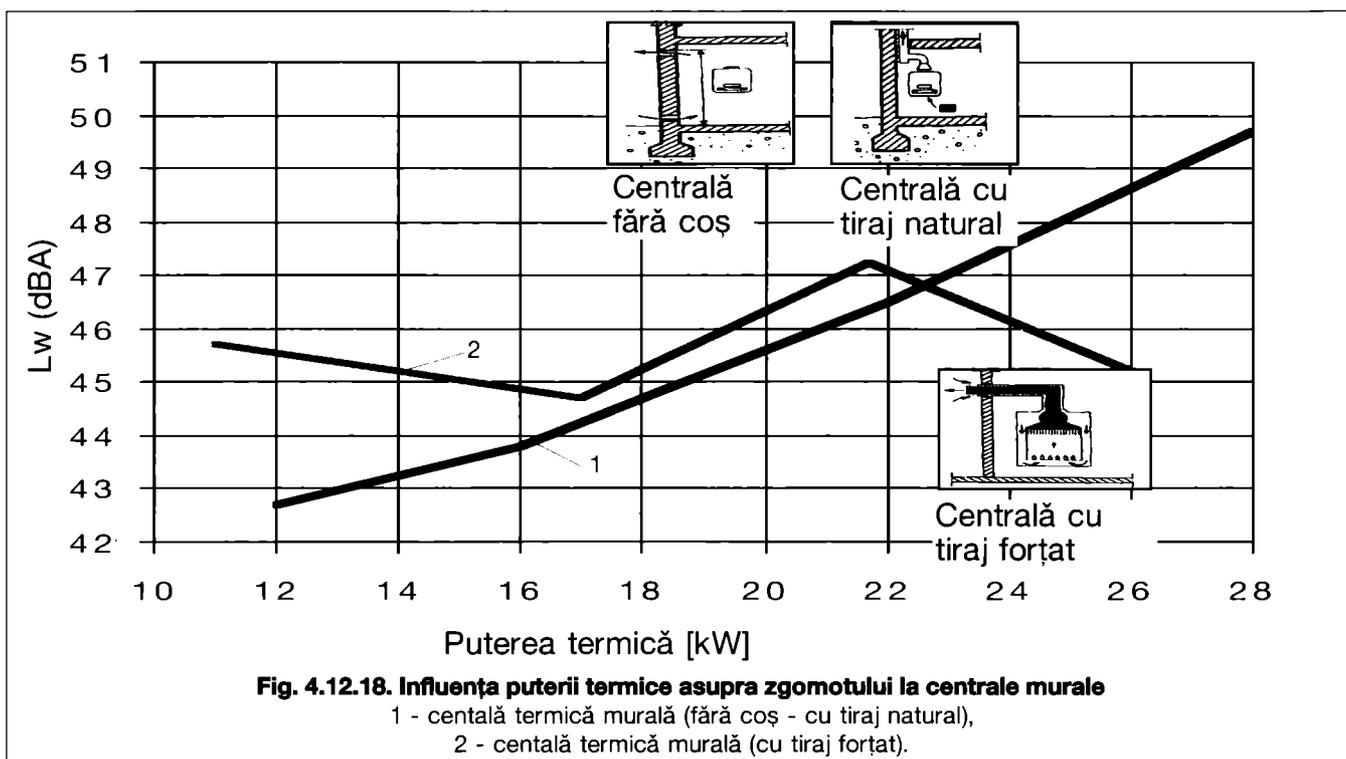


Fig. 4.12.18. Influența puterii termice asupra zgomotului la centrale murale

- 1 - centrală termică murală (fără coș - cu tiraj natural),
- 2 - centrală termică murală (cu tiraj forțat).

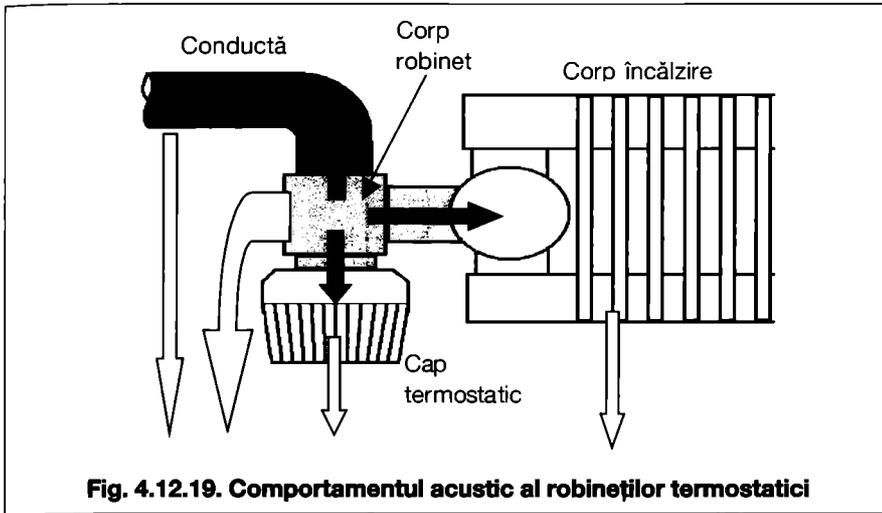


Fig. 4.12.19. Comportamentul acustic al robinetelor termostatici

mostatici, atât datorită faptului că sunt în „continuă” mișcare pentru a regla debitul de agent termic și a asigura temperatura dorită la interior, cât și datorită turbulenței apei la interiorul acestora. Zgomotul produs de robinet depinde de formele de la interiorul acestuia, corpul din fontă și clapeta acestuia putând provoca mai mult sau mai puțin zgomot. Zgomotele generate în corpul robinetului termostatic sunt transmise componentelor cu care acesta se află în contact: conducta de tur, capul termostatic și corpul de încălzire (fig. 4.12.19). Atât aceste trei

componente ale instalației de încălzire, cât și corpul robinetului transmit zgomotul spre interior sub formă de zgomot aerian.

Nivelul de zgomot generat de un robinet termostatic este de obicei inferior 30 - 35dB, fiind variabil funcție de punctul de funcționare al robinetului, adică de debitul de agent termic ce trece prin robinet și de diferența de presiune ce se pierde în acel robinet (fig. 4.12.20), deși nivelul de zgomot generat de robinetul termostatat poate produce un disconfort acustic în special pe timp de noapte.

Trebuie să se aibă în vedere la etapa de

dimensionare a conductelor și la echilibrarea hidraulică să nu forțeze un robinet să aibă punctul de funcționare în zona:

$$\dot{V} \geq 100 [l/h] \text{ și } \Delta p > 1 [\text{bar}].$$

În cazul în care punctul de funcționare al robinetului termostatic se situează în această zonă, se recomandă adoptarea unei soluții de diminuare suplimentară a diametrului conductelor în vederea creșterii pierderii de sarcină.

Corpul de încălzire oferă o suprafață mare de emisie și poate acționa de o manieră asemănătoare unei membrane a unui difuzor deci amplificând zgomotul generat în corpul robinetului. Analiza acestui fenomen nu se poate face decât luând în considerare cuplul robinet-radiator. Trebuie luate câteva măsuri pentru a înlătura disconfortul pe care îl pot produce aceste instalații. Simpla poziționare a patului din dormitor la distanță de radiator ar putea fi suficientă.

Fig. 4.12.21 prezintă de o manieră exemplificativă nivelurile de putere acustică măsurată în camera reverberantă de încercări pentru diferite tipuri de radiatoare de putere termică egală cu 1kW: zgomotul produs de robinet, și zgomotele produse de cuplul robinet-radiator. Se observă că puterea acustică transmisă camerei în cazul robinetului singur este foarte scăzută, inferior la 20 dBA. Diferențele de nivel de

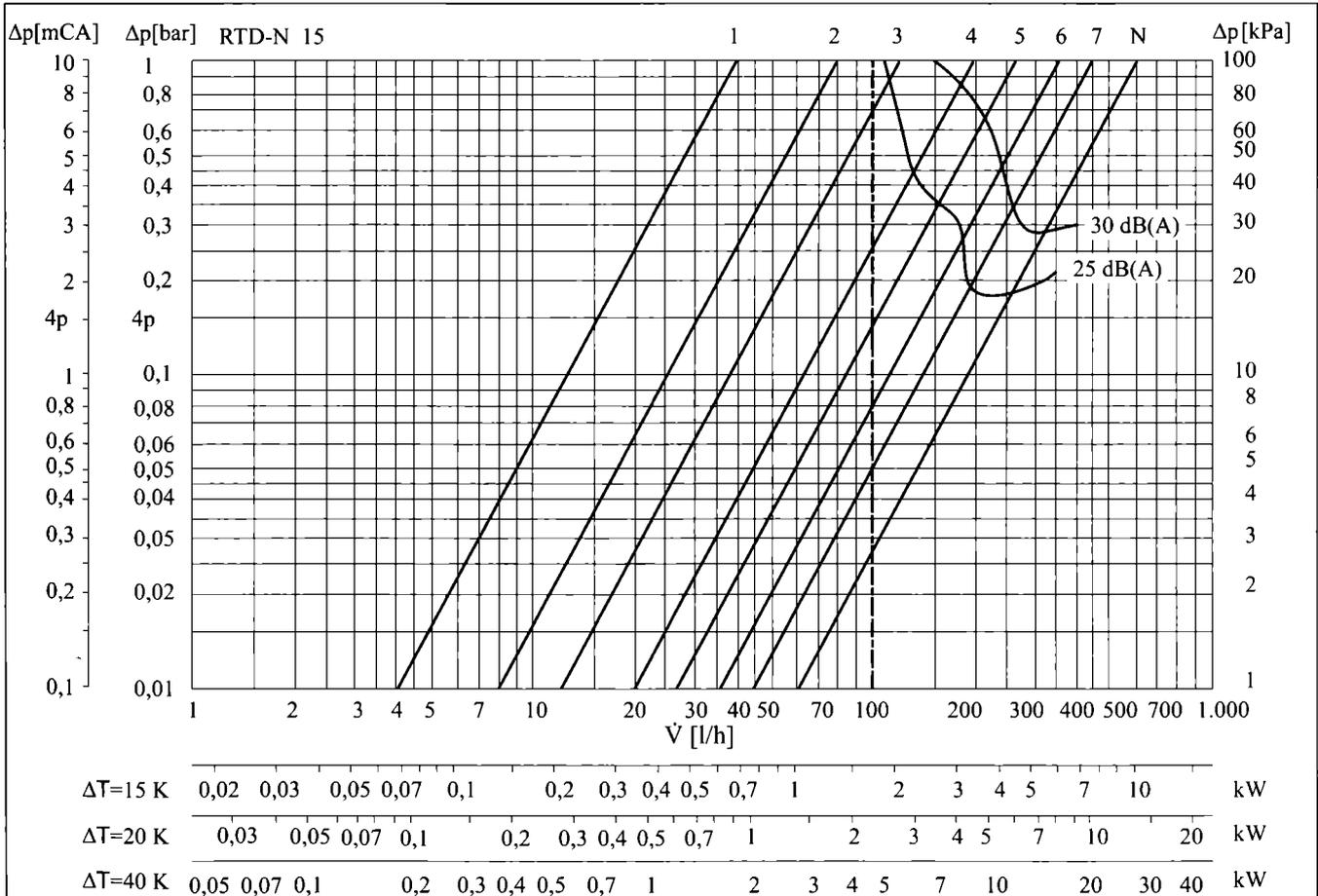


Fig. 4.12.20 Exemplu pentru zgomotul produs de un robinet termostatic (Danfoss).

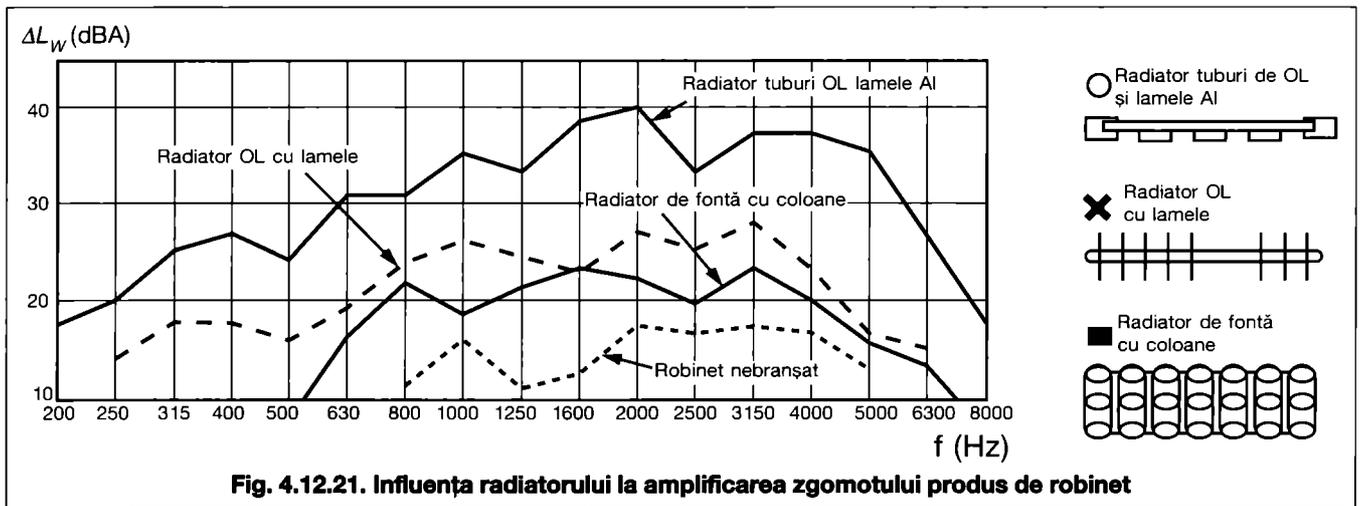


Fig. 4.12.21. Influența radiatorului la amplificarea zgomotului produs de robinet

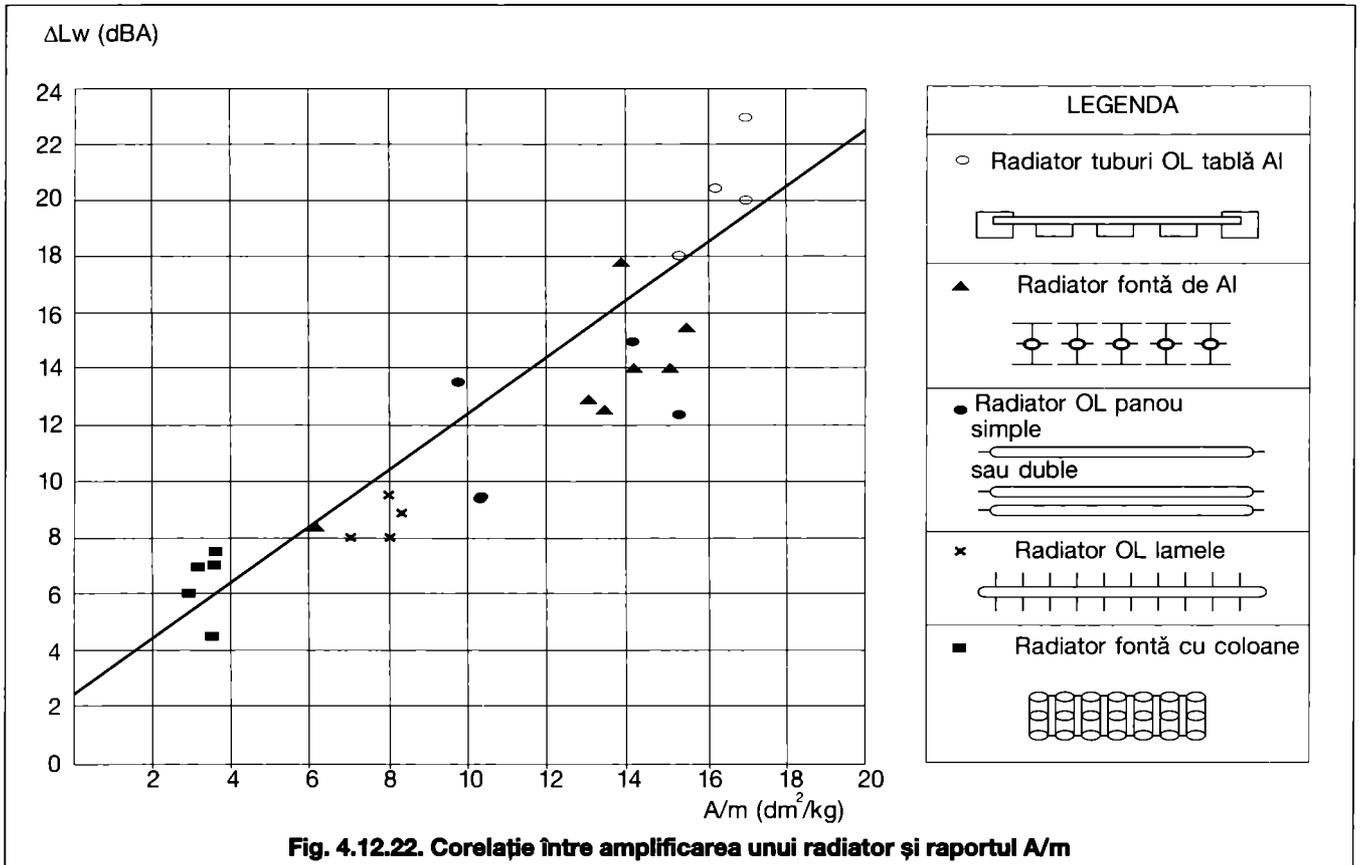


Fig. 4.12.22. Corelație între amplificarea unui radiator și raportul A/m

zgomot între cazurile cu și fără radiator sunt semnificative, diferite în funcție de tipul radiatorului. Deci puterea acustică a cuplului robinet-radiator este mai ridicată decât în cazul folosirii robinetului singur, nebransat la radiator.

Amplificarea adusă de către radiator ΔL_w (dBA) este corelată cu raportul dintre suprafața exterioară a radiatorului A (m²) și masa acestuia fără apă m (kg) (fig. 4.12.22). Corelația este indicată prin ecuația:

$$\Delta L_w = 2,5 + \frac{A}{100 \cdot m} \quad (4.12.12)$$

În concluzie, relativ la corpul de încălzire, masa acestuia raportată la unitatea de suprafață exterioară reprezintă un criteriu al silențiozității acestuia. Robineții

termostatici pot genera și un alt zgomot decât cel prezentat mai sus, și anume, atunci când mai mulți robineți amplasați pe o aceeași coloană a instalației de încălzire se închid simultan pot conduce la o diminuare bruscă a debitului pe tur o creștere a presiunii, deci la un zgomot similar loviturii de berbec. În astfel de cazuri protecția poate fi asigurată fie cu aparate contra loviturii de berbec (prezentate în capitolul Zgomotul în instalații sanitare) fie cu egalizoare de presiune, montate la baza coloanei, făcând astfel legătura între tur și retur.

Se recomandă ca zgomotul generat de robinetele termostactice să nu depășească 30 dBA. Dacă ne gândim la faptul că într-o încăpere nivelul de zgomot poate fi rezultatul suprapunerilor

mai multor unde sonore provenind din surse diferite (zgomot stradal, vecini, ascensor) putem chiar recomanda o limită de 25 dBA pentru zgomotul generat de robinetii termostatici.

4.12.8 Protecția contra zgomotului

Deși performanțele termice și randamentele echipamentelor dintr-o centrală termică au crescut, totuși zgomotul generat de centralele termice nu a scăzut considerabil. Măsurările actuale ale nivelului sonor în centrale termice prezintă o dispersie a acestor valori, dispersie datorată:

- faptului că arzătoarele cu aer insuflat sunt mai zgomotoase decât arzătoarele

rele atmosferice;

- calității materialelor, adică cuplului arzător-cazan. Zgomotul cel mai important este zgomotul generat de combustie;
- volumului spațiului centralei termice.

Pentru a reduce zgomotul încă de la nivelul sursei, este necesar a:

- alege echipamentul cel mai puțin zgomotos posibil la aceeași putere termică;
- avea un spațiu pentru centrala termică cât mai mare;

4.12.8.1 Protecția la arzător

Învelirea cu o carcasă a arzătorului (fig. 4.12.23a) poate reduce zgomotul la nivelul sursei deoarece aceasta absoarbe frecvențele înalte. În schimb, această măsură este mai puțin eficientă în ceea ce privește frecvențele joase care sunt de altfel și cele mai bine transmise de structura clădirii spre apartamente (fig. 4.12.23 b). Carcasa poate atenua frecvențele joase doar dacă pereții ei sunt grei, ceea ce prezintă dezavantajul de a o face dificil de mutat, deci dificil de întreținut arzăto-

rul. Trebuie de asemenea tratată calea de aducere a aerului proaspăt la arzător prin montarea unui atenuator de zgomot reducându-se astfel zgomotul ce se degajă în spațiul centralei termice. Ca urmare a montării carcasei, importanța câmpului de reverberație al frecvențelor înalte scade, dar nu și importanța frecvențelor joase.

Pentru a diminua câmpul reverberant în frecvențe joase se recomandă captușirea pereților centralei termice la interiorul centralei cu vată minerală de grosime 30 mm și plăci de rigips per-

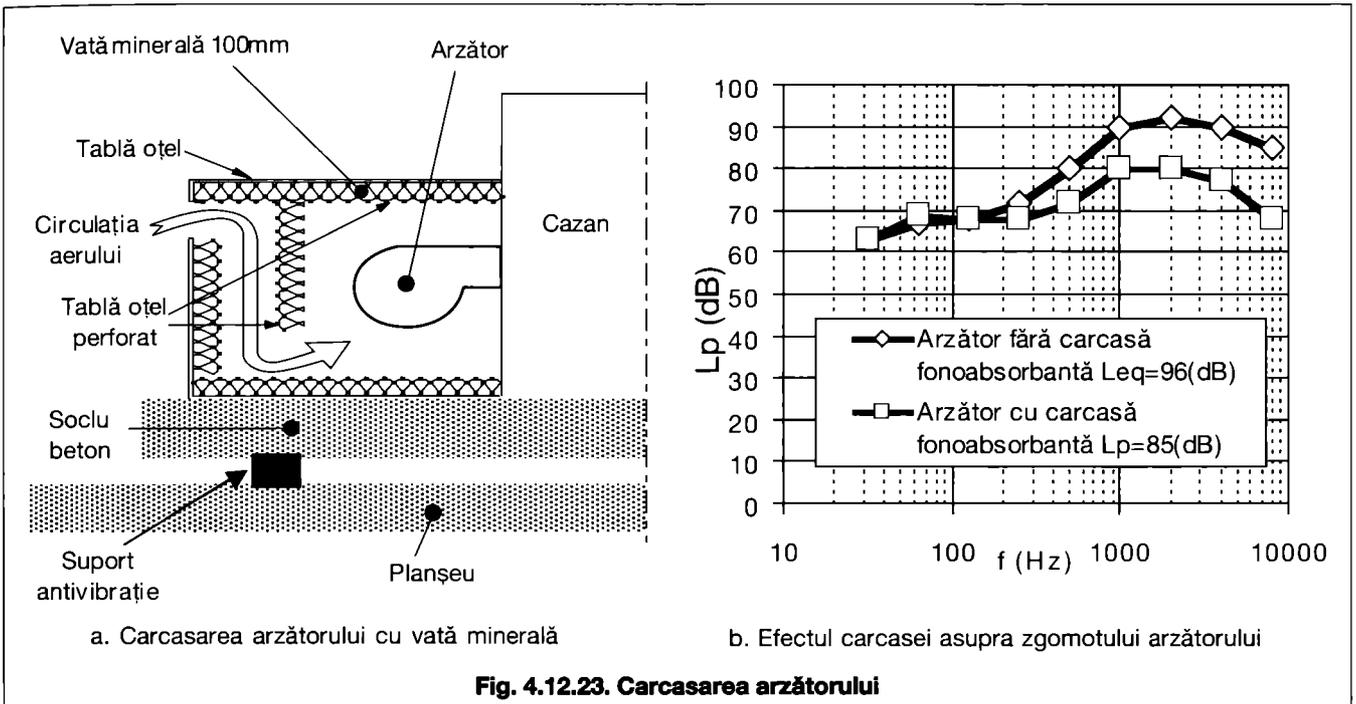


Fig. 4.12.23. Carcasarea arzătorului

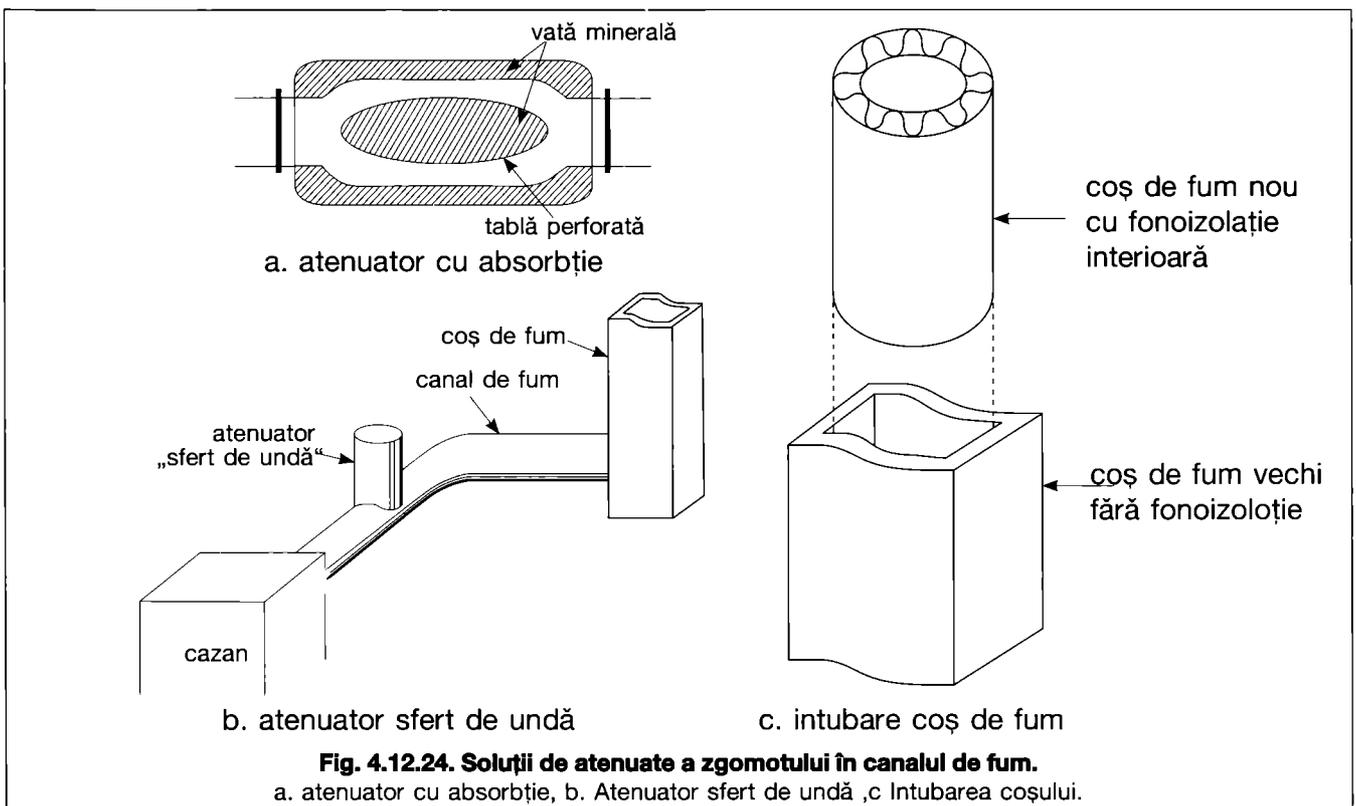


Fig. 4.12.24. Soluții de atenuare a zgomotului în canalul de fum.

a. atenuator cu absorbție, b. Atenuator sfert de undă, c. Intubarea coșului.

forate. Aceasta este o soluție, deși nu foarte scumpă, totuși dificil de pus în practică datorită poziției conductelor dintr-o centrală termică în apropierea pereților. În cazul centralelor murale, de apartament, această soluție nu poate fi adoptată. Centralele murale actuale de o putere termică de până la 23 kW, sunt caracterizate de niveluri de putere acustică L_w variind între 45 - 51 dBA. Se recomandă alegerea sistematică a unei centrale cât mai puțin zgomotoase.

4.12.8.2. Protecția la canalul și coșul de fum

Pentru canalul de fum se poate adopta două soluții de atenuare a zgomotului (fig. 4.12.24): cu atenuator cu absorbție (fig. 4.12.24a) sau cu atenuator sfert de undă (fig. 4.12.24b) perpen-

dicular pe canalul de fum. Primul tip de atenuatoare, sunt ceva mai puțin performanțe în domeniul frecvențelor joase. Prezintă ca dezavantaj faptul că sunt voluminoase și necesită spațiu în centrala termică și sunt destul de scumpe. Totuși putem presupune că aduc o atenuare de 10 dB pentru o frecvență de 63 Hz și 15 dB la 125 Hz. Al doilea tip de atenuator reprezintă un dispozitiv de rezonanță sfert de undă, cu performanțe ceva mai ridicate, dar nu acționează decât asupra unui domeniu foarte restrâns de frecvențe joase.

În ceea ce privește coșul de fum, zgomotul din interiorul acestuia, provenind de la cazan, se propagă prin pereții coșului spre exteriorul acestuia. În multe cazuri de blocuri de locuințe, coșul de fum este interior clădirii pereții săi fiind pereți comuni cu pereții camerelor de locuit ale locatarilor, ceea ce prezintă două dezavantaje:

- pe de o parte din punct de vedere acustic, zgomotul se propagă în interiorul apartamentelor, și
- pe de altă parte căldura gazelor de ardere (150 - 300 °C) este transmisă spre interiorul încăperilor ridicând temperatura interioară peste temperatura recomandată pentru confort termic.

În acest caz se recomandă soluția întubării coșului de fum vechi fără izolație termică (fig. 4.12.24c) cu un coș de fum modern cu izolație termică și fonică. Această soluție prezintă deza-

vantajul unui cost de execuție mai ridicat dar poate aduce o îmbunătățire considerabilă atât în plan termic cât și acustic. Soluția trebuie însoțită de recalcularea tirajului necesar al coșului.

4.12.8.3. Măsuri arhitecturale și structurale de protecție la zgomot

Prin măsuri arhitecturale se înțelege evitarea amplasării spațiilor centralei termice în vecinătatea încăperilor de locuit. Altfel spus se recomandă ca centrala termică să fie amplasată într-o altă clădire diferită de clădirea de locuințe. În cazul în care această cerință nu poate fi îndeplinită din lipsă de spațiu, se recomandă ca centrala termică să fie montată în subsolul clădirii sau separată de camerele de locuit prin intermediul spațiilor comune, holuri, debarale, spații de depozitare, ghene, etc (fig. 4.12.25).

În ceea ce privește centralele de apartament, se recomandă îndepărtarea acestora de camerele de locuit. În cazul în care bucătăria este separată de salon doar printr-un bar, fiind spațiu deschis spre salon, nu se recomandă montarea centralei nici în bucătărie.

Prin măsuri de protecție structurale se înțeleg măsurile ce privesc structura pereților, tratarea acestora în vederea stopării propagării vibrației din zonele cu nivel de zgomot ridicat spre camerele de locuit.

În cazul construcțiilor deja realizate, se recomandă placarea peretelui existent cu un perete fals din rigips (fig. 4.12.26). Între peretele real și cel fals se montează vată de sticlă. Prin această măsură se dorește:

- să fie captată vibrația undei sonore prin placa de rigips în loc de peretele real;
- evitarea propagării mai departe a acesteia spre perete.

O altă măsură structurală privește greutatea specifică a pereților spațiului centralei termice. Această măsură de protective este ușor de îndeplinit în cazul clădirilor aflate în stadiu de proiectare, se recomandă de a se prevedea încă din acest stadiu o grosime suficientă pentru peretele centralei termice, astfel încât masivitatea acestuia să îndeplinească condiția: masa/supra-

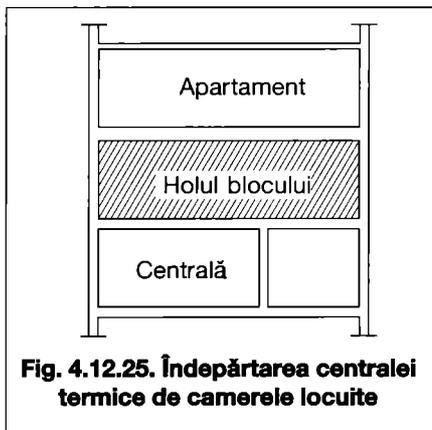


Fig. 4.12.25. Îndepărtarea centralei termice de camerele locuite

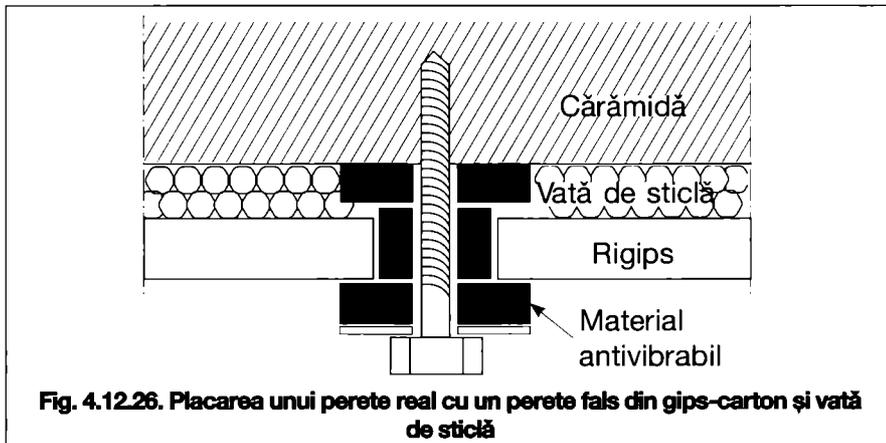


Fig. 4.12.26. Placarea unui perete real cu un perete fals din gips-carton și vată de sticlă

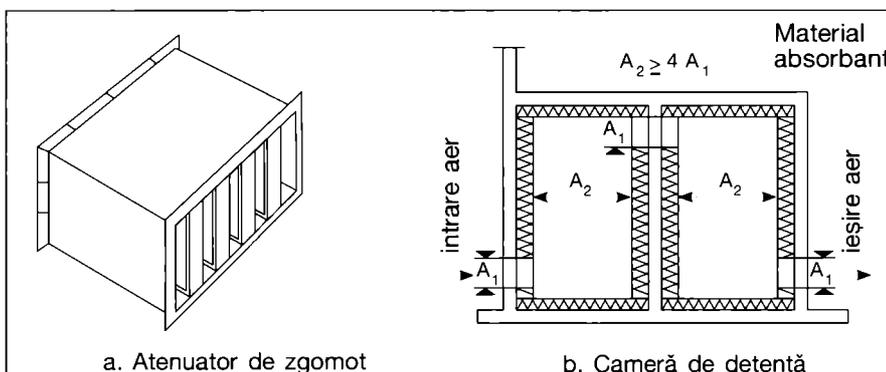


Fig. 4.12.28. Tratarea ventilației centralei termice

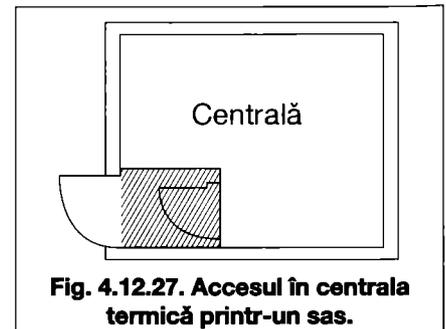


Fig. 4.12.27. Accesul în centrala termică printr-un sas.

fața > 500 kg/m². Prin această măsură se dorește filtrarea mai bună de către perete a undei, altfel spus, peretele să nu reacționeze la vibrație.

Ușa reprezintă o zonă a anvelopei centralei termice de masivitate redusă și care este ușor traversată de unda sonoră de la interior. Deci ușa este o zonă ce nu păstrează calitatea acustică ridicată a restului pereților. Astfel, o altă măsură structurală se referă la accesul în centrala termică prin interme-

diul unui sas, care are rolul să permită conservarea calității acustice a anvelopei spațiului centralei (fig. 4.12.27).

Ușile de la patiu centralei termice trebuie să fie grele, iar părțile fixe ale ușii trebuie etanșate cu garnituri cauciucate. Nu se recomandă folosirea gurilor de ventilație încastate în lemnul ușii centralei termice decât pentru cazuri cu totul excepționale pentru centrale de putere termică redusă, și numai dacă aceste dispozitive sunt dota-

te cu un dispozitiv de atenuare sonoră.

Se recomandă de asemenea reducerea numărului de ferestre la clădirea centralei termice. Dacă totuși din alte considerente se impune prezența ferestrelor, atunci se vor alege ferestre caracterizate de un indice de atenuare acustică ridicat astfel încât să nu se degradeze calitatea acustică a anvelopei centralei termice. Recomandăm în acest sens folosirea ferestrelor de tip dublu vitraj (de tip termopan) cu propri-

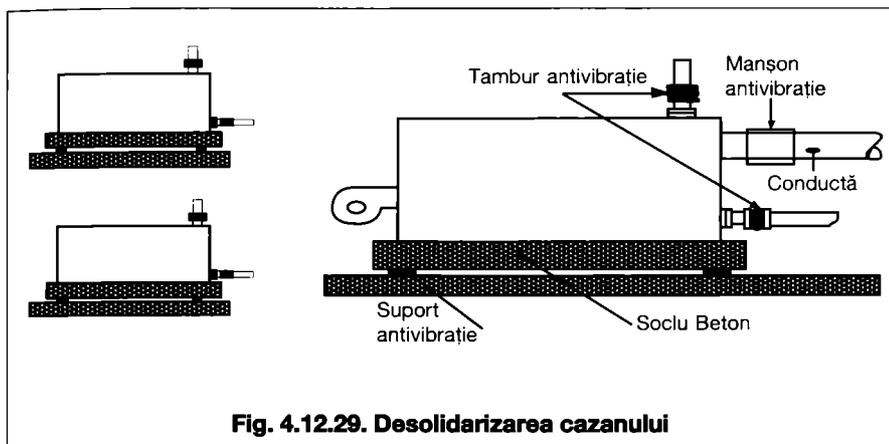


Fig. 4.12.29. Desolidarizarea cazanului

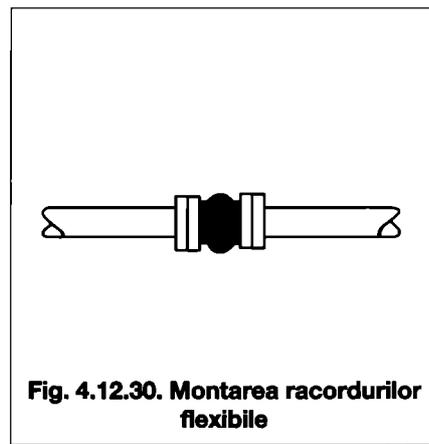


Fig. 4.12.30. Montarea racordurilor flexibile

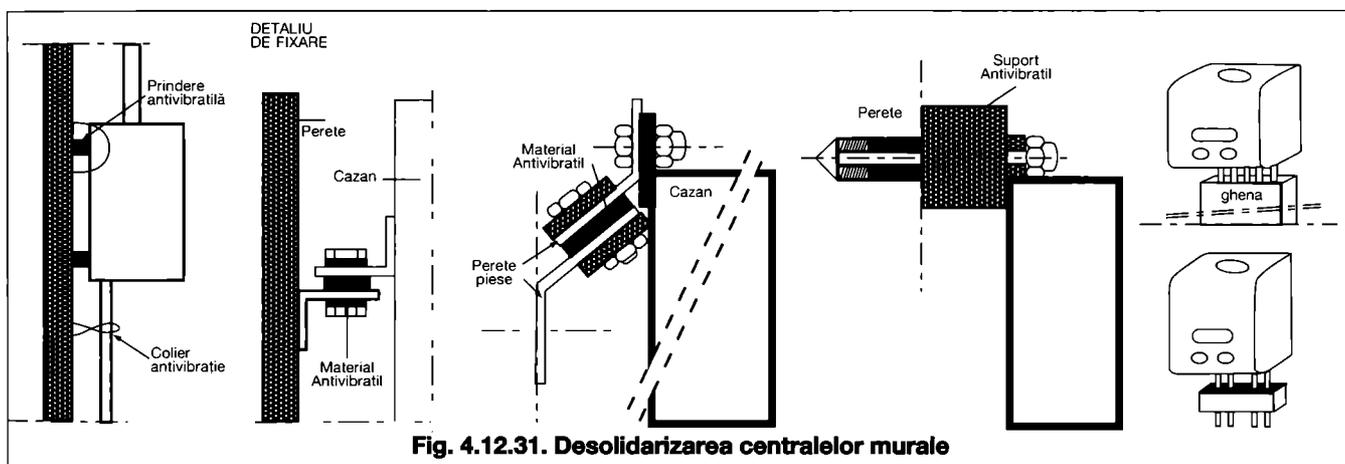


Fig. 4.12.31. Desolidarizarea centralelor murale

Tabel 4.12.4. Reducerea zgomotului pentru montajul conductelor la traversarea pereților față de un montaj rigid la perete

Soluție de montaj	Schemă	Reducere a zgomotului față de un montaj rigid (dBA)
Folosirea de pene de lemn introduse cu forța pentru etanșare.		0
Garnitură de spumă izolantă		-11
Suport elastic. Izolarea de perete printr-o bandă absorbantă		-19

etăți acustice sporite.

Prizele de aer ale centralei reprezintă orificii de transmitere a zgomotului din centrală spre exterior. În scopul diminuării zgomotului aerian transmis spre exterior trebuie orientate prizele de aer spre acele locuri cel mai puțin ocupate și eventual dotarea acestora cu atenuatoare de zgomot (fig. 4.12.28 a) sau cu camere de detentă (fig. 4.12.28 b) îmbrăcate la interior cu un material absorbant (lână minerală de densitate ridicată).

4.12.8.4. Montarea aparatelor centralei termice

4.12.8.4.1. Montarea cazanelor

Cazanele de putere mare, necesare pentru deservirea cu energie termică unei colectivități sunt mari generatoare de vibrații și zgomot. Acestea trebuie montate pe propria lor fundație, un masiv de beton, diferită de fundația centralei, așezată pe suportii antivibrații, în scopul limitării propagării vibrației cazanului și a fundației acestuia spre restul structurii clădirii (fig. 4.12.29). Acești suportii pot fi realizați pe bază de cauciuc, de elastomeri, resorturi metalice etc. Suportii antivibrații trebu-

ie încărcăți de o manieră egală, ceea ce asigură și o preluare corespunzătoare a vibrației cazanului.

Prin montarea cazanului pe suportii antivibrații se evită transmiterea vibrației spre structura clădirii, dar nu se evită transmiterea vibrației spre conductele instalației. Ca urmare trebuie realizată o desolidarizare a cazanului de restul instalației prin intermediul de racorduri flexibile. Aceste racorduri sunt adesea tuburi ondulate elastice între două bride de racordare, se montează pe conductele de tur și de retur a agentului termic și pe conducta de aducere a combustibilului spre cazan.

În ceea ce privește montarea racordurilor flexibile (fig. 4.12.30) se recomandă evitarea ca acestea să fie strivite, nici alungite, nici pe post de coturi și nici pentru forfecarea conductei.

Centralele murale se montează de preferință pe pereții portanți, caracterizați de masă specifică ridicată, limitând astfel propagarea vibrației. Dacă totuși montarea acestora nu poate fi realizată decât pe pereți despărțitori atunci trebuie luate câteva măsuri de desolidarizare a centralei de restul structurii. Centrala trebuie montată pe suportii antivibrații (fig. 4.12.31), iar conductele trebuie desolidarizate de brățelele de prindere. Se recomandă adoptarea acestor măsuri chiar și în cazul montării centralelor murale pe pereții portanți.

În concluzie, trebuie menționat că decuplările vibratorii ale centralei murale și ale conductelor reprezintă două măsuri asociate.

Reducerea zgomotului aerian generat de centrala murală constă în învelirea centralei cu o carcasă atenuatoare, sau ascunderea centralei în spațiul unui dulap tapițat la interior cu material absorbant (vată minerală). Această soluție nu este posibilă decât pentru cen-

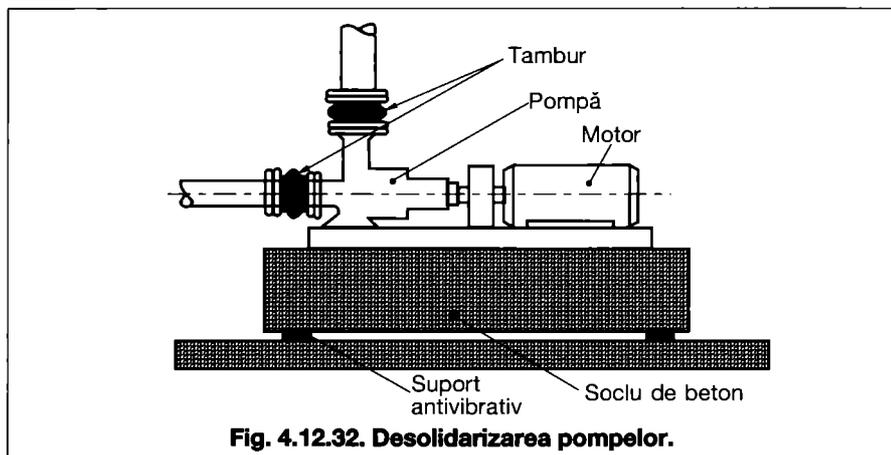


Fig. 4.12.32. Desolidarizarea pompelor.

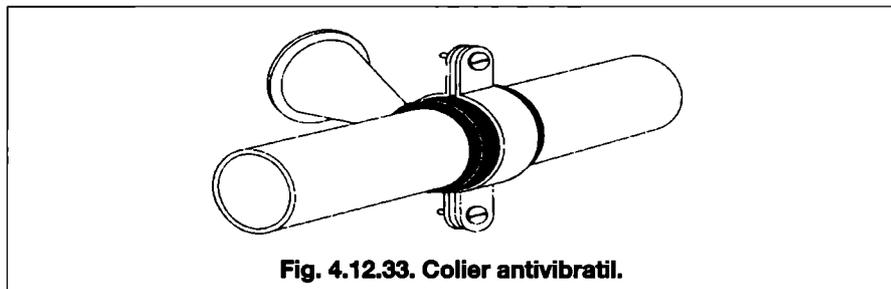


Fig. 4.12.33. Colier antivibratil.

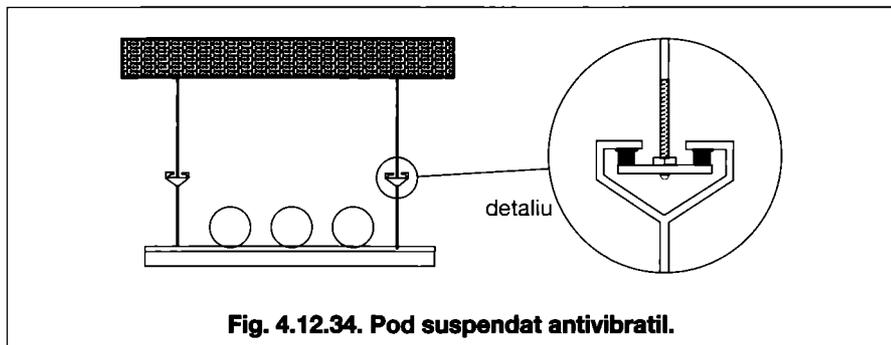


Fig. 4.12.34. Pod suspendat antivibratil.

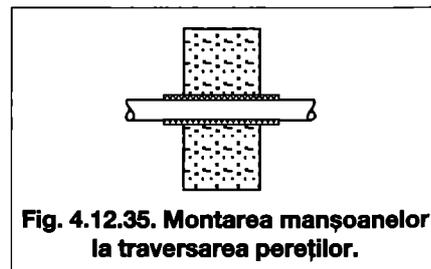


Fig. 4.12.35. Montarea manșoanelor la traversarea pereților.

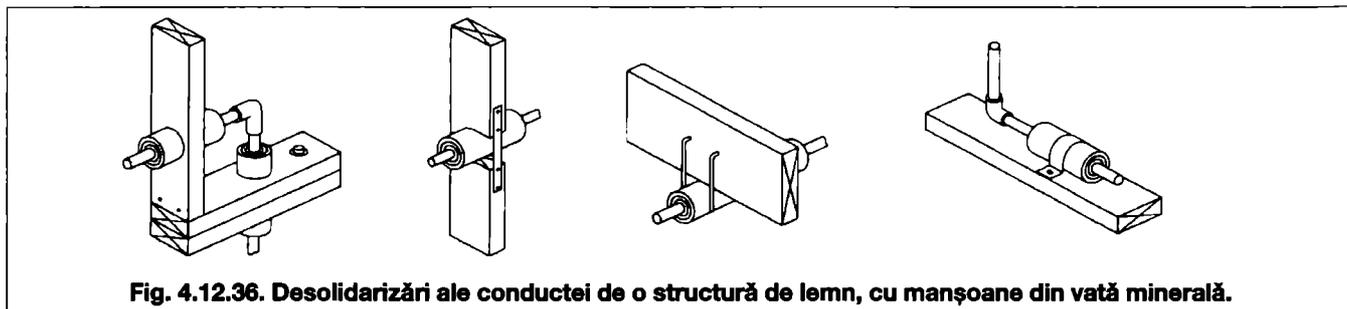


Fig. 4.12.36. Desolidarizări ale conductei de o structură de lemn, cu manșoane din vată minerală.

tralele cu tiraj forțat, care nu necesită aer de la interior pentru a asigura aerarea combustibilului. Trebuie totuși limitată creșterea temperaturii în dulap. Conceperea unui dulap cu pereți de rigips sau de lemn cu grosime de cel puțin 16 mm (suficienți de groși pentru a împiedica transmiterea frecvențelor joase) pe toată înălțimea nivelului conduce la o atenuare și a zgomotului generat de centrala de apartament. Această metodă duce la diminuări ale nivelului de zgomot de 15 dBA.

4.12.8.4.2. Montarea pompelor

În ceea ce privește desolidarizarea pompelor, în primul rând trebuie evitată folosirea motoarelor a căror turație depășește 1500 rot/min. Pompele și motoarele sunt montate pe un soclu de beton desolidarizate de planșeu suport prin intermediul suporturilor antivibratili sau prin intermediul materialelor deformabile a căror masă este de cinci ori mai mică decât masa pompei și a motorului (fig. 4.12.32).

Frecvența proprie sistemului mașin-suport trebuie să fie inferioară la un sfert din frecvența excitației. De exemplu, dacă motorul se învârtă cu o viteză

de 1200 rot/min, adică frecvența excitației vibrației este de 1200 rot/60 rot/s = 20 Hz, atunci sistemul pompă-motor-suport trebuie să aibă o frecvență proprie mai mică decât $20/4=5$ Hz.

Se recomandă montarea de racorduri flexibile pe conductele amonte și aval de pompă.

4.12.8.4.3. Montarea conductelor

Conductele reprezintă unul din mediile prin care vibrația aparatelor centrale termice se transmite spre alte spații. Astfel trebuie avute în vedere două aspecte de atenuare a vibrației:

- împiedicarea transmiterii vibrației aparatelor din centrala termică spre conducte, și
- împiedicarea transmiterii vibrației conductelor mai departe spre structura clădirii.

Pentru primul aspect, se urmărește desolidarizarea conductelor de aparatele centrale termice sau chiar de minicentrala murală prin folosirea tuburilor și racordurilor flexibile, asemănător racordării lavoarelor. Lungimea tuburilor trebuie să fie de cel puțin 50 cm. Aceste tuburi permit compensarea unor incertitudini de poziționare a centralei, dar în schimb ridică unele probleme legate de estetică. Pentru conducta de alimentare cu gaz, se poate folosi un racord flexibil standardizat, cu inele de metal. Chiar dacă acest prim aspect este realizat corespunzător, deci vibrația aparatelor termice nu se transmite în mod direct conducte, totuși se transmite în mod indirect, adică vibrația se transmite apei din conductă și apa o retransmite conductei, după traversarea racordurilor flexibile. Astfel luarea de măsuri pentru ce de-al doilea aspect este necesară chiar dacă au fost luate măsurile prezentate anterior.

Pentru cel de-al doilea aspect, atenuarea transmiterii de la conducte spre structură, se prevede:

- evitarea montării conductelor pe pereții despărțitori către o zonă silențioasă.
- limitarea vitezei apei de alimentare. Pentru a diminua viteza trebuie diminuat debitul și mărită secțiunea conductei. Viteza nu trebuie să depășească 3 m/s.
- Prin desolidarizarea conductelor de

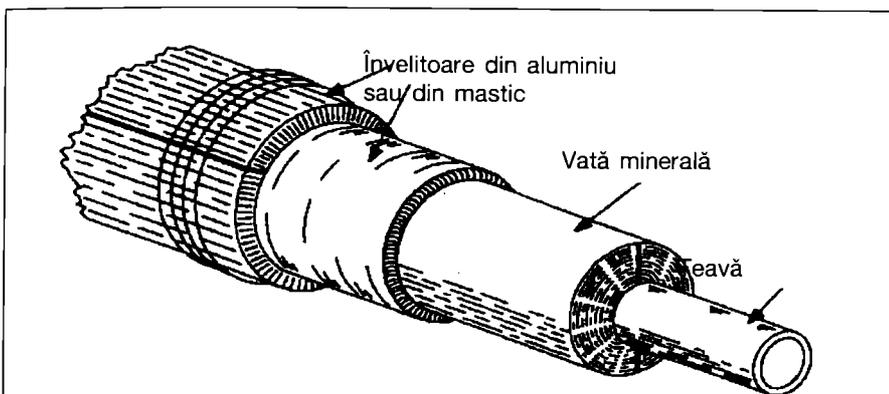


Fig. 4.12.38. Exemplu de îmbrăcare a conductelor pentru diminuarea transmisiei zgomotului de curgere

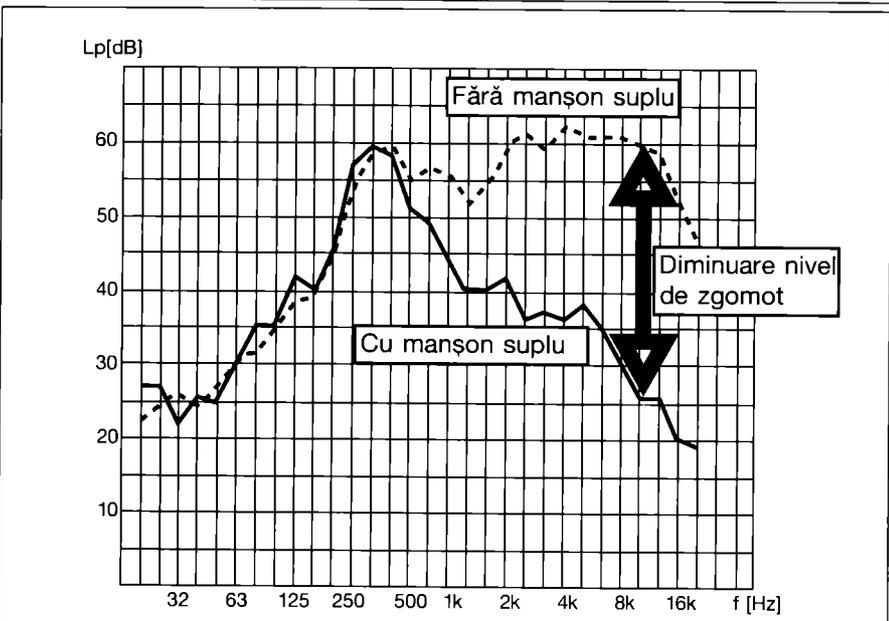


Fig. 4.12.39. Efectul manșonului suplu

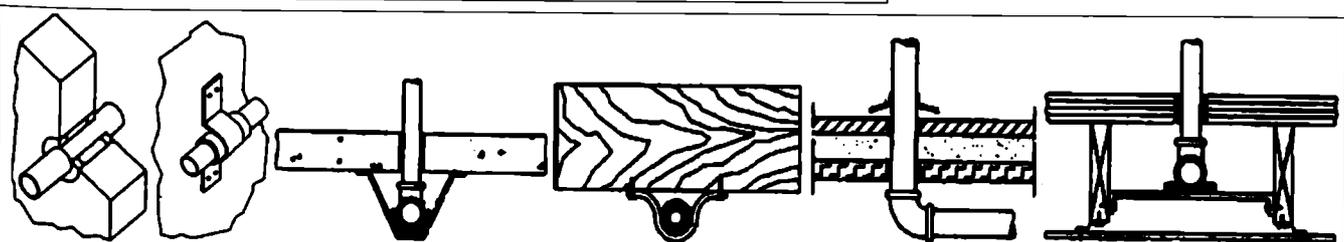


Fig. 4.12.37. Exemple de desolidarizări ale conductelor

structură. Se poziționează între colier și conductă materiale absorbante de vibrații, precum inele de cauciuc sau inele de elastomeri (fig. 4.12.33). Aceste materiale păstrează eficacitatea lor dacă nu sunt prea comprimate de colier și dacă nu sunt vopsite. Prezintă în plus avantajul că permit dilatarea liberă a conductelor de apă caldă. Aceste inele practic indispensabile atunci când presiunea depășește 3 bar.

Eficacitatea acestor manșoane suplă este datorată faptului că impedanța acustică ce este caracteristică cauciucului este diferită de cea a oțelului sau a cuprului. De exemplu impedanța cuprului este de 425 de ori mai mare decât cea a cauciucului. Astfel trecerea unei de la oțel la cauciuc provoacă o

diminuare a transmisiei.

Desolidarizarea tronșoanelor principale ale conductelor de alimentare cu apă, tronșoane caracterizate de secțiuni ridicate susținute pe poduri suspendate, se realizează folosind poduri suspendate antivibraționale (fig. 4.12.34).

În plus, în cazul traversării de structuri, se izolează conductele la traversarea de pereți și alte suprafețe ce pot vibra (pereți, plafon, planșeu). Tabelul 4.12.4 prezintă diferite montaje și reducățiile sonore corespunzătoare.

Manșonul absorbtor de vibrații se montează pe toată lungimea de traversare a peretelui (grosimea peretelui) (fig. 4.12.35). Grosimea acestor manșoane trebuie să fie între 3 - 5 mm, astfel încât să se limiteze trecerea zgomotelor

aerene. Manșoanele trebuie să fie continue în toată grosimea peretelui. În fig. 4.12.36 și 4.12.37 sunt prezentate diferite tipuri de montaj a conductelor cu manșoane absorbante la traversare sau la prindere pe pereți.

Procedeele de izolare termică a conductelor de apă rece și caldă (fig. 4.12.38) este utilizabil și în scopul izolării acustice. Se poate obține o diminuare a nivelului sonor de aproximativ 6 - 10 dB datorat izolării conductelor. Materialul utilizat este vată minerală acoperită cu un strat din aluminiu sau din mastic. Stratul de vată minerală are rol de absorbție a vibrațiilor având o grosime între 2,5 - 5 cm în funcție de diametrul conductei. Stratul exterior are rol de protecție al izolației, fiind el însuși deformabil și rezistent la condens.

Studii experimentale au pus în evidență influența neuniformă a manșoanelor (fig. 4.12.39) și anume, pentru frecvențe de până în 500 Hz manșoanele nu se dovedesc utile, în timp ce pentru frecvențe mai ridicate diminuările nivelului de presiune acustică pot depăși chiar 30 dB.

4.12.8.4.5. Montarea reguletoarelor de presiune diferențială

Zgomotul produs de lovitură de berbec generată de închiderea simultană a mai multor robineti termostatici poate fi atenuat prin montarea unor dispozitive de preluare a unui exces de agent termic asemănătoare cu cele întâlnite în instalațiile sanitare. În acest sens se vor monta la baza coloanelor (fig. 4.12.40) niște reguletoare de presiune, ce fac legătura din punct de vedere al presiunii între conducta de tur și cea de retur, fără să treacă agentul termic de pe tur pe retur.

În această figură se observă montajul a două armături diferite pe cele două conducte de tur și retur. Cele două armături comunică printr-un tub de impuls, prin intermediul căruia se face transferul surplusului de presiune de pe conducta de tur pe cea de retur.

Fig. 4.12.41 prezintă un detaliu al armăturii de pe retur. Se observă faptul că la partea inferioară a diafragmei de control (7) se află agentul termic de pe retur, în timp ce la partea superioară a acesteia se află agentul termic de pe tur. Surplusul de presiune duce la coborârea diafragmei și la întinderea resortului (setat inițial pentru a menține disponibilul de sarcină de la baza coloanei). Resortul va reveni apoi treptat, nu brusc, la starea inițială refăcând disponibilul de sarcină la baza coloanei.

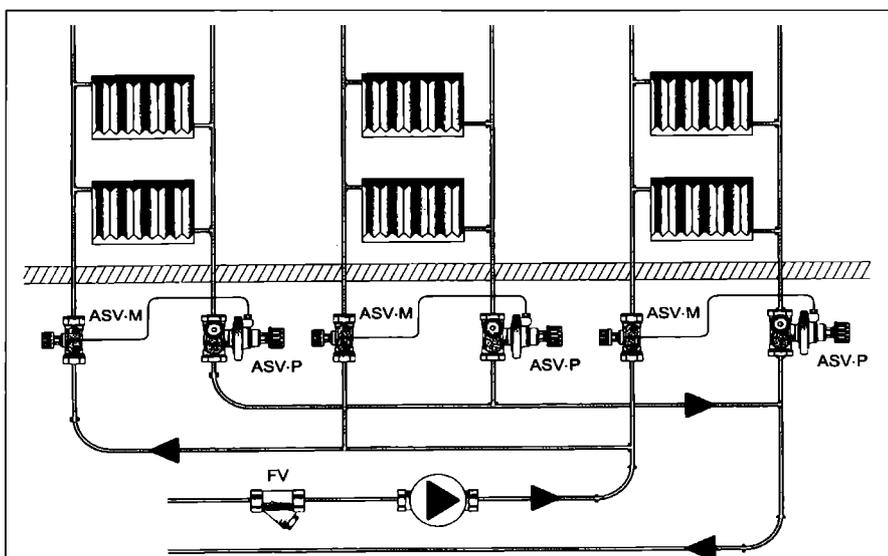


Fig. 4.12.40. Montarea reguletoarelor de presiune la baza coloanei

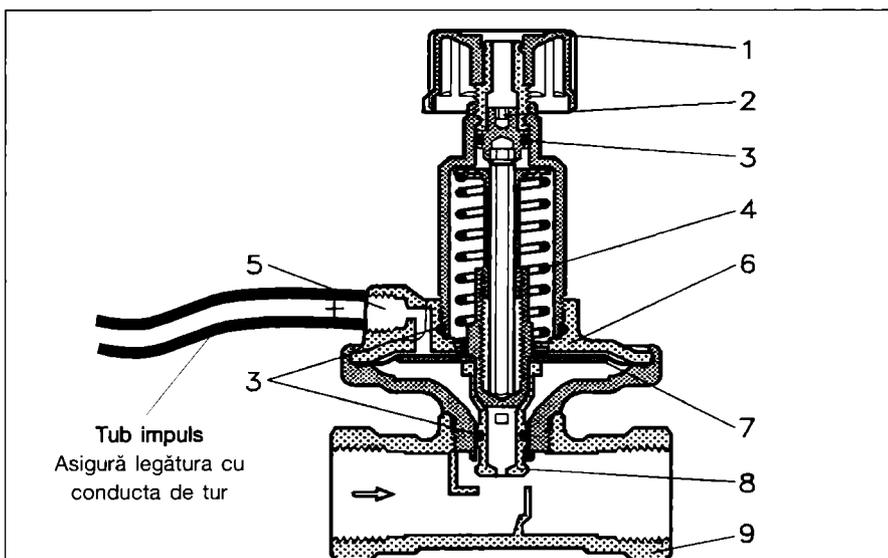


Fig. 4.12.41. Detaliu al armăturii de pe retur.

1. Rozetă de închidere, 2. Ax pentru setarea presiunii diferențiale,
3. Garnitură inelară, 4. Resort de referință, 5. Racord tub de impuls,
6. Suport diafragmă, 7. Diafragmă de control, 8. Con echilibrat în presiune,
9. Corp Robinet



I. Instalații de încălzire

Capitolul

5

Centrale termice



5.1. Clasificarea centralelor termice

Centrala termică reprezintă o sursă de căldură bazată pe conversia unei forme oarecare de energie în energie termică, care transportă un purtător de căldură - agent termic și asigură alimentarea centralizată a unor consumatori diverși: instalații de încălzire, de climatizare, de preparare a apei calde de consum, instalații tehnologice etc.

În prezent forma primară de energie cea mai utilizată este de natură chimică și se bazează pe arderea directă a combustibililor fosili (hidrocarburi și cărbuni); a unor combustibili derivați din combustibilii fosili (gazul orășenesc, gazul de furnal) și, într-o măsură mai redusă, pe arderea unor combustibili organici de origine vegetală (lemnul și deșeurile din lemn și alte deșeuri combustibile). Tot de natură chimică sunt și sursele alternative ce vizează arderea biogazului și posibil în viitor a hidrogenului.

În alcătuirea unei centrale termice intră cazanele, pompele, elementele de legătură și de distribuție, gospodăria de combustibil, elementele de evacuare a produselor arderii, instalațiile de automatizare etc.

O centrală termică poate fi definită după mai multe criterii, cele mai importante fiind:

- puterea instalată (centrale termice foarte mici, până la 70 kW, cu puteri mici, până la 100 kW, cu puteri medii, între 100 și 2000 kW și cu puteri mari, peste 2000 kW);
- natura agentului termic utilizat (apa caldă cu temperatură maximă de 115 °C; abur de presiune joasă, sub 0,7 bar suprapresiune; apa fierbinte cu temperatura peste 115 °C; abur de presiune medie, peste 0,7 bar suprapresiune; fluide tehnologice speciale etc.);
- modul de vehiculare a agentului termic (cu circulație naturală; cu circulație forțată);
- modul de asigurare împotriva supra-

presiunilor accidentale (la apa caldă, cu vase de expansiune deschise; cu supape de siguranță și vase de expansiune închise; cu supape de siguranță și vase de expansiune deschise; la abur de presiune joasă, cu dispozitive hidraulice sau cu supape de siguranță);

- natura combustibilului utilizat (combustibil gazos, lichid sau solid);
- modul de exploatare a centralei (automată; cu supraveghere totală sau parțială; manuală).

5.2. Alegerea tipului de centrală termică

Implică cunoașterea datelor care să permită încadrarea în criteriile de mai sus, date cuprinse în caietul de sarcini întocmit conform cerințelor investitorului, cu respectarea strictă a legislației în vigoare. Centralele termice existente trebuie aduse la nivelul exigențelor legislației la data efectuării înlocuirii de echipament, reparațiilor sau a refacerii integrale.

Puterea instalată a centralei termice într-o primă fază (anteproiect) se estimează pe bază de indici dar, în final, se calculează exact conform § 5.3.7.

Agenții termici se stabilesc ținând seama de natura consumatorilor și de economicitatea întregului sistem alcătuit din sursa de căldură, rețelele de transport și instalații interioare. Se recomandă producerea într-o centrală termică a cel mult doi agenți termici, cu prevederea posibilităților de a fi adaptați la necesitățile tuturor consumatorilor de căldură alimentată.

Se recomandă ca vehicularea agentului termic apă caldă să se facă forțat. Circulația naturală (gravitațională) nu este proprie noilor tipuri de cazane și instalațiilor moderne; chiar și în cazul puterilor mici, contrar aparențelor, nu este mai economică, implică dificultăți în alegerea traseului conductelor și dificultăți de ordin estetic din cauza diametrelor mari ale conductelor, impune o diferență de cotă între consumatorul cel mai jos plasat și cazan de ordinul 2

până la 3 metri, condiție greu de îndeplinit. Dacă totuși, condiții locale impun o atare soluție, ea va fi adoptată conform indicațiilor din capitolul 4, paragraful 4.2.3. deoarece la o instalație cu circulație naturală, centrala termică nu poate fi tratată independent de instalația interioară.

Modul de asigurare împotriva suprapresiunilor accidentale se alege în funcție de posibilitățile de îndeplinire a funcțiilor de asigurare conform STAS 7132, de particularitățile construcției în care este amplasată centrala termică și, nu în ultimul rând, de considerente economice.

Normativul I.13 recomandă asigurarea cu supape de siguranță și vase de expansiune închise.

La alegerea tipului de combustibil se ține cont de condițiile ecologice ale zonei în care este amplasată centrala, de posibilitățile de aprovizionare și de costurile de investiție și de exploatare. Se preferă combustibilul gazos, iar în lipsa acestuia, combustibilul lichid. Se pot prevedea și doi combustibili: gaze naturale și combustibil lichid pentru situații în care, în perioadele de consum de vârf, presiunea gazelor în rețelele de transport este insuficientă. Combustibilul solid este admis conform normativului I13 numai pentru centralele termice amplasate în afara zonelor de locuit ținând seama de efectul de poluare, de posibilitățile limitate de automatizare și de dificultățile de transport ale combustibilului și ale cenușii; fac excepție centralele termice cu puteri până la 70 kW pentru care condițiile de amplasare sunt cele menționate pentru combustibilii gazoși sau lichizi.

Modul de exploatare a centralelor termice noi este automat, fără supraveghere permanentă, pentru centralele termice mici și mijlocii (cu excepția celor cu combustibil solid) și cu supraveghere permanentă, pentru cele mari.

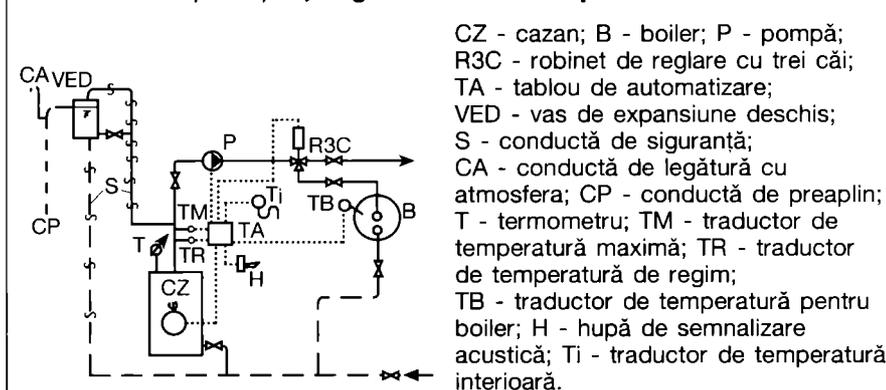
5.3. Centrale termice cu apă caldă

Denumirea este dată, exclusiv, de natura agentului termic preparat: apa caldă cu temperatura până la 115°C. Categoria cuprinde însă o varietate mare de centrale, în raport cu celelalte criterii de clasificare (modul de vehiculare a apei, modul de asigurare împotriva suprapresiunilor accidentale, natura combustibilului utilizat etc.).

5.3.1. Centrale termice cu puteri mici, până la 70-300 kW

Centralele termice cu puteri până la 70 kW, respectiv cu puteri între 70 și 300 kW sunt considerate ca fiind de putere mică,

Fig. 5.3.1. Centrală termică cu un singur cazan, agent termic - apă caldă cu circulație forțată, asigurare cu vas de expansiune deschis:



diferența între cele două categorii conștând în competențele acordate de ISCIR unor agenți economici, pentru execuția, acordarea autorizației de funcționare și de revizie periodică.

Sunt destinate cu precădere încălzirii centrale a clădirilor mici (locuințe, ateliere, magazine etc.) Sunt prevăzute cu un singur cazan și asigură, de regulă, și necesarul de căldură pentru prepararea apei calde de consum. Sunt oferite pe piață, sub denumirea de micro-centrale termice, aparate care într-o carcasă unică cuprind: cazanul, arzătorul, vas de expansiune, supapă de siguranță, pompe, schimbătorul de căldură pentru prepararea apei calde de consum (instantaneu sau cu acumulare) și sistemul de automatizare, deci aparate care asigură toate funcțiile unei centrale termice și care trebuie doar a fi racordate la sursa de combustibil, rețeaua electrică, la coșul de fum și la instalația interioară a consumatorilor.

Schema unei centrale cu un singur cazan de apă caldă cu temperatura de până la 95°C, cu circulație forțată, cu asigurare prin vas de expansiune deschis, este prezentată în fig. 5.3.1.

Pompa este comună atât pentru circuitul de încălzire cât și pentru cel de preparare a apei calde de consum. Robinetul cu trei căi, acționat de sonda TB imersată în mantaua boilerului, asigură prin intermediul tabloului de automatizare TA, limitarea temperaturii apei calde de consum, la valoarea prescrisă. Cazanul este prevăzut cu un termometru indicator și cu două traductoare de temperatură, unul pentru fixarea temperaturii de regim TR, al doilea, pentru limitarea temperaturii la o valoare maximă TM. Temperatura de regim poate fi modificată manual, în funcție de temperatura exterioară, în intervalul 95...65°C, ultima valoare fiind limita necesară pentru prepararea apei

calde de consum. La atingerea valorii prescrise pentru temperatura de regim, arzătorul este oprit, o nouă pornire fiind comandată la coborârea temperaturii cu 4...5°C. Al doilea traductor TM blochează arzătorul la tendința de depășire a temperaturii de 95°C evitând astfel preavaria prin intrarea cazanului în regim de generator de abur. Repunerea în funcțiune a instalației nu se poate face decât manual, după înlăturarea cauzelor blocajului. Scoaterea din funcțiune a arzătorului în acest caz poate fi însoțită de un semnal acustic.

Pompa funcționează atâta timp cât temperatura sesizată de termostatul de cameră, T_i , este mai mică decât valoarea prescrisă. Schema are limite de aplicare la clădiri mici cu o singură încăpere reprezentativă în care se plasează termostatul de interior. Se observă de asemenea dependența funcționării boilerului iarna, de funcționarea instalației de încălzire. Vara se închide circuitul de încălzire, pompa asigurând numai prepararea apei calde de consum.

Dacă centrala termică asigură, exclusiv, încălzirea, schema se simplifică prin lipsa robinetului cu trei căi și a boilerului.

Schema din fig. 5.3.2. este echivalentă cu precedentă, diferența conștând doar în faptul că asigurarea împotriva suprapresiunilor accidentale se face cu vas de expansiune închis.

Ambele scheme sunt aplicabile pentru clădiri mici ca: locuințe individuale, școli, dispensare rurale, ateliere, spații comerciale etc.

În fig. 5.3.3. se prezintă schema unei centrale termice la care sunt înlăturate neajunsurile semnalate la schemele anterioare.

Circuitele pentru încălzire, respectiv pentru boiler sunt prevăzute cu pompe separate. Prin termostatul care controlează temperatura de regim a cazanului se stabilește, manual, o valoare (între 65 și 95°C), în funcție de temperatura exterioară.

ră. Pompa pentru încălzire este comandată de un termostat de interior plasat în camera cea mai reprezentativă, de exemplu, în camera de zi. Pompa pentru circuitul de preparare a apei calde de consum este comandată de un termostat imersat în mantaua boilerului. Prioritatea pentru prepararea apei calde de consum se poate asigura prin blocarea funcționării pompei de pe circuitul de încălzire la intrarea în funcțiune a pompei pentru alimentarea boilerului.

Automatizarea poate fi completată cu un programator zilnic sau săptămânal prin care se stabilește programul de funcționare a centralei și regimul de temperaturi. Schema este ușor adaptabilă pentru asigurarea cu vas de expansiune deschis și este indicată, de asemenea, pentru clădiri mici din categoriile indicate mai sus.

Schema unei centrale termice cu un singur cazan, cu reglare calitativă a debitului de căldură pentru încălzire, prin amestec cu ajutorul unui robinet cu trei căi, este prevăzută în fig. 5.3.4.

Prevăzut cu același tip de automatizare, cazanul funcționează tot timpul cu o temperatură de ducere variabilă, în limite strânse, în jurul valorii stabilite (80...85°C). Temperatura agentului termic pentru încălzire este automat stabilită în funcție de temperatura exterioară, conform graficului de reglare (de un regulator specializat) și se obține prin amestecul apei preluate din cazan cu apa din conducta de întoarcere. Pentru circuitul boilerului este prevăzută o pompă cu funcționare intermitentă, comandată de termostatul al cărui traductor este imersat în mantaua boilerului. Automatizarea poate asigura, de asemenea, prioritate pentru prepararea apei calde de consum și poate fi completată cu un programator zilnic sau săptămânal.

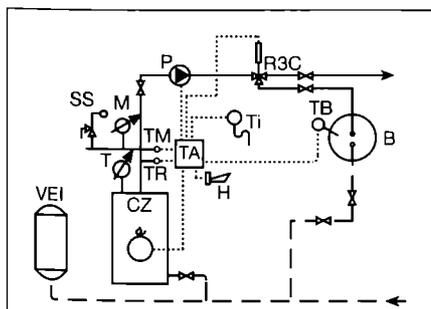


Fig. 5.3.2. Centrală termică cu un singur cazan, agent termic - apă caldă cu circulație forțată, asigurare cu supapă de siguranță și vas de expansiune închis:

CZ; B; P; TA; R3C; T; TM; TR; TB; H; T_i - au semnificația din fig. 5.3.1; VEI - vas de expansiune închis; SS - supapă de siguranță; M - manometru.

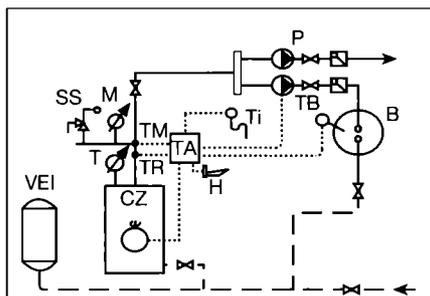


Fig. 5.3.3. Centrală termică cu un singur cazan, agent termic - apă caldă cu pompe de circulație separate pentru încălzire și pentru boiler:

CZ; B; P; TA; VEI; SS; T; TM; T_i ; H; TR; TB; M - au semnificația din fig. 5.3.2.

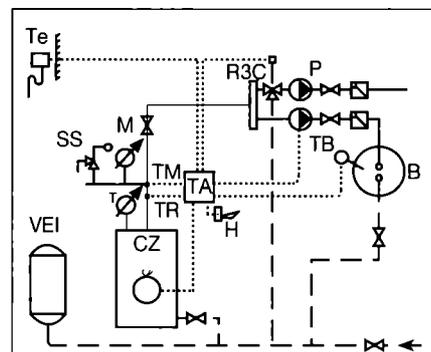


Fig. 5.3.4. Centrală termică cu un singur cazan, agent termic - apă caldă cu circulație forțată, reglare calitativă centrală:

CZ; B; P; TA; VEI; SS; M; TM; TR; T; TB - au semnificația din fig. 5.3.2; R3C - robinet de amestec cu trei căi; T_e - traductor de temperatură exterioară.

Schema este superioară celor anterioare și este recomandată clădirilor mici din categoria locuințelor individuale, dar mai ales pentru clădirile mai mari, de exemplu, vile cu 4...6 apartamente la care reglarea temperaturii interioare nu se poate face printr-un termostat de interior.

În fig. 5.3.5 sunt prezentate două microcentrale termice în care, într-o carcasă unică, sunt reunite toate componentele care asigură funcționarea unei centrale termice. Cazanul poate fi prezentat atât în varianta clasică, cu montare pe pardoseală (fig. 5.3.5 a) cât și în varianta de montare pe perete (cazan mural, fig. 5.3.5 b). În a doua variantă combustibilul este, exclusiv, gazul natural.

Lipsa unei supravegheri continue, caracteristică centralelor termice mici, este suplinită de un sistem de supraveghere automată a funcționării.

În cazul utilizării combustibililor solizi, posibilitatea supravegherii automate a procesului de ardere este însă foarte limitată. În cazul alimentării intermitente a cazanului cu combustibil, este recomandabil a se prevedea acumulatori de căldură care să preia variațiile mari de căldură produsă.

Firme specializate în producerea de cazane au realizat progrese mari în domeniu (prin fluidizarea patului combustibil solid). Apariția pe piață a unor cazane cu combustibil solid este necesar a fi însoțită de scheme tehnologice și de instrucțiuni de montare și de exploatare corespunzătoare.

5.3.2. Centrale termice cu puteri medii, între 300 și 2 000 kW

Creșterea puterii instalate a centralei termice ridică probleme noi de care este necesar a se ține seama în alcătuirea schemei tehnologice. Astfel: pentru mărirea siguranței în funcționare, Normativul I 13 recomandă, pentru centrale termice cu puteri între 100 și 2 000 kW, prevederea a minimum două cazane. Acestea pot funcționa simultan sau pe rând ceea ce implică necesitatea izolării hidraulice a fiecărui cazan, respectiv, reactivarea lui în condiții de asigurare deplină împotriva suprapresiunilor accidentale. Circulația naturală este exclusă în cazul centralelor termice de putere medie sau mare. Pe de altă parte, cazanele moderne, caracterizate prin valori mari ale fluxului termic

unitar transferat de la gazele de ardere la agentul termic, trebuie protejate împotriva supraîncălzirii și a șocului termic prin asigurarea unei circulații de cel puțin 33 % din debitul nominal de agent termic. De asemenea, intrarea cazanelor în regim normal de temperatură trebuie să se facă rapid pentru a scurta perioada de condensare a gazelor pe suprafața de schimb de căldură și a reduce astfel fenomenul de coroziune.

O dată cu creșterea puterii instalate poate crește numărul și diversitatea consumatorilor cărora este necesar să li se asigure simultan condițiile optime de funcționare (temperaturi diferite ale agentului termic, grafice de reglare calitativă diferite, program de funcționare diferit).

Schema unei centrale termice clasice, cu două cazane, cu asigurarea prin vas de expansiune deschis este prezentată în fig. 5.3.6.

Avantajul simplității instalației este minor în raport cu dezavantajele funcționale: dificultăți în asigurarea funcționării în condiții optime și independente a tuturor consumatorilor, funcționarea cu sarcină variabilă a centralei termice

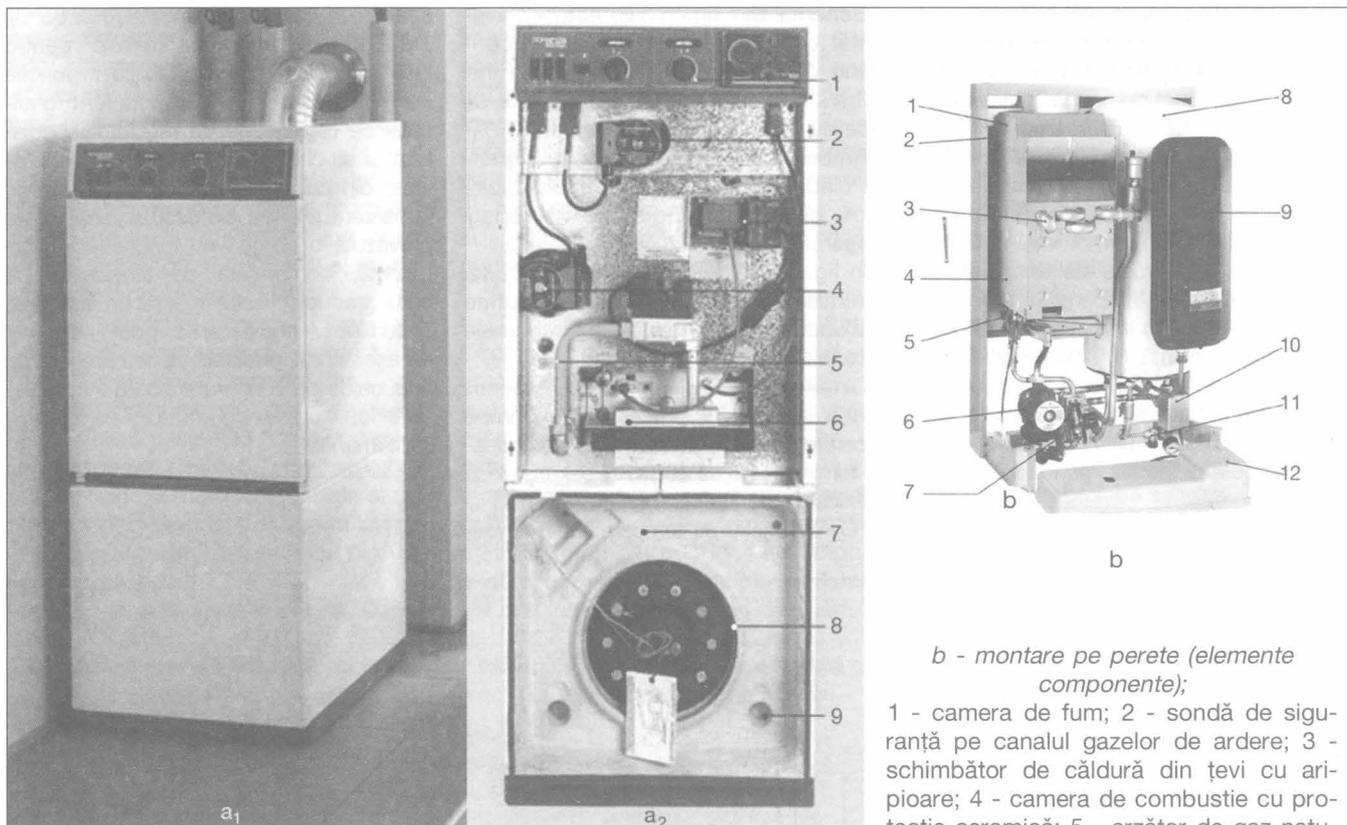


Fig. 5.3.5. Microcentrală termică:

a - montare pe pardoseală (a₁ - vedere generală; a₂ - elemente componente);

1 - tablou de automatizare și comandă; 2 - pompă de circulație pentru circuitul de încălzire; 3 - automatul pentru reglarea gazului combustibil; 4 - pompa de circulație pentru circuitul boilerului; 5 - conducta de gaz combustibil; 6 - arzător atmosferic din oțel inoxidabil; 7 - schimbător de căldură cu acumulare; 8 - protecție anticorozivă cu anod de magneziu; 9 - izolare termică cu spumă poliuretanică;

b - montare pe perete (elemente componente);

1 - camera de fum; 2 - sondă de siguranță pe canalul gazelor de ardere; 3 - schimbător de căldură din țevi cu aripioare; 4 - camera de combustie cu protecție ceramică; 5 - arzător de gaz natural silențios; 6 - pompă de circulație a agentului termic; 7 - automat pentru reglarea gazului natural; 8 - schimbător de căldură cu acumulare; 9 - vas de expansiune închis; 10 - automat pentru accesul apei de consum; 11 - grup robinet de închidere și manometru; 12 - tablou de comandă și automatizare.

prin scoaterea din funcțiune a unui cazan implică manevra vanelor cazanelor, în caz contrar agentul termic circulă și prin cazanul neizolat hidraulic, transformat în consumator; numărul mare de conducte de siguranță; la închiderea unui cazan, întregul debit circulă prin cazanul rămas în funcțiune modificându-se astfel regimul hidraulic al instalației; dificultăți majore și limite în automatizarea instalației și altele. Schema nu poate fi utilizată pentru o centrală termică cu mai mult de două cazane din cauza creșterii prea mari a numărului conductelor de siguranță.

Vehicularea agentului termic se poate face cu pompe unice pentru toți consumatorii sau, preferabil, cu pompe de conductă pe fiecare circuit (fig. 5.3.10 b).

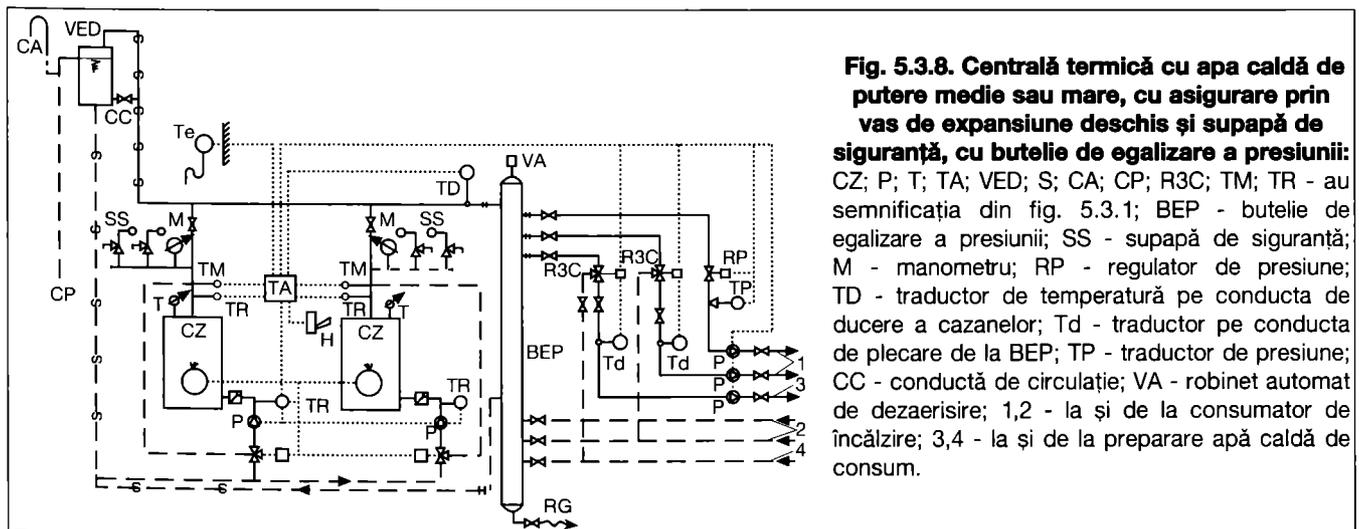
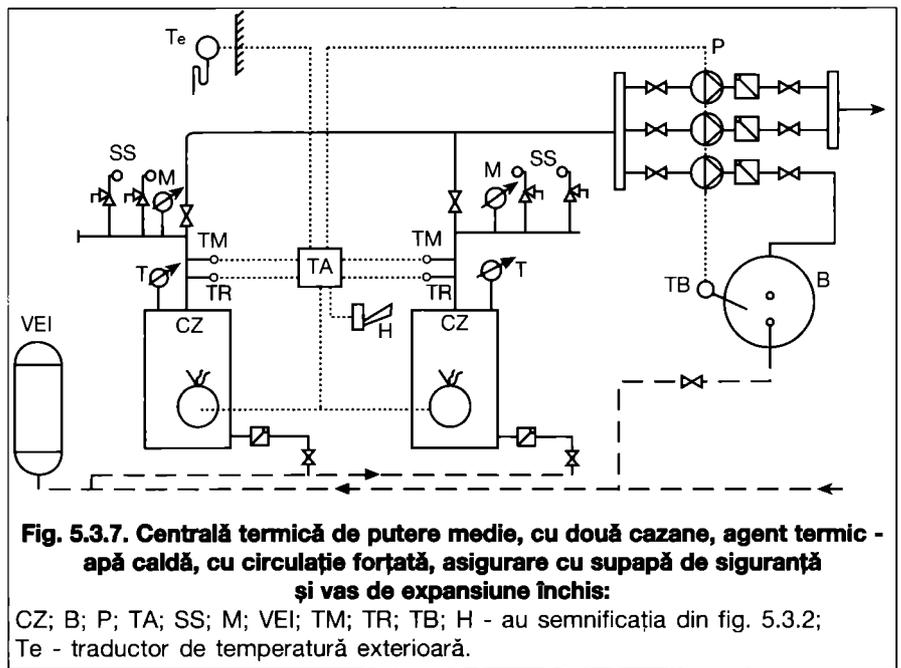
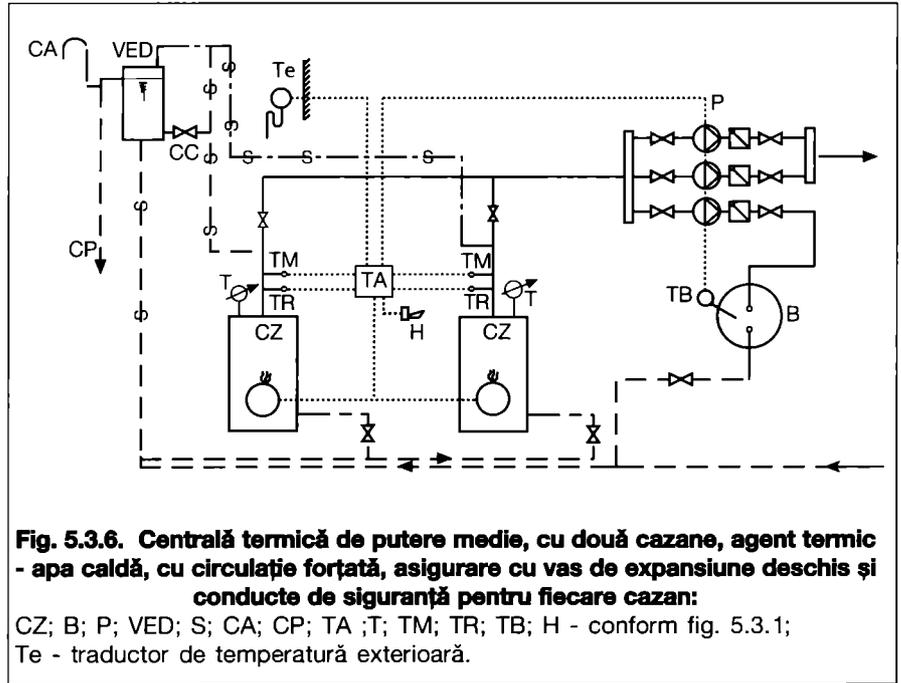
Schema tehnologică pentru aceeași centrală termică asigurată cu supape de siguranță și vas de expansiune închis este reprezentată în fig. 5.3.7.

Schema este mai simplă, comparativ cu precedenta, iar lipsa conductelor de siguranță face posibilă folosirea ei pentru un număr mai mare de cazane. Există însă dezavantajul necesității unor manevre de închidere-deschidere a vanelor, pentru izolarea sau reactivarea unor cazane, ca și dezavantajul limitării posibilităților de automatizare.

Neajunsurile semnalate mai sus pot fi înlăturate prin utilizarea unei scheme moderne, cu butelii de egalizare a presiunilor, ca în fig. 3.5.8. A se observa că în această schemă, butelia de egalizare a presiunilor are și rolul de distribuitor-colector, soluție valabilă numai în cazul în care circuitele secundare sunt prevăzute cu robinete de amestec, cu trei căi.

În alcătuirea centralei termice intră cazanele cu pompe individuale, butelia de egalizare a presiunii și pompele pentru alimentarea cu agent termic a circuitelor consumatorilor.

Principala caracteristică a schemei constă în existența a două categorii de circuite ale agentului termic:



- un circuit primar: butelie-pompe-cazane-butelie;
- mai multe circuite secundare corespunzătoare grupurilor de consumatori: butelie-pompe-consumatori-butelie.

Schema permite funcționarea absolut independentă a celor două tipuri de circuite, cu satisfacerea deplină a cerințelor tuturor consumatorilor; funcționarea cu sarcină termică variabilă, în trepte date de

numărul de cazane, fiecare arzător având două trepte de putere; izolarea hidraulică a unui cazan scos din funcțiune numai prin simpla oprire a arzătorului și a pompei cazanului și, invers, reactivarea fără manevrarea unor vane; reducerea timpului de intrare în regim de temperatură prin recircularea agentului termic cu ajutorul robinetului cu trei căi de pe conducta de întoarcere din amonte de pompă.

Automatizarea instalației asigură menținerea temperaturii, în limitele stabilite, la intrarea în butelia de egalizare a presiunii, independent de mărimea puterii furnizate, prin funcționarea „în cascadă” a cazanelor și a celor două trepte ale arzătoarelor. Fiecare grup de consumatori are propriul circuit, propria pompă de circulație și propriul sistem automat de reglare (calitativă, prin amestec prin robinet cu trei căi).

Sistemul de asigurare împotriva supra presiunilor accidentale prin vas de expansiune deschis și supape de siguranță are explicația în paragraful 5.3.5.2.

O centrală termică de putere medie poate fi realizată și prin punerea în paralel a unui număr mare de cazane mici (module) ca în fig. 5.3.9.

În acest caz este necesar să se analizeze fenomenele care pot apărea la evacuarea gazelor de ardere, spre exemplu,

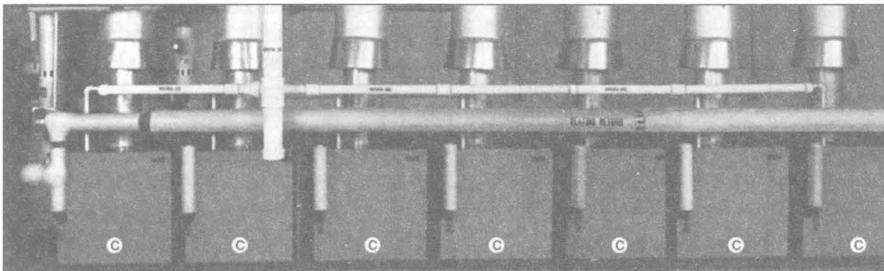


Fig. 5.3.9. Centrală termică echipată cu baterie de cazane.

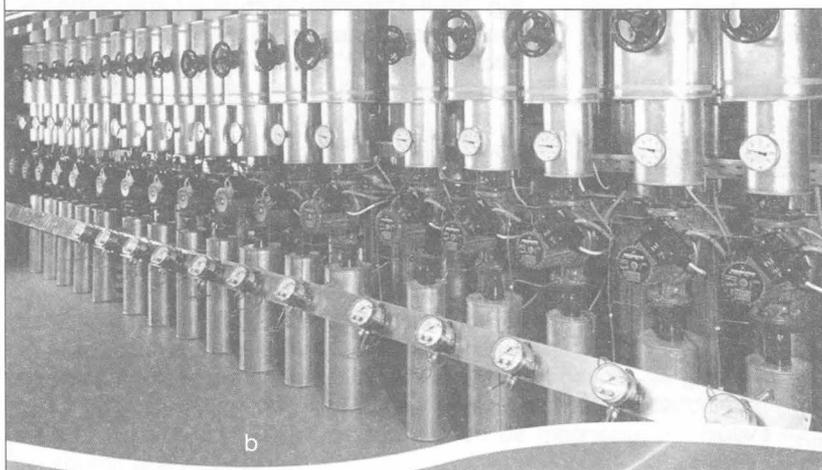
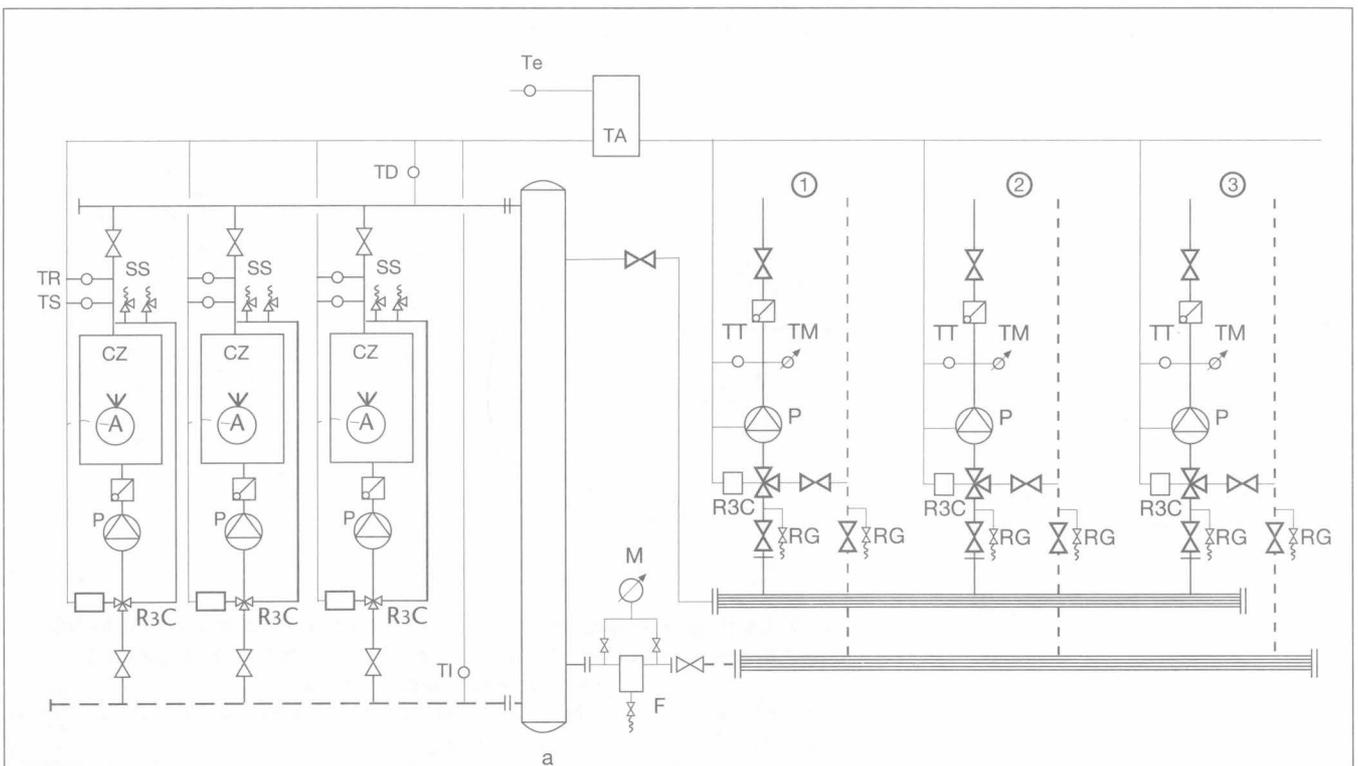


Fig. 5.3.10. Centrală termică cu apă caldă de putere mare, cu butelie de egalizare a presiunii:

a - schema instalației; b - vedere baterie de pompe montate pe conducte; CZ; P; TA; TR; R3C - au semnificația din fig. 5.3.1; Te - traductor de temperatură exterioară; TD - traductor de temperatură pe colectorul general al cazanelor; Ti - traductor de temperatură de intrare în cazan; P - pompe de circulație pe circuitele consumatorilor; TT - traductor pentru temperaturile de ducere ale consumatorilor 1, 2 și 3; SS - supapă de siguranță; RG - robinet de golire, T - termo-manometru, F - filtru; M - manometru, TS - traductor de temperatură maximă.

o reîntorcere în centrala termică a acestora prin focarul cazanului (cazanelor) în repaus. De asemenea, se impune o analiză a funcționării vaselor de expansiune închise dacă acestea sunt, prin construcție, aferente fiecărui cazan.

5.3.3. Centrale termice cu puteri mari, peste 2000 kW

Între o centrală termică de putere medie și una de putere mare apar diferențe date de: puterea instalată, numărul de cazane (minimum 3), numărul și diversitatea consumatorilor, amplasarea, de regulă, în construcții proprii etc. Toate acestea accentuează neajunsurile în exploatare evidențiate la unele scheme tehnologice și introduc condiții suplimentare în alegerea sistemului de asigurare împotriva suprapresiunilor accidentale.

Schema tehnologică cea mai indicată pentru o centrală termică de putere mare este dată în fig. 5.3.10. Cele trei cazane sunt echipate cu câte o pompă care asigură circulația în circuitul primar: cazan-butelie de egalizare a presiunii-cazan. Din butelie, printr-o conductă cu rol de distribuitor general, sunt alimentate, independent, circuitele a trei consumatori, primii doi prevăzuți cu reglare calitativă centrală în funcție de temperatura exterioară, al treilea (de exemplu, instalația de preparare a apei calde de consum, agregat de tratare a aerului pentru climatizare etc.) cu reglare cantitativă locală la consumatori.

Sistemul permite armonizarea debitelor de căldură și de agent termic din circuitul cazanelor cu cel din circuitul consumatorilor, în orice condiții de temperatură exterioară, prin intrarea, respectiv, ieșirea din funcțiune a cazanelor „în cascadă”, în funcție de abaterea de la temperatura de regim stabilită în centrală prin traductorul TD. Schema este concepută spre a favoriza intrarea rapidă în regim normal de temperatură, prin recircularea inițială a unui debit de agent termic în cazan, astfel încât se scurtează simțitor timpul de producere a condensatului acid pe suprafața interioară a acestuia. Izolarea hidraulică a unui cazan are loc, automat, prin scoaterea din funcțiune a arzătorului și a pompei, fără a fi necesară manevra unor organe de închidere. La fel, are loc, automat, reîntoarcerea în circuit a oricărui cazan.

Asigurarea centralei împotriva suprapresiunilor accidentale se realizează de prin vase de expansiune închise, sau combinații ale acestora cu rezervoare de descărcare și pompe de adaos (vezi subcapitolele 5.3.5.2 și fig. 5.3.16. a și b).

5.3.4. Centrale termice echipate cu cazane cu condensatie sau cu recuperatoare de căldură

Prin gazele de ardere evacuate prin coșul de fum, în atmosferă, se elimină și o importantă cantitate de energie sub formă de căldură sensibilă și de condensare. Prima componentă este cu atât mai mare cu cât temperatura gazelor de evacuare este mai mare, a doua depinde de conținutul de hidrogen în molecula de bază a combustibilului. Practic, este cazul gazelor naturale.

Coborârea temperaturii de evacuare a gazelor de ardere sub punctul de condensare are ca efect pozitiv recuperarea unei părți importante din energia sus amintită și reducerea debitului de gaze evacuate dar și efecte negative ca: intensificarea fenomenului de coroziune asupra cazanului și a coșului, dacă acesta este metalic, a umezirii coșului, dacă acesta este din zidărie, a reducerii tirajului natural al coșului concomitent cu mărirea pierderilor de sarcină pe circuitul gazelor de ardere etc.

Firmele producătoare de cazane au găsit soluții de contracarare a dezavantajelor enumerate prin utilizarea unor materiale cu rezistență ridicată la coroziune și prin conceperea fie de recuperatoare integrate cazanelor, cu racorduri unice de ducere, respectiv, de întoarcere a agentului termic care, ca și gazele de ardere, parcurge în serie cazanul propriu-zis și recuperatorul, fie de recuperatoare independente, cu racorduri separate, gazele de ardere trecând, parțial sau total, prin recuperator (fig. 5.3.11).

Soluția cea mai bună o constituie cazanele cu randament înalt având recuperatorul înglobat, iar piața oferă asemenea echipamente, inclusiv pentru puteri foarte mici, coborând până la 10 kW.

Schema tehnologică a unei centrale termice echipată cu astfel de cazane nu diferă cu nimic de cele prezentate pentru cazane obișnuite.

Recuperatoarele independente prezintă avantajul că pot fi utilizate pentru mărirea randamentului centralelor termice existente sau pot fi cuplate cu cazane fără condensatie.

La utilizarea unor recuperatoare cu condensatie, independente, trebuie avute în vedere următoarele:

- recuperatoarele trebuie plasate cât mai aproape de cazane spre a nu lungi excesiv traseul gazelor de ardere;
- mărirea pierderilor de sarcină pe traseul gazelor de ardere poate implica introducerea unui exhaustor;
- schema tehnologică a centralei termice trebuie să ofere posibilitatea acordului între sarcinile termice ale caza-

nelor și recuperatorului, pe de o parte, și ale consumatorilor, pe de altă parte;

- condensatul rezultat din recuperator trebuie tratat chimic, înainte de a fi evacuat la canalizare, ca măsură de protecție a mediului.

Ca exemplu, în fig. 5.3.12 și 5.3.13 sunt prezentate două scheme tehnologice de centrale termice cu recuperatoare independente. Este de observat că prezența recuperatorului complică schema și, implicit, procesul de exploatare. De aici rezultă preferința pentru cazanele având recuperatorul integrat.

Centrala termică echipată conform schemei din fig. 5.3.12 are regimuri de funcționare distincte pentru iarnă și pentru vară, regimuri selectabile, prin manevra manuală, într-una din pozițiile limită ale robinetului cu trei căi astfel încât, atât iarna cât și vara, recuperatorul să fie înseriat pe conducta de întoarcere a agentului termic la cazane. Prin manevrarea vanelor de închidere, respectiv, de ocolire figurată în schemă, recuperatorul poate fi cuplat sau izolat hidraulic din sistem. Izolarea hidraulică presupune însă și scoaterea recuperatorului din circuitul gazelor de ardere deci este indicată în schema cu circuit derivat (fig. 5.3.11 b și c) precum și anularea traductorului de debit TD, montat pe recuperator, care, la debit nul, blochează, prin tabloul de automatizare, funcționarea arzătoarelor.

O centrală termică echipată la fel cu cea din fig. 5.3.12 prevăzută cu butelii de egalizare a presiunii prin care se realizează mai ușor armonizarea debi-

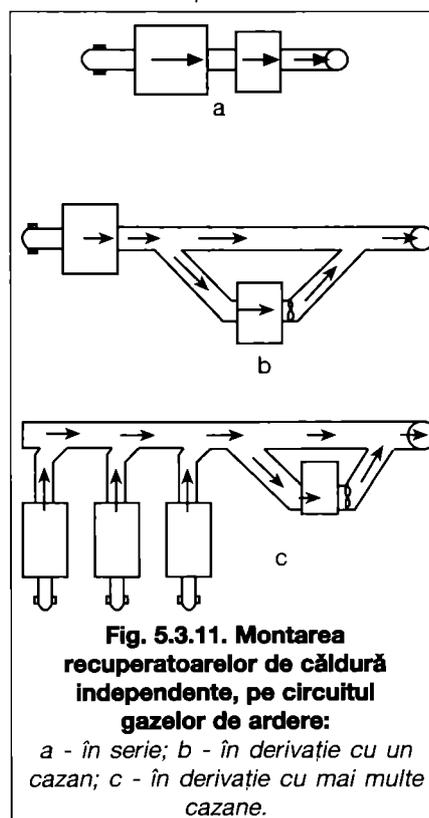


Fig. 5.3.11. Montarea recuperatoarelor de căldură independente, pe circuitul gazelor de ardere:

a - în serie; b - în derivație cu un cazan; c - în derivație cu mai multe cazane.

telor de căldură și de agent termic, atât în circuitul primar cât și în cele secundare, este dată în fig. 5.3.13. Izolarea hidraulică a recuperatorului pe partea de agent termic se face automat prin oprirea pompei aferente.

5.3.5. Asigurarea instalațiilor de încălzire cu apă caldă

Într-o instalație de încălzire cu apă caldă pot să apară suprapresiuni periculoase, până la explozie, ca urmare a fenomenului de dilatare și a depășirii temperaturii de vaporizare a apei, deci de intrare a cazanelor în regim de generatoare de abur.

Măsurile de siguranță împotriva suprapresiunilor accidentale, pentru instalațiile de încălzire cu apă caldă, sunt precizate în STAS 7132, Normativul I-13, prescripțiile ISCIR și în ghidul pentru alegerea, întreținerea și executarea sistemelor și echipamentelor de siguranță elaborat de INCERC.

Măsurile de siguranță au scopul de a asigura permanent, concomitent și sigur următoarele funcțiuni:

- preluarea variațiilor volumului de apă din instalație determinate de variațiile normale de temperatură;
- evacuarea excedentului de apă sau a vaporilor produși accidental, ca urmare a deteriorării echipamentelor care asigură limitarea temperaturii agentului termic sau ca urmare a unei erori sau neglijențe în exploatare;
- asigurarea unei mici rezerve de apă care să compenseze pierderile de apă inevitabile, ale instalației;
- menținerea nivelului apei, în instalație, la o cotă care să asigure umplerea elementelor acesteia atât în regim static cât și în cel dinamic;
- evacuarea în atmosferă a aerului la umplerea cu apă a instalației și invers, pătrunderea aerului în instalație la golire;
- asigurarea unei presiuni de regim astfel încât să nu se depășească presiunea admisă în instalația interioară.

Asigurarea împotriva suprapresiunilor accidentale a instalațiilor de încălzire cu apă se poate realiza cu:

- sisteme care asigură instalațiilor legătura directă și permanentă cu atmosfera, aplicabile pentru temperaturi ale agentului termic de maximum 95°C;
- sisteme în care legătura instalațiilor cu atmosfera nu este asigurată permanent, aplicabile pentru temperaturi ale agentului termic de maximum 115°C.

5.3.5.1 Asigurarea instalațiilor cu conducte de siguranță și cu vas de expansiune deschis

Schema unei astfel de instalații poate fi abordată în următoarele condiții:

- vasul de expansiune poate fi amplasat

la o cotă care să asigure umplerea întregii instalații în regim static și dinamic;

- distanța în plan orizontal între vertica-

la vasului de expansiune și cazane este cel mult egală cu 15-a în care „a” are semnificația din fig. 5.3.14;

- conductele de siguranță se montează

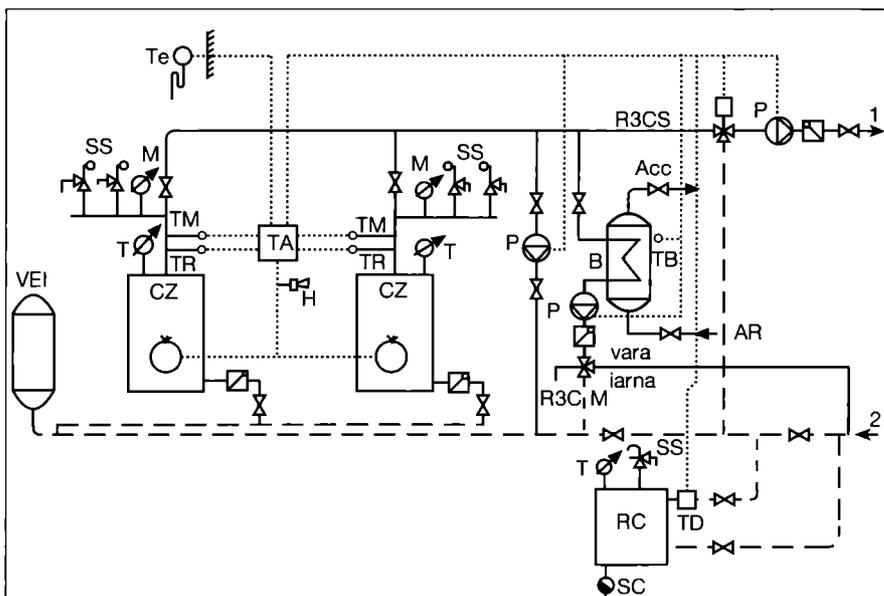


Fig. 5.3.12. Centrală termică cu apă caldă de putere medie, cu recuperator de căldură montat independent de cazan pe circuitul gazelor de ardere:

CZ; P; B; VEI; SS; TA; TM; TR; TB; T; M - au semnificația din fig. 5.3.2; RC - recuperator de căldură; R3CM - robinet de reglare cu trei căi manual; R3CS - robinet de reglare cu 3 căi cu servomotor; TD - traductor de debit; Te - traductor de temperatură exterioră; SC - separator de condensat; AR - apă rece; ACC - apă caldă de consum; 1 - încălzire ducere; 2 - încălzire întoarcere.

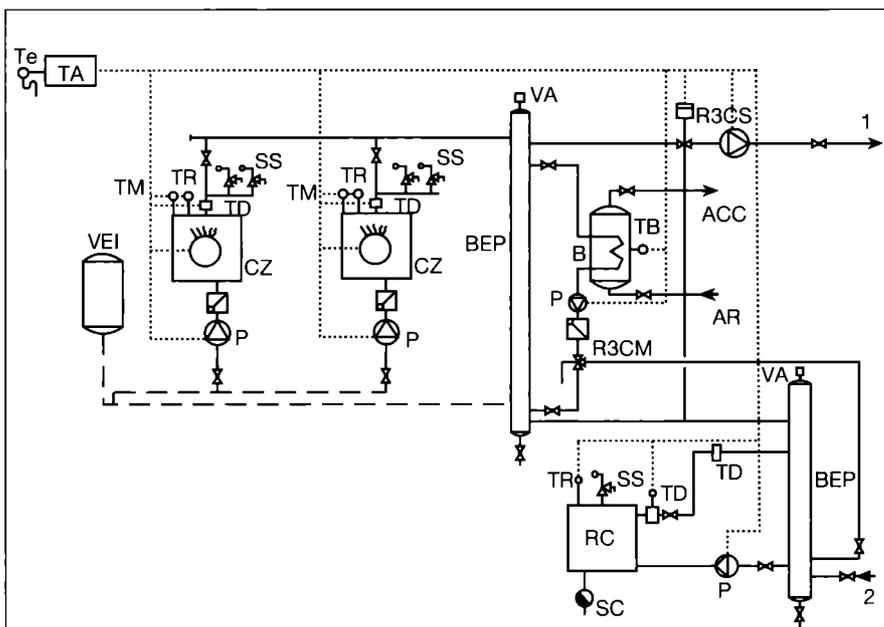


Fig. 5.3.13. Centrală termică cu apă caldă de putere medie sau mare, cu apă caldă și butelie de egalizare a presiunii, cu recuperator de căldură montat independent de cazan pe circuitul gazelor de ardere:

CZ; P; B; VEI; SS; TA; TM; TR; TB - au semnificația din fig. 5.3.2; BEP - butelie de egalizare a presiunii; RC - recuperator de căldură; R3CM - robinet de reglare cu trei căi manual; Te - traductor de temperatură exterioră; TD - traductor de debit; SC - separator de condensat; VA - robinet de eliminare a aerului; R3CS - robinet de reglare cu 3 căi cu servomotor; AR - apă rece; ACC - apă caldă de consum; 1 - încălzire ducere; 2 - încălzire întoarcere.

cu panta continuă ca în fig. 5.3.14.

Exemple de sisteme de siguranță cu vas de expansiune deschis sunt date în fig. 5.3.1 și 5.3.6. Se observă că legăturile cazanelor cu vasul de expansiune și, prin el, cu atmosfera, sunt permanente, neîntrerupte de nici un organ de închidere.

S-a arătat că soluția de asigurare din fig. 5.3.6 prezintă dificultăți în exploatare, are limite în posibilitățile de automatizare și este neaplicabilă pentru mai mult de două cazane din cauza numărului mare de conducte de siguranță.

Pentru un număr mai mare de cazane, STAS 7132 indică sistemul de asigurare din fig. 5.3.15. Izolarea hidraulică a unui cazan se face prin comutarea robinetelor cu trei căi de pe legătura cu conducta generală de ducere, respectiv, întoarcere, cu conducta de evacuare C.E, asigurând astfel, în orice situație, legătura cu atmosfera. Pentru reactivarea cazanului trebuie făcută operația inversă. Evident, sunt manevre greu de automatizat. De asemenea, schema nu permite recircularea apei în cazane pentru o rapidă intrare în regim de temperatură.

5.3.5.2 Asigurarea instalațiilor cu vas de expansiune închis și supape de siguranță

Schemele din fig. 5.3.2; 5.3.3; 5.3.4; 5.3.7 ilustrează modul de racordare la instalație a vasului de expansiune închis. În acest caz, vasul îndeplinește doar funcțiile de preluare a variațiilor de volum ale apei din instalație și asigură o mică rezervă de apă. Funcția de limitare superioară a presiunii prin descărcarea vaporilor de apă în atmosferă este

îndeplinită de supapele de siguranță montate pe cazane fără interpunerea unui organ de închidere. Funcția de eliminare a aerului din instalație la umplere, respectiv, de pătrundere a aerului la golire se realizează prin vase și robinete de dezaerisire. Dezavantajul sistemului constă în prețul de cost mai ridicat, în comparație cu sistemul cu vas deschis, preț de cost care crește cu volumul vasului, iar volumul acestuia crește, după cum se va vedea, nu numai cu cantitatea de apă din instalație ci și cu înălțimea clădirii.

Vasul de expansiune închis va fi numai cu membrană elastică de separare între perna de aer și apă, echipament ce nu solicită o supraveghere permanentă.

În acest caz, vasul închis se dimensionează numai pentru preluarea variațiilor de volum corespunzătoare variațiilor de temperatură ce apar în regim de funcționare a centralei termice (în limita a 10°C), iar marile variații de volum sunt preluate la punerea în funcțiune a instalației prin descărcare în rezervorul deschis cu ajutorul robinetului electromagnetic dublat de supapele de siguranță. La întreruperea funcționării instalației contractarea apei este compensată de pompa de adaos. Întregul proces este supravegheat de tabloul de automatizare.

Reducerea volumului vasului de expansiune închis prin asocierea acestuia cu un rezervor de descărcare și o pompă de adaos, prezintă însă un dezavantaj major: rezervorul de descărcare, cu nivel liber, pune în contact agentului termic cu aerul, și de aici consecințe nedorite printre care cea

mai importantă este coroziunea.

Dezavantajul poate fi înlăturat prin adoptarea unei soluții noi, aplicată deja în țară. Soluția constă în înlocuirea rezervorului de descărcare deschis, tot cu un vas închis, deci cu membrană elastică, dar cu perna de aer în legătură cu atmosfera. Adică, ceea ce la VEI este ventilul de reținere la umplerea cu aer, la RDI este un simplu orificiu de legătură cu atmosfera. În consecință, volumul util al RDI este egal practic, cu volumul total. Evident în acest caz, contactul între agentul termic și aer este întrerupt. Schema de aplicare a acestei soluții este prezentată în figura 5.3.16 b. La intrarea în funcțiune a instalației (la pornire sau după o întrerupere a cărei durată determină răcirea agentului termic până la, sau chiar sub temperatura interioară de calcul), rezervoarele de descărcare, RDI sunt goale, membranele elastice sub formă de pungă fiind comprimate sub presiunea aerului atmosferic. În vasul de expansiune închis VEI se află apă la limita rezervei de 10 %, membrana sa fiind de asemenea comprimată de perna de aer, de data aceasta la presiunea P_{\min} . Prin încălzire agentul termic se dilată, presiunea în instalație crește, lucru sesizat de automatul AP_{\min}^{\max} care, la atingerea valorii prescrite pentru presiunea maximă, comandă deschiderea robinetului electromagnetic REM. Apa în exces trece în pungile elastice ale rezervoarelor RDI, aerul dintre pungile și recipiente fiind eliminat în atmosferă. În VEI creșterea presiunii determină de asemenea o acumulare prin comprima-

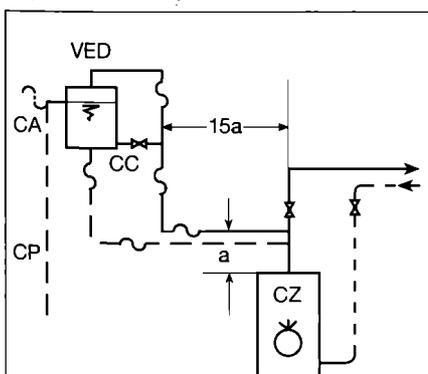


Fig. 5.3.14. Distanța maximă pe orizontală între cazane și verticala vasului de expansiune deschis, conform STAS 7132:

CZ - cazan; VED - vas de expansiune deschis; S - conductă de siguranță; CA - conductă de legătură cu atmosfera; CP - conductă de preaplin; a - diferență de cotă între traseul orizontal al conductelor de siguranță și partea superioară a cazanelor; CC - conducta de circulație.

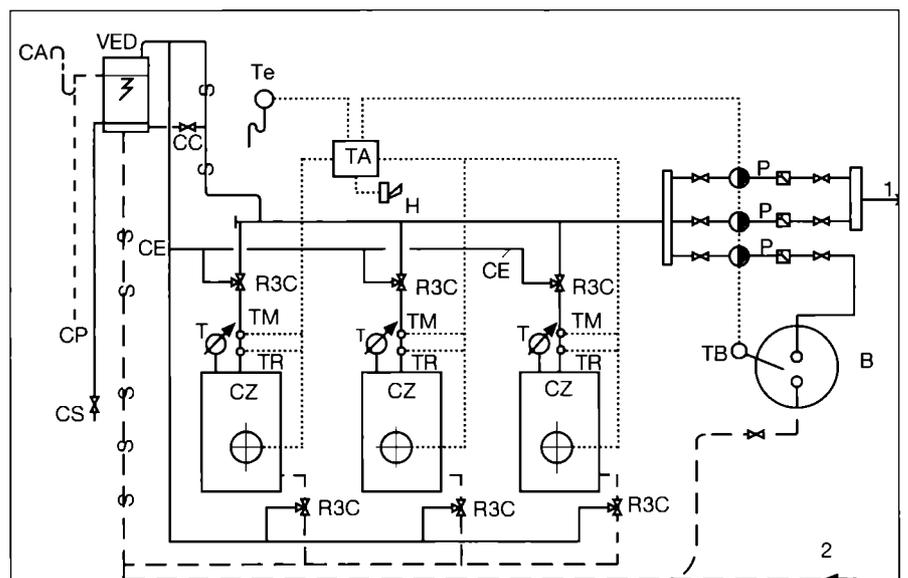


Fig. 5.3.15. Asigurarea cu vas de expansiune deschis și conducte de siguranță unice pentru toate cazanele:

CZ; P; B; VED; R3C; T; TM; TR; TB; S; CA; CP; TA; H - au semnificația din fig. 5.3.8; Te - traductor de temperatură exterioară; CS - conductă de semnalizare; CE - conductă de evacuare; CC - conductă de circulație; 1 - încălzire ducere; 2 - încălzire întoarcere.

rea pernei de aer până la valoarea P_{max} . În cazul unei subdimensionări a capacității RDI, situație evident nedoriță, supapele de siguranță SS, reglate la o presiune ușor superioară presiunii atmosferice, vor elimina la canalizare excedentul de agent termic, limitând astfel solicitarea rezervoarelor de descărcare.

Variațiile mici de volum ale agentului termic (în limita a $10^{\circ}C$) în timpul funcționării instalației sunt preluate de către VEI.

La reducerea importantă a temperaturii agentului termic, spre exemplu la oprirea instalației, după epuizarea capacității VEI de compensare a deficitului de apă, presiunea din instalație tinde să scadă sub valoarea minimă cu pericolul intrării în depresiune, a pătrunderii aerului în instalație și a golirii parțiale a acesteia. Sonda de presiune a automatului AP_{min}^{max} , sesizează acest lucru și la atingerea presiunii minime prescrise, comandă pornirea pompei de adaos, PA. Apa trece din rezervoar-

rele de descărcare RDI, în instalație, aerul pătrunde liber în recipientele acestora determinând comprimarea membranelor sub forma de pungă.

Rolul VEI în timpul funcționării instalației, reduce frecvența pornirilor pompei de adaos, respectiv de deschidere a robinetului electromagnet, prin preluarea micilor variații de volum ale agentului termic.

Sistemul prezintă de asemenea, în raport cu cel prevăzut exclusiv cu VEI avantajul că în regim de funcționare, instalația nu atinge în mod obligatoriu, presiunea maximă admisă. În acest mod solicitarea instalației la presiuni mari este evitată. Pompa de adaos rezolvă și problema umplerii instalației cu apa tratată, aflată într-un rezervor.

5.3.5.3 Asigurarea instalațiilor cu supape de siguranță și vas de expansiune deschis

Dacă este posibil, montarea vasului de expansiune la o cotă care să asigure

umplerea instalației în regim static și dinamic fără a asigura însă și condițiile din STAS 7132 privind traseul conductelor de siguranță (fig. 5.3.14) și asigurarea permanentă a legăturii cazanelor cu atmosfera, o soluție o reprezintă prevederea pe cazane a supapelor de siguranță, vasului de expansiune deschis rămânându-i doar funcțiile de menținere în stare plină a instalației, de preluare a variațiilor de volum ale agentului termic și de asigurare a unei rezerve de apă pentru acoperirea pierderilor normale (fig. 3.5.17).

Vasul de expansiune este racordat la instalație printr-o singură conductă de siguranță care asigură preluarea și redarea excesului de apă din dilatare, prin legare la conducta de întoarcere, și o conductă de circulație legată la o conductă de ducere, care asigură o slabă circulație controlată cu un robinet, împotriva înghețului.

Diametrul conductei „S” de legătură a instalației la vasul de expansiune se va stabili funcție de cantitatea de apă rezultată din dilatare și de timpul de intrare a instalației în regim normal de funcționare.

5.3.5.4 Alegerea sistemului de asigurare

Indiferent de soluția adoptată orice sistem trebuie să îndeplinească, în mod obligatoriu și simultan, funcțiile enumerate în capitolul 5.3.5. Cu această condiție toate sistemele sunt echivalente. Nu se admite renunțarea la echipamentele necesare realizării funcțiilor de asigurare menționate, chiar dacă instalația este prevăzută cu o automatizare care face improbabilă apariția condițiilor de intrare în funcțiune a echipamentului eliminat, orice dispozitiv de siguranță fiind susceptibil de defectare.

Alegerea sistemului de asigurare se face ținând seama de particularitățile construcțiilor și ale instalațiilor de alimentare cu căldură aferente (centrala termică plasată în clădirea alimentată cu căldură sau în construcție proprie, posibilitatea încadrării instalației în categoria celor cu legătură permanentă cu atmosfera, posibilitatea montării vasului de expansiune deschis la o cotă superioară celui mai de sus plasat consumator). La alegerea sistemului de asigurare se ține seama de avantajele și dezavantajele ce le caracterizează.

Astfel sistemul cu vas de expansiune deschis este mai ieftin dar legătura permanentă cu atmosfera favorizează coroziunea instalației, impune o cotă de montare care în unele cazuri nu poate fi asigurată, implică încărcarea suplimentară a construcției deci măsuri antiseismice, necesită un număr relativ mare de conducte de legătură, prezența robinetelor cu trei căi complică in-

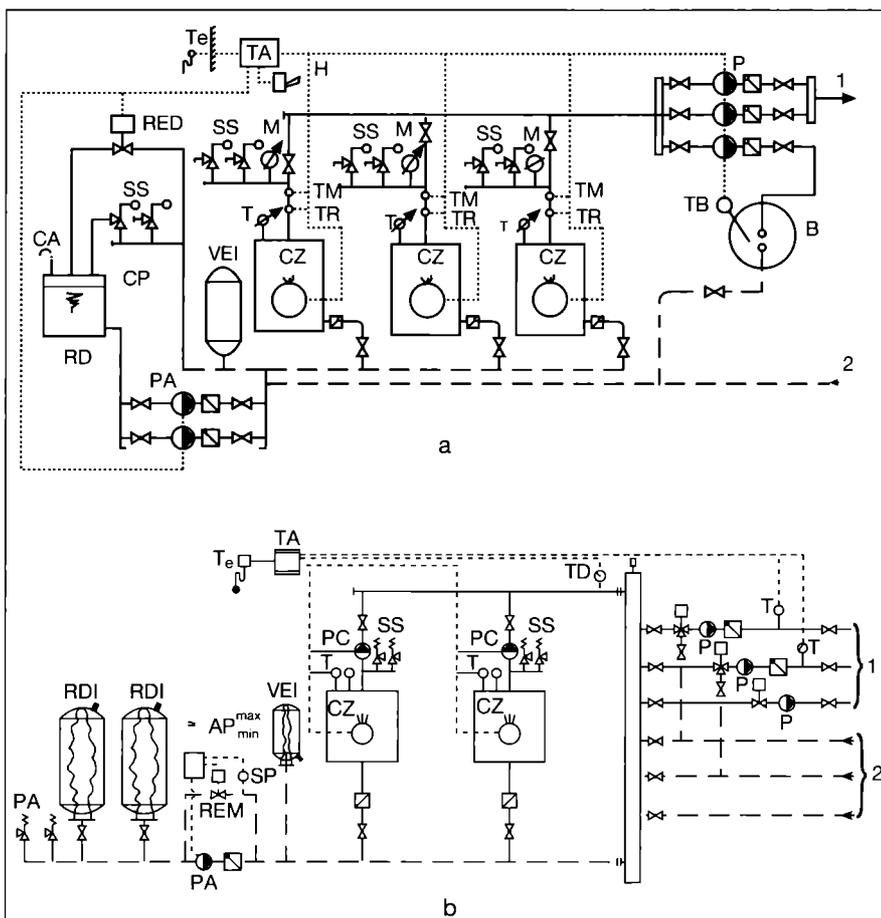


Fig. 5.3.16. Asigurarea instalațiilor cu vas de expansiune închis și supape de siguranță asociată cu rezervor de descărcare:

a - deschis; b - închis;

CZ; VEI; B; P; SS; T; M; TM; TR; TB; TA; H - au semnificația din fig. 5.3.15; RD - rezervor de descărcare; PA - pompă de adaos; T_e - traductor de temperatură exterioră; RED - robinet de descărcare cu acționare electrică; CP - conductă de preaplin; ΔP_{min}^{max} - automat de presiune; SP - sondă de presiune; REM - robinet electromagnet; RDI - rezervor de descărcare închis; 1 - încălzire ducere; 2 - încălzire întoarcere.

stalația și mai ales exploatarea.

Sistemul de asigurare cu supape de siguranță și vas de expansiune închis nu impune condiții speciale privind cota de montare, fenomenul de coroziune este redus, racordul vasului din instalație se reduce la o singură conductă scurtă, nu necesită măsuri de protecție la îngheț, dar este, în schimb, mai costisitor, fiind un recipient sub presiune supus normelor ISCIR și care, în plus, are în comparație cu varianta cu vas deschis, pentru același volum util, un volum total cu atât mai mare cu cât înălțimea construcției este mai mare, iar, în regim nominal de funcționare, presiunea crește până la limita admisă de elementele componente ale instalației.

Sistemul cu supape de siguranță și vas de expansiune deschis reunește avantajele dar și dezavantajelor celor două sisteme prezentate mai sus.

5.3.5.5 Circulația agentului termic în conductele de siguranță

Graficul piezometric al unei instalații arată că sensul de circulație a apei indiferent de poziția pompei, pe conducta de ducere sau pe conducta de întoarcere (fig. 5.3.18 și 5.3.19), este de la conducta de întoarcere la conducta de ducere, prin vasul de expansiune, deoarece presiunea hidrostatică în punctul 1 este mai mare decât în punctul 3.

Ca urmare, între cele două conducte nu pot fi racordați consumatorii deoarece:

- sensul de circulație este invers față de cel normal și consumatorii ar fi alimentați cu agent termic din conducta de întoarcere;
- presiunea disponibilă este mică, echivalentă cu pierderea de sarcină pe traseul prin cazan între punctele 1 și 3;
- circuitul printr-un astfel de consumator este paralel cu circuitul prin cazan.

La instalațiile cu asigurare prin vas de expansiune închis nu are loc o circulație a agentului termic, legarea vasului făcându-se printr-o singură conductă și nici nu este dorită o asemenea circulație pentru ca membrana vasului să nu fie supusă unor temperaturi ridicate. Vasul de expansiune închis se montează însă numai în spații fără pericol de îngheț.

5.3.6. Poziția pompelor în circuitul agentului termic

Pompele se montează în imediata apropiere a cazanelor. Practic, este posibil ca pompele să se intercaleze, în circuit, pe conducta de ducere sau pe conducta de întoarcere, fiecăreia din cele două alternative corespunzându-i un grafic piezometric specific.

Graficul piezometric al unei instalații asigurată cu vas de expansiune des-

chis, cu pompa montată pe conducta de ducere, este dat în figura 5.3.18. În regim static, în orice punct al instalației, presiunea este dată de planul orizontal de apă din vasul de expansiune, N.S. La pornirea pompei, nivelul din vas rămâne neschimbat, ca și presiunea determinată de coloana de apă corespunzătoare punctului de racord al conductei de siguranță de întoarcere 1, denumit punct neutru. Parcurgând în continuare traseul până la cazan (2) agentul termic înregistrează o pierdere de sarcină (1' - 2'), apoi o pierdere de sarcină în cazan (2' - 3') și, în continuare, până la pompă (3' - 4'). În pompă

are loc un salt al graficului corespunzător înălțimii de pompare (4' - 5'). Urmează pierderea de sarcină pe conducta de ducere până la ultimul consumator (5' - 6'), pierderea de sarcină în acesta (6' - 7') și pierderea de sarcină pe conducta de întoarcere (7' - 1'), cu care graficul se închide.

Se observă că presiunea în regim dinamic, în orice punct al instalației, cu excepția traseului între punctele 1 și 4, este mai mare decât în regim static. Înseamnă că, asigurând vasului de expansiune o cotă de montare deasupra celui mai sus plasat consumator, respectiv deasupra conductelor de

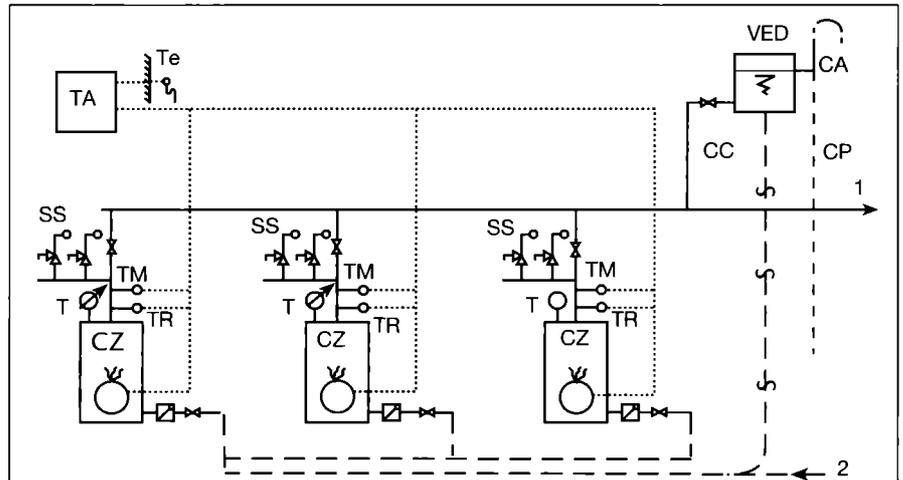


Fig. 5.3.17. Asigurarea cu supape de siguranță și vas de expansiune deschis: CZ - cazan; VED - vas de expansiune deschis; S - conductă de siguranță; CC - conducta de circulație; SS - supapă de siguranță; CA - conductă de legătură cu atmosfera; CP - conductă de preaplin; T - termometru; TM - traductor de temperatură maximă; TR - traductor de temperatură de regim; TA - tablou de automatizare; H - hupă de semnalizarea acustică; 1 - la consumatorii cu apă caldă; 2 - de la consumatorii cu apă caldă.

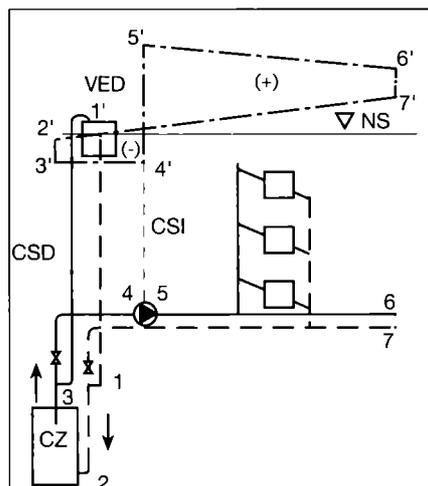


Fig. 5.3.18. Grafic piezometric cu pompa montată pe conducta de ducere - asigurare cu vas de expansiune deschis:

CZ; P; VED - au semnificația din fig. 5.3.1; CSD - conductă de siguranță de ducere; CSI - conductă de siguranță de întoarcere; NS - nivel static.

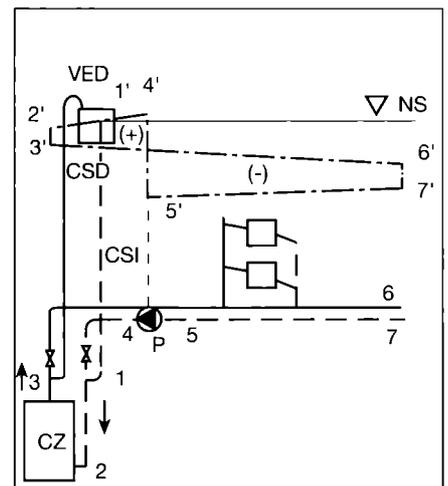


Fig. 5.3.19. Grafic piezometric cu pompa montată pe conducta de întoarcere - asigurare cu vas de expansiune deschis:

CZ; P; VED - au semnificația din fig. 5.3.1; CSD - conductă de siguranță de ducere; CSI - conductă de siguranță întoarcere; NS - nivel static.

distribuție, la distribuția superioară, instalația se menține plină cu apă și în regim dinamic.

Graficul piezometric al unei instalații asigurate cu un vas de expansiune deschis, cu pompa montată pe conducta de întoarcere este dat în fig. 5.3.19. Sensul de circulație a apei în instalație se păstrează identic ca și în cazul montării pe conducta de ducere. Se păstrează constant nivelul static N.S. și punctul neutru 1'. Pe tronsonul 1 - 2 se înregistrează pierderea de sarcină 1' - 2', între punctele 2 și 3, pierderea 2' și 3' în cazan apoi, pierderea pe conducta de ducere 3' - 6', urmată de pierderea în consumatorul cel mai depărtat, 6' - 7', și de pierderea pe conducta de întoarcere, 7'. În pompă are loc saltul egal cu înălțimea de

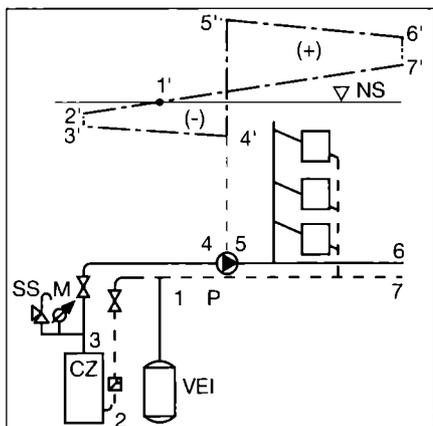


Fig. 5.3.20. Graficul piezometric cu pompa montată pe conducta de ducere - asigurare cu vas de expansiune închis și supape de siguranță:

CZ; P; VEI; M; SS - au semnificația din fig. 5.3.2; NS - nivel static.

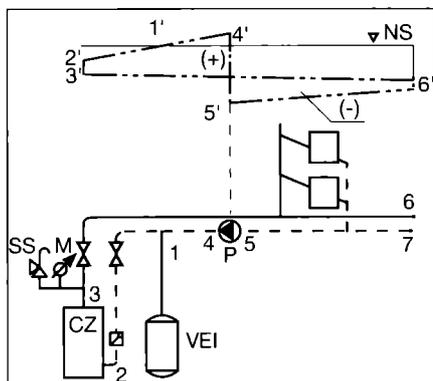


Fig. 5.3.21. Graficul piezometric al unei instalații de încălzire cu apă caldă - cu pompa montată pe conducta de întoarcere - asigurare cu vas de expansiune închis și supape de siguranță:

CZ; P; VEI; M; SS - au semnificația din fig. 5.3.2; NS - nivel static.

pompă egală cu suma pierderilor de sarcină în circuit, cu care se închide graficul.

Se observă că, exceptând tronsonul dintre pompă și punctul de racord al conductei de siguranță de întoarcere 1, în toate celelalte, presiunea în regim dinamic este mai mică decât în regim static și apare pericolul golirii parțiale a instalației prin pătrunderea aerului prin neetanșeități sau prin vaporizarea apei în zonele în care presiunea este mai mică decât cea de echilibru termodinamic.

Apa rezultată din golirea părții de instalație aflată în zona în care graficul piezometric este sub nivelul static, NS, trece în vasul de expansiune de unde este eliminată prin conducta de preaplin. La răcirea instalației această zonă rămâne fără apă și necesită o nouă umplere și fenomenul se repetă la fiecare ciclu.

Pentru înlăturarea acestui pericol vasul de expansiune trebuie montat la o cotă care să depășească cota celui mai sus plasat consumator, respectiv a conductelor distribuției superioare, cu o valoare practic egală cu înălțimea de pompă.

Evident, între cele două variante este preferabilă cea cu pompa montată pe conducta de ducere. Argumentul, că la montare pe conducta de întoarcere temperatura apei este mai mică, este neesențial; pompele, inclusiv cele de conductă, nu au restricții în acest sens, fiind construite pentru a vehicula apa cu temperatura peste 100°C.

Graficul piezometric al unei instalații asigurate cu vas de expansiune închis, cu pompa pe conducta de ducere este dat în fig. 5.3.20. În acest caz nivelul static, cu instalația rece, este dat de presiunea minimă a pernei de aer din vasul de expansiune închis, presiune care trebuie să corespundă unei coloane de apă care să depășească cota celui mai sus plasat consumator, respectiv, a distribuției superioare.

Modul de trasare a graficului urmează raționamentul aferent fig. 5.3.18. Se observă că, la intrarea în funcțiune a pompei, presiunea, în orice punct al instalației, cu excepția traseului 1 - 2 - 3 - 4, crește față de presiunea în regim static. Diferența esențială față de asigurarea cu vas deschis constă în faptul că, pe măsura intrării în regim de temperatură a instalației, nivelul static crește până la limita dată de presiunea maximă a pernei de aer.

În acest caz elementele instalației sunt supuse, în regim de funcțiune, presiunii maxime a pernei de aer la care se adaugă și înălțimea de pompă.

Graficul piezometric al unei instalații asigurate cu vas de expansiune închis, cu pompă pe conducta de întoarcere,

este dat în fig. 5.3.21. Graficul piezometric se află sub planul dat de nivelul static N.S. (corespunzător presiunii din V.E.I.); de aici, pericolul aparent ca la intrarea în funcțiune a pompei, cu instalația rece, o parte a instalației interioare să se golească. Pe măsură ce instalația se încălzește, presiunea în vasul închis crește tinzând către presiunea maximă și, odată cu ea, graficul se translatează pe verticală depășind nivelul necesar pentru ca instalația să fie menținută în stare plină.

Din cele de mai sus rezultă importanța trasării și analizei graficului piezometric la conceperea unei instalații pentru a evita unele fenomene care pot compromite funcționarea acestora.

5.3.7. Dimensionarea echipamentelor din centrala termică

Numărul, mărimea și tipul echipamentelor din centrala termică sunt determinate de un ansamblu de date stabilite prin calcule premergătoare (necesarul de căldură pentru încălzire Φ_i ; prepararea apei calde de consum Φ_{ACC} ; ventilare - climatizare Φ_V ; consumatori tehnologici Φ_T , pierderile de sarcină ale agentului termic în rețeaua de transport și de distribuție, debitul de agent termic vehiculat, cantitatea de apă din instalație etc.).

5.3.7.1 Puterea centralei termice

Se calculează pentru fiecare tip de agent termic produs, ținând seama de puterea instalată a consumatorilor și de simultaneitatea în funcțiune a acestora. În majoritatea cazurilor o centrală termică asigură necesarul de căldură pentru încălzire și pentru prepararea apei calde de consum. Sunt și cazuri în care, cu același agent termic, se alimentează și alți consumatori, ca: instalațiile de ventilare - climatizare, instalații tehnologice (bucătării mari, spălătorii etc.) Stabilirea puterii centralei termice prin simpla însumare a puterilor instalate ale diversilor consumatori, cu relația 5.3.1, nu este corectă deoarece nu ține cont de simultaneitatea funcționării consumatorilor.

$$\Phi_{CT} = \Phi_i + \Phi_{ACC} + \Phi_V + \Phi_T \text{ [W]} \quad (5.3.1)$$

Chiar și în cazul centralelor termice mici, aferente, spre exemplu, unei clădiri unifamiliale, caz în care simultaneitatea încălzirii cu prepararea apei calde de consum este posibilă, nu este obligatoriu a stabili puterea cazanului prin însumarea necesarului de căldură pentru încălzire cu cel maxim pentru prepararea apei calde de consum știind că necesarul de căldură pentru încălzire este determinat, în condiții nominale de calcul și că este puțin probabil ca

un consum maxim de apă caldă să apară în aceste condiții și, chiar dacă apare, durata lui este relativ mică.

În cazul centralelor termice mari, exploatate după un program riguros, de către un personal calificat sau chiar condus automat, este posibilă evitarea suprapunerii totale a consumurilor. Stocarea de apă caldă contribuie, de asemenea, la decalarea programului consumatorilor și, astfel, puterea instalată a centralei termice poate fi redusă în raport cu suma puterii consumatorilor.

Reprezentarea grafică din fig. 5.3.22 ilustrează această posibilitate, vârfurile de consum dintre orele 6 și 8, 12 și 16, respectiv, 20 și 24 putând fi reduse prin prepararea cu acumulare a apei calde de consum, în avans, în orele în care încălzirea va funcționa în regim redus. Această măsură conduce și la reducerea puterii schimbătorului de căldură pentru prepararea apei calde de consum.

Astfel, în exemplul ilustrat prin graficul din fig. 5.3.22, puterea instalată a centralei termice poate fi redusă de la 1,7 la 1,35 MW.

În cazul centralelor termice în care se produc doi agenți termici diferiți (apă caldă și abur) graficul trebuie întocmit pentru fiecare agent termic. Puterile termice considerate sunt cele corespunzătoare condițiilor de calcul. În exploatare, puterea termică este însă, în majoritatea timpului, mai mică, deoarece necesarul de căldură pentru încălzire și ventilare este variabil cu temperatura exterioară.

5.3.7.2 Alegerea tipului și a numărului de cazane

Numărul de cazane se stabilește având în vedere următoarele criterii:

- centrala termică trebuie să se adapteze ușor la sarcina termică variabilă; funcționarea cu un număr variabil de cazane, fiecare în două trepte, trebuie să asigure un randament maxim; un număr mare de cazane facilitează îndeplinirea acestor condiții;
- costul de investiție pentru aceeași putere instalată crește cu numărul de cazane;
- mărirea și configurația spațiului rezervat sălii cazanelor poate impune mărirea și, deci, numărul de cazane;
- la alegerea tipului de cazan trebuie ținut cont de asemenea de posibilitatea introducerii în centrala termică a unui cazan monobloc, în caz contrar indicându-se cazane alcătuite din elemente demontabile, de regulă din fontă.
- normativul I 13 recomandă a se prevedea un singur cazan pentru centralele termice cu puteri până la 100 kW; minimum 2 cazane pentru centrale termice de mărime medie, până la

2.000 kW și minimum 3 cazane pentru centrale cu puteri mai mari de 2.000 kW;

Numărul de cazane fiind stabilit, puterea unui cazan rezultă prin împărțirea puterii totale Φ_{CT} la numărul de cazane n ;

$$P_{CZ} = \frac{\Phi_{CT}}{\eta_i \cdot n} \quad [W] \quad (5.3.2)$$

în care:

η_i - este randamentul instalației calculat cu relația:

$$\eta_i = \eta_{CZ} \cdot \eta_{RT} \cdot \eta_E \quad (5.3.3)$$

în care:

η_{CZ} - este randamentul cazanului;

$\eta_{CZ} = 90...95 \%$;

η_{RT} - este randamentul rețelei de transport a agentului termic;

$\eta_{RT} = 90 \%$;

η_E - este randamentul de exploatare;

$\eta_E = 90...95 \%$.

Randamentul instalației poate varia în limitele 70...80 %.

De regulă, cazanele se prevăd de putere egală dar, pot fi situații în care necesarul de căldură într-o perioadă din an - de exemplu vara - este foarte mic în raport cu cel din perioada de iarnă.

În acest caz se impune un cazan de putere corespunzătoare.

De regulă, nu se prevăd cazane rezervă dar, în raport cu importanța obiectului alimentat cu căldură și la cererea beneficiarului, se poate prevedea un cazan de rezervă.

Dacă nu se prevede un cazan de rezervă este indicat a se analiza în ce măsură consumatorii prioritari (spre exemplu, încălzirea) sunt acoperiți, în ipoteza defectării unui cazan.

Se pot întâlni și cazuri în care o investiție de mari proporții urmează a se realiza în etape. Centrala termică va fi astfel concepută încât să poată fi extinsă corespunzător acestor etape.

La alegerea tipului de cazan trebuie ținut cont de o multitudine de criterii: randament (cazane cu sau fără condensatie); fiabilitate (cazane din oțel carbon, din oțel inoxidabil, din fontă); tipul de combustibil indicat; dacă este monobloc sau este alcătuit din elemente modulate (nu este totdeauna posibilă introducerea în centrala termică a unui cazan monobloc); gabaritul cazanului și distanțele indicate de furnizor față de elementele de construcții și față de celelalte echipamente; de preț de cost, de garanție, de condițiile de plată și altele. Alegerea trebuie făcută pe baza analizei mai multor oferte.

5.3.7.3 Alegerea arzătoarelor

Cazanele mici, specializate pentru combustibil gazos, prevăzute cu arzătoare atmosferice, se livrează echipate cu arzătoarele respective și cu sistemul de automatizare complet. Cazanele

prevăzute cu arzătoare cu aer insuflat, dacă furnizorul nu oferă și arzătorul, este obligat să indice tipul de arzător, ținând cont de puterea nominală a cazanului, de tipul de combustibil și de caracteristicile geometrice ale focarului.

Arzătorul se alege cu o plajă de putere care depășește cu 20 - 30 % puterea cazanului pentru a nu fi solicitat la limita superioară ținând cont de faptul că, în timp, își reduce performanța și pentru a da posibilitatea unei forțări temporare a cazanului.

Elementele de detaliu privind arzătoarele sunt prezentate în capitolul 5.5.

5.3.7.4 Alegerea pompelor de circulație

Într-o instalație de încălzire pompele pot îndeplini diferite funcții:

- vehicularea agentului termic în circuitul cazan - butelie de egalizare a presiunii - cazan;
- vehicularea agentului termic pentru grupuri de consumatori (corpuri sau aparate de încălzire);
- vehicularea agentului termic pentru consumatori individuali importanți (agregate de tratare a aerului, schimbătoare de căldură pentru prepararea apei calde de consum etc.).

Funcțiile pompelor sunt evidențiate în schema tehnologică a instalației.

Alegerea pompelor se face ținând cont de caracteristicile: debit \dot{V} [m³/h], înălțimea de pompare H [Pa] sau [mH₂O], puterea motorului de antrenare [kW], turația [rot/min]. Se indică, de asemenea, tensiunea de alimentare și frecvența curentului.

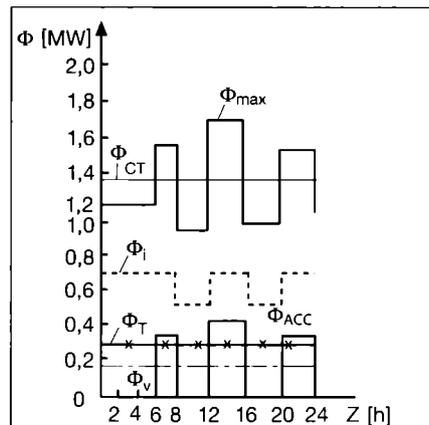


Fig. 5.3.22. Graficul consumurilor de căldură asigurate de centrala termică în timpul unei zile:

Φ_i - consumul de căldură pentru încălzire; Φ_v - consumul de căldură pentru ventilare; Φ_{ACC} - consumul de căldură pentru prepararea apei calde de consum; Φ_T - consumul de căldură pentru utilizări tehnologice; Φ_{max} - consumul maxim rezultat din însumarea tuturor consumurilor; Φ_{CT} - puterea instalată a centralei termice.

Debitul de agent termic ce trebuie vehiculat într-un circuit este dat de relația:

$$\dot{V} = \frac{3600 \cdot \Phi}{c \cdot \rho \cdot \Delta T} \quad [\text{m}^3/\text{h}] \quad (5.3.4)$$

în care:

- Φ - este sarcina termică a circuitului alimentat cu căldură [W];
- c - căldura masică a agentului termic [J/kg·K];
- ρ - densitatea agentului termic la temperatura de regim [kg/m³];
- ΔT - diferența dintre temperatura de ducere și cea de întoarcere, a agentului termic [K].

Înălțimea de pompare se obține ca rezultat al calculului conductelor circuitelor aferente pompelor respective. Pentru tronsoanele cu debit variabil (spre exemplu, în sistemele cu robinet de amestec, cu trei căi) se consideră, pe fiecare tronson, debitul maxim. Pompele de circulație acoperă, exclusiv, pierderile de sarcină distribuite și locale ale circuitelor alimentate cu agent termic de către pompa respectivă.

Acest lucru este pus în evidență de diagrama din fig. 5.3.23 (curba caracteristică a rețelei trece prin origine), în care sunt redată și curbele caracteristice ale unei pompe cu trei trepte de turajție.

Alegerea pompelor în raport cu debitul și înălțimea de pompare se face utilizând curbele caracteristice de funcționare sau tabele cu caracteristici tehnice, puse la dispoziție de fabricantul de pompe.

În instalațiile de încălzire nu se utilizează montarea pompelor în serie; sunt însă cazuri numeroase în care se folosește montarea în paralel, fie pentru a realiza două sau mai multe trepte de debit, fie pentru a realiza un debit mai mare cu două sau mai multe pompe

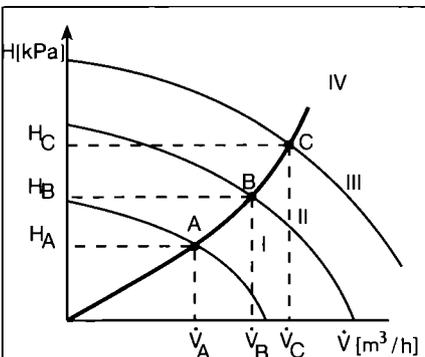


Fig. 5.3.23 Diagrama de funcționare a unei pompe de circulație a agentului termic cu trei trepte de turajție:

I, II, III - curbele caracteristice debit - înălțime de pompare corespunzătoare celor trei trepte; IV - curba caracteristică a rețelei instalației; A, B, C - puncte de funcționare.

mai mici. În mod curent se prevăd pompe de rezervă, pentru a sigura funcționarea instalației în cazul în care o pompă se defectează. În aceste situații, pe circuitul fiecărei pompe trebuie prevăzute clapete sau ventile de reținere pentru a nu se crea circuite parazitare prin pompele aflate în repaus.

Detaliile privind caracteristicile pompelor și criteriile de alegere sunt date în capitolul 6.3.

5.3.7.5 Alegerea robinetelor de reglare cu două și cu trei căi

Stabilirea diametrului nominal al unui robinet de reglare se face având în vedere debitul de fluid și pierderea de sarcină. Normele germane introduc următoarele mărimi caracteristice:

k_v - debitul de apă [m³/h], pentru care robinetul cu un anumit grad de deschidere înregistrează o pierdere de sarcină de 1 bar;

k_{vs} - are aceeași semnificație dar la deschiderea totală (nominală) a robinetului.

Valorile k_{vs} sunt indicate în prospectele de fabricație. Calculul și instrumentele ajutătoare pentru alegerea robinetelor de reglare sunt date în capitolul 13.

5.3.7.6 Dimensionarea buteliei de egalizare a presiunii

Eliminarea influenței reciproce a pompelor din circuitul primar (cazane-butelie-cazane), respectiv, secundar (consumatori) impune ca pierderea de sarcină, în eventualitatea circulației

agentului termic prin butelie, să fie neglijabilă. Pentru aceasta Missenard recomandă viteze cuprinse între 0,04 și 0,05 m/s la recircularea totală prin butelie a debitului nominal. În practică, se admit viteze mult mai mari (0,1 m/s) pentru a nu se ajunge la diametre ale buteliei exagerat de mari.

Diametrul buteliei D_b se obține din relația:

$$A = \frac{\dot{V}}{v} \quad \text{sau} \quad D_b = \sqrt{\frac{1,28 \cdot \dot{V}}{v}} \quad [\text{mm}] \quad (5.3.5)$$

în care:

- A - secțiunea buteliei, în [m]
- \dot{V} - este debitul nominal de fluid în [m³/s]
- v - viteza fluidului în butelie, în [m/s]

Exprimând debitul de fluid în kW:

$$\dot{V} = \frac{\Phi}{c_p \cdot \Delta T \cdot \rho} \quad [\text{m}^3/\text{s}]$$

în care:

- Φ - debitul de agent termic, în [kW]
- c_p - căldura masică a agentului termic, $c_p = 4,185$ [kJ/kgK]
- ΔT - diferența dintre temperatura de ducere și întoarcere a agentului termic,

$\Delta T = 20$ K.

ρ - densitatea agentului termic la temperatura de regim,

$\rho = 965$ kg/m³ [la $\theta_{reg} = 90$ °C]

După înlocuire se obține:

$$\dot{V} = 0,123 \cdot 10^{-4} \Phi \quad [\text{m}^3/\text{s}].$$

Ținând seama de relația 5.3.5, se obține:

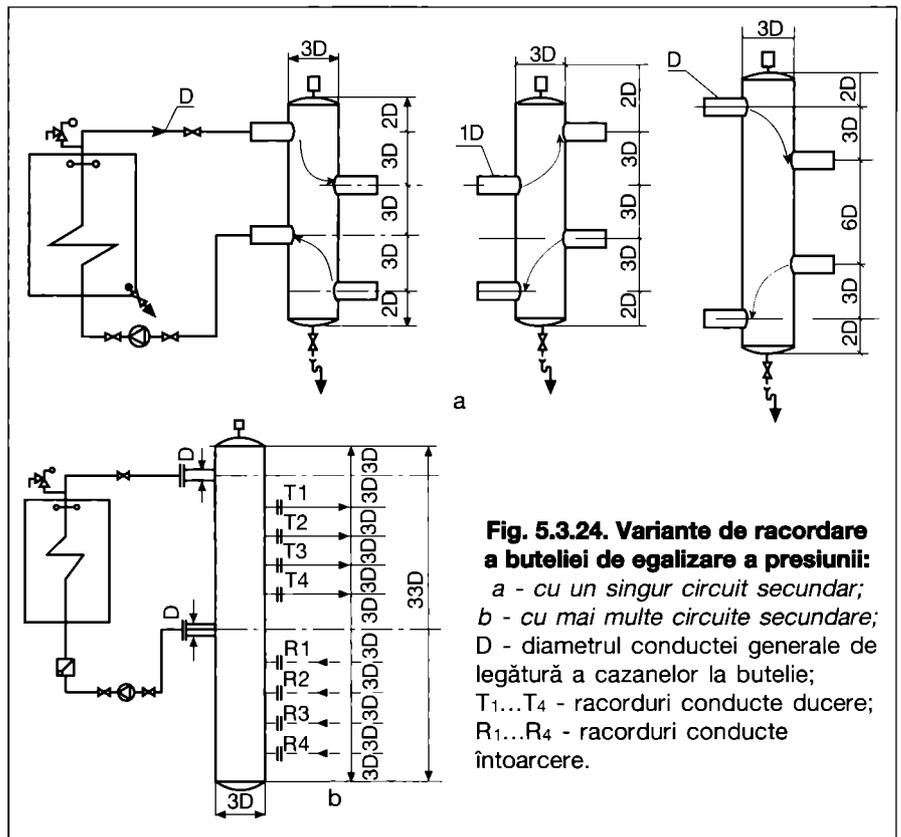


Fig. 5.3.24. Variante de racordare a buteliei de egalizare a presiunii:
 a - cu un singur circuit secundar;
 b - cu mai multe circuite secundare;
 D - diametrul conductei generale de legătură a cazanelor la butelie;
 T1...T4 - racorduri conducte ducere;
 R1...R4 - racorduri conducte întoarcere.

$$D_b = 0,01 \sqrt{\frac{0,157 \Phi}{v}} \quad [\text{m}]$$

unde pentru $v = 0,1 \text{ m/s}$

$$D_b = 0,01 \sqrt{1,57 \Phi} \quad [\text{m}] \quad (5.3.6)$$

Firma franceză MONTENAY prevede că diametrul D_b al buteliei trebuie să fie de trei ori mai mare decât diametrul D al conductei de racord de la cazane (tab. 5.3.1).

Modul de racordare a buteliei la circuitul primar, respectiv, secundar, în diverse variante, este dat în fig. 5.3.24. Alegerea unei variante se face în funcție de poziția cea mai convenabilă a conductelor de racord.

5.3.7.7 Dimensionarea distribuitorului și colectorului

Pentru centralizarea comenzilor de închidere - deschidere, reglare, golire - umplere a diferitelor ramuri de distribuție într-o instalație se prevăd conducte scurte cu rol de distribuitor, respectiv, de colector. Acestea trebuie să realizeze condiții aproximativ egale pentru toate ramurile în privința pierderilor de sarcină. Se dimensionează ca o conductă la sarcină totală distribuită și la o viteză sub $0,5 \text{ m/s}$ (fig. 5.3.25).

Lungimea distribuitorului rezultă în funcție de numărul și diametrul racordurilor și de distanțele între ele astfel încât operațiile de montare-demontare ale echipamentelor și de manevră a organelor de reglare să poată fi făcute fără dificultăți.

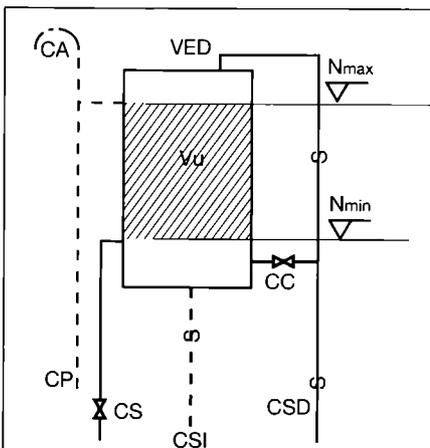


Fig. 5.3.26. Detaliu de racordare a conductelor de siguranță la vasul de expansiune deschis:

VED; CSD; CSI - au semnificația din fig. 5.3.19; V_u - volumul util al vasului; N_{max} - nivelul maxim al apei în vas; N_{min} - nivelul minim al apei în vas; CA - conductă de legătură cu atmosfera; CP - conductă de preaplin; CS - conductă de semnalizare; CC - conductă de circulație.

5.3.7.8 Dimensionarea elementelor sistemului de asigurare cu vas de expansiune deschis

Vasul de expansiune deschis este o construcție metalică, paralelipipedică sau cilindrică, de regulă, cu ax vertical, cu racorduri demontabile pentru conductele de legătură indicate în fig. 5.3.26.

Volumul vasului de expansiune deschis V_o se calculează în funcție de volumul util V_u ,
 $V_u = 1,2 \cdot \Delta V$ [m³] (5.3.7)
 în care:

1,2 - este un coeficient de siguranță;
 ΔV - creșterea volumului apei din instalație datorită dilatării, calculată cu relația:

$$\Delta V = V_{inst} \cdot \left(\frac{v_{tm}}{v_{+10^\circ C}} - 1 \right) \quad [\text{m}^3] \quad (5.3.8)$$

în care:
 V_{inst} - este volumul apei din instalație stabilit prin însumarea volumelor de apă ale echipamentelor și conductelor [m³];

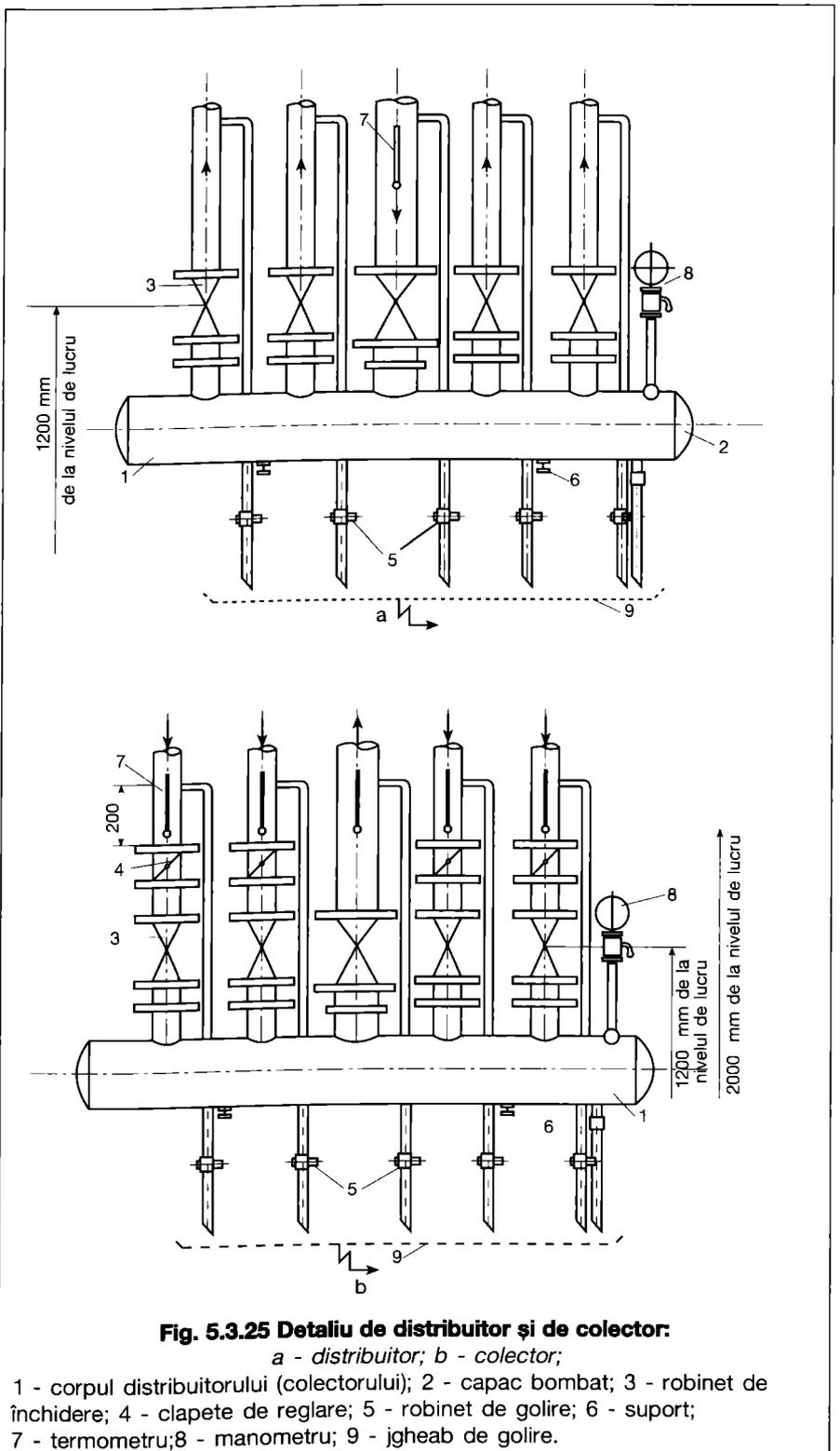


Fig. 5.3.25 Detaliu de distribuitor și de colector:

a - distribuitor; b - colector;

1 - corpul distribuitorului (colectorului); 2 - capac bombat; 3 - robinet de închidere; 4 - clapete de reglare; 5 - robinet de golire; 6 - suport; 7 - termometru; 8 - manometru; 9 - jgheab de golire.

$V_{\theta m}$ - volumul masic al apei la temperatura medie de regim (medie aritmetică între temperatura de ducere și cea de întoarcere, în condiții nominale) [m^3/kg];

$V_{+10^\circ C}$ - volumul masic al apei la tem-

peratura minimă admisă în clădire la sfârșitul perioadei de întrerupere a funcționării instalației (de regulă, $+10^\circ C$) [m^3/kg];

Volumul masic al apei în funcție de temperatură este dat în tabelul 5.3.2.

Volumul total al vasului de expansiune deschis V_o este mai mare decât volumul util cu o valoare corespunzătoare rezervei de apă necesară acoperirii pierderilor normale și a înălțimii corespunzătoare diametrului conductei de preaplin. În general, acest spor nu depășește 30 % deci:

$$V_o = 1,3 \cdot V_u \quad [m^3] \quad (5.3.9)$$

Volumul total al vasului de expansiune deschis poate fi realizat și din mai multe vase legate între ele în paralel, la baza și la nivelul preaplinului cu conducte de diametru egal cu conducta de siguranță de întoarcere.

- Conducta de siguranță de ducere CDS are un diametru interior determinat în funcție de puterea generatoarelor de căldură, în ipoteza solicitării maxime, cu relația:

$$D_{CSD} = 15 + 1,5 \cdot \sqrt{\sum \Phi / 1160} \quad [mm] \quad (5.3.10)$$

în care:

$\sum \Phi$ - este puterea generatoarelor de căldură racordate la conducte de siguranță [W].

În tabelul 5.3.3 sunt date diametrele conductelor de siguranță de ducere calculate cu relația 5.3.10. Diametrul minim admis pentru conducta de siguranță de ducere este 25 mm.

- Conducta de siguranță întoarcere CSI are un diametru interior calculat, de asemenea, în funcție de puterea generatoarelor racordate $\sum \Phi$.

$$D_{CSI} = 15 + \sqrt{\sum \Phi / 1160} \quad [mm] \quad (5.3.11)$$

sau se alege din tabelul 5.3.4

- Conducta de legătură cu atmosfera, CA are diametrul conductei de siguranță de ducere D_{CSD} .

- Conducta de preaplin are, pe înălțimea vasului de expansiune, aria interioară egală cu suma ariilor conductelor de siguranță de ducere și de întoarcere. În rest, până în centrala termică, are diametrul egal cu al conductei de siguranță de ducere.

- Conducta de circulație are diametrul minim de 1/2" și este prevăzută cu un robinet, mufă sau teu de reglare.

- Conducta de semnalizare are rolul de a semnaliza atingerea nivelului minim în vasul de expansiune la umplerea instalației.

Este indicată prevederea, în locul conductei și a robinetului de semnalizare, a unui sistem electric sau electronic. În mod curent, nivelul apei din instalație este urmărit și cu ajutorul unui hidrometru montat în centrala termică pe conducta de întoarcere la cazane.

Exemplul de calcul 1

Se dimensionează sistemul de asigurare cu vas de expansiune deschis pentru o instalație de încălzire cu apă caldă având:

Puterea instalată:

$$\Phi_{CT} = 2000 \text{ kW.}$$

Temperatura maximă de ducere:

$$\theta_d = 95^\circ C.$$

Temperatura de întoarcere:

$$\theta_r = 75^\circ C.$$

Temperatura medie, minimă în clădire:

$$\theta_{in} = 10^\circ C.$$

Înălțimea totală a clădirii:

$$h = 35 \text{ m.}$$

Volumul de apă din instalație:

$$V_{inst} = 30 \text{ m}^3.$$

Rezolvare

- temperatura medie, maximă de regim:

Temperatura [°C]	$v \cdot 10^{-3}$ [m^3/kg]
4	1,0000
10	1,0004
20	1,0018
30	1,0044
40	1,0079
50	1,0121
60	1,0171
70	1,0228
75	1,0258
80	1,0290
85	1,0324
90	1,0259
95	1,0296
100	1,0435
105	1,0474
110	1,0515
115	1,0558

Puterea totală a cazanelor [kW]	Diametrul interior D_i [mm]
< 50	25
51...145	32
146...320	40
321...630	50
631...1 280	65
1 286...2 175	80
2 176...3 720	100
3 721...6 235	125
6 236...9 395	150
9 396...13 195	175
13 196...17 640	200

Puterea totală a cazanelor [kW]	Diametrul interior D_i [mm]
< 115	25
116...335	32
336...725	40
726...1240	50
1241...2900	65
2901...4900	80
4901...8380	100
8381...14035	125

Debit de căldură		Debit de apă pentru $\Delta T = 20K$ [m^3/h]	Diametrul buteliei		Racorduri primare	
[10^3 kcal/h]	[kW]		Diametrul D_i interior [mm]	Diametrul D_n nominal [mm]	Diametrul D_n nominal [mm]	viteza apei [m/s]
100	116	5	133	139,7 x 4	40 x 2,9	1
150	174	7,5	163	168,3 x 4,5	60 x 2,9	0,9
200	232	10	188	193,7 x 5,4	70 x 2,9	0,8
300	248	15	230	244,5 x 6,3	76 x 2,9	1,1
450	522	22,5	282	323,9 x 7,1	102 x 3,6	0,9
500	580	25	297	323,9 x 7,1	102 x 3,6	1
600	696	30	325	355,6 x 8	114 x 3,6	0,9
800	928	40	375	406 x 8,8	133 x 4	0,9
900	1044	45	398	406 x 8,8	133 x 4	1
1000	1160	50	423	457 x 12	159 x 4,5	0,8
1200	1392	60	456	470 x 12	159 x 4,5	0,9
1500	1740	75	525	559 x 12	194 x 5,4	0,8

$$\theta_m = \frac{95 + 75}{2} = 85 \text{ }^\circ\text{C};$$

- excesul de volum al apei datorat dilatării se calculează aplicând relația 5.3.8.

$$\Delta V = V_{inst} \cdot \left(\frac{V_{um}}{V_{+10\text{ }^\circ\text{C}}} - 1 \right) = 30 \cdot \left(\frac{1,0324}{1,0004} - 1 \right) = 0,96 \text{ m}^3;$$

- volumul util al vasului de expansiune, cu relația 5.3.7

$$V_u = 1,2 \cdot \Delta V = 1,2 \cdot 0,96 = 1,152 \text{ m}^3$$

iar volumul total, conform relației 5.3.9, devine:

$$V_o = 1,3 \cdot V_u = 1,3 \cdot 1,152 = 1,5 \text{ m}^3.$$

Rezultă ca fiind necesar un vas de expansiune conform „Detalii tip IPCT”, cu o capacitate nominală de 1500 l.

- diametrul conductei de siguranță de ducere se calculează cu relația 5.3.10

$$D_{CSD} = 15 + 1,5 \cdot \sqrt{\Phi/1160} = 77,3 \text{ mm}.$$

Diametrul de teavă cel mai apropiat este 89 x 3.5. Același diametru rezultă și din tabelul 5.3.3.

- diametrul conductei de siguranță de întoarcere se calculează cu relația 5.3.11

$$D_{CSI} = 15 + \sqrt{\Phi/1160} = 56,52 \text{ mm}.$$

Din tabelul 5.3.4 rezultă o conductă D_n 65 mm.

Conducta de legătură cu atmosfera, CA, va avea diametrul conductei de siguranță ducere, deci:

$$D_{CA} = 89 \times 3,5 \text{ mm}.$$

Conducta de preaplin are pe înălțimea vasului de expansiune diametrul corespunzător sumei ariilor CSD, CSI.

5.3.7.9 Dimensionarea elementelor sistemului de asigurare cu supape de siguranță și vas de expansiune închis

5.3.7.9.1. Dimensionarea supapelor de siguranță

Supapele de siguranță au rolul de a proteja instalația împotriva creșterii presiunii peste valorile maxime admise.

Principalele cauze de creștere a presiunii și debitele de fluid ce trebuie evacuate pentru evitarea suprapresiunii sunt:

- creșterea temperaturii peste valoarea limită de formare a aburului saturat ca urmare a fenomenului de fierbere; debitul de abur M produs este:

$$M = \frac{\Phi}{r} \text{ [kg/s]} \quad (5.3.12)$$

în care:

Φ - este puterea termică maximă a cazanului [W];

r - căldura latentă de vaporizare [kJ/kg].

b) nepreluarea excesului de apă din instalație produs ca urmare a dilatării, de către vasul de expansiune închis

(subdimensionare sau obturarea legăturii vasului cu instalația); debitul de apă rezultat din dilatare considerat a fi numeric egal cu excesul rezultat din dilatare a apei din instalație în timp de o oră între temperatura minimă admisă la sfârșitul perioadei de oprire a instalației și temperatura medie de regim [l/h].

c) nefuncționarea corectă a presostatului pompei de adaus, debitul de apă ce trebuie evacuat este egal cu debitul pompei de adaus la presiunea maximă admisă în instalație [l/h];

Pentru fiecare din cauzele de creștere a presiunii se prevăd supape de siguranță separate. Dacă însă pentru două cauze de creștere a presiunii locul de montare al supapelor coincide, se aleg supapele cu capacitatea de descărcare cea mai mare.

Este cazul supapelor montate pe cazane care preiau evacuările determinate de cauzele a și c, debitul rezultat din dilatare (cauza b) fiind inferior celorlalte două.

În funcție de natura fluidului evacuat, capacitatea de evacuare a supapelor de siguranță se calculează conform Prescripțiilor tehnice ISCIR:

- pentru evacuare de abur saturat:

$$\dot{M} = 0,525 \cdot \alpha \cdot A \cdot P \text{ [kg/h]} \quad (5.3.13);$$

- pentru evacuare de lichide cu viscozitate $< 5\text{ cSt}$:

$$\dot{M} = 1,61 \cdot \alpha \cdot A \cdot \sqrt{\rho \cdot \Delta P} \text{ [kg/h]} \quad (5.3.14)$$

în care:

α - este coeficientul de evacuare caracteristic tipului de supapă, indicat pe bază de măsurători, de către producătorul de supape;

A - este aria de trecere a fluidului evacuat, prin supapă, în [mm²];

P - presiunea de reglare marcată pe supapă (presiunea la care supapa se deschide) [bar];

De regulă se consideră a fi:

$$P = 1,1 \cdot p_r + 1 \text{ [bar];}$$

unde:

p_r - este presiunea de reglare [bar];

ΔP - este căderea de presiune în supapa de siguranță în timpul descărcării;

De regulă se consideră:

$$\Delta P = 1,1 \cdot p_r - p_{c2} \text{ [bar]} \quad (5.3.15)$$

p_{c2} - este contrapresiunea de descărcare [bar];

p_r - este presiunea de reglare [bar];

Fiecare cazan trebuie să fie prevăzut cu cel puțin două supape de siguranță; se exceptează cazanele cu puteri mai mici de 60 kW pentru care se prevede o singură supapă.

Secțiunea de curgere a fiecărei supape trebuie să fie de minimum 400 mm².

Capacitatea de evacuare însumată $\sum \dot{M}$ a tuturor supapelor de siguranță trebuie să fie cel puțin egală cu debitul de fluid M_f ce trebuie evacuat:

$$\sum \dot{M} \geq M_f \text{ [kg/h]} \quad (5.3.16).$$

Exemplul de calcul 2

Se dimensionează supapele de siguranță pentru un cazan de apă caldă cunoscând:

Puterea termică a cazanului:

$$\Phi = 1000 \text{ kW}.$$

Presiunea maximă din instalație:

$$P_{max} = 6 \text{ bar}.$$

Temperatura agentului termic:

$$\theta_{max} = 95^\circ\text{C}.$$

În ipoteza că, accidental, arzătorul cazanului intră în funcțiune cu vanele închise, întreaga putere este folosită pentru producerea aburului.

Rezolvare

Debitul de abur produs:

$$\dot{M} = \frac{\Phi}{r} = \frac{1000 \cdot 3600}{2121} = 1697 \text{ [kg/h]}$$

în care:

r - este căldura latentă de vaporizare [J/kg].

Capacitatea de evacuare a supapei pentru abur (relația 5.3.13)

$$\dot{M} = 1.000 \cdot 3.600/2121 = 1697 \text{ kg/h},$$

iar capacitatea de evacuare a supapei, în ipoteza că aburul produs este cauza principală a creerii presiunii, trebuie să fie, conform relației 5.3.13:

$$\begin{aligned} \dot{M} &= 0,525 \cdot \alpha \cdot A \cdot P = 1697 = \\ &= 0,525 \cdot 0,4 \cdot A \cdot (1,1 \cdot 6 + 1), \end{aligned}$$

de unde:

$$A = 1697/0,76 = 2233 \text{ mm}^2.$$

Diametrul supapei:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 2233}{\pi}} = 53,22 \text{ mm},$$

rezultă ca se vor prevedea două supape de 2", din care una de rezervă.

În ipoteza că, accidental, sistemul de preluare a excesului de apă din dilatare (vase de expansiune) este defect și acest exces trebuie evacuat prin supapa de siguranță, diametrul supapei se determină luând în considerație:

- cantitatea de apă din instalație

$$V_{inst} = 60000 \text{ l};$$

- temperatura medie de regim

$$\theta_m = 85^\circ\text{C};$$

- timpul de intrare în regim a instalației 30 min; (1/2 h)

- $\alpha = 0,45$;

- densitatea apei evacuate

$$\rho = 0,969 \text{ kg/litru};$$

- căderea de presiune în supapa de siguranță:

$$\begin{aligned} \Delta P &= 1,1 \cdot p_r - p_{c2} = 1,1 \cdot 6 - 0,01 = \\ &= 6,59; \end{aligned}$$

- contrapresiunea la ieșirea din supapă $p_{c2} = 0,01 \text{ bar}$.

Volumul de apă în exces, conform relației 5.3.14 este:

$$\Delta V = 60.000 \left(\frac{1,032 \cdot 3}{1,0004} - 1 \right) = 1913 \text{ litri};$$

Debitul de apă rezultat din dilatare:

$$\dot{M} = \frac{\Delta V}{0,5 \cdot v_{85}} = \frac{1913}{0,5 \cdot 1,0323} =$$

$$= 3706 \text{ kg/h.}$$

Capacitatea de evacuare a supapei - conform relației 5.3.14:

$$\dot{M} = 1,61 \cdot 0,45 \cdot A \cdot \sqrt{(1,1 \cdot 6 - 0,01) \cdot 0,97} =$$

$$= 1.803 \text{ kg/h;}$$

5.3.7.9.2. Dimensionarea vasului de expansiune închis

Vasul de expansiune închis are un volum V , din care numai o cotă parte echivalentă cu excesul de apă din dilatare, ΔV (calculat cu relația 5.3.8) plus o rezervă de 10%.

$$V = 1,1 \cdot \Delta V \frac{1}{1 - \frac{p_{min}}{p_{max}}} \quad [\text{m}^3] \quad (5.3.17)$$

în care:

p_{min} - este presiunea, minimă din instalație, numeric egală cu presiune statică absolută, necesară asigurării unei coloane de apă care să depășească cota celui mai sus plasat consumator, [bar];

p_{max} - este presiunea maximă absolută, admisă în instalație, cu cea mai mică rezistența la presiune [bar];

Notă: la punerea în funcțiune a centralei termice, presiunea gazului din vasul de expansiune trebuie să fie egală cu suprapresiunea corespunzătoare coloanei de apă care să asigure umplerea instalației până la o cotă superioară celui mai sus plasat consumator.

Exemplul de calcul 3

Se calculează volumul vasului de expansiune închis pentru o instalație de încălzire cu apă caldă cunoscând:

Puterea termică instalată:

$$\Phi = 2000 \text{ kW.}$$

Parametrii agentului termic:

$$95/75 \text{ }^\circ\text{C.}$$

Presiunea maximă admisă în instalație:

$$p_{max} = 5 \text{ bar.}$$

Volumul de apă existent în elementele instalației:

$$V_{inst} = 30 \text{ m}^3.$$

Consumatorul cel mai sus plasat față de baza VEI este la 30 m.

Rezolvare

Excesul de apă rezultat din dilatare

$$\Delta V = V_{inst} \cdot \left(\frac{v_{tm}}{v_{+10 \text{ }^\circ\text{C}}} - 1 \right) =$$

$$= 30 \cdot \left(\frac{1,0324}{1,0004} - 1 \right) = 0,96 \text{ m}^3$$

Volumul vasului de expansiune închis

$$V = 1,1 \cdot \Delta V \cdot \frac{1}{1 - \frac{p_{min}}{p_{max}}} =$$

$$= 1,1 \cdot 0,96 \cdot \frac{1}{1 - \frac{3+1}{5+1}} = 3,168 \text{ m}^3$$

Volumul vasului de expansiune închis este, în raport cu volumul vasului deschis, cu atât mai mare cu cât presiunea minimă este mai mare (clădirea mai înaltă) și presiunea maximă este mai mică (componentele instalației rezistă la o presiune mică)

5.3.7.10 Dimensionarea elementelor sistemului de asigurare cu vas de expansiune închis și rezervor de descărcare

Dacă volumul vasului de expansiune închis este mai mare de 5000 l, se recomandă schema de asigurare cu rezervor de descărcare și pompe de adaus.

Vasul de expansiune închis preia numai excesul de apă rezultat din dilatare în limita a $10 \text{ }^\circ\text{C}$ sau $0,2 \dots 0,3 \Delta V$, restul revenind rezervorului de descărcare.

Pompa de adaus are rolul de a menține în sistem presiunea minimă necesară, caracteristicile hidraulice stabilindu-se astfel:

- debitul pompei de adaus la presiunea minimă este dată de relația:

$$\dot{V} = \frac{\Phi_s}{2000} \cdot 1000 \quad [\text{l/h}] \quad (5.3.18)$$

în care:

Φ_s - este puterea maximă a instalației [W].

Înălțimea de pompare se stabilește cu relația:

$$H_p = p_{min} + \sum(R \cdot l + Z) + H_g + H_s \quad [\text{Pa}] \quad (5.3.19)$$

în care:

p_{min} - presiunea minimă în instalație [Pa];
 $\sum(R \cdot l + Z)$ - suma pierderilor de sarcină pe traseul circuitului de adaus [Pa];

H_g - înălțimea geodezică corespunzătoare diferenței de cotă între nivelul minim al apei din vasul de expansiune închis și rezervorul de descărcare [Pa];

H_s - înălțimea de siguranță [Pa].

5.3.7.11 Alegerea stației de tratare a apei

Sărurile solubile de calciu și magneziu existente în apa naturală folosită drept agent termic pot compromite funcționarea generatoarelor de căldură prin depunerile de crustă ce capătă, în timp, grosimi apreciabile, pe suprafața de schimb de căldură.

Prezența în apă a sărurilor solubile este măsurată în grade de duritate.

Sunt cunoscute două scări:

germană, în $^\circ\text{d}$ și

franceză, în $^\circ\text{f}$,

între care există relația:

$$1 \text{ }^\circ\text{f} = 0,56 \text{ }^\circ\text{d, respectiv,}$$

$$1 \text{ }^\circ\text{d} = 1,78 \text{ }^\circ\text{f} = 10 \text{ mg CaCO}_3/\text{l.}$$

Duritatea apei se stabilește prin analiză în laboratoare autorizate care emit buletine oficiale de analiză.

Conform Normativului I 13, pentru centralele termice cu o capacitate peste 2 MW, amplasate în zone în care duritatea apei depășește 10°d , se prevăd stații de dedurizare pentru reducerea durității apei de alimentare sub 5°d .

Se recomandă aceeași soluție și pentru centralele termice cu capacitate sub 2 MW.

Dedurizarea apei destinată umplerii instalațiilor de încălzire precum și compensării pierderilor din timpul exploatării

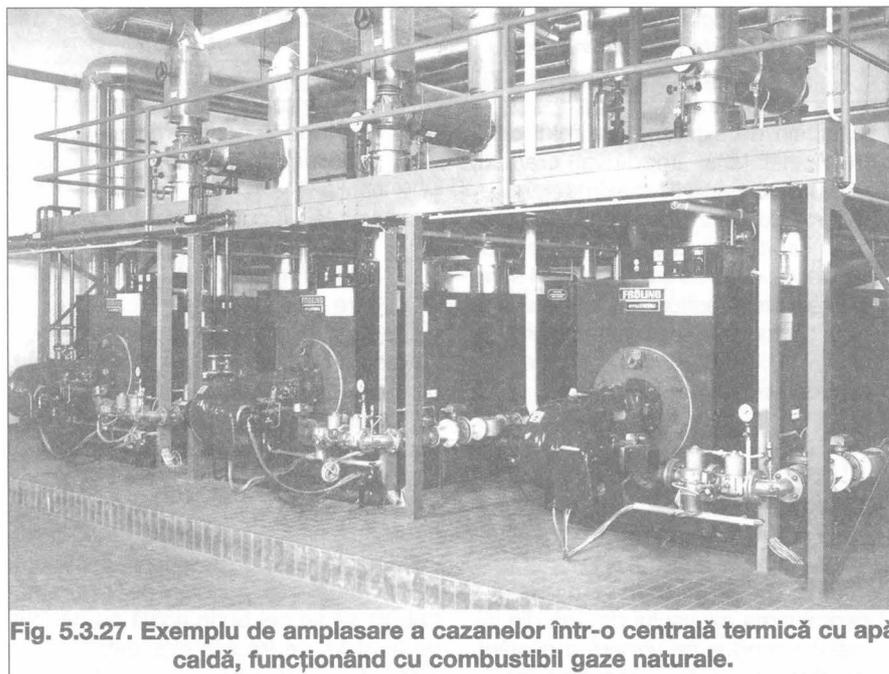


Fig. 5.3.27. Exemplu de amplasare a cazanelor într-o centrală termică cu apă caldă, funcționând cu combustibil gaze naturale.

are loc în echipamente speciale.

În România se folosesc, cu bune rezultate, echipamentele de dedurizare tip NOBEL (fig. 5.3.28 b). Alegerea corectă a unei stații de dedurizare SDD se face în conformitate cu doi parametri:

- debitul maxim, cu valori de până la $48 \text{ m}^3/\text{h}$;
- capacitatea ciclică care permite de-terminarea volumului de apă de o anumită duritate pe care îl poate trata SDD până la epuizarea capacității masei (până la regenerare).

Toate echipamentele de dedurizare a apei trebuie să îndeplinească unele condiții tehnice la locul de montare:

- apa brută să fie curată, fără suspensii sau impurități mecanice și chimice, iar temperatura ei să nu depășească $40 \text{ }^\circ\text{C}$;
- debitul de apă consumată din stație să nu depășească debitul maxim prescris pentru respectiva stație, în caz contrar apare duritatea reziduală;
- regeneratorul folosit (soluție de NaCl) să fie curat, fără impurități mecanice sau chimice și să aibă concentrația indicată;
- instalația să fie prevăzută cu o clapetă de reținere pe conducta de refluxare sau cu o refluxare liberă în vas tampon.

5.3.7.12 Alegerea filtrelor de impurități

Pe conductele de întoarcere la cazane se prevăd armături pentru reținerea impurităților din apă, abur și alte fluide asemănătoare, cu acțiune corozivă slabă (fig. 5.3.28 c). Elementul filtrant în execuție curentă este din țesătură de alamă cu diametrul sârmei de $0,25 \text{ mm}$.

Parametrii de lucru:

Diametrul nominal:

$D_n = 15 \dots 400 \text{ mm}$.

Presiunea nominală:

$P_n = 25 \dots 40 \text{ bar}$.

Temperatura maximă de lucru:

$\theta \leq 450 \text{ }^\circ\text{C}$.

Alegerea filtrului se face astfel încât diametrul conductei să corespundă cu diametrul nominal al filtrului.

5.3.8. Amplasarea centralei termice

Locul de amplasare a centralelor termice depinde de puterea instalată, de natura combustibilului utilizat și de unele restricții date de Normativul I-13, Prescripțiile Tehnice ANRGN, de prescripțiile ISCIR și de reglementările de siguranță la foc.

Astfel, încălzirea și prepararea apei calde de consum pentru o locuință unifamilială (apartament) se pot asigura cu

un echipament unitar care îndeplinește toate funcțiile unei centrale termice, inclusiv asigurarea împotriva suprapresiunilor accidentale (micro sau mini centrale termice). Acestea, folosind, de regulă, combustibil gazos, pot fi înglobate în mobilierul de bucătărie, pe pardoseală sau pe perete sau pot fi amplasate în încăperi speciale.

Centralele termice mici, până la 70 kW , destinate alimentării cu căldură a clădirilor de locuit atelierele, magazinelor mici etc. sunt amplasate în clădirea în cauză cu respectarea prevederilor din normele sus menționate.

Centralele termice de putere medie destinate alimentării cu căldură a unei clădiri sau a unui grup restrâns de clădiri pot fi amplasate în spații special amenajate, în subsolul uneia din clădiri, de preferință cea mai înaltă.

Amplasarea centralei termice se poate face și pe terasa clădirii. Soluția prezintă avantajul reducerii cheltuielilor pentru coșul de fum și, în general, pentru spațiul centralei, simplifică sistemul de asigurare împotriva suprapresiunilor accidentale dar încarcă, suplimentar, structura de rezistență. În calculul conductelor trebuie ținut seama de efectul de gravitație care operează invers în acest caz.

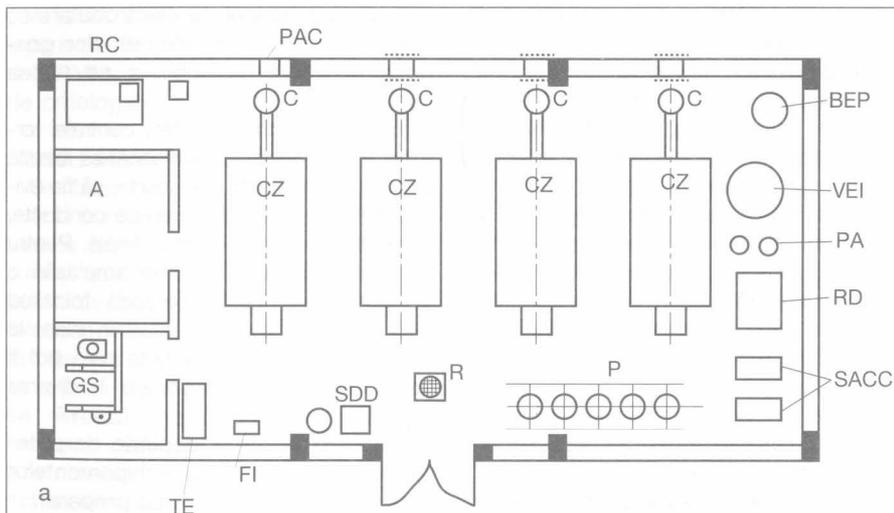
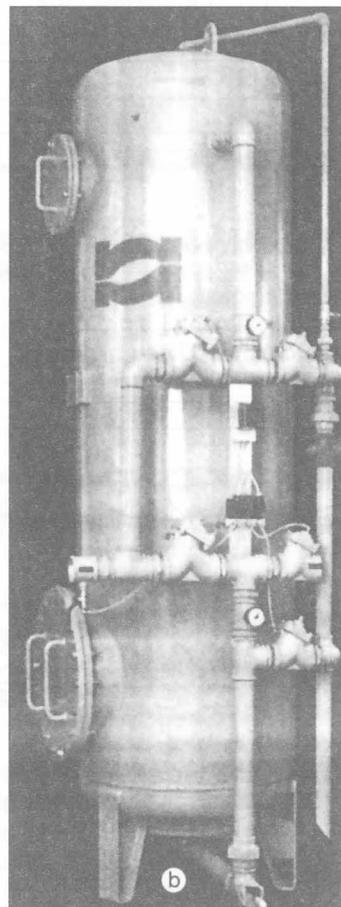
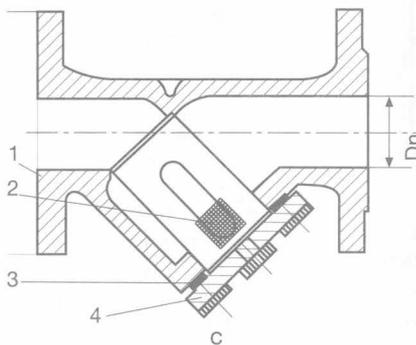


Fig. 5.3.28. Exemplet de amplasare a echipamentelor într-o centrală termică de putere mare:

- a - amplasamentul echipamentelor; b - dedurizator pentru tratarea apei tip NOBEL; c - filtru de impurități

CZ - cazan; BEP - butelie de egalizare a presiunii; VEI - vas de expansiune închis; PA - pompă de adaus; RD - rezervor de descărcare; SACC - schimbător de căldură pentru prepararea apei calde de consum; P - pompe; RC - rezervor de combustibil; TE - tablou electric; R - recipient de ape uzate; C - coș de fum metalic; PAC - priza de aer pentru combustie; SDD - stație de dedurizare a apei; FI - filtru de impurități; A - atelier; GS - grup sanitar
1 - corpul filtrului; 2 - element filtrant; 3 - garnitura; 4 - capac.



Amplasarea, în construcție proprie, eventual adosată unei clădiri, este soluția aproape generală pentru centralele termice mari. În acest caz se urmărește reducerea efectelor poluării ținând seama de direcția vânturilor dominante, poziția și înălțimea coșurilor față de clădirile din zonă, configurația terenului, posibilitatea extinderilor etc.

Pentru simplificarea alimentării cu energie electrică și cu apă, ca și pentru simplificarea exploatarei, se recomandă gruparea centralelor termice cu alte utilități ca, de exemplu, stații de pompare a apei, posturi trafo, stații de aer comprimat etc.

În amplasarea centralelor termice se și are în vedere protecția la zgomot a spațiilor în care se desfășoară activități sensibile la zgomot și a spațiilor de locuit.

Centralele termice înglobate în clădiri nu se amplasează:

- sub sau lângă încăperea cu pericol de incendiu din categoria A sau B;
- sub săli aglomerate și sub căile de evacuare a acestora și sub scene;
- sub încăperile destinate colectivităților de copii de vârstă preșcolară;
- sub săli de clasă, laboratoare sau săli de gimnastică;
- sub saloane de bolnavi sau sub săli de operații;
- în spații cu înălțimea mai mare de 28 m.

Categoria de pericol de incendiu A sau B se stabilește în conformitate cu „Normele tehnice de proiectare și realizare a construcțiilor privind protecția la acțiunea focului”, P 118, capitolul 3, elaborate de INCERC - IPCT, în funcție de prezența în încăperi a substanțelor cu pericol de incendiu sau de explozie.

5.3.9. Organizarea centralei termice

În raport cu mărimea centralei, cu numărul de agenți termici preparați și cu combustibilul utilizat, o centrală termică poate fi organizată într-una sau mai multe încăperi.

Centralele termice mici au nevoie de o singură încăpere în care se montează toate echipamentele cu excepția celor cu combustibil solid la care se prevede o încăpere adiacentă pentru depozitarea combustibilului la nivelul consumului zilnic.

Centralele termice de putere medie și mare se pot, organiza într-o singură încăpere sau în mai multe încăperi cu comunicare directă între ele.

Organizarea într-o singură încăpere prezintă avantajul unei supravegheri ușoare, personalul de exploatare având în permanență sub privire întregul echipament, dar poate prezenta și dezavantaje majore legate de natura combustibilului utilizat.

Astfel, în cazul combustibilului gazos, amplasarea întregului echipament într-o singură încăpere conduce la volume mari ale acesteia și, în consecință, conform Normelor Tehnice NT - DPE - 01/2004 la suprafețe vitrate, de decompresie, de dimensiuni care, în foarte multe situații, nu pot fi realizate cu ușurință. Pe de altă parte, amplasarea echipamentelor în mai multe încăperi care comunică direct cu sala cazanelor nu diminuează volumul de calcul al suprafeței de decompresie.

În cazul utilizării combustibilului solid, în speță cărbunele, echipamentele sensibile la praf cum sunt tablourile electrice și de automatizare, pompele etc. trebuie montate în încăperi separate de sala cazanelor.

Modul de amplasare a cazanelor funcționând cu combustibil gazos, într-o centrală termică de putere mare, este arătat în fig. 5.3.28.

Centralele termice de putere medie și mare trebuie să fie prevăzute cu grupuri sanitare (lavoar, duș, WC), vestiar și un mic atelier dotat pentru reparații curente.

Mărimea spațiului centralei termice se stabilește în funcție de numărul și gabaritul echipamentelor, de spațiile necesare montajului, întreținerii, reparării și înlocuirii acestora, de prescripțiile ISCIR, P118 și, nu în ultimul rând, de indicațiile furnizorului de echipamente.

Amplasarea echipamentelor începe cu cazanele, a căror poziție depinde de poziția coșului de fum. Frontul cazanelor trebuie să fie aliniat și orientat către un perete vitrat. În față trebuie rezervat spațiul necesar amplasării arzătoarelor și efectuării operațiilor de control și întreținere. Distanța între cazane este de minimum 0,8 m, dacă instrucțiunile furnizorului nu impun altă valoare.

În jurul rezervoarelor de orice fel se prevăd spații de acces de minimum 500 mm. Aceste spații pot fi reduse pe două laturi, la 100 mm, dacă rezervorul poate fi deplasat pentru revizii și reparații. Tablourile electrice, de regulă, sub forma unor dulapuri metalice, se montează la pereți în locuri protejate de lovituri și scurgeri de apă, cu acces ușor și fără pericol de electrocutare.

Pentru amplasarea elementelor gospodăriei de combustibil, a se vedea capitolul 5.5.

În general, echipamentele centralei termice se amplasează astfel încât să rezulte între ele legături cât mai scurte, să fie evitate numeroasele încrucișări de conducte, cu atenția cuvenită esteticii finale. Pentru găsirea celei mai favorabile amplasări a echipamentelor se recomandă folosirea unor machete cu dimensiuni în plan, la scară, ale acestora, machete care pot fi ușor deplasate și poziționate în diverse variante (fig. 5.3.28 a)

Înălțimea centralei depinde de puterea instalată, gabaritul echipamentelor și de tipul de agent termic preparat.

Pardoseala se execută cu pantă (în ape) către unul sau mai multe recipiente de colectare a apelor scăpate cu ocazia intervențiilor la instalație. La aceste recipiente se racordează și pâlniile sau jgheburile de colectare a apelor evacuate prin robinetele de golire sau de dezaerisire. Pompele cu presetupă sunt, de a semenea, prevăzute cu conducte de evacuare a scăpărilor de apă normale. Cele fără presetupă și cele cu etanșare mecanică nu au scăpări.

Lucrările de finisaj, tencuieli, placări, vopsitorii, urmăresc realizarea unui nivel estetic ridicat, însă cu cheltuieli minime.

Sălile de cazane ale centralelor termice se separă obligatoriu de clădiri (spații cu altă destinație) prin pereți și planșee din materiale cu limita de re-

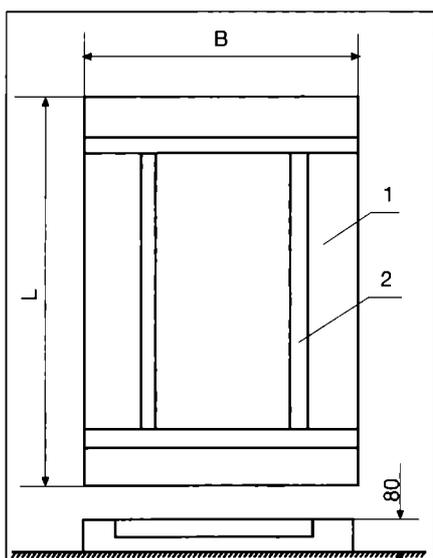


Fig. 5.3.29. Exemplu de postament pentru cazan din fontă:

L - lungimea; B - lățimea;
1 - postamentul din beton; 2 - cadru din oțel (fier U sau platbandă) înglobat în postament.

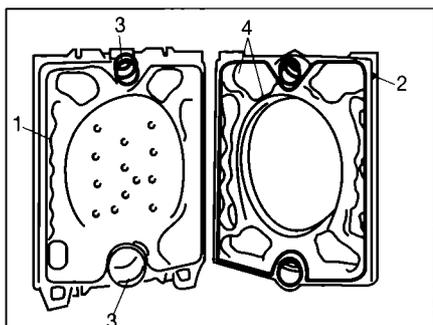


Fig. 5.3.30. Pregătirea elementelor de cazan, din fontă, asamblare:

1 - element de fund; 2 - element intermediar; 3 - niplu; 4 - chit pentru etanșare.

zistență la foc de minimum 1 1/2 h pentru pereți și 1 h pentru planșee.

Ușile de acces ale centralelor termice se amplasează astfel încât să conducă direct în spațiul principal de supraveghere a utilajelor și să aibă deschidere în afară, direct spre exterior sau într-un spațiu, în directă legătură cu exteriorul care nu poate fi blocat.

5.3.10. Montarea echipamentelor și a conductelor în centrala termică

Echipamentele, aparatele și materialele utilizate la executarea instalațiilor din centrala termică, să corespundă condițiilor tehnice prevăzute în proiectul de execuție și să fie însoțite de: certificatul de calitate al furnizorului; fișe tehnice conținând caracteristicile produsului; instrucțiuni de montare, probare, întreținere și exploatare a produsului; certificatul de garanție; certificate de atestare a performanțelor emise de către institute abilitate în acest scop.

Elementele de instalații care fac obiectul instrucțiilor tehnice ISCIR (cazane, recipiente sub presiune, supape de siguranță etc.) trebuie să corespundă și prevederilor acestora iar cele care sunt supuse condițiilor de omologare ale Biroului de Metrologie Legală (BRML), să fie însoțite de certificatul de omologare.

5.3.10.1 Montarea cazanelor

Se face pe postamente din beton având configurația, dimensiunile și distanțele față de alte elemente de construcții sau instalații indicate în instrucțiunile de montare date de furnizor. Se folosesc numai sculele, dispozitivele auxiliare și materialele indicate în instrucțiuni. De regulă, cazanele din oțel se livrează monobloc, operațiile de montare reducându-se la fixarea pe postamente, montarea arzătoarelor, echiparea suplimentară cu organe de închidere și reglare și racordarea la instalație. Cazanele din fontă se livrează sub formă de elemente componente ce se assemblează la locul de montare pe postamentele turnate în prealabil (fig. 5.3.29). Excepție fac unitățile mici, cu puteri până la 50 kW, care se livrează monobloc.

Elementele din fontă, din care se constituie cazanul propriu-zis, se assemblează prin nipluri nefiletate de formă cilindrică, confecționate din oțeluri moi, austenitice care, unse cu o peliculă din miniu de plumb, prin presare, intră în muștele ușor tronconice ale elementelor cazanului. Elementele din fontă sunt pregătite în ordinea de montare (element de fund, elemente intermediare, element frontal), prin curățire de impurități și prin

plasarea în canalele semicirculare lăsate din turnare a unui chit de etanșare a circuitului gazelor de ardere (fig. 5.3.30).

Strângerea prin presare a pachetului de elemente se face cu un set de scule indicat în fig. 5.3.31. Sunt supuse strângerii, inițial, cel mult trei elemente (elementul de fund și două intermediare) după pregătirea prealabilă și așezarea lor pe postament în poziția indicată de săgețile rezultate din turnare, pe

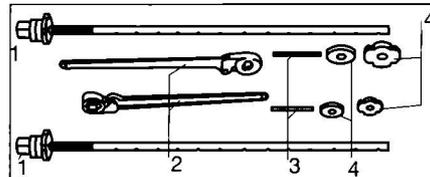


Fig. 5.3.31. Set de scule pentru strângerea prin presare a elementelor cazanului din fontă:

1 - ștângă filetată cu piuliță de strângere; 2 - cheie de strângere, cu clichet; 3 - bolțuri; 4 - flanșe.

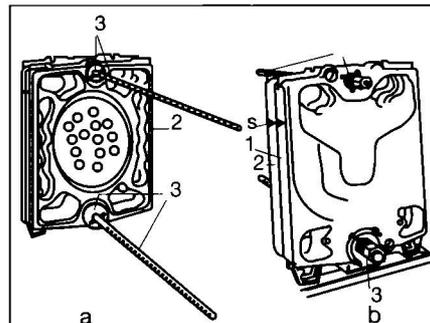


Fig. 5.3.32. Asamblarea primelor două elemente de fund și un element intermediar:

a - vedere din față;
b - vedere din spate

1 - element de fund; 2 - element intermediar; 3 - dispozitive de strângere; S - săgeată indicând poziția de montare.

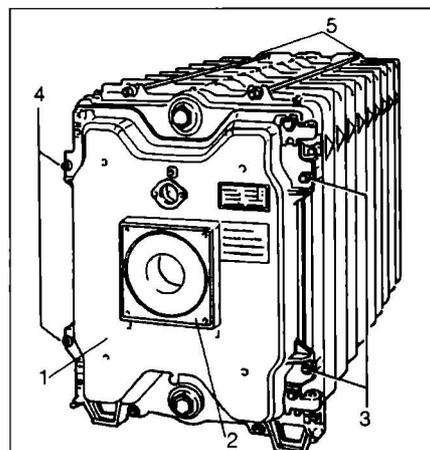


Fig. 5.3.33. Cazanul din fontă pregătit pentru probe:

1 - placa frontală; 2 - placa arzătorului; 3 - balamalele plăcii frontale; 4 - șurub de strângere a plăcii frontale; 5 - tiranți.

fiecare element (fig. 5.3.32)

Se adaugă, succesiv, element cu element, centrând niplurile în anexele elementelor și repetând operația de strângere.

După asamblarea tuturor elementelor se demontează sistemul de presare și se asigură strângerea permanentă cu ajutorul a patru tiranți exteriori (fig. 5.3.33)

Urmează proba de etanșitate în vederea căreia se închid, cu dopuri sau flanșe, toate racordurile cazanului și după umplerea cu apă se ridică presiunea indicată de furnizor și de proiectant.

Urmează montarea mantalei livrată sub formă de panouri din tablă, captușite cu plasă minerală (fig. 5.3.34). Este posibilă și livrarea separată a izolației și a panourilor din tablă.

5.3.10.2 Montarea pompelor de circulație

Se face, în raport cu mărimea și tipul constructiv, pe conducte sau pe postamente.

În amplasarea și montarea pompelor se vor respecta instrucțiunile furnizorului. În general pompele fără presetupă, cu diametrul rotorului până la 150 mm, se montează pe conducte cu sau fără sprijinire suplimentară pe elementele de construcții.

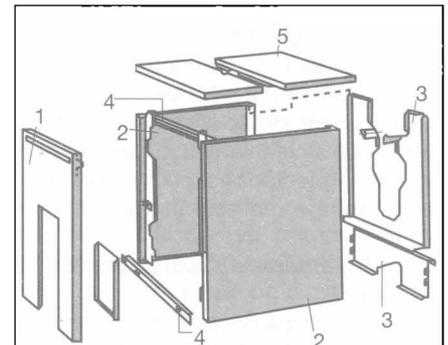


Fig. 5.3.34. Elementele componente ale mantalei unui cazan:

1 - perete frontal; 2 - perete lateral; 3 - perete posterior; 4 - traversă; 5 - placă de acoperire;

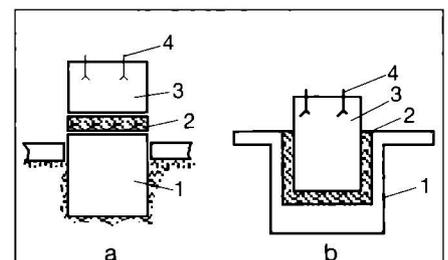


Fig. 5.3.35. Exemplet de realizare a fundațiilor și a postamentelor pentru pompe:

a - cu montaj în săpătură;

b - cu montaj în cuvă;

1 - fundație; 2 - strat elastic; 3 - postament; 4 - bulon de prindere a pompei.

Pompele cu diametru mai mare au etanșare mecanică și se montează pe postamente din beton, individuale sau comune, aliniată și la distanțe care să facă posibilă montarea și întreținerea, eventual înlocuirea, fără dificultăți.

Pompele de conductă se intercalează pe circuit conform proiectului, de regulă, fără sprijiniri suplimentare pe elemente de construcții. Montarea pompelor se face astfel încât corpul pompelor să nu fie supus unor eforturi mecanice rezultate din greutatea conductelor, împingeri din dilatare, eforturi datorate neaxialității conductelor etc. Se vor respecta instrucțiunile de montare ale furnizorului.

Pompele cu etanșare mecanică și cele cu presetupă se montează pe postamentul din beton turnat pe fundații.

Între fundații și postamente se intercalează straturi din cauciuc sau plută expandată, cu rolul de a reduce propagarea vibrațiilor pompelor în elementele de construcții ale clădirii (fig. 5.3.35). Dacă vibrațiile pompelor sunt intense se recomandă ca și racordarea la instalație (aspirație-refulare) să se facă prin piese elastice.

Fixarea pe postament se face prin buloane încastrate în masivul postamentului, la turnare, cu ajutorul unor șabloane de poziționare.

Pe aspirația și pe refularea pompelor se prevăd organe de închidere și racorduri demontabile. De asemenea, se prevăd și ventile sau clape de sens care să împiedice recircularea prin celelalte pompe montate în paralel.

5.3.10.3 Montarea schimbătoarelor de căldură

Se face pe pardoseală din beton sau pe fundații, în funcție de greutatea echipamentului și soluția prevăzută de constructor. Schimbătoarele pot fi de tip monobloc sau alcătuite din elemente demontabile. Prin ajustări cu plăci metalice introduse în suporturi, se realizează orizontalitatea schimbătorului. Racordarea la instalație prin cele patru racorduri este de tip demontabil astfel încât, la operațiile de întreținere, reparare, să nu fie necesară tăierea conductelor.

5.3.10.4 Montarea buteliei de egalizare a presiunii

Se face în poziție verticală, sprijinită pe pardoseală și ancorată pe înălțime de elemente de construcții. Racordarea la instalație se realizează prin flanșe.

5.3.10.5 Montarea distribuitorilor și colectoarelor

Sunt, de regulă, elemente prefabricate fiind livrate cu toate racordurile, conform detaliului din proiect. Se montează, de regulă, la perete, la 10 - 15 cm distanță,

pe console încastrate în elementele de construcții. La diametre peste 200 mm se montează pe picioare încastrate în pardoseală.

5.3.10.6 Conductele de legătură

Conductele din centrala termică vor avea traseul, cotele de montare și pantele stabilite prin proiect.

Îmbinarea conductelor se face, de regulă, prin sudură electrică sau autogenă. Conductele cu diametre sub 1" se pot îmbina și prin filet și fittinguri. La fixarea suporturilor de conductă pe elementele de construcții se va obține avizul constructorului și nu se vor executa lucrări care să afecteze structura de rezistență. Se recomandă folosirea tehnologiilor moderne bazate pe dibluri metalice sau din material plastic, introduse în găuri realizate cu mașini rotopercutante.

Proiectantul și executantul lucrărilor de instalații, în centrala termică, trebuie să țină cont de cerința de rezistență și stabilitate la sarcini statice și dinamice exercitate asupra echipamentelor și conductelor și să asigure siguranța în exploatare (cap. 9).

5.3.10.7 Protecția anticorosivă și izolarea termică a echipamentelor și a conductelor.

De regulă, cazanele și unele schimbătoare de căldură sunt livrate cu mantale de protecție și straturi de izolare termică. Schimbătoarele de căldură moderne sunt, de asemenea, prote-

jate anticoroziv, prin straturi de email sau pelicule rezistente la apa la temperaturile de lucru. Suplimentar, pot avea protecție anodică.

Echipamentele care nu sunt livrate cu izolație termică se izolează după montare, recomandabil, cu saltele din pânslă, din vată de sticlă cu folie din material plastic aluminizat, în exterior. Fixarea izolației se face cu benzi adezive sau prin coliere.

Conductele, după probele de presiune, se grunduiesc și se izolează termic, de asemenea, cu saltele din material izolant protejat cu folie aluminizată.

Pot fi utilizate și alte tehnologii de izolare ca, de exemplu, izolarea cu saltele din vată de sticlă sau vată mineralizată protejate cu tablă din aluminiu. Criteriile economice și estetice vor stabili soluția.

5.4. Centrale termice cu abur de presiune joasă

Utilizarea aburului ca agent termic pentru încălzire este o soluție tehnică justificată de nevoile energetice mari ale unor consumatori industriali sau agrozootehnici, consumatori din sectorul terțiar (spitale, policlinici, hoteluri, restaurante, cantine, spălătorii etc.) sau organizări de șantier.

În cazul utilizării aburului produs în aceeași centrală termică pentru alimentarea mai multor categorii de consumatori, diferiți prin presiunea nomi-

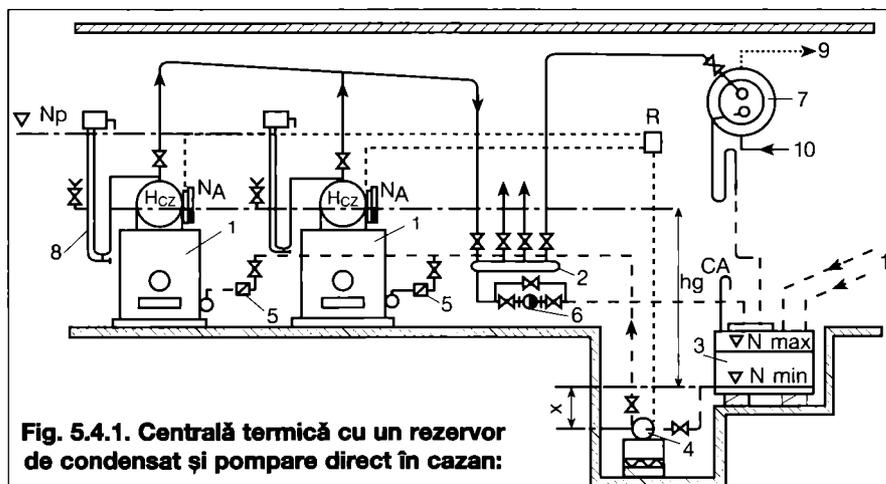


Fig. 5.4.1. Centrală termică cu un rezervor de condensat și pompă direct în cazan:

1 - cazan de abur; 2 - distribuitor de abur; 3 - rezervor de condensat; 4 - pompă de condensat; 5 - clapetă de sens; 6 - oală de evacuare condensat; 7 - boiler; 8 - dispozitiv hidraulic de siguranță; 9 - apă caldă; 10 - apă rece; 11 - condensat de la consumator; NA - nivelul apei în cazan; Np - nivel de presiune, H_{CZ} - presiunea aburului în tambur; CA - conducta de evacuare aer; h_g - înălțime geodezică; R - releu electromagnetic; N_{max}, N_{min} - nivelul condensatului în rezervor; x - cota de amplasare pompă.

Tabelul 5.4.1. Diferențele de nivel x între rezervorul de condensat și axul pompei, în funcție de temperatură.

Temperatura condensatului [°C]	70	75	80	85	90	95	100
Diferența de nivel x [m]	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0

nală necesară, se recomandă două soluții tehnice:

- centrală termică echipată cu un singur tip de cazane furnizoare de abur la presiunea cea mai mare solicitată de consumatori, urmând ca fiecare consumator să fie alimentat cu abur la presiunea necesară utilizând echipamente de reducere a presiunii;
- centrală termică echipată cu cazane diferite care asigură nivelurile de presiune solicitate, pe grupe de consumatori.

Din punct de vedere al recuperării condensatului, centralele termice de abur de presiune joasă se clasifică în două categorii:

- cu întoarcerea condensatului prin cădere liberă;
- cu întoarcerea condensatului prin pompare.

În ceea ce privește prima categorie, aceasta corespunde consumatorilor cu aceeași presiune nominală necesară, de capacități mici (sub 0,1 MW) și amplasați în apropierea centralei termice astfel încât poziția lor să permită racordarea directă, cu pantă continuă a conductei de colectare a condensatului de la consumatori la cazane.

Pentru instalațiile de capacități medii (între 0,1 și 2 MW) și alimentând ansambluri de clădiri și consumatori depărtați de centrala termică, unii dintre aceștia fiind amplasați sub nivelul de presiune (NP), întoarcerea condensatului la cazane nu se mai poate face direct, prin cădere liberă. Se aleg soluții corespunzătoare pentru colectarea, depozitarea și întoarcerea prin pompare a condensatului la cazane.

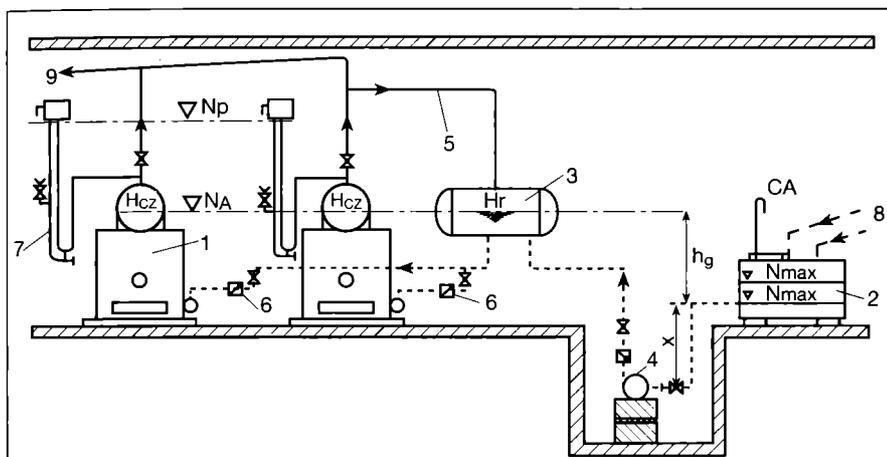


Fig. 5.4.2. Centrală termică cu rezervor intermediar sub presiune:

1 - cazan de abur; 2 - rezervor de condensat deschis; 3 - rezervor intermediar de condensat sub presiune; 4 - pompă de condensat; 5 - conductă de abur; 6 - clapetă de sens; 7 - dispozitiv de siguranță hidrolică; 8 - de la consumatori; 9 - la consumatori; Hr - presiunea aburului în rezervorul de condensat; x - cota de montare a pompelor de condensat; h_g - înălțimea geodezică.

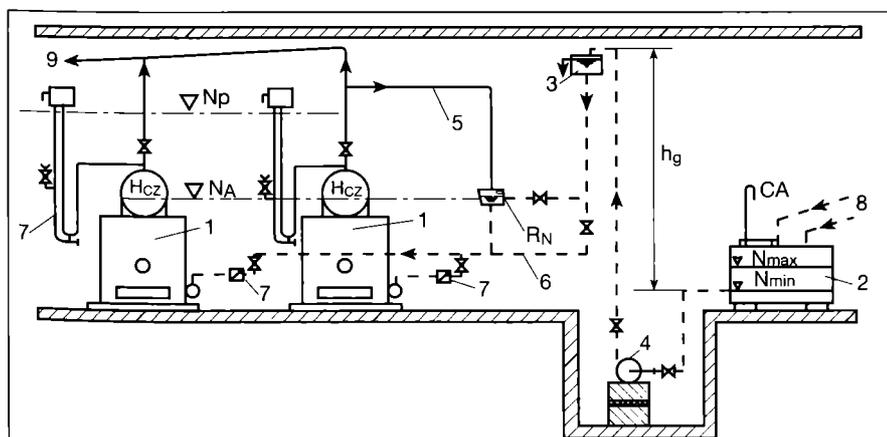


Fig. 5.4.3. Centrală termică cu rezervor de condensat intermediar deschis și regulator de nivel:

1 - cazan de abur; 2 - rezervor de condensat deschis; 3 - rezervor intermediar deschis; 4 - pompă de condensat; 5 - conductă de abur; 6 - conductă de condensat; 7 - clapetă de sens; 8 - condensat de la consumatori; 9 - la consumatori; R_N - regulator de nivel; h_g - înălțimea de montare a rezervorului intermediar deschis.

În funcție de amplasarea consumatorilor de abur față de centrala termică și de regimul de funcționare se folosesc soluții practice pentru readucerea condensatului la cazane:

- colectare centralizată a condensatului prin cădere liberă într-un rezervor de condensat și alimentarea cazanelor prin pompare directă sau cu rezervor intermediar;
- colectarea în rezervoare de condensat, pe grupe de consumatori, și alimentarea cazanelor prin pompare;
- alimentarea cazanelor de abur cu condensat prin pompare în două trepte.

5.4.1. Centrale termice cu un singur rezervor de condensat

Soluția se adoptă pentru instalații de capacitate mică și medie. Așa cum indică fig. 5.4.1, condensatul este preluat din rezervorul de condensat cu ajutorul pompelor și este introdus în cazan. Fiecare cazan are montat pe conducta de alimentare cu condensat, o clapetă de reținere care împiedică golirea acestuia în perioada când pompa nu funcționează.

Dezavatarea acestei instalații constă în pornirea și oprirea repetată a pompelor de condensat, datorită conținutului redus de apă transformată în abur în tamburul cazanelor. Intrarea în funcțiune a pompelor de condensat este comandată de scăderea nivelului apei în tambur până la nivelul minim iar oprirea acestora, de creșterea nivelului apei până la nivelul maxim. De asemenea, pornirea și oprirea pompelor de condensat poate fi comandată de nivostatele N_A montate pe cazane care asigură nivelul minim și maxim al apei din tamburul cazanelor.

Datorită temperaturii ridicate a condensatului, pompele de condensat se montează "îneacă" față de rezervorul de condensat, pentru a evita fenomenul de cavitație. Cota de montare „x” a pompelor este în funcție de temperatura lichidului (tab. 5.4.1).

Utilizarea unor sisteme de recuperare a energiei termice din depozitele de condensat reduce simțitor diferența de cotă „x”, între aspirația pompei și nivelul minim al lichidului din rezervorul de condensat.

5.4.2. Centrale termice cu rezervoare de condensat intermediare

Pentru instalațiile de încălzire cu abur de presiune joasă, de capacități mari, se poate adopta, în centrala termică, o schemă tehnologică mai complexă utilizând rezervoare de condensat intermediare. Soluția se recomandă în situa-

ția în care volumul de apă din tamburul cazanelor este relativ mic și nu permite o acumulare a condensatului în rezervor într-un interval de timp convenabil, astfel încât pompele de condensat să aibă un regim optim de funcționare. Aceste centrale termice pot fi proiectate în două variante, după cum rezervorul intermediar este închis sau deschis.

Centrala termică din fig. 5.4.2 are în componență un rezervor intermediar sub presiune, montat la nivelul tamburelor cazanelor astfel încât variația de nivel a apei din rezervor să fie aceeași cu nivelul apei din tamburele cazanelor. Rezervorul intermediar este racordat la instalația de abur pentru a fi menținut în același regim de presiune.

În această variantă, pompele de condensat aspiră din rezervorul de depozitare a condensatului și refulează în rezervorul sub presiune, de unde cazanele sunt alimentate continuu prin cădere liberă. Volumul rezervorului intermediar se dimensionează astfel încât să permită un număr cât mai redus de porniri și opriri ale pompelor de condensat. Se pot monta unul sau mai multe rezervoare de acest tip, în funcție de mărimea instalației.

Centrala termică cu rezervor intermediar deschis se caracterizează prin amplasarea unui rezervor în legătură cu atmosfera, deasupra nivelului de presiune a instalației. Alimentarea cu condensat a cazanelor este asigurată continuu, prin cădere liberă din rezervorul intermediar sau moderat în timp cu ajutorul unui regulator de nivel R_N (fig. 5.4.3), în funcție de nivelul minim și maxim al apei din tamburul cazanelor.

5.4.3. Centrale termice cu alimentarea cazanelor prin pompare în două trepte

Soluția (fig. 5.4.4.) se aplică în cazul în care unul sau mai mulți consumatori sunt amplasați sub cota rezervorului de colectare a condensatului din centrala termică sau la distanțe mai mari de 200 m de acesta.

Recuperarea condensatului se face în prima treaptă, local, prin cădere liberă într-un rezervor de colectare a condensatului, în zona consumatorilor, fiind apoi pompat în rezervorul de depozit centralizat al centralei termice de unde sunt alimentate cazanele prin pompare, în funcție de necesități. Numărul, mărimea și amplasarea rezervoarelor de condensat din prima treaptă depinde de cantitatea de condensat și de posibilitățile de colectare gravitațională a acestuia.

5.4.4. Alegerea cazanelor

Numărul de cazane dintr-o centrală termică depinde de sarcina termică necesară, de tipul și de puterea termică a cazanului ales și de posibilităților locale de amplasare. Noile tipuri de cazane cu abur de presiune joasă, propuse de furnizori diferiți, au performanțe energetice superioare, asigurând debite de abur mari la dimensiuni relativ reduse.

Pentru cazanele moderne, furnizorii indică, de regulă, puterea termică nominală [kW] și debitul de abur generat [kg/h] (cap. 6.2). Alegerea cazanelor de

abur de presiune joasă se face având în vedere următoarele criterii:

- necesarul energetic care trebuie asigurat de cazane;
- performanțele energetice nominale ale cazanelor (puterea termică nominală, debitul de abur, randamentul);
- tipul de combustibil utilizat (lichid, gazos, solid);
- posibilitățile locale de amplasare a cazanelor;
- numărul de cazane; se recomandă ca:
 - până la puteri nominale 0,10 MW să se prevadă un singur cazan;
 - pentru puteri termice nominale între 0,10 și 2,0 MW să se prevadă două cazane, fiecare pentru jumătate din sarcina termică nominală;
 - pentru puteri termice nominale de peste 2,0 MW, precum și în clădiri cu destinații speciale (spitale, creșe, hoteluri etc.) să se prevadă minimum trei cazane, fiecare pentru o treime din sarcina termică nominală;
- costul și condițiile de garanție asigurate de fiecare furnizor.

Numărul de cazane, n_{CZ} , se stabilește în funcție de tipul cazanului ales și puterea nominală a acestuia sau debitul de abur:

$$n_{CZ} = \frac{\Phi_{CT}}{\Phi_{CZ}} \text{ sau } n_{CZ} = \frac{3600 \cdot \Phi_{CT}}{M_{CZ} \cdot r} \quad (5.4.1)$$

unde:

Φ_{CT} - este necesarul energetic care trebuie asigurat de cazanele de abur cu presiune joasă (încălzire, preparare apă caldă de consum, tehnologic) [kW];

Φ_{CZ} - sarcina termică nominală a cazanului ales [kW];

r - căldura latentă de vaporizare la presiunea de regim [kJ/kg];

M_{CZ} - debitul de abur furnizat de cazan [kg/h].

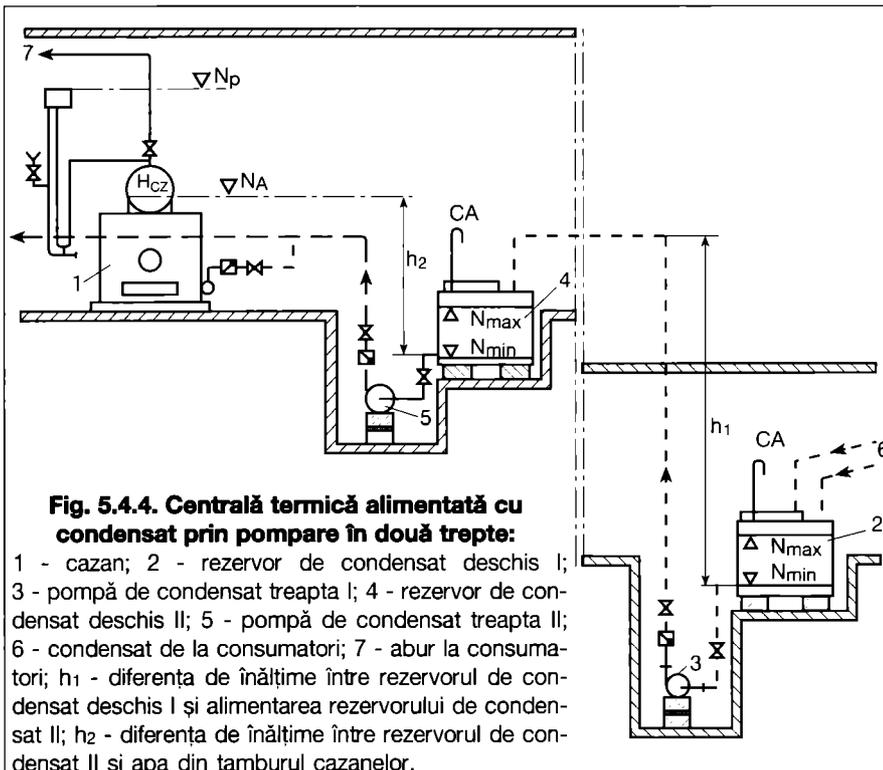


Fig. 5.4.4. Centrală termică alimentată cu condensat prin pompare în două trepte:

1 - cazan; 2 - rezervor de condensat deschis I; 3 - pompă de condensat treapta I; 4 - rezervor de condensat deschis II; 5 - pompă de condensat treapta II; 6 - condensat de la consumatori; 7 - abur la consumatori; h_1 - diferența de înălțime între rezervorul de condensat deschis I și alimentarea rezervorului de condensat II; h_2 - diferența de înălțime între rezervorul de condensat II și apa din tamburul cazanelor.

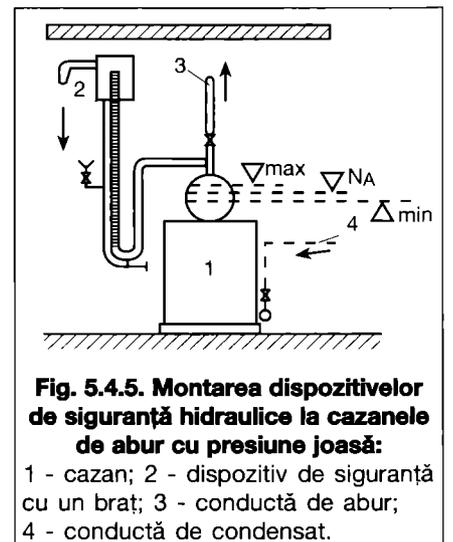


Fig. 5.4.5. Montarea dispozitivelor de siguranță hidraulice la cazanele de abur cu presiune joasă:

1 - cazan; 2 - dispozitiv de siguranță cu un braț; 3 - conductă de abur; 4 - conductă de condensat.

5.4.5. Asigurarea instalațiilor de încălzire cu abur de presiune joasă

Cazanele și generatoarele de abur moderne sunt prevăzute cu echipamente de siguranță și control astfel încât limitarea presiunii aburului și protecția cazanelor sunt asigurate cu ajutorul acestor dispozitive. De cele mai multe ori aceste echipamente asigură și protecția instalației în întregime. Există, în exploatare, situații în care regimul de presiune al instalației poate fi diferit de cel al generatorului de abur de presiune joasă. În acest caz se utilizează sisteme de asigurare pentru protecția instalației și a consumatorilor.

Asigurarea instalațiilor de încălzire cu abur de presiune joasă se face cu dispozitive speciale de tipul dispozitivului de siguranță hidraulic (DSH) și al supapelor de siguranță. Acestea au rolul de a proteja atât cazanele cât și instalația împotriva unor suprapresiuni, prin deschiderea unei căi de legătură cu atmosfera.

5.4.5.1 Dispozitive hidraulice de siguranță

Nivelul presiunii aburului care pleacă de la cazan este limitat cu ajutorul dispozitivului de siguranță hidraulic DSH. Acesta are în același timp rolul de protecție a cazanului împotriva unor presiuni peste limita admisă. Dispozitivele de siguranță hidraulice standardizate prin STAS 3614 sunt construite cu un singur braț.

Montarea dispozitivelor hidraulice se face pe fiecare cazan, de regulă, imediat la ieșirea din cazan, pe conducta de abur, ca în fig. 5.4.5, sau chiar pe tamburul cazanului, deasupra nivelului de apă.

Dispozitivele de siguranță hidraulice cu un braț (fig. 5.4.6) se construiesc

conform STAS 3614, în trei mărimi, pentru următoarele debite de abur;

- I - până la 500 kg abur/h;
- II - 500 ... 1000 kg abur/h;
- III - peste 1000 kg abur/h;

Caracteristicile constructive ale dispozitivelor hidraulice sunt date în tabelul 5.4.2.

Nu este recomandabilă utilizarea, în scopul asigurării instalațiilor de încălzire cu abur de presiune joasă, a dispozitivelor nestandardizate, cum ar fi dispozitivele de siguranță hidraulice cu mai multe brațe.

5.4.5.2 Ventile de siguranță

Aceste dispozitive au numai rol de protecție a echipamentelor împotriva suprapresiunilor. Ele se montează la cazan pe conducta de abur care iese din tamburul cazanului, înainte de orice armătură de reglare sau închidere, și sunt în număr de cel puțin două. De asemenea, ventilele de siguranță se montează pe toate echipamentele închise (distribuitoare de abur, schimbătoare de căldură, recipiente sub presiune etc.), care nu aparțin unor instalații protejate prin DSH.

Supapele de siguranță, din punct de vedere constructiv, sunt cu arc sau cu contragreutate.

Fiecare tip de supapă se poate regla pe domenii diferite de presiuni (cap. 6.6).

5.4.6. Rezervoarele de condensat

Sunt depozite cu nivel liber în legătură cu atmosfera, ca în figura 5.4.1, prevăzute cu capac de vizitare, conductă de aerisire, posibilități de golire și racorduri pentru conductele de colectare a condensatului de la consumatori. În instalațiile mari, rezervoarele de colectare a condensatului sunt compartimentate.

Temperatura apei depozitate în rezervoarele de condensat este în jur de 100°C. Acest fapt impune izolarea termică a rezervoarelor de condensat. În

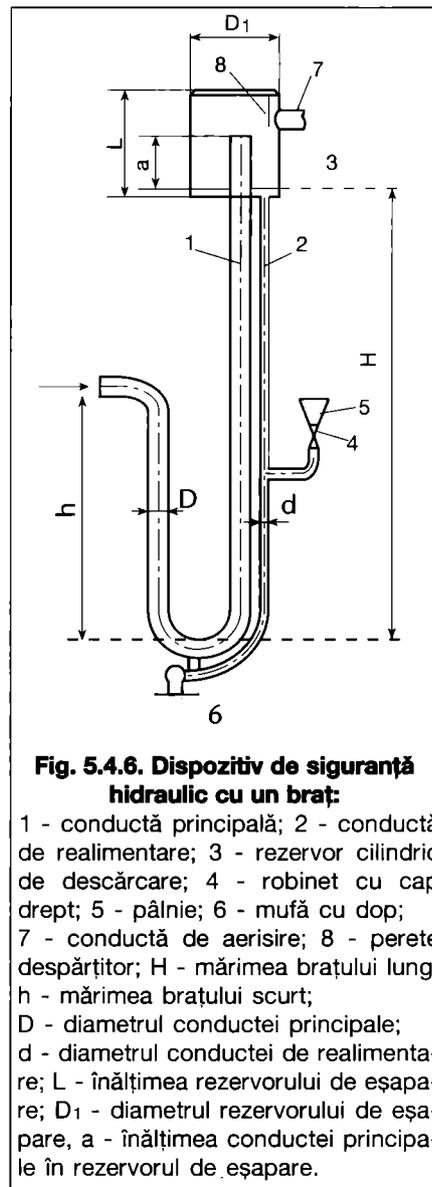


Fig. 5.4.6. Dispozitiv de siguranță hidraulic cu un braț:

1 - conductă principală; 2 - conductă de realimentare; 3 - rezervor cilindric de descărcare; 4 - robinet cu cap drept; 5 - pâlnie; 6 - mufă cu dop; 7 - conductă de aerisire; 8 - perete despărțitor; H - mărimea brațului lung, h - mărimea brațului scurt; D - diametrul conductei principale; d - diametrul conductei de realimentare; L - înălțimea rezervorului de eşapare; D₁ - diametrul rezervorului de eşapare, a - înălțimea conductei principale în rezervorul de eşapare.

Tabelul 5.4.2. Caracteristicile constructive ale dispozitivelor de siguranță hidraulice cu un braț.

Mărimea		Presiunea de lucru [bar]							
		1,10	1,15	1,20	1,30	1,40	1,50	1,60	1,70
I (500 kg/h abur)	H	1200	1700	2200	3300	4400	5500	6600	7700
	h	650	920	1190	1790	2380	2980	3570	4170
	D ₁	220	240	260	300	330	360	390	410
	L	300	350	380	400	450	470	500	500
	D	70 x 3,5							
	d	33,5 x 2,8							
II (500...1000 kg/h abur)	H	1200	1700	2200	3300	4400	5500	6600	7700
	h	650	920	1200	1800	2390	2990	3590	4190
	D ₁	260	290	320	360	400	430	470	500
	L	350	400	420	470	500	550	550	550
	D	89 x 3,5							
	d	42,25 x 3							
III (1000...1600 kg/h abur)	H	1200	1700	2200	3300	4400	5500	6600	7700
	h	650	910	1180	1770	2360	2950	3540	4140
	D ₁	300	330	360	410	470	500	500	540
	L	400	450	470	520	550	600	700	700
	D	108 x 4							
	d	48,25 x 3							

același timp depozitul de condensat este o sursă de energie termică recuperabilă. De aceea, se recomandă, de câte ori este posibil, utilizarea condensatului ca agent termic în sisteme de preîncălzire sau în sisteme de recuperare a căldurii reziduale.

Rezervorul de condensat trebuie să

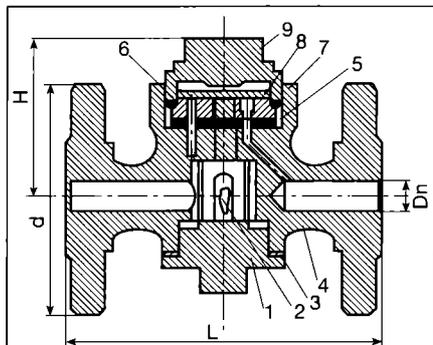


Fig. 5.4.7. Separator termodinamic pentru evacuare condensat, IAMC Otopeni:

- 1 - dop; 2 - element filtrant;
- 3, 5, 7 - garnituri; 4 - corp separator;
- 6 - scaun ventil; 8 - ventil;
- 9 - capac.

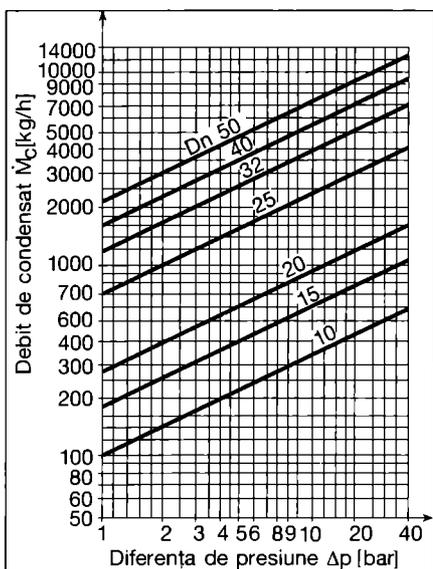


Fig. 5.4.8. Nomogramă pentru alegerea separatorului termodinamic pentru evacuare condensat, IAMC Otopeni:

D_n - diametrul nominal.

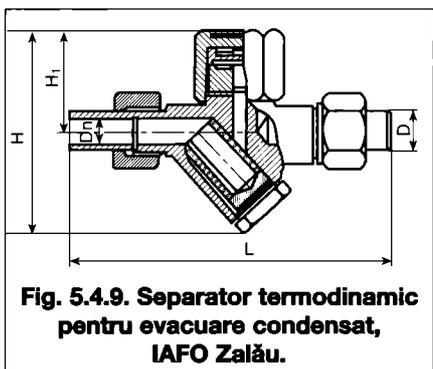


Fig. 5.4.9. Separator termodinamic pentru evacuare condensat, IAFO Zalău.

aibă un volum util suficient de mare pentru a asigura o rezervă de apă și a evita pericolul rămânerii fără apă a cazanelor. Volumul rezervorului de colectare a condensatului depinde de cantitatea de condensat rezultată de la consumatori și de timpul de depozitare. Întrucât necesitățile energetice ale consumatorilor sunt variabile în timp, debitul de condensat este și el variabil. Pentru a răspunde necesităților maxime în funcționarea cazanelor, volumul rezervoarelor de condensat se calculează în funcție de debitul maxim de condensat rezultat în instalație. Pentru instalațiile de abur cu pomparea condensatului direct în cazane, care reprezintă sistemele cel mai des utilizate, volumul rezervorului de condensat se calculează cu relația:

$$V_{RC} = 3600 \frac{\Phi_{CT}}{\rho \cdot r} Z \quad [m^3] \quad (5.4.2)$$

unde:

- Φ_{CT} - este sarcina termică nominală a cazanelor de abur de presiune joasă din - centrala termică [kW];
- ρ - densitatea condensatului la temperatura de depozitare [kg/m³];
- r - căldura latentă de vaporizare la presiunea de regim [kJ/kg];
- Z - timpul de depozitare a condensatului [h];

$Z = 0,5 \dots 1$ h, pentru instalații mari și
 $Z = 2$ h, pentru instalații mici.

Tabelul 5.4.3. Caracteristicile tehnice ale separatorului de condensat, IAMC Otopeni.

D_n [mm]	L [mm]	H [mm]	D [mm]	Masa netă [kg]
10	120	64	90	3,6
15	130	64	95	3,6
20	150	64	105	4,0
25	160	79	115	5,8
32	180	93	140	8,3
40	200	100	150	10,2
50	230	100	165	11,4

Tabelul 5.4.4. Caracteristicile tehnice ale separatorului de condensat, IAFO Zalău.

D_n	L	H	H_1	D
10	145	87	48	15
12	145	90	52	17
15	178	107	53	20,5
20	220	125	62	26
25	250	140	70	31

Tabelul 5.4.5. Caracteristicile constructive ale oalei de evacuat condensat cu plutitor.

D_n [mm]	a [mm]	b [mm]	D_2 [mm]	$n \times M$	D_1 [mm]	h [mm]	e [mm]	c [mm]	Masa netă [kg]
50	135	215	125	4 x M16	10	20	360	348	37,000
65	142	215	145	4 x M16	12	25	360	348	40,200
80	151	215	160	8 x M16	16	30	375	368	45,100
100	165	245	180	8 x M16	18	40	410	385	47,200

Rezervoarele de condensat sunt de formă paralelipedică având caracteristici geometrice diferite în funcție de furnizor. Forma acestora se va alege în funcție de posibilitățile de amplasare.

5.4.7. Dispozitive pentru separarea condensatului

În timpul funcționării instalațiilor alimentate cu abur de presiune joasă, datorită regimului variabil al consumului de energie termică, o anumită cantitate de abur nu se poate transforma integral în condensat la nivelul echipamentelor sau al corpurilor de încălzire.

Pentru a împiedica pătrunderea aburului în conductele de colectare a condensatului, se montează dispozitive speciale, pe conductele de evacuare a condensatului de la consumatori. Aceste aparate se fabrică în două variante constructive diferite:

- separator termodinamic de eliminare condensat;
- oală de evacuare condensat cu plutitor.

5.4.7.1 Separator termodinamic de eliminat condensat

Acesta se utilizează pentru evacuarea condensatului din aparate, echipamente și corpuri de încălzire alimentate cu abur de presiune medie și joasă.

Alegerea acestor dispozitive se face în funcție de diferența de presiune a aburului la intrare și a condensatului la ieșirea din echipament Δp și a debitului de condensat evacuat G_c . În România se fabrică două tipuri de astfel de aparate la IAMC Otopeni (fig. 5.4.7) având caracteristicile constructive precizate în tabelul 5.4.3 și nomograma pentru alegerea dispozitivului în fig. 5.4.8, și la IAFO Zalău (fig. 5.4.9) având caracteristicile tehnice date în tabelul 5.4.4 și nomograma de alegere în fig. 5.4.10.

5.4.7.2 Oale de evacuat condensat cu plutitor

Dispozitivele au același rol privind evacuarea condensatului ca și separatorul termodinamic și se utilizează atât în instalații cu abur de presiune joasă cât și la presiune medie.

Datorită principiului constructiv, aceste aparate au avantajul că pot funcționa în instalații de abur cu supra-presiuni mici, fiind în mod special utilizate în instalațiile cu abur de presiune

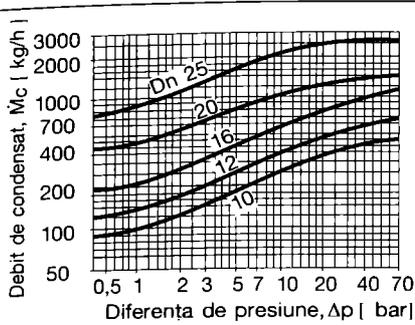


Fig. 5.4.10. Nomogramă pentru alegerea separatorului termodinamic pentru evacuare condensat, IAFO Zalău:
D_n - diametrul nominal.

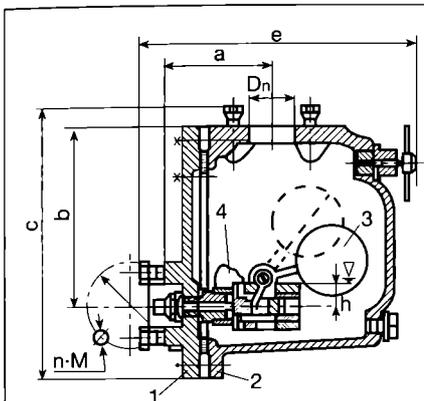


Fig. 5.4.11. Oală cu plutitor pentru evacuare condensat :
1 - capac; 2 - corp; 3 - plutitor;
4 - corp ventil.

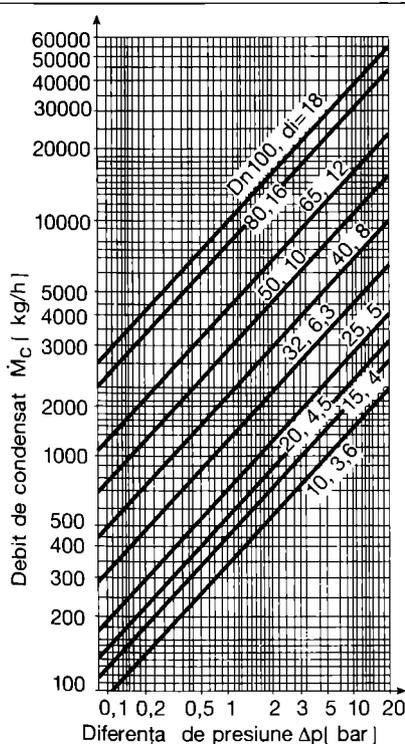


Fig. 5.4.12. Nomogramă pentru alegerea oalei de evacuare condensat cu plutitor:
D_n - diametrul nominal.

joasă. Ele se montează pe cât posibil într-un by-pass, ca în fig. 5.4.1.

În România se fabrică oale de evacuare condensat la IAFO Zalău (fig. 5.4.11).

Caracteristicile constructive ale acestor aparate sunt date în tabelul 5.4.5, iar nomograma de alegere este cea din fig. 5.4.12. Alegerea oalelor de evacuare a condensatului se face în aceleași condiții ca și pentru separatoarele termodinamice, adică în funcție de debitul de condensat evacuat G_c și de diferența de presiune Δp între intrarea aburului în dispozitiv și evacuarea condensatului.

5.4.8. Alegerea pompelor de condensat

În stațiile care utilizează aburul de presiune joasă, cu întoarcerea condensatului prin pompare, pompele de condensat se aleg în funcție de parametrii și regimul de funcționare al instalației. Astfel, debitul pompei de condensat, G_p , se calculează în funcție de debitul de condensat format în instalație și depozitat în rezervorul de condensat; se verifică în raport cu numărul maxim de cicluri porniri-opriri al pompei. În cazul pomparii condensatului direct în cazan, se recomandă ca debitul pompei să fie de două ori mai mare decât debitul de condensat format în instalație.

$$\dot{V}_p = 2 \cdot \frac{3600 \cdot \Phi_{CT}}{\rho \cdot r} \quad [\text{m}^3/\text{h}] \quad (5.4.3)$$

unde mărimile au aceleași semnificații ca în relația 5.4.2.

Deoarece pompele de alimentare a cazanelor funcționează cu intermitență, pentru protecția motorului pompei de condensat, în general, se acceptă condiția ca timpul t_f de funcționare a pompei să fie egal cu timpul t_s de staționa-

re și numărul de porniri - opriri orar ($N_{p/o}$) să nu fie mai mare de 12.

$$N_{p/o} = \frac{1}{t_f + t_s} = 3600 \cdot \frac{\Phi_{CT} (rM_p - \Phi_{CT})}{\rho V_{RC} M_p r^2} \leq 12 \frac{\text{cicluri}}{h} \quad (5.4.4)$$

unde mărimile au semnificațiile definite anterior și se exprimă în unități SI. Debitul pompei M_p este dat în kg/s. Acest calcul este teoretic acoperitor, având în vedere condițiile de solicitare continuă, la parametrii normali ai instalației alimentate cu abur de presiune joasă. În practică, consumurile energetice fiind variabile, pornirea și oprirea pompelor de condensat se face automat, în funcție de nivelul apei din cazanele de abur. Pentru a calcula înălțimea de pompare a pompelor de condensat trebuie avut în vedere faptul că acestea funcționează într-un circuit deschis, limitat de două presiuni diferite, presiunea atmosferică și presiunea din cazane. Pompa aspiră din rezervorul de condensat aflat la presiunea atmosferică și refulează în cazanele de abur aflate în suprapresiune (fig. 5.4.1). În acest caz, înălțimea de pompare H_p se calculează cu relația:

$$H_p = h_g + [H_{CZ} + \sum(R \cdot l + Z)] + h_s \quad [\text{Pa}] \quad (5.4.5)$$

unde:
 h_g - este înălțimea geodezică măsurată ca diferență de cotă între nivelul minim al apei din rezervorul de condensat și nivelul maxim al apei din cazanul de abur, [Pa];

H_{CZ} - presiunea din cazan [Pa];
 $\sum(R \cdot l + Z)$ - suma pierderilor de sarcină pe conducta de transport a condensatului de la rezervorul de condensat la cazan [Pa];

h_s - înălțimea suplimentară, pentru siguranța alimentării cu apă a cazanelor [Pa].

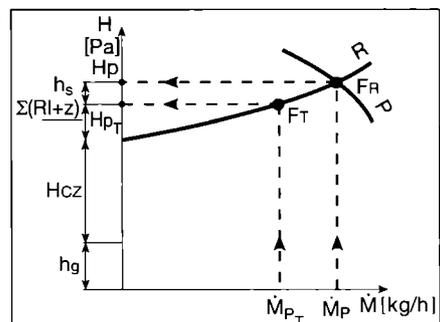


Fig. 5.4.13. Stabilirea punctului de funcționare a pompei de condensat în varianta pomparii direct în cazan:
P - curba caracteristică a pompei;
R - curba caracteristică a rețelei conductelor de condensat;
F_T - punctul de funcționare a pompei de condensat, F_T - punctul teoretic caracteristic al rețelei; G - debitul de condensat; H - înălțimea de pompare.

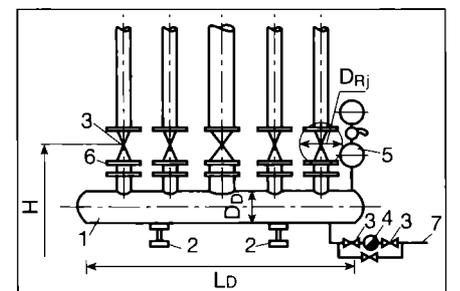


Fig. 5.4.14. Distribuitor de abur:
1 - corpul distribuitorului; 2 - puncte de sprijin; 3 - ventile; 4 - oală de condensat; 5 - manometru; 6 - racord; 7 - la rezervorul de condensat
L_D - lungimea distribuitorului;
D_D - diametrul distribuitorului;
D_{Rj} - diametrul roților de manevră ale ventilelor de închidere;
H - 1500 mm de la nivelul de lucru.

Punctul de funcționare a pompei de condensat F_R rezultă din intersecția curbelor caracteristice ale rețelei de conducte R , dintre rezervorul de con-

densat - pompă - cazane și curba caracteristică a pompei alese P (fig. 5.4.13). Teoretic, pompa de condensat

trebuie să asigure coordonatele G_{PT} și H_{PT} ale punctului caracteristic F_T de pe curba caracteristică R , astfel încât să fie acoperite pierderile de sarcină de pe traseul de conducte și debitul de con-

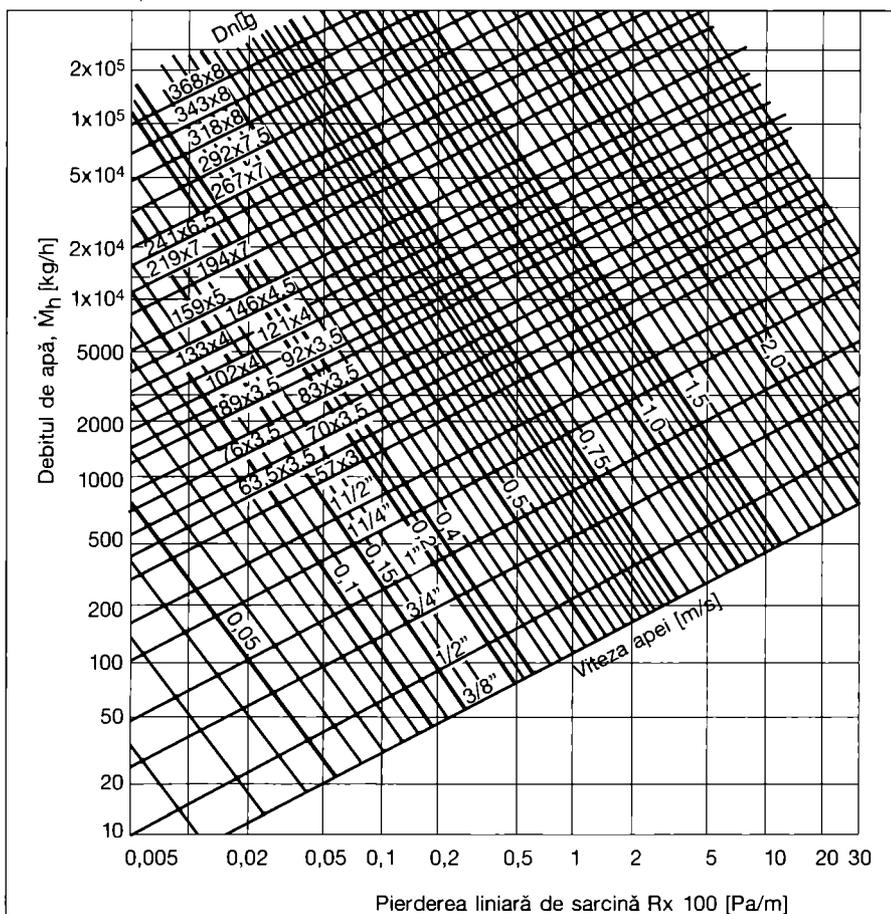


Fig. 5.4.15. Nomogramă pentru calculul pierderilor de sarcină liniare la conductele de condensat cu circulație prin pompare.

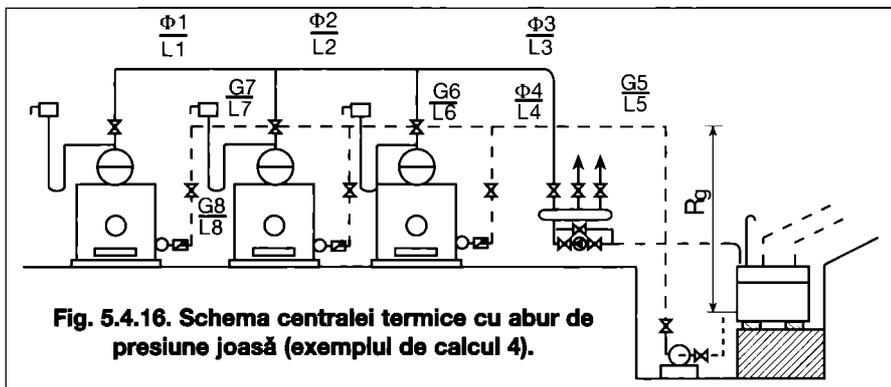


Fig. 5.4.16. Schema centralei termice cu abur de presiune joasă (exemplul de calcul 4).

Tabelul 5.4.6. Calculul de dimensionare al conductelor de abur din exemplul de calcul 4.

Nr. crt.	Calculul preliminar			Calculul definitiv						
	Φ [kW]	v [m/s]	D [mm]	l [m]	R [Pa/m]	Rl [Pa]	$\Sigma \xi$ [-]	Z [Pa]	$Rl+Z$ [Pa]	$\Sigma(Rl+Z)$ [Pa]
1	800	30	159 x 5	6	40	240	2,6	749	989	989
2	1600	27,5	273 x 8	4	16	64	1,5	351	415	1404
3	2400	35	273 x 8	4	22	88	1,5	588	676	2080
4	2400	45	245 x 7,5	7	40	280	3,4	1740	2020	4100

Tabelul 5.4.7. Calculul de dimensionare a conductelor de condensat din exemplul 4

Numărul tronsonului	Calculul preliminar		Calculul definitiv					Recalcularea diametrelor					
	M [kg/h]	v [m/s]	D [mm]	l [m]	R [Pa/m]	Rl [Pa]	$\Sigma \xi$ [-]	Z [Pa]	$Rl+Z$ [Pa]	$\Sigma(Rl+Z)$ [Pa]	R [Pa/m]	$Rl+Z$ [Pa]	$\Sigma(Rl+Z)$ [Pa]
		$H_c = 10\ 000\ Pa$											
5	8 000	1,30	70x3,5	16,5	250	4 125	3,5	2 958	7 083	7 083	7 083	7 083	7 083
6	5 400	1,10	63x3,5	4,0	220	880	1,0	605	8 568	8 568	1 485	8 568	8 568
7	2 700	0,55	63x3,5	4,0	60	240	1,0	150	8 958	8 958	390	8 958	8 958
8	2 700	1,05	1 1/2"	3,2	300	960	2,4	1 320	11 233	11 233	2 280	908	9 866
$Rl + Z = 9\ 866 < 10\ 000\ Pa$													
$R_m = 242\ Pa/m$													

densat calculat. Pentru siguranța funcționării, în instalațiile de capacități medii și mari, se montează două pompe de condensat, în paralel, una în funcțiune și una de rezervă.

5.4.9. Distribuitorul de abur

Permite repartizarea debitelor necesare de agent termic spre consumatori, diferiți ca amplasament și necesar energetic. Distribuitorul de abur este echipat cu ștuțuri de racordare prevăzute cu armături de închidere, pentru montarea aparatelor de măsură și control pentru racordarea dispozitivelor de separare și evacuare a condensatului (fig. 5.4.14). El se izolează termic cu vată de sticlă, vată minerală sau cochilii din polistiren în grosime de 40...50 mm

Diametrul distribuitorului de abur D_D se calculează în funcție de debitul de abur care intră în distribuitor și o viteză economică, cu relația:

$$D_D = 2 \sqrt{\frac{\Phi_{CT}}{\pi \cdot \rho \cdot r \cdot v_{ec}}} \quad [\text{m}] \quad (5.4.6)$$

unde:

Φ_{CT} - este sarcina termică transportată de abur în distribuitor [kW];

r - căldura latentă de vaporizare la presiunea de regim [kJ/kg];

ρ - densitatea aburului la presiunea și temperatura de regim [kg/m³];

v_{ec} - viteza economică în distribuitor, cu valori indicate între 6 și 10 m/s.

Lungimea distribuitorului L_D se calculează în funcție de diametrele D_{Ri} ale roților de manevră a robinetelor montate pe ștuțurile racordate la distribuitor, de distanța dintre acestea și numărul racordurilor n , (fig. 5.4.14),

$$L_D = \sum_{i=1}^n D_{Ri} + 100 \cdot (n - 1) \quad [\text{mm}] \quad (5.4.7).$$

5.4.10. Dimensionarea conductelor de abur și condensat din centrala termică

Stabilirea diametrelor conductelor de abur din centrala termică se face ca și pentru instalațiile interioare, în funcție de sarcinile termice transportate de abur pe tronsoane și de limita maximă a vitezelor, indicată în tabelul 4.3.4, utilizând tabelele generale ale pierderilor de sarcină liniare pentru conductele de abur (tab. 4.3.2).

Dimensionarea conductelor de condensat în instalațiile cu întoarcerea condensatului prin pompă se face având în vedere că aceste conducte transportă apă caldă la secțiune plină. Metodologia de calcul este aceeași cu cea privind dimensionarea conductelor

în instalațiile de încălzire cu apă caldă, considerând debitul masic transportat între rezervorul de condensat și cazane ca fiind egal cu debitul pompei de condensat, iar viteza $v_e \leq 1,5$ m/s.

Pentru determinarea pierderilor de sarcină liniare unitare R se poate utiliza nomograma din fig. 5.4.15.

5.4.11. Tratarea apei de adaos

Având în vedere temperaturile de regim ridicate (peste 100 °C), la care depunerile de carbonați de calciu și magneziu din apă sunt importante, punerea în funcțiune a unei instalații alimentate cu abur se face prin umplerea cazanelor cu apă tratată. Pe parcursul funcționării instalației se produc pierderi de abur și de condensat care trebuie compensate printr-o cantitate de apă echivalentă introdusă în sistem, de regulă, prin rezervorul de condensat. Din acest motiv instalațiile care funcționează cu abur trebuie racordate la un sistem de tratare și alimentare cu apă de adaos (cap. 5.3). Acesta poate aparține centralei termice de abur sau poate fi asociat stațiilor de dedurizare și tratare a apei, de capacități mari care alimentează mai mulți beneficiari, centrale termice de apă caldă sau abur.

5.4.12. Organizarea spațiului în centrala termică

Amplasarea echipamentelor pentru prepararea și distribuirea aburului de presiune joasă se poate face într-un spațiu special pregătit, într-o centrală termică care prepară apă caldă ca agent termic primar sau într-o centrală termică cu parametri ridicați (apă fierbinte sau abur de presiune medie).

În organizarea generală a spațiului interior se ține seama de criteriile economice, funcționale și estetice respectând condițiile impuse de furnizorii de echipamente și de Normele de Protecție a Muncii și Pază contra incendiilor (cap. 5.3).

În mod special, la amplasarea echipamentelor centralelor termice de abur de presiune joasă trebuie acordată o atenție deosebită următoarelor elemente:

- asigurarea pantelor de montare a conductelor de transport abur;
- asigurarea pantelor conductelor de colectare gravitațională a condensatului;
- cota de amplasare a rezervoarelor de condensat în raport cu cel mai jos plasat consumator;
- amplasarea distribuitorului de abur în apropierea rezervorului de condensat pentru a asigura evacuarea condensatului format prin răcire;
- cota de montare a pompelor de condensat în raport cu rezervorul de depozitare a condensatului;

- racordarea corespunzătoare a dispozitivelor de siguranță hidraulică (DSH), la cazane și în centrala termică, astfel încât acestea, în funcționare, să nu afecteze siguranța personalului de întreținere. În mod obligatoriu, conducta de aerisire a DSH va avea evacuarea în exteriorul centralei termice, de regulă, peste acoperișul acesteia, pentru ca aburul eliminat în caz de suprapresiune să nu intre în zona de lucru sau de trecere;

- dispozitivele de siguranță hidraulică se pot monta lângă fiecare cazan de abur sau pot fi grupate în apropierea acestora, pe peretele centralei termice;
- amplasarea conductelor, în mod special cele de colectare a condensatului, nu trebuie să împiedice circulația liberă în interiorul centralei termice;
- montarea armăturilor de închidere și reglare la o cotă corespunzătoare accesului și utilizării acestora și amplasarea echipamentelor de măsură și control la cote care permit citirea și preluarea datelor.

Distanțele între echipamente și aparate trebuie să respecte indicațiile furnizorilor, să țină cont de gabaritul acestora și de spațiul necesar montării, exploatarei și întreținerii acestora. Este recomandabil ca echipamentele care aparțin aceluiași sistem să fie grupate în aceeași zonă a centralei termice pentru ca traseul conductelor să fie cât mai scurt, pierderile energetice cât mai mici și posibilitățile de supraveghere și întreținere cât mai eficiente.

Exemplul de calcul 4

Se consideră schema unei centrale termice de preparare a aburului de presiune joasă, cu întoarcerea condensatului prin pompă directă în cazane, ca în fig. 5.4.16. Se cunosc:

- debitul de căldură furnizat de fiecare cazan: $\Phi_{CZ} = 0,8$ MW;
- lungimile tronsoanelor conductelor de abur și condensat: $L_1 = 6,0$ m; $L_2 = L_3 = L_6 = L_7 = 4,0$ m; $L_4 = 7,0$ m; $L_5 = 16,5$ m; $L_8 = 3,2$ m;
- suprapresiunea de regim a aburului la cazane: $H_{CZ} = 0,4$ bar;
- se consideră că disponibilul de presiune pentru acoperirea pierderilor de sarcină pe conductele de condensat este de $H_c = 10.000$ Pa.

Se cere dimensionarea echipamentelor și a conductelor de abur și condensat din centrala termică.

Rezolvare

- diametrul distribuitorului de abur:

$$D_D = 2 \sqrt{\frac{\Phi_{CT}}{\pi \cdot \rho \cdot r \cdot v_{ec}}} = 2 \sqrt{\frac{2,4 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 0,83 \cdot 2 \cdot 230 \cdot 8}} = 0,45 \text{ m}$$

în care:

- densitatea aburului:

$$\rho_{ab} = 0,83 \text{ kg/m}^3;$$

- căldura latentă de vaporizare:

$$r = 2230 \text{ kJ/kg};$$

- viteza aburului în distribuitor:

$$v_{ec} = 8,0 \text{ m/s};$$

• volumul rezervorului de condensat

$$V_{RC} = 3600 \frac{\Phi_{CT}}{\rho \cdot r} Z =$$

$$= 3600 \frac{2,4 \cdot 10^3}{958 \cdot 2230} \cdot \frac{3}{4} = 3,0 \text{ m}^3$$

în care:

- timpul de depozitare a condensatului:

$$Z = 45 \text{ min} = 3/4 \text{ h};$$

- densitatea condensatului:

$$\rho_c = 958 \text{ kg/m}^3;$$

• debitul pompei de condensat:

$$\dot{V}_p = 2 \cdot 3600 \frac{\Phi_{CT}}{\rho \cdot r} =$$

$$= 2 \cdot 3600 \cdot \frac{2,4 \cdot 10^3}{958 \cdot 2230} = 8,0 \text{ m}^3/\text{h};$$

• înălțimea de pompare

$$H_p = h_g + [H_{CZ} + \sum(RI + Z)] + h_s =$$

$$= 65000 + [40000 + 10000] + 20000 =$$

$$= 135000 \text{ Pa} \approx 135 \text{ kPa}$$

în care:

$$h_g = 65000 \text{ Pa};$$

- presiunea aburului în cazan:

$$H_{CZ} = 40000 \text{ Pa};$$

- pierderea de sarcină pe traseul conductelor de condensat:

$$\sum(RI + Z) = 10000 \text{ Pa};$$

- înălțimea suplimentară de siguranță:

$$h_s = 20000 \text{ Pa}.$$

Se alege o pompă având debitul de $8 \text{ m}^3/\text{h}$ și o înălțime de pompare de 135 kPa . În instalație se prevăd două pompe având aceleași caracteristici, una fiind de rezervă;

• dimensionarea conductelor de abur din centrala termică se face utilizând metodologia de calcul prezentată în capitolul 4.3. În funcție de debitele de căldură transportate pe tronsoanele 1, 2, 3 și 4 și vitezele economice limitate cu valorile indicate în tabelul 4.3.4, se stabilesc diametrele conductelor de abur și se calculează pierderile de sarcină utilizând tabelele 4.3.2 și 4.3.3. Calculele sunt centralizate în tabelul 5.4.6;

• dimensionarea conductelor de condensat se face stabilind debitele de condensat pe tronsoanele 5, 6, 7 și 8, ținând seama de debitul pompei, de sarcina termică a fiecărui cazan și considerând că cele trei cazane lucrează simultan.

Astfel, se obține $\dot{V}_5 = 8,0 \text{ m}^3/\text{h}$, $\dot{V}_6 = 5,4 \text{ m}^3/\text{h}$, $\dot{V}_7 = \dot{V}_8 = 2,7 \text{ m}^3/\text{h}$.

Se recomandă realizarea unei conducte - colector pentru cele trei cazane, adică tronsoanele 6 și 7 să aibă același diametru. Alegând presiunea

disponibilă $H_c = 10000 \text{ Pa}$, diametrele preliminare se stabilesc în funcție de debit și pierderea de sarcină liniară unitară medie, calculată cu relația:

$$Rm = \frac{(1-a) \cdot H_c}{\sum_5^8 l} =$$

$$= \frac{(1-0,33) \cdot 10000}{27,7} = 242 \frac{\text{Pa}}{\text{m}}$$

în care:

- lungimea conductelor de condensat

$$\sum_5^8 l = 27,7 \text{ m};$$

- cotă parte a pierderilor de sarcină locale:

$$a = 0,33.$$

Se face calculul de verificare (tab. 5.4.7), stabilind pierderile de sarcină pe fiecare tronson, utilizând nomograma 5.4.15 și tabelul 4.2.3, de la dimensionarea conductelor de apă caldă, astfel încât $\sum(RI + Z)_{5,6,7,8} \leq 10000 \text{ Pa}$.

5.5. Gospodăria de combustibil

Este parte integrantă din centrala termică având rolul de a prelua combustibilul, cu sau fără stocare, și de a-l arde în focarul cazanelor cu ajutorul arzătoarelor. La majoritatea centralelor termice moderne se utilizează combustibilii gazoși și lichizi, mai puțin, cei solizi deoarece aceștia din urmă se găsesc sub formă de lignit, lemn sau brichete de cărbuni.

5.5.1. Proprietățile fizicochimice ale combustibililor

La prepararea agenților termici pentru nevoi gospodărești precum și pentru nevoi tehnologice, în cazan, se ard combustibilii gazoși, lichizi și solizi.

5.5.1.1 Combustibilii gazoși

Sunt definiți de STAS 3371 (tab. 5.5.1); ei sunt combustibili naturali de zăcământ, practic, metan curat amestecat într-o proporție mică cu gaze de sondă și gaze de rafinare (din care s-

au extras hidrocarburile de tip propan și butan).

Pentru calculul parametrilor ventilatorului de insuflare a aerului în arzător și pentru calculul conductelor de aer este necesar să se determine debitul de aer necesar,

$$\dot{V}_a = V \cdot B \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad (5.5.1)$$

unde:

V - este volumul unitar de aer necesar arderii [m^3/m^3 combustibil];

B - debitul de combustibil gazos [m^3/s].

În cazul general, combustibilul gazos poate avea în compoziție: componente combustibile (CH_4 , C_2H_6 , C_3H_8 , C_4H_{10} , H_2S , CO), componente inerte (CO_2 , N_2) și comburant O_2 .

Volumul unitar de aer necesar arderii stoichiometrice V_o este dat de relația:

$$V_o = 0,00476 \cdot (0,5 \cdot \text{CO} + 0,5 \cdot \text{H}_2 +$$

$$+ 1,5 \cdot \text{H}_2\text{S} + 2 \cdot \text{CH}_4 + 3,5 \cdot \text{C}_2\text{H}_6 +$$

$$+ 5 \cdot \text{C}_3\text{H}_8 + 6,5 \cdot \text{C}_4\text{H}_{10} - \text{O}_2)$$

$$[\text{m}^3/\text{m}^3] \quad (5.5.2)$$

unde simbolurile chimice reprezintă participării volumetrice procentuale ale componentelor respective în combustibil (la componentele care lipsesc în compoziție se introduce valoarea 0) iar unitatea m^3 are semnificația de metru cub normal de combustibil.

Arderea reală se face cu un coeficient de exces de aer α definit ca raportul dintre aerul real introdus în procesul de ardere V [m^3/m^3] și aerul stochiometric necesar V_o [m^3/m^3].

Coeficientul de exces de aer este o importantă caracteristică economică a arderii deoarece la excese mari de aer se mărește pierderile de căldură prin evacuarea gazelor din cazan iar la excese prea mici de aer, omogenizarea imperfectă dintre combustibil și aer duce la apariția unei arderi incomplete, manifestată prin prezența neeconomică de CO în gazele de evacuare.

Coeficienții uzuali ai excesului de aer sunt:

- pentru arzătoare cu aer insuflat

$$\alpha = 1,1 - 1,2;$$

- pentru arzătoare cu aer autoaspirat

Tabelul 5.5.1. Caracteristici fizicochimice ale combustibililor gazoși.

Nr. crt.	Mărimea fizică și unitatea de măsură	Gaz metan	Gaz natural	Gaz petrolier lichefiat
1	Temperatura minimă de aprindere în amestec cu aerul [°C]	650-760	-	-
2	Limita de amestec cu aerul la 20°C pentru aprindere [%]			
	- minimă	5	-	-
	- maximă	15	-	-
3	Temperatura teoretică de ardere [°C]	2050	-	-
4	Puterea calorică inferioară			
	- H_i [kJ/kg]	49900	-	45150
	- H_i [kJ/m ³]	35800	35800	115000

$\alpha = 1,2 - 1,4$;

Pentru calculul parametrilor coșului de evacuare a gazelor de ardere, eventual al exhauratorului ca și pentru calculul canalelor de gaze de ardere este necesar să se determine debitul de gaze de ardere produs de arzător:

$$V_g = V_o \cdot B \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad (5.5.3)$$

unde:

V_g - este volumul unitar m^3/m^3 combustibil gazos] de gaze rezultate din arderea combustibilului gazos.

În arderea corectă gazele de ardere au în compoziție CO_2 , SO_2 , H_2O , N_2 și aerul în exces $(\alpha - 1) \cdot V_o$.

Volumul de CO este nesemnificativ la concentrații maxime uzuale de 100 ppm în gazele de ardere.

Volumul gazelor de ardere, pe componente, este:

$$V_{\text{CO}_2} = 0,01 \cdot (\text{CO}_2 + \text{CO} + \text{CH}_4 + 2 \cdot \text{C}_2\text{H}_6 + 3 \cdot \text{C}_3\text{H}_8 + 4 \cdot \text{C}_4\text{H}_{10}) \quad [\text{m}^3/\text{m}^3] \quad (5.5.4);$$

$$V_{\text{SO}_2} = 0,01 \cdot (\text{H}_2\text{S}) \quad [\text{m}^3/\text{m}^3 \text{ c}] \quad (5.5.5);$$

$$V_{\text{N}_2} = 0,79 \cdot V_o + 0,01 \cdot \text{N}_2 \quad [\text{m}^3/\text{m}^3 \text{ c}] \quad (5.5.6);$$

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = 0,01 \cdot \text{H}_2 + \text{H}_2\text{S} + 2 \cdot \text{C}_2\text{H}_6 + 3 \cdot \text{C}_3\text{H}_8 + 4 \cdot \text{C}_4\text{H}_{10} + 5 \cdot \text{C}_5\text{H}_{12} + 0,016 \cdot V_o \quad [\text{m}^3/\text{m}^3 \text{ c}] \quad (5.5.7);$$

Rezultă volumul de gaze stoichiometric:

$$V_{go} = V_{\text{CO}_2} + V_{\text{SO}_2} + V_{\text{N}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}} \quad [\text{m}^3/\text{m}^3 \text{ c}] \quad (5.5.8);$$

și volumul real al gazelor de ardere pe unitatea de combustibil:

$$V_g = V_{go} + (\alpha - 1) \cdot V_o \quad [\text{m}^3/\text{m}^3 \text{ c}] \quad (5.5.9);$$

Deoarece compoziția combustibilului gazos se abate uneori de la prevederile standardizate este bine să se recalculeze puterea calorică inferioară H_i în funcție de compoziția efectivă determinată în laborator.

$$H_i = 126,4 \cdot \text{CO} + 107,9 \cdot \text{H}_2 + 229 \cdot \text{H}_2\text{S} + 358 \cdot \text{CH}_4 + 673,3 \cdot \text{C}_2\text{H}_6 + 912,4 \cdot \text{C}_3\text{H}_8 + 1184 \cdot \text{C}_4\text{H}_{10} \quad [\text{kJ}/\text{m}^3 \text{ c}] \quad (5.5.10).$$

5.5.1.2 Combustibili lichizi

Sunt utilizați la arzătoarele de putere mică și medie și se împart în mai multe categorii, după caracteristicile fizico-chimice.

Astfel, din această categorie face parte combustibilul lichid ușor (CLU) STAS 54 (tab. 5.5.2) obținut din reziduri provenite de la distilarea țițeiului și din amestecarea acestora cu fracțiuni de distilare. Are o viscozitate mare și nu poate fi pulverizat decât după o preîncălzire la 50...90°C, după calitatea lui.

După STAS 54, CLU se poate livra în 4 calități cu caracteristicile prezentate în tabelul 5.5.2.

Combustibilul lichid M, STAS 177, este o motorină cu fracție largă de distilare. Are toate caracteristicile motorinei pentru motoarele Diesel, în particular, aceea că, având viscozitate redusă, poate fi pulverizată fin la temperatura ambiantă obișnuită din centrala termică.

Pentru calculul parametrilor ventilatorului de insuflare a aerului în arzător și pentru calculul conductelor de aer este necesar să se determine debitul de aer necesar arderii:

$$V_a = V \cdot B \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad (5.5.11)$$

unde:

V - este volumul unitar $[\text{m}^3/\text{kg}$ combustibil] de aer necesar arderii,

B - debitul de combustibil lichid $[\text{kg}/\text{s}]$.

Tabelul 5.5.2. Caracteristici fizicochimice ale combustibilului lichid ușor (CLU).

Tip	1	2	3	4
Densitate la 20 °C (max) $[\text{kg}/\text{m}^3]$	900	930	935	940
Vâscozitate la 20 °C (max) $[\text{°E}]$	2,0	3,0	4,5	-
la 50 °C (max) $[\text{°E}]$	1,4	2,0	3	6,0
la 80 °C (max) $[\text{°E}]$	-	-	-	3,0
Punct de congelare $[\text{°C}]$ (max)				
iarna	-15	-15	-10	0
vara	+5	+5	+5	+5
Punct de inflamabilitate $[\text{°C}]$ (min)	50	55	60	65
Apă [%] (max)	0,1	0,5	0,5	0,5
Cenușă [%] (max)	0,05	0,1	0,1	0,2
Sulf [%] (max)	0,5	1,0	2,0	2,0
Cifra de cocs [%] (max)	1	4	5	8
Putere calorică inferioară $[\text{kJ}/\text{kg}]$ (min)	41 800	40 550	40 350	39 100

Tabelul 5.5.3. Caracteristici fizico-chimice ale lemnului.

Compoziția [%]	C	H	O	N	A	W
la masa organică	50	6	43	1		
cenușa la masa uscată					2	
umiditatea la masa brută						
- lemn verde						30...50
- lemn uscat						15...30
- uscat artificial						5...10
umiditatea W [%]	0	10	20	30	40	50
puterea calorică inferioară $[\text{kJ}/\text{kg}]$	18 800	16 600	14 500	12 300	10 300	8 120

Tabelul 5.5.4. Cărbuni - compoziție și caracteristici de ardere.

Bazin	W [%]	A [%]	S [%]	H_i $[\text{kJ}/\text{kg}]$	θ_{ci} $[\text{°C}]$	θ_{ct} $[\text{°C}]$	θ_{cc} $[\text{°C}]$
Motru	41,0	42,5	1,4...1,5	6490...6910			
Rovinari	41,0	40,5	1,2...1,5	6590...7 120	960	1 195	1 295
Anina	9,0	54,0	1,7	13 400			
Cozia	10,2	54,8	1,6	12 560	1 051	1 090	1 141
Câmpulung	31,0	36,2	1,0	10 460			
Filipești	28,5	41,0	2,5	8 372	1 027	1 110	1 160
Sotinga	36,1	40,0	2,5	8 580			
Comănești	11,5	46,5	2,3	13 000	948	1 118	1 181

W - conținutul de apă; A - conținutul de cenușe

Tabelul 5.5.5. Brichete - compoziție și caracteristici de ardere.

Mina de proveniență a cărbunelui	U.M.	Aninoasa Petrița	Comănești	Codlea
Forma brichetelor		ovoidală	ovoidală	ovoidală
Dimensiuni - lungime	$[\text{mm}]$	54...59	49...54	56...60
- lățime	$[\text{mm}]$	45...48	44...48	43...48
- grosime	$[\text{mm}]$	34...36	30...34	32...40
Masa	$[\text{g}/\text{buc}]$	47...60	40...50	45...65
Liant bituminos	$[\%]$	6,5...7	10,5...11,5	—
Compoziție - volatile	$[\%]$	35...38	23...25	30...32
- umiditate	$[\%]$	3...4	3...4	6...7
- cenușă	$[\%]$	14...17,3	17,5...21	36...38,5
- sulf	$[\%]$	3	3,7	1,5
Putere calorică	$[\text{kJ}/\text{kg}]$	24 700...26 700	23 600...25 500	17 200...17 600

În cazul general, combustibilul poate avea în compoziție următoarele elemente în care simbolurile reprezintă participării gravimetrice, în unitatea de combustibil [kg]: componente combustibile (C, H, S), componente inerte (N, W, A) și comburant O. Conventional, se notează cu W conținutul de H₂O și cu A conținutul de cenușă.

Volumul de aer unitar necesar arderii stoichiometrice V_o este dat de relația:

$$V_o = 0,0889 \cdot C + 0,0333 \cdot S + 0,265 \cdot H - 0,0333 \cdot O \quad [\text{m}^3/\text{kg}] \quad (5.5.12);$$

La componentele care lipsesc în

compoziție se introduce valoarea 0.

Ardearea reală se face luându-se în considerare coeficientii de exces de aer α cu valori cuprinse între 1,1 și 1,2.

Debitul de gaze de ardere produs de arzător:

$$\dot{V}_g = V_g \cdot B \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad (5.5.13);$$

unde:

V_g - este volumul unitar [m^3/kg combustibil lichid] de gaze rezultate din arderea combustibilului lichid.

Volumele de gaze de ardere pe componente sunt:

$$V_{CO_2} = 0,01866 \cdot C \quad [\text{m}^3/\text{kg}] \quad (5.5.14);$$

$$V_{SO_2} = 0,006998 \cdot N \quad [\text{m}^3/\text{kg}] \quad (5.5.15);$$

$$V_{N_2} = 0,79 \cdot V_o + 0,008 \cdot N \quad [\text{m}^3/\text{kg}] \quad (5.5.16);$$

$$V_{H_2O} = (9 \cdot H + W) / 80,4 + 0,016 \cdot V_o \quad [\text{m}^3/\text{kg}] \quad (5.5.17);$$

Rezultă volumul de gaze stoichiometric:

$$V_{go} = V_{CO_2} + V_{SO_2} + V_{N_2} + V_{H_2O} \quad [\text{m}^3/\text{kg}] \quad (5.5.18);$$

și volumul real de gaze de ardere pe unitatea de combustibil:

$$V_g = V_{go} + (\alpha - 1) \cdot V_o \quad [\text{m}^3/\text{kg}] \quad (5.5.19);$$

Deoarece compoziția combustibilului lichid se abate uneori de la prevederile standardizate este bine să se recalculeze puterea calorică inferioară H_i în funcție de compoziția efectivă cu relația:

$$H_i = 339 \cdot C + 1200 \cdot (H - O/8) + 104,7 \cdot S - 25,1 \cdot (W - 1,125 \cdot O) \quad [\text{kJ}/\text{kg}] \quad (5.5.20).$$

5.5.1.3 Combustibili solizi

Din punct de vedere al utilizării, la cazane, se iau în considerare două clase de combustibili solizi: naturali și prelucrați. Din prima categorie fac parte lemnele și cărbunii iar, din a doua categorie, cărbunii brichetați.

În cazul general, combustibilul poate avea în compoziție următoarele elemente, în care simbolurile reprezintă participării gravimetrice în unitatea de combustibil [kg]: componente combustibile (C, H, S), componente inerte (N, W, A) și comburant O. Conventional, se notează cu W conținutul de H₂O și, cu A, conținutul de cenușă. Se remarcă aceeași structură de compoziție cu cea a combustibilului lichid, deci calculul debitului de aer necesar pentru ardere și al debitului de gaze de ardere rezultat se face cu aceleași relații ca și pentru combustibilul lichid.

5.5.1.3.1 Combustibili solizi naturali

LEMNELE - Se utilizează drept combustibil la sobe și la centralele termice din zonele de pădure, unde posibilitatea de aprovizionare locală și costul relativ scăzut fac economică utilizarea lor. Prin calitățile sale de ardere: aprindere ușoară, datorită conținutului mare de volatile, lipsa sulfului care asigură o ardere nepoluantă și faptul că resturile de ardere (cenușa) sunt foarte puține, lemnele sunt un combustibil de bună calitate pentru cazanele mici.

Principalele caracteristici ale lemnelor pentru combustibil sunt date în tabelul 5.5.3.

CĂRBUNII - Cărbunele disponibil în țara noastră, pentru ardere, este lignitul. Costul ridicat raportat la eficiența lui termică face ca utilizarea acestuia în centralele de încălzire sau industriale, să nu fie economică. În afară de aceasta, datorită umidității inițiale mari, lignitul are o aprindere dificilă, necesitând un aport mare de căldură la începutul procesului de ardere. Cenușa, care se topește la temperaturi joase (1100-

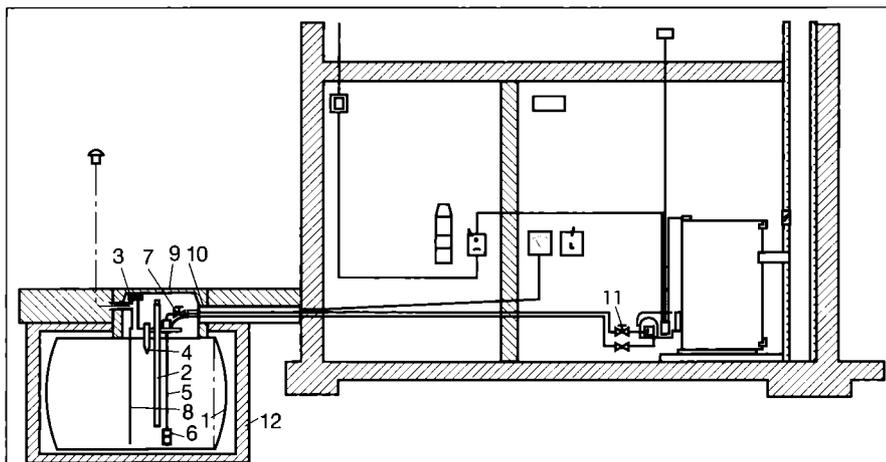


Fig. 5.5.1. Alimentarea arzătorului cu combustibil lichid:

1 - rezervor; 2 - tijă de control; 3 - aerisire; 4 - semnal de preaplin; 5 - țevă de consum combustibil; 6 - sorb; 7 - robinet de închidere; 8 - semnalizare nivel; 9 - capac; 10 - protecție țevă combustibil; 11 - robinet de reglare la arzător; 12 - cuvă din beton.

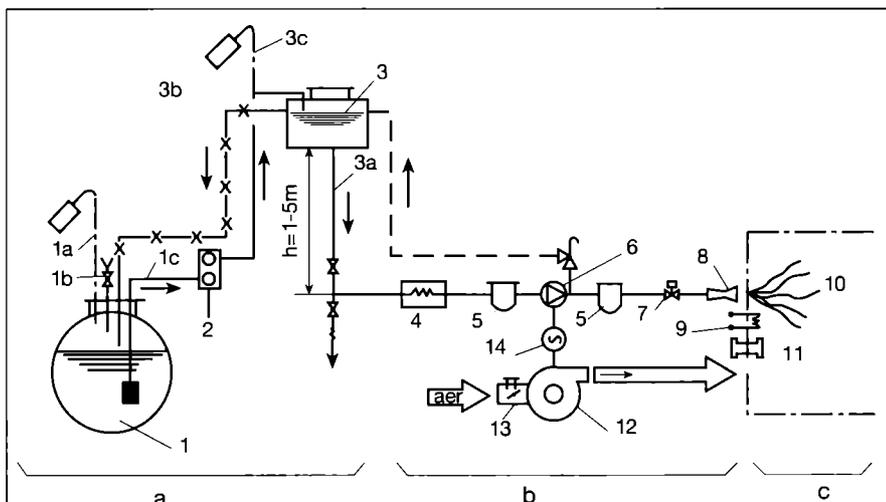


Fig. 5.5.2. Schema tehnologică a instalației de alimentare, depozitare, distribuție cu rezervor intermediar și ardere a combustibilului ușor cu arzător monobloc:

a - schema tehnologică a instalației de combustibil;

b - schema tehnologică a arzătorului monobloc "tot-nimic"; c - focar;

1 - rezervor de depozitare; 1a - racord de aerisire cu opritor de flacără; 1b - racord de alimentare; 1c - racord conductă de alimentare cu combustibil; 2 - pompă de transvazare; 3 - rezervor de combustibil; 3a - racord conductă de combustibil; 3b - conductă de preaplin; 3c - racord de aerisire cu opritor de flacără; 4 - preîncălzitor de combustibil; 5 - filtre; 6 - pompă de combustibil; 7 - ventil electromagnetic; 8 - injector; 9 - electrod de aprindere; 10 - focar; 11 - detector de flacără; 12 - ventilator; 13 - dispozitiv de ajustare aer; 14 - motor electric.

1200 °C), face ca, în ultima fază, să se producă zgurificarea patului de ardere, apariția unor mari cantități de părți nearse, cu pierderi energetice ce ajung la 10-15 %.

Principalele caracteristici de compoziție și de ardere ale lignitului sunt prezentate în tabelul 5.5.4.

Temperaturile caracteristice ale cenușii și zgurii sunt următoarele:

θ_{ic} - temperatura de înmuiere a cenușii;
 θ_{tc} - temperatura de topire a cenușii;
 θ_{cz} - temperatura de curgere a zgurii.

5.5.1.3.2 Combustibili solizi brichetați

BRICHETELE - Prin presarea cărbunilor mărunți sau praf se obțin brichete de cărbune.

O parte din sterilul conținut din cărbune, rezultat din exploatare, poate fi înlăturat prin flotare în lichide grele și prin aceasta se ridică puterea calorică a brichetelor până la valori de 17 000-27 000 kJ/kg.

Brichetarea se poate face cu liant sau fără liant. Unii cărbuni brunii, din clasa cărbunilor brunii pământoși, se brichetează prin presare la presiune ridicată. Restul cărbunilor necesită pentru brichetare un liant de tip bituminos.

În tabelul 5.5.5 se prezintă unele caracteristici ale brichetelor de cărbune.

5.5.2. Instalații de ardere a combustibililor lichizi

Cuprind rezervoarele de depozit, rezervorul de consum zilnic (dacă este cazul), arzătoarele, pompele pentru circulația combustibilului (dacă este cazul) precum și conductele de transport cu armăturile respective.

În funcție de capacitatea centralei termice precum și de numărul cazanelor, alimentarea cu combustibil a arzătoarelor se poate face direct din rezervorul de depozitare sau prin intermediul unui rezervor intermediar.

La instalațiile de alimentare cu combustibil lichid a cazanelor fără supraveghere permanentă se prevăd dispozitive de blocare a admisiei combustibilului în caz de întrerupere a curentului electric sau de defectare a componentelor utilajelor care servesc arderea.

5.5.2.1 Instalații de alimentare cu pompare directă

Se utilizează pentru centralele termice cu putere mică (circa 2 cazane) (fig. 5.5.1).

Alimentarea cu combustibil a arzătorului se face din rezervorul de depozitare cu ajutorul unor pompe volumetrice cu filtre încorporate în ansamblul arzătorului. Opțional, arzătorul poate fi dotat și cu preîncălzitor de combustibil în sistem încorporat: termorezistență electrică pe conducta de alimentare a duzei de pulverizare și/sau termorezistență imersată în combustibil într-un recipient termostatat, intercalat pe conducta de refluxare a pompei.

5.5.2.2 Instalația de alimentare cu rezervor intermediar

La centralele termice prevăzute cu mai multe cazane se recomandă alimentarea cu combustibil a arzătoarelor, prin cădere liberă dintr-un rezervor intermediar amplasat fie în sala cazanelor, fie într-o încăpere adiacentă acesteia, în funcție de capacitatea lui.

Schema unei astfel de instalații este

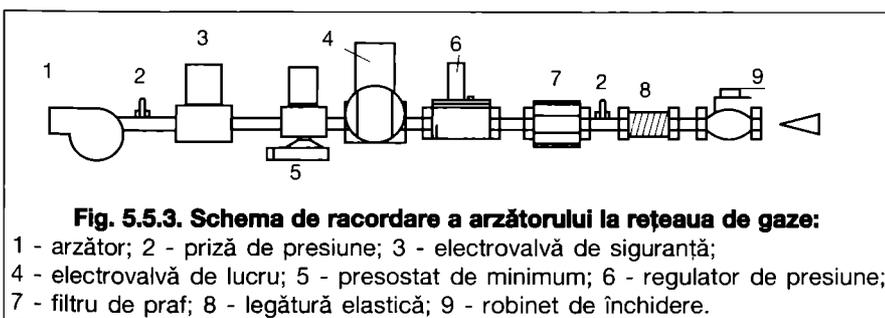


Fig. 5.5.3. Schema de racordare a arzătorului la rețeaua de gaze:

1 - arzător; 2 - priză de presiune; 3 - electrovalvă de siguranță;
 4 - electrovalvă de lucru; 5 - presostat de minimum; 6 - regulator de presiune;
 7 - filtru de praf; 8 - legătură elastică; 9 - robinet de închidere.

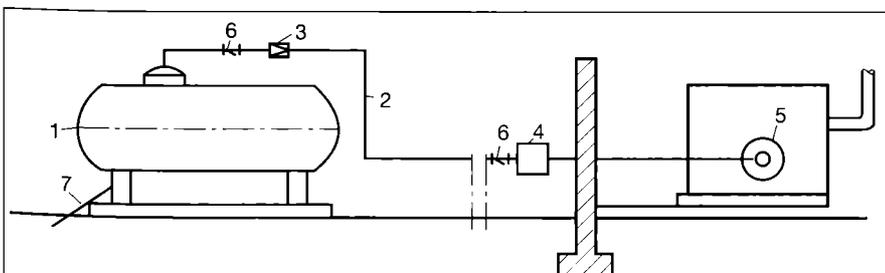


Fig. 5.5.4. Instalații de ardere a combustibilului GPL:

1 - rezervor GPL de 2700 l; 2 - conductă gaze petroliere; 3 - reductor de presiune; 4 - stație de reglare gaze; 5 - arzător; 6 - filtru de impurități;
 7 - legare la pământ.

prezentată în fig. 5.5.2.

Combustibilul din unul sau mai multe rezervoare este pompat cu ajutorul pompelor în rezervorul de consum zilnic de unde, prin cădere liberă, este trimis la cazane printr-o rețea de conducte. Pentru a asigura o bună alimentare a arzătoarelor, se recomandă ca înălțimea h de amplasare a rezervorului intermediar față de arzătoare să fie cuprinsă între 1 și 5 m (în general $h = 2$ m).

La instalațiile de alimentare a cazanelor cu combustibil lichid și rezervor de înălțime, fără supraveghere directă, permanentă, se prevăd dispozitive de blocare a admisiei combustibilului în caz de întrerupere a curentului electric sau de defectare a componentelor utilajelor care servesc arderea.

5.5.3. Instalații de ardere a combustibililor gazoși

Sunt mai pretențioase, pe de o parte, datorită caracterului exploziv iar, pe de altă parte, datorită variațiilor mari de presiune în regim de exploatare pe care le prezintă gazele naturale. De aceea racordurile la arzătoare se fac ținându-se seama de tipul arzătorului și de variațiile de presiune ale gazului, mai precis, de presiunea minimă la care poate lucra arzătorul.

În fig. 5.5.3 se prezintă schema de principiu de racordare a arzătorului la rețeaua de gaze.

Arzătorul este racordat la rampa de gaz care cuprinde, succesiv, următoarele componente obligatorii: priza de presiune, necesară pentru determinarea presiunii statice și dinamice la intrare în rampă; electrovalva de siguranță, cu funcționare în regim tot-nimic și cu presiunea de lucru garantată de 1,5 - 2 ori mai mare decât presiunea maximă de lucru a rampei de gaz; electrovalva de lucru, cu deschidere bruscă la arzătoarele cu aer autoaspirat și, la arzătoarele mici, cu aer insuflat, iar la

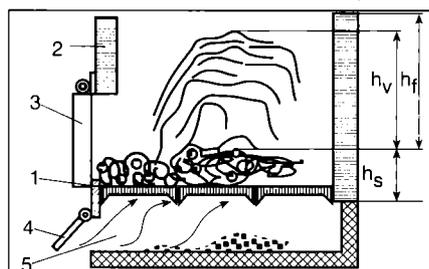


Fig. 5.5.5. Focar pentru arderea lemnelor:

1 - bare de grătar; 2 - zidăria refractară a focarului; 3 - ușă de încărcare; 4 - ușă de reglare a aerului; 5 - cenușar;
 h_s - înălțime de strat; h_v - înălțime de ardere a volatilor; h_f - înălțime focar.

arzătoarele mijlocii și mari cu aer insuflat are deschiderea lentă și poate avea două trepte de debit prereglat; presostat de minimum, care dă comanda de oprire a arzătorului în momentul în care presiunea din rampă coboară sub presiunea minimă de lucru stabilită pentru arzător, de exemplu 50 mbar, la majoritatea arzătoarelor cu aer insuflat, și 25 mbar, la cele autoaspirante; regulator de presiune, pentru menținerea foarte stabilă a presiunii la arzător; filtru de praf, cu rolul de a proteja organele de închidere din aval; legătură elastică, utilă atunci când se fac intervenții la arzător sau cazan; robinet de separare.

În general, arzătoarele se livrează echipate cu componentele (1) - (6) din fig. 5.5.3 care țin direct de funcționarea arzătorului. Componentele (7) - (9) se prevăd în proiectul de instalare. Unele tipuri de arzătoare cu rampe compacte pot îngloba într-un corp comun componentele (2) - (5) și (7).

În cazul când apar frecvente căderi de presiune în rețeaua de gaze este bine să se determine pierderile de sar-

cină pe rețeaua interioară și la presiunea minimă de lucru a arzătorului, determinându-se astfel diferența dintre presiunea statică și cea dinamică la intrare în arzător, la sarcină minimă. Reglarea presostatului de minimum se face astfel încât acesta să întrerupă funcționarea arzătorului la atingerea presiunii minime (dinamice) și să nu permită pornirea acestuia în momentul imediat următor când apare saltul de presiune de la presiunea dinamică la cea statică, ci doar la o creștere mai mare a acesteia. În felul acesta se evită fenomenul de pendulare (porniri și opriri repetate) care, dacă durează mult, pot duce la avarierea arzătorului.

5.5.4. Instalații de ardere a gazelor petroliere lichefiate

La centralele termice cu capacități mici se pot utiliza, drept combustibil, gazele petroliere lichefiate (GPL). Disponibilitățile de GPL ale industriei petroliere a constituit motivația luării în studiu a posibilității realizării de instalații de ardere care să folosească un astfel de combustibil (utilizarea gazelor produse prin vaporizarea produselor

petroliere lichefiate: propan și butan).

SC. SPRINT S.R.L. București a realizat o instalație de încălzire în care centrala termică este prevăzută cu un cazan de apă caldă de 46,5 kW, utilizând drept combustibil GPL (fig. 5.5.4).

Instalația de ardere GPL se compune dintr-un rezervor metalic de formă cilindrică având capacitatea de 2700 l. Gazul evaporat este transportat la centrala termică printr-o conductă subterană a cărei tehnologie de montare este asemănătoare cu cea pentru gazul metan. Pentru reducerea presiunii gazului de la circa 12-14 bar la 0,02 bar s-a prevăzut o stație de reducere a presiunii într-o singură treaptă, compusă din 3 regulate montate în paralel, de tip RGL SEPA S.A. Bârlad.

5.5.5. Instalații de ardere a combustibililor solizi

5.5.5.1 Arderea lemnelor

Lemnele se ard în cazane speciale, pe grătare plane, cu aer aspirat de sub grătar din camera denumită cenușar.

Din analiza procesului de ardere rezultă că necesarul de aer este variabil în timp și pentru a nu exista o ardere incompletă în fazele care cer un maximum de debit de aer, se folosește un exces mare de aer chiar și în fazele care necesită aer puțin. Arderea în aceste condiții este mai puțin economică, randamentul cazanelor cu lemne fiind de ordinul 70...80%.

În fig 5.5.5 se prezintă un exemplu de focar cu bare de grătar folosite la arderea lemnelor.

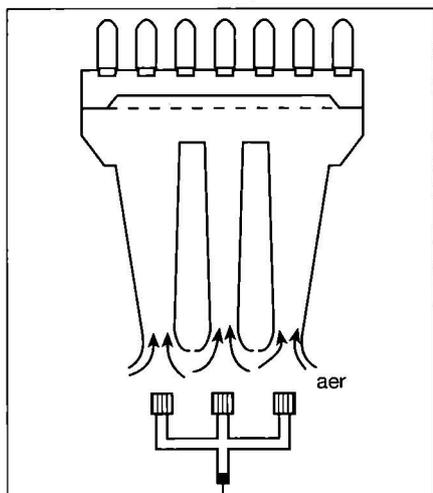


Fig. 5.5.9. Arzător cu rampe multiple.

Tabelul 5.5.6. Debit orar de SO₂ emis de o centrală termică de 10 MW funcționând cu lignit.

Tip lignit	Debit comb	Debit sulf	Debit SO ₂
	[kg/h]	[kg/h]	[kg/h]
Motru	8 929	129,5	259,0
Rovinari	8 595	116,0	232,0
Anina	4 464	75,9	151,8
Cozia	4 762	76,2	152,4
Câmpulung	5 714	57,1	114,2
Filipești	7 143	178,6	357,2
Sotinga	6 969	174,2	348,4
Comănești	4 608	106,0	212,0

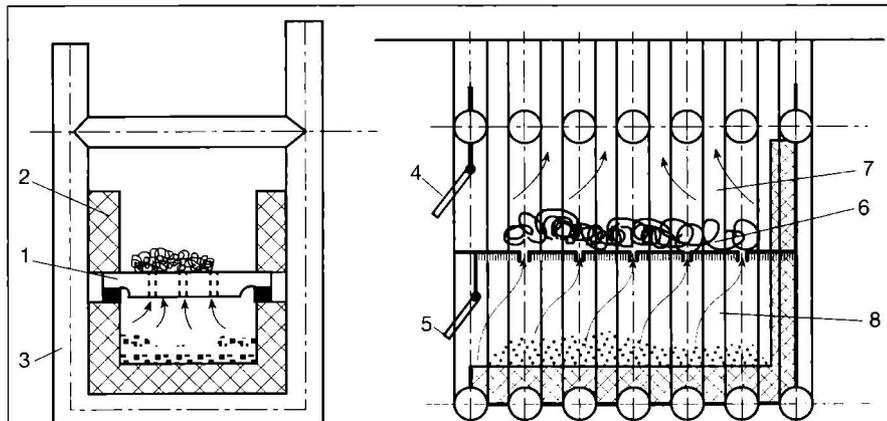


Fig. 5.5.6. Cazan cu grătar METALICA (pentru arderea lignitului):

1 - bare de grătar; 2 - șamotare în focar; 3 - elemente de cazan; 4 - ușă focar; 5 - ușă cenușar; 6 - strat de combustibil; 7 - volum de ardere a volatilelor; 8 - cenușar.

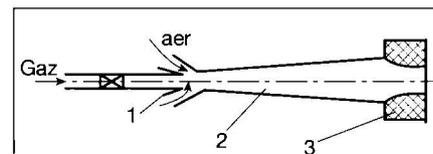


Fig. 5.5.7. Arzător autoaspirant:

1 - duză de gaz; 2 - cameră de amestec; 3 - cap de ardere.

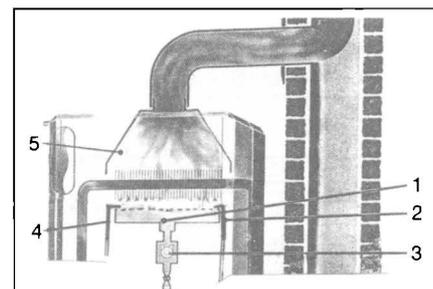


Fig. 5.5.8. Ruperea de presiune la cazane cu arzătoare autoaspirante:

1 - arzător; 2 - electrod de aprindere; 3 - vană de gaz; 4 - electrod de detecție flacără; 5. hotă cu rupere de presiune.

5.5.5.2 Arderea cărbunilor

Lignitul brut are un conținut mare de fracție fină, sub 10 mm, care cade sub grătar și este pierdut, energetic, fiind evacuat cu cenușa. De asemenea, cantitatea de cenușă este mare, de ordinul 40% din masa combustibilului inițial, și trebuie gândită de la început soluția de depozitare sau de evacuare a cenușii din centrala termică.

Soluția tipică de cazan de încălzire folosind lignit este cazanul METALICA. În fig. 5.5.6 se prezintă o secțiune prin cazanul METALICA cu grătar.

Valoarea excesului de aer mediu în funcționarea grătarului este de 2,5...3 și durata unui ciclu de funcționare este de 4-6 h după care grătarul trebuie descărcat și curățit deoarece este blocat cu zgură. Urmează din nou o aprindere.

Se remarcă în cazul lignitului un conținut mare de sulf (1,2...2,5%) ceea ce face ca gazele de ardere să aibă un conținut ridicat de SO₂ și să fie puternic poluante.

În tabelul 5.5.6 se prezintă debitul orar de SO₂ ce se emite de către o centrală termică cu puterea de 10 MW (echivalent de încălzire pentru 1 000 apartamente). La asemenea grade mari de poluare și la indicii economici foarte defavorabili alegerea soluției de ardere a lignitului în centrale mici trebuie foarte bine justificată.

5.5.5.3 Arderea brichetelor

Procesul de ardere a brichetelor de cărbune este mult mai bun decât cel al arderii lignitului brut, fără probleme de aprindere și de zgurificare. Trebuie, totuși, remarcat faptul că, la conținutul mare de sulf din combustibilul tip brichete, emisiile poluante în gazele de ardere pot deveni inacceptabile.

Instalațiile de ardere sunt tot pe grătar plan fix.

Dezavantajul arderii brichetelor este costul lor ridicat.

5.5.6. Arzătoare de combustibil gazos

Tipurile de arzătoare se clasifică, în primul rând, după modul de introducere a aerului necesar arderii. Dacă aerul este admis prin efectul de ejectie al combustibilului combinat cu introducerea unui aer secundar prin depresiunea realizată în focar, arzătorul este cu aer aspirat (autoaspirant). În cazul când există un ventilator care insuflă aerul necesar arderii, arzătorul este cu aer insuflat (presurizat).

Trebuie delimitate particularitățile fiecărei categorii de arzătoare pentru a utiliza corect tipul adecvat. Avantajele și dezavantajele, sunt prezentate în continuare.

ARZATOR CU AER ASPIRAT

avantaje:

- simplitate constructivă prin lipsa ventilatorului;
- autoreglarea aspirației de aer la variații de presiune a gazului;

ARZATOR CU AER INSUFLAT

avantaje:

- reglare riguroasă a proporției combustibil/aer care se menține constantă în timp;
- posibilitate de:
 - automatizare la sarcini variabile;
 - realizare tehnică pentru orice debite;
 - introducere în trepte a aerului de ardere sau de recirculare a gazelor în focar pentru a reduce emisiile de NO_x;
 - realizare a focarelor în suprapresiune.

Comparația duce la concluzia că utilizarea arzătoarelor autoaspirante este indicată numai pentru debite foarte mici de combustibil unde economia de investiție este preponderentă față de economia de combustibil și față de posibilitatea de reglare corectă a procesului de ardere.

5.5.6.1 Arzătoare cu aer aspirat

Schema clasică a unui arzător autoaspirant este prezentată în fig. 5.5.7.

Deoarece impulsul jetului de combustibil gazos nu poate antrena mai mult de 0,4...0,6 din debitul necesar de aer (coeficient de ejectie maxim 4...6), este necesar ca focarul să fie în depresiune și completarea aerului necesar arderii să se facă prin reglarea admisiei de aer secundar. Aerul secundar se reglează pentru situația cea mai dezavantajoasă a tirajului, respectiv, a depresiunii în focar, ceea ce face ca, la existența unui tiraj mai bun, excesul de aer să fie mai mare decât cel economic. La cazanele moderne, pentru ca tirajul coșului să nu influențeze introducerea aerului secundar, se prevede o rupere de presiune la evacuarea gazelor din cazan, așa cum se arată în fig. 5.5.8.

În orice caz reglarea clapetei de admisie a aerului secundar trebuie făcută cu multă atenție la punerea în funcțiune a arzătorului și trebuie avut în vedere faptul

că, la variații de presiune a gazului se modifică debitul arzătorului și proporția de aer primar introdus prin ejectie.

Stabilizarea frontului de flacără se face la ieșirea din canalele de admisie a amestecului primar și este, relativ, redusă. De aceea, arzătoarele moderne folosesc canale de admisie de tip fante înguste racordate la mai multe rampe de gaze astfel că se realizează, practic, o suprafață plană de ardere, așa cum se arată în fig. 5.5.9.

5.5.6.2 Arzătoare cu aer insuflat

Atunci când condițiile economice nu impun alegerea unui arzător cu aer aspirat se folosește un arzător cu aer insuflat.

Soluțiile de arzătoare nu sunt mult diferite constructiv între ele, diferența majoră fiind în sistemul de reglare a

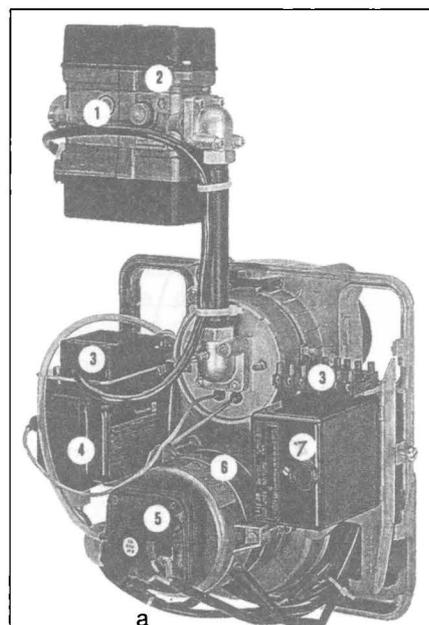


Fig. 5.5.10. Arzător de debite mici și mijlocii:

a - soluție de arzător (CHAPPEE); 1 - ventil de admisie gaz; 2 - presostat de gaz; 3 - conector pentru rampa de gaz, reglare și alimentare; 4 - transformator de aprindere; 5 - presostat de aer; 6 - motor electric-ventilator; 7 - automatizare.

Tabelul 5.5.7. Caracteristicile arzătoarelor de combustibil gazos tip CHAPPÉE și SICMA cu puteri 10-600 kW.

Tip arzător	Putere termică		Putere motor [W]	Diametrul capului de ardere [mm]	Masa netă [kg]
	maximă [kW]	minimă [kW]			
CHAPPEE CG 4-1A	47	13	150	80	11
CG 7-1A	77	42	200	98	13
CG12-1A	144	72	200	127	17
CG18-1A	250	70	250	128	28
CG28-1A	350	180	250	135	30
SIGMA GS31-1A	420	160	370	178	36
GS40-1A	480	215	370	178	36
GS51-1A	600	215	370	178	37

puterii. Sunt realizate astfel arzătoare în gama de puteri termice de la 5 la 5000 kW care vor fi ilustrate prin exemple constructive.

În gama puterilor mici și mijlocii, până la 600 kW, arzătoarele sunt, în ge-

neral, cu reglare tot-nimic. O soluție constructivă tipică este prezentată în fig. 5.5.10 a (arzător CHAPPÉE CG). În fig. 5.5.10 b și c se prezintă sistemul de alimentare cu gaz al capului de ardere: se divide curentul de gaz în 8

jeturi înconjurate de jeturi multiple de aer, astfel ca omogenizarea combustibil-aer să fie foarte bună.

În tabelul 5.5.7 se dau principalele caracteristici ale unor game de arzătoare de combustibil gazos tip CHAPPÉE și SICMA în gama de puteri 10-600 kW.

Diferitele soluții constructive de arzătoare au sisteme de omogenizare gaz-aer specifice. Combustibilul gazos poate fi admis în camera de amestec prin orificii dispuse central sau periferic în jetul de aer.

Amestecul cu jetul de aer se face în capul de ardere introducând gazul într-un jet turbionar de aer pentru a scurta flacăra și pentru a îmbunătăți stabilitatea. Reglarea poziției capului de ardere permite, în limite destul de largi, modificarea stabilității flăcării și a lungimii ei.

Sistemul de automatizare asigură următoarele secvențe de funcționare:

- prevenirea focarului (timpul minim fiind prevăzut în norme);
- punerea în funcțiune a sistemului de aprindere cu scânteie;
- controlul existenței flăcării printr-o sondă de ionizare sau o fotocelulă;
- comanda de întrerupere a alimentării cu combustibil la comanda unui termostat de reglare.

Sistemul de automatizare are și rol de protecție oprind funcționarea arzătorului în următoarele cazuri:

- nerealizarea aprinderii;
- presiune de gaz în afara limitelor prevăzute;
- lipsă de presiune a aerului;

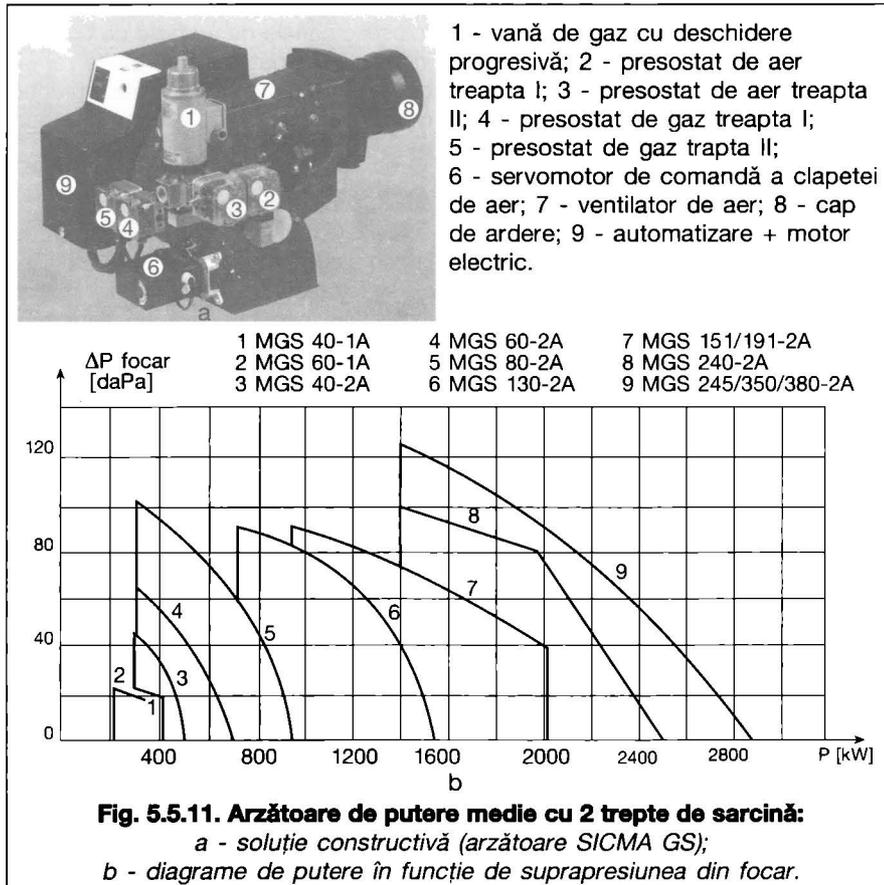


Fig. 5.5.11. Arzătoare de putere medie cu 2 trepte de sarcină: a - soluție constructivă (arzătoare SICMA GS); b - diagrame de putere în funcție de suprapresiunea din focar.

Tabelul 5.5.8 Caracteristicile unor game de arzătoare de combustibil gazos tip SICMA cu puteri 300...3 000 kW.

Tip arzător	Putere termică		Putere motor [W]	Diametrul capului de ardere [mm]	Masa netă [kg]
	maximă [kW]	minimă [kW]			
SICMA GS40-2A	480	280	370	178	36
GS51-2A	600	280	370	178	37
GS60-2A	700	300	600	178	38
GS70-2A	820	300	1 100	166	45
GS80-2A	940	300	1 100	172	57
GS130-2A	1 550	720	1 800	188	60
GS151-2A	2 000	1 000	2 200	211	67
GS191-2A	2 500	1 200	3 000	224	77
GS240-2A	2 880	1 400	4 000	226	110

Tabelul 5.5.9. Caracteristicile unor game de arzătoare de combustibil gazos tip SICMA - RAG cu puteri 500-3 000 kW.

Tip arzător	Putere termică		Putere motor [W]	Diametrul capului de ardere [mm]	Masa netă [kg]
	maximă [kW]	minimă [kW]			
SICMA GS80-RAG	940	400	1100	172	57
GS130-RAG	1 550	720	1 800	188	60
GS151-RAG	2 000	1 000	2 200	211	67
GS191-RAG	2 500	1 200	3 000	224	77
GS240-RAG	2 880	1 400	4 000	226	110

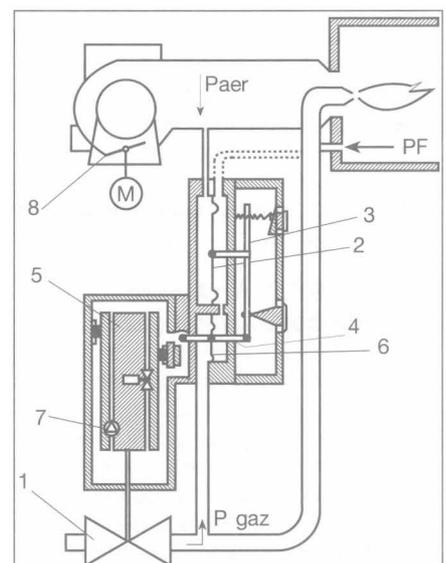


Fig. 5.5.12. Schema de principiu a regulatorului RAG raport aer-gaz controlat:

- 1 - vană de gaz; 2 - membrană de aer; 3 - sistem de pârghii; 4 - tijă cu bilă; 5 - piston servomotor; 6 - membrană de gaz; 7 - pompă de ulei; 8 - registru de aer.

- stingerea flăcării;
- sesizarea prezentei flăcări în focar înainte de aprindere;
- depășirea temperaturii maxime admise pentru agentul termic prin comanda termostatului de siguranță.

În gama puterilor medii, 200...3000 kW, arzătoarele sunt realizate pe același principiu funcțional dar se îmbunătățește posibilitatea de acoperire a sarcinii, prin funcționare în regim tot-sarcină medie-nimic (arzătoare cu 2 aluri). De asemenea, la astfel de arzătoare este necesar ca pornirea să se facă cu o creștere lentă a debitului, de la 0 la cel reglat, pentru a nu produce unde de presiune în focar la aprinderea bruscă a unui debit mare.

Un exemplu de gamă de astfel de arzătoare sunt arzătoarele SICMA prezentate în fig. 5.5.11 a. Se remarcă seturile de ventile electromagnetice, de lucru și de protecție, separate pentru fiecare alură.

În fig. 5.5.11 b se prezintă diagramele de funcționare ale arzătoarelor în funcție de suprapresiunea din focar.

În tabelul 5.5.8 se dau principalele caracteristici ale unor game de arzătoare de combustibil gazos tip SICMA în gama de puteri 300...3000 kW.

În gama puterilor mari, 1000...5000

kW, arzătoarele pot fi cu un regim continuu de reglare a puterii, având în permanență controlul proporției corecte între combustibil și aer. Un exemplu de astfel de gamă este cel al arzătoarelor SICMA RAG (Raport Aer-Gaz controlat) și al arzătoarelor LAMBORGHINI PM.

În tabelul 5.5.9 se dau principalele caracteristici ale unei game de arzătoare de combustibil gazos tip SICMA - RAG în gama de puteri 500...3000 kW iar în tabelul 5.5.10 se dau caracteristicile arzătoarelor LAMBORGHINI PM.

În fig. 5.5.12 se prezintă schema de principiu a regulatorului proporțional continuu.

Când vana de gaz este închisă, în timpul de prevențare, numai presiunea aerului acționează asupra regulatorului. Această presiune se exercită pe partea stângă a membranei pe care o deplasează spre dreapta. Prin sistemul de pârghii, tija cu bilă închide by-pass-ul servomotorului care se deplasează în sus și poate deci să deschidă vana de gaz. Presiunea gazului în aval de vană crește rapid și se exercită asupra membranei de gaz a regulatorului. În momentul în care forțele exercitate pe membrane și transmise prin pârghii sunt în echilibru (în funcție de reglarea rapor-

tului P_{gaz}/P_{aer}) tija cu bilă deschide by-pass-ul și volumul de ulei care trece prin by-pass este același cu debitul pompei. Pistonul servomotorului și vana de gaz se imobilizează în această poziție. Când necesarul de căldură crește, registrul de aer se deschide mai mult și presiunea pe membrană crește și ea. Regulatorul închide prin tija cu bilă by-pass-ul servomotorului și vana de gaz se deschide până la o nouă poziție care reechilibrează raportul P_{gaz}/P_{aer} și, astfel, raportul de volum gaz/aer rămâne constant pe toată plaja de reglare.

Având aceeași soluție constructivă cu arzătoarele de gaz natural, arzătoarele pentru combustibil provenind din gaze lichefiate (GPL) au unele modificări la rampa de combustibil pentru a se adapta la presiunile de lucru, în general, mai mari la GPL și la raportul diferit combustibil-aer față de raportul stabilit la gaz natural.

5.5.7. Arzătoare de combustibil lichid

Sunt specifice pentru diferite caracteristici ale combustibilului lichid: motorina (M) sau combustibil lichid ușor (CLU).

Arzătoarele pentru combustibil M sunt de puteri mici, de regulă, până la

Tabelul 5.5.10. Caracteristicile arzătoarelor de combustibil gazos tip LAMBORGHINI PM.

Tip arzător	Consum						Puterea termică			Motor [kW]
	[m ³ /h]			[kcal/h]			[kW]			
	min*	min.	max.	min.*	min.	max.	min.*	min.	max.	
55PM/2-1 55PM/2-U 55PM/M-U	15	27	60	128 250	230 850	513 000	149	268	597	0,74
70PM/2-1 70PM/2-U 70PM/M-U	22	45	85	180 100	384 750	726 750	219	447	845	0,74
140PM/2-1 140PM/2-U 140PM/M-U	29	60	135	247 950	513 000	1 154 250	288	596	1 342	1,80
210PM/2-1 210PM/2-U 210PM/M-U	42	95	201	359 100	812 250	1 718 550	418	944	1 998	2,20
310PM/2-U 310PM/M-U	60	140	310	513 000	1 197 000	2 650 500	597	1 392	3 082	5,50
430PM/2-U 430PM/M-U	80	210	430	684 000	1 795 500	3 676 500	795	2 088	4 275	9,20

* Valoarea minimă obținută în fază de modulare

PM/2-1; PM/2-U arzător monobloc „tot-puțin“

PM/M-U arzător monobloc cu reglare continuă

Tabelul 5.5.11. Debitul [kg/h] și puterea termică [kW, Mcal/h]

pentru duze în funcție de tipul unei duze Gph și presiune [bar].

MCH*=[Mcal/h]

[bar]	10				11			12			13			14			15		
Gph	[kg/h]	[kW]	MCH*																
1,50	5,58	66	57	5,85	69	60	6,11	72	62	6,36	75	65	6,60	78	67	6,83	81	70	
1,65	6,14	73	63	6,44	76	66	6,73	80	69	7,00	83	71	7,27	86	74	7,52	89	77	
1,75	6,51	77	66	6,83	81	70	7,14	85	73	7,42	88	76	7,71	91	79	8,24	98	84	
2,00	7,45	88	76	7,81	93	80	8,18	97	83	8,49	100	87	8,81	104	90	9,12	108	93	
2,25	8,38	99	85	8,78	104	90	9,18	109	94	9,55	113	97	9,91	118	101	10,26	122	105	
2,50	9,31	110	95	9,76	116	100	10,19	121	104	10,61	126	108	11,01	131	112	11,39	135	116	
2,75	10,24	121	104	10,73	127	109	11,21	133	114	11,67	138	119	12,11	144	123	12,53	149	128	
3,00	11,16	132	114	11,71	139	119	12,23	145	125	12,73	151	130	13,21	157	135	13,67	162	139	
3,50	13,03	155	133	13,66	162	139	14,27	169	146	14,85	176	151	15,42	183	157	15,95	189	163	
4,00	14,89	177	152	15,62	185	159	16,31	193	166	16,97	201	173	17,62	209	180	18,23	216	186	
4,50	16,75	199	171	17,57	208	179	18,35	218	187	19,10	227	195	19,82	235	202	20,51	243	209	
5,00	28,62	221	190	19,52	232	199	20,39	242	208	21,22	252	216	22,03	261	225	22,79	270	232	

600 kW; sunt arzătoare la care avantajul unei soluții constructive mai simple compensează costul mai ridicat al combustibilului.

Sistemul se compune dintr-o pompă de combustibil care injectează la presiunea de 10...15 bar combustibilul

într-o duză de pulverizare. Pulverizarea combustibilului este foarte fină și picăturile au ordinul de mărime 30...50 μm.

Aerul de ardere este insuflat de un ventilator, la fel ca la arzătoarele de combustibil gazos. Chiar și capul de ardere cu piesa de turbionare pentru

stabilizarea flăcării au aceeași soluție constructivă. De asemenea, sistemele de reglare și protecție sunt similare.

În tabelul 5.5.11 este dată lista de dimensiuni ale duzei de injecție, în funcție de debitul de combustibil necesar pentru un combustibil de tip M cu vâscozitatea de 3 °E la temperatura de 20 °C. În cazul când combustibilul lichid M are o vâscozitate mai mare este uneori nevoie să se prevadă duza cu o treaptă de valoare superioară.

Tot pentru cazul combustibililor cu vâscozitate mai ridicată, fie din cauza calității, fie din cauza temperaturii mai scăzute, unele arzătoare sunt prevăzute cu un sistem de preîncălzire a combustibilului tip M la temperatura de până la 50 °C. Pentru arzătoarele folosind combustibil CLU care are o vâscozitate mai ridicată la temperatură ambiantă, preîncălzirea combustibilului la o temperatură de 70...90 °C, înaintea pulverizării, este obligatorie. La arzătoarele de puteri medii se prevăd, în general, două trepte de funcționare: cu debit redus și cu debit maxim. În acest caz arzătoarele au două duze de pulverizare iar circuitul de combustibil care pleacă de la pompa are două ramuri, fiecare cu comandă proprie de pornire.

În fig. 5.5.13 se prezintă ca exemplu două arzătoare CHAPPÉE CF: 5.5.13 a - arzător cu o singură treaptă; 5.5.13 b - arzător cu două trepte.

În tabelul 5.5.12 se dau principalele caracteristici ale unor game de arzătoare de combustibil lichid tip CHAPPÉE CF în gama de puteri 15...350 kW funcționând cu motorină.

La arzătoarele de putere mare reglarea debitului arzătorului este continuă de la o sarcină minimă la sarcina nominală. Construcția duzelor de injecție, reglarea pompei de combustibil și soluția capului de ardere permit realizarea unei pulverizări fine și a unei arderi de bună calitate în tot domeniul de funcționare.

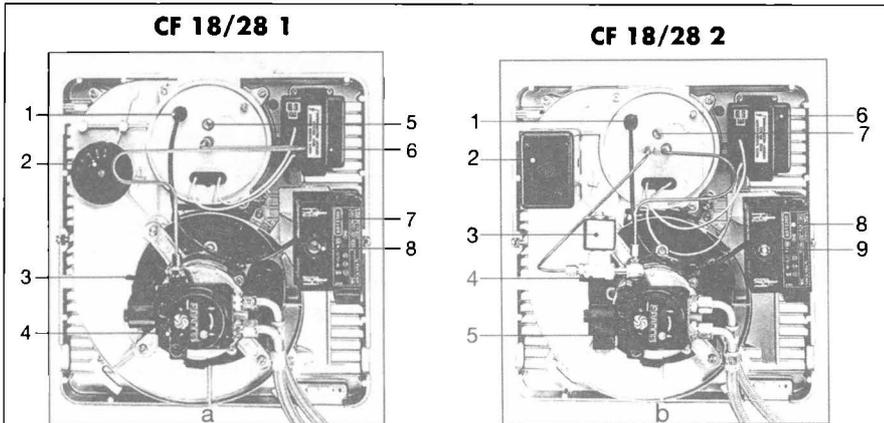


Fig. 5.5.13. Arzător pentru combustibil lichid (soluție CHAPPÉE CF):

a. cu o treaptă de funcționare;

1 - celulă fotoelectrică de detectare a flăcării; 2 - reglare manuală a clapetei de aer; 3 - reglare combustibil; 4 - pompă de combustibil; 5 - reglare de poziție a capului de ardere; 6 - transformator de aprindere; 7 - bloc de automatizare; 8 - buton de rearmare a blocului după avarie

b. cu două trepte de funcționare;

1 - celulă fotoelectrică de detectare a flăcării; 2 - motor electric cu reglare de aer treapta I și II; 3 - ventil combustibil cu două trepte; 4 - reglare combustibil; 5 - pompă de combustibil; 6 - transformator de aprindere; 7 - reglare de poziție a capului de ardere; 8 - bloc de automatizare; 9 - buton de rearmare a blocului după avarie.

Tabelul 5.5.12. Caracteristicile arzătoarelor de combustibil lichid tip CHAPPÉE cu puteri 15...350 kW funcționând cu motorină

Tip arzător	Putere termică		Putere motor [W]	Diametrul capului de ardere [mm]	Masa netă [kg]
	maximă [kW]	minimă [kW]			
CHAPPEE CF4R-1A	48	17	290	80	10
CF 4-1A	48	28	180	80	10
CF 7-1A	89	42	200	98	13
CF12-1A*	142	71	220	127	13
CF12-2A*	142	98	290	127	13
CF18-1A	250	70	250	128	22
CF18-2A	250	70	250	128	22
CF28-1A	350	180	250	135	23
CF28-2A	350	180	250	135	23

* 1A - o treaptă; 2A - două trepte

Tabelul 5.5.13. Caracteristicile arzătoarelor mixte (combustibil gazos-combustibil lichid CLU) tip SICMA MGS cu puteri 300...3000 kW

Tip arzător	Putere termică		Putere motor [W]	Diametrul capului de ardere [mm]	Masa netă [kg]
	maximă [kW]	minimă [kW]			
SICMA MGS 80	940	300	1 100	172	66
MGS130	1 550	720	1 800	188	69
MGS151	2 000	1 000	2 200	211	80
MGS191	2 500	1 200	3 000	224	87
MGS240	2 880	1 400	4 000	226	130

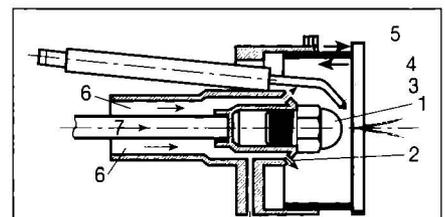


Fig. 5.5.14. Arzător mixt cu introducerea în zona centrală a combustibilului gazos:

1 - duză de combustibil lichid; 2 - orificiu de admisie combustibil gazos; 3 - electrod de aprindere; 4 - cap de ardere - stabilizator; 5 - șurub de reglare a capului de ardere; 6 - gaz; 7. lichid M.

5.5.8. Arzătoare mixte gaze-lichid

Deoarece soluția constructivă a însuflării de aer și a capului de ardere nu este diferită la un arzător de combustibil gazos față de unul de combustibil lichid, alimentarea cu cei doi combustibili se face pe aceeași structură de arzător. Funcționarea este alternativă, cu un combustibil sau cu celălalt.

Sunt prevăzute următoarele soluții constructive:

- la funcționarea cu combustibil gazos, pompa de injecție a combustibilului lichid se decuplează pentru a nu funcționa în gol;
 - la trecerea de la combustibil gazos la combustibil lichid se oprește arzătorul și trebuie repornit printr-o comandă manuală; la trecerea inversă, arzătorul nu se oprește;
 - reglarea aerului făcută pentru funcționarea cu unul din combustibili trebuie să corespundă la un anumit debit al celuilalt combustibil, deoarece la trecerea de la un combustibil la altul nu se face nici o reglare de aer; rezultă că puterea arzătorului va fi puțin diferită pe cei doi combustibili: de exemplu, la același exces de aer, raportul puterilor combustibil gazos/combustibil lichid are valoarea 1,1.
- În fig. 5.5.14 se prezintă principiul alimentării mixte a arzătorului cu combustibil lichid, prin duză, și cu combus-

tibil gazos, prin orificii dispuse împrejurul duzei centrale.

În fig. 5.5.15 se prezintă o distribuție periferică a combustibilului gazos prin 6 canale de însuflare, la arzătoare de debite mari, în centrul arzătorului rămânând injecția de combustibil lichid cu două duze pentru cele două trepte de funcționare (fig. 5.5.15 a și b).

Reglarea fină a debitului de gaz se face cu inele de reglare care astupă

parțial fantele de admisie (fig. 5.5.15 c)

În tabelul 5.5.13 se dau principalele caracteristici ale unei game de arzătoare mixte (gaze + CLU) tip SICMA MGS în gama de puteri 300...3 000 kW.

5.5.9. Reducerea emisiilor poluante

O problemă esențială a arzătoarelor moderne este emisia redusă de noxe.

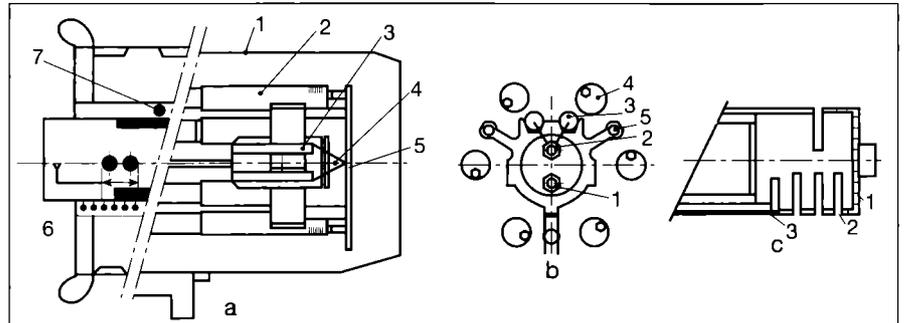


Fig. 5.5.15. Arzător mixt cu introducere în zona periferică a combustibilului gazos:

a. secțiune longitudinală;

- 1 - cilindrul capului de ardere; 2 - canale de însuflare gaz; 3 - electrozii de aprindere; 4 - duze de combustibil lichid; 5 - cap de ardere-stabilizator; 6 - scală gradată de poziție a capului; 7 - șurub de fixare poziție cap;

b. vedere frontală;

- 1 - duză combustibil lichid treaptă I; 2 - duză combustibil lichid treaptă II; 3 - electrozii de aprindere; 4 - canal de însuflare gaz; 5 - prindere și concentrare a capului;

- c. inel de reglare fină a debitului de gaz; 1 - capul canalului de însuflare; 2 - orificii de ieșire a gazului; 3 - inel de reglare.

Cantitatea de NOx produsă în funcție de temperatura de ardere a combustibilului (gaz natural)													
Temperatura gazelor de ardere [C°]	1400	1450	1500	1550	1600	1650	1700	1750	1800	1850	1900	1950	2000
Cantitatea de NOx produsă [mg NOx/m³]	34,98	51,46	77,94	118,4	194,6	294,6	414,1	550,6	702,3	868,0	1046,6	1237,5	1439,9

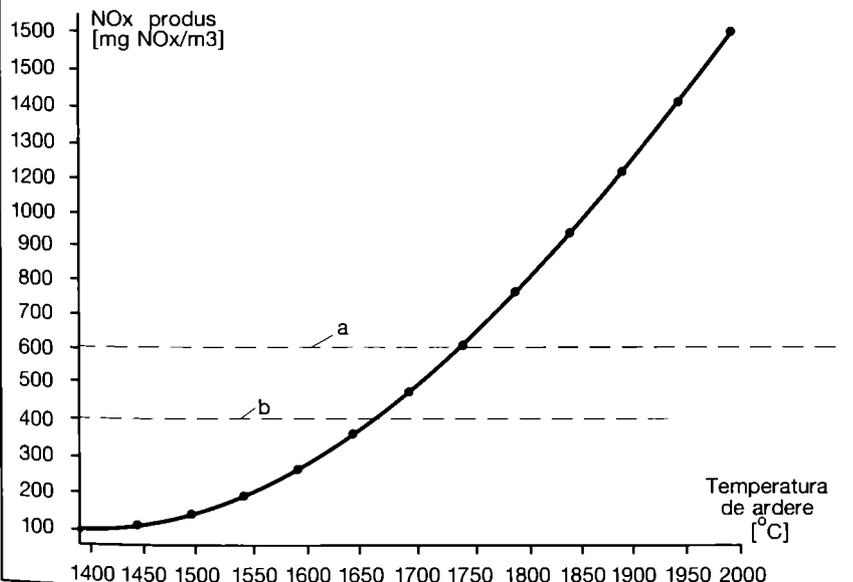


Fig. 5.5.16. Dependența emisiilor de NOx de temperatura de ardere:

- a - nivel admisibil de emisii la instalații mici;
- b - nivel admisibil de emisii la instalații mari.

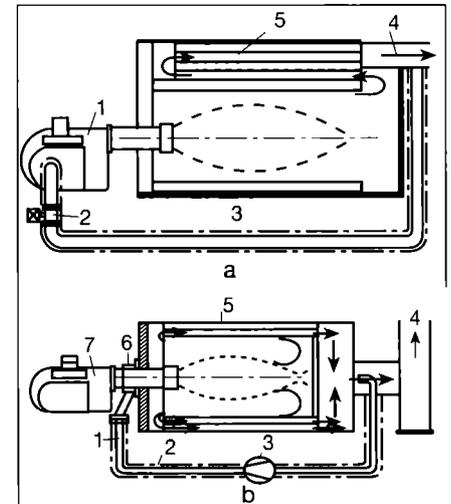


Fig. 5.5.17. Recirculare externă de gaze pentru reducerea NOx:

- a - cu aspirație prin ventilator de aer 1 - arzător; 2 - clapetă de reglare a gazelor de ardere; 3 - tubulatură de recirculare izolată; 4 - ieșire de gaze de ardere; 5 - cazan

b. cu ventilator de gaze;

- 1 - tubulatură de recirculare gaze de ardere; 2 - izolație; 3 - ventilator de gaze cu debit reglabil; 4 - coș; 5 - cazan; 6 - racord de gaze recirculate; 7 - arzător.

5.5.9.1 Emisii de CO și COV

Normele de emisii prevăd un maximum de 100 ppm de CO emis la un conținut de O₂ în gazele de ardere de 3% (exces de aer $\alpha = 1,1$). Toate arzătoare moderne realizează niveluri admisibile de emisii de CO în condițiile unui focar adecvat și ale unei reglări corecte la instalare. Este de mare importanță, în primul rând, ca focarul să aibă dimensiuni suficiente pentru dezvoltarea flăcării, deoarece toate focarele sunt cu pereți reci și, dacă flacăra atinge pereții, se produce o blocare a reacțiilor de ardere și apariția masivă de CO. În al doilea rând, este necesar ca la instalarea arzătorului reglarea capului de ardere și a dozajului combustibil-aer să se facă măsurând, cu un analizor de gaze, calitatea arderii deoarece, la excesele mici de aer cu care funcționează arzătoarele, reglările trebuie făcute foarte fin.

În general, la arzătoarele mici și mijlocii nu sunt probleme de apariție a COV (compusi organici volatili), astfel de probleme apar la arzătoarele mari cu combustibili grei.

5.5.9.2 Emisii de NOx

Calitatea arzătoarelor din ultimii ani este dată de nivelul redus al emisiilor de NOx. Deoarece emisia maximă de NOx este cea care are loc la temperaturi ridicate, soluțiile arzătoarelor ecologice sunt cu flacăra de temperatură mai scăzută, de ordinul 1 500...1 600 °C.

În fig. 5.5.16 se prezintă o diagramă

care dă influența temperaturii flăcării asupra formării de NOx.

Alura exponențială a curbei explică de ce o reducere mică de temperatură a flăcării duce la reduceri mari de emisii de NOx.

Metodele de răcire a flăcării se pot clasifica în câteva soluții.

a. Răcirea flăcării prin recirculare de gaze

Recircularea de gaze se poate face prelevând de la ieșirea din cazan, cu aspirare directă prin ventilatorul de aer (fig. 5.5.17 a) sau cu un ventilator de gaze (fig. 5.5.17 b), o parte din gazele de ardere care se reinjectează în aerul de ardere în arzător.

Sistemul permite o reglare foarte bună a temperaturii flăcării, dar soluția tehnică complicată face ca această metodă să fie utilizată numai la cazane mari, peste 200 kW.

Un alt sistem de recirculare a gazelor este recircularea internă în arzător, așa cum se prezintă în fig. 5.5.18, o soluție adoptată la arzătoarele ACV.

După cum se vede din scheme, recircularea se produce prin ejecția periferică produsă de jetul de aer (fig. 5.5.18 a și b) sau prin recirculare dirijată de corpuri de ejector (fig. 5.5.18 c).

La focarele cu corpuri de întoarcere a flăcării se produce o antrenare a gazelor de întoarcere, după ce s-au răcit în focar, de către jetul care iese din arzător, așa cum se prezintă în figura 5.5.19 un exemplu de soluție adoptată la arzătoarele ACV.

b. Răcirea flăcării cu corpuri de radiație

O primă soluție este de a introduce în flacăra corpuri ceramice care se încălzesc puternic și radiază căldură răcind flacăra. În fig. 5.5.20 se arată comparativ spectrele de formare de NOx la flacăra nerăcită și la cea răcită cu corpuri de radiație.

O altă soluție este cuprinderea flăcării într-o incintă puternic radiantă realizată sub forma unui corp central în formă de stea introdus în focar.

c. Arderea în două etape

Soluția are ca principiu arderea combustibilului într-o primă treaptă cu un aer primar reprezentând 70...90 % din aerul necesar arderii. Având aer insuficient, temperatura flăcării este mai scăzută. În același timp flacăra se răcește prin transferul de căldură spre pereții focarului. În etapa a doua de ardere se introduce aerul secundar cu debitul necesar arderii complete, dar temperatura rămâne mai scăzută datorită radiației spre focar.

d. Arderea cu suprafață mare a flăcării

O flacăra cu suprafață mare este puternic răcită prin radiația spre pereții reci utilizatori. Arzătoarele mici de com-

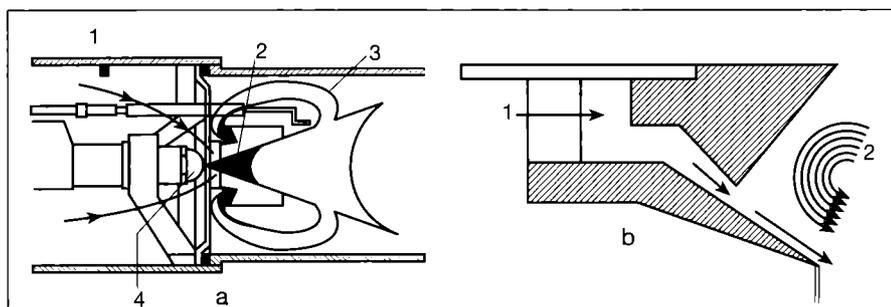
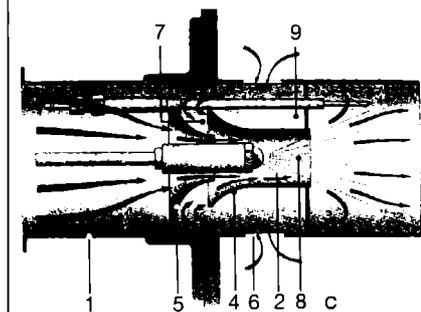


Fig. 5.5.18. Recirculare internă de gaze pentru reducere NOx:

- a - cu recirculare naturală;
- 1 - gaze de ardere recirculate; 2 - jet de combustibil lichid; 3 - gaze de ardere recirculate; 4 - duză de combustibil;
- b - detaliu - antrenarea gazelor cu jetul de aer;
- 1 - aer; 2 - gaze recirculate



- c - cu corpuri de ejector pentru recirculare;
- 1 - corpul arzătorului; 2 - duză de combustibil lichid; 3 - stabilizator cu turbionator; 4 - ajutoraj de absorbție a gazelor recirculate; 5 - ajutoraj de aer; 6 - orificii de intrare a gazelor recirculate; 7 - intrarea gazelor recirculate în ejector; 8 - jet de combustibil lichid.

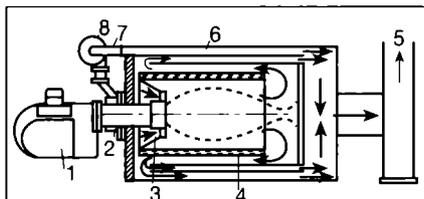


Fig. 5.5.19. Recirculare a gazelor de ardere de la sfârșitul focarului (arzător ACV):

- 1 - arzător; 2 - colector de gaze recirculate; 3 - volet de dirijare a gazelor recirculate; 4 - focar răcit; 5 - coș; 6 - cazan; 7 - tubulatură de recirculare; 8 - ventilator de gaze cu debit reglabil.

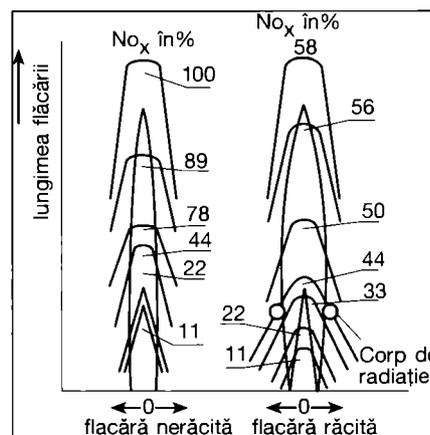


Fig. 5.5.20. Răcirea flăcării cu corpuri radiante:

Modificarea spectrului de emisie a NOx.

bustibil gazos utilizează fie arderea pe un corp ceramic poros, fie o sită cilindrică pe suprafața căreia se stabilizează arderea.

Flăcările pe suprafețe mari au și emisii foarte reduse de produse de ardere incompletă deoarece calitatea amestecului combustibil-aer este deosebit de bună.

5.5.10. Dimensionarea instalației de gospodărire a combustibilului

Problemele care se pun în cazul instalației de gospodărire a combustibilului sunt, pe de o parte, legate de stabilirea necesarului de combustibil iar, pe de altă parte, de determinarea caracteristicilor tehnice și constructive ale echipamentului din dotarea acestei instalații (arzătoare, rezervoare, pompe, conducte etc.).

De asemenea, la stabilirea consumului de combustibil se ține seama de normele în vigoare care prevăd instrucțiuni metodologice privind întocmirea documentațiilor tehnico-justificative, necesare emiterii acordului energetic.

Astfel se pot menționa câteva din precizările privind elaborarea documentației tehnico-economice justificative legate de obținerea acordurilor energetice și, în special, a documentației tehnice justificative care cuprinde: date generale despre obiectivul de investiție, amplasament, va-

loarea estimată a obiectivului de investiție, memoriul explicativ, breviar de calcul pentru determinarea necesarului de combustibil etc.

Breviarul de calcul pentru determinarea necesarului orar de energie și de combustibil se face în concordanță cu standardele și normativele în vigoare: STAS 4839; STAS 1478; STAS 1907; Normativ I13.

5.5.10.1 Consumuri de combustibil

Pentru dimensionarea instalației de depozitare, transport și ardere precum și a instalației de evacuare a gazelor de ardere, calculul necesarului de combustibil se face raportat la o oră, zi, lună de vârf, perioada de încălzire și an, în funcție de consumul de căldură pe tipuri de consumatori și ținând seama de regimul de funcționare al acestora.

5.5.10.1.1 Consumul de combustibil orar

În funcție de debitul de căldură furnizat de cazanele din centrala termică, necesarul teoretic de combustibil orar B_h se calculează cu relația:

$$B_h = \frac{3600}{\eta \cdot H_i} \cdot (\Phi_i + \Phi_v + \Phi_{acc} + \Phi_{in}) \quad [m^3/h][kg/h] \quad (5.5.21)$$

în care:
 H_i - este puterea calorică inferioară a combustibilului $[kJ/kg]$ sau $[kJ/m^3]$;

η - randamentul instalației, ca produs al randamentelor cazanelor η_{cz} , rețelei de transport η_t și exploatarei η_e , adică:
 $\eta = \eta_{cz} \cdot \eta_t \cdot \eta_e$

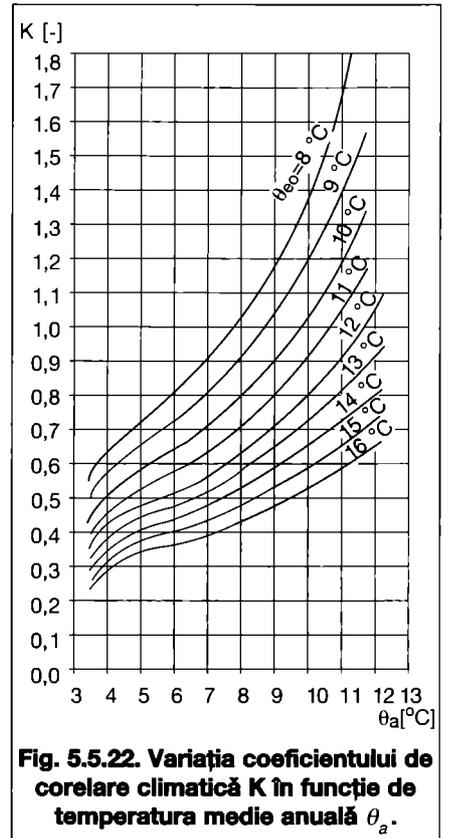


Fig. 5.5.22. Variația coeficientului de corelare climatică K în funcție de temperatura medie anuală θ_a .

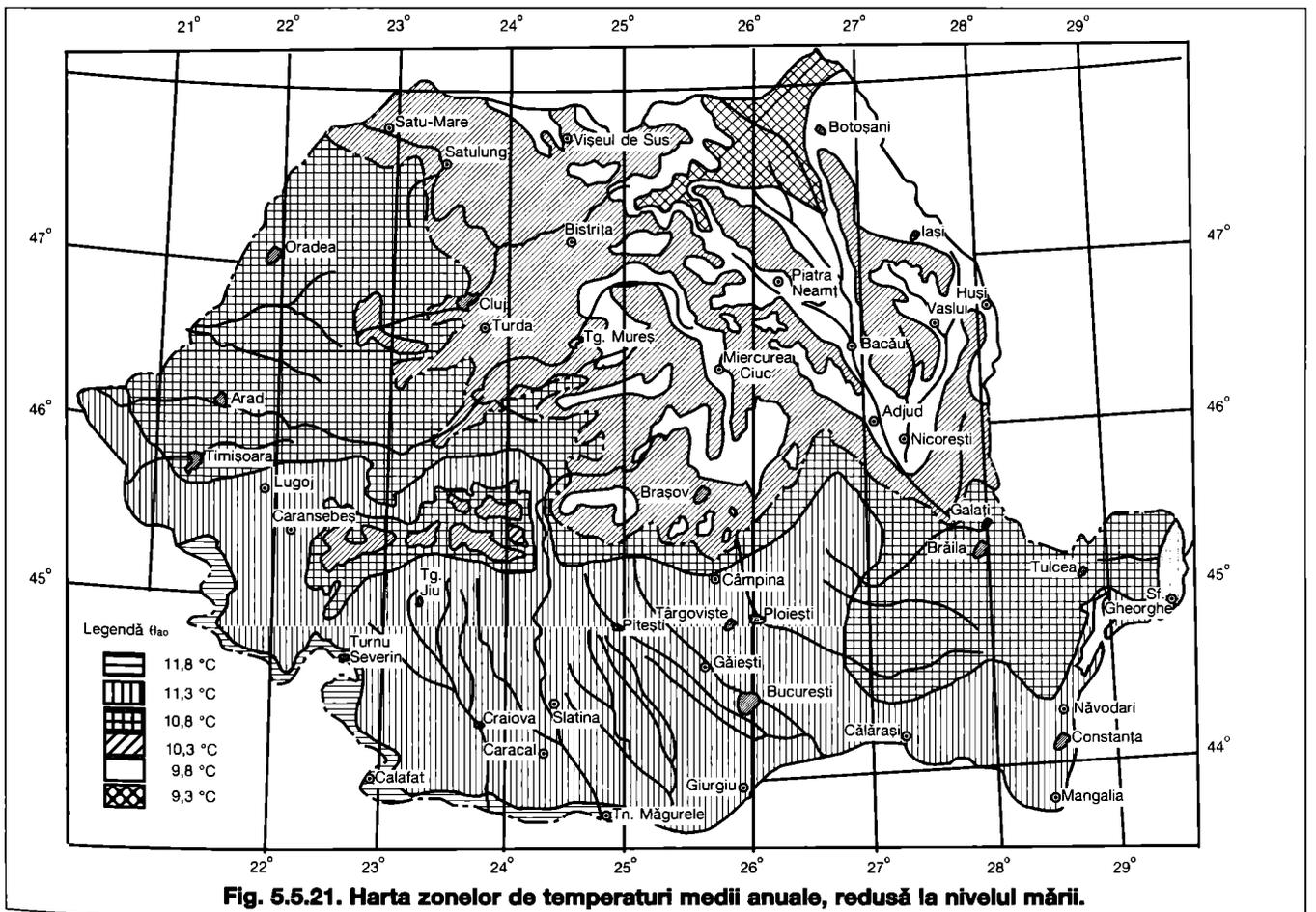
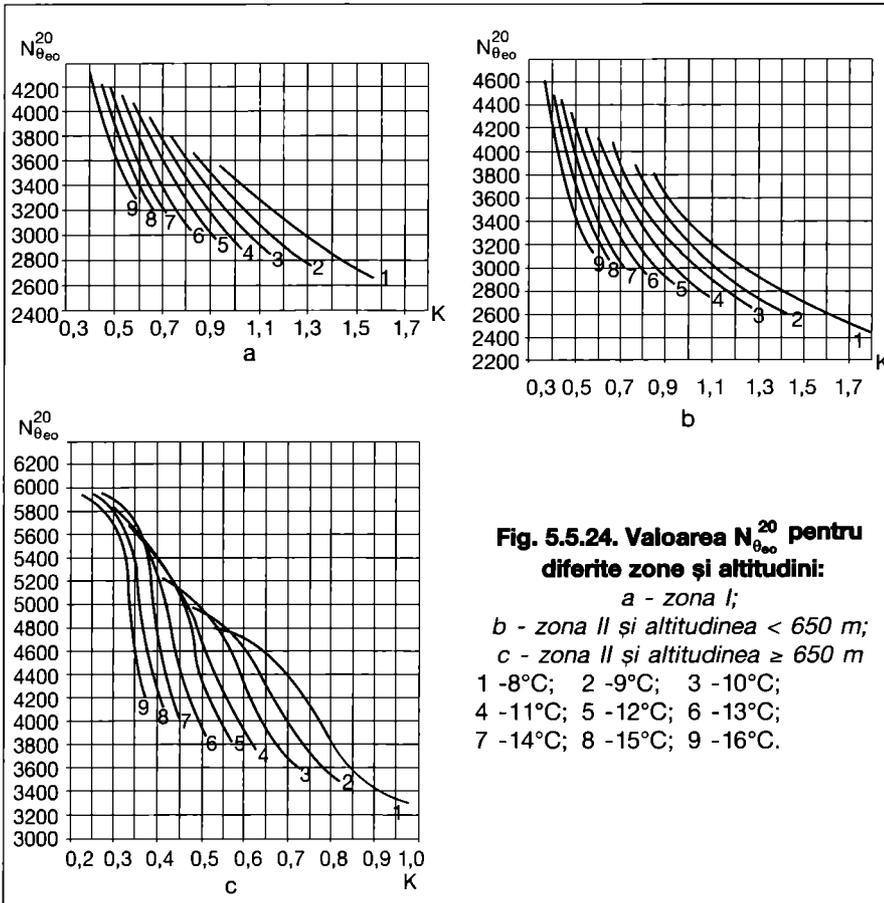


Fig. 5.5.21. Harta zonelor de temperaturi medii anuale, redusă la nivelul mării.



$\Phi_i, \Phi_v, \Phi_{acc}$ și Φ_{th} sunt debitele de căldură pentru încălzire, ventilare, apă caldă de consum și nevoi tehnologice.

5.5.10.1.2. Consumul de combustibil zilnic

Calculul se face în funcție de numărul de ore de funcționare zilnică a fiecărui consumator:

$$B_{zi} = \frac{3600}{\eta \cdot H_i} \cdot (\eta_i \cdot \Phi_i + \eta_v \cdot \Phi_v + \eta_{acc} \cdot \Phi_{acc} + \eta_{th} \cdot \Phi_{th}) \quad [m^3/zi] \quad (5.5.22)$$

5.5.10.1.3 Consumul de combustibil în lună de vârf

Dintre cele patru categorii de consumatori, cei pentru încălzire Φ_i și pentru ventilare Φ_v , depind de evoluția temperaturii exterioare, rezultând:

$$B_{LV} = \frac{3600}{\eta \cdot H_i} \cdot 30 \cdot \left[(\eta_i \cdot \Phi_i + \eta_v \cdot \Phi_v) \cdot \frac{\theta_{mi} - \theta'_e}{\theta_{mi} - \theta_e} + \eta_{acc} \cdot \Phi_{acc} + \eta_{th} \cdot \Phi_{th} \right] \quad [kg/lună] \quad (5.5.23)$$

în care:

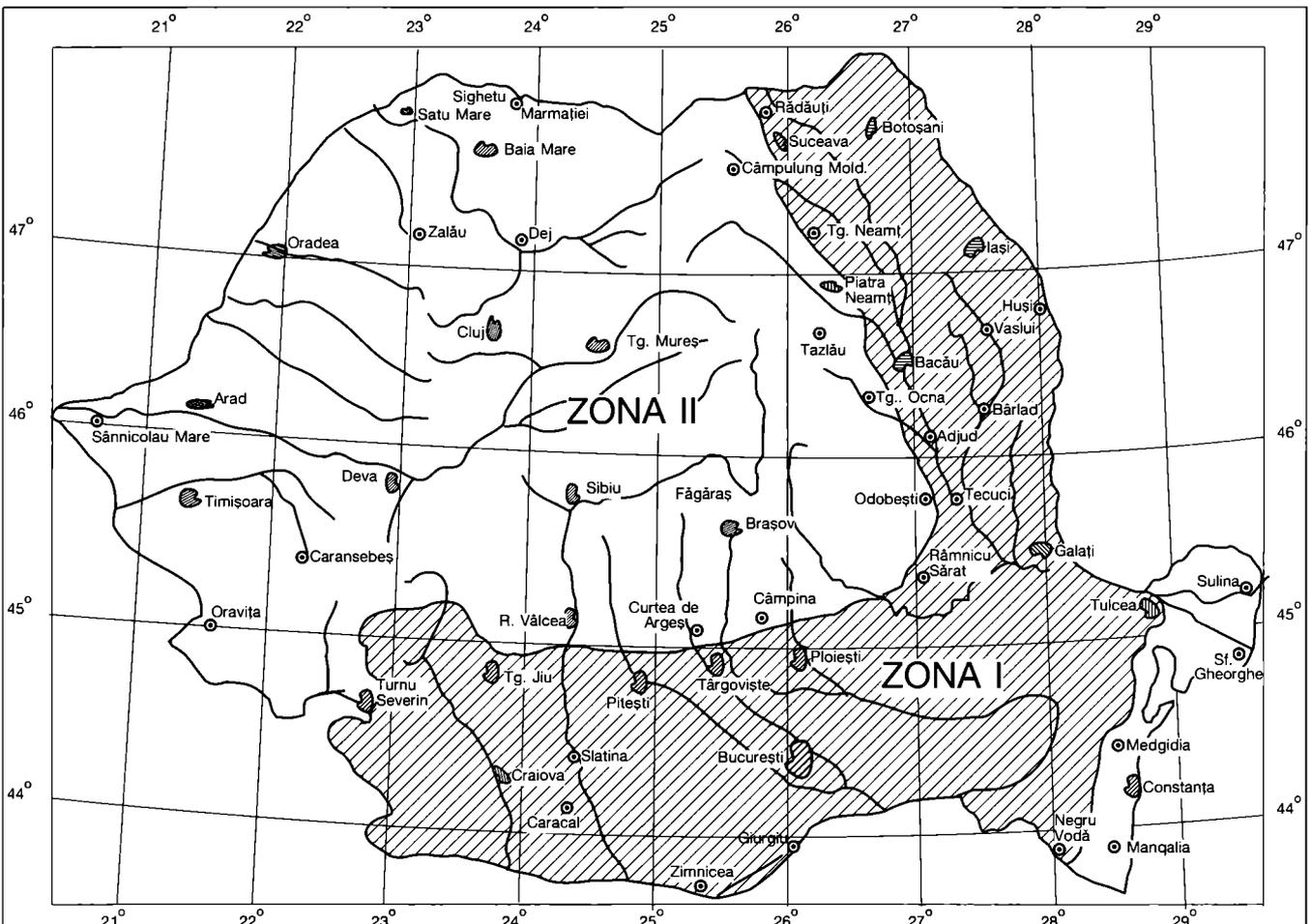


Fig. 5.5.23. Harta zonelor de corelație ($K, N_{\theta_{eo}}^{20}$).

θ_e - este temperatura convențională a aerului exterior (tab. 3.1.2);

θ_{mi} - temperatura medie a aerului din încăperile încălzite, care se calculează conform STAS 4839 ca medie ponderată cu volumul încăperilor V ,

$$\theta_{mi} = \frac{\sum_{i=1}^n \theta_{ij} \cdot V_i}{\sum_{i=1}^n V_i} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (5.5.24);$$

θ'_e - temperatura medie exterioară convențională a lunii de vârf $[^{\circ}\text{C}]$, ale cărei valori se găsesc în Anexa 5.1.

5.5.10.1.4. Consumul de combustibil în perioada de încălzire

Perioada de încălzire (Z zile) reprezintă numărul mediu de zile în care este necesar să se consume combustibil pentru încălzire. Această perioadă începe atunci când trei zile consecutiv temperatura medie zilnică θ_{eo} este mai mică de $+10^{\circ}\text{C}$, cu excepția următoarelor tipuri de clădiri:

- spitale, creșe, grădinițe de copii, încălzite cu sobe sau cu instalații proprii de încălzire centrală, pentru care $\theta_{eo} = +14^{\circ}\text{C}$.
- încăperi industriale cu centrale proprii, pentru care $\theta_{eo} = +8^{\circ}\text{C}$

Calculul de evaluare a necesarului de combustibil se face (STAS 4839) cu relația:

$$B_{pi} = \frac{3600}{\eta \cdot H_i} \left[qN_c^{\theta_i} + \left(n_v \cdot \Phi_v \cdot \frac{\theta_{mi} - \theta_{eo}}{\theta_i - \theta_e} + n_{acc} \cdot \Phi_{acc} + n_{th} \cdot \Phi_{th} \right) \cdot z \right] [kg; m^3] \quad (5.5.25);$$

în care:

q - este un indice al necesarului de căldură pentru încălzire care se

calculează cu relația:

$$q = \frac{n_i \cdot \Phi_i}{\theta_i - \theta_e} \quad [kJ/K, zi] \quad (5.5.26);$$

$N_c^{\theta_i}$ - numărul de grade-zile care se stabilește cu relația:

$$N_c^{\theta_i} = N_{\theta_{eo}} - (20 - \theta_{mi}) \cdot D_{\theta_{eo}} \quad [\text{grade-zile}] \quad (5.5.27);$$

unde:

θ_i - este temperatura interioară convențională de calcul (Anexa 3.3);

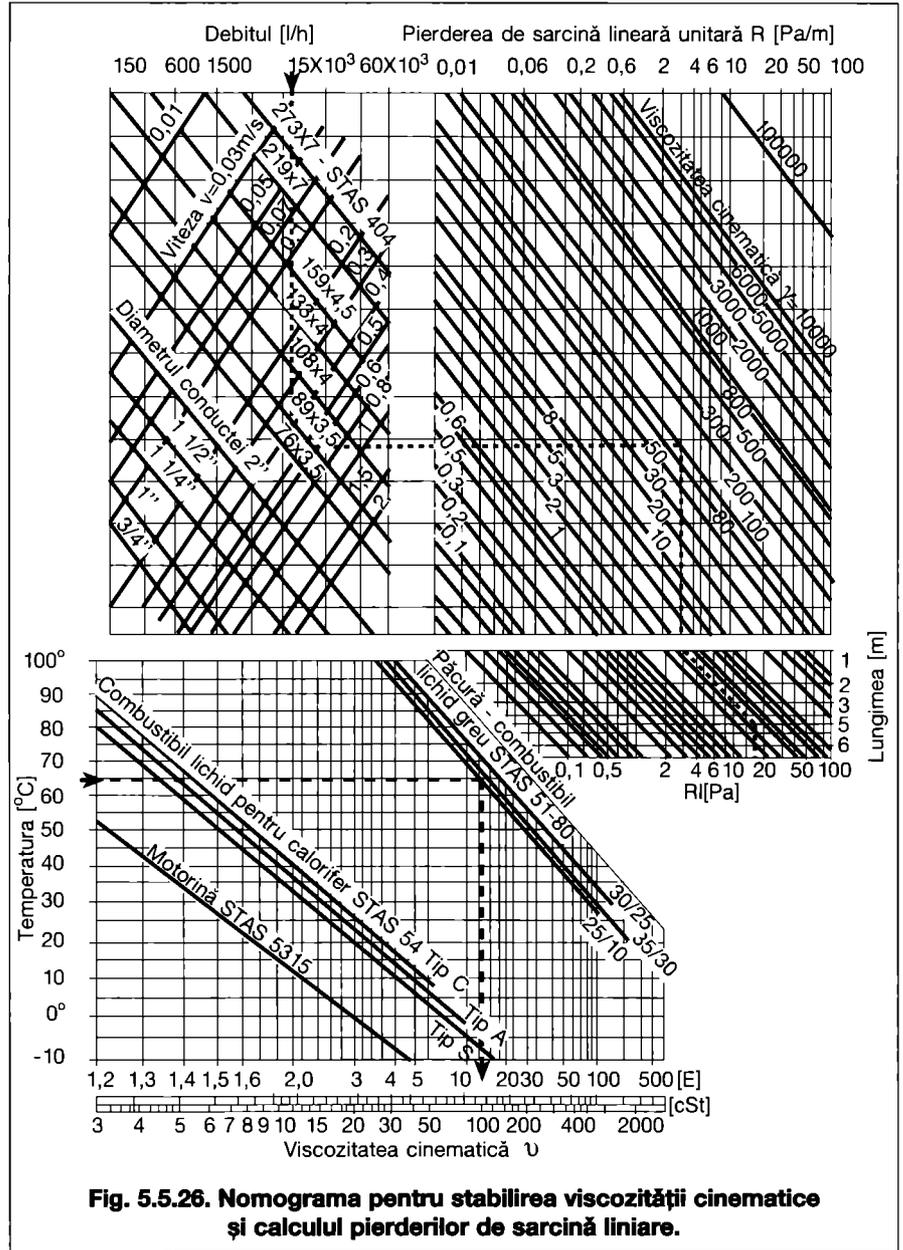


Fig. 5.5.26. Nomograma pentru stabilirea viscozității cinematice și calculul pierderilor de sarcină liniare.

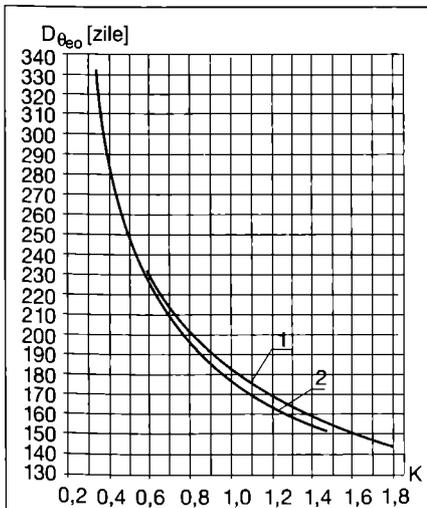


Fig. 5.5.25. Durata convențională a perioadei de încălzire $D_{\theta_{eo}}$ în funcție de coeficientul de corelare climatică K :

- 1 - Dobrogea și Delta Dunării;
- 2 - celelalte regiuni.

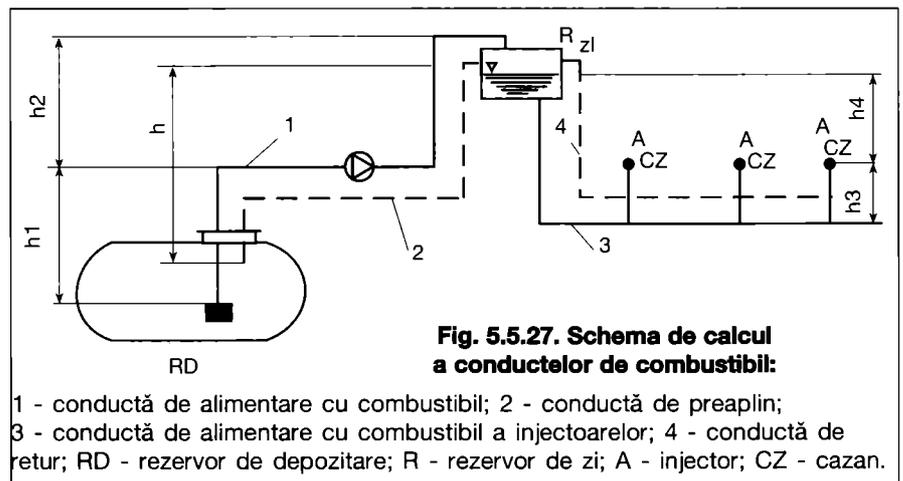


Fig. 5.5.27. Schema de calcul a conductelor de combustibil:

- 1 - conductă de alimentare cu combustibil; 2 - conductă de preaplin;
- 3 - conductă de alimentare cu combustibil a injectoarelor; 4 - conductă de retur; RD - rezervor de depozitare; R - rezervor de zi; A - injector; CZ - cazan.

$N_{\theta_{eo}}$ - este un coeficient de corelare climatică care se obține astfel:
 • se determină temperatura medie zilnică, θ_a , pe durata unui an pentru localitatea respectivă, cu relația:
 $\theta_a = \theta_{ac} - 0,005 \cdot h$ [°C] (5.5.28);

unde:
 θ_{ao} - este temperatura exterioară medie zilnică pe durată de un an, redusă la nivelul mării, pentru localitatea respectivă, conform fig. 5.5.21.

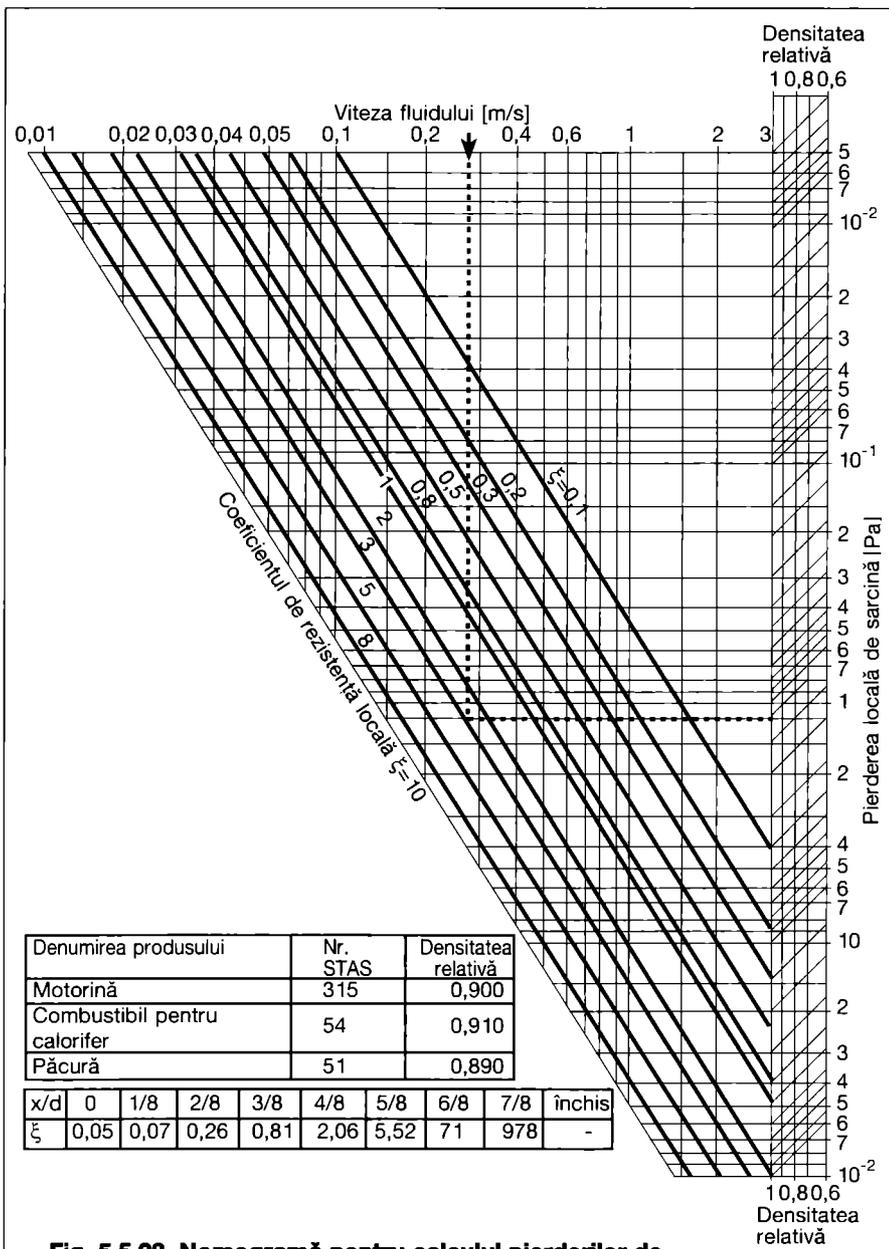


Fig. 5.5.28. Nomogramă pentru calculul pierderilor de sarcină locale la conducte de transport combustibil lichid.

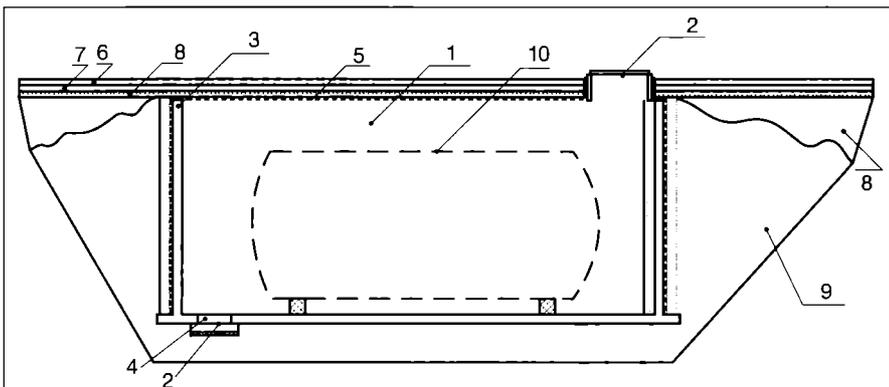


Fig. 5.5.29. Amplasare subterană a rezervorului de depozitare:

- 1 - cuva din beton; 2 - chepeng de acces; 3 - pereți din beton armat;
- 4 - bașă de golire; 5 - hidroizolație; 6 - strat de pământ; 7 - strat de nisip;
- 8 - strat de pietriș; 9 - strat de argilă; 10 - rezervor de combustibil.

- se determină coeficientul de corelare climatică K , în funcție de θ_a și θ_{eo} conform diagramei 5.5.22;
- se încadrează localitatea într-una din cele două zone corelate (K , $N_{\theta_{eo}}^{20}$) în harta din fig. 5.5.23.

Valoarea numărului de grad-zile teoretic $N_{\theta_{eo}}^{20}$ se ia dintr-una din diagramele din figura 5.5.24 în funcție de coeficientul K și θ_{eo} ; $D_{\theta_{eo}}$ este durata convențională a perioadei de încălzire și se ia din diagrama din fig. 5.5.25 în funcție de coeficientul K și zona geografică.

În Anexa 5.2 se indică numărul anual de grade-zile de calcul pentru o serie de localități, calculate pentru temperatura medie interioară de 20 °C și pentru $\theta_{eo} = +12$ °C.

5.5.10.1.5 Consumul anual de combustibil

Se calculează cumulând consumul de încălzire cu cel din perioada caldă în care funcționează numai consumatorii tehnologici și cei pentru prepararea apei calde de consum. În unele cazuri se ia în considerare și consumul de ventilare, cu o pondere mai mică (este cazul clădirilor industriale unde procesele tehnologice necesită o ventilare mecanică cu o încălzire a aerului, precum și cazul clădirilor civile care solicită climatizarea unor spații).

5.5.10.2 Dimensionarea principalelor elemente ale instalațiilor de ardere a combustibililor

Elementele principale ale instalațiilor de ardere depind de natura combustibilului și ele sunt în general: arzătoarele, rezervoarele de zi și de depozitare, pompele de combustibil și conductele.

5.5.10.2.1 Puterea termică a arzătoarelor

Caracteristicile tehnice și constructive ale unui arzător se stabilesc în funcție de puterea termică a cazanului Φ_{cz} . Puterea termică B_a a arzătorului poate să depășească cu 10...20 % puterea termică a cazanului, considerând pe de o parte că, în timpul exploatării, cazanul poate fi suprasolicitat pentru o perioadă scurtă de timp iar, pe de altă parte, la arzătoarele de gaz, presiunea combustibilului poate scădea și astfel arzătorul să nu asigure debitul necesar.

5.5.10.2.2 Rezervorul de consum zilnic al combustibilului lichid.

Volumul acestui rezervor se determină

Tabelul 5.5.14. Vitezele recomandate pentru transportul combustibililor lichizi

Viscozitatea [°E]	Viteza [m/s]		Viscozitatea [°E]	Viteza [m/s]	
	Aspirație	Refulare		Aspirație	Refulare
1...2	1,50	2,50	10...20	1,10	1,20
2...4	1,30	2,00	20...60	1,00	1,10
4...10	1,20	1,50	60...120	0,80	1,00

în funcție de consumul zilnic maxim de combustibil, cu respectarea capacităților maxime admise în spațiul centralei termice de către normativul I13.

Astfel:

$$V_{zi} = \frac{B_{zi}}{n \cdot \rho} \text{ [m}^3\text{]} \quad (5.5.29);$$

unde:

n - este numărul de umpleri zilnice a rezervorului; în cazul depășirii capacității maxime admise de 2 sau 10 m³, valoarea lui n se adoptă corespunzător.

Alegerea soluției constructive de rezervor se face pe baza datelor din (Anexa 5.3) unde sunt indicate caracteristicile generale și dimensiunile rezervoarelor tipizate de către IPCT.

5.5.10.2.3 Depozitarea combustibilului

Volumul depozitului de combustibil se determină în funcție de consumul lunii de vârf B_{LV} sau a perioadei de încălzire B_{PI} , de posibilitățile de aprovizionare cu combustibil, distanța și importanța clădirilor, posibilitatea de amplasare a rezervoarelor de depozitare etc.

Astfel dacă aprovizionarea se face pentru o perioadă N (mai mare sau mai mică de 30 de zile), volumul depozitului de combustibil este dat de relația:

$$V_{RD} = \frac{B_{LV} \cdot N}{30 \cdot \rho} \text{ [m}^3\text{]} \quad (5.5.30);$$

La stabilirea numărului de rezervoare de depozitare se recomandă a se ține seama atât de factorii menționați mai sus cât și de asigurarea unei rezerve necesare în cazul lipsei accidentale de aprovizionare cu combustibil.

5.5.10.2.4 Dimensionarea conductelor

Stabilirea diametrelor conductelor și a pierderilor de sarcină se face asemănător conductelor ce transportă alte fluide. Pentru conductele de transport gaze naturale, calculul se face conform celor arătate în volumul S.

Pentru conductele de transport combustibil lichid se iau în calcul vitezele de transport recomandate în tabelul 5.5.14 în funcție de vâscozitate.

Dependența viscozității, de temperatură, se stabilește cu ajutorul nomogramei din fig. 5.5.26.

Exemplul de calcul 1:

Combustibilul lichid greu STAS 51, de tip 25/10, care la o temperatură de 65°C are o vâscozitate de 95 cSt (13°E), este folosit la instalația din fig.

5.5.27, la care trebuie dimensionate conductele 1, 2, 3 și 4.

Debitul de combustibil se stabilește pentru fiecare conductă luându-se în considerare necesarul de combustibil și timpul de încărcare sau descărcare a rezervoarelor.

Astfel:

• conducta 1 se dimensionează la debitul de combustibil $B_1 = B_{zi}/n$ [kg/h] (5.5.31);

în care:

n - este numărul orelor de alimentare stabilit din condiția $n \leq B_{zi} / \sum B_{cz}$ [h] (5.5.32);

unde:

$\sum B_{cz}$ - este debitul de combustibil utilizat de cazane [kg/h].

• conducta de preaplin 2 se dimensionează pentru debitul de combustibil B_p , în condițiile curgerii naturale.

Calculul se face prin încercări până se realizează condiția de echilibru hidraulic. $\sum(R \cdot l + Z)_{R_{zi} - R_D} \leq h \cdot \rho_c \cdot g$ [Pa] (5.5.33);

în care:

$\sum(R \cdot l + Z)_{R_{zi} - R_D}$ sunt pierderile de sarcină pe traseul 1 [Pa];

h - înălțimea geodezică dintre nivelul maxim al combustibilului din rezervorul de zi (R_{zi}) și nivelul maxim al combustibilului din rezervorul de depozitare (R_D) [Pa];

• conducta de alimentare 3 a arzătorului se dimensionează pentru a asigura debitele cazanelor;

$$B_3 = \sum B_{CZ} \text{ [kg/h]}; \quad (5.5.34);$$

în ipoteza curgerii naturale, luând în considerare condiția:

$$\sum(R \cdot l + Z)_{R_{zi} - A_{CZ}} \leq h_4 \cdot \rho_c \cdot g \text{ [Pa]} \quad (5.5.35),$$

ρ_c - este densitatea combustibilului la temperatura de transport;

• conducta de întoarcere 4 transportă un debit variabil, în funcție de regimul de reglare a sarcinii cazanului (arzătorului);

• în cazul reglării : „tot-nimic“ debitul se

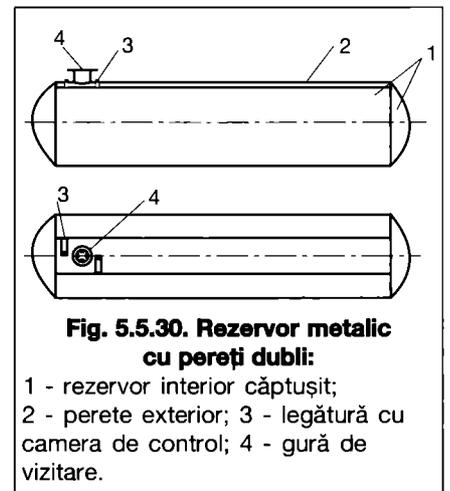


Fig. 5.5.30. Rezervor metalic cu pereți dubli:

- 1 - rezervor interior căptușit;
- 2 - perete exterior;
- 3 - legătură cu camera de control;
- 4 - gură de vizitare.

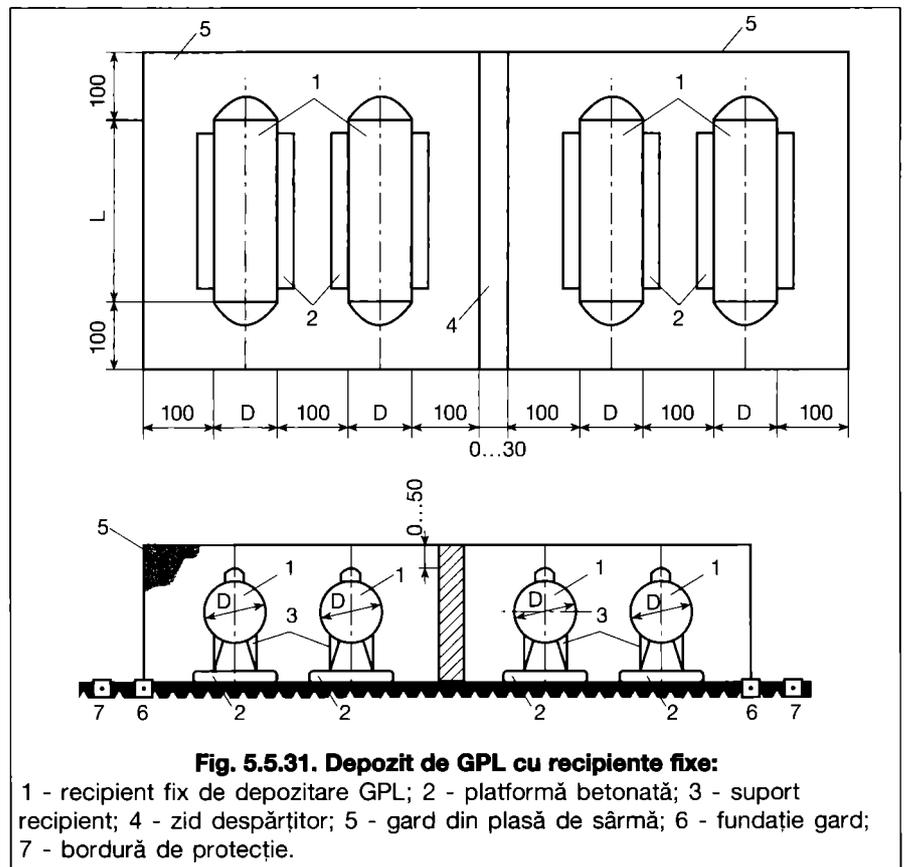


Fig. 5.5.31. Depozit de GPL cu recipiente fixe:

- 1 - recipient fix de depozitare GPL;
- 2 - platformă betonată;
- 3 - suport recipient;
- 4 - zid despărțitor;
- 5 - gard din plasă de sârmă;
- 6 - fundație gard;
- 7 - bordură de protecție.

va considera egal cu cel al conductei de alimentare 3, presupunând că pierderile de sarcină sunt acoperite de pompa de combustibil inclusă în blocul de alimentare a arzătorului;

în celelalte cazuri de reglare „*tot-puțin-nimic*” și „*continuu*” debitul se ia $B_4 \approx B_3/2$ iar pierderile de sarcină $\sum(R \cdot l + Z)$ se stabilesc în limitele vitezelor recomandate, corespunzătoare viscozității fluidului la temperatura de transport.

Pentru calculul pierderilor de sarcină se pot utiliza nomogramele din fig. 5.5.26 și 5.5.28.

5.5.10.2.5 Alegerea pompelor de combustibil

Alimentarea rezervorului de consum zilnic (varianta cu rezervor intermediar) se face cu pompe de combustibil ale căror caracteristici tehnice sunt date în capitolul 6.3. Pentru instalații cu capacitatea termică nominală de peste 100 kW se montează și o pompă de rezervă, iar pentru cele cu putere termică până la 100 kW se poate utiliza, ca rezervă, o pompă manuală.

Debitul pompei se stabilește corespunzător traseului 1 din fig. 5.5.27:

$$M_p = B_1 = B_{zi}/n \quad [\text{kg/h}] \quad (5.5.36)$$

Înălțimea de pompare se stabilește în funcție de lungimea traseului 1 și de poziția acestuia în raport cu cele două rezervoare (fig. 5.5.27).

$$H_p = \sum(R \cdot l + Z)_{R_D-R_{zi}} + (h_1 + h_2 + h_3) \cdot \rho_c \cdot g \quad [\text{Pa}] \quad (5.5.37)$$

în care:

$\sum(R \cdot l + Z)_{R_D-R_{zi}}$ - sunt pierderile de sarcină pe traseul 1 [Pa];

h_1 și h_2 - înălțimile geodezice pe aspirație și pe refulare [m];

h_3 - înălțimea de siguranță [m].

5.5.11. Amplasarea și montarea rezervoarelor de combustibil

5.5.11.1 Amplasarea și montarea rezervorului de consum zilnic

În interiorul sălilor independente de cazane, alipite clădirilor sau înglobate în acestea, se admite amplasarea unui rezervor de consum zilnic cu capacitate de maximum 2 m³. El nu se va monta deasupra cazanelor, ci lateral, la o distanță de cel puțin 2,5 m de arzătoare și nu pe direcția eventualelor rateuri de gaze sau pe direcția de evacuare a gazelor de ardere la deschiderea clapetelor de serviciu. Un rezervor de consum cu o capacitate de până la 10 m³ se poate monta în interiorul centralei termice într-o încăpere adiacentă sălii cazanelor cu cameră tampon față de aceasta și cu deschidere spre exterior. Planșeele și pereții care separă rezervoarele de restul clădirii nu vor avea goluri și se vor construi pentru o limită de rezistență la foc de 3 ore pentru pereți și 2 ore pentru planșee.

5.5.11.2 Amplasarea și montarea rezervoarelor de depozitare

5.5.11.2.1 Rezervoare pentru combustibil lichid

Depozitarea în exterior a combustibilului lichid se face atunci când aceasta este posibilă și când soluția se dovedește mai economică. Depozitele pot fi supraterane, semiîngropate sau îngropate. Depozitele îngropate, având capacitatea de cel mult 30 m³ se pot amplasa fără restricții de distanță față de construcții. Depozitele supraterane având o capacitate de cel mult 200 m³ se amplasează la o distanță de minimum

15 m de orice construcție. Distanța se reduce cu 25 % pentru depozite semiîngropate și cu 50 % pentru cele îngropate. Pentru depozitele semiîngropate și îngropate se prevede o cuvă pentru montarea rezervoarelor. Pentru un grup de rezervoare se prevede o singură cameră de comandă în care sunt montate armăturile de închidere pe conductele instalației de combustibil și instalației corespunzătoare de semnalizare și stingere a incendiilor, iar camera va avea o gură de acces.

În fig. 5.5.29 este reprezentat modul de amplasare subterană a rezervorului de depozitare:

- montarea se poate face într-o cuvă cu pereții din zidărie (de cărămidă sau din beton), fiind prevăzută cu toate accesoriile (sorb, conductă de alimentare cu combustibil, conductă de golire, protecție antifoc);

- montarea se poate face direct în pământ, în cazul în care rezervoarele sunt prevăzute cu pereți dubli (rezervoare căptușite) (fig. 5.5.30);

În cazul montării mai multor rezervoare de depozitare, poziționarea lor se face ținând seama, pe de o parte, de capacitatea de combustibil depozitată iar, pe de altă parte, de suprafața disponibilă de montare, numărul și gabaritul rezervoarelor și distanțele impuse între rezervoare.

Aceste rezervoare au un înveliș metalic exterior care determină împreună cu peretele rezervorului propriu-zis o cameră de control. Distanța dintre cei doi pereți ai rezervorului este de 3...5 m. Camera de control este prevăzută cu șturi de cuplare a unui aparat de detectare a scurgerilor, care trebuie să fie compatibil cu lichidul inflamabil stocat în rezervor. Aceste rezervoare sunt executate de TMUCB S.A. cu unul sau mai multe compartimente, cu capacitatea de la 1 la 100 m³ și se montează în pământ pe un strat de beton ușor armat.

5.5.11.2.2 Rezervoare pentru GPL

Montarea rezervorului pentru GPL este de preferat a se face subteran întrucât gazele petroliere lichefiate fiind mai grele decât aerul se pot concentra în zonele aflate sub nivelul terenului cu pericol de explozie.

Proiectarea și executarea sistemelor de alimentare cu GPL și a depozitelor pentru recipiente fixe de GPL se face conform prevederilor „Normativului proiectare și executare a sistemelor de alimentare cu gaze petroliere lichefiate - I.31.”

În fig. 5.5.31 este prezentat un depozit GPL, cu 4 recipiente fixe, amplasate suprateran. Recipientele de GPL se pot monta și subteran, în cuve din beton armat, umplute cu nisip, într-o incintă

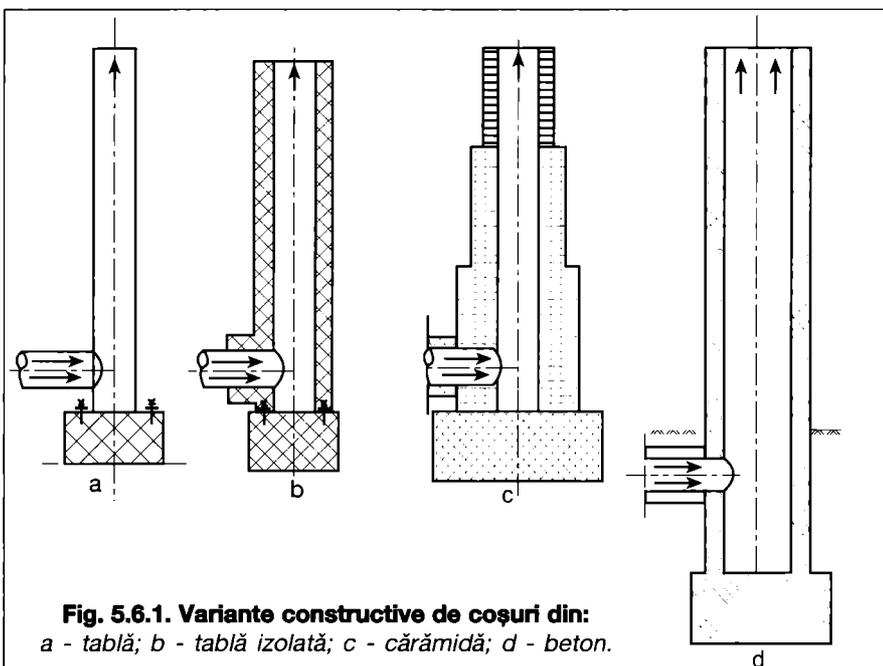


Fig. 5.6.1. Variante constructive de coșuri din:

a - tablă; b - tablă izolată; c - cărămidă; d - beton.

împrejmuită cu gard din plasă de sârmă.

5.6. Evacuarea gazelor de ardere

Gazele de ardere rezultate din procesul de ardere a combustibililor sunt evacuate în atmosferă pe traseul focar-canal de fum-coș.

Evacuarea în atmosferă se face cu condiția obligatorie de a lua măsurile necesare ca noxele conținute de gazele de ardere, după pătrunderea în atmosferă și dispersia lor, să se încadreze în limitele admise pentru concentrațiile din aer și de la sol.

5.6.1. Soluții constructive

5.6.1.1 Coșul de fum

Coșul este o instalație pentru evacuarea gazelor de ardere și dispersia lor în atmosferă. Uneori are și rolul de a realiza un tiraj necesar acoperirii pierderilor de sarcină ale cazanului și aspirarea, totală sau parțială, a aerului de ardere.

Coșul poate fi cu tiraj natural, în care caz tirajul este asigurat numai de efectul ascensional al gazelor calde de evacuare, sau cu tiraj forțat, în care caz tirajul este amplificat de un sistem mecanic de exhaustare.

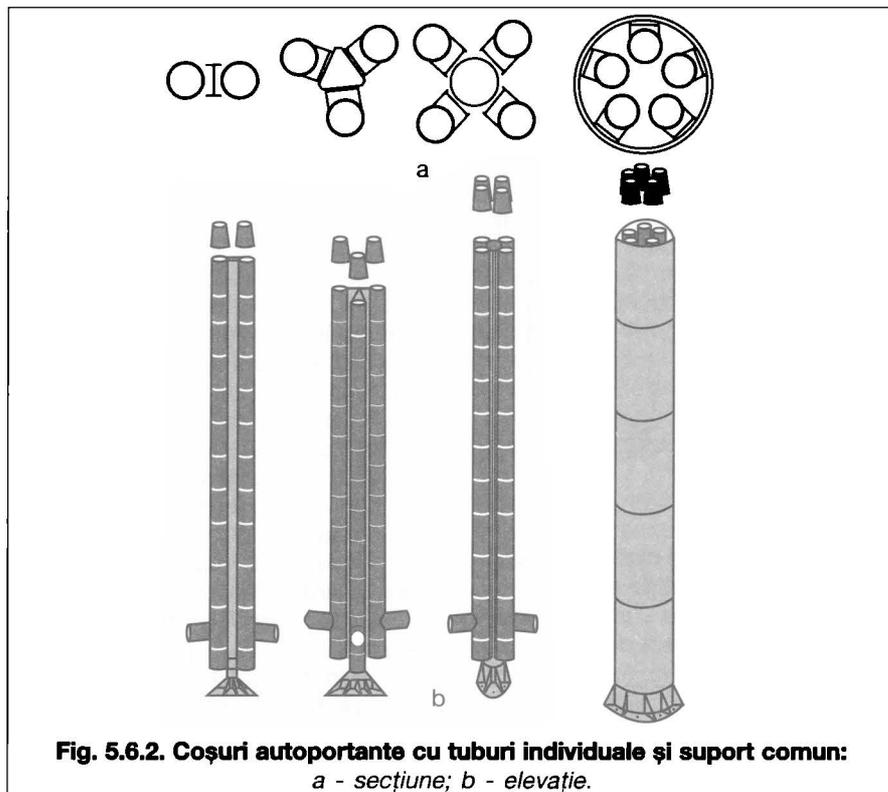


Fig. 5.6.2. Coșuri autoportante cu tuburi individuale și suport comun:
a - secțiune; b - elevație.

În unele cazuri constructive coșul are o cămașă exterioră prin care circulă aerul de ardere, realizându-se astfel, pe de o parte, o preîncălzire a aerului prin recuperarea parțială a căldurii din gazele de ardere evacuate, pe de altă parte, o admisie

a aerului de ardere dintr-o zonă exterioară încăperii cazanului.

Când amplasarea cazanului în raport cu construcția o permite, coșul se realizează vertical dintr-o conductă de formă circulară sau pătrată. În figura 5.6.1 se prezintă variantele cele mai uzuale de coșuri din: tablă neizolată, tablă izolată termic, cărămidă, tuburi prefabricate din material ceramic rezistent la coroziune acidă sau din beton.

În cazul existenței mai multor coșuri cu secțiuni circulare executate din tablă există posibilitatea ca ele să fie cuplate două sau mai multe, realizând un ansamblu de coșuri autoportante, cu tuburi individuale și un suport comun, (fig. 5.6.2).

Soluția aparține firmei DINAK, prezentând simplitate la montare cât și o instalare rapidă și economică.

Coșul pentru centrale termice mijlocii și mari este o țevă din oțel cu grosimea peretelui de 4...7 mm. Se pot

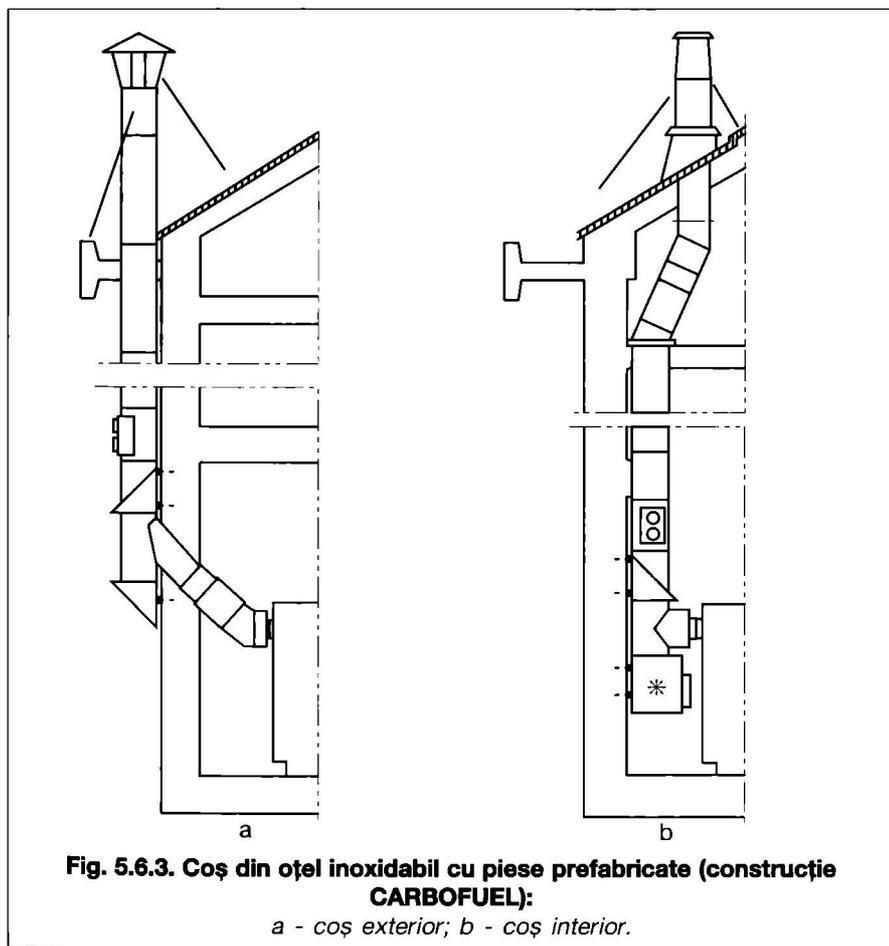


Fig. 5.6.3. Coș din oțel inoxidabil cu piese prefabricate (construcție CARBOFUEL):

a - coș exterior; b - coș interior.

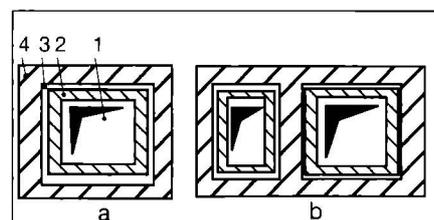


Fig. 5.6.4. Secțiuni prin coșuri din zidărie:

a - masiv pentru un coș;

b - masiv pentru două coșuri;

1 - golul coșului; 2 - cărămidă

refractară; 3 - gol de dilatare;

4 - element de rezistență.

folosi țevi trase sau încheiate prin sudură. Tronsoanele care alcătuiesc coșul au, în general, 3...6 m lungime.

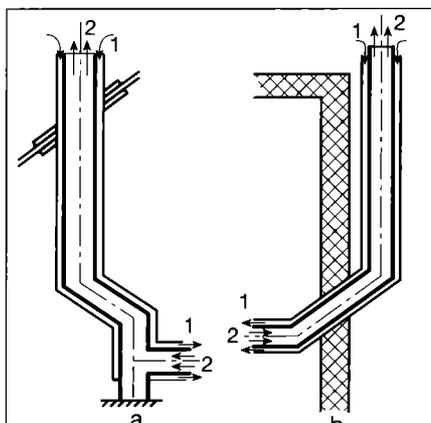


Fig. 5.6.5. Coș din oțel cu cămașă exterioră de aer:

a - coș interior; b - coș exterior;
1 - aer; 2 - gaze de ardere.

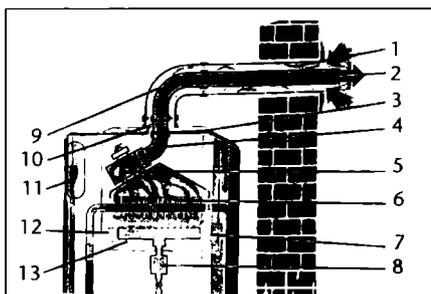


Fig. 5.6.6. Coș ventuză (soluție cazan BERETTA):

1 - conductă de aer; 2 - conductă de evacuare; 3 - presostat diferențial; 4 - tubulatură de gaze; 5 - ventilator; 6 - schimbător de căldură; 7 - electrod de aprindere; 8 - vană de gaz; 9 - tubulatură concentrică; 10 - aer proaspăt; 11 - vas de expansiune; 12 - electrod de detecție; 13 - arzător.

Coșul se așează pe o fundație din beton calculată pentru a suporta greutatea lui. Prinderea de fundație se face prin șuruburi cu flanșe. La coșurile mai înalte, amplasate separat de clădire, se ia în considerare în calculele de rezistență și forța de încovoiere dată de vânt. Dacă este necesar, coșul se poate ancora și cu trei cabluri, înclinate la un unghi de circa 30°, prinse în fundații adecvate.

Pentru instalații mici, moderne, coșurile pot fi executate din tablă din oțel inoxidabil sau tablă gofrată din aluminiu. Aceste tipuri de coșuri se instalează ușor, cu piese de legătură și piese de trecere prefabricate. În fig. 5.6.3 se dau două exemple de instalare a unor coșuri ușoare.

Pentru evitarea răcirii puternice a gazelor de ardere în circulația lor prin coș și, mai ales, pentru evitarea unei temperaturi scăzute a peretelui coșului care ar putea determina condensarea vaporilor de apă pe peretele interior, coșul de tablă se poate izola termic, în exterior, cu un strat de vată minerală sau masă compactă de fibră minerală, cu grosime de 50...100 mm.

Coșul din cărămidă se realizează pentru instalațiile mici de până la 5 MW putere instalată, cu secțiune pătrată sau dreptunghiulară, fiind mai ușor de executat. Pentru puteri mai mari secțiunea este circulară, prezentând avantajul unei economii de material și a unei rezistențe mai mici la curgere. În cazul în care secțiunea este dreptunghiulară se impune ca raportul laturilor $a/b \geq 0,7$. Coșurile înglobate în construcții nu trebuie să aibă pereți comuni cu încăperile principale, cu camerele sau cu camerele frigorifice. De asemenea, coșurile din zidărie, din interiorul clădirilor, se amplasează astfel

încât una din laturile lor să nu fie inclusă în vreun perete exterior al clădirii.

Coșurile se execută și se izolează termic față de elementele construcției conform prevederilor STAS 6793 și ale celorlalte prescripții tehnice care reglementează acest domeniu. La cele din zidărie, căptușirea interioară a coșului cu zidărie refractară este necesară pentru temperaturi ale gazelor de ardere care depășesc 100 °C. Pentru temperaturi până la 200 °C, căptușirea poate fi făcută numai pe 1/3 din înălțimea coșului, iar pentru temperaturi până la 300 °C pe 1/2 din înălțime. Între zidăria refractară și cea de rezistență se lasă un gol de dilatare de 50 mm, așa cum se arată în figura 5.6.4. Dacă temperatura gazelor de ardere depășește 300 °C căptușirea se face pe întreaga înălțime a coșului iar golul de dilatare, cu grosimea de 60...100 mm, se umple cu diatomit, zgură sau nisip.

La coșurile din zidărie cu tiraj natural se admite racordarea mai multor cazane la același coș, necompartimentat, cu condiția ca secțiunea utilă să nu depășească 2 m². În caz contrar se recurge la compartimentarea lui (fig. 5.6.4 b), de regulă, pe toată înălțimea lui prevăzându-se canale de fum orizontale, separate pentru fiecare compartiment al coșului. Numai în cazul imposibilității realizării unui coș cu două compartimente se admite prevederea a două coșuri din zidărie separate.

Coșuri din tuburi prefabricate de material ceramic sunt prevăzute, în general, pentru cazul când gazele de ardere au o temperatură ridicată a punctului de rouă (combustibil cu conținut de sulf) și există pericolul unor condensări acide pe peretele interior al coșului. Tuburile se pot monta autoportant sau constituie căptușeala interioară a unui coș din cărămidă sau tablă.

În toate cazurile, când este amplasat dezaxat față de gura de evacuare a gazelor de ardere din cazan, porțiunile de

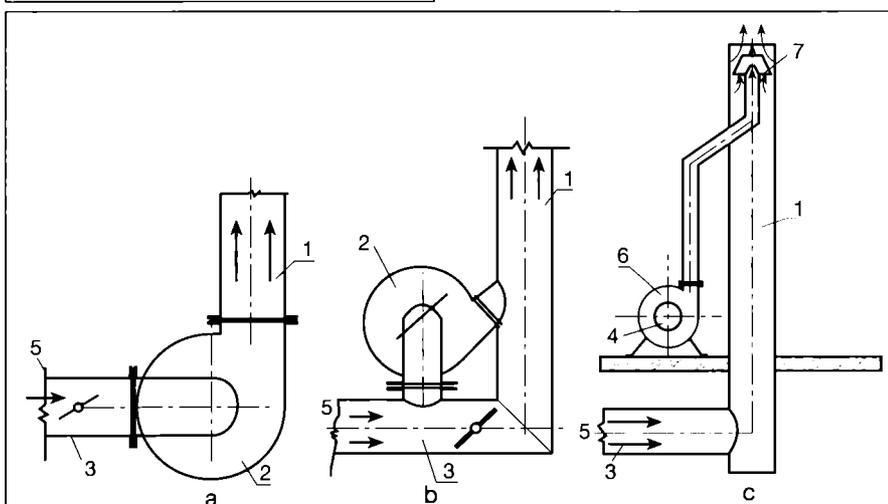


Fig. 5.6.7. Coș cu exhaustor:

a. exhaustor montat la baza coșului; b. exhaustor în derivație; c. coș cu ejector
1- coș; 2 - exhaustor; 3 - canal de fum; 4 - absorbție aer; 5 - gaze de ardere; 6 - ventilator; 7 - ejector.

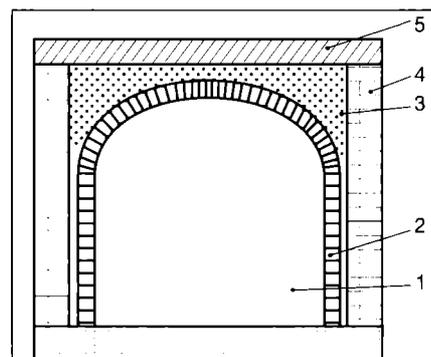


Fig. 5.6.8. Secțiune printr-un canal de fum din zidărie:

1 - golul canalului; 2 - cărămidă refractară; 3 - gol de dilatare; 4 - element de rezistență; 5 - placă acoperire.

deviere laterală (canalul de fum) nu se execută orizontal ci cu o înclinare de minimum 10° , cu panta spre cazan, astfel că eventualul condensat produs în coș să se scurgă spre cazan.

Coșul metalic cu cămașa exterioră de aer este una din soluțiile moderne care asigură prelevarea din exteriorul încăperii cazanului a aerului de ardere și, prin aceasta, presiunea de admisie a aerului nu este influențată de variațiile de presiune din încăperea cazanului. Un al doilea avantaj al soluției este acela că aerul se preîncălzește în contact cu pereții calzi al coșului realizând o recuperare de căldură și o îmbunătățire a procesului de ardere. Un alt avantaj este acela că elementele de construcție nu sunt în contact cu suprafețe de temperatură ridicată a coșului. În fig. 5.6.5 se prezintă unele soluții mai des utilizate.

Coșul va depăși coama acoperișului cu minimum 0,5 m, iar în cazul învelitorilor combustibile cu minimum 1 m, luându-se și măsurile de protecție față de elementele combustibile ale acoperișului. La terase, coșul va depăși cu minimum 0,5 m elementele de supraînălțare ale terasei (atic, zid antifoc) dacă distanța față de elemente este sub 3 m și cu minimum 1 m dacă distanța față de acestea este de peste 3 m.

Un tip de instalație de evacuare a gazelor de ardere de la cazanele de apartament este coșul „ventuză” care se atașează la cazanele mici amplasate lângă un perete exterior, așa cum este ilustrat în fig. 5.6.6.

Leșirea gazelor de ardere din cazan este dirijată direct spre exteriorul clădirii printr-un tub care străpunge peretele. Tubul gazelor de ardere are și o cămașă exterioră prin care se admite aerul necesar arderii la cazan. În exteriorul clădirii se montează un grilaj de protecție pentru evitarea obturării accidentale și pentru a îmbunătăți aspectul peretelui. Cazanele cu astfel de sistem de evacuare trebuie să aibă un arzător cu aer insuflat, ventilatorul având în același timp rol de aspirare a aerului și de evacuare sub presiune a gazelor de ardere.

Trebuie menționat, totuși, că, în ultimul timp, reglementările din diferite țări interzic folosirea unor astfel de coșuri deoarece, pe de o parte, strică aspectul estetic al clădirii, pe de altă parte gazele de ardere nu sunt evacuate la o înălțime suficientă pentru a evita poluarea zonelor de acces a oamenilor.

Evacuarea gazelor de ardere se face, când este posibil, prin tiraj natural ținând seama și de tipul cazanului folosit.

Tirajul forțat se prevede în cazurile în care:

- tipul cazanului impune această soluție
- căldura gazelor de ardere a fost

parțial recuperată

- condițiile particulare impun coșuri cu o înălțime mai mică decât cea pentru funcționarea cu tiraj natural;
- înălțimea coșului cu tiraj natural nu este suficientă pentru asigurarea dispersiei noxelor în atmosferă (necesară încadrării în limitele admise ale concentrației de noxe în atmosferă).

Coșurile cu tiraj forțat se bazează atât pe efectul de tiraj natural al coșului cât și sistemul de exhaustare mecanică care se suprapune tirajului natural. Exhaustorul poate fi de tip ventilator sau de tip ejector.

Ventilatorul care are rol de exhaustor se montează la baza coșului utilizând una din soluțiile prezentate în fig. 5.6.7. Exhaustorul, din punct de vedere constructiv, este un ventilator centrifugal obișnuit dar cu lagăre răcite sau cu piese de izolare termică între axul de temperatură ridicată al rotorului și axul motorului care nu trebuie să depășească un nivel de temperatură de $60...70^\circ\text{C}$.

Intensificarea tirajului poate fi făcută și cu un ejector montat la partea superioară a coșului așa cum se prezintă în fig. 5.6.7 c.

Aerul care realizează ejecția este furnizat de un ventilator amplasat la o cotă joasă și care trimite, printr-o conductă, aerul spre ejector. Soluția se utilizează la îmbunătățirea evacuării gazelor de ardere la instalații existente la care montarea unui exhaustor ar necesita modificări costisitoare.

5.6.1.2 Canalul de fum

Legătura dintre cazan și coș se face prin canalul de fum. Acesta se poate executa din zidărie, cum este prezentat în fig. 5.6.8 sau din metal.

Canalele de fum realizate din diferite materiale se șamotează și se protejează la interior pe toată lungimea lor, în funcție de temperatura și de caracterul agresiv al gazelor de ardere. Canalele de fum se prevăd cu guri de vizitare și control care se închid etanș, prin uși metalice termoizolate, amplasate la începutul canalului de fum, la schimbările de direcție ale acestuia, precum și la baza coșului, deasupra pătrunderii canalului de fum. Canalele de fum se prevăd, de regulă, cu clapete de explozie astfel proiectate încât să se deschidă în caz de explozie înainte de a se depăși limita de rezistență a zidăriei. Clapeta de explozie trebuie să asigure o închidere etanșă și se amplasează astfel încât să nu producă accidente la deschidere.

În cazul folosirii unui singur coș pentru mai multe cazane cu tiraj forțat, fiecare ventilator de gaze de ardere se prevede cu canal independent de fum până la coș.

Pentru măsurarea temperaturii, pre-

luarea probelor pentru analiza gazelor de ardere, precum și pentru măsurarea tirajului se prevăd ștuțuri din țevă cu $D 1\frac{1}{2}"$ pe racordul de fum al fiecărui cazan, precum și la baza fiecărei secțiuni a coșului care asigură tirajul unui grup de cazane.

Canalele din zidărie se execută, de regulă, cu secțiune constantă pe întreaga lungime, având formă pătrată sau dreptunghiulară. Canalele de fum din metal au, de regulă, forma circulară și se execută cu secțiune constantă sau variabilă (telescopică).

5.6.2. Calculul coșului de fum

La un coș trebuie determinată înălțimea h și secțiunea A . În practica curentă, în funcție de tipul și mărimea centralei termice, respectiv, tipul și numărul cazanelor, natura combustibilului și locul de amplasare, se pot determina suprafața A_c și înălțimea h_c a coșului luând în considerare:

- tirajul coșului care poate acoperi pierderile de sarcină pe traseul: cazan - canal de fum - coș (cazul cazanelor prevăzute cu arzătoare atmosferice);
- tirajul forțat care poate acoperi pierderile de sarcină numai pe traseul: canal de fum - coș (cazul cazanelor prevăzute cu arzătoare presurizate);
- tirajul artificial asigurat de un ventilator (exhaustor);
- normele de protecție a mediului care impun limitarea emisiilor de poluanți rezultați din procesul de ardere a combustibililor în focarele cazanelor;
- optimizarea coșurilor pentru cazurile în care înălțimea lor este impusă (condiții de poluare, amplasare într-un spațiu arhitectonic etc.);
- optimizarea coșurilor în funcție de un tiraj existent la baza lui.

Rezultă că, la dimensionarea coșului de evacuare a gazelor de ardere, pentru realizarea unui tiraj și pentru protecția atmosferei, se impune utilizarea unor metode de calcul care, pe de o parte,

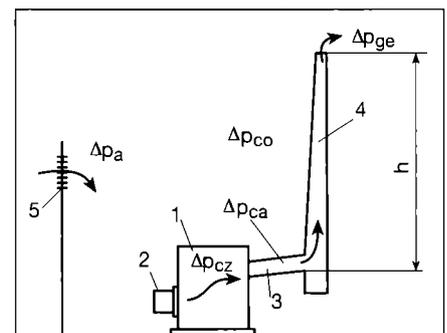


Fig. 5.6.9. Schema de calcul pentru coșul cazanelor cu arzătoare atmosferice:

1 - cazan; 2 - arzător; 3 - canal de fum; 4 - coș; 5 - priză de aer.

să țină seama de ansamblul proceselor termice și gazodinamice ce definesc funcționarea coșului, iar, pe de altă parte, să permită optimizarea celorlalte dimensiuni: diametrul și înălțimea.

Numărul mare de parametri care trebuie luați în considerare face ca metodologia de dimensionare a coșului să se bazeze pe un calcul iterativ a cărui rezolvare rapidă necesită un calcul automat.

5.6.2.1 Coșul pentru cazane folosind arzătoare cu aer aspirat (atmosferice)

Coșul trebuie să asigure, pe de o parte, pătrunderea aerului necesar combustiei în centrala termică, respectiv, în cazan, iar, pe de altă parte, să evacueze gazele de ardere pe traseul cazan - canal de fum - coș - exterior (fig. 5.6.9).

Tirajul coșului trebuie să asigure învingerea următoarelor rezistențe:

$$H_{co} = \Delta p_a + \Delta p_{cz} + \Delta p_{ca} + \Delta p_{co} + \Delta p_{ge} \quad [\text{Pa}] \quad (5.6.1)$$

în care:

- Δp_a - pierderi de sarcină locală în priza de aer;
- Δp_{cz} - pierderi de sarcină în cazan;
- Δp_{ca} - pierderi de sarcină în canal;
- Δp_{co} - pierderi de sarcină în coș;
- Δp_{ge} - pierderi de sarcină la ieșirea gazelor din coș [Pa].

5.6.2.1.1 Tirajul coșului

Relația cea mai simplă de calcul a tirajului este

$$H_{TC} = h \cdot (\rho_a - \rho_{gm}) \cdot g \quad [\text{Pa}] \quad (5.6.2)$$

în care:

- h - înălțimea coșului [m];
- ρ_a - densitatea aerului ambient [kg/m³];
- ρ_{gm} - densitatea medie a gazelor de ardere în coș [kg/m³];
- $g = 9,81 \text{ m/s}^2$.

Dacă în locul densității medii a gazelor de ardere se folosește o relație de calcul în care intră densitatea normală a gazelor și o cădere de temperatură ΔT pe unitatea de lungime a coșului,

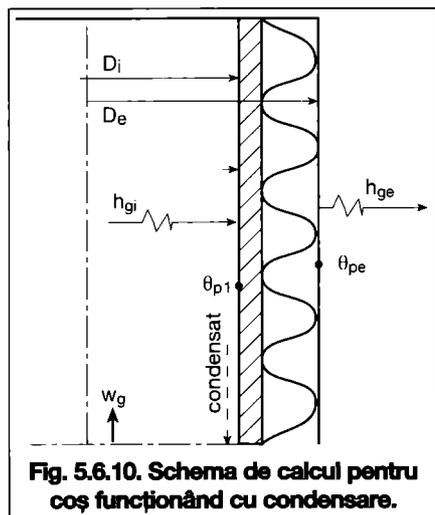


Fig. 5.6.10. Schema de calcul pentru coș funcționând cu condensare.

relația 5.6.2 devine:

$$H_{TC} = \left[\rho_a \cdot h + \rho_{gm} \cdot \frac{273}{\Delta T_i} \cdot \ln \left(1 - h \cdot \frac{\Delta T_i}{\theta_{gi} + 273} \right) \right] \cdot g \quad [\text{Pa}] \quad (5.6.3)$$

în care:

$$\Delta T_i = c \cdot \frac{\theta_{gi} - \theta_a}{100} \cdot \sqrt{\frac{\theta_{gi} + 273}{G_{gm} \cdot v_g}} \quad [\text{K/m}] \quad (5.6.4)$$

unde:

- θ_{gi} - este temperatura gazelor de ardere la baza coșului;
 - V_{gm} - debitul normal de gaze de ardere [m³/h];
 - V_g - viteza gazelor de ardere în coș [m/s];
 - θ_a - temperatura aerului exterior.
- În calcule se determină succesiv:
- densitatea normală a gazelor de ardere:
 - pentru combustibilii gazoși:

$$\rho_{gn} = \frac{0,717 + 1,293 \cdot \alpha \cdot V_o}{V_{go} + (\alpha - 1) \cdot V_o} \quad [\text{kg/m}^3] \quad (5.6.5);$$

- pentru combustibilii lichizi sau solizi:

$$\rho_{gn} = \frac{1 + 1,293 \cdot \alpha \cdot V_o}{V_{go} + (\alpha - 1) \cdot V_o} \quad [\text{kg/m}^3] \quad (5.6.6)$$

unde:

- V_o - este volumul stoichiometric de aer necesar arderii [m³/m³] sau [m³/kg];
- V_{go} - volumul stoichiometric de gaze rezultate din ardere [m³/m³] sau [m³/kg];
- α - coeficientul excesului de aer la coș;
- temperatura medie a gazelor de ardere în coș,

$$\theta_{gm} = \theta_{gi} - h \cdot \frac{\Delta T_i}{2} \quad [^\circ\text{C}] \quad (5.6.7)$$

în care:

- h - este înălțimea a coșului și se aproximează în funcție de mărimea centralei termice, respectiv, numărul și caracteristicile hidraulice ale cazanelor și caracteristicile constructive ale coșului și canalului de fum;
- densitatea reală a gazelor de ardere la temperatura θ_{gm} ,

$$\rho_{gm} = \rho_{gn} \cdot \frac{273}{273 + \theta_{gm}} \quad [\text{kg/m}^3] \quad (5.6.8);$$

- temperatura aerului θ_a se alege în funcție de regimul de funcționare a cazanelor:

- numai în perioada rece $\theta_a = + 10 \text{ }^\circ\text{C}$;
- în perioada rece și caldă $\theta_a = + 25 \text{ }^\circ\text{C}$;

- viteza gazelor de ardere se aproximează în funcție de înălțimea coșului, astfel în STAS 3417 se recomandă următoarele viteze pe domenii de înălțime de coș:

$$h = 15 \dots 30 \text{ m}; V_{gm} = 1 + 0,0667 \cdot h \text{ [m/s]};$$

$$h = 30 \dots 80 \text{ m}; V_{gm} = 0,1 \cdot h \text{ [m/s]};$$

- debitul normal al gazelor de ardere se determină în funcție de natura

combustibilului și excesul de aer (cap. 5.5);

- constanta c depinde de tipul coșului:
 - pentru coșuri metalice neizolate: $c = 5,6$;
 - pentru coșuri metalice izolate: $c = 1,0$;
 - pentru coșuri din materiale de construcții cu grosime de 120 mm: $c = 1,1$;
 - pentru coșuri din materiale de construcții cu grosime de 240 mm: $c = 0,5$.

5.6.2.1.2 Calculul preliminar al dimensiunilor coșului

Cele două dimensiuni ale coșului sunt:

- înălțimea coșului h aproximată la § 5.6.2.1.1;
- diametrul interior al coșului

$$D_i = 1,14 \cdot 10^{-3} \cdot \sqrt{\frac{V_{gm} \cdot (273 + \theta_{gm})}{v_{gm}}} \quad [\text{m}] \quad (5.6.9).$$

5.6.2.1.3 Calculul de verificare a coșului

Calculul constă în verificarea dimensiunilor (diametrul D_i sau secțiunea $a \times b$ și înălțimea h) astfel încât să fie îndeplinită condiția de echilibru hidraulic (5.6.1).

Etapele de calcul sunt următoarele;

- pierderile de sarcină în lungul coșului

$$\Delta P_{co} = h \cdot \frac{\lambda}{D_i} \cdot \frac{v_{gm}^2 \cdot \rho_{gm}}{2} = R \cdot h \quad [\text{Pa}] \quad (5.6.10)$$

în care:

λ - este coeficientul de rezistență hidraulică liniară.

Pentru calcule practice, la coșuri executate din zidărie cu:

- rugozitatea $k = 2,5 \dots 9 \text{ mm}$,
- diametrul 300...1000 mm și
- $Re = 10^4 \dots 10^6$, se pot lua valori pentru $\lambda = 0,035 \dots 0,040$; pentru coșuri executate din tablă cu:
- rugozitatea $k = 1,5 \dots 3 \text{ mm}$,
- diametrul 300...1000 mm și
- $Re = 10^4 \dots 10^6$, se pot lua valori pentru $\lambda = 0,020 \dots 0,025$;
- pierderile de sarcină în lungul canalului

$$\Delta P_{ca} = l_c \cdot \frac{\lambda}{D_{ca}} \cdot \frac{v_{gi}^2 \cdot \rho_{gi}}{2} + \sum \xi_{ca} \cdot \frac{v_{gi}^2}{2} \cdot \rho_{gi} \quad [\text{Pa}] \quad (5.6.11)$$

în care:

λ - este coeficientul de rezistență hidraulică care are, în general, aceleași valori indicate la coșul de fum;

l_c - lungimea canalului [m];

$\sum \xi_{ca}$ - suma coeficienților de rezistență locală pe traseul canalului.

Pentru calcule practice se poate considera:

- la canale cu secțiune constantă, pierderile de sarcină locale ca fiind 1,05...1,10 din pierderile de sarcină uniform distribuite;
- la canale cu secțiune variabilă,

pierderile de sarcină locale ca fiind 1,15...1,20 din pierderile de sarcină uniform distribuite;

- pierderile de sarcină locale la ieșirea gazelor de ardere din coș,

$$\Delta P_{ge} = \xi_{ge} \cdot \frac{V_{ge}^2}{2} \cdot \rho_{ge} \quad [\text{Pa}] \quad (5.6.12)$$

în care:

ξ_{ge} - este coeficientul de rezistență hidraulică la ieșirea gazelor de ardere din coș, $\xi_{ge} \approx 1$;

V_{ge} - viteza gazelor de ardere la ieșirea din coș [m/s];

ρ_{ge} - densitatea gazelor de ardere la ieșirea din coș [kg/m³];

- pierderile de sarcină locale în priza de aer,

$$\Delta P_a = \xi_a \cdot \frac{V_a^2}{2} \cdot \rho_a \quad [\text{Pa}] \quad (5.6.13)$$

în care:

ξ_a - este coeficientul de rezistență hidraulică la priza de aer, $\xi_a = 0,5...1$;

V_a - viteza aerului în priză [m/s];

ρ_a - densitatea aerului [kg/m³];

- pierderile de sarcină în cazan pe circuitul gazelor de ardere Δp_{cz} sunt date de firma constructoare.

Condiția de echilibru hidraulic, respectiv, de evacuare normală a gazelor de ardere în exterior este ca pierderile de sarcină Δp_T pe întregul circuit, priza de aer - cazan - canal de fum - coș - exterior să fie mai mică cu 5...10 % decât tirajul coșului calculat pentru diametrul D_i și înălțimea h , approximate în calculul preliminar.

Calculul este iterativ, fapt pentru care se apelează la calculul automat.

5.6.2.2 Coșul pentru cazane folosind arzătoare cu aer insuflat (presurizate, cu presiune 0 la bază)

În acest caz tirajul coșului H_{co} acoperă numai pierderile de sarcină Δp_{co} și Δp_{ge} , întrucât celelalte pierderi de sarcină Δp_a , Δp_{cz} și Δp_{ca} sunt acoperite de presiunea arzătorului:

$$H_{co} = \Delta p_{co} + \Delta p_{ge} \quad [\text{Pa}].$$

Algoritmul de calcul este cel indicat la § 5.6.2.1 cu următoarele precizări:

- se alege o înălțime h de coș mai mare;

- se consideră o viteză v_{gm} a gazelor de ardere în coș mai ridicată.

Cele două precizări sunt îndreptățite întrucât tirajul coșului are de acoperit numai pierderile de sarcină liniare din coș și locale la evacuarea gazelor de ardere în exterior.

5.6.3. Coșul și influența vaporilor de apă din gazele de ardere

Este cunoscut faptul că în gazele de ardere se găsesc vapori de apă care, în contact cu suprafețele interioare ale coșului, pot condensa.

Condiția ca în coș să nu apară condensat este ca temperatura peretelui interior al coșului θ_{pi} să fie mai mare decât temperatura punctului de rouă a gazelor de ardere θ_r .

Apariția condensatului pe perețele interior al coșului prezintă marele dezavantaj că duce rapid la deteriorarea coșului (mai ales la coșurile din metal care se corodează foarte repede). De aceea este necesară o verificare și, eventual, o corectare a dimensiunilor coșului privind fenomenul de condensare urmărind, pe de o parte, procesele termice și hidrodinamice care au loc în cele două situații iar, pe de altă parte, posibilitățile de reducere sau chiar de eliminare a condensării vaporilor de apă în interiorul coșului.

5.6.3.1 Coșul funcționând cu condensare

Apariția condensatului se produce când temperatura punctului de rouă θ_r a gazelor de ardere este inferioară temperaturii θ_{pi} a peretelui interior al coșului. În acest caz apare un flux de căldură suplimentar pe perețele interior al coșului care reprezintă căldura transmisă în procesul de condensare. De asemenea, pe toată înălțimea coșului are loc o variație a temperaturilor gazelor de ardere și a peretelui coșului. Toate acestea duc la modificarea regimului termohidraulic al coșului.

Problema, în acest caz, se rezumă în a recalcula tirajul coșului și a vedea dacă el satisface sau nu condițiile de echilibru hidraulic, de evacuare normală a gazelor de ardere în exterior.

Schema de calcul este prezentată în fig. 5.6.10 iar etapele sunt:

- se consideră că dimensiunile coșului (diametrul D_i și înălțimea h) au fost stabilite într-una din variantele prezentate la § 5.6.2.1 sau § 5.6.2.2;

- se determină temperatura punctului de rouă θ_r a gazelor de ardere unde:

• pentru gazele de ardere provenite din arderea combustibilului gazos sau a unui combustibil lichid fără sulf în compoziție,

$$\theta_r = 40 + 61,9 \cdot (P_{H_2O} - 0,0738)^{0,5048} \quad [^\circ\text{C}] \quad (5.6.14);$$

în care presiunea vaporilor de apă din gazele de ardere se calculează cu relația:

$$P_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}}{V_{go} + (\alpha - 1) \cdot V_o} \quad [\text{bar}] \quad (5.6.15);$$

și în care V_{H_2O} este volumul unitar de apă în gazele de ardere [m³/m³·comb] sau [m³/kg·comb];

• pentru gazele de ardere provenind din arderea combustibilului lichid cu sulf $S > 1\%$ în compoziție:

$$\theta_r = 92 - 4,56 \cdot (S - 1)^{0,588} + 53,13 \cdot (\alpha - 1,05)^{0,297 - 0,0143 \cdot S} \quad [^\circ\text{C}] \quad (5.6.16);$$

• în varianta cu sulf $S < 1\%$

$$\theta_r = [92 + 45,21 \cdot (\alpha - 1,05)]^{0,1847 \cdot S} + (-82,24 + 181,8 \cdot P_{H_2O}^{0,15227}) \cdot (1 - S) \quad [^\circ\text{C}] \quad (5.6.17);$$

• pentru gazele de ardere provenite din arderea combustibilului solid (căr-bune) cu conținut de sulf $S > 1\%$

$$\theta_r = 101 + 4,383 \cdot (S - 1)^{0,676} + (51,15 + 5,481 \cdot S) \cdot (\alpha - 1,15)^{0,7523 + 0,0257 \cdot S} \quad [^\circ\text{C}] \quad (5.6.18);$$

• în varianta cu conținut de sulf $S < 1\%$

$$\theta_r = [101 - 58,3 \cdot (\alpha - 1,15)]^{0,791 \cdot S} + (-82,24 + 181,8 \cdot P_{H_2O}^{0,15227}) \cdot (1 - S) \quad [^\circ\text{C}] \quad (5.6.19);$$

Se observă că, la toți combustibilii cu conținut de sulf în compoziție temperatura punctului de rouă acidă, crește când conținutul de sulf este mai ridicat, când crește excesul de aer α și când crește conținutul de vapori de apă în gazele de ardere, exprimat prin presiunea parțială a vaporilor în gazele de ardere.

- se determină temperatura gazelor de ardere la ieșirea din coș:

$$\theta_{ge} = \theta_a + (\theta_{gi} - \theta_a) \cdot e^{\frac{-U \cdot \pi \cdot D_i \cdot h}{G_{gr} \cdot c_{gr} \cdot 10^3}} \quad [^\circ\text{C}] \quad (5.6.20)$$

în care:

U - este coeficientul global de transmisie a căldurii prin perețele coșului,

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_g} + 2 \frac{d_1}{\lambda_1} \frac{D_i}{D_i + D_1} + 2 \frac{d_2}{h_2} \frac{D_i}{D_o + D_1} + \frac{1}{h_a} \frac{D_i}{D_o}} \quad [\text{W/m}^2 \cdot \text{K}] \quad (5.6.21)$$

în care:

h_g - este coeficientul de schimb de căldură de la gazele de ardere la perete, compus din coeficientul de schimb de căldură prin convecție h_{gc} , coeficientul de schimb de căldură prin radiație h_{gr} și coeficientul de schimb de căldură datorită condensării,

$$h_g = h_{gc} + h_{gr} + h_c \quad [\text{W/m}^2 \cdot \text{K}] \quad (5.6.22);$$

h_a - este coeficientul de schimb de căldură de la perețele exterior al coșului spre aerul exterior, $h_a \approx 23 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$;

d_1 și d_2 - sunt grosimile straturilor care alcătuiesc coșul [m];

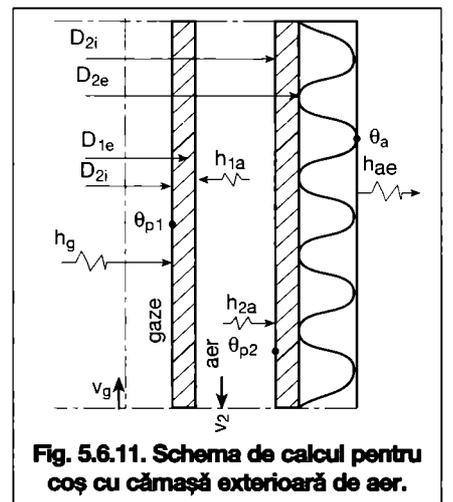


Fig. 5.6.11. Schema de calcul pentru coș cu cămașă exterioră de aer.

λ_1 și λ_2 - coeficienții de conductivitate a materialelor din care este executat coșul [W/m·K];

D_i, D_1, D_e - diametrele interior, intermediar și exterior ale coșului [m];

- se determină căderea de temperatură ΔT_1 pe metru liniar de coș,

$$\Delta T_1 = \frac{\theta_{gi} - \theta_{ge}}{h} \quad [\text{K/m}] \quad (5.6.23);$$

- se determină temperatura suprafeței peretelui interior al coșului:

$$\theta_{pi} = \theta_{gm} - \frac{U}{h_g} \cdot (\theta_{gm} - \theta_a) \quad [^\circ\text{C}] \quad (5.6.24);$$

- se determină temperatura suprafeței peretelui exterior al coșului:

$$\theta_{pe} = \theta_a - \frac{U}{h_a} \cdot (\theta_{gm} - \theta_a) \quad [^\circ\text{C}] \quad (5.6.25);$$

- se recalculază tirajul coșului H_{TC} în noile condiții cu una din relațiile 5.6.2 sau 5.6.3;

- se continuă calculul cu metodologia indicată la § 5.6.2.1.3 pentru noile condiții, respectiv, pentru noile valori $\theta_{ge}, \theta_{gm}, h_g$ etc.

Intrucât algoritmul de calcul este iterativ, este necesar să se apeleze la calcul automat.

5.6.3.2 Coșul funcționând fără condensare

Se asigură pe suprafața interioară a peretelui coșului o temperatură θ_{pi} mai mare decât temperatura punctului de rouă a gazelor de ardere.

Se consideră, de asemenea, că dimensiunile coșului (D_i și h) au fost determinate într-una din variantele prezentate la § 5.6.2.1 sau § 5.6.2.2, după care folosind metodologia indicată la § 5.6.3.1 se calculează temperaturile θ_{pi} și θ_r .

În cazul în care este îndeplinită condiția $\theta_{pi} > \theta_r$ înseamnă că funcționarea coșului este fără condensarea vaporilor de apă; materialele și grosimile straturilor sunt cele necesare și asupra coșului nu se face nici o modificare.

În cazul în care condiția nu este îndeplinită, este necesar să se ia măsuri de izolare termică a coșului (fie prin prevederea unui strat de izolare termică, fie prin mărirea grosimii stratului existent).

Etapele calculului, în varianta a doua, sunt următoarele:

- se determină temperatura punctului de rouă θ_r utilizând una din relațiile de la § 5.6.3.1;

- se stabilește temperatura θ_{pi} a peretelui interior al coșului punând condiția

$$\theta_{pi} \geq \theta_r \text{ sau } \theta_{pi} = \theta_r + 1 \dots 1,5 \quad [^\circ\text{C}];$$

- se alege una din soluțiile de creștere a rezistenței termice a peretelui coșului:

- modificarea grosimii unui strat al coșului d_1 sau d_2 ;
- prevederea unui strat de izolare

termică d_{iz} ;

- din relația 5.6.24 se determină valoarea coeficientului global de transmisie a căldurii

$$U = h_g \cdot \frac{\theta_{gm} - \theta_{pi}}{\theta_{gm} - \theta_a} \quad [\text{W/m}^2 \cdot \text{K}] \quad (5.6.26);$$

unde explicitând coeficientul global de transmisie a căldurii U , utilizând relația 5.6.21 se poate determina varianta de creștere a rezistenței termice;

- se continuă calculul după metodologia indicată la § 5.6.3.2 avându-se în vedere că fenomenul de condensare este înlăturat, ceea ce atrage după sine și unele modificări în relațiile de calcul se calculează succesiv $\theta_{ge}, \Delta T_1, \theta_{pi}, \theta_{pe}, H_{TC}$, unde pentru coeficientul de schimb de căldură h_g de la gazele de ardere la perete se va aplica relația 5.6.22 fără termenul h_c . Calculul este, de asemenea, iterativ și necesită un program de calcul automat.

5.6.4. Calculul coșului cu cămașă exterioară de aer

Coșurile cu cămașă exterioară de aer se calculează similar cu cele obișnuite, cu diferența că la exteriorul canalului gazelor de ardere este o circulație forțată de aer absorbită de arzător, denumită în continuare „aer de ardere“. În plus, canalul exterior de aer schimbă căldura cu mediul ambiant în mod similar cu coșul clasic.

Astfel de coșuri se folosesc, în general, la cazanele care sunt prevăzute cu arzătoare presurizate, de aceea calculul de dimensionare a lor va avea metodologia indicată la § 5.6.2.2 completată, după caz, dacă coșul funcționează cu condensare, cu § 5.6.3.1 sau fără condensare, cu § 5.6.3.2. Schema de calcul este prezentată în fig. 5.6.11.

Algoritmul de calcul se împarte, ca și la coșurile clasice, în două părți:

- calculul preliminar în care se stabilesc, pe baza unor parametrii inițiali, dimensiunile coșului (D_i și h). Tot aici calculul se completează și cu stabilirea diametrului tubului exterior al coșului:

- se alege o viteză a aerului v_a în spațiul dintre cele două conducte, astfel încât pierderile de sarcină să nu suprasolicite ventilatorul arzătorului ($v_a = 4 \dots 6$ m/s);
- se calculează diametrul interior D_{2i} al tubului exterior

$$D_{2i} = D_{1e} + \sqrt{\frac{1,274 + \dot{V}_{an}}{v_a}} \quad [\text{m}] \quad (5.6.27)$$

în care:

\dot{V}_{an} - este debitul real de aer calculat cu relația

$$\dot{V}_{an} = h \cdot V_o \cdot B \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad (5.6.28)$$

unde:

h - este excesul de aer;

V_o - volumul stoichiometric de aer necesar arderii [$\text{m}_N^3/\text{m}_N^3$] sau [m_N^3/kg];

B - consumul de combustibil [m_N^3/s] sau [kg/s];

- calculul de verificare în care se verifică parametrii inițiali, inclusiv tirajul și dimensiunile preliminare ale coșului, și anume:

- temperatura gazelor de evacuare în exterior,

$$\theta_{ge} = \theta_{gi} - h_g \cdot (\theta_{gm} - \theta_{p1}) \cdot \frac{\pi \cdot D_i \cdot h}{\dot{V}_{gn} \cdot c_{pg}} \quad [^\circ\text{C}] \quad (5.6.29);$$

- temperatura aerului la sfârșitul zonei de preîncălzire (la baza coșului),

$$\theta_{ae} = \theta_a + \frac{\pi h [h_{1a}(\theta_{p1} - \theta_{am})D_{1e} + h_{2a}(\theta_{p2} - \theta_{am})D_{2i}]}{\dot{V}_{an} \cdot c_{pa}} \quad [^\circ\text{C}] \quad (5.6.30);$$

- temperatura peretelui interior,

$$\theta_{p1} = \frac{h_g \cdot \theta_{gm} + h_{1a} \cdot \theta_{am} + h_{r,1,2} \cdot \theta_2}{h_g + h_{1a} + h_{r,1,2}} \quad [^\circ\text{C}] \quad (5.6.31);$$

- temperatura peretelui exterior,

$$\theta_{p2} = \frac{h_{ae} \cdot \theta_a + h_{2a} \cdot \theta_{am} + h_{r,1,2} \cdot \theta_{p1}}{h_{ae} + h_{2a} + h_{r,1,2}} \quad [^\circ\text{C}] \quad (5.6.32);$$

- se continuă calculul cu verificarea tirajului coșului în varianta cu presiune zero la bază, cu sau fără condensarea vaporilor, după metodologia indicată la paragrafele respective.

Calculul este laborios deoarece ecuațiile sunt implicite și neliniare și pentru obținerea valorilor parametrilor inițiali în limitele de eroare acceptabilă este necesar un număr mare de iterații. De aceea se recomandă folosirea unui program de calculator.

5.6.5. Optimizarea coșului

Optimizarea coșurilor de evacuare a gazelor de ardere poate fi abordată în două moduri:

- cu condiții impuse la intrarea gazelor în coș;
- cu înălțime impusă (de normele de protecție a mediului) și cu condiții impuse la intrarea gazelor de ardere în coș.

5.6.5.1 Optimizarea coșului cu tiraj impus

Pentru cazul în care înălțimea coșului nu este impusă, ci numai un tiraj al coșului, calculul de optimizare ține de realizarea unui consum cât mai redus de material G pentru coș, ceea ce revine la obținerea unui minimum al criteriului ($D_i \cdot h$).

Calculul exact se face printr-un calcul programat pentru coșul respectiv.

Pentru o evaluare rapidă a rezultatelor se prezintă diagramele din fig. 5.6.12, privind calculele de optimizare a vitezei pentru un coș la o instalație cu un debit de combustibil gazos de $B = 100 - 2000 \text{ m}^3_{\text{N}}/\text{h}$, temperatura gazelor la intrarea în coș $\theta_{gi} = 180 \text{ }^\circ\text{C}$ și un tiraj net necesar cazanului $H = 50 \text{ Pa}$.

Diagramele s-au obținut pentru diverse diametre D_i ale coșului și diverse valori ale vitezei gazelor de ardere, determinându-se înălțimea h necesară pentru realizarea tirajului dat. Luând în considerare, de asemenea, temperatura aerului exterior $\theta_e = 25 \text{ }^\circ\text{C}$, coeficientul excesului de aer $\alpha = 1,4$ s-au obținut curbele care reprezintă variația criteriului $(D_i \cdot h)$ în funcție de viteza v_g a gazelor de ardere în coș.

Analizând rezultatele calculului de optimizare se observă:

- viteza optimă se situează în domeniul 3,7 - 4,5 m/s;
- cu cât tirajul coșului este mai mare, cu atât viteza optimă se deplasează spre valori mai ridicate (fig. 5.6.13).

Diagrama a fost construită pentru:

$H = 250 \text{ Pa}$,
 $B = 500 \dots 1500 \text{ m}^3_{\text{N}}/\text{h}$,
 $\alpha = 1,4$.

Se observă că viteza optimă este cuprinsă între $v_g = 5,2 \dots 7 \text{ m/s}$.

Exemplul de calcul 1

Se calculează dimensiunile unui coș cunoscând:

- debitul de combustibil gazos utilizat de cazan $B = 1500 \text{ m}^3_{\text{N}}/\text{h}$;
- tirajul net necesar cazanului $H = 50 \text{ Pa}$;
- coeficientul de exces de aer $\alpha = 1,4$;
- temperatura aerului exterior $\theta_a = +25 \text{ }^\circ\text{C}$;
- temperatura de intrare a gazelor în coș $\theta_{gi} = 180 \text{ }^\circ\text{C}$.

Din diagrama din fig. 5.6.12 b pentru $B = 1500 \text{ m}^3_{\text{N}}/\text{h}$ rezultă o viteză optimă a gazelor de ardere în coș $v_g = 5 \text{ m/s}$, căreia îi corespunde o valoare minimă a criteriului $D_i \cdot h = 25 \text{ m}^2$.

Diametrul coșului se calculează cu relația 5.6.9,

$$D_i = 1,14 \cdot 10^{-3} \sqrt{\frac{\dot{V}_{gn} \cdot (273 + \theta_{gm})}{v_{gm}}}$$

în care: debitul de gaze de ardere

$$\dot{V}_{gn} = [V_{go} + (\alpha - 1) \cdot V_a] \cdot B = [10,5 + (1,4 - 1) \cdot 9,5] \cdot 1500 = 21450 \text{ m}^3_{\text{N}}/\text{h},$$

temperatura medie a gazelor de ardere se calculează cu relația 5.6.7:

$$\theta_{gm} = \theta_{gi} - h \cdot \frac{\Delta T_1}{2}$$

unde pentru calculul lui ΔT_1 se aplică relația 5.6.4,

$$\Delta T_1 = c \frac{\theta_{gi} - \theta_a}{100} \sqrt{\frac{\theta_{gi} + 273}{\dot{V}_{gn} \cdot v_g}} = 1,1 \text{ K/m}$$

unde $c = 1$, cazul unui coș metalic izolat.

Calculul se continuă cu determinarea temperaturii medii a gazelor de ardere, pentru care se face o primă aproximare a înălțimii coșului $h^{(1)} = 30 \text{ m}$, $\theta_{gm} = 180 - 30 \cdot (1,1/2) = 163,5 \text{ }^\circ\text{C}$; rezultă într-o primă aproximatie și diametrul D_i din produsul $D_i \cdot h$:

$D_i \cdot h = 25 \text{ m}^2$ sau $D_i^{(1)} = 25/30 = 0,833 \text{ m}$; se verifică diametrul cu relația 5.6.9,

$$D_i^{(2)} = 1,14 \cdot 10^{-3} \sqrt{\frac{21450 \cdot (273 + 163,5)}{5}} = 1,56 \text{ m}.$$

Condiția nefiind îndeplinită se alege o altă înălțime de coș, valoare care se poate determina din criteriul $D_i \cdot h = 25 \text{ m}^2$,

unde $D_i^{(2)} = 1,56 \text{ m}$, rezultând o nouă valoare pentru $h^{(2)} = 16,03 \text{ m}$. Se obține succesiv: $\theta_{gm} = 171,2 \text{ }^\circ\text{C}$; $D_i^{(3)} = 1,56 \text{ m}$; $h^{(3)} = 52 \text{ m}$. Întrucât ultimele valori ale diametrului coșului se încadrează în limitele erorilor admisibile, rezultă ca dimensiuni optime $D_i = 1,56 \text{ m}$ și $h = 16 \text{ m}$.

5.6.5.2 Optimizarea coșului cu înălțime impusă (tiraj zero la bază)

La cazanele moderne prevăzute cu arzătoare presurizate se asigură presiunea necesară învingerii rezistențelor pe traseul cazan-canal de fum, tirajul coșului având rolul numai de a învinge rezistențele pe care le întâmpină gazele de ardere în coș.

Variația destul de importantă a densității gazelor de ardere pe înălțimea coșului, precum și apariția condensării vaporilor de apă pe peretele coșului când temperatura peretelui acestuia este mai scăzută decât temperatura de rouă a gazelor de ardere, duce la un

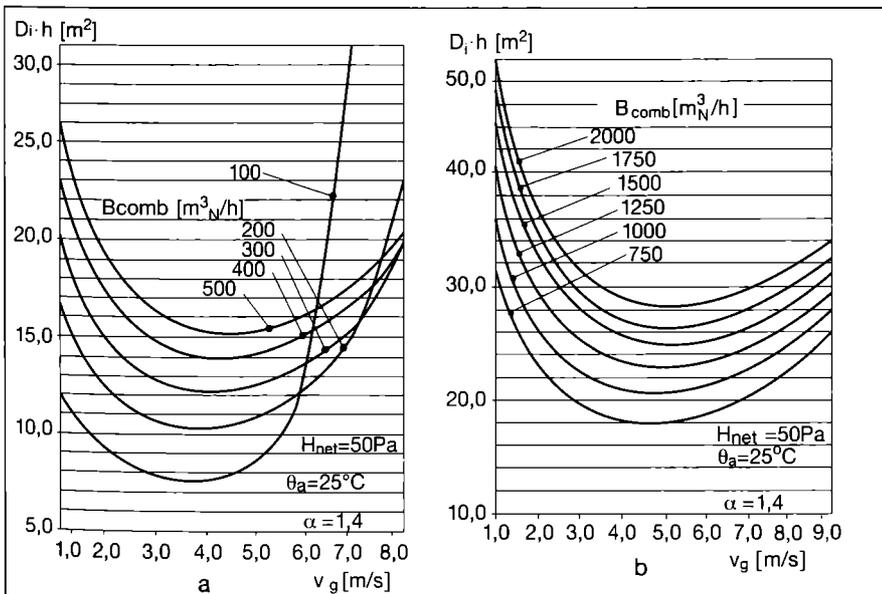


Fig. 5.6.12. Viteza economică v_g a gazelor de ardere pentru:

- a. $B = 100 \dots 500 \text{ m}^3_{\text{N}}/\text{h}$; $H = 50 \text{ Pa}$; $\theta_a = 25 \text{ }^\circ\text{C}$; $\alpha = 1,4$
- b. $B = 750 \dots 2000 \text{ m}^3_{\text{N}}/\text{h}$; $H = 50 \text{ Pa}$; $\theta_a = 25 \text{ }^\circ\text{C}$; $\alpha = 1,4$.

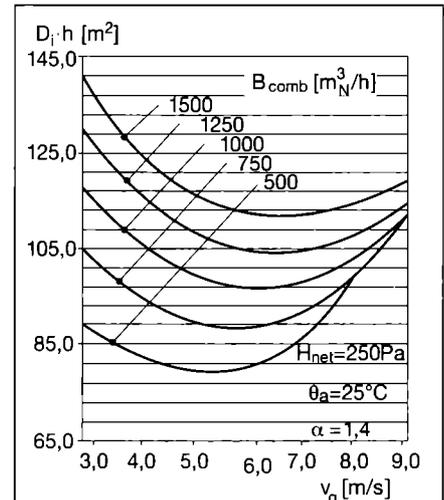


Fig. 5.6.13. Viteza economică v_g a gazelor de ardere:

$B = 500 \dots 1500 \text{ m}^3_{\text{N}}/\text{h}$; $H = 250 \text{ Pa}$; $\theta_a = 25 \text{ }^\circ\text{C}$; $\alpha = 1,4$.

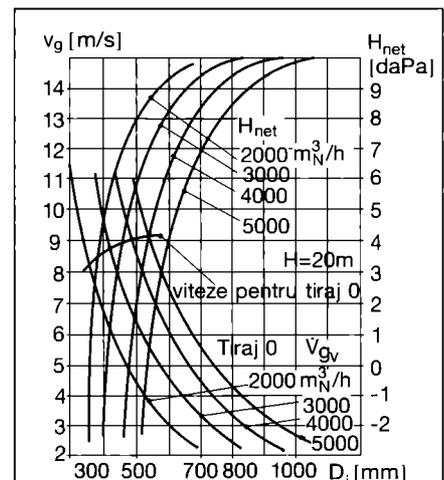


Fig. 5.6.14. Viteza economică v_g a gazelor de ardere la coșuri cu tiraj zero la bază.

efect de tiraj variabil pe înălțimea coșului și deci la necesitatea aplicării calculului exact (calculul programat).

Metodica de calcul pentru optimizarea coșului ținând seama de toți factorii este inclusă în programul de calcul COS-OPT elaborat de colectivul de Aparate termice de la Facultatea de Instalații - București.

Pentru exemplificarea rezultatelor ce se obțin cu programul de calcul se prezintă un caz particular în diagrama din fig. 5.6.14.

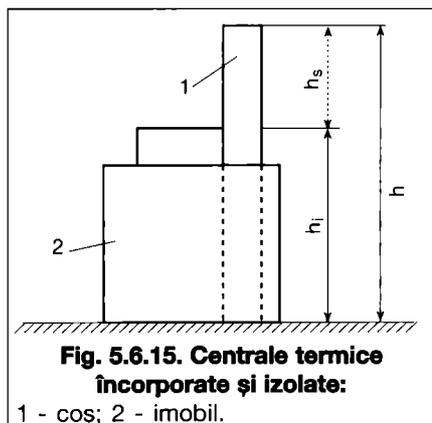


Fig. 5.6.15. Centrale termice încorporate și izolate:
1 - coș; 2 - imobil.

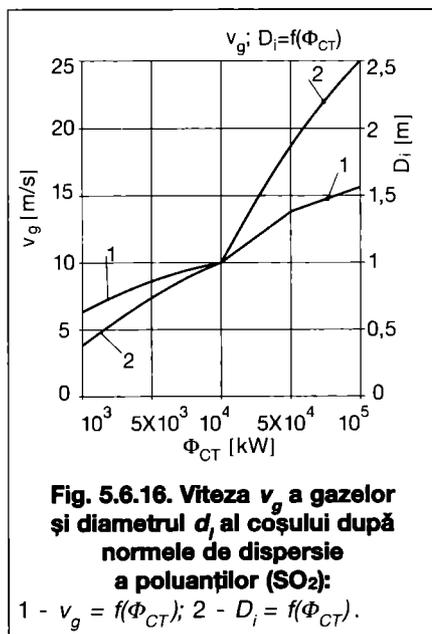


Fig. 5.6.16. Viteza v_g a gazelor și diametrul d_i al coșului după normele de dispersie a poluanților (SO₂):
1 - $v_g = f(\Phi_{CT})$; 2 - $D_i = f(\Phi_{CT})$.

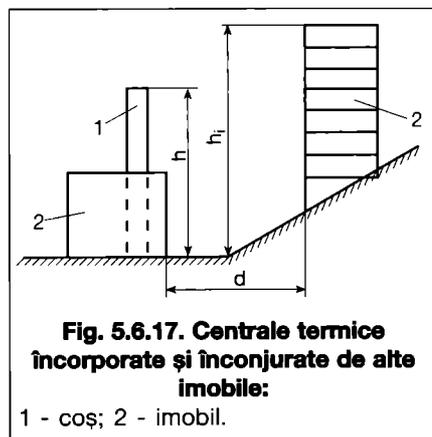


Fig. 5.6.17. Centrale termice încorporate și înconjurate de alte imobile:
1 - coș; 2 - imobil.

Datele de calcul au fost următoarele:
- patru variante de debite de gaze de ardere rezultate din procesul de combustie din cazan: $V_g = 2\ 000; 3\ 000; 4\ 000$ și $5\ 000\ m^3_N/h$;
- o înălțime de coș $h = 20\ m$.

Din aplicarea programului de calcul automat s-au putut obține succesiv:

- fasciculul de curbe reprezentând diametrele D_i de coș în funcție de viteză. Micșorarea diametrului odată cu creșterea vitezei nu este numai o consecință a modificării vitezei ci și a modificării tuturor parametrilor schimbului de căldură;

- curbele de tiraj net (H_{net}) pentru debitele de gaze de ardere $V_g = 2\ 000...5\ 000\ m^3_N/h$ și pentru domeniul de variație a diametrului coșului $D_i = 300...1\ 100\ mm$;

- curba de viteză v_{go} a gazelor de ardere pentru situația de tiraj zero. Pentru cele 4 debite de gaze de ardere analizate punctele de funcționare (ca diametru și viteză) pentru tiraj zero sunt unite cu o linie groasă pe diagramă.

Din analiza diagramei se observă că:
- toate coșurile cu tiraj zero la bază au diametrul D_i aproximativ jumătate din cel calculat cu vitezele conform STAS;

- vitezele de circulație a gazelor de ardere în coș sunt de ordinul $v_g = 8...9\ m/s$.

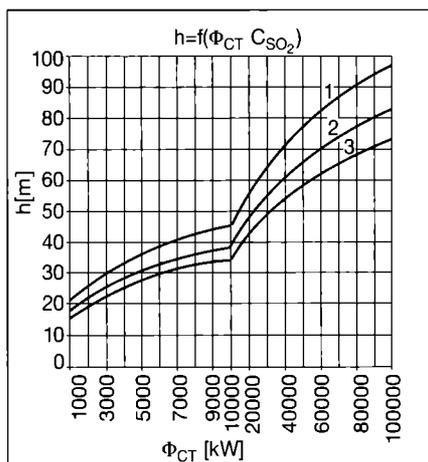


Fig. 5.6.18. Înălțimea minimă a coșului h în funcție de puterea centralei Φ_{CT} și de starea de poluare a atmosferei după normele de dispersie a poluanților (SO₂):
1. SO₂ = 0,07 mg/m³_N;
2. SO₂ = 0,04 mg/m³_N;
3. SO₂ = 0,01 mg/m³_N.

Exemplul de calcul 2

Se determină diametrul D_i al unui coș cu tiraj zero la bază, cunoscând:

- înălțimea coșului $h = 20\ m$,
- debitul de gaze de ardere, $V_g = 5.000\ m^3_N/h$.

Utilizând diagrama din fig. 5.6.14, pentru tiraj zero la baza coșului se obțin:

- pentru viteza $v_g = 2,33\ m/s$, recomandată de STAS și un debit de gaze de ardere $V_g = 5.000\ m^3_N/h$ se obține un diametru de coș $D_i = 1.080\ mm$ și un tiraj net $H_{net} = 103\ Pa$.

- pentru condiția de tiraj zero, la același debit de gaze de ardere $V_g = 5.000\ m^3_N/h$, se obține:

- o viteză $v_{go} = 9,1\ m/s$,
- un diametru al coșului $D_i = 545\ mm$ și
- un tiraj al coșului $H_{net} = 42\ Pa$;

Analizând cele două rezultate este evidentă economia realizată prin reducerea la jumătate a diametrului coșului.

5.6.6. Calculul coșurilor pe baza normelor de mediu

Actualele norme și normative pentru limitarea emisiilor de la centralele termice impun restricții severe în ceea ce privește controlul poluării și nivelul acesteia.

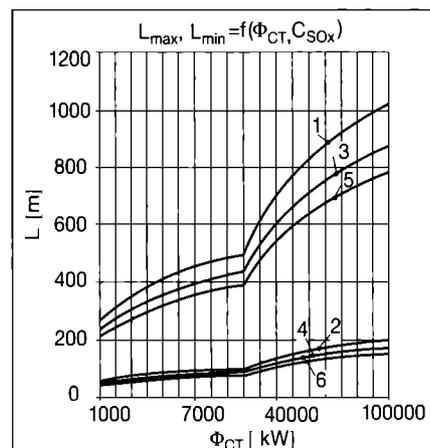


Fig. 5.6.19. Zona de influență a coșului asupra clădirilor vecine:
1. SO₂ = 0,07 mg/m³_N - L_{max};
2. SO₂ = 0,07 mg/m³_N - L_{min};
3. SO₂ = 0,04 mg/m³_N - L_{max};
4. SO₂ = 0,04 mg/m³_N - L_{min};
5. SO₂ = 0,01 mg/m³_N - L_{max};
6. SO₂ = 0,01 mg/m³_N - L_{min};
 L_{min} = distanța maximă;
 L_{max} = distanța minimă.

Tabelul 5.6.1. Concentrațiile Co medii anuale măsurate în zona centralei termice.

Zona	SOx [mg/m ³ _N]	NOx [mg/m ³ _N]	praf [mg/m ³ _N]
puțin poluată	0,01	0,01	0,01
mediu urbanizat/mediu industrializat	0,04	0,05	0,04
foarte urbanizat/foarte industrializat	0,07	0,10	0,08

În aceste norme, pe lângă prevederea nivelului emisiilor și a modului de măsurare a lor la fiecare centrală termică, este dată și metoda adecvată de calcul a înălțimii coșurilor. În aceste condiții la determinarea înălțimii coșului trebuie să se țină seama de: nivelul noxelor emise, suprapunerea peste alte emisii din zonă și obstacolele la dispersie, vecine centralei termice.

5.6.6.1 Calculul înălțimii minime a coșului pentru centrale termice independente sau alăturate unui imobil izolat

Schema unui astfel de amplasament este prezentată în fig. 5.6.15.

Relația de calcul pentru înălțimea h a coșului este:

$$h = \sqrt{\frac{a \cdot \dot{M}}{C_m}} \cdot \sqrt[3]{\frac{1}{M_g \cdot \Delta T}} \quad [\text{m}] \quad (5.6.33)$$

în care:

\dot{M} - este debitul instantaneu de poluant [kg/h] care se stabilește în funcție de debitul normal de gaze de ardere M_{gn} , participația gravimetrică de poluant SO_x , NO_x și cenușă volantă C_{praf} [mg/m^3]:

$$\dot{M} = M_{gn} \cdot C_{SO_x} \cdot 10^{-6};$$

$$\dot{M} = M_{gn} \cdot C_{NO_x} \cdot 10^{-6};$$

$$\dot{M} = M_{gn} \cdot C_{praf} \cdot 10^{-6}.$$

C_m - concentrația maximă admisă de poluant [mg/m^3];

$$C_m = C_r - C_o$$

unde:

C_r - este valoarea de referință;

$C_r = 0,15$ pentru SO_x ;

$C_r = 0,14$ pentru NO_x și

$C_r = 0,15$ pentru praf;

C_o - este media anuală a concentrațiilor măsurate în zona centralei termice (tab. 5.6.1);

ΔT - diferența dintre temperatura de ieșire T_{ge} a gazelor din coș și temperatura medie T_{am} anuală a coșului exterior [K];

\dot{M}_g - debitul de gaze de ardere determinat pentru o funcționare în plină sarcină a cazanelor, calculat la temperatura efectivă de evacuare a gazelor din coș [m^3/h];

a - coeficient care ține seama de natura poluantului:

$a = 340$ pentru SO_x și NO_x ;

$a = 680$ pentru particule solide.

Pentru calcule practice, la centralele folosind păcura, pentru determinarea vitezei gazelor în coș și a diametrului coșului se poate utiliza diagrama din fig. 5.6.16

Se observă că pentru centralele termice cu $\Phi_{CT} = 1...5$ MW viteza economică a gazelor de ardere în coș trebuie să fie cuprinsă între 5...10 m/s.

5.6.6.2 Calculul înălțimii minime a coșului unei centrale amplasată în subsolul clădirii sau alăturată acesteia, înconjurată de alte imobile.

Schema unui astfel de amplasament este prezentată în fig. 5.6.17.

Calculul de stabilire a înălțimii coșului se face utilizând aceeași relație 5.6.33 de la § 5.6.6.1 cu următoarele corecții:

• dacă distanța $D \leq 2 \cdot h + 10$

$$h = h_i + 5 \quad [\text{m}] \quad (5.6.34);$$

• dacă distanța d este cuprinsă în limitele $2 \cdot h + 10 < D \leq 10 \cdot h + 50$

$$h = \frac{5}{4} \cdot (h_i + 5) \cdot \left[1 - \frac{d}{10 \cdot (h + 5)} \right] \quad [\text{m}] \quad (5.6.35)$$

în care:

h_i - este înălțimea obstacolului cel mai ridicat, având o înălțime mai mare de 2 m și situat la o distanță orizontală de coș inferioară valorii $10 \cdot (h + 5)$ m.

5.6.7. Supraînălțarea coșului

În calculele prezentate nu s-a verificat și influența emisiilor produse de coș asupra zonei adiacente.

Pentru a integra coșul în ansamblul zonei este necesar să se ia în considerare o serie de parametri care influențează funcționarea coșului. Se pot menționa: supraînălțarea jetului de gaze de ardere la ieșirea din coș, viteza vântului, gradientul de temperatură a mediului pe înălțime. Coșul, pe lângă rolul pe care-l are de a evacua gazele de ardere în atmosferă, trebuie să protejeze mediul de poluare, fapt pentru care, în unele cazuri, înălțimea lui trebuie să fie mai mare decât cea care asigură tirajul necesar.

Supraînălțarea coșului Δh este fenomenul de continuare a deplasării pe verticală a jetului de gaze la ieșirea din coș datorită impulsului pe care-l are (debitul masic \times viteza gazelor la ieșire) și datorită efectului ascensional al gazelor de ardere calde. Astfel, în calculul de dispersie, nu se mai ia înălțimea constructivă a coșului, ci înălțimea constructivă + supraînălțarea:

$$h_c = h + \Delta h \quad [\text{m}] \quad (5.6.36).$$

Relația lui H. Stumke pentru calculul supraînălțării coșului este

$$\Delta h = 1,5 \frac{v_{ge} \cdot D_i}{v_v} + \frac{65}{v_v} D_i^{3/2} \left(\frac{\theta_{ge} - \theta_a}{\theta_{ge} + 273} \right)^4 \quad [\text{m}] \quad (5.6.37)$$

în care v_v este viteza vântului la cota de ieșire din coș [m/s] (restul factorilor au fost menționați în cadrul acestui capitol).

Analizând relația 5.6.37 se observă că primul termen reprezintă partea dinamică Δh_D , efectul impulsului, iar cel

de al doilea termen efectul termic Δh_T .

La coșurile mari, respectiv, cu diametre mari, pentru a nu se produce o deviere în jos a jetului de gaze la ieșire, de către vânt în umbra aerodinamică a coșului, se recurge la micșorarea secțiunii coșului la ieșirea gazelor, sub formă de ajutăj.

Rezultă că la stabilirea caracteristicilor constructive ale coșurilor (D_i și h) principalii factori sunt puterea termică Φ_{CT} și starea de poluare a atmosferei. S-au construit diagrame care pun în evidență legătura dintre puterea termică Φ_{CT} , starea de poluare a atmosferei și înălțimea minimă h a coșului de fum. Spre exemplificare, pentru o centrală termică cu o putere $\Phi_{CT} = 1...5$ MW, luând în considerare ca poluant SO_x (cu limita minimă de $0,01 \text{ mg}/\text{m}^3$ și limita maximă de $0,07 \text{ mg}/\text{m}^3$) înălțimea minimă h a coșului este cuprinsă între 18 și 35 m.

Exemplul de calcul 3

Se determină înălțimea minimă h a unui coș cunoscând: puterea centralei $\Phi_{CT} = 4000$ kW; combustibil păcură cu un conținut de sulf $S = 2,5$ %, emisie de $SO_x = 918 \text{ mg}/\text{m}^3$, temperatura gazelor la coș $\theta_{ge} = 150^\circ\text{C}$; concentrația de poluant existentă în zona $C_m = 0,07$ (mediu urbanizat).

Utilizând diagrama din fig. 5.6.18 se obține înălțimea minimă a coșului $h = 32$ m.

În diagrama din fig. 5.6.19 se prezintă zona de influență L_{max} a coșului asupra clădirilor învecinate, în funcție de puterea termică a centralei, considerând ca poluant SO_x . Se poate remarca în diagramă că pentru centrale termice de până la 5 MW zona de influență este până la 400 m, pentru o concentrație medie anuală în zona centralei SO_x de $0,07 \text{ mg}/\text{m}^3$.

Față de cele arătate cu privire la dimensionarea coșului și, în special, de stabilirea înălțimii h aceasta trebuie să se facă în două ipoteze:

• $h = f$ (tiraj) - denumită și înălțimea geometrică stabilită pe considerente economice;

• $h = f$ (factori meteorologici) - denumită și înălțime de mediu, stabilită pe considerente de protecție a mediului.

Se ia în considerare situația cea mai defavorabilă. În cazul mai multor centrale termice răspândite pe o arie mai mult sau mai puțin întinsă, la stabilirea caracteristicilor constructive ale coșurilor, se va avea în vedere realizarea, în prealabil, a unui bilanț de mediu, stabilind emisiile de poluanți în aer și protecția calității aerului.

5.7. Protecția atmosferei

Sursele de agenți termici sunt supuse unor analize ecologice menite să asigure protecția zonelor protejate de acțiunea poluării chimice și fonice. Prin zona protejată înțelegând zona în care își desfășoară activitatea oamenii.

Pe de altă parte, o investiție care se referă la aceste surse, se confruntă cu analize ecologice în două faze:

a. analiza ecologică a proiectului, elaborând o documentație tehnică numită „Studiu de impact”, care poate conduce la obținerea unui „Acord de mediu”, acesta fiind necesar Autorizației de construire;

b. analiza ecologică a instalației în funcțiune, pentru care se întocmește o documentație numită „Bilanț de mediu” cu scopul obținerii „Autorizației de mediu”, piesă componentă a dosarului ce se întocmește pentru obținerea „Autorizației de funcționare”.

În ambele cazuri trebuie să se verifice dacă categoriile de instalații în discuție, afectează sau nu factorii de mediu, aer, apă, sol. Zonele de intersecție cu calitatea factorului de mediu aer, o constituie efluenții gazoși evacuați în atmosferă, zgomotele și vibrațiile generate de unele componente ale acestor instalații.

Pentru factorul de mediu apă vor fi analizate emisiile poluante ce rezultă la cazanele cu condensatie și de către stațiile de dedurizare a apei de alimentare dacă acestea sunt dotate cu filtre regenerabile.

Pentru factorul de mediu sol se vor lua măsurile impuse de gestionarea combustibililor lichizi și solizi în unele cazuri.

5.7.1. Înălțimea și secțiunea coșului pentru evacuarea gazelor de ardere.

Coșul pentru evacuarea gazelor de ardere, trebuie să îndeplinească două condiții: prima să asigure prin tiraj natural sau forțat evacuarea gazelor de ardere în atmosferă și a doua să asigure dispersia poluanților în atmosferă până la limită de protecție cerută de legislația pentru protecția mediului.

În conformitate cu prevederile art.9.70 din normativul I13, înălțimea coșului ce asigură evacuarea gazelor de ardere în atmosferă se determină printr-un calcul specific gazodinamic și de dispersie a poluanților conținuți în gazele de ardere avându-se în vedere următoarele:

- necesitățile funcționale ale cazanelor;
- conținutul de poluanți al gazelor de ardere;
- parametrii meteorologici locali - viteza și direcția vânturilor dominan-

te, regimul de înălțime al clădirilor și solului din vecinătate;

d. caracteristicile altor surse din zona.

Pentru a asigura necesitățile funcționale a cazanelor, înălțimea coșului de fum se deduce într-o primă fază din condiția de asigurare a tirajului natural, pentru care vor fi utilizate prevederile STAS 3417, care recomandă relația de mai jos:

$$h_c = \frac{H}{g \cdot (\rho_a - \rho_g) \cdot \frac{B}{760}} \quad [\text{m}] \quad [5.7.1.]$$

în care:

H - tirajul total al coșului, calculat cu relația:

$$H = 1,2 \cdot [\Delta p_{cz} + \Delta p_{in} + \Delta p_{loc} \pm \Delta p_{geom}] \quad [\text{N/m}^2] \quad [5.7.2.]$$

g - accelerația gravitațională, în m/s^2 ,

$\rho_a = 1,243 \text{ kg/m}^3$, densitatea aerului exterior considerată la temperatura de $+10^\circ\text{C}$ dacă centrala termică funcționează numai iarna și

$\rho_a = 1,18 \text{ kg/m}^3$ la temperatura de $+25^\circ\text{C}$ dacă funcționează și vara;

ρ_g - densitatea gazelor rezultate după arderea combustibilului, se va considera la temperatura medie a gazelor evacuate; (v.tab.5.7.1).

B - presiunea barometrică locală, care în ambele cazuri se va considera egală cu 760 mmHg ;

$1,2$ - coeficient de spor care ține seama de suprasolicitarea focarului de depuneri de praf, funingine, în canalul de fum și în coș;

Δp_{cz} - pierderea de sarcină în cazan, măsurată la ieșirea gazelor din cazan, după clapeta de închidere, indicată în cartea tehnică a cazanului sau documentul de agrementare;

$$\Delta p_{in} = \lambda \cdot \frac{h_c}{D_o} \cdot \frac{v_o^2}{2} \cdot \rho_g \quad [\text{N/m}^2] \quad [5.7.3.]$$

în care:

λ - coeficient de frecare al gazelor de ardere, a cărei valoare se ia din fig. 5.7.8, în funcție de numărul Re , și valoarea medie a rugozității absolute ϵ indicată în tabelul B2 din STAS 1417 sau valorile cuprinse în intervalul $0,035 \div 0,04$ conform recomandărilor de la paragraful 5.6.;

h_c - lungimea porțiunilor drepte de curgere a gazelor de ardere pentru care se calculează pierderea de sarcină, în $[\text{m}]$;

D_o - diametrul mediu al secțiunii de curgere a gazelor, sau diametrul hidraulic echivalent, pentru porțiunea de canal sau coș considerată, în $[\text{m}]$;

v_o - viteza medie recomandată în porțiunea de calcul, aleasă din fig. 5.7.1. luând în considerație o înălțime provizorie a coșului mai mare decât înălțimea clădirii cu $0,5 \text{ m}$ față de coama acoperișului, respectând astfel recomandarea din normativul I13.

$$\Delta p_{loc} = \Sigma \xi \cdot \frac{v_o^2}{2} \cdot \rho_g \quad [\text{N/m}^2] \quad [5.7.4.],$$

în care:

Tabel 5.7.1. Mărimi fizice pentru calculul preliminar al înălțimii coșului de fum.

h_c	θ_g	T_g	ρ_g	ρ_a	$\rho_a - \rho_g$
[m]	[°C]	[K]	[kg/m ³]	[kg/m ³]	[kg/m ³]
10	230	503,15	0,73	1,24	0,51
12	200	473,15	0,78	1,24	0,46
15	180	453,15	0,82	1,24	0,42
20	170	443,15	0,84	1,24	0,40
25	160	433,15	0,86	1,24	0,38
30	150	423,15	0,87	1,24	0,37

Tabel 5.7.2. Volume teoretice specifice de gaze de ardere și aer

Combustibil	V_{at}		α	H_i
	[Nm ³ /kg], [Nm ³ /Nm ³]	[Nm ³ /kg], [Nm ³ /Nm ³]		
Solid, în (kg)	$\frac{1,01}{4180} H_i + 0,5$	$\frac{0,89}{4180} H_i + 1,65$	1,4-2,0	8700 13000
Lichid, CLU în (kg)	$\frac{0,85}{4180} H_i + 2$	$\frac{1,11}{4180} H_i$	1,15-1,25	40350 41800
Gaze naturale, în (Nm ³)	$\frac{0,875}{4180} H_i$	$\frac{0,725}{4180} H_i + 1,14$	1,05-1,20	49900 35800*
GPL, în (Nm ³)	$\frac{1,09}{4180} H_i - 0,25$	$\frac{H_i}{4180} + 0,25$	1,05-1,20	45150 115000*

*) - valori exprimate în kJ/Nm^3 .

ξ - coeficient de rezistență locală, care pentru curbe la 90° are valori cuprinse între 0,5 și 0,15 în funcție de raportul raza de curbură /diametru și 3,1 pentru dispozitive de refulare cu jet vertical. Pentru alte valori se vor consulta tabelele specifice prezentate în volumul V.

Autotirajul pe canalele de fum Δp_{geom} se calculează cu relația:

$$\Delta p_{geom} = h_{geom} \cdot g \cdot (\rho_a - \rho_g) \cdot \frac{B}{760} \quad [N/m^2] \quad [5.7.5.]$$

în care:

h_{geom} - reprezintă înălțimea canalului de fum între cota secțiunii de intrare a gazelor și cea de ieșire. Pe traiectorii descendente tirajul are semnul plus, iar pe

traiectorii ascendente semnul minus.

B - presiunea atmosferică, [mmHg];
Aria secțiunii coșului se obține cu relația:

$$A_o = \frac{V_{gr}}{v_o} \quad [m^2] \quad [5.7.6.]$$

$$V_{gr} = [V_{gr} + (\alpha - 1) \cdot V_{at}] \cdot B_h \quad [Nm^3/s] \quad [5.7.8.]$$

sau pentru condiții de funcționare:

$$V_{grf} = V_{gr} \cdot \frac{T}{T_N} \quad [m^3/s] \quad [5.7.9.]$$

în care:

α - coeficient de exces de aer, cu valori în funcție de combustibilul utilizat date în tabelul 5.7.2.

v_o - viteza de evacuare a gazelor de ardere în coș, în [m/s]. Valorile se pot lua din fig. 5.7.1., în funcție de înălțimea coșului de fum

B_h - consumul orar de combustibil, în [kg/s]; [Nm³/s]

V_{gr} , V_{at} - volume teoretice specifice de gaze și respectiv de aer necesar arderii, exprimate în Nm³/kg sau Nm³/Nm³, deduse cu relațiile lui Rosin și Fehling (tabel 5.7.2.).

V_{grf} - reprezintă volumul de gaze de ardere în condiții de funcționare luând în considerare corecția datorată raportului dintre temperatura medie T a gazelor de ardere și cea în condiții fizice normale, T_N exprimate în K.

Pentru calcule rapide pot fi utilizate diagramele de la paragraful 5.6. sau diagramele date de către unele societăți specializate în producția de coșuri pentru evacuarea gazelor de ardere.

5.7.2. Evaluarea efluenților gazoși emiși și a concentrațiilor de poluanți la emisie.

Urmare a arderii combustibililor fosili în focarele cazanelor din centralele termice, sunt evacuate în atmosferă o serie de gaze, a căror încărcare poluantă este importantă.

Evaluarea concentrațiilor de poluanți conținuți în gazele de ardere, se face diferit în funcție de faza de evaluare a impactului asupra mediului.

Pentru faza de acord de mediu, evaluarea se face pe cale teoretică având la bază date experimentale referitoare la factorii de emisie. În acest scop pot fi utilizate rezultatele agrementelor tehnice sau norme elaborate de alte comunități, cum este norma SUA codificată AP42, acceptată de către autoritatea de mediu din România.

Pentru faza de autorizație de mediu, evaluarea se face pe baza măsurărilor efectuate la centrala termică și în zonele adiacente, determinând concentrațiile la emisie (la coș), urmând ca pe cale analitică sau prin măsurări să se stabilească concentrațiile la imisie (în zonele adiacente denumite zone protejate).

Analiza ecologică pentru ambele faze, impune determinarea concentrațiilor la emisie și imisie, urmând ca acestea să fie comparate cu pragurile de alertă deduse din normele în vigoare. În conformitate cu legislația de mediu în vigoare sunt definite două limite pentru concentrațiile de poluanți la emisie și imisie: prag de intervenție și prag de alertă. Primul este normat și cel de al doilea reprezintă 70% din pragul de intervenție. Pragul de alertă este limita până la care emisiile și imisiile în

Tabel 5.7.3 Factori de emisie, e_x , după AP42, pentru centrale termice.

Poluant	Combustibil lichid, [kg/m ³]			GN [kg/10 ⁶ m ³ N]	GPL, [kg/m ³]	
	Ușor	Motorină	Păcură		Butan*	Propan*
SO ₂	17 S	17 S	19 S	9,6	0,005 S	0,005 S
CO	0,025 S	0,60	0,05	320	0,096	0,081
NO ₂	4,8÷9,6	1,50	12,60	1600	0,12	0,11

Obs. S - reprezintă conținutul de sulf
* - factorul de emisie se înmulțește cu raportul densităților în stare gazoasă, respectiv în stare lichidă:
 $\sigma_g / \sigma_l = 2,55 / 0,525 = 4,857$.

Tabel 5.7.4.- Concentrații admisibile la emisie și imisie, [mg/Nm³]

	Combustibil	Nivel de protecție	Pulberi	CO	SO _x	NO _x
EMISIE Ord.462	Lichid	Alertă	35	119	1190	315
		Intervenție	50	170	1700	450
	Gazos	Alertă	3,5	70	24,5	245
		Intervenție	5	100	35	350
IMISIE STAS 12574	INTERVENȚIE		0,50	6	0,75	0,30
	ALERTĂ (24h)		0,35	4,20	0,525	0,21

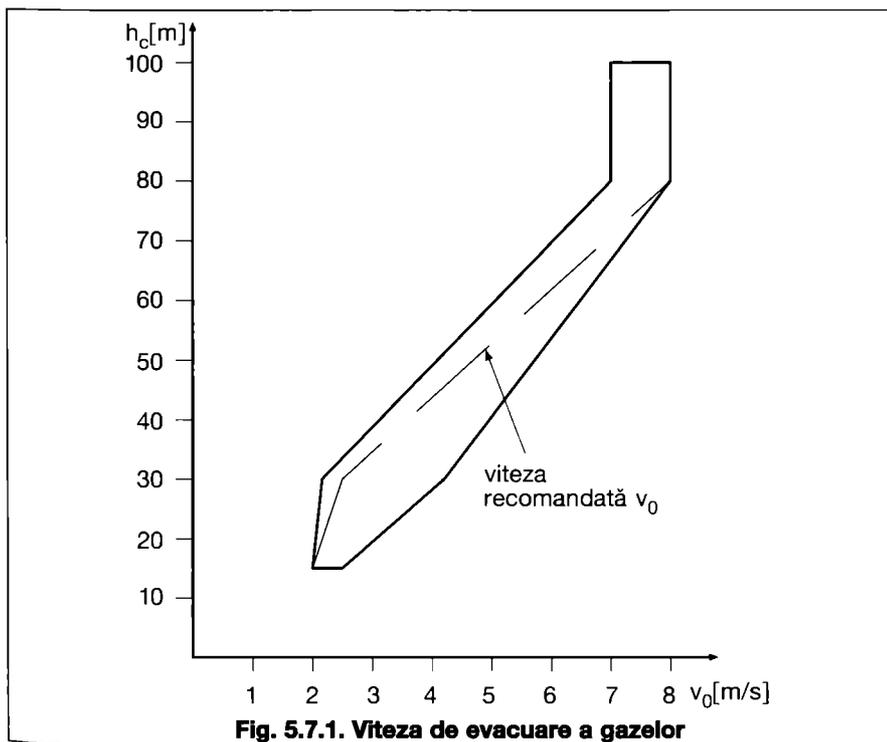


Fig. 5.7.1. Viteza de evacuare a gazelor

atmosfera pot fi acceptate de către autoritatea de mediu.

În acest context, prin proiectarea ecologică se impun soluții tehnice care să răspundă următoarelor exigențe:

a. cazanele utilizate să dispună de agrementări tehnice însoțite de buletinele de analiză, care să conțină:

- concentrațiile la emisie pentru CO, CO₂, NO_x, SO_x și pulberi; și care să se situeze sub pragul de alertă dedus din Ord. 462/93 al MAPPM;
- randamentul termic, temperatura gazelor de ardere și pierderile de sarcină pe circuitul gazelor de ardere în cazan;

b. coșurile de fum vor trebui să satisfacă cerințele următoare:

- înălțimea și secțiunea coșului să fie stabilite pentru a satisface condițiile de tiraj, supraînălțare minimă a jetului și dispersie corespunzătoare obținerii unor concentrații poluante la sol, aflate sub pragul de alertă dedus din STAS 12574/83, prin reducerea valorii indicate în standard cu 30%;
- prevederea punctelor de prelevare a probelor pentru analiza componentelor poluante;
- prevederea de dispozitive de evacuare cu jet vertical, soluție care facilitează supraînălțarea și dispersia jetului de efluent gazos. Orice altă soluție fiind în dezacord cu cerințele de dispersie a poluanților.
- prevederea posibilității de curățire și colectare a depunerilor de pulberi pe suprafețele interioare, precum și colectarea și golirea condensului, care în multe cazuri poate fi acid, trebuind să fie neutralizat înainte de a fi evacuat la canalizare.
- consum orar de combustibil:

$$B_h = \frac{\Phi_{CT}}{\eta H_i} \text{ sau } \frac{\Phi_{CZ}}{\eta H_i} \text{ [kg/s] sau [m}^3\text{/s]} \quad [5.7.10.]$$

în care:

Φ_{CT} (Φ_{CZ}) - sarcina termică a centralei termice sau a cazanului, exprimată în kW;

η - randamentul global al instalației;

H_i - puterea calorică inferioară a combustibilului, exprimată în kJ/kg sau kJ/Nm³;

- debitul masic de poluant emis:

- cazul combustibilului lichid:

$$\dot{M}_x = e_x \cdot \frac{B_h}{\rho_{comb}} \text{ [kg/s]} \quad [5.7.11.]$$

- cazul combustibilului gazos:

$$\dot{M}_x = e_x \cdot B_h \text{ [kg/s]} \quad [5.7.12.]$$

în care:

e_x - factorul de emisie dependent de combustibilul utilizat conform tabelului 5.7.3;

ρ_{comb} - masa specifică a combustibilu-

lui lichid ușor este cuprinsă între 900 și 935 kg/m³.

date suplimentare pot fi găsite la paragraful 5.5.1.2.

- concentrații la emisie:

$$C_x = 10^6 \frac{\dot{M}_x}{V_\sigma} \text{ [mg/m}^3\text{]} \quad [5.7.13.]$$

Valorile obținute cu relația 5.7.13. vor fi comparate cu valorile corespunzătoare ale pragului de alertă din tabelul 5.7.4. care sunt conforme cu prevederile Ord.462 și Ord.756 ale MMDD., existând obligația situării sub acest prag a concentrațiilor tuturor poluanților. Contrar se schimbă combustibilul, cazanul sau se va introduce un sistem de depoluare.

5.7.3. Evaluarea concentrațiilor de poluanți la imisie.

Dispersia efluenților gazoși în atmosferă are drept scop diminuarea concentrațiilor la imisie până la limita pragului de alerta dedus din STAS 12574 - vezi tabelul 5.7.4. În aceste condiții se apreciază că zonele protejate nu sunt afectate de poluanții emiși de către centralele termice.

Până în prezent, rolul factorilor meteorologici în reducerea poluării atmosferei, rămâne important, ei intervenind decisiv în procesul de autopurificare prin dispersia și diluția poluanților, ce

au la baza: vântul, gradientul vertical de temperatura, turbulența atmosferică, umiditatea, precipitațiile, norii și fenomenele macrometeorologice.

Efluenții gazoși evacuați prin coșurile centralelor termice sunt dispersați pe suprafețe mai mari sau mai mici, funcție de factori geometrici, dinamici și termici, concentrațiile locale ale poluanților fiind diferite dacă sursa este joasă sau înaltă.

Înălțimea coșului de fum trebuie să satisfacă condiția: concentrațiile poluante la imisie să se situeze sub limita pragului de alertă, contrar se majorează înălțimea până ce această condiție este îndeplinită.

Dată fiind complexitatea corelării factorilor geometrici cu cei meteorologici, modelele de calcul cunoscute, utilizează noțiunea de clase de stabilitate, obținute prin compararea gradientului de temperatura etalon (gradient adiabatic cu valori cuprinse între 0,6-1 °C/100 m altitudine. Pentru detalii privind modelele de calcul se va consulta cursul „Instalații de ventilare industrială”, Cap. IV., Ed. U.T.C.B. 2000.

Estimarea concentrațiilor de substanțe poluante din atmosfera liberă provenite de la sursele joase se efectuează luând în considerare următoarele ipoteze simplificatoare:

- clădirile sunt paralelipipedice și orientate cu latura mare perpendicular pe

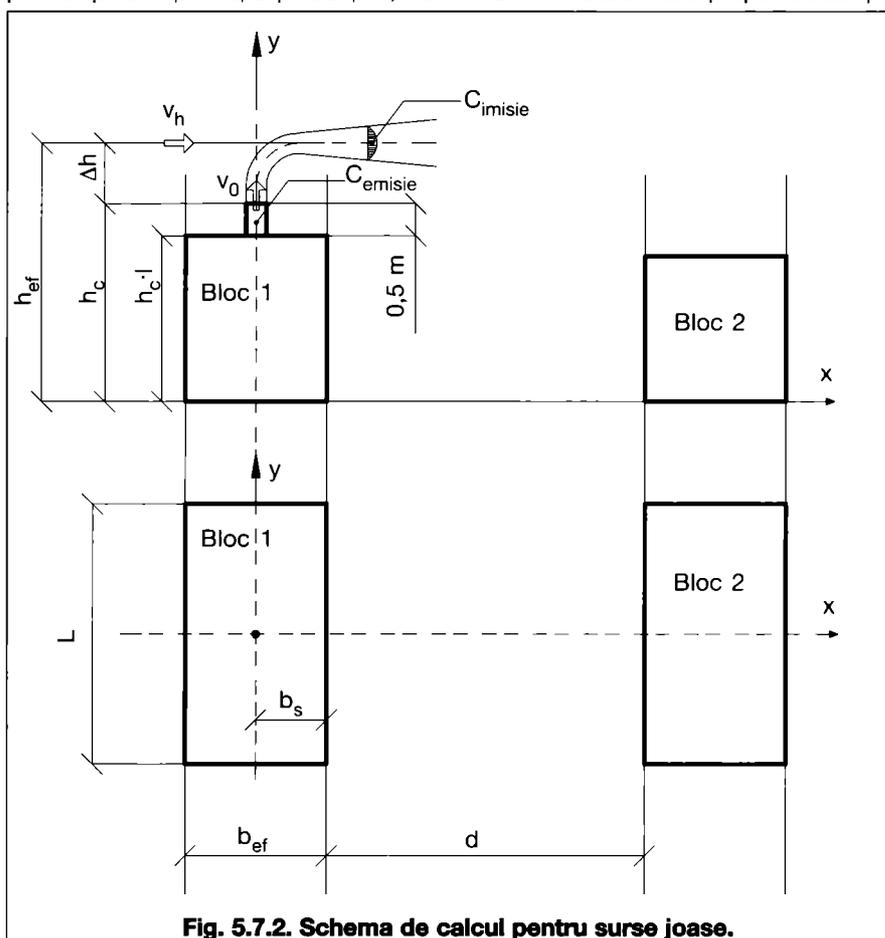


Fig. 5.7.2. Schema de calcul pentru surse joase.

direcția vântului;

- intensitatea efluenților gazoși este considerată constantă în timp;
- influența mișcării perturbatoare a aerului de la capetele clădirilor se neglijează;
- acoperișul clădirilor se consideră plat;
- în dispersia substanțelor evacuate de surse se iau în considerare doar influența vântului și a temperaturii;

Cazurile întâlnite în practica de proiectare se referă la surse joase sau la surse înalte, diferențierea celor două tipuri de surse, se poate face funcție de înălțimea efectivă a sursei "h_{ef}" utilizând relațiile următoare:

Pentru stabilirea modelului de calcul funcție de tipul sursei se utilizează relațiile de mai jos:

- sursă joasă - $h_{ef} \leq H_{lim}$ [m] [5.7.14.]
- sursă înaltă - $h_{ef} = h_c + \Delta h$ [m].

în care H_{lim} reprezintă înălțimea limită funcție de care sursa de poluare poate fi joasă sau înaltă, aceasta putând fi calculată cu relațiile:

- clădire izolată:

$$H_{lim} = 0,36 \cdot b_s + 1,7 \cdot h_{cl} \quad [5.7.15.]$$

- clădire izolată îngustă:

$$H_{lim} = 0,36 \cdot b_s + 2,5 \cdot h_{cl};$$

- clădiri paralele:

$$H_{lim} = 0,36 \cdot (b_s + d) + h_{cl};$$

în care:

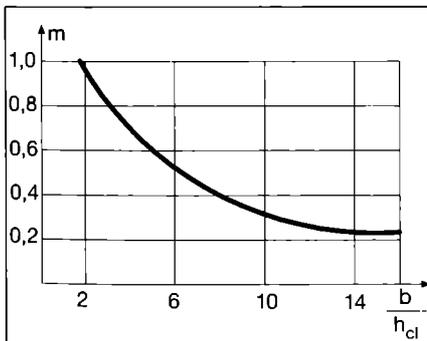


Fig. 5.7.3. Coeficientul m pentru surse punctiforme joase.

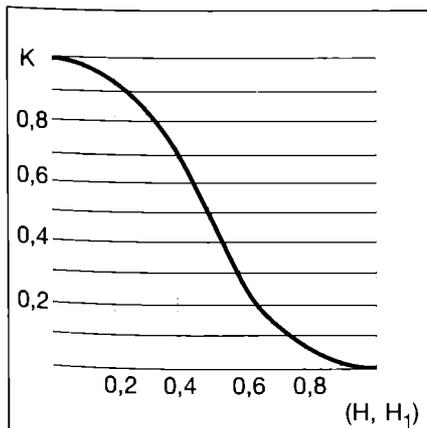


Fig. 5.7.4. Valoarea coeficientului k.

h_c - înălțimea coșului pentru evacuarea gazelor de ardere, calculată cu relația [5.7.1];

Δh - supraînălțarea jetului de efluent gazos care se calculează cu relația [5.7.25];

b_s - este distanța de la sursă la latura adăpostită de vânt a clădirii, în [m];

h_{cl} - înălțimea clădirii, în [m];

d - distanța măsurată pe direcția vântului între 2 clădiri, în [m], funcție de care se obține clasificarea clădirilor:

- clădiri izolate:
 $d > 10 \cdot h_{cl}$ - clădiri înguste, [5.7.16.]
 $d > 8 \cdot h_{cl}$ - clădiri late.
- clădiri paralele:
 $d \leq 10 \cdot h_{cl}$ - clădiri înguste,
 $d \leq 8 \cdot h_{cl}$ - clădiri late.

5.7.3.1. Evaluarea concentrațiilor la imisie pentru surse joase

Înălțimea efectivă a sursei se va calcula cu relația:

$$h_{ef} = h_c + \Delta h \quad [m] \quad [5.7.18.]$$

unde:

Δh - reprezintă supraînălțarea jetului evacuat de sursă dedusă cu relația 5.7.19.:

$$\Delta h = 1,8 \cdot D_o \cdot \frac{v_o}{v_h} \cdot \left(\frac{T_o}{T_e} \right)^{0.25} \quad [m] \quad [5.7.19.]$$

în care:

D_o - diametrul interior al sursei de evacuare sau diametrul echivalent geometric, în [m];

v_o - viteza de evacuare în m/s; (conform fig. 5.7.1.);

T_e - temperatura exterioară stabilită conform STAS 6648/2 pentru luna cea mai caldă a anului în K;

T_o - temperatura de evacuare în K.

Viteza vântului v_h , calculată cu relația de mai jos:

$$v_h = v_{10} \cdot \left(\frac{h_c}{10} \right)^\alpha \quad [m/s] \quad [5.7.20]$$

corespunzător înălțimii constructive a sursei de poluare h_c , cu $\alpha = 0,21 \div 0,41$ pentru zone urbane și platforme industriale.

Calculul concentrației de substanțe evacuate de o sursă de poluare punctiformă joasă, clădiri paralele, prima lată, într-un punct de coordonate (x,y), se face cu relația:

$$C_{(x,y)} = C_m + C_p \quad [mg/m^3] \quad [5.7.21.]$$

unde:

C_m - reprezintă concentrația medie caracteristică tuturor punctelor din avalul clădirii.

$$C_m = \frac{A_1 \cdot M_x \cdot m \cdot k}{v_h \cdot L \cdot h_{cl}} \quad [mg/m^3] \quad [5.7.22.]$$

C_p - concentrația suplimentară corespunzătoare poziției punctului de calcul.

unde:

$$C_p = \frac{A_2 \cdot M_x \cdot m \cdot k}{v_h \cdot X_2^2} \cdot e^{-\left(\frac{30 \cdot y^2}{X_1^2} \right)} \quad [mg/m^3] \quad [5.7.23.]$$

M_x - debitul de poluant evacuat de sursă în mg/s;

m - coeficient ce depinde de poziția sursei în raport cu clădirea (v. fig. 5.7.3.)

k - coeficient de corecție ce depinde de înălțimea sursei în raport cu zona de circulație și se determină din fig. 5.7.4., în care:

$$H_1 = \frac{h_c - h_{cl}}{H_{lim} - h_{cl}}$$

v_h - viteza vântului la înălțimea efectivă a sursei calculată cu relația 5.7.20.

L - lungimea clădirii măsurată pe direcția perpendiculară pe direcția vântului (v. fig. 5.7.1).

Pentru constante se iau valorile:

$$A_1 = 2,6, A_2 = 55,$$

$$X_1 = 1,4 \cdot L + x \text{ și } X_2 = 1,4 \cdot L + x,$$

în care x, y - reprezintă abscisa, respectiv ordonata punctului de calcul.

5.7.3.2. Evaluarea concentrațiilor la imisie pentru surse joase sau înalte

Concentrația de substanțe evacuate de sursele punctiforme înalte, la orice nivel al solului se poate calcula în următoarele ipoteze:

- estimarea concentrației se face în regim staționar;
- sistemul de coordonate x,y,z are originea în planul de la nivelul solului în dreptul sursei.

Calculul concentrației într-un punct oarecare de coordonate (x,y,z) se face cu relația:

$$C_{(x,y,z)} = \frac{M_x}{2\pi \cdot \sigma_y \cdot \sigma_z \cdot v_h} \cdot e^{-\left[\frac{1}{2} \left(\frac{z}{\sigma_z} \right)^2 \right]} \cdot \left\{ e^{-\left[\frac{1}{2} \left(\frac{z-h_{ef}}{\sigma_z} \right)^2 \right]} + e^{-\left[\frac{1}{2} \left(\frac{z+h_{ef}}{\sigma_z} \right)^2 \right]} \right\} \quad [5.7.24.]$$

în care:

M_x - debitul de substanțe nocive evacuate de sursa de poluare în mg/s;

v_h - viteza vântului la înălțimea efectivă a sursei calculată cu relația 5.7.20.

h_{ef} - înălțimea efectivă a sursei determinată cu relația 5.7.18. unde Δh se calculează cu relația:

$$\Delta h = 1,5 D_o \frac{v_o}{v_h} + 0,997 \cdot 10^{-2} D_o^2 \frac{v_o}{v_h} (\theta_o - \theta_e)$$

[m] [5.7.25.]

în care:

A - coeficient funcție de starea atmosferei care are valoarea:

1 - pentru atmosferă neutră,
1,1...1,2 - condiții de instabilitate,
0,8...0,9 - pentru condiții de stabilitate.

D_0 - diametrul secțiunii coșului determinat prin calcul conform STAS 3417;

v_0 - viteza gazelor de ardere în secțiunea coșului de fum (v. fig. 5.7.1.);

θ_0, θ_e - temperatura gazelor și respectiv a aerului exprimate în °C;

z - înălțimea față de nivelul terenului la care este amplasat punctul în care se calculează concentrația - în [m].

σ_y, σ_z - coeficienți de difuziune pe direcțiile y și z - în [m].

$$\sigma_y = \left[a_y \cdot \left(\frac{x}{1000} \right)^{b_y} + c_y \right] \cdot 1000 \text{ [m]}$$

$$\sigma_z = \left[a_z \cdot \left(\frac{x}{1000} \right)^{b_z} + c_z \right] \cdot 1000 \text{ [m]} \quad [5.7.26.]$$

Constantele a, b și c vor fi alese din tabelul 5.7.5.

5.7.4. Exemplet de calcul pentru surse punctiforme joase și înalte

a. Surse punctiforme joase

Se consideră o centrală termică cu o putere termică $\Phi_{CT} = 1500$ kW, utilizând combustibilul gazos, $H_i = 35800$ kJ/Nm³, amplasată într-o clădire cu înălțimea $h_{cl} = 20$ m, cu lățimea $b_{cf} = 15$ m, pentru care se calculează înălțimea și secțiunea coșului și să se verifice încadrarea în normele de emisie și imisie.

1. Consumul de combustibil

$$B_h = \frac{\Phi_{CT}}{\eta \cdot H_i} = \frac{1500}{0,95 \cdot 35800} = 0,044 \text{ m}^3_{\text{N}}/\text{s}.$$

2. Debitul de gaze de ardere și aerul necesar arderii (vezi tabel 5.7.3.)

• Debitul de gaze de ardere

$$V_{gr} = \frac{0,725}{4180} \cdot H_i + 1,14 = \frac{0,725}{4180} \cdot 35800 + 1,14 = 7,349 \text{ m}^3_{\text{N}}/\text{m}^3_{\text{N}}.$$

• Debitul de aer necesar arderii

$$V_{at} = \frac{0,875}{4180} \cdot H_i = \frac{0,875}{4180} \cdot 35800 = 7,49 \text{ m}^3_{\text{N}}/\text{m}^3_{\text{N}},$$

$$V_{ar} = \alpha \cdot V_{at} = 1,1 \cdot 7,49 =$$

$$= 8,24 \text{ m}^3_{\text{N}}/\text{m}^3_{\text{N}},$$

• Debitul total de gaze de ardere evacuat în atmosferă:

$$V_r = \left[V_{gr} + (\alpha - 1)V_{at} \right] \cdot B_h \cdot \frac{T}{T_N} = \left[7,349 + (1,1 - 1) \cdot 7,49 \right] \cdot$$

$$0,044 \cdot \frac{150 + 273}{273} = 0,552 \text{ m}^3_{\text{N}}/\text{s}.$$

3. Evaluarea secțiunii și înălțimii coșului de fum

• Aria secțiunii coșului

$$A_{cos} = \frac{V_{gr}}{v_0} = \frac{0,552}{2,5} = 0,2208 \text{ m}^2$$

$v_0 = 2,5$ m/s - viteza gazelor la ieșirea din coș, conform fig. 5.7.1. pentru:

$$h = h_{cl} + 0,5 \text{ m} = 20,5 \text{ m}$$

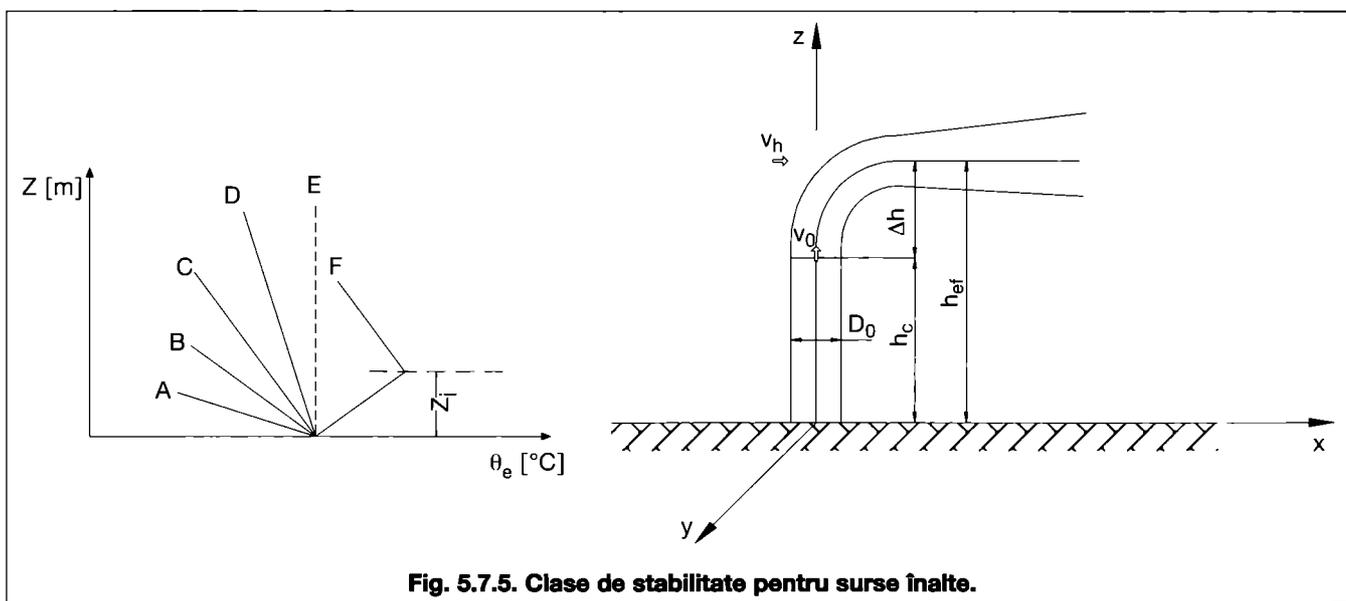


Fig. 5.7.5. Clase de stabilitate pentru surse înalte.

Tabel 5.7.5. Constante necesare calculului coeficienților de difuzie σ_y, σ_z .

Clasa de stabilitate a atmosferei		x < 1000m			x > 1000m		
		a	b	c	a	b	c
Instabilitate foarte mare A	σ_y	0,215	0,858	0	0,215	0,858	0
	σ_z	0,467	1,89	0,01	0,467	1,89	0
Instabilitate B	σ_y	0,155	0,889	0	0,155	0,889	0
	σ_z	0,103	1,11	0	0,103	1,11	0
Instabilitate redusă C	σ_y	0,105	0,903	0	0,105	0,903	0
	σ_z	0,066	0,915	0	0,066	0,915	0
Stabilitate neutră D	σ_y	0,068	0,908	0	0,068	0,908	0
	σ_z	0,0315	0,822	0	0,0315	0,822	0
Stabilitate E	σ_y	0,050	0,914	0	0,050	0,914	0
	σ_z	0,0232	0,745	0	0,148	0,15	-0,126
Stabilitate foarte mare F	σ_y	0,034	0,908	0	0,034	0,908	0
	σ_z	0,0144	0,727	0	0,0312	0,306	-0,017

$$D_0 = 2 \sqrt{\frac{A_{\cos}}{\pi}} = 2 \sqrt{\frac{0,2208}{\pi}} = 0,531 \approx 0,6 \text{ m}$$

• Tirajul natural al coșului

$$\Delta p_{cz} = 50 \text{ N/m}^2$$

$$\Delta p_{im} = \lambda \frac{h_c}{D_0} \cdot \frac{v^2}{2} \rho_g =$$

$$= 0,040 \cdot \frac{20,5 \cdot 2,5^2}{2 \cdot 0,6} \cdot 0,84 =$$

$$= 3,59 \text{ N/m}^2$$

$$\Delta p_{loc} = \sum \xi \cdot \frac{v^2}{2} \rho_g = 3,5 \cdot \frac{2,5^2}{2} \cdot 0,84 =$$

$$= 9,188 \text{ N/m}^2.$$

$$\Delta p_{geom} = h_{geom} \cdot g \cdot (\rho_a - \rho_g) \cdot \frac{B}{760} =$$

$$= 2,0 \cdot 9,81 \cdot (1,24 - 0,84) =$$

$$= 7,85 \text{ N/m}^2.$$

În care h_{geom} se admite a fi cu 2 m pe traiectorie descendentă:

$$H = 1,2 \cdot [50 + 3,59 + 9,188 + 7,85] =$$

$$= 84,75 \text{ N/m}^2.$$

• Înălțimea coșului

$$h_c = \frac{H}{g \cdot (\rho_a - \rho_g) \cdot \frac{B}{760}} = \frac{84,75}{9,81 \cdot 0,4} =$$

$$= 21,6 \text{ m}.$$

Valoarea respectă condiția ca aceasta să depășească cu 0,5 m înălțimea clădirii.

4. Evaluarea concentrațiilor la emisie și încadrarea în normele de emisie

• Evaluarea debitelor masice de poluanți conținuți în gazele de ardere

Evaluarea debitelor masice " M_x " se va face cu expresia 5.7.12. luând în considerare factorii de emisie din tabelul 5.7.3.

$$\dot{M}_{SO_2} = e_{SO_2} \cdot B_h = \frac{9,6}{10^6} \cdot 0,044 =$$

$$= 0,4224 \cdot 10^{-6} \text{ kg/s},$$

$$\dot{M}_{CO} = e_{CO} \cdot B_h = \frac{320}{10^6} \cdot 0,044 =$$

$$= 14,08 \cdot 10^{-6} \text{ kg/s},$$

$$\dot{M}_{NO_2} = e_{NO_2} \cdot B_h = \frac{1600}{10^6} \cdot 0,044 =$$

$$= 70,4 \cdot 10^{-6} \text{ kg/s}.$$

• Evaluarea concentrațiilor la emisie se va face cu relația 5.7.13.

$$C_{SO_2} = 10^6 \cdot \frac{\dot{M}_{SO_2}}{V_g} = 10^6 \cdot \frac{0,4224 \cdot 10^{-6}}{0,7152} =$$

$$= 1,18 \text{ mg/N} \cdot \text{m}^3$$

$$C_{CO} = 10^6 \cdot \frac{\dot{M}_{CO}}{V_g} = 10^6 \cdot \frac{14,08 \cdot 10^{-6}}{0,7152} =$$

$$= 39,37 \text{ mg/N} \cdot \text{m}^3$$

$$C_{NO_2} = 10^6 \cdot \frac{\dot{M}_{NO_2}}{V_g} = 10^6 \cdot \frac{70,4 \cdot 10^{-6}}{0,7152} =$$

$$= 196,86 \text{ mg/N} \cdot \text{m}^3.$$

Compararea acestora cu valori normale, indicate în tabelul 5.7.4. arată o bună încadrare a rezultatelor.

5. Evaluarea concentrațiilor la imisie pentru $x > 1000$ m și clasa de stabilitate D cu atmosferă neutră ($x = 1200$ m).

Coeficienții de difuzie pe direcțiile y și z se calculează cu relațiile 5.7.26., în care constantele a_y , b_y și c_y se iau din tabelul 5.7.5 pentru $x < 1000$ m și clasa de stabilitate D.

$$\sigma_y = \left[a_y \left(\frac{x}{1000} \right)^{b_y} + c_y \right] \cdot 1000 =$$

$$= \left[0,068 \left(\frac{1200}{1000} \right)^{0,908} + 0 \right] \cdot 1000 =$$

$$= 80,24 \text{ m}.$$

$$\sigma_z = \left[a_z \left(\frac{x}{1000} \right)^{b_z} + c_z \right] \cdot 1000 =$$

$$= \left[0,0315 \left(\frac{1200}{1000} \right)^{0,822} + 0 \right] \cdot 1000 =$$

$$= 36,59 \text{ m}.$$

Concentrația de noxe în punctul de coordonate (xyz) se calculează cu relația 5.7.24.:

$$C_{xyz} = \frac{\dot{M}_x}{2\pi\sigma_y \cdot \sigma_z \cdot v_h} \cdot \exp \left[-\frac{1}{2} \left(\frac{y}{\sigma_y} \right)^2 \right] \cdot \exp \left[-\frac{1}{2} \left(\frac{z - h_{ef}}{\sigma_z} \right)^2 \right] \cdot \exp \left[-\frac{1}{2} \left(\frac{z - h_{cl}}{\sigma_z} \right)^2 \right] =$$

$$= \frac{\dot{M}_x}{2\pi \cdot 80,24 \cdot 36,59 \cdot 2,68} \cdot$$

$$\exp \left[-\frac{1}{2} \left(\frac{0}{80,24} \right)^2 \right] \cdot$$

$$\exp \left[-\frac{1}{2} \left(\frac{10 - 50,407}{36,59} \right)^2 \right] \cdot$$

$$\exp \left[-\frac{1}{2} \left(\frac{10 - 43,2}{36,59} \right)^2 \right] =$$

$$= \frac{\dot{M}_x}{4,94 \cdot 10^4} \cdot 1 \cdot 1,83 \cdot 0,1 =$$

$$= 0,037 \cdot 10^{-4} \cdot \dot{M}_x$$

Pentru cei 3 poluanți se obțin valorile de mai jos:

$$C_{SO_2}^{SO_2} = 0,037 \cdot 10^{-4} \cdot 0,4224 =$$

$$= 0,0314 \cdot 10^{-4} \text{ mg/Nm}^3,$$

$$C_{xyz}^{CO} = 0,037 \cdot 10^{-4} \cdot 28,16 =$$

$$= 1,07 \cdot 10^{-4} \text{ mg/Nm}^3,$$

$$C_{xyz}^{NO_2} = 0,037 \cdot 10^{-4} \cdot 140,8 =$$

$$= 5,20 \cdot 10^{-4} \text{ mg/Nm}^3.$$

Rezultă că și în acest caz concentrațiile la imisie se încadrează în normele de poluare la imisia poluanților.

Pentru aplicații mai riguroase se impune utilizarea de coduri de calcul capabile să modeleze corect parametrii climatici și geometrici și să ia în considerare toate stările climatice date de clasele de stabilitate.

Valorile obținute trebuie să se situeze sub pragul de alertă indicat în tabelul 5.7.4. Comparând cele două categorii de valori se constată o bună încadrare în prevederile Ord. 462 al MAPPM (MMDD).

5.1. Surse joase

• Se determină înălțimea limită H_{lim} funcție de care sursa de poluare poate fi joasă sau înaltă. Pentru clădirea luată în calcul (v fig. 5.7.2.) avem:

$$H_{lim} = 0,36 \cdot (b_s + d) + h_{cl} =$$

$$= 0,36 \cdot (7,5 + 20) + 20 = 29,9 \text{ m}.$$

• Se determină supraînălțarea jetului Δh cu relația 5.7.19, care pentru surse joase va avea valoarea:

$$\Delta h = 1,8 D_0 \frac{v_0}{v_h} \left(\frac{T_0}{T_c} \right)^{0,2} =$$

$$= 1,8 \cdot 0,5 \cdot \frac{2,5}{2,31} \cdot \left(\frac{423}{302} \right)^{0,2} = 1,25 \text{ m}$$

$$v_h = v_{10} \cdot \left(\frac{h_c}{10} \right)^{0,2} =$$

$$= 2 \cdot \left(\frac{20,50}{10} \right)^{0,2} = 2,31 \text{ m/s}.$$

• Se determină înălțimea efectivă a sursei " h_{ef} " cu relația:

$$h_{ef} = h_c + \Delta h = 20,5 + 1,25 = 21,75 \text{ m}$$

Deoarece $h_{ef} < H_{lim}$ sursa punctiformă este joasă, concentrația poluantului la imisie se face cu expresia:

$$C_{xy} = C_m + C_p,$$

valorile constantelor sunt cele din expresiile 5.7.22. și 5.7.23.

$$C_{mx} = \frac{A_i \cdot m \cdot k}{v_h \cdot L \cdot h_d} \cdot \dot{M}_x =$$

$$= \frac{2,6 \cdot 1 \cdot 0,38}{2,31 \cdot 100 \cdot 20} \cdot \dot{M}_x =$$

$$= 5,51 \cdot 10^{-4} \dot{M}_x$$

$$m = f \left(\frac{b}{h_{cl}} \right) = \frac{30}{20} = 1,5 \rightarrow \text{fig. 5.7.3} \rightarrow$$

$$\rightarrow m = 1$$

$$\bar{H}_1 = \frac{h_{ef} - h_{cl}}{H_{lim} - h_{cl}} = \frac{21,75 - 20}{29,9 - 20} = \frac{1,75}{9,9} = 0,176 \rightarrow k = 0,9$$

(vezi fig. 5.7.4.)

$$C_p = \frac{A_2 \cdot \dot{M} \cdot m \cdot k}{v_h \cdot X_2^2} \cdot e^{\left(\frac{-30 \cdot v^2}{X_2^2}\right)} = \frac{55 \cdot \dot{M}'_x \cdot 1 \cdot 0,9}{23,1 \cdot X_2^2} \cdot e^{\left(\frac{-30 \cdot v^2}{X_2^2}\right)} =$$

$$= \frac{55 \cdot 1 \cdot 0,9}{23,1 \cdot X_2^2} \cdot \dot{M}'_x \cdot e^{\left(\frac{-30 \cdot v^2}{X_2^2}\right)} =$$

$$= \frac{2,286}{X_2^2} \cdot \dot{M}'_x \cdot 1$$

5.2. Surse înalte

Se consideră o clădire cu regim de înălțime P+15:

$$h_{cl} = 16 \times 2,70 = 43,2 \text{ m,}$$

având dimensiunile:

$$L = 50 \text{ m, } b_{ef} = 20 \text{ m,}$$

centrala termică având o putere termică de 3000 kW, restul parametrilor climatici și termici rămân aceiași ca la pct. 5.1.

1. Consumul de combustibil

$$B_h = \frac{\Phi_{CT}}{\eta \cdot H_i} = \frac{3000}{0,95 \cdot 35800} =$$

$$= 0,088 \text{ m}^3/\text{s.}$$

2. Debitul de gaze de ardere și aerul necesar arderii

- debitul de gaze de ardere

$$V_{gr} = \frac{0,725}{4180} \cdot H_i + 1,14 =$$

$$= \frac{0,725}{4180} \cdot 35800 + 1,14 =$$

$$= 7,35 \text{ m}^3/\text{m}^3;$$

- Debitul de aer necesar arderii

$$V_{at} = \frac{0,875}{4180} \cdot H_i = \frac{0,875}{4180} \cdot 35800 =$$

$$= 7,49 \text{ m}^3/\text{m}^3;$$

$$V_{ar} = \alpha \cdot V_{at} = 1,1 \cdot 7,49 =$$

$$= 8,24 \text{ m}^3/\text{m}^3.$$

• Debitul total de gaze de ardere evacuat în atmosferă

$$V_{gr} = [V_{gr} + (\alpha - 1)V_{at}] \cdot B_h \cdot \frac{T}{T_N} =$$

$$= [7,379 + (1,1 - 1) \cdot 7,49] \cdot$$

$$\cdot 0,088 \cdot \frac{150 + 273}{273} =$$

$$= 1,104 \text{ m}^3/\text{s.}$$

3. Evaluarea secțiunii și înălțimii coșului de fum

• Caracteristicile geometrice ale coșului de fum

$$A_{cos} = \frac{V_{gr}}{v_0} = \frac{1,104}{5} = 0,2188 \text{ m}^2,$$

$$D_{cos} = 2 \sqrt{\frac{A_{cos}}{\pi}} =$$

$$2 \sqrt{\frac{0,2208}{\pi}} = 0,531 = 0,6 \text{ m.}$$

- Tirajul natural al coșului

$$\Delta p_{cz} = 50 \text{ N/m}^2$$

$$\Delta p_{im} = \lambda \cdot \frac{h_c}{d} \cdot \frac{v^2}{2} \cdot \rho_g =$$

$$= 0,040 \cdot \frac{43,7 \cdot 5^2}{2 \cdot 0,5} \cdot 0,87 = 34,56 \text{ N/m}^2.$$

$$\lambda = 0,035 \div 0,040$$

$$h_c = h_{cl} + 0,5 \text{ m} =$$

$$= 43,2 + 0,5 = 43,7 \text{ m.}$$

$$\Delta p_{loc} = \sum \xi \cdot \frac{v^2}{2} \cdot \rho_g = 3,5 \cdot \frac{5^2}{2} \cdot 0,87 =$$

$$= 38,06 \text{ N/m}^2.$$

$$\Delta p_{geom} = h_{geom} \cdot g \cdot (\rho_a - \rho_g) \cdot \frac{B}{760} =$$

$$= 2,0 \cdot 9,81 \cdot (1,24 - 0,87) =$$

$$= 7,26 \text{ N/m}^2.$$

$$H = 50 + 34,56 + 38,06 + 7,26 =$$

$$= 129,88 \text{ N/m}^2$$

• Înălțimea necesară a coșului de fum pentru satisfacerea tirajului

$$h_c = \frac{H}{g \cdot (\rho_a - \rho_g) \cdot \frac{B}{760}} =$$

$$= \frac{104,86}{9,81 \cdot 0,40} = 35,78 \text{ m}$$

Se adoptă o înălțime mai mare decât cea necesară acoperirii tirajului,

$$h_c = h_{cl} + 0,5 =$$

$$= 43,2 + 0,5 = 43,7 \text{ m.}$$

4. Evaluarea concentrațiilor la emisie și încadrarea în normele de emisie

Supraînălțarea jetului „Δh”

$$\Delta h = A \left[\begin{matrix} 1,5 \cdot D_0 \cdot \frac{v_0}{v_h} + \\ + 0,997 \cdot 10^{-2} \cdot \\ \cdot D_0^2 \cdot \frac{v_0}{v_h} \cdot (\theta_0 - \theta_e) \end{matrix} \right] =$$

$$= A \left[\begin{matrix} 1,5 \cdot 0,55 \cdot 2,68 + \\ + 0,997 \cdot 10^{-2} \cdot 0,55^2 \cdot \\ \cdot \frac{5}{2,686} \cdot (150 - 32) \end{matrix} \right] =$$

$$= A(1,538 + 0,664) = 2,202 A$$

$$v_h = v_{10} \cdot \left(\frac{h_c}{10}\right)^{0,2} =$$

$$= 2 \cdot \left(\frac{43,70}{10}\right)^{0,2} = 2,68 \text{ m.}$$

- pentru atmosferă neutră:

$$\Delta h = 2,202 \quad (A = 1)$$

- pentru condiții de instabilitate:

$$\Delta h = (1,1 \div 1,2) \cdot 2,202 \quad (A = 1,2)$$

- pentru condiții de stabilitate:

$$\Delta h = (0,8 \div 0,9) \cdot 2,202 \quad (A = 0,9)$$

Considerând $h_{ef} = h_c + \Delta h$ [m]

se calculează h_{ef} :

- pentru atmosferă neutră:

$$h_{ef} = 43,7 + 2,202 = 45,9 \text{ m.}$$

- pentru condiții de instabilitate:

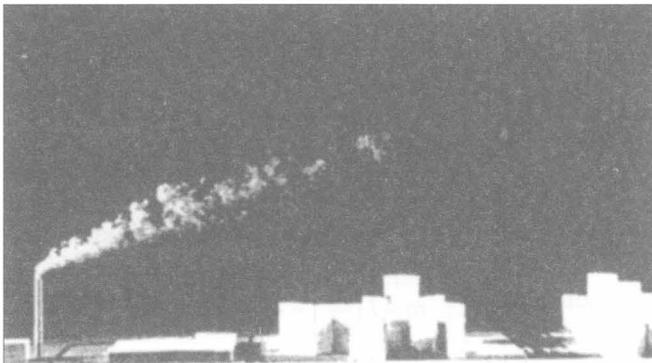


Fig. 5.7.6. Experiment privind difuzia cu $h_c=100$ mm.



Fig. 5.7.7. Experiment privind difuzia cu $h_c=50$ mm.

$$h_{ef} = (1,1 + 1,2) \cdot 2,202 + h_c = 43,7 + (0,9 \cdot 2,202) = 46,34 \text{ m}$$

- pentru condiții de stabilitate:

$$h_{ef} = (0,8 + 0,9) \cdot 2,202 + h_c = 43,7 + (0,9 \cdot 2,202) = 45,68 \text{ m.}$$

Deci pentru toate clasele de stabilitate este îndeplinită condiția $h_{ef} < H_{lim}$, ceea ce permite utilizarea modelului de calcul cu relația 5.7.24.

• Evaluarea debitelor masice de poluanți conținuți în gazele de ardere luând în considerare factorii de emisie încadrați în tabelul 5.7.2.

$$\dot{M}_{SO_2} = e_{SO_2} \cdot B_h = \frac{9,6}{10^6} \cdot 0,088 = 0,8448 \cdot 10^{-6} \text{ kg/s,}$$

$$\dot{M}_{CO} = e_{CO} \cdot B_h = \frac{320}{10^6} \cdot 0,088 = 28,16 \cdot 10^{-6} \text{ kg/s,}$$

$$\dot{M}_{NO_2} = e_{NO_2} \cdot B_h = \frac{1600}{10^6} \cdot 0,088 = 140,8 \cdot 10^{-6} \text{ kg/s.}$$

• Evaluarea concentrațiilor la emisie se va face cu relația 5.7.13.

$$C_{SO_2} = 10^6 \cdot \frac{\dot{M}_{SO_2}}{V_{gr}} = 10^6 \cdot \frac{0,8448 \cdot 10^{-6}}{1,104} = 0,765 \text{ mg/N} \cdot \text{m}^3,$$

$$C_{CO} = 10^6 \cdot \frac{\dot{M}_{CO}}{V_{gr}} = 10^6 \cdot \frac{28,16 \cdot 10^{-6}}{1,104} = 25,5 \text{ mg/N} \cdot \text{m}^3,$$

$$C_{NO_2} = 10^6 \cdot \frac{\dot{M}_{NO_2}}{V_{gr}} = 10^6 \cdot \frac{140,8 \cdot 10^{-6}}{1,104} = 127,54 \text{ mg/N} \cdot \text{m}^3.$$

Compararea acestora cu valorile normate, indicate în tabelul 5.7.4. arată o bună încadrare a rezultatelor.

5. Evaluarea concentrațiilor la imisie pentru $x > 1000$ m și clasa de stabilitate D cu atmosferă neutră ($x = 1200$ m).

$$\sigma_y = \left[a_y \left(\frac{x}{1000} \right)^{b_y} + c_y \right] \cdot 1000 = \left[0,068 \left(\frac{1200}{1000} \right)^{0,908} + 0 \right] \cdot 1000 = 80,24 \text{ m,}$$

$$\sigma_z = \left[a_z \left(\frac{x}{1000} \right)^{b_z} + c_z \right] \cdot 1000 = \left[0,0315 \left(\frac{1200}{1000} \right)^{0,822} + 0 \right] \cdot 1000 = 36,59 \text{ m,}$$

$$C_{xyz} = \frac{\dot{M}_x}{2\pi\sigma_y \cdot \sigma_z \cdot v_h} \cdot e^{-\left[\frac{1}{2} \left(\frac{y}{\sigma_y} \right)^2 \right]} \cdot \left\{ e^{-\left[\frac{1}{2} \left(\frac{z-h_{ef}}{\sigma_z} \right)^2 \right]} \cdot e^{-\left[\frac{1}{2} \left(\frac{z-h_{al}}{\sigma_z} \right)^2 \right]} \right\} = \frac{\dot{M}_x}{2\pi \cdot 80,24 \cdot 36,59 \cdot 2,68} \cdot e^{-\left[\frac{1}{2} \left(\frac{0}{80,24} \right)^2 \right]}$$

$$\left\{ e^{-\left[\frac{1}{2} \left(\frac{10-50,407}{36,59} \right)^2 \right]} \cdot e^{-\left[\frac{1}{2} \left(\frac{10-43,2}{36,59} \right)^2 \right]} \right\} = \frac{\dot{M}_x}{4,94 \cdot 10^4} \cdot 1 \cdot (0,0618 + 0,311) = 0,188 \cdot 10^{-4} \cdot \dot{M}_x$$

Pentru cei 3 poluanți se obțin valorile de mai jos:

$$C_{xyz}^{SO_x} = 0,188 \cdot 10^{-4} \cdot 0,8448 = 0,1588 \cdot 10^{-4} \text{ mg/N} \cdot \text{m}^3,$$

$$C_{xyz}^{CO} = 0,188 \cdot 10^{-4} \cdot 28,16 = 5,29 \cdot 10^{-4} \text{ mg/N} \cdot \text{m}^3,$$

$$C_{xyz}^{NO_x} = 0,188 \cdot 10^{-4} \cdot 140,8 = 26,47 \cdot 10^{-4} \text{ mg/N} \cdot \text{m}^3.$$

Rezultă că și în acest caz concentrațiile la imisie se încadrează în normele de poluare la imisia poluanților.

Pentru aplicații mai riguroase se impune utilizarea de coduri de calcul capabile să modeleze corect parametrii climatici și geometrici și să ia în considerare toate stările climatice date de clasele de stabilitate.

Pot fi efectuate studii experimentale folosind modelarea hidraulică compatibilă cu cercetările în tunele aerodinamice.

Un studiu experimental de difuziune a poluanților proveniți de la o centrală termică amplasată în localitatea Grenoble, care a urmărit determinarea înălțimii optime a coșului pentru satisfacerea condițiilor de dispersie în condițiile atmosferei adiabactice pe o machetă la scara 1:1000 în condițiile următoare:

- înălțimea coșului a avut 4 valori: 30, 50, 75, 100 m în natură;
- debitul efluentului gazos: valori menținute constant pentru toate experimentele (în natura 117m/s, în model 2,5 cm/s);
- viteza vântului utilizat în tunelul aerodinamic a fost de 5 cm/s până la 25 cm/s;
- viteza de injecție în coșul de fum a fost de 5 cm/s;

Fotografiile efectuate pentru o înălțime de coș de 50 mm și o viteză de evacuare de 5 cm/s, un raport:

$$\frac{v_h}{v_o} = 1,1 \text{ și } h = 100 \text{ mm,}$$

și raport:

$$\frac{v_h}{v_o} = 1,14,$$

sunt prezentate în fig. 5.7.6. și 5.7.7.

5.8 Sisteme de reglare automată pentru centrale termice.

5.8.1 Elemente generale: rol, principii, funcții, metode de reglare automată.

Rolul reglării automate este menținerea automată (fără intervenția omului) la o valoare prescrisă (fixă sau variabilă după program) a unei mărimi fizice (mărimii reglate), indiferent de variația elementelor perturbatoare (perturbații).

În cele mai multe cazuri, sistemele de reglare automată (SRA) realizează:

- măsurarea valorii mărimii reglate,
- compararea acesteia cu valoarea prescrisă și
- acțiunea asupra unei mărimi reglante (prin intermediul unui organ de reglare) pentru a elimina diferența constatată (fig. 5.8.1).

Rolul de reglare al unui SRA asupra unui sistem de încălzire (SÎ) nu poate fi îndeplinit decât în condițiile în care SRA este adecvat caracteristicilor SÎ, dacă SÎ este corect dimensionat și realizat (de exemplu echilibrat hidraulic) și dacă funcționează în limitele prescrise.

Principalele funcții ale SRA utilizate pentru SÎ sunt:

- **reglarea** (menținerea automată a mărimii reglate la o valoare prestabilită);
- **programarea** (modificarea automată în funcție de timp a valorii prescrise după un program prestabilit);
- **optimizarea** (stabilirea automată a comenzilor ce permit optimizarea unei mărimi - de exemplu consumul energetic, costul energiei consumate, etc.);
- **protecția** (blocarea sau oprirea automată a instalației sau a unei părți a acesteia, în caz de pericol);
- **semnalizarea** (avertizarea automată la depășirea limitelor impuse).

Metodele de reglare automată utilizate în SÎ sunt:

1. **Reglarea în circuit închis** (sisteme cu reacție inversă sau „feed back loop”). SRA măsoară variabila controlată, o compară cu valoarea prescrisă și comandă acțiunea de corecție asupra mărimii reglante în funcție de diferența constatată. Sistemele în circuit închis sunt precise (deoarece țin cont de influența perturbațiilor) dar lente (reacționează doar după ce perturbația și-a făcut efectul asupra mărimii reglate), putând conduce la o funcționare instabilă.

Exemple de sisteme de reglare automată în circuit închis:

- funcționarea unei microcentrale de apartament cu termostat de ambianță: reglarea temperaturii aerului interior (dintr-o încăpere considerată reprezen-

tativă pentru restul încăperilor) se face prin acțiunea termostatului de ambianță asupra arzătorului (prin comenzi pornit-oprit) în funcție de valoarea diferenței între temperatura aerului sesizată de

termostat (valoare reglată) și temperatura aerului prescrisă de utilizator pe termostat (fig. 5.8.2).

- Funcționarea unui preparator de apă caldă de consum cu acumulare, cu

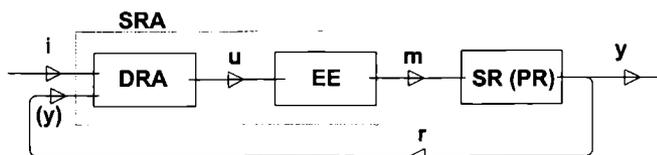


Fig. 5.8.1 Reglarea automată a unui sistem: schema de principiu.

SRA - sistem de reglare automată; DRA - dispozitiv de reglare automată; EE - element de execuție; SR (PR) - sistem reglat (proces reglat); i - mărime de intrare (mărime prescrisă); u - mărime de comandă; m - mărime de execuție (mărime reglantă); y - mărime de ieșire (mărime reglată); r - cale de reacție (măsurare).

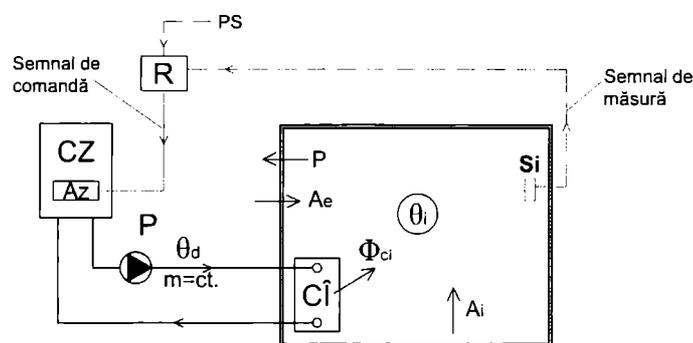


Fig. 5.8.2 Reglarea automată în circuit închis: reglarea temperaturii aerului interior prin acțiune (pornit-oprit) asupra arzătorului unui cazan de preparare a agentului termic de încălzire.

R - regulator; Si - detector de temperatură aer interior; CI - corp de încălzire; CZ - cazan; Az - arzător (element de execuție); θ_i - temperatura aerului interior (mărime reglată); FCI - flux termic emis de corpul de încălzire (mărime de reglare); P - pierderi de căldură către exterior (perturbație); A_e - aporturi de căldură din exterior (perturbație); A_i - aporturi de căldură de la surse interioare (perturbație); θ_d - temperatura agentului termic la intrarea în CI (mărime de comandă); m - debit de agent termic primar; PS - valoarea presetată a mărimii reglate.

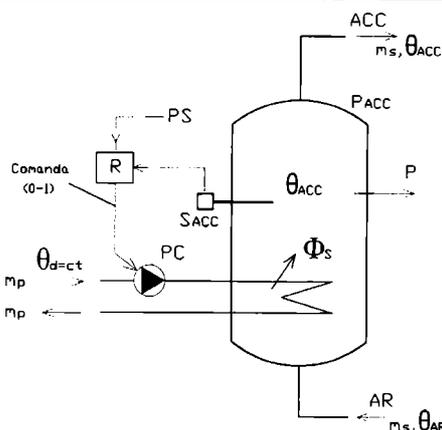


Fig. 5.8.3 Reglarea automată în circuit închis: reglarea temperaturii apei calde preparate într-un schimbător cu acumulare, prin acțiune (pornit-oprit) asupra pompei de circulație a agentului termic primar.

R - regulator; S_{ACC} - detector de temperatură apă caldă (immersat); PC - pompă de circulație agent termic primar (element de execuție); P_{ACC} - preparator apă caldă de consum cu acumulare; Φ_s - flux termic emis de elementul încălzitor (mărime de reglare); ACC - apă caldă de consum; AR - apă rece; θ_{ACC} - temperatura ACC (mărimii reglată); θ_{AR} - temperatura AR; θ_d - temperatura agentului termic încălzitor; P - pierderi de căldură; m_s - debit de ACC; m_p - debit agent termic încălzitor; PS - valoarea presetată a mărimii reglate

termostat imersat (fig. 5.8.3): reglarea temperaturii apei calde de consum din acumulator se realizează prin acțiunea termostatului de imersie care compară temperatura sesizată a apei menajere cu temperatura prescrisă de utilizator și comandă pornirea-oprirea pompei de agent termic primar (la aparatele cu serpentină) sau a arzătorului preparatorului (la aparatele cu încălzire directă).

2. Reglarea în circuit deschis (sisteme cu reacție înainte sau „feed forward loop“): este un caz particular al reglării în circuit închis, la care legătura inversă (calea de reacție) a fost suprimată: reacția sistemului reglat la variația mărimii de

intrare fiind bine cunoscută (descrisă prin corelații prestabilite), SRA măsoară mărimea de intrare în proces pentru a stabili (poziționa) mărimea de ieșire (mărimea de reglare), pe baza corelației predeterminate dintre mărimea de intrare și mărimea de ieșire, fără a se ține cont de mărimea reglată (sistemul nu este sensibil la eroarea sa). Acest procedeu se bazează pe posibilitatea prestabilirii unor legi fizice care corelează mărimea perturbatoare cu mărimea de reglare și se aplică atunci când perturbațiile sunt măsurabile, au efecte preponderente asupra mărimii reglate, iar efectul acestora asupra mărimii reglate

este cunoscut. SRA în circuit deschis au avantajul rapidității (reacționează odată cu apariția perturbației) și al stabilității, dar sunt insensibile la alte perturbații.

Exemple de sisteme de reglare automată în circuit deschis:

- funcționarea unui sistem de încălzire cu centrală termică de clădire și radiatoare, cu regulator funcție de temperatura aerului exterior (fig. 5.8.4): reglarea temperaturii aerului interior se face prin: măsurarea temperaturii aerului exterior (considerată ca mărime de intrare, care reflectă mărimea pierderilor de căldură și deci sarcina termică a sistemului de încălzire), determinarea temperaturii necesare a agentului termic de încălzire (după o lege de reglare prestabilită - grafic de reglaj) și acțiunea asupra organului de comandă (termostat de cazan sau vană de amestec) pentru obținerea temperaturii dorite pentru agentul termic livrat corpurilor de încălzire. Variația temperaturii agentului termic conduce la modificarea puterii emise de corpurile de încălzire, în corelare cu variația pierderilor de căldură spre exterior (induse de variația temperaturii aerului exterior).

- Funcționarea unui sistem de încălzire cu abur de joasă presiune: controlul căldurii livrate aerului interior prin măsurarea temperaturii aerului exterior (considerată mărime de intrare), determinarea timpului de funcționare al arzătorului generatorului de abur, pentru menținerea presiunii (mărimea reglantă) la valoarea necesară (fig. 5.8.5).

3. Reglarea combinată: este reprezentată prin sistemele de reglare automată care combină metoda de *reglare în circuit deschis* (eventual integrând și alte corelații - legi de reglare - pentru mai multe mărimi de intrare, de exemplu efectul vântului și al radiației solare, alături de influența temperaturii aerului exterior), cu *reglarea în circuit închis*: astfel, regulatorul sistemului include și legi fizice care exprimă influența mărimii de intrare asupra mărimii reglate: regulatorul primește deci în acest caz și informația asupra valorii mărimii reglate, care este introdusă în calculul de determinare a mărimii de reglare. Se obțin astfel rezultate bune pentru cazurile în care sistemul reglat este supus la perturbații importante datorate mai multor mărimi de intrare (cu acțiune cunoscută), și pentru care timpii de întârziere sunt mari. Un exemplu de sistem de reglare automată combinat îl reprezintă funcționarea unui sistem de încălzire cu centrală termică de clădire cu regulator funcție de exterior și cu corecție pentru temperatura aerului interior (fig. 5.8.6): reglarea temperaturii aerului interior se face prin *măsurarea* temperaturii aerului exterior (considerată ca mărime de intrare) și a temperaturii aerului interior

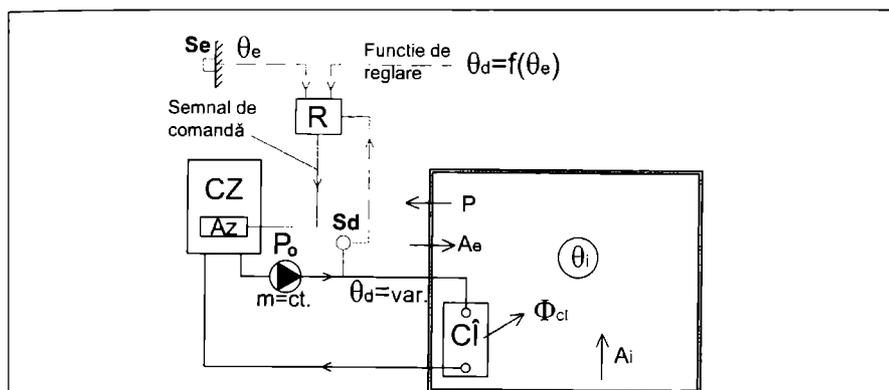


Fig. 5.8.4 Reglarea automată în circuit deschis: reglarea indirectă a temperaturii aerului interior, prin compensarea pierderilor de căldură variabile, în funcție de valoarea θ_e , prin acțiune asupra arzătorului unui cazan de preparare a agentului termic de încălzire.

R - regulator; Se - detector de temperatură aer exterior; CI - corp de încălzire; CZ - cazan; Az - arzător (element de execuție); θ_e - temperatura aerului exterior (mărime de intrare); θ_i - temperatura aerului interior (mărime reglată); Φ_{cl} - flux termic emis de corpul de încălzire (mărime de reglare); P - pierderi de căldură către exterior (perturbație); Ae - aporturi de căldură din exterior (perturbație); Ai - aporturi de căldură de la surse interioare (perturbație); θ_d - temperatura agentului termic la intrarea în CI (mărime de comandă); m - debit de agent termic încălzitor; f - funcție de reglare; Sd - detector de temperatură agent termic; R - regulator; Po - pompă de circulație.

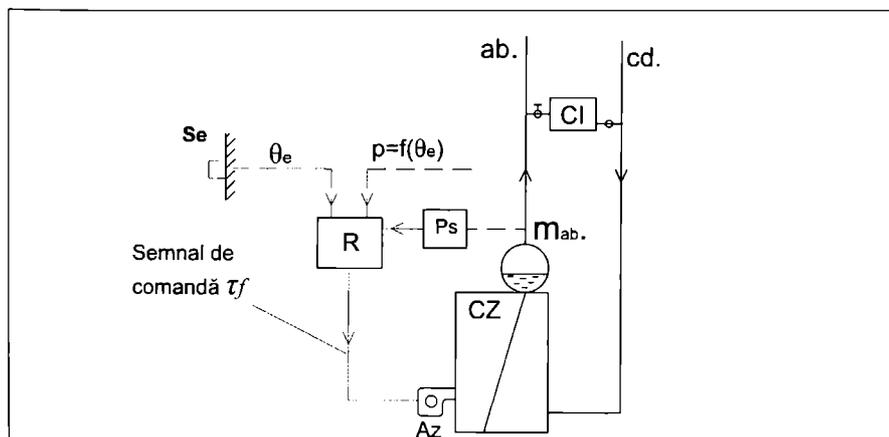


Fig. 5.8.5 Reglarea automată în circuit deschis: reglarea indirectă a temperaturii aerului interior, prin menținerea presiunii aburului produs de cazan la valoarea necesară, funcție de θ_e , prin acțiune asupra arzătorului cazanului.

CZ - cazan abur; Az - arzător (element de execuție); R - regulator; Se - detector de temperatură aer exterior; CI - corp de încălzire; Ps - detector presiune abur; ab - conductă abur; cd - conductă colectoare condens; m_{ab} - debit de abur; τ_f - timp funcționare arzător; p - funcție de reglare.

(mărime de corecție), *determinarea* temperaturii necesare a agentului termic de încălzire (după o lege de reglare prestabilită) și *acțiunea* asupra organului de comandă (termostat cazan sau vană de amestec) care acționează asupra mării de reglare (temperatura agentului termic la intrarea în corpurile de încălzire), pentru obținerea temperaturii prescrise a aerului interior. În multe cazuri regulatorul are inclus și un algoritim de autoadaptare, prin care, după câteva zile de funcționare, stabilește cea mai potrivită curbă de reglare pentru menținerea mării reglate la valoarea prescrisă (regulator autoadaptativ).

Un alt exemplu (fig. 5.8.7) se referă tot la funcționarea unui sistem de încălzire cu centrală termică de clădire cu regulator funcție de exterior (și care determină valoarea necesară a temperaturii agentului termic la intrarea în corpurile de încălzire), peste care este „suprapus” un alt sistem de reglare (în circuit închis) cu acțiune locală, reprezentat de robinetele de reglare termostactice amplasate pe fiecare corp de încălzire: aceste regulatoare locale au rolul de a recupera aporiturile gratuite de căldură (din înșorire sau din aporțuri de la surse interne) și de asemenea de a realiza o reglare diferențiată între încăperi.

5.8.2 Elemente componente ale unui SRA: regulatoare, traductoare, organe de reglare (vane, servomotoare, robinete termostactice).

Principalele echipamente care compun un SRA sunt: regulatoarele, organele de detecție, organele de acționare (reglare).

5.8.2.1 Regulatoarele (controllerele) sunt echipamentele care *prelucrează informația* primită de la detectoare, *compară* valorile măsurate cu valorile presetate, *calculează*, *amplifică* și *emit semnalul de comandă* către organul de reglare.

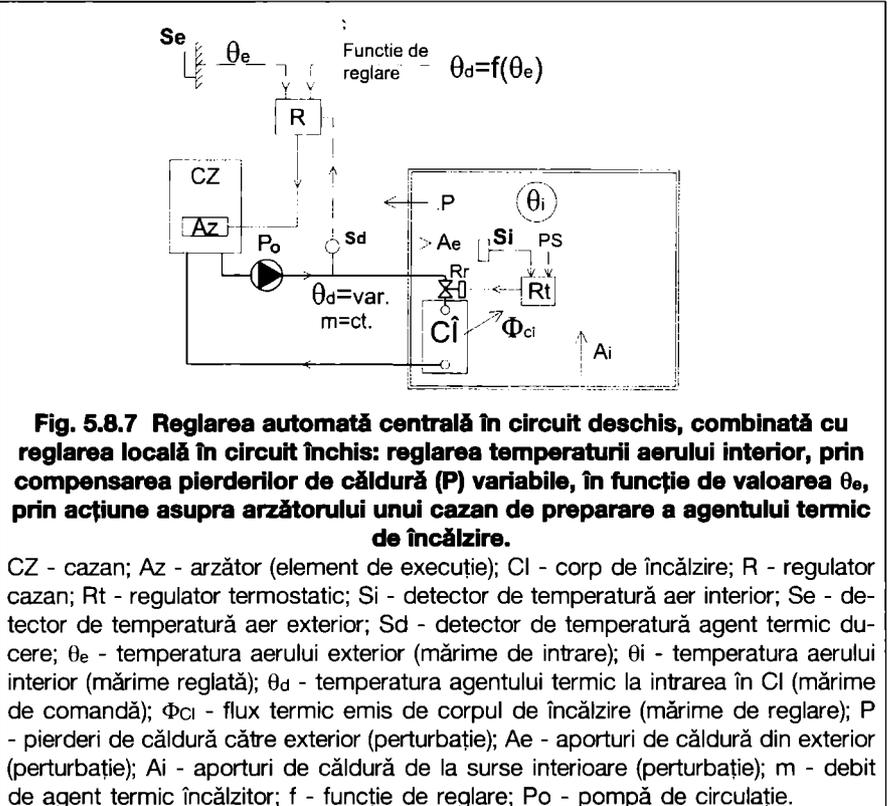
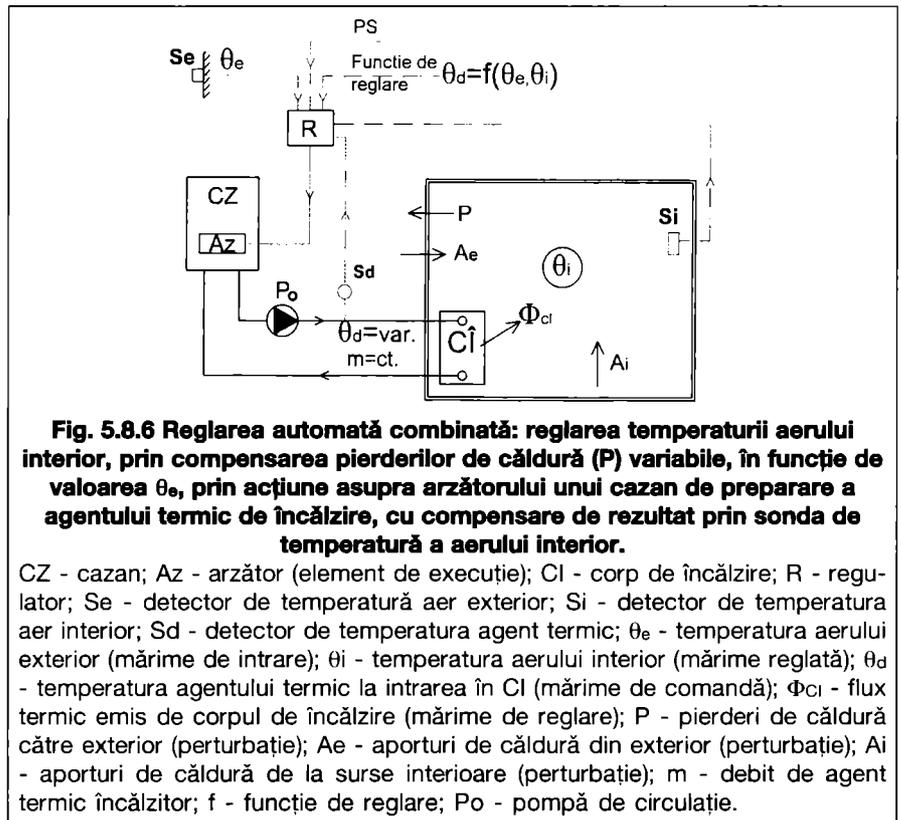
Regulatoarele pot fi clasificate:

- după **natura mării reglate** (*temperatură, presiune, umiditate, etc.*),
- după **natura ordinului de comandă** (*regulatoare cu acțiune discontinuă* - bipoziționale, multipoziționale, cronoproporționale, *regulatoare cu acțiune continuă* - progresive, proporționale, integrale, proporțional-integrale, proporțional-integral-derivativ) sau
- după **natura energiei utilizate** (*regulatoare cu energie auxiliară, regulatoare fără energie auxiliară*).

Fiecare tip de regulator (respectiv mod de reglare) are avantaje și dezavantaje, utilizarea unuia dintre acestea depinzând de caracteristicile proceselor (sistemelor) reglate. În general, sistemele cu reglabilitate slabă necesită re-

gulatoare mai complexe și invers (vezi tab. 5.8.1). Alegerea diferitelor regulatoare progresive depinde de gradul de dificultate al circuitului de reglare.

5.8.2.2 Organele de detecție (traductoarele) sunt elementele prin care se realizează *achiziția* de informații (mărimi fizice măsurate cu ajutorul detectoarelor



Tabelul 5.8.1 Alegerea modului de reglare în funcție de reglabilitatea sistemului.

Reglabilitatea sistemului	Bună	Satisfăcătoare	Slabă
Gradul de dificultate	$\lambda \leq 0,2$	$\lambda = 0,2 \div 0,3$	$\lambda > 0,3$
Moduri de reglare	2Tr, P, PID	PI, PID	PID, P+PI

2TR - regulator bipozițional; P - regulator cu acțiune proporțională; PI - regulator de acțiune proporțional-integrală; PID - regulator de acțiune proporțională-integrală-derivativă

sau parametri introduși de utilizator) și *transmisia* acestora către reglatoarele. Traductoarele sunt dispozitive care au rolul de a stabili o corespondență între mărimea de măsurat și o mărime exploatabilă de către echipamentele de achiziție și de prelucrare de date. Traductoarele sunt alcătuite în general dintr-un *element sensibil (detector)* - care transformă mărimea de măsurat într-o mărime intermediară - și *convertorul de ieșire (adaptor)* care transformă mărimea intermediară într-o mărime de ieșire ușor exploatabilă de către restul sistemului de reglare automată.

Traductoarele sunt elementele sensibile încorporate în sonde. Detectoarele convertesc mărimile fizice măsurate în mărimi analogice, exploatabile de către aparatele de achiziție.

Principalele tipuri de detectoare utilizate în tehnica încălzirii sunt cele pentru temperatură, umiditate, presiune, starea mediului exterior sau interior și detectoarele de prezență.

5.8.2.3 Organele de reglare (execuție) reprezintă elementele prin care se acționează asupra mărimii de reglare.

• **Motoarele (servomotoarele)** pot fi clasificate după *energia de acționare* (fără energie suplimentară de acționare, respectiv cu energie exterioară de acționare - electrică, pneumatică sau hidraulică).

Caracteristicile principale ale servomotoarelor sunt: *curșa* (deplasarea sau unghiul de rotație realizat), *timpul de închidere/ deschidere* (timpul necesar pentru efectuarea cursei de reglare), *cuplul* (forța disponibilă la arborele motorului), *tipul de asigurare* la întreruperea accidentală a energiei de acționare (afereț vanelor normal deschise, respectiv normal închise). Servomotoarele pot fi echipate suplimentar cu contacte auxiliare (contacte inversoare sau comutatoare utilizate pentru semnalizare sau pentru comanda altor echipamente), limitatoare de cuplu, indicatoare de poziție, dispozitive pentru comandă manuală, etc.

• **Vanele (robinetele) de reglare** sunt elemente de acționare asupra mărimii de reglare (debitul sau temperatura fluidului) (fig. 5.8.8).

Vane cu ventil și scaun (vane cu supapă): pot fi vane cu scaun simplu sau dublu. Vanele cu scaun dublu sunt mai ușor de acționat decât cele cu simplu scaun, însă etanșeitatea acestora este mai greu de realizat. După forma ventilului putem întâlni: vane cu ventil fustă (cu rolul de a ghida ventilul în scaun pe toată cursa, și de asemenea de a conduce debitul prin orificiile fuste: prin profilarea specială a acestor orificii se pot obține diferite forme ale caracteristicii hidraulice a vanelor); vane cu ventil profilat (plin): caracteristica hidraulică a vanei este definită de forma ventilului.

Vane fluture: elementul mobil de închidere este un disc care se rotește 80-85°, modificând secțiunea de trecere a vanei. Sunt vane cu două căi, utilizate ca vane de izolare (închis, deschis) datorită caracteristicii hidraulice nepotrivite pentru reglare.

Vane cu ventil tip sector au ca element mobil o piesă cilindrică cu canale profilate, cu trei căi. Sunt utilizate pentru montajul „în amestec”, ca vane amestecătoare pentru instalațiile de încălzire, sau pentru montajul „în repartitie”, ca vane de deviere.

Rolul vanelor de reglare în instalație: reglarea puterii termice livrate de un schimbător de căldură se poate realiza prin intermediul vanelor de reglare prin trei metode:

- reglarea prin *variația debitului* de agent termic primar ce străbate schimbătorul (în condițiile unei temperaturi constante la intrare), denumită în continuare *reglare cantitativă*;
- reglarea prin *variația temperaturii* agentului termic primar ce intră în schimbător, prin amestecul realizat în vana de reglare (în condițiile unui debit constant), denumită în continuare *reglare calitativă*,

- reglarea mixtă (combinație între cele două metode).

Pentru alegerea vanei de reglare trebuie să se țină cont de caracteristicile de rezistență la presiunea din sistem, de temperatura de lucru, de compatibilitatea cu fluidul de lucru, de tipul de cuplare la sistem (prin filetare, sudare sau cu flanșe), de tipul de servomotor ce poate fi utilizat, de debitul maxim de fluid, de pierderea de sarcină la debit maxim și de autoritatea vanei în circuit, de presiunea diferențială maximă de lucru - sau „la închidere”- (presiunea până la care se asigură etanșeitatea sau presiunea maximă până la care servomotorul poate acționa), respectiv de caracteristica „debit - poziție a organului de reglare” a vanei (caracteristică liniară, exponențială, logaritmică, etc).

O bună reglare a sistemului este obținută numai dacă dimensionarea termică a aparatelor terminale este corectă și dacă echilibrarea hidraulică a rețelei de distribuție este bine realizată, atât în regim nominal de funcționare cât și în regim variabil (rețelele de distribuție cu robinete cu termostat sunt rețele hidraulic „active”). Un alt aspect al regimului hidraulic variabil se reflectă asupra valorilor presiunii diferențiale la robinetele de reglare (valorile acestora nu trebuie să depășească valorile maxime indicate de producător; soluția constă în modificarea punctului de funcționare al rețelei prin montarea de reglatoare de presiune diferențială pe zone sau prin utilizarea pompelor cu turație variabilă).

În cazul sistemelor de încălzire individuale (cu centrală proprie) în care reglarea centralizată se face în funcție de temperatura aerului interior sesizată printr-o sondă de temperatură, montarea robinetelor cu termostat în încăperea unde se află și detectorul de temperatură poate conduce la compromiterea acțiunii de reglare prin interacțiunea între cele două sisteme care reglează același parametru. Soluția recomandată este fie de a prevedea robinete cu reglaj manual pentru această încăpere, fie de a regla pe poziția maximă robinetele automate din încăperea respectivă.

5.8.3 Sisteme de reglare automată pentru centrale termice cu apă caldă.

5.8.3.1 Reglarea automată a centralelor termice cu un cazan.

În centralele termice cu un singur cazan există mai multe niveluri de reglare posibile:

• reglarea la nivelul cazanului (asigurată din furnitura cazanului, respectiv a arzătorului): aceasta se referă la reglarea temperaturii apei produse de cazan,

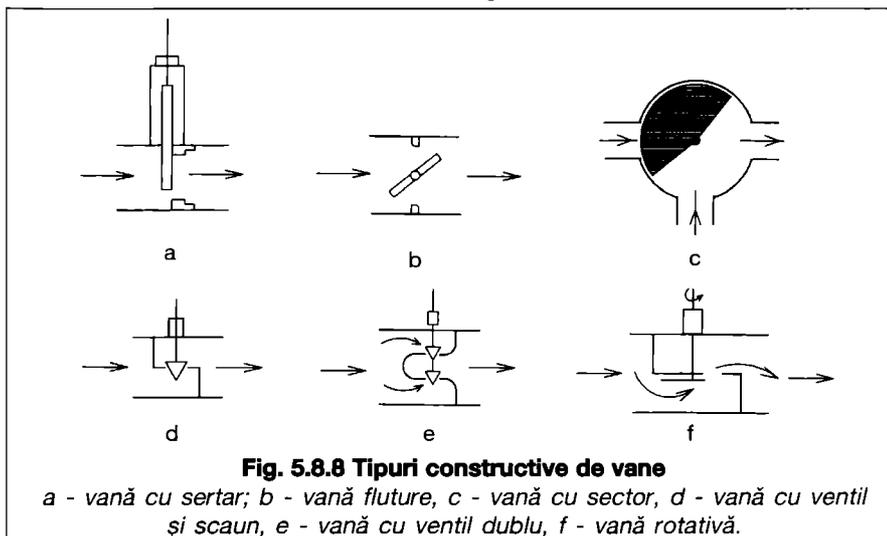


Fig. 5.8.8 Tipuri constructive de vane

a - vană cu sertar, b - vană fluture, c - vană cu sector, d - vană cu ventil și scaun, e - vană cu ventil dublu, f - vană rotativă.

respectiv la protecția internă a cazanului (la depășirea temperaturii limită superioare, la apariția deficiențelor în evacuarea gazelor arse, la lipsa de combustibil, la lipsa presiunii apei, etc.).

- protecția cazanului față de influențele sistemului de încălzire (protecție la temperatura de retur prea mică, protecție la debit de irigare prea mic).

- reglarea la nivelul parametrilor agentului termic trimis spre consumatori (realizată prin reglatoare speciale care comandă asupra organelor de execuție - vane, pompe sau direct asupra cazanului).

Reglarea automată a temperaturii apei preparate de cazan poate fi făcută prin acțiunea regulatorului de cazan (regulator cu presetare manuală sau automată a temperaturii apei).

Reglarea parametrilor agentului termic trimis spre consumatori se poate realiza direct din cazan (dacă acesta permite obținerea parametrilor necesari), sau prin intermediul organelor de reglare (vane amestecătoare, vane deviatoare, pompe) comandate de controllere separate.

Cazanele cu presetare manuală a temperaturii apei preparate sunt cazane de puteri mici, sensibile la retururi reci, cu arzătoare într-o treaptă (comandă tot-nimic). Cazanele sunt utilizate pentru a prepara agent termic cu temperaturi apropiate de regimul nominal, reglarea parametrilor necesari la consumatori realizându-se prin reglatoare separate, prin amestec în vane cu trei sau patru căi (fig. 5.8.9).

Cazanele cu selectare automată a temperaturii necesare a agentului termic sunt cazane care rezista la retururi reci și au o automatizare complexă, care integrează reglatoare pentru pilotarea arzătorului în temperatură variabilă (fig. 5.8.10). Automatizarea acestora include și reglatoare climatice pentru stabilirea temperaturii necesare a agentului termic produs de cazan (în funcție de exterior), precum și reglatoare pentru comanda automată a unor circuite hidraulice raccordate la cazan (circuite de încălzire - prin acțiune asupra vanelor amestecătoare; circuite de preparare ACC și de recirculare ACC prin acțiune asupra pompelor respective etc.). Cazanele sunt de tip joasă temperatură sau cu recuperator-condensator. Protecția la debite de irigare prea mici este realizată fie direct din automatizarea cazanului, fie prin bucle de reglare separate.

Modul de lucru este determinat de tipul de conducere utilizat:

- funcționare cu prioritate pentru prepararea de apă caldă de consum sau
- funcționare fără prioritate (cu livrare concomitentă).

În modul de lucru cu prioritate, sistemul de reglare automată comută între două mărimi reglate (temperatura

ACC, respectiv temperatura agentului termic de încălzire) în funcție de regimul de funcționare cerut (preparare ACC sau încălzire), acordând prioritate preparării de ACC. De fiecare dată când există cerință pentru ACC, SRA comută întreg sistemul în mod „preparare ACC”: mărimea de reglare devine temperatura apei calde produsă de sistem, mărimea reglantă devine debitul de agent termic primar ce trece prin preparatorul de ACC (în cazul preparatoarelor cu acumulare, în condițiile în care temperatura agentului termic produs de cazan este la valoarea maximă, pentru micșorarea timpului de încălzire), respectiv temperatura agentului termic produs de cazan ce trece prin preparatorul de ACC (în cazul schimbătoarelor de căldură fără acumulare, în condițiile în care debitul de agent termic primar este constant). Atunci când nu există cerere de ACC, și dacă există cerere de agent termic pentru încălzire, SRA comută sistemul în mod „încălzire”: mărimea de reglare devine temperatura agentului termic trimis

în sistemul de încălzire, mărimea reglantă devine puterea livrată de arzător (pentru cazanele cu temperatură variabilă) sau debitul de agent termic primar preluat din cazan de vana amestecătoare cu trei căi (pentru cazanele standard).

Acest sistem de conducere a proceselor poate fi utilizat dacă perioadele de funcționare în mod preparare ACC sunt suficient de mici astfel încât condițiile de temperatură din încăperi să nu fie inadmisibil degradate (de exemplu la aplicații în care perioadele de preparare a ACC sunt mici, iar viteza de răcire a încăperilor la întreruperea alimentării cu căldură este mică). Puterea termică necesară a cazanului este mai mică (egală cu maximumul dintre puterea nominală de încălzire și puterea nominală pentru prepararea de ACC).

În modul de lucru „livrare fără prioritate”, cazanul va produce agent termic la temperatura cea mai mare dintre cele cerute de consumatorii aflați în funcționare. Reglarea temperaturii de livrare pentru restul consumatorilor (cu cerințe

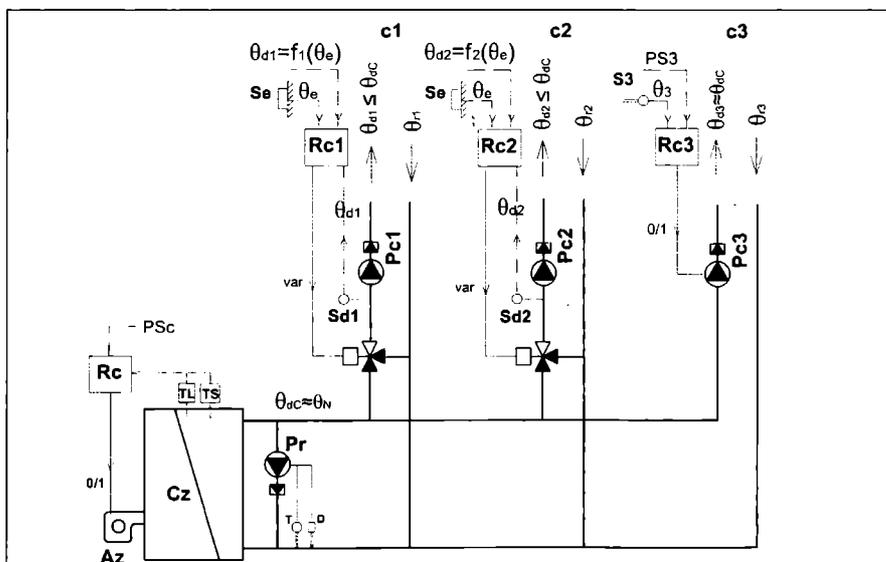


Fig. 5.8.9 Reglarea automată a centralelor termice cu un cazan. Cazul cazanelor cu presetare manuală a temperaturii de ducere, cu reglare calitativ centralizată pe circuitele de încălzire și reglare cantitativ centralizată pentru prepararea ACC, cu protecție la temperatura și debitul de irigare.

Cz - cazan apă caldă; Az - arzător - detector de temperatură cazan; TS - detector de temperatură maximă cazan; c1 - consumator încălzire 1; c2 - consumator încălzire 2; Pc1 - pompa circulație pentru c1; Pc2 - pompa circulație pentru c2; Pr - pompa de recirculare cazan; T - termostat retur cazan; D - debistat (flusostat); Rc - regulator cazan; Rc1 - regulator c1; Rc2 - regulator c2; V3C - vană amestecătoare cu trei căi motorizată; Se - detector de temperatură aer exterior; Sd1 - detector de temperatură agent termic ducere pentru c1; Sd2 - detector de temperatură ducere agent termic pentru c2; S3 - detector de temperatură circuit 3 (de ex temperatura ACC din boiler); θ_e - temperatura aerului exterior; θ_N - temperatura nominală a cazanului; θ_{ac} - temperatura apei la plecarea din cazan; θ_{d1} - temperatura de ducere a agentului termic pentru c1; θ_{d2} - temperatura de ducere a agentului termic pentru c2; θ_{d3} - temperatura de ducere a agentului termic pentru c3; θ_{r1} - temperatura de întoarcere a agentului termic din c1; θ_{r2} - temperatura de întoarcere a agentului termic din c2; θ_{r3} - temperatura de întoarcere a agentului termic din c3; PSc - valoarea presetată de utilizator pentru θ_{ac} ; PS3 - valoarea presetată pentru c3; f - funcție de reglare.

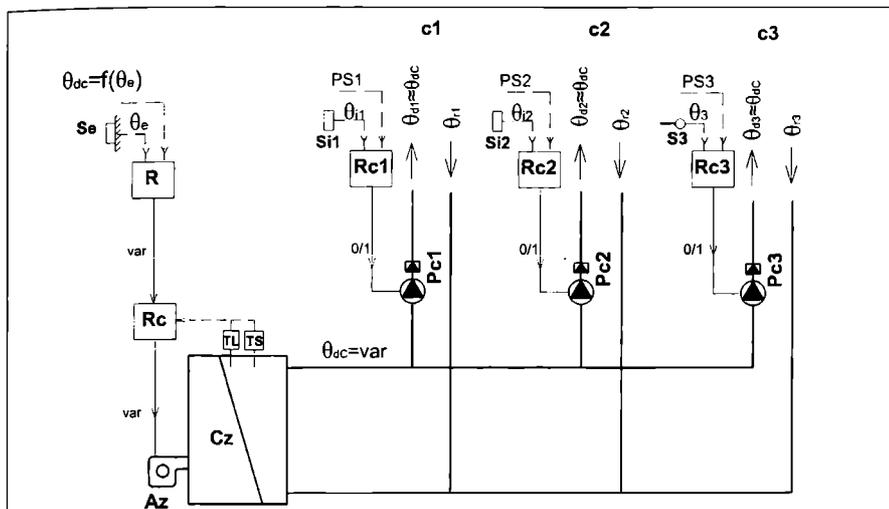


Fig. 5.8.10 Reglarea automată a centralelor termice cu un cazan. Cazul cazanelor cu presetare automată a temperaturii de ducere, cu reglare cantitativă centralizată pentru fiecare circuit de încălzire și de preparare a ACC.

Cz - cazan apă caldă; Az - arzător; TL - detector de temperatură cazan; TS - detector de temperatură maximă cazan; c1 - circuit încălzire 1, c2 - circuit încălzire 2; c3 - circuit preparare ACC; Pc1 - pompa circulație pentru c1; Pc2 - pompa circulație pentru c2; Pc3 - pompa circulație pentru c3; R - regulator climatic; Rc - regulator cazan; Rc1 - regulator c1; Rc2 - regulator c2; Rc3 - regulator c3; Se - detector de temperatură aer exterior; Si1 - detector de temperatură aer interior pentru c1; Si2 - detector de temperatură aer interior pentru c2; Si3 - detector de temperatură aer interior pentru c3 (de ex a ACC din boiler); θ_e - temperatura aerului exterior; θ_{dc} - temperatura apei la plecarea din cazan; θ_{d1} - temperatura de ducere a agentului termic pentru c1; θ_{d2} - temperatura de ducere a agentului termic pentru c2; θ_{d3} - temperatura de ducere a agentului termic pentru c3; θ_{r1} - temperatura de întoarcere a agentului termic pentru c1; θ_{r2} - temperatura de întoarcere a agentului termic pentru c2; θ_{r3} - temperatura de întoarcere a agentului termic pentru c3; PS3 - valoarea presetată pentru c3; f - funcție de reglare.

mai mici) se face prin amestec în vane de reglare cu trei căi sau vane cu trei căi și by-pass (pentru sistemele radiative de temperatură joasă). Puterea termică a cazanului trebuie să acopere cerințele simultane ale consumatorilor.

În zona de preparare și de distribuție, reglarea parametrilor agentului termic se face ca *reglare calitativă centrală* (temperatura agentului termic trimis la consumatori este o funcție de solicitările mediului exterior, după legi de reglare funcție de tipul de consumatori și de caracteristicile zonelor alimentate). Această reglare calitativă centrală este realizată la un nivel superior (cu până la 5°C față de valoarea determinată prin graficul de reglare (corelația temperatură exterioară- temperatură a agentului termic ce pleacă spre rețeaua de consumatori) astfel încât să se poată satisface majoritatea exigențelor, urmând ca în zona de distribuție, respectiv în zonele de consum, să se realizeze reglarea finală a parametrilor, fie prin dispozitive de amestec (reglare calitativă locală sau zonală), fie prin vane automate cu 2 sau 3 căi - în repartitie (reglare cantitativă locală).

În sistemele mici de încălzire pot fi utilizate sisteme de reglare simple (de exemplu cu *reglatoare bipoziționale*)

care conduc la rezultate bune atât la nivelul condițiilor obținute cât și la nivelul de consumuri.

Pentru apartamente sau case de mici

dimensiuni, practic fără diferențe de regim termic între încăperi, se poate considera o singură zonă de reglare (toate încăperile au același regim termic). Sistemul este alcătuit dintr-o sursă termică primară, o rețea de distribuție comună și consumatori (aparatele terminale).

Cele mai utilizate sisteme de reglare pentru aceste cazuri sunt cele în care un termostat de ambianță (cu valoare prescrisă fixă sau variabilă după program), amplasat într-o încăpăre reprezentativă pentru totalitatea apartamentului (de obicei o încăpăre utilizată un timp îndelungat, cu pierderile de căldură cele mai mari sau care se răcește cel mai rapid, fără aporturi semnificative de căldură de la soare, șeminee, etc.), acționează prin comenzi pornit- oprit asupra pompei de circulație pentru menținerea temperaturii aerului la valoarea presetată de utilizator; valoarea temperaturii apei produsă de cazan este prestabilită de utilizator, prin intermediul termostatului de cazan. Se stabilesc astfel cicluri de funcționare ale arzătorului (funcție de semnul diferenței între temperatura aerului măsurată de detectorul termostatului de ambianță și valoarea prescrisă introdusă de utilizator), prin care se ajustează debitele de căldură introduse în încăperi, pentru compensarea pierderilor către exterior. Acțiunea reglării centralizate a reglatoarelor bipoziționale poate fi dublată de acțiunea robinetelor termostactice montate pe aparatele terminale. Economia energetică realizată față de sistemele cu reglare manuală este de aproximativ 10%÷15%.

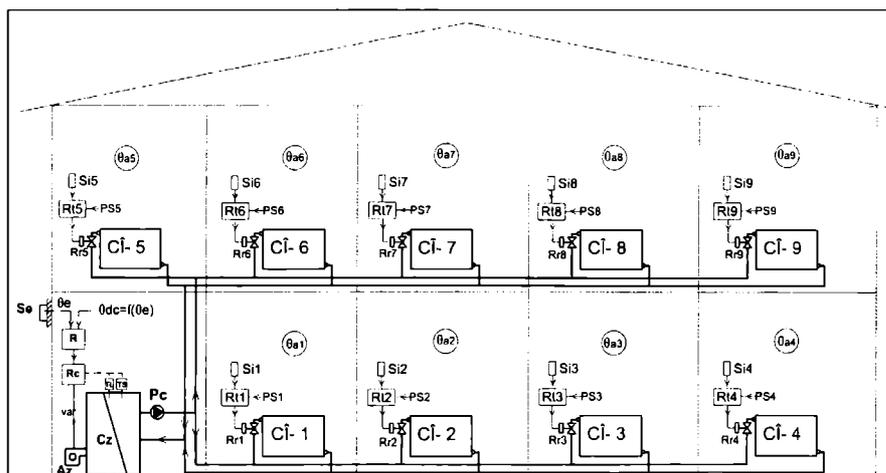


Fig. 5.8.11 Reglarea automată a sistemelor de încălzire cu mai multe zone de reglare: cazul cazanelor cu presetare automată a temperaturii de ducere, cu reglare calitativă centrală și robinete cu reglaj termostatic.

Cz - cazan apă caldă; Az - arzător; TL - detector de temperatură cazan; TS - detector de temperatură maximă cazan; Pc - pompa circulație încălzire; CI - corp de încălzire; R - regulator climatic; Rc - regulator cazan; Rt - regulator termostatic; Rr - robinet reglare debit; Se - detector de temperatură aer exterior; Si - detector de temperatură aer interior; ie: θ_e - temperatura aerului exterior; θ_i - temperatura aerului interior; θ_{dc} - temperatura de ducere a apei din cazan; PS - valoarea presetată pentru temperatura aerului interior; f - funcție de reglare.

Pentru clădiri de dimensiuni mai mari, pentru care sistemul de încălzire centrală este de tip colectiv (sursa primară și rețeaua de distribuție sunt comune), se utilizează regulatoare cu acțiune progresivă, în funcție de exterior, care acționează prin modificarea temperaturii agentului termic trimis la corpurile de încălzire. Acest mod de reglare calitativ-centralizat conduce la oscilații mici ale măririi reglate (temperatura aerului interior), economia energetică estimată față de un sistem cu acțiune tot-nimic asupra arzătorului fiind de aproximativ 7%. Pentru diferențierea între zone, respectiv pentru recuperarea aporturilor gratuite, se utilizează în plus echipamente locale de reglare cantitativă montate la aparatele terminale (robinete cu reglaj termostatic) (fig. 5.8.11).

În sistemele de încălzire pentru clădiri mari, cu zone care au programe de utilizare diferite (programul de ocupare, valoarea temperaturilor setate, etc.), respectiv sarcini cu evoluție foarte diferită (expunere diferită la radiația solară, inerție termică foarte diferită), modul de reglare utilizat depinde de modul în care sistemul hidraulic a fost conceput: astfel, dacă fiecare zonă a sistemului de încălzire (definită de parametri asemănători) este alimentată de o rețea de distribuție distinctă, atunci se poate utiliza reglarea calitativ - centralizată pentru fiecare zonă (reglarea temperaturii de plecare a agentului termic pentru fiecare zonă este calculată în funcție de valoarea temperaturii aerului exterior și eventual cu o corecție de temperatură pentru aerul

interior dintr-o încăpere reprezentativă a zonei respective): aceasta implică câte un regulator distinct, cu acțiune asupra câte unei vane cu trei căi amestecătoare, pentru fiecare zonă (fig. 5.8.12).

Mărimea de intrare pentru aceste regulatoare poate fi:

- temperatura aerului exterior,
- temperatura aerului exterior cu compensare funcție de temperatura aerului interior,
- temperatura aerului interior (dintr-o încăpere reprezentativă), respectiv
- temperatura aerului interior cu compensare funcție de temperatura aerului exterior.

În cazul zonelor pentru care influența radiației solare este semnificativă, se prevăd și sonde pentru însorire, al căror efect intervine în calculul realizat de regulatorul climatic. Sistemul prezentat oferă avantajul unei reglări foarte bune, cu variații mici ale temperaturii controlate datorită irigării permanente a corpurilor de încălzire.

Acest sistem de reglare poate fi însoțit și de o reglare locală prin termostate cu acțiune asupra aparatelor terminale (ca în fig. 5.8.11), pentru recuperarea aporturilor gratuite și realizarea diferențierii între încăperile din aceeași zonă.

O altă variantă de reglare în cazul zonării sistemului de încălzire este reprezentată de reglarea calitativ-centralizată realizată pentru tot sistemul de încălzire (direct din cazan sau printr-o vană de reglare amestecătoare), diferențierea pe zone realizându-se prin reglare cantitativă centrală (reglare „tot - nimic” asupra

pompei de circulație de zonă, realizată printr-un termostat de ambianță plasat într-o încăpere reprezentativă din zona respectivă) (fig. 5.8.10), asociată cu reglare cantitativă locală prin robinete termostatiche. Față de sistemul precedent, variațiile de temperatură ale aerului interior sunt mai mari, însă costurile de investiție sunt mai mici.

Aceste sisteme cu complexitate mai mare pot realiza economii energetice mari în condițiile în care diferitele zone ale clădirii sunt utilizate diferit, datorită destinației zonelor respective.

5.8.3.2 Reglarea automată a centralelor termice cu mai multe cazane.

Sistemele de încălzire mari (pentru clădiri mari sau ansambluri de clădiri) sunt compuse din trei zone principale: *zona de producere, zona de preparare și distribuție centralizată și zona de consum*. Asociat acestor zone apar diferite nivele de control:

- controlul asupra funcționării generatoarelor de căldură:
 - *controlul siguranței în funcționare* (instalat direct de fabricant): controlul temperaturii maxime admisibile din cazan, respectiv din recuperator-condensator, asigurat prin termostate de maxim cu acțiune directă asupra sursei de încălzire; controlul temperaturii apei produse, asigurat prin termostatul de lucru;
 - *controlul asupra condițiilor* în care echipamentul funcționează (instalat separat, odată cu restul sistemului de producere): temperatura și debitul de irigare al cazanului, respectiv al recuperatorului condensator, presiunea minimă a apei din cazan, nivelul apei din domul unui cazan de abur, etc.);

- controlul asupra parametrilor fluidelor preparate la nivel de centrală termică,

- controlul asupra parametrilor fluidelor preparate la nivel zonal și local.

Zona de producere include generatoarele de căldură și echipamentele conexe (pompe, vane, recuperatoare de căldură, schimbătoare de căldură, etc.); modul de conducere a proceselor trebuie să corespundă atât cerințelor consumatorilor, cât și condițiilor impuse de funcționarea corectă a echipamentelor componente (temperatură și debit de irigare, calitatea agentului termic etc), de micșorare a pierderilor energetice, de funcționare cu randamente globale mari și de siguranță în funcționare.

În centralele termice cu mai multe cazane, racordarea cazanelor se face în paralel, în „baterii de cazane”. Cuplarea mai multor cazane în paralel se face pentru obținerea unei funcționări cu randamente anuale cât mai bune (în condițiile satisfacerii cerințelor de putere și de

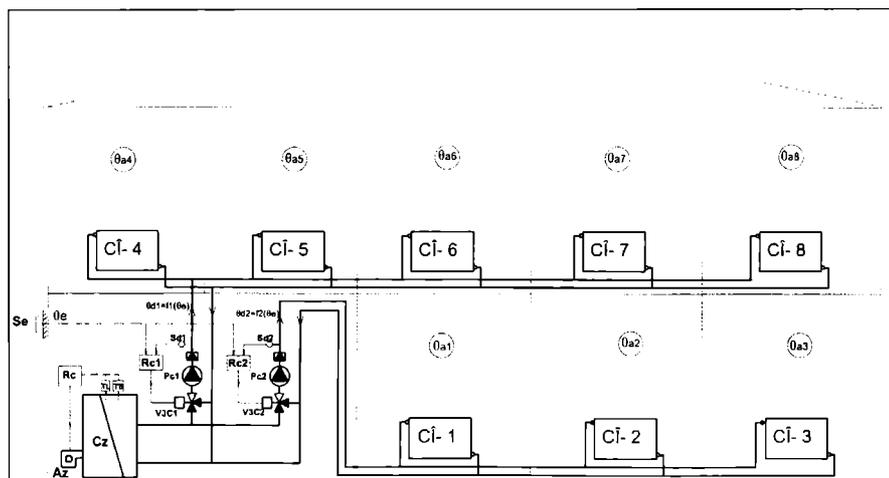


Fig. 5.8.12 Reglarea automată a sistemelor de încălzire cu mai multe zone de reglare: cazul cazanelor cu presetare manuală a temperaturii de ducere, cu reglare calitativă centrală pentru fiecare circuit.

Cz - cazan apă caldă; Az - arzător; TL - detector de temperatură cazan; TS - detector de temperatură maximă cazan; Pc1 - pompa circulație pentru circuitul 1; Pc2 - pompa circulație pentru circuitul 2; V3C - vană amestecătoare cu trei căi motorizată; Cî - corp de încălzire; Rc - regulator cazan; Rc1 - regulator circuit 1; Rc2 - regulator circuit 2; Se - detector de temperatură aer exterior; θ_e - temperatura aerului exterior; θ_{d1} - temperatura de ducere a apei pe circuitul 1; θ_{d2} - temperatura de ducere a apei pe circuitul 2; f - funcție de reglare; θ_{a1} ... θ_{a8} - temperaturi ale aerului din interior.

temperatură a agentului termic la consumatori) și de asemenea pentru rezervă de putere în caz de avarie.

Pentru realizarea primei condiții, conducerea bateriei de cazane se face după algoritmi diferiți: pentru o baterie de cazane standard (cazane cu randamente bune doar în zona de puteri apropiate de puterea nominală) se urmărește acoperirea cerințelor (variabile) cu cât mai puține cazane, funcționând pe perioade cât mai lungi, la puteri cât mai apropiate de puterea nominală. Pentru o baterie de cazane de joasă temperatură dotate cu arzătoare în mai multe trepte sau modulante, modul de conducere urmărește funcționarea cu eficiența cea mai mare: de exemplu, în cazul a două cazane cu arzătoare cu două trepte (randamentul de funcționare în treapta întâi este cu câteva procente mai bun față de cel din treapta a doua), ordinea de intrare în funcționare poate fi:

- cazanul 1 - treapta 1,
- cazanul 2 - treapta 1,
- cazanul 1 - treapta 2,
- cazanul 2 - treapta 2,

iar la micșorarea sarcinii, ieșirea din funcționare în ordinea:

- cazanul 2 - treapta 2,
- cazanul 1 - treapta 2,
- cazanul 2 - treapta 1,
- cazanul 1 - treapta 1.

Pentru o baterie mixtă de cazane (compusă de exemplu dintr-un cazan cu recuperator de căldură de condensare și din cazane standard), cazanul cu randament foarte bun la sarcini parțiale (cazanul în condensare) este utili-

zat cu preponderență, pentru preluarea tuturor sarcinilor variabile, în timp ce cazanele standard intră în funcționare numai la sarcina lor maximă.

Pentru creșterea eficienței energetice a bateriei de cazane trebuie respectate anumite condiții:

- micșorarea pierderilor prin întreruperea circulației agentului termic la cazanele care nu funcționează (cu ajutorul vanelor de izolare cu două sau trei căi motorizate, respectiv a pompelor de cazan și a supapelor de sens asociate, după caz);

- temporizarea întreruperii circulației agentului termic la ieșirea din funcționare a cazanului (după oprirea arzătorului se mai menține circulația agentului termic pentru câteva minute, pentru recuperarea căldurii din focar și evitarea creșterii temperaturii agentului termic din cazan peste limitele maxime, datorită căldurii acumulate în focar);

- temporizarea intrării în funcționare a cazanelor (pentru evitarea pornirilor inutile de scurtă durată).

Alte condiții se referă la factori funcționali:

- punerea în regim termic a unui cazan (care trebuie pornit), prin irigarea cu agent termic din returul comun (prin deschiderea temporizată a vanei cu două căi motorizate și punerea în funcțiune a pompei de cazan, înainte de pornirea arzătorului) sau prin recirculare pe cazan (în cazul racordării cu pompa de cazan și vana cu trei cai motorizată);

- intrarea în funcționare a arzătorului numai dacă irigarea cazanului este asi-

gurată (detectată de un traductor de prezentă debit);

- uniformizarea duratelor de funcționare ale cazanelor de același tip prin permutarea ciclică a ordinii de intrare în funcționare a acestora.

Sistemul de conducere în „cascadă” a bateriei de cazane trebuie să se realizeze în funcție de sarcina cerută de consumatori. Exprimarea acestei mărimi nu poate fi realizată direct. În cele mai multe cazuri se utilizează controlul asupra temperaturii apei produse de bateria de cazane (temperatura pe ducere), controlul asupra temperaturii apei la intrarea în bateria de cazane (temperatura pe întoarcere) sau prin controlul ambelor valori (ducere și întoarcere). Conducerea pe baza temperaturii pe ducere este modul cel mai frecvent utilizat. Acesta are avantajul controlului asupra temperaturii apei produse de bateria de cazane, însă inconvenientul este că se pot produce dereglări în conducerea automată a sistemului (de exemplu când un cazan este pus în funcțiune, la restabilirea irigării acestuia, temperatura apei produse de bateria de cazane scade, datorită amestecului între apa produsă de cazanele în funcțiune și apa mai rece ce provine din cazanul abia pornit, deși numărul de cazane în funcționare este mai mare: fără o temporizare a acțiunilor regulatorului de cascadă, acesta ar putea comanda pornirea - inutilă și risipitoare de energie - a încă unui cazan...). De asemenea, conducerea cazanelor pentru menținerea temperaturii de ducere (valoare ridicată) duce

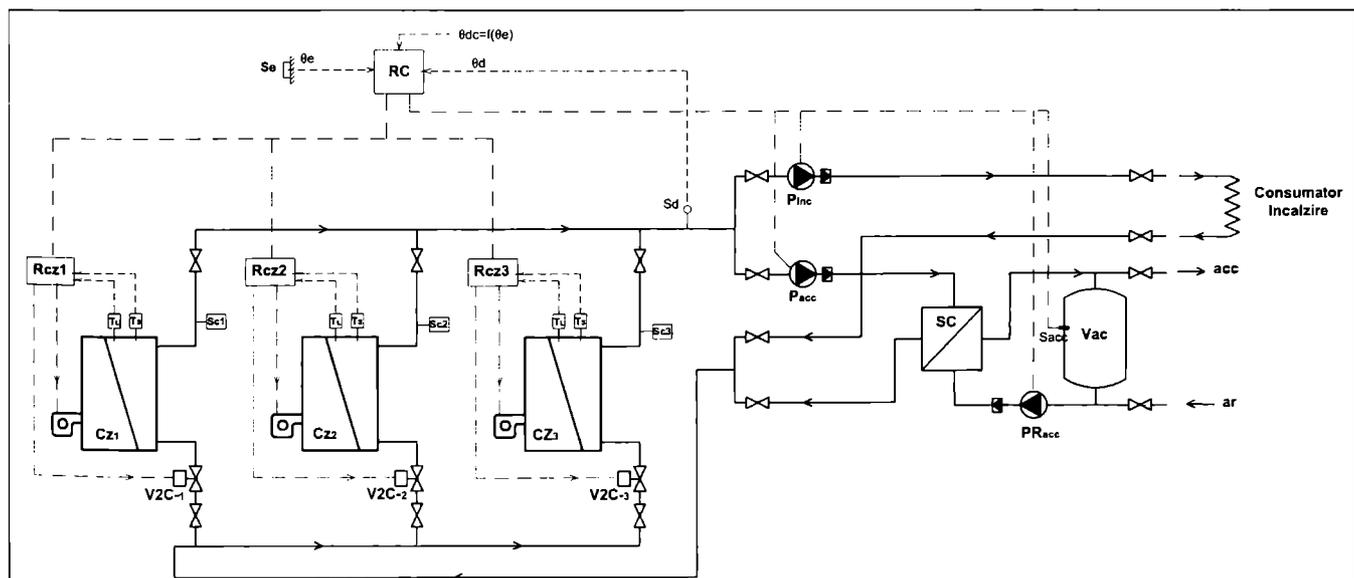


Fig. 5.8.13 Centrală termică cu mai multe cazane de același tip, cu funcționare în cascadă, cu vane de izolare motorizate cu două căi, cu racordare directă (cuplată), pentru încălzire și preparare apă caldă de consum.

Cz - cazan apă caldă; Az - arzător; TL - detector de temperatură cazan; TS - detector de temperatură maximă cazan; Pinc - pompa circulație încălzire; Pacc - pompa circulație agent termic primar; PRacc - pompa circulație ACC; Rcz - regulator cazan; RC - regulator centrala termică; Se - detector de temperatură aer exterior; Sd - detector de temperatură agent termic; Sacc - detector de temperatură ACC; θ_e - temperatura aerului exterior; θ_d - temperatura de ducere a apei; f - funcție de reglare; ar - apa rece; acc - apă caldă de consum; Sc - schimbător de căldură; V2C - rezervor de acumulare ACC.

la pierderi energetice mai mari, atât în funcționare, cât și la oprire (temperatura medie a cazanului fiind mai mare). În cazul conducerii bateriei de cazane funcție de valoarea temperaturii de retur se ține cont de consumurile reale de căldură la consumatori. În același timp, pierderile energetice sunt mai mici, datorită temperaturii medii mai scăzute a corpului cazanelor.

Poziția detectoarelor în sistem este de asemenea importantă: plasarea acestora pe conducte fără irigare suficientă, cu contact imperfect, sau la distanțe mari, poate conduce la dereglarea sistemului prin erorile introduse, respectiv prin timpii de întârziere sau timpii morți implicați.

5.8.3.2.1 Centrale termice cu mai multe cazane de același tip, cu funcționare în cascadă, cu vane de izolare motorizate cu două căi, cu racordare directă (cuplată), pentru încălzire și preparare apă caldă de consum.

Din punct de vedere hidraulic schema din fig. 5.8.13 este de tip cuplat, cu doi consumatori (de încălzire și de preparare ACC) racordați în paralel. Cazanele funcționează pentru menținerea temperaturii necesare pentru consumatorul de încălzire (conform graficului de reglare prestabilit, în funcție de temperatura exterioară), dar cu limitare inferioară a valorii acesteia (la 65°C-70°C), pentru posibilitatea preparării ACC.

SRA realizează următoarele operațiuni:

- comanda automată a pompelor de circulație a agentului termic de încălzire, în funcție de temperatura sesizată de senzorul de temperatură exterioară. În funcție de mărimea sesizată, regulatorul climatic acționează asupra elementelor de execuție (pompele de circulație agent termic de încălzire).

- reglarea temperaturii agentului termic produs de cazane pentru consumatorul de încălzire: aceasta se realizează în funcție de diferența între temperatura necesară a agentului termic livrat consumatorilor de încălzire (calculată de regulatorul climatic pe baza graficului de reglare prestabilit) și temperatura sesizată de senzorul de temperatură agent termic produs de bateria de cazane. În funcție de valoarea acestei diferențe, regulatorul electronic comandă elementele de execuție (în acest caz, arzătoarele cazanelor). Sonda de temperatură ducere trebuie amplasată aproape de racordul de ducere al cazanului 3 (astfel încât timpul mort indus de timpul de transport să fie cât mai mic), dar suficient de departe pentru ca amestecul să fie omogen: se recomandă o distanță între 0,5 m și 1 m.

- reglarea temperaturii ACC produse:

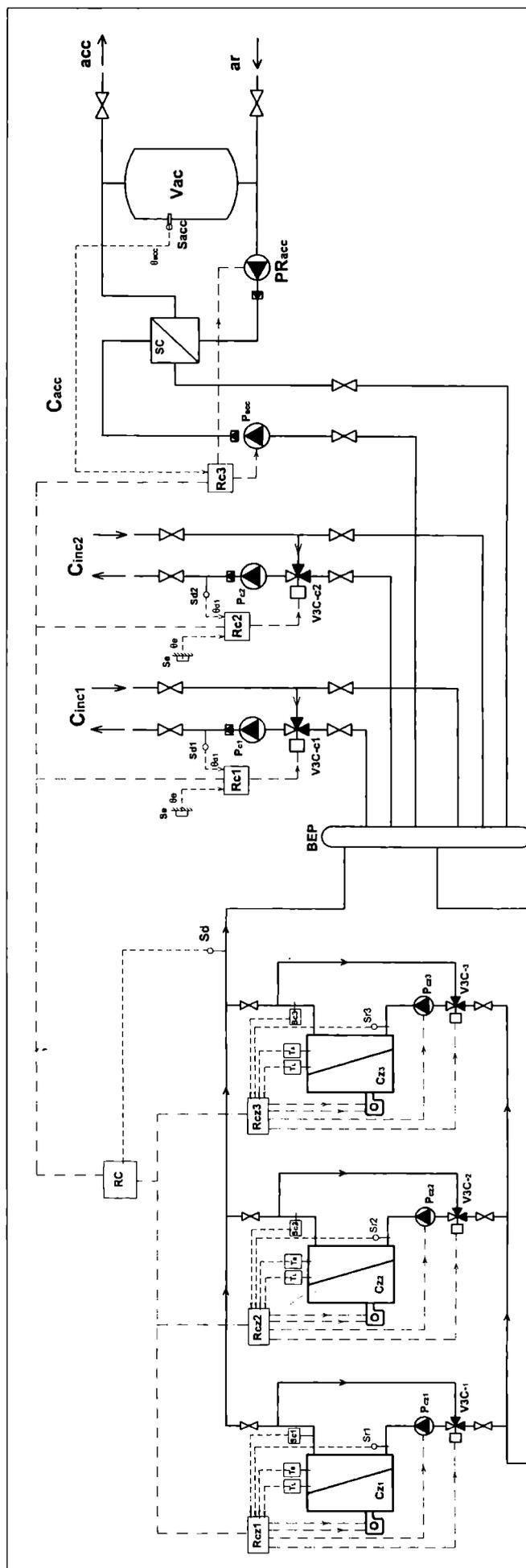


Fig. 5.8.14 Centrală termică cu mai multe cazane de același tip, cu funcționare în cascadă, cu pompe de cazan și vane de izolare cu trei căi pe fiecare cazan, cu racordare decuplată cu butelie de egalizarea presiunilor, cu reglare independentă pentru fiecare consumator (consumator de încălzire și preparare apă caldă de consum).
 Cz - cazan apă caldă; Az - arzător; BEP - butelie de egalizarea presiunilor; TL - detector de temperatură presiunilor; TS - detector de temperatură maximă cazan; V3C - vana amestecătoare cu trei căi motorizată; Sr - senzor de temperatură; Sd - pompa de debit apă; Pc - pompa cazan; Pacc - pompa circulație agent termic pentru prepararea acc; Vac - vana acumulare acc; Pc - pompa circulație circuit încălzire; Rc - regulator de temperatură aer exterior; Se - detector de temperatură agent termic; Sacc - detector de temperatură ACC; θ_e - temperatura aerului exterior; θ_d - temperatura de ducere a apei; θ_{acc} - temperatura acc; ar - apa rece; acc - apă caldă de consum; BEP - butelie de egalizare a presiunilor.

pentru schema cu acumulare prezentată (compusă din schimbător de căldură, vas de acumulare și pompă de circulație apă caldă de consum), bucla de reglare este de tip „închis”, cu acțiune tot/nimic asupra pompei de circulație agent termic primar și asupra pompei de circulație apă caldă de consum. Regulatorul electronic aferent este conectat la traductorul de temperatură amplasat pe vasul de acumulare: în cazul în care temperatura sesizată de traductor este mai mică decât temperatura presetată de pornire (de exemplu 40°C), regulatorul comandă intrarea în funcționare a elementelor de execuție (pompele de circulație a apei calde de consum și pompele de circulație a agentului termic primar pentru prepararea ACC). La atingerea temperaturii presetate de oprire (de exemplu 55°C-60°C) se comandă oprirea pompelor.

- pornirea/ oprirea secvențială a pompelor de circulație, arzătoarelor, robinetelor de sectorizare automate. Secvența de intrare în funcționare a unui cazan implică următoarele faze: deschiderea temporizată a vanei V2C (cu o temporizare de 3-5 minute pentru uniformizarea temperaturii cazanului, prin irigare cu apă de retur din instalație), pornirea arzătorului (cu secvențele proprii de prevențiere a focarului, acces combustibil, inițializarea flăcării, controlul existenței flăcării, adaptarea puterii flăcării la sarcina cerută, etc), controlul temperaturii apei produse. Ieșirea din funcționare implică în primul rând oprirea funcționării arzătorului și apoi închiderea temporizată a vanei V2C (în scopul evacuării căldurii în exces din focar către apa care irigă cazanul). În cazul opririi ambelor cazane, pe contact de sfârșit de cursă a vanelor motorizate, se oprește funcționarea pompelor de circulație.

Schema prezentată nu prezintă condiții restrictive asupra temperaturii de irigare a cazanelor, însă protecția cazanelor la lipsa circulației apei prin acestea trebuie asigurată prin interzicerea funcționării arzătoarelor atunci când debitul de apă prin cazan este insuficient (stare sesizată de senzorul de debit Sc).

5.8.3.2.2 Centrale termice cu mai multe cazane de același tip, cu funcționare în cascadă, cu pompă și vană de izolare cu trei căi pe fiecare cazan, cu racordare decuplată prin butelie de egalizare a presiunilor și reglare independentă pentru fiecare consumator.

Schema din fig. 5.8.14 reprezintă un sistem de producere decuplat hidraulic, cu trei consumatori (circuit încălzire zona 1, circuit încălzire zona 2 și circuit preparare ACC), cu reglare independentă pentru fiecare consumator (pentru

consumatorii de agent termic pentru încălzire, reglare calitativă centrală, realizată prin amestec în vane de reglare motorizate cu trei căi, iar pentru preparatorul de ACC, reglare cantitativă prin acțiune asupra pompelor de ACC). Fiecare tip de sistem de distribuție este comandat de regulatoare separate, care pot fi interconectate cu regulatorul de conducere a cascadei RC.

Cazanele sunt protejate împotriva retururilor reci prin acțiunea vanelor amestecătoare cu trei căi motorizate amplasate la intrarea în fiecare cazan; atunci când detectorul Sr sesizează o temperatură de irigare prea mică, SRA comandă poziționarea V3C pentru a realiza amestecul unei părți din debitul de apă produs de cazan cu debitul de apă provenit din sistemul de încălzire, astfel încât temperatura de irigare să nu coboare sub valoarea minimă impusă. SRA de conducere a bateriei de cazane acționează de asemenea asupra V3C și pentru intrarea / ieșirea hidraulică din funcționare a cazanelor. Pompa de cazan poate fi oprită pe contact de sfârșit de cursă a V3C. Pentru cazanele cu capacitate termică mare - volum mare de apă, la solicitarea pentru intrarea în funcționare a cazanului, aducerea acestuia la parametri de temperatură ceruți de restul bateriei de cazane se poate face cu V3C în poziție de recirculare, cu arzătorul și pompa în funcționare: aceasta permite evitarea dereglărilor menționate în cazul sondei plasate pe ducere.

SRA realizează următoarele operațiuni:

- limitarea inferioară a temperaturii apei la intrarea în cazane, prin poziționarea vanelor amestecătoare cu trei căi în funcție de valoarea diferenței între temperatura minimă admisibilă a apei la intrarea în cazane (de exemplu 50°C, în funcție de tipul cazanului și de natura combustibilului) și temperatura efectivă indicată de senzorii amplasați la intrarea în fiecare cazan.
- reglarea temperaturii apei preparate de bateria de cazane: regulatorul de cascadă calculează temperatura necesară a apei preparate (valoarea maximă a temperaturii cerute la un moment dat de consumatorii în funcțiune), o compară cu temperatura efectivă a apei preparate (prin senzorul plasat pe conducta comună de ducere) și acționează asupra elementelor de execuție (arzătoarele cazanelor) pentru obținerea temperaturii necesare. Acțiunea asupra arzătoarelor se concretizează prin stabilirea treptelor de funcționare necesare, respectiv prin oprirea acestora. Acțiunea asupra arzătoarelor este întotdeauna însoțită de acțiuni și asupra altor elemente din sistem (pompe, vane, etc.). Acțiunea SRA urmărește de asemenea uniformizarea ducărilor de funcționare ale cazanelor de

același tip prin permutarea ciclică a ordinii de intrare în funcționare a acestora.

- comanda automată a pompelor cazanelor: pompele sunt pornite înainte de pornirea arzătoarelor, pentru uniformizarea temperaturilor din cazan și stabilirea debitului necesar de irigare; pompele sunt oprite - cu o temporizare de câteva minute - după oprirea arzătorului și închiderea completă a vanei motorizate cu trei căi.
- izolarea hidraulică a cazanului la oprire față de circuitul bateriei de cazane (aceasta se realizează prin închiderea temporizată a vanei cu trei căi aferente, după oprirea arzătorului).
- protecția cazanelor la lipsa circulației apei se asigură prin oprirea funcționării arzătoarelor atunci când debitul de apă prin cazan este insuficient (stare sesizată prin senzorul de debit).
- reglarea temperaturii agentului termic de încălzire se realizează cu regulatoare climatice diferite pentru fiecare circuit de încălzire: acestea determină, în funcție de diferența între temperatura necesară a agentului termic livrat consumatorilor de încălzire (calculată de regulatorul climatic) și temperatura sesizată de senzorul de temperatură agent termic produs prin amestec, poziția vanei de reglare cu trei căi motorizate.
- reglarea temperaturii agentului termic de încălzire livrat consumatorilor, respectiv reglarea temperaturii ACC produse se realizează ca și în schema din fig. 5.8.13.

5.8.3.2.3 Centrale termice cu mai multe cazane de același tip, cu funcționare în cascadă, cu pompă și vană de izolare cu două căi pe fiecare cazan, cu racordare decuplată prin butelie de egalizare a presiunilor și reglare independentă pentru fiecare consumator.

Schema din fig. 5.8.15 este caracterizată prin decuplarea hidraulică a zonei de producere (cazanele) de zona de distribuție și de preparare; centrala alimentează trei tipuri de consumatori, cu reglare independentă (pentru consumatorii de agent termic pentru încălzire, reglare calitativă centrală, realizată prin amestec în vane de reglare motorizate cu trei căi, iar pentru preparatorul de ACC, reglare calitativă prin amestec realizată în vana de reglare motorizată cu trei căi).

SRA de conducere a bateriei de cazane acționează asupra vanei motorizate de izolare cu două căi (V2C) pentru intrarea / ieșirea hidraulică din funcționare a cazanelor. Pompa de cazan se oprește pe contact de sfârșit de cursă a V2C. Cazanele sunt protejate împotriva retururilor reci (sesizate de detectorul Sr

amplasat la intrarea în cazan, care declanșează pornirea pompei de recirculare Pr amplasată pe by-pass, până la încadrarea temperaturii de retur în limitele acceptate), respectiv împotriva debitelor de irigare prea mici (sesizate prin detectorul de debit Sc care declanșează pornirea pompei de recirculare Pr, respectiv interzice pornirea arzătorului dacă debitul de irigare este insuficient).

SRA realizează următoarele operațiuni:

- reglarea temperaturii apei produse de bateria de cazane: regulatorul de cascada calculează temperatura necesară a apei produse (valoarea maximă a temperaturii cerute la un moment dat de consumatorii în funcțiune), o compară cu temperatura efectivă a apei produse (prin senzorul plasat pe conducta comună de ducere) și acționează asupra elementelor de execuție (arzătoarele cazanelor) pentru realizarea temperaturii necesare. Acțiunea asupra arzătoarelor se concretizează prin stabilirea treptelor de funcționare necesare, respectiv prin oprirea acestora. Acțiunea SRA urmărește și uniformizarea duratelor de funcționare ale cazanelor de același tip prin permutarea ciclică a ordinii de intrare în funcționare.

- comanda automată a pompelor cazanelor: pompele sunt pornite înainte de pornirea arzătoarelor, pentru uniformizarea temperaturilor din cazan și stabilirea debitului necesar de irigare; după oprirea arzătorului și închiderea temporizată a vanei motorizate cu două cai, pompele de cazan sunt oprite (pe contact de sfârșit de cursă a vanelor).

- scoaterea cazanului din circuitul hidraulic al bateriei de cazane la oprire (realizată prin închiderea temporizată a vanei cu două căi aferente).

- limitarea inferioară a temperaturii apei la intrarea în cazane, prin pornirea pompei de recirculare de pe by-pass pe perioada în care temperatura apei provenite din sistem este sub temperatura minimă admisibilă.

- protecția cazanelor la lipsa circulației apei se asigură prin interzicerea funcționării arzătoarelor atunci când debitul de apă prin cazan este insuficient (stare sesizată prin senzorul de debit Sc).

- reglarea temperaturii ACC produse: schema cu acumulare (compusă din schimbător de căldură, vas de acumulare, pompă de apă caldă de consum și vană de reglare cu trei căi amestecătoare) este comandată printr-o buclă de reglare de tip „închis”, cu acțiune progresivă asupra temperaturii agentului termic primar ce irigă schimbătorul. Debitul de agent termic primar este constant, temperatura acestuia fiind variată în funcție de diferența între temperatura presetată (necesară) a ACC și temperatura ACC produsă în schimbător. Regu-

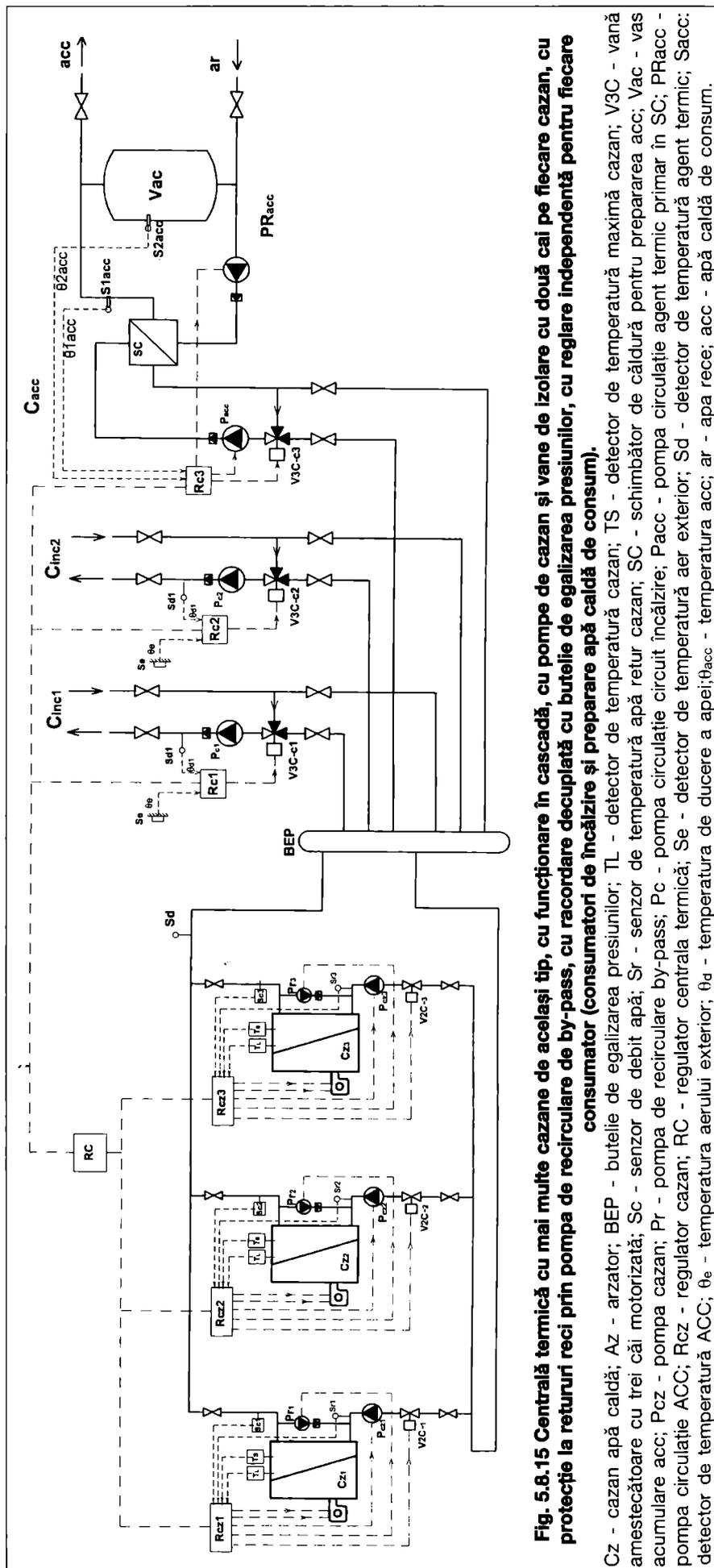


Fig. 5.8.15 Centrală termică cu mai multe cazane de același tip, cu funcționare în cascadă, cu pompe de cazan și vane de izolare cu două cai pe fiecare cazan, cu protecție la returnuri reci prin pompa de recirculare de by-pass, cu racordare decuplată cu butelie de egalizarea presiunilor, cu reglare independentă pentru fiecare consumator (consumatori de încălzire și preparare apă caldă de consum).

Cz - cazan apă caldă; Az - arzător; BEP - butelie de egalizarea presiunilor; TL - detector de temperatură cazan; TS - detector de temperatură maximă cazan; V3C - vană amestecătoare cu trei căi motorizată; Sc - senzor de debit apă; Sr - senzor de debit apă; SC - schimbător de căldură pentru prepararea acc; Vac - vas acumulare acc; Pcz - pompa cazan; Pr - pompa de recirculare by-pass; Pc - pompa circulație circuit încălzire; Pacc - pompa circulație agent termic primar în SC; PRacc - pompa circulație ACC; Rcz - regulator cazan; RC - regulator centrala termică; Se - detector de temperatură aer exterior; Sd - detector de temperatură agent termic; Sacc - detector de temperatură ACC; θ_e - temperatura aerului exterior; θ_d - temperatura de ducere a apei; θ_{acc} - temperatura acc; ar - apa rece; acc - apă caldă de consum.

latorul electronic aferent este conectat și cu traductorul de temperatură amplasat pe vasul de acumulare: în cazul în care temperatura sesizată de traductor este mai mică decât temperatura presetată de pornire (de exemplu 40°C), regulatorul comandă intrarea în funcționare a pompelor de circulație a ACC și a pompelor de circulație a agentului termic primar pentru prepararea ACC, respectiv poziționarea vanei de reglare amestecătoare pentru realizarea temperaturii necesare a ACC. La atingerea temperaturii presetate de oprire în vasul de acumulare (de exemplu 55°C-60°C) se comandă oprirea pompelor.

În varianta preparării ACC fără acumulare (fără vasul de acumulare ACC), se utilizează tot o schema de reglare în buclă închisă, comandată în acest caz doar de temperatura apei calde la ieșirea din preparatorul de ACC. Regulatorul aferent preparării de ACC comandă intrarea în funcționare a elementelor de execuție (vana amestecătoare de reglare cu trei căi, pompele de circulație a apei calde de consum și pompele de circulație a agentului termic primar pentru prepararea ACC). Regulatorul compară valoarea presetată pentru temperatura necesară a ACC (de exemplu 55°C-60°C) cu temperatura ACC preparată de schimbător și pozi-

ționează vana cu trei căi astfel încât să minimizeze diferența constatată.

Schema hidraulică prezentată poate fi utilizată și fără prezența pompelor de recirculare de by-pass, atunci când perioadele cu retururi reci sunt limitate: protecția la temperatură de irigare prea mică se realizează în acest caz prin limitarea temporară a debitelor de agent termic prelevate de consumatori (realizată prin închiderea totală sau parțială a vanelor cu trei căi din distribuție). Astfel se realizează mărirea debitului de agent termic care se recirculă prin butelia de decuplare hidraulică, până la atingerea temperaturii de regim în zona de producere.

5.8.3.2.4 Centrale termice cu mai multe cazane de același tip, cu funcționare în cascadă, cu pompă de cazan și vană de izolare cu două căi pe cazane, cu racordare decuplată prin butelie de egalizare a presiunilor și reglare independentă pentru fiecare consumator.

Schema centralei termice prezentate în fig. 5.8.16 este echipată cu cazane de același tip racordate în paralel, fără condiționări asupra temperaturii de irigare, cu pompe de cazan și vane motorizate de izolare cu două căi; distribuția fluidelor preparate se face pentru consumatori de încălzire și de preparare

ACC similar celor prezentate în fig. 5.8.14 sau 5.8.15.

SRA de conducere a bateriei de cazane acționează (cu temporizare) asupra vanei motorizate de izolare cu două căi (V2C) pentru intrarea / ieșirea hidraulică din funcționare a cazanelor. Pompa de cazan se oprește pe contact de sfârșit de cursă a V2C. Cazanele sunt rezistente la retururi reci însă, în timpul secvenței de intrare în funcționare a cazanului, se impune ca regulatorul de cascadă să aibă temporizare la anclanșarea următorului cazan, în cazul reglării în funcție de temperatura de ducere, pentru a nu se produce porniri inutile ale cazanelor. Schema poate fi concepută și cu clapete unisens în loc de vanele motorizate cu două căi, în acest caz acțiunea RC pentru intrarea / ieșirea din circuitul hidraulic a cazanelor se face asupra pompelor de cazan. Restul operațiunilor realizate de SRA sunt identice cu cele descrise pentru schemele prezentate în subcapitolele 5.8.3.2.2. și 5.8.3.2.3.

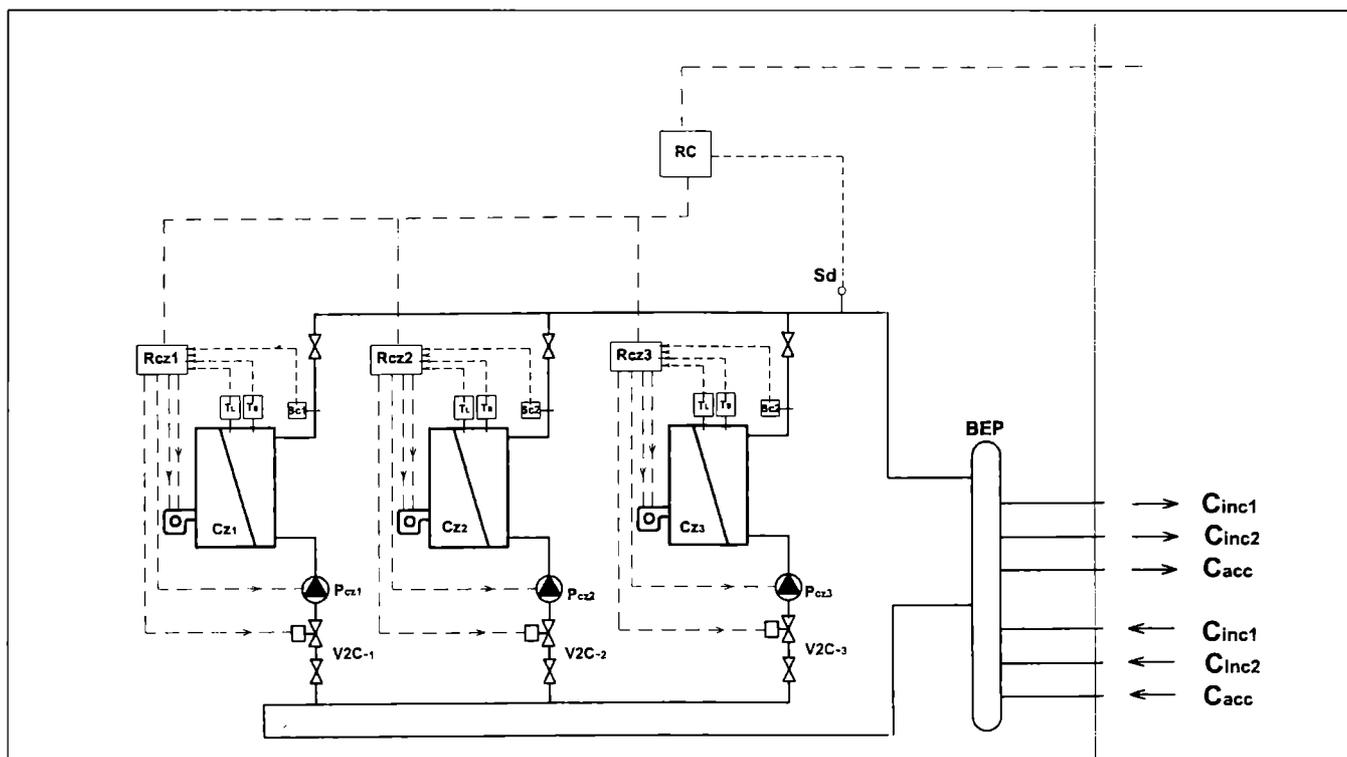


Fig. 5.8.16 Centrală termică cu mai multe cazane de același tip, cu funcționare în cascadă, cu pompe de cazan și vane de izolare cu două căi pe fiecare cazan, cu racordare decuplată cu butelie de egalizarea presiunilor, cu reglare independentă pentru fiecare consumator (consumatori de încălzire și de preparare apă caldă de consum).

Cz - cazan apă caldă; Az - arzător; BEP: butelie de egalizarea presiunilor; TL - detector de temperatură cazan; TS - detector de temperatură maximă cazan; V3C - vana cu trei căi motorizată; Sc - senzor de debit apă; Sr - senzor de temperatură apă retur cazan; SC - schimbător de căldură pentru prepararea acc; Vac - vas acumulare acc; Pcz - pompa cazan; Rcz - regulator cazan; RC - regulator centrală termică; Sd - detector de temperatură agent termic.

5.8.3.2.5 Centrală termică mixtă, cu un cazan cu recuperator și cazane standard, cu funcționare în cascadă, cu pompă și vană de izolare cu două căi pe fiecare cazan, cu racordare decuplată prin butelie de egalizare a presiunilor și reglare independentă pentru fiecare consumator.

Schema din în fig. 5.8.17 prezintă o centrală termică alcătuită din cazane de clase diferite: un cazan cu performanțe ridicate (atât la sarcini nominale cât și la sarcini parțiale - cazanul cu recuperator-condensator) și două cazane „standard” (performanțe bune la sarcini apropiate de sarcinile nominale). Conducerea bateriei de cazane se face acordând prioritate funcționării cazanului de înalt randament (care acoperă toate sarcinile variabile, tranzitorii), în timp ce cazanele standard sunt utilizate preponderent la sarcină nominală.

Regulatorul cazanului cu recuperator asigură și funcționarea recuperatorului, prin comanda asupra pompei de circulație recuperator și prin protecția acestuia la supratemperaturi și la debite de irigare prea mici. Protecția se realizează prin oprirea arzătorului cazanului în cazul depășirii limitelor prescrise.

- SRA realizează următoarele operațiuni:
- reglarea temperaturii apei preparate de bateria de cazane: regulatorul de cascădă determină temperatura necesară a apei preparate (valoarea maximă a temperaturii cerute la un moment dat de consumatorii în funcțiune), o compară cu temperatura efectivă a apei (prin senzorul plasat pe conducta comună de ducere) și acționează asupra elementelor de execuție (arzătoarele cazanelor) pentru realizarea temperaturii necesare, acordând prioritate în funcționare cazanului de înalt randament. Acțiunea asupra arzătoarelor se concretizează prin stabilirea treptelor de funcționare necesare, respectiv prin oprirea arzătoarelor. Arzătorul cazanului cu recuperator este acționat cu prioritate. Acțiunea SRA urmărește și uniformizarea duratelor de funcționare pentru cazanele „standard” prin permutarea ciclică a ordinii de intrare în funcționare a acestora.
- comanda automată a pompelor cazanelor și a recuperatorului: acestea sunt acționate înainte de pornirea arzătoarelor, pentru uniformizarea temperaturilor din cazan și stabilirea debitului necesar de irigare; după oprirea arzătorului și închiderea temporizată a vanelor motorizate cu două căi, pompele de cazan sunt oprite (pe contact de sfârșit de cursă a vanei). Pompa recuperatorului este oprită odată cu pompa cazanului aferent.

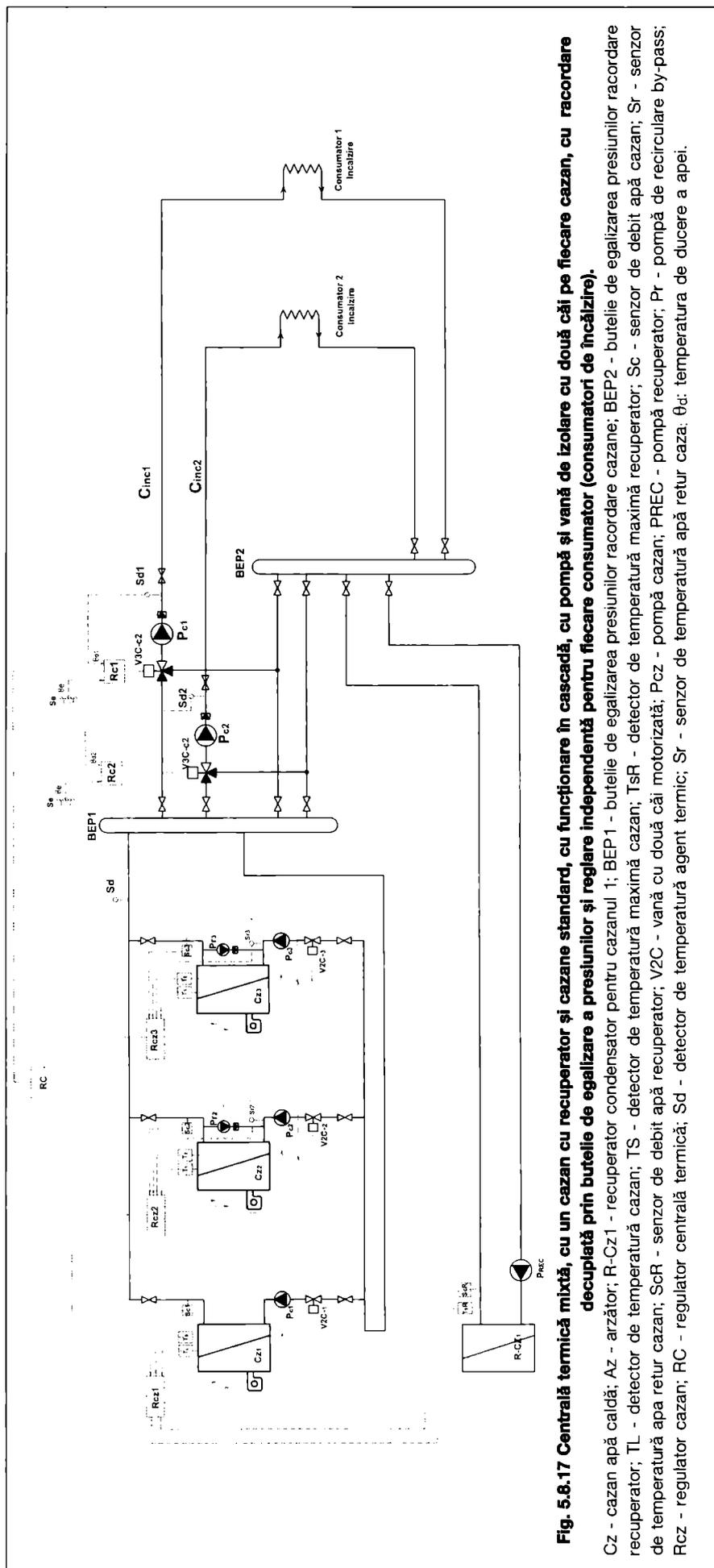


Fig. 5.8.17 Centrală termică mixtă, cu un cazan cu recuperator și cazane standard, cu funcționare în cascădă, cu pompă și vană de izolare cu două căi pe fiecare cazan, cu racordare decuplată prin butelie de egalizare a presiunilor și reglare independentă pentru fiecare consumator (consumatori de încălzire).

Cz - cazan apă caldă; Az - arzător; R-Cz1 - recuperator condensator pentru cazanul 1; BEP1 - butelie de egalizare presiunilor racordare cazane; BEP2 - butelie de egalizare presiunilor racordare cazane; BEP2 - butelie de egalizare presiunilor racordare recuperator; TL - detector de temperatură maximă cazan; TS - detector de temperatură maximă cazan; TsR - detector de temperatură maximă cazan; Sc - senzor de debit apă cazan; Sr - senzor de temperatură apă retur cazan; ScR - senzor de temperatură agent termic; V2C - vană cu două căi motorizată; Pcz - pompă cazan; PREC - pompă recuperator; Pr - pompă de recirculare by-pass; RCz - regulator cazan; RC - regulator centrală termică; Sd - detector de temperatură agent termic; Sr - senzor de temperatură agent termic; Sd - detector de temperatură agent termic; Sd - detector de temperatură agent termic; Sd - detector de temperatură agent termic.

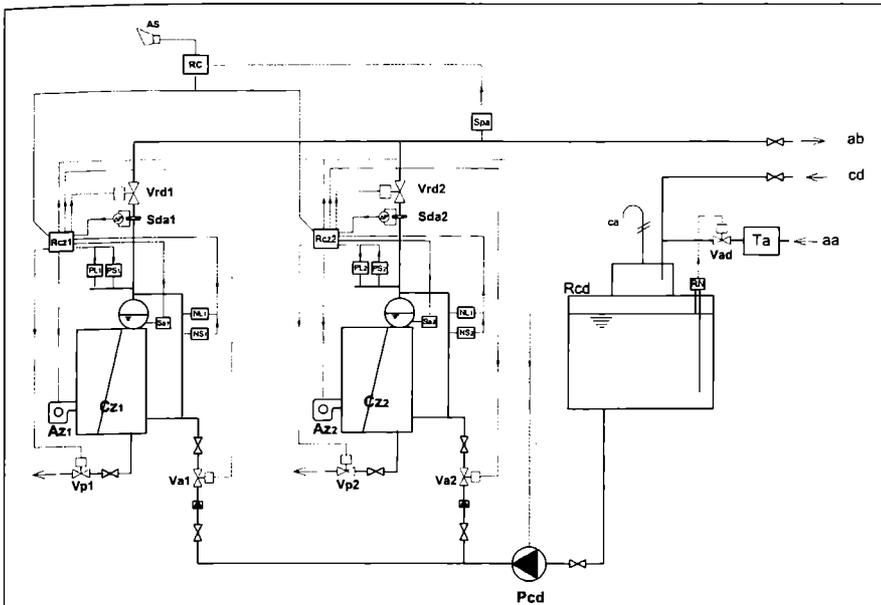


Fig. 5.8.18 Centrală termică de abur de joasă presiune cu alimentare prin pompare.

Cz: cazan; Az: arzător; Rcz: regulator cazan; RC: regulator baterie de cazane; Spa: detector de presiune abur; Sda: detector debit abur; Ss: detector de salinitate; PL: detector de presiune de lucru; PS: detector de presiune de siguranță; NL: detector de nivel apă (de lucru); NS: detector de nivel apă (de siguranță); Vrd: vană de reglare debit abur; Va: vană de alimentare cazan; Vp: vană de purjare; Pcd: pompă de alimentare cu condensat; Rcd: rezervor condensat; Ta: grup de tratare a apei de alimentare; Vad: vană de adaos apă alimentare; RN: Regulator de nivel apă în Rcd; AS: avertizor sonor; ab: abur joasă presiune; cd: condens returnat din sistem; aa: apă de alimentare.

cazan și valoarea presiunii impuse de regulatorul central (valoarea presetată a presiunii).

- menținerea nivelului necesar al apei din cazan, realizată prin acțiune asupra vanei de alimentare motorizate Va și asupra pompei de alimentare Pcd (regulatorul comandă alimentarea cu apă a cazanului, prin acțiune asupra vanei cu două cai motorizate Va și prin pornirea pompei de alimentare Pcd la atingerea nivelului minim de lucru sesizat de detectorul de nivel apă din cazan (NL); la atingerea nivelului maxim de lucru, pompa este oprită și vana închisă).
- controlul debitului de abur produs de cazan (limitarea superioară a debitului de abur produs prin acțiune asupra vanei Vrd, în funcție de debitul detectat prin senzorul Sda).
- asigurarea cazanului împotriva presiunilor prea mari (regulatorul cazanului întrerupe alimentarea cu combustibil a arzătorului la depășirea presiunii de siguranță prescrite).
- asigurarea cazanului împotriva funcționării cu nivel de apă prea scăzut (la atingerea nivelului minim de siguranță, sesizat de detectorul de nivel NS, regulatorul cazanului comandă pornirea pompei Pcd, deschiderea vanei de alimentare Va și semnalizează atingerea acestui nivel. Dacă nivelul de pericol este atins, regulatorul cazanului întrerupe alimentarea cu combustibil a cazanului - rearmare manuală-, și semnalizează atingerea acestui nivel).
- purjarea automată a cazanului (la atingerea concentrației limită a sărurilor minerale din apa din cazan- detectată prin senzorul Ss- regulatorul comandă evacuarea unei cantități prestabilite de apă din cazan).

Regulatorul Rc are rolul de a menține presiunea cerută de sistem, acționând (prin intermediul reguletoarelor Rcz) asupra cazanelor (prin stabilirea treptelor de funcționare necesare, respectiv prin oprirea acestora), în funcție de diferența între presiunea necesară a aburului și presiunea realizată de bateria de cazane (sesizată de detectorul de presiune Spa).

Alimentarea cu apă de adaos se realizează direct în rezervorul de condensat, prin acțiunea nivostatului RN asupra vanei de adaos Vad, în funcție de nivelul apei din rezervor.

- izolarea hidraulică a cazanului oprit din circuitul bateriei de cazane (realizată prin închiderea temporizată a vanei cu două cai aferente).
- protecția cazanelor la lipsa circulației apei prin acestea se asigură prin interzicerea funcționării arzătoarelor atunci când debitul de apă este insuficient (stare sesizată prin senzorul de debit al cazanului).
- protecția recuperatorului-condensator la lipsa circulației apei se asigură prin interzicerea funcționării arzătoarelor atunci când debitul de irigare este insuficient (sesizat prin senzorul de debit aferent).
- protecția recuperatorului-condensator la depășirea valorii maxime a temperaturii apei de irigare se asigură prin oprirea arzătorului cazanului de înalt randament.
- reglarea temperaturii agentului termic de încălzire livrat consumatorilor: aceasta se obține prin reglatoare climatice separate pentru fiecare circuit de încălzire. Fiecare regulator determină, în funcție de diferența între tem-

peratura necesară a agentului termic livrat consumatorilor de încălzire (calculată conform graficului de reglaj prestabilit propriu consumatorului respectiv) și temperatura sesizată de senzorul de temperatură agent termic produs prin amestec, poziția vanei de reglare cu trei cai motorizată.

5.8.3.2.6 Centrală termică pentru producerea aburului de joasă temperatură, cu două cazane cu funcționare în cascadă, cu alimentare cu condensat prin pompare.

Schema din fig. 5.8.18 prezintă o centrală termică care produce abur de joasă presiune. Cazanele sunt racordate în paralel, conducerea bateriei de cazane se face în cascadă. Reguletoarele cazanelor îndeplinesc mai multe funcții:

- menținerea presiunii necesare a aburului produs de cazan, realizată prin acțiune asupra arzătorului cazanului (regulatorul stabilește treapta de funcționare a arzătorului sau oprirea acestuia), în funcție de mărimea diferenței între presiunea aburului din

Anexa 5.1

Temperaturile medii lunare, θ_{ml} [°C] și anuale, θ_a [°C] ale aerului exterior pentru principalele localități din România (după STAS - SR 4839)

Nr. crt.	Localitatea	Altitudinea [m]	Luna												θ_a [°C]
			I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII	
		Temperaturi medii lunare, θ_{ml} [°C]													
0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
1	Adamclisi	158	-1,2	0,5	4,4	10,3	15,8	19,7	21,6	21,0	17,2	11,5	6,7	1,5	10,8
2	Alba Iulia	281	-3,3	0,3	4,7	10,5	15,5	18,6	20,5	19,7	15,5	9,9	4,0	-0,5	9,6
3	Alexandria	75	-2,7	-1,8	5,0	11,5	16,9	20,5	22,5	21,9	17,9	11,5	5,2	-0,1	10,7
4	Arad	117	-1,8	0,8	5,4	10,9	16,0	19,0	20,8	20,2	16,3	10,7	5,3	0,6	10,4
5	Bacău	184	-3,8	-1,9	2,7	9,6	15,2	18,6	20,0	19,4	15,2	9,4	4,0	-0,9	9,0
6	Baia Mare	216	-2,7	0,0	4,7	10,5	15,4	18,2	19,7	19,0	15,1	10,0	4,8	-0,2	9,5
7	Băilad	172	-3,3	-1,5	3,2	10,2	15,9	19,2	20,7	20,1	16,2	10,3	4,5	-0,5	9,6
8	Bistrița	366	-5,0	-2,1	3,1	9,1	14,3	17,0	18,3	17,6	13,5	8,0	3,2	-1,8	7,9
9	Blaj	334	-4,0	-0,7	4,4	9,9	14,7	17,6	19,1	18,7	15,1	9,3	3,8	-1,1	8,9
10	Botoșani	161	-3,8	-2,0	2,7	9,7	15,4	18,6	19,9	19,2	15,2	9,6	4,0	-0,8	9,0
11	Brașov	534	-4,9	-2,5	2,6	8,5	13,3	16,1	17,5	17,0	13,4	7,9	2,8	-1,9	7,5
12	Brăila	15	-1,4	-0,5	4,8	10,9	16,9	20,4	21,9	21,1	17,1	11,0	4,7	-0,7	10,5
13	București-Băneasa	92	-2,4	-0,1	4,8	11,3	16,7	20,2	22,0	21,2	16,9	10,8	5,2	0,2	10,6
14	Buzău	96	-2,0	0,1	4,5	11,1	16,7	20,3	22,0	21,4	17,5	11,3	5,4	0,6	10,7
15	Calafat	66	-1,8	0,9	5,7	12,1	17,4	20,8	22,8	22,1	18,1	11,7	5,8	1,1	11,4
16	Caracal	112	-2,3	0,1	5,2	11,7	17,1	20,5	22,5	21,8	17,8	11,4	5,3	0,2	10,9
17	Caransebeș	292	-1,3	1,0	5,2	10,5	15,4	18,2	19,8	19,4	15,9	10,9	5,7	0,9	10,1
18	Călărași	19	-1,4	0,7	5,3	11,8	17,0	20,8	22,5	21,7	17,5	11,6	6,2	1,3	11,2
19	Câmpina	461	-2,1	-0,7	3,2	9,2	14,2	17,5	19,0	18,3	14,5	9,0	4,4	0,1	8,9
20	Câmpulung Moldovenesc	659	-4,7	-2,9	0,8	6,5	11,9	15,0	16,4	15,6	12,1	7,0	2,1	-2,2	6,5
21	Câmpulung Muscel	680	-2,6	-1,2	2,5	8,1	12,8	15,9	17,6	17,0	13,4	8,4	3,7	-0,6	7,9
22	Cluj-Napoca	410	-3,6	-1,2	4,0	9,1	14,2	16,7	18,3	17,7	14,1	8,5	2,9	-1,2	8,3
23	Constanța	13	0,5	1,6	4,6	9,9	15,5	20,0	22,0	21,8	18,3	13,1	8,0	3,2	11,5
24	Craiova	195	-2,3	-0,1	4,7	11,1	16,6	19,8	21,9	21,3	17,4	11,1	5,0	0,1	10,6
25	Curtea de Argeș	448	-2,6	-0,8	3,5	9,4	14,4	17,5	19,2	18,4	14,5	8,7	4,0	-0,4	8,8
26	Dej	232	-2,5	0,8	4,4	10,2	15,7	18,4	19,7	18,5	15,0	8,9	4,5	-0,5	9,4
27	Deva	230	-2,8	0,3	5,2	10,4	15,1	18,0	19,7	19,2	15,5	9,8	4,5	-0,1	9,6
28	Dorohoi	240	-4,3	-2,6	1,9	9,0	15,0	18,0	19,4	18,7	14,9	9,2	3,5	-1,4	8,4
29	Drăgășani	280	-1,5	0,3	5,0	11,3	16,3	19,5	21,6	21,1	17,5	11,6	5,6	0,7	10,8
30	Făgăraș	428	-5,0	-2,3	3,0	8,7	13,8	16,6	18,1	17,4	13,6	7,9	2,7	-2,0	7,7
31	Focșani	60	-3,8	-1,8	3,5	10,0	15,7	19,2	21,6	20,9	16,7	10,5	4,1	-1,1	9,6
32	Galați	71	-2,5	-0,6	4,0	10,8	16,6	20,2	22,0	21,4	17,2	11,1	5,3	0,3	10,5
33	Giurgiu	24	-2,3	0,1	5,4	12,1	17,5	20,9	22,7	21,9	17,6	11,5	5,6	0,5	11,1
34	Grivița (jud. Ialomița)	51	-2,6	-0,5	4,3	11,0	16,8	20,3	21,9	21,1	16,9	10,9	5,1	0,2	10,5
35	Gura Honț (jud. Arad)	177	-2,0	0,9	5,4	10,3	15,4	18,2	19,8	18,8	15,4	10,2	4,9	0,6	9,8
36	Huși	97	-3,2	-1,5	3,1	10,4	16,4	19,7	21,2	20,6	16,1	10,0	4,4	-0,3	9,7
37	Iași	102	-3,7	-1,8	3,0	10,3	16,1	19,2	20,5	19,9	15,9	10,0	4,3	-0,6	9,4
38	Joseni	750	-8,4	-5,7	-0,6	6,0	11,3	14,3	15,7	14,9	11,2	5,4	0,2	-5,0	4,9
39	Lugoj	123	-1,4	1,3	5,6	10,9	15,8	18,7	20,4	19,8	15,9	10,8	5,8	1,0	10,4
40	Mangalia	6	0,9	1,8	4,5	9,5	14,9	19,4	21,5	21,4	18,0	13,0	8,2	3,6	11,4
41	Medgidia	50	0,2	2,0	4,5	10,8	17,0	20,7	22,1	21,5	18,0	11,5	8,7	1,9	11,6
42	Miercurea Ciuc	707	-6,1	-2,0	-1,2	7,2	12,5	15,2	16,5	15,5	11,9	6,2	1,5	-3,8	6,1
43	Odorheiul Secuiesc	525	-4,1	-1,6	-2,9	8,6	13,6	15,8	17,7	16,6	12,9	7,9	3,1	-1,6	7,7
44	Oradea	137	-2,0	0,6	5,2	10,8	15,8	18,7	20,5	19,9	16,1	10,6	5,2	0,4	10,2
45	Oravița	20	-0,3	1,8	6,0	11,1	15,9	18,7	20,4	20,3	17,0	12,0	6,6	1,8	10,9
46	Păltiniș-Sibiu	1454	-4,4	-3,9	-1,0	3,4	8,3	11,1	12,8	12,8	9,8	5,9	1,4	-2,4	4,5
47	Petroșani	607	-3,0	-0,8	2,8	7,8	12,6	15,4	17,0	16,4	12,9	8,1	3,4	-0,9	7,6
48	Piatra Neamț	314	-3,4	-1,8	2,4	9,1	14,6	17,8	19,2	18,7	15,0	9,5	4,0	-0,7	8,7
49	Pitești	306	-1,9	-0,3	4,1	10,1	15,2	18,6	20,3	19,6	15,9	10,1	4,9	0,3	9,7
50	Ploiești	177	-2,5	-0,5	4,2	10,6	16,0	19,4	21,1	20,6	16,6	10,5	4,9	0,0	10,1
51	Poiana Stampei	820	-7,4	-5,2	-1,3	4,3	9,7	12,6	14,0	13,5	9,8	4,7	-1,4	-4,9	4,0
52	Predeal	1090	-5,2	-4,1	-0,8	4,5	9,6	12,7	14,2	13,6	10,2	5,4	1,1	-3,1	4,8
53	Râmnicu Sărat	152	-1,8	-0,1	4,3	11,0	16,6	20,1	21,7	21,1	17,0	11,0	5,6	0,8	10,6
54	Râmnicu Vâlcea	243	-1,7	0,5	5,1	11,0	15,8	19,1	20,9	20,1	16,3	10,5	5,3	0,5	10,3
55	Reșița	226	-1,1	0,6	5,2	11,4	15,8	19,3	21,5	21,2	17,6	12,1	7,0	1,9	10
56	Satu Mare	123	-3,2	-0,5	4,5	10,2	15,4	18,4	19,9	19,1	15,1	9,5	4,3	-0,3	9,4
57	Sebeș	253	-3,6	-0,5	4,5	10,0	14,9	17,9	19,5	18,9	15,1	8,9	3,8	-0,8	9,1

0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
58	Sf. Gh. Deltă	3	1,2	2,2	4,3	10,6	16,3	20,6	22,2	21,6	18,0	11,7	5,4	2,9	11,4
59	Sibiu	443	-4,0	-1,1	3,8	9,4	14,2	17,1	18,7	18,1	14,4	8,9	3,7	-1,1	8,5
60	Sighișoara	352	-4,3	-1,5	4,5	9,1	14,1	17,1	18,7	17,6	13,8	8,7	2,9	-1,3	8,3
61	Sinaia 1500	1500	-5,4	-5,2	-2,2	2,7	7,6	10,6	12,3	12,1	9,2	4,8	0,5	-3,3	3,6
62	Slatina	165	-2,7	-0,5	4,8	10,9	16,1	19,8	22,1	21,7	17,7	11,7	5,1	0,0	10,6
63	Slobozia	27	-2,7	-0,9	4,7	10,6	16,3	19,9	22,5	21,8	17,7	11,8	5,5	0,2	10,6
64	Suceava	350	-4,7	-3,1	1,2	8,0	13,7	16,7	18,1	17,5	13,8	8,3	2,9	-2,0	7,5
65	Sulina	2	-0,4	0,5	3,6	9,8	15,8	20,4	22,7	22,3	18,6	12,7	7,7	3,0	13,4
66	Timișoara	86	-1,6	1,2	5,8	11,2	16,3	19,4	21,1	20,4	16,5	11,0	5,6	0,8	10,6
67	Târgoviște	296	-2,1	-0,3	4,0	10,2	15,4	18,8	20,6	19,8	15,9	13,5	4,8	0,8	10,1
68	Târgu Jiu	203	-2,3	0,2	5,0	11,0	16,0	19,1	21,0	20,2	16,1	10,1	4,7	-0,2	10,1
69	Târgu Mureș	308	-4,4	-1,4	4,2	10,0	15,0	17,9	19,3	18,7	14,8	9,0	3,8	-1,2	8,8
70	Târgu Neamț	384	-3,2	-1,1	2,5	9,4	15,0	18,0	19,4	18,1	14,2	9,0	3,5	-0,6	8,7
71	Târgu Ocna	243	-2,7	-1,0	3,3	9,8	15,1	18,3	19,8	19,2	15,4	9,8	4,6	-0,1	9,3
72	Târgu Secuiesc	569	-5,8	-3,5	1,4	7,6	12,8	15,7	17,1	16,6	12,9	7,3	2,1	-2,9	6,8
73	Tecuci	57	-3,1	-1,1	3,6	10,5	16,2	19,7	21,2	20,4	16,2	10,2	4,6	-0,3	9,8
74	Tulcea	41	-0,9	0,6	4,4	10,8	16,6	20,6	22,2	21,4	17,0	11,3	6,4	1,7	11,0
75	Turda	424	-4,1	-1,1	3,9	9,5	14,7	17,4	19,0	18,6	15,0	9,4	3,4	-1,5	8,7
76	Turnu Măgurele	31	-2,2	0,3	5,5	12,3	17,6	21,0	22,9	22,0	17,8	11,4	5,4	0,5	11,2
77	Turnu Severin	70	-0,9	1,3	5,9	12,0	17,2	20,6	22,6	22,2	18,2	12,0	6,2	1,5	11,6
78	Urziceni	55	-2,4	-0,4	4,5	11,2	16,9	20,4	22,1	21,3	17,2	10,9	5,1	0,2	10,6
79	Vaslui	120	-2	0,4	3	11,1	17,4	19,9	20,8	19,7	16,7	9,5	5,5	0,7	10,2
80	Vatra Dornei	802	-5,7	-4,0	0,4	5,2	10,5	13,9	15,3	14,4	10,9	6,1	1,2	-4,0	5,4
81	Zalău	295	-2,4	-0,2	4,8	10,2	15,1	17,9	19,6	19,0	15,3	10,2	4,8	-0,1	9,5

Anexa 5.2

Durata, temperatura medie exterioară și limitele perioadei de încălzire.
Valoarea gradelor-zile pentru $\theta_i = 20\text{ }^\circ\text{C}$

Nr. crt.	Localitatea	Alti- tudinea [m]	Durata perioadei de încălzire [zile]	Limitele de perioadei de încălzire		Tempe- ratura medie exterioară [°C]	Grade-zile pentru temperatura interioară de 20 °C
				Începe la	Sfârșește la		
0	1	2	3	4	5	6	7
1	Alba Iulia	281	190	08.10	16.04	1,6	3 460
2	Alexandria	75	160	26.10	04.04	2,4	3 150
3	Arad	117	166	22.10	06.04	2,8	3 020
4	Bacău	184	190	09.10	06.04	1,0	3 630
5	Baia Mare	216	176	16.10	10.04	2,5	3 350
6	Bârlad	172	180	16.10	14.04	1,8	3 460
7	Bistrița	366	186	10.10	14.04	2,0	3 850
8	Blaj	334	178	18.10	14.04	1,8	3 530
9	Botoșani	161	186	10.10	14.04	1,0	3 630
10	Brașov	534	196	06.10	20.04	1,4	4 030
11	Brăila	15	166	24.10	08.04	2,2	3 170
12	București	92	174	18.10	10.04	2,3	3 170
13	Buzău	96	168	20.10	06.04	2,4	3 150
14	Calafat	66	162	22.10	02.04	2,6	2 980
15	Caracal	112	160	26.10	04.04	2,4	3 100
16	Caransebeș	292	170	18.10	06.04	2,8	3 180
17	Călărași	19	164	26.10	08.04	2,7	3 010
18	Câmpina	461	170	22.10	10.04	2,4	3 530
19	Câmpulung-Moldovenesc	659	232	24.09	14.05	0,4	4 270
20	Câmpulung-Muscel	680	196	06.10	20.04	1,4	3 820
21	Cluj-Napoca	410	186	10.10	14.04	2,0	3 730
22	Constanța	13	167	01.11	16.04	3,5	2 840
23	Craiova	195	166	20.10	04.04	2,0	3 170
24	Curtea de Argeș	448	196	06.10	20.04	1,4	3 540
25	Deva	230	176	14.10	08.04	2,7	3 300
26	Dorohoi	240	186	10.10	14.04	1,0	3 850
27	Făgăraș	428	190	08.10	16.04	1,5	3 930
28	Focșani	60	176	16.10	10.04	1,7	3 350
29	Galați	71	171	20.10	10.04	1,9	3 190
30	Giurgiu	24	160	26.10	04.04	2,4	3 030
31	Huși	97	190	09.10	06.04	1,0	3 420
32	Iași	102	182	12.10	12.04	1,5	3 510
33	Lugoj	123	160	22.10	06.04	3,5	3 100
34	Mangalia	6	167	01.11	16.04	3,5	2 880
35	Medgidia	50	167	01.11	16.04	3,5	2 960
36	Miercurea Ciuc	707	222	26.09	06.05	0,3	4 250
37	Oradea	137	166	22.10	06.04	2,8	3 150
38	Păltiniș-Sibiu	1454	232	20.09	10.05	0,4	5 170
39	Petroșani	607	204	02.10	24.04	1,9	3 960
40	Piatra-Neamț	314	210	01.10	28.04	2,1	3 560
41	Pitești	306	182	12.10	12.04	2,2	3 420
42	Ploiești	177	170	22.10	10.04	2,4	3 390
43	Predeal	1090	232	20.09	10.05	0,4	5 090
45	Râmnicu-Sărat	152	168	20.10	06.04	2,4	3 170
46	Râmnicu Vâlcea	243	178	18.10	14.04	2,7	3 120
44	Reșița	226	170	18.10	06.04	2,8	2 920
47	Roman	193	190	09.10	06.04	1,0	3 700
48	Satu Mare	123	176	16.10	10.04	2,5	3 370
49	Sf. Gheorghe Deltă	3	172	26.10	16.04	3,2	3 180
50	Sibiu	443	184	12.10	14.04	2,1	3 660
51	Sighișoara	352	190	08.10	16.04	1,3	3 640
52	Sinaia 1500	1500	224	24.09	06.05	1,3	5 650
53	Slatina	165	166	20.10	04.04	2,0	3 200
54	Slobozia	27	164	24.10	06.04	2,0	3 150
55	Suceava	350	186	10.10	14.04	1,0	4 080
56	Sulina	2	172	26.10	16.04	3,2	3 000
58	Târgoviște	296	182	12.10	12.04	2,2	3 390

0	1	2	3	4	5	6	7
57	Timișoara	86	170	20.10	08.04	3,2	3 180
59	Târgu Jiu	203	174	16.10	08.04	2,3	3 390
60	Târgu Mureș	308	190	08.10	16.04	1,6	3 540
61	Târgu Ocna	243	184	13.10	14.04	1,6	3 410
62	Tulcea	41	172	20.10	10.04	2,6	3 070
63	Turda	424	186	10.10	14.04	2,0	3 560
64	Turnu Măgurele	31	164	26.10	08.04	2,7	3 010
65	Turnu Severin	70	158	20.10	02.04	2,8	2 810
66	Urziceni	55	174	18.10	10.04	2,3	3 170
67	Vaslui	120	190	9.10	06.04	1,0	3 570
68	Vatra Dornei	802	232	24.09	14.05	0,4	4 580
69	Zalău	295	186	10.10	14.04	2,0	3 300

ANEXA 5.3. Rezervoare metalice tipizate de IPCT - caracteristici generale.

Nr. crt.	Denumirea	Tip	Schița	Capacitatea nominală [l]	Domeniul de utilizare	Observații	Nr. planșă*
1	Rezervoare metalice paralelipipedice	TIP A orizontal		160 250 400 630 800	Rezervor pentru depozitarea lichidelor având $\gamma \leq 1000 \text{ daN/m}^3$ la presiunea atmosferică. Poate fi folosit ca: - rezervor de apă; - rezervor pentru produse petroliere; - vas de expansiune deschis; - rezervor de condensat sau alte utilizări.	Gama de tipodimensiuni a fost stabilită în conformitate cu STAS 8491. Soluțiile constructive sunt realizate din tablă subțire și cu întăritură din bandă din oțel, cornier și profil „U” tip lași.	67/101-03 67/101-4 67/101-5
		TIP B vertical					1 000 1 600 2 000 2 500 3 100 4 000
2	Rezervoare metalice cilindrice	TIP C orizontal		5 000 6 300	Rezervor de zi pentru depozitarea produselor petroliere fluide STAS 54 și STAS 240.	Poziția mufelor este informativă în proiectul de adaptare putându-se da și alte poziții.	67/111-01 67/111-2 67/111-4
		TIP D vertical					67/111-01 67/111-3 67/111-4
3	Rezervoare metalice și accesorii pentru utilizare ca rezervor de zi pentru combustibil lichid	TIP A		5 000 10 000 16 000 20 000 25 000 31 500 40 000 50 000	Rezervor depozit pentru combustibil lichid fluid STAS 54 și STAS 240.	Rezervorul este prevăzut cu filtru propriu de alimentare.	67/301-1 67/301-2 67/301-3
		TIP C					67/311-1
4	Rezervoare depozit pentru combustibil lichid	-					67/350-01 67/355-3
5	Rezervoare metalice și accesorii pentru utilizare ca rezervor de condensat	TIP A,B orizontal		160 250 400 630 800 1 000 1 600 2 000 2 500 3 150 4 000 5 000 6 300	Rezervor deschis (la presiunea atmosferică) pentru colectarea condensatului; folosind indicatorul de nivel cu plutitor. Pentru alte sisteme privind indicarea nivelului, rezervorul se va adapta corespunzător.	Poziția racordurilor este indicativă. Ea poate fi schimbată cu respectarea condițiilor din planșele de detalii.	67/370-1 67/370-2
		TIP C orizontal					67/371-1
6	Rezervoare metalice și accesorii pentru utilizare ca vas de expansiune deschisă	TIP A orizontal		160 250 400 630 800 1 000 1 600 2 000 2 500 3 150 4 000 5 000 6 300	Rezervor pentru preluarea dilatării apei în instalațiile cu apă caldă până la 95 °C.	Poziția racordurilor este indicativă. Ea poate fi schimbată cu respectarea condițiilor din planșele de detalii.	67/300-1
		TIP B vertical					67/381-1
		TIP C orizontal					67/381-2
		TIP D vertical					

* Nr. conform catalog rezervoare tipizate IPCT



I. Instalații de încălzire

Capitolul 6 Echipamente și materiale

6



6.1. Corpuri de încălzire

6.1.1. Criterii privind utilizarea corpurilor de încălzire

Corpurile de încălzire sunt schimbătoare de căldură alimentate cu agent termic apă sau abur, care emit căldură prin radiație și convecție și servesc la încălzirea încăperilor. Senzația de confort a ocupanților încăperii este mai bună în cazul corpurilor de încălzire ce prezintă o cotă de radiație mai mare.

Utilizarea unuia sau altuia dintre tipurile de corpuri de încălzire ce se găsesc pe piață este decisă de beneficiarul instalației de încălzire, în funcție de destinația clădirii și de o serie de criterii relative la corpul de încălzire. Pentru clădirile civile (de locuit, sociale, culturale administrative etc) corpurile de încălzire se judecă în raport cu următoarele criterii specifice: estetica, performanța termică, prețul, durabilitatea, rezistența la șocuri și lovituri, compatibilitatea metalului corpului de încălzire cu alte metale din instalație, posibilitățile de igienizare, ușurința montării, cantitatea de manoperă pe șantier etc.

La alegerea corpului de încălzire pentru încăperi de producție, se urmărește și adecvarea corpului de încălzire la specificul activității și la particularitățile de mediu ale încăperii.

După caz, corpul de încălzire va trebui să îndeplinească următoarele calități:

- rezistența mecanică la lovituri;
- rezistența la acțiunea corosivă a mediului;
- posibilități de curățire ușoară în medii încărcate cu pulberi, praf, scame etc. (se evită corpurile de încălzire cu convecție puternică, respectiv corpurile cu aripioare);

Tabelul 6.1.1. Parametrii maximi de lucru ai agentului încălzitor și presiunea de încercare pentru radiatoarele din fontă românești

Radiator din fontă	Agentul încălzitor	Temperatura maximă de lucru [°C]	Presiunea maximă de lucru [bar]	Presiunea de încercare (conf. STAS) [bar]
STAS 7363	apă	140	6	11
	abur	151	4	
STAS 7364	apă	115	5	8
	abur	133	2	

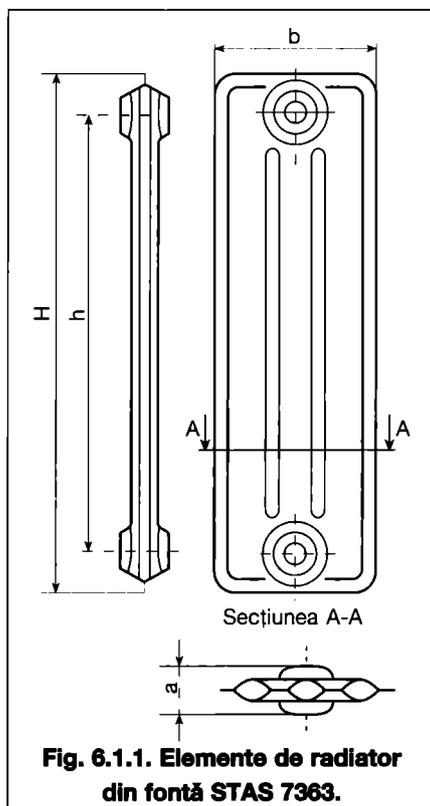


Fig. 6.1.1. Elemente de radiator din fontă STAS 7363.

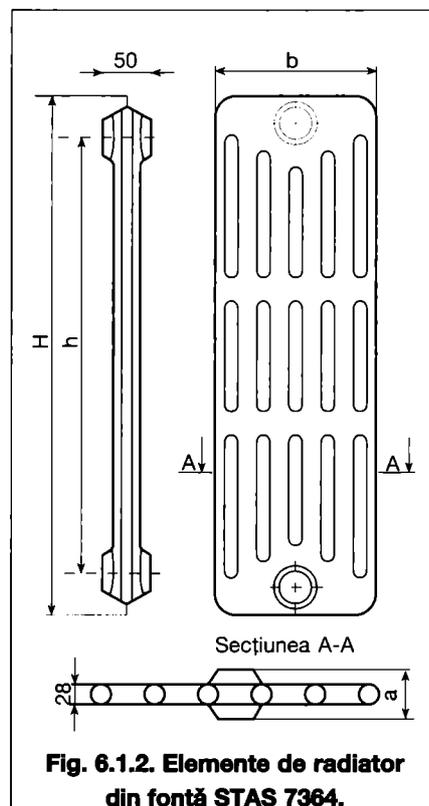


Fig. 6.1.2. Elemente de radiator din fontă STAS 7364.

Tabelul 6.1.2. Caracteristicile constructive și termice ale radiatoarelor din fontă românești

1) Conform STAS 11984, 1 m² de suprafață echivalentă termic cedează 504 W în condițiile: agent încălzitor 95/75 °C, temperatura interioară a încăperii $\theta_i = 20$ °C;

2) Valabil pentru radiatoarele fabricate după anul 1987.

Tipul	Înălțimea		Lățimea b	Lungimea elem. a	Racor- durile D	Nr. colo- nelor	Volu- mul interior	Masa	Supra- fața de încăl- zire (vopsită)	Suprafața echiv. termic A _{echiv}	Puterea termică nominală (conform STAS 1797/2)	
	h	H									apă caldă ΔT = 60 K	abur ΔT = 80 K
	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[in]	—	[l/elem]	[kg/elem]	[m ² /elem]	[m ² /elem]	[W/elem]	[W/elem]
radiatoare cu coloane eliptice unite (STAS 7363)												
300/3-60	300	388	250	60	1 1/4	3	1,1	6,7	0,21	0,248	112	164
500/2-60	500	591	150	60		2	0,9	5,8	0,19	0,225	106	156
600/2-60	600	691	150	60		2	1,05	6,9	0,225	0,265	125	183
600/3-60	600	678	200	60		3	1,6	9,3	0	0,335	152	223
600/3-75	600	684	200	75		3	—	10,5	0,315	0,371	168	247
radiatoare cu coloane circulare libere (STAS 7364)												
218/9	218	300	350	50	1 1/4	9	0,9	8	0,25	0,276	124	182
472/4	472	541,5	142	50		4	0,7	5,7	0,19	0,223	101	148
472/6	472	541,5	218	50		6	1,1	8,1	0,28	0,314	142	208
624/4	624	693,5	142	50		4	0,8	6,6	0,24	0,282	128	188
624/6	624	693,5	218	50		6	1,3	10,2	0,36	0,390	177	200
777/4	777	846	142	50		4	1,5	8,5	0,29	0,328	148	217
777/6	777	846	218	50		6	1	12	0,44	0,476	216	317

- temperatura superficială sub limita de asigurare precizată prin reglementările în vigoare (I.13 etc.), în cazul încăperilor cu pericol de explozie

6.1.2. Clasificarea corpurilor de încălzire

După materialul din care sunt confecționate, corpurile de încălzire pot fi din: fontă, aluminiu, oțel, cupru etc. după proporția convecție-radiație din totalul emisie termică, se disting corpuri ce emit căldură:

- prin radiație și prin convecție, cum sunt radiatoarele de orice fel și țevile cu aripioare;
- aproape exclusiv prin convecție, din care fac parte convectoarele.

După modul de realizare, corpurile de încălzire pot fi: din elemente, din panouri de tablă, simple sau multiple, cu sau fără aripioare, din țevi netede (tubulare); din țevi și tablă.

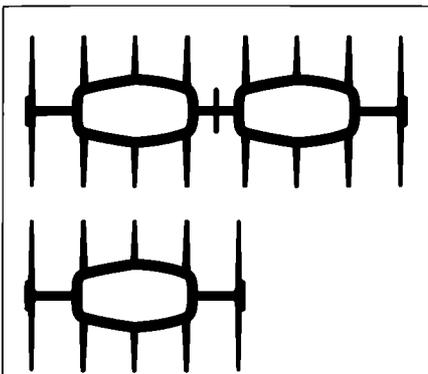


Fig. 6.1.3. Secțiuni transversale prin elemente de radiator din aluminiu având 1 și respectiv 2 coloane.

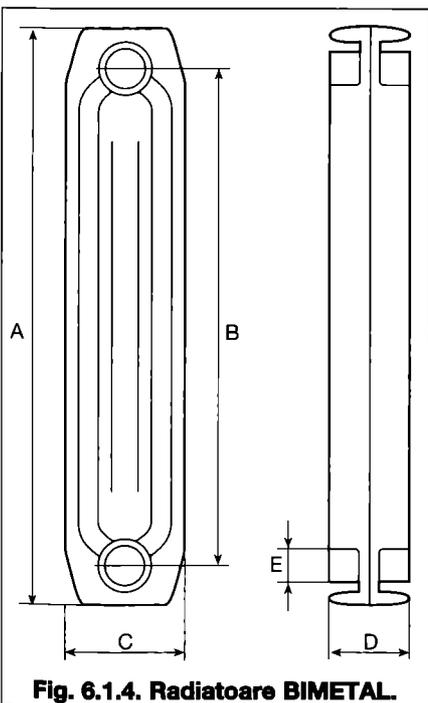


Fig. 6.1.4. Radiatoare BIMETAL.

6.1.3. Radiatoare din elemente

Se realizează prin asamblarea demontabilă (cu nipluri) sau nedemontabilă (prin sudură) a unor elemente de radiator identice, confecționate - după caz - din fontă, tablă din oțel, aluminiu, aliaj de aluminiu etc.

Agentul încălzitor circulă prin coloanele elementului, care pot fi în număr de 2, 3, 4, 6 sau 9.

Sunt aplicate, în mod curent, în clădirile civile, dar și în anexele clădirilor industriale.

6.1.3.1 Radiatoare din fontă

Elementele de radiator din fontă produse în România sunt de 2 feluri:

- cu coloane unite, de secțiune eliptică, STAS 7363, (fig. 6.1.1); ele pot avea 2 sau 3 coloane;
- cu coloane libere, de secțiune circulară, STAS 7364, (fig. 6.1.2); pot avea 4, 6 sau 9 coloane.

Parametrii maximi de lucru în func-

ționarea acestor radiatoare sunt dați în tabelul 6.1.1., iar caracteristicile constructive și termice, în tabelul 6.1.2.

Exponentul caracteristicii termice (exponentul de reglare) este, după ultimele cercetări, $n = 1,3$ (valoare recomandată), față de $n = 4/3$ (valoare tradițională, conform STAS 1797/2), (exponentul n caracterizează variația fluxului unitar q de căldură al corpului de încălzire în funcție de modificarea diferenței medii de temperatură ΔT între agentul termic și aerul încălzit, adică:

$$\Phi = q_n (\Delta T / \Delta T_n)^n,$$

în care:

q_n - este fluxul termic unitar de căldură

ΔT_n - este diferența medie de temperatură pentru condiții nominale:

$$\theta_d = 90^\circ\text{C}; \theta_r = 70^\circ\text{C}; \theta_i = 20^\circ\text{C}.$$

6.1.3.2. Radiatoare din aluminiu

Elementele de radiator din aluminiu sau din aliaj de aluminiu se obțin prin turnare sub presiune sau prin extrudare. Ele pot avea 1,2 sau mai multe coloane prin care circulă agentul încălzitor; pe

Tabelul 6.1.3. Caracteristicile constructive și termice ale radiatoarelor BIMETAL

Tipul	Înălțime		Lățime C	Lun- gime L	Racor - duri D	Conținut de apă V	Masă M	Puterea termică nominală ($\Delta T=60\text{ K}$) Φ_n	Suprafața echiv. termic (STAS 11984) A_{echiv}
	totală A	între axe B							
	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[in]	[l/elem]	[kg/elem]	[W/elem]	[m ² /elem]
C 500	580	500	110	75	1	0,210	1,9	154,2	0,340
C 600	680	600				0,227	2,1	170,3	0,376
CF 300	380	300	110	75	1	0,193	1,2	106,6	0,235
CF 500	580	500				0,210	1,9	156,0	0,344
CF 600	680	600				0,227	2,1	177,2	0,391
CF 700	780	700				0,245	2,3	200,0	0,442
CF 800	880	800				0,280	2,5	220,1	0,486
S 360	360	300				140	75	1 1/4	0,223
S 580	570	500	128	0,304	2,25	148,0			0,327
S 680	670	610	128	0,319	2,7	170,1			0,376

Tabelul 6.1.4. Caracteristicile constructive și termice ale radiatoarelor din oțel DIN (după DIN 4703/1)

Înălțimea		Lățime b	Masa +25/-8% [kg/elem]	Suprafața de încălzire A [m ² /elem]	Puterea termică nominală $\Delta T = 60\text{ K}$ Φ_n [W/elem]
totală h_1	între axe racord h_2				
[mm]	[mm]	[mm]	[kg/elem]	[m ² /elem]	[W/elem]
300	200	160	1,02	0,105	50
		250	1,54	0,16	77
400	350	110	1,05	0,105	55
		160	1,46	0,155	74
		220	1,99	0,21	99
600	500	110	1,37	0,14	73
		160	1,96	0,205	99
1000	900	220	2,68	0,285	128
		110	2,32	0,24	122
		160	3,3	0,345	157
		220	4,53	0,48	204

suprafața externă sunt mai multe aripioare de diverse forme și dimensiuni care conferă fiecărui model constructiv individualitatea sa (fig. 6.1.3).

Sunt vopsite din fabrică în alb (RAL 9010) sau în alte culori, specificate de producător.

Elementele se îmbină între ele prin

nipluri din oțel sau fontă, cu filet stânga-dreapta și se etanșează cu garnituri din clingherit, elastomeri etc. Dopurile și reducțiile folosite la aceste radiatoare sunt din oțel sau fontă.

Agentul încălzitor este, de regulă, apa caldă cu temperatura maximă 110 °C și presiunea maximă de 6 bar. Exponentul

de reglare are valori indicate de producător (de regulă, $n = 4/3$ sau 1,30).

Un exemplu îl constituie radiatoarele BI-METAL, produse de SIRAL SA - București și SIRA SRL - Italia (fig. 6.1.4 și tab. 6.1.3).

Elementul de radiator are două coloane subțiri, la interiorul cărora există o inserție de țevă din oțel D 13 x 1,3 mm, prin care circulă apa. După forma aripioarelor, există trei tipuri de elemente: C, CF și S.

Pentru evacuarea aerului și a gazelor degajate din apă, necesită un robinet de dezaerisire montat pe radiator.

Radiatoarele din aluminiu prezintă ca avantaje: aspect estetic modern; puteri termice mari pe unitate de lungime; spațiu redus ocupat în încăpere; masă mică (de cca 4 ori mai redusă decât a radiatoarelor din fontă); manoperă redusă pe șantier și montare ușoară; se livrează vopsite din fabrică în culori plăcute.

Dezavantajele radiatoarelor din aluminiu constau din: durată de viață mai mică decât a radiatoarelor din fontă; preț de achiziție mare [lei/kW]; nu rezistă la șocuri și lovituri; pot prezenta zgomote în funcționare, provocate de aerul și gazele degajate în apă și neevacuate corect; necesită uneori un tratament al apei cu inhibitori speciali, contra degajărilor de hidrogen; incompatibilitate cu unele metale (împreună cu corpul formează pile electrice).

Se utilizează în instalațiile de încălzire cu agent termic apă caldă cu temperatura maximă de 95 °C (sau 110 °C, la unele tipuri) și presiunea maximă de

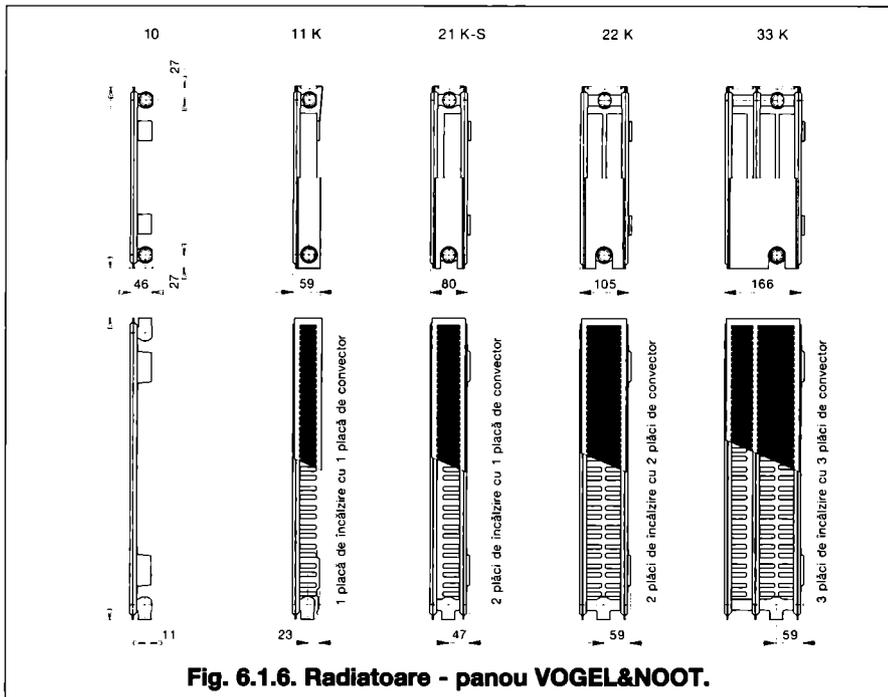


Fig. 6.1.6. Radiatoare - panou VOGEL&NOOT.

Tabelul 6.1.5. Caracteristicile constructive și termice ale radiatoarelor-panou VOGEL&NOOT.

Tip	Înălțime totală [mm]	Conținut de apă [l/m]	Masă [kg/m]	Racorduri Nr. buc. x D	Suprafața de încălzire (vopsită) A [m ² /m]	Putere termică nominală la $\Delta T=60\text{ K}$ Φ_n [W/m]	Constanta radiatorului [n]
10	300	2,0	6,74	4x 1/2"	0,750	439	1,274
	400	2,6	8,74		0,970	561	1,283
	500	3,3	10,74		1,190	678	1,292
	600	3,7	12,74		1,345	792	1,301
	900	5,1	18,74		2,007	1114	1,305
11K	300	2,0	10,30	4x 1/2"	1,395	720	1,330
	400	2,6	13,83		1,771	904	1,342
	500	3,3	17,31		2,147	1078	1,354
	600	3,7	20,84		2,493	1246	1,366
	900	5,1	31,42		3,371	1708	1,383
21K-S	300	3,9	15,98	4x 1/2"	2,136	1067	1,327
	400	5,0	21,40		2,729	1335	1,334
	500	6,1	26,78		3,322	1586	1,342
	600	7,1	32,20		3,822	1822	1,349
	900	10,2	48,46		5,351	2468	1,371
22K	300	3,9	19,11	4x 1/2"	2,999	1395	1,329
	400	5,0	26,06		3,832	1737	1,353
	500	6,1	32,92		4,665	2056	1,377
	600	7,1	39,87		5,446	2357	1,400
	900	10,2	60,72		7,385	3151	1,423
33K	300	6,0	28,59	4x 1/2"	4,483	1990	1,331
	400	7,6	39,00		5,729	2479	1,357
	500	9,4	49,27		6,975	2930	1,383
	600	10,8	59,68		8,113	3350	1,410
	900	15,6	90,91		10,914	4406	1,422

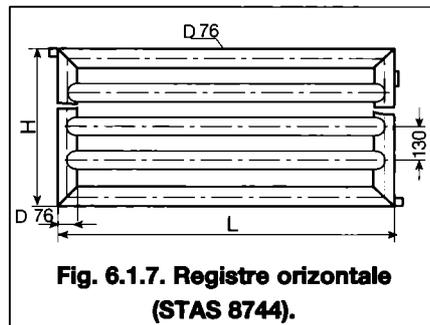


Fig. 6.1.7. Registre orizontale (STAS 8744).

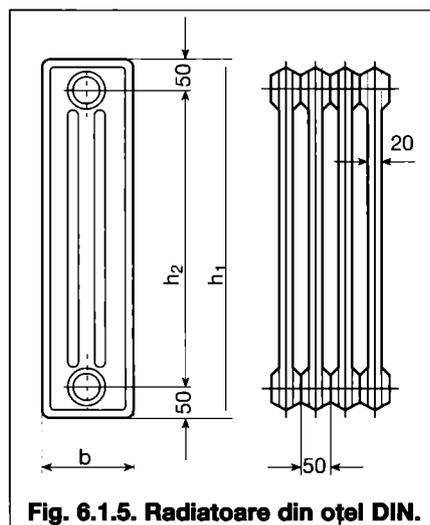


Fig. 6.1.5. Radiatoare din oțel DIN.

6 bar. Exponentul lor de reglare este, de regulă, $n = 4/3$.

6.1.3.3 Radiatoare din oțel

Sunt radiatoare asemănătoare cu cele din fontă. Elementele se confec-

ționează din tablă ambutisată, sudată pe contur și prin puncte între coloane. Se îmbină între ele prin sudură și cu nipluri. În funcție de presiunea și de temperatura maxime de utilizare, se fabrică tipuri de construcție normală și respectiv specială.

Un astfel de tip de corp de încălzire îl constituie radiatorul din tablă DIN ale cărui caracteristici termice și constructive sunt prezentate în figura 6.1.5 și tabelul 6.1.4 (după DIN 4703/1).

Parametrii maximi ai agentului încălzitor (apă caldă sau fierbinte) sunt următorii în funcție de tipul de construcție:

- normală: $\theta_{max} = 110\text{ }^{\circ}\text{C}$ și $P_{max} = 4\text{ bar}$;
- specială: $\theta_{max} = 140\text{ }^{\circ}\text{C}$ și $P_{max} = 6\text{ bar}$.

Radiatoarele din oțel au ca principale avantaje: aspect plăcut; finisaje de calitate a suprafețelor prin vopsirea în fabrică în culori plăcute; masă moderată (de cca 3 ori mai mică decât a celor din fontă); rezistență la șocuri și lovituri; se montează ușor; manoperă redusă pe șantier; se pot curăța de praf, preț de achiziție mic [lei/kW].

Ca dezavantaje ale radiatoarelor din oțel, se pot enumera: puteri termice pe unitate de lungime mici sau moderate la unele tipuri constructive; spațiu mai mare necesar montării în încăpere; durata de viață scăzută sau medie, din cauza coroziunii (pentru mărirea duratei de viață, condițiile de exploatare trebuie să fie foarte strict supravegheate și să se trateze apa cu inhibitori de coroziune); preț specific mare [lei/kW an de funcționare]; cheltuieli mai mari în exploatare (pentru inhibitori și pentru înlocuirea radiatoarelor corodate).

Se utilizează în aceleași categorii de clădiri ca și radiatoarele din fontă.

6.1.4. Radiatoare-panou

Sunt corpuri de încălzire plate, confecționate din tablă din oțel de foarte bună calitate, cu grosimea de 1,25 (1,30) mm. Prin ambutisare și prin sudarea tablei pe contur și în câmp, rezultă un panou plat cu 2 colectoare și mai multe canale de circulație a apei. Panoul poate fi sau nu prevăzută la spate cu aripioare ondulate de tablă din oțel subțire (cca 0,4 mm), prinse prin sudură. Cuplând în paralel 2 sau 3 panouri așezate unul în spatele celuilalt se realizează mai multe tipuri constructive.

Majoritatea tipurilor constructive de radiatoare-panou au și un capac superior perforat și două rame laterale.

Pe spatele radiatorului se află sudate 4 sau 6 urechi de prindere necesare la montare; la unele radiatoare, aceste urechi de prindere pot lipsi, rolul lor la montare fiind asigurat de decupaje speciale practicate în ramele laterale ale radiatorului.

Tabelul 6.1.6. Caracteristicile constructive ale registrelor orizontale STAS 8744

Lungimea registrului L [mm]	Numărul de țevi orizontale						
	2	3	4	5	6	7	8
	Înălțimea de gabarit H [mm]						
	206	336	466	596	726	856	986
Lungimea totală de țevă [m]							
576	1,260	1,944	2,628	3,312	3,996	4,680	5,364
826	1,760	2,694	3,628	4,562	5,496	6,430	7,364
1076	2,260	3,444	4,628	5,812	6,996	8,180	9,364
1326	2,760	4,194	5,628	7,062	8,496	9,930	11,364
1576	3,260	4,944	6,628	8,312	9,996	11,680	13,364
2076	4,260	6,444	8,628	10,812	12,996	15,180	17,364
2576	5,260	7,944	10,628	13,312	15,996	18,680	21,364
3076	6,260	9,444	12,628	15,812	18,996	22,180	25,364
3576	7,260	10,944	14,628	18,312	21,996	25,680	29,364
4076	8,260	12,444	16,628	20,812	24,996	29,180	33,364
4576	9,260	13,944	18,628	23,312	27,996	32,680	37,364
5076	10,260	15,444	20,628	25,812	30,996	36,180	41,364
Suprafața de încălzire A [m ²]							
576	0,30	0,46	0,63	0,79	0,95	1,12	1,28
826	0,42	0,64	0,87	1,09	1,31	1,53	1,76
1076	0,54	0,82	1,10	1,39	1,67	1,95	2,23
1326	0,66	1,00	1,34	1,69	2,03	2,37	2,71
1576	0,78	1,18	1,58	1,98	2,39	2,79	3,19
2076	1,02	1,54	2,06	2,58	3,10	3,62	4,14
2576	1,26	1,90	2,54	3,18	3,82	4,46	5,10
3076	1,49	2,25	3,01	3,77	4,52	5,29	6,05
3576	1,73	2,61	3,49	4,37	5,25	6,13	7,01
4076	1,97	2,97	3,97	4,97	5,97	6,96	7,96
4576	2,21	3,33	4,45	5,56	6,68	7,80	8,92
5076	2,45	3,69	4,92	6,16	7,40	8,63	9,87
Masa [kg]							
576	6,8	10,5	14,2	17,9	21,6	25,3	29,0
826	9,5	14,6	19,6	24,6	29,7	34,7	39,8
1076	12,2	18,6	25,0	31,4	37,8	44,2	50,6
1326	14,9	22,6	30,4	38,1	45,9	52,6	61,3
1576	17,6	26,7	35,8	44,9	54,0	63,1	72,1
2076	23,0	34,8	46,6	58,4	70,2	81,9	93,7
2576	28,4	42,9	57,4	71,9	86,3	100,8	115,3
3076	33,8	51,0	68,2	85,4	102,5	119,7	136,9
3576	39,2	59,1	79,0	98,9	118,7	138,6	158,5
4076	44,6	67,2	89,8	112,3	134,9	157,5	180,1
4576	50,0	75,3	100,6	125,8	151,1	176,4	201,7
5076	55,4	83,4	111,4	139,3	167,3	195,3	223,3

Tabelul 6.1.7. Puterea termică nominală Φ_n [W/m] de țevă, a registrelor și serpentinelor

Corpul de încălzire	Puterea termică nominală pentru:	
	apă ($\Delta T = 60\text{ K}$)	abur ($\Delta T = 80\text{ K}$)
	[W/m]	[W/m]
Registre verticale din țevă D 76 mm	139,4	199,7
Registre orizontale din țevă D 76 mm	153,9	220,5
Serpentine din țevă D 42,5 mm	96,8	138,7

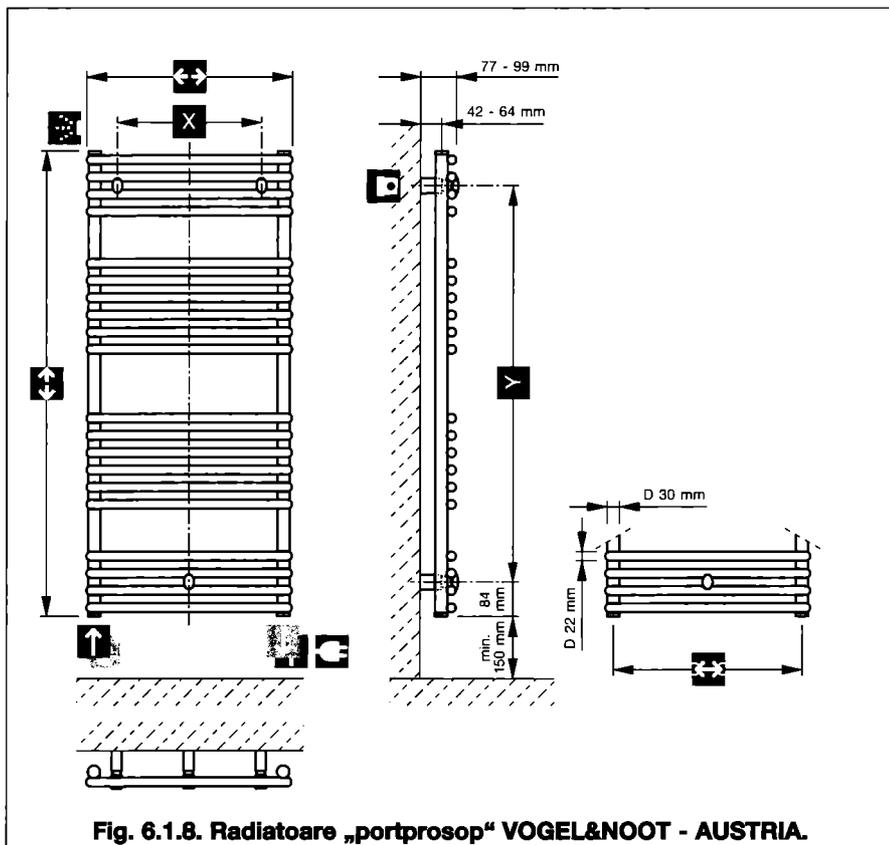


Fig. 6.1.8. Radiatoare „portprosop” VOGEL&NOOT - AUSTRIA.

Prin diverse procedee de tratare a tablei din oțel, radiatorului i se poate conferi o rezistență sporită la coroziune.

Gama înălțimilor de fabricație poate fi foarte variată: de la 300 la 900 mm și uneori și peste această valoare, iar lungimile pot varia de la 300 la 3000 mm, în trepte normalizate și precizate de fiecare producător în prospectul produsului.

Radiatoarele-panou sunt livrate la lungimile solicitate de beneficiar, din gama normată, gata vopsite - de regulă - cu vopsea RAL 9010 (alb) și însoțite de diverse accesorii pentru montare.

Parametrii maximi ai agentului termic utilizat (apa caldă) sunt în mod curent 110 °C și respectiv 6 bar. Există și radiatoare ce admit presiuni până la 10 bar. Presiunea de încercare este precizată de furnizor în prospectul produsului.

Un exemplu de radiatoare-panou îl constituie radiatoarele produse de firma austriacă VOGEL&NOOT, prezentate în fig. 6.1.6. și caracteristicile tehnice și constructive în tabelul 6.1.5.

Gama de fabricație cuprinde 5 înălțimi constructive (300, 400, 500, 600 și 900 mm) și 19 lungimi constructive (400, 520, 600, 720, 800, 920, 1000, 1120, 1200, 1320, 1400, 1600, 1800, 2000, 2200, 2400, 2600, 2800 și 3000 mm).

Parametrii maximi ai agentului termic utilizat sunt: presiune de lucru maximă $P_{max} = 10$ bar, temperatura de regim maximă $\theta_{max} = 110$ °C. Exponentul de reglare este $n = 1,30$.

Avantajele și dezavantajele radiatoarelor-panou sunt aceleași cu cele prezentate de radiatoarele din oțel (§ 6.1.3.3).

Radiatoarele-panou se utilizează de regulă în clădirile civile.

Tabelul 6.1.8. Caracteristicile constructive și termice ale radiatoarelor „portprosop” DELLA (VOGEL&NOOT-AUSTRIA)

Model	Înălțime [mm]	Lungime [l/m]	Distanța între axe [mm]	Putere termică nominală la $\Delta T=60$ K Φ_n [W]	Conținut de apă [l]	Masă [kg]	Racorduri Nr. buc. x D
DELLA	700	400	360	359	2,3	5,2	4x1/2"
		500	460	425	2,7	5,9	
		600	560	500	3,1	6,7	
		750	710	612	3,7	8,0	
		900	860	722	4,3	9,2	
	1100	400	360	542	3,7	7,8	
		500	460	640	4,1	9,2	
		600	560	753	4,8	10,5	
		750	710	916	5,7	12,4	
	1800	900	860	1074	6,7	14,3	
		400	360	813	5,7	12,2	
		500	460	975	6,5	14,6	
600		560	1146	7,5	16,7		
			750	710	1397	8,9	19,7
			900	860	1641	10,4	22,8

Tabelul 6.1.9. Dimensiunile și caracteristicile radiatorului MAIOR

Element MAIOR	90	100	120	140	160	180	200
A - Distanța între axe [mm]	900	1000	1200	1400	1600	1800	2000
B - Înălțime totală [mm]	966	1066	1266	1466	1666	1866	2066
C - Lățimea [mm]	90	90	90	90	90	90	90
D - Lungimea [mm]	80	80	80	80	80	80	80
Racord [in]	G1						
Masa [kg]	1,86	2,02	2,32	2,62	2,92	3,22	3,52
Conținut de apă [l]	0,43	0,47	0,55	0,62	0,70	0,78	0,86
Putere termică nominală (după prospect) [W]	235	253	290	327	364	400	437

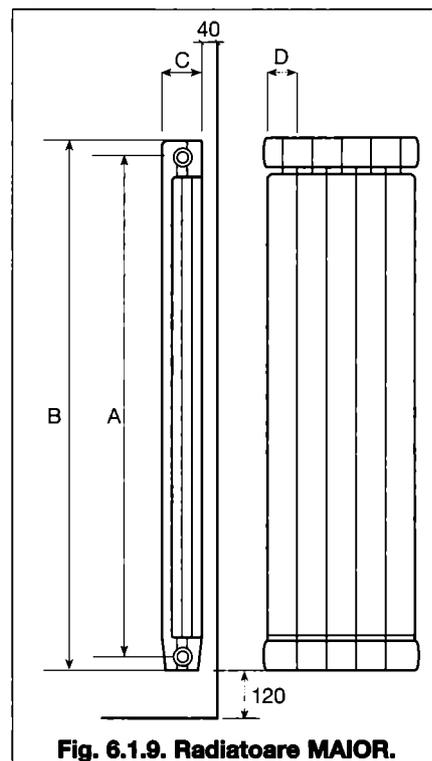


Fig. 6.1.9. Radiatoare MAIOR.

6.1.5. Corpuri de încălzire tubulare

Sunt realizate, de regulă, cu țevi netede din oțel, în construcție sudată. După forma constructivă, există registre și serpentine; ele se prevăd cu mufe sau flanșe.

sunt robuste și se pot igieniza (curăți) cu ușurință. În schimb, prezintă puteri termice mici sau medii pe unitate de lungime de corp și sunt mai puțin spectaculoase decât alte corpuri de încălzire.

6.1.5.1 Serpentine

Sunt corpuri de încălzire cu țeava

din oțel netedă, având diametrul uzual între 40 și 80 mm. Presiunea maximă de utilizare este de 16 bar iar temperatura maximă de 150 °C (uneori 200 °C). Agenții termici pot fi apa caldă și apa fierbinte; exponentul de reglare pentru serpentine este $n = 5/4$ (conform STAS 1797/3).

Ele sunt utilizate curent la încălzirea clădirilor industriale, a atelierelor, garajelor, depozitelor, serelor etc.

6.1.5.2 Registre clasice

Sunt corpuri cu țevi netede din oțel cu diametrul uzual între 50 și 80 mm. Presiunea maximă de utilizare este de 16 bar iar temperatura maximă de 150 °C. Agenții termici pot fi apa caldă, apa fierbinte sau aburul. Exponentul de reglare pentru registre este $n = 5/4$ (conform STAS 1797/3).

După modul de așezare a țevilor, registrele pot fi orizontale și verticale.

Registrele verticale pot fi cu unul (I) sau cu două (II) rânduri de țevi.

Caracteristicile constructive și termice ale registrelor orizontale STAS 8744 sunt prezentate în fig. 6.1.7. și în tabelele 6.1.6. și 6.1.7.

6.1.5.3 Corpuri de încălzire speciale pentru grupuri sanitare

Denumite curent „radiatoare port-prosoap”, ele se realizează din țevi rotunde sau aplatizate, de mici dimensiuni. Materialul țevilor poate fi: oțel, oțel inoxidabil, aluminiu și altele. Presiunea maximă de utilizare este, de regulă, de 6 bar și temperatura maximă de 110 °C. Exponentul de reglare al acestor radiatoare este $n = 1,30$.

Se utilizează curent în băi și grupuri sanitare la clădiri de locuit, hoteluri, piscine etc.

În fig. 6.1.8. și respectiv în tabelul 6.1.8. sunt prezentate caracteristicile constructive și termice ale unui model produs de firma VOGEL&NOOT din Austria. O caracteristică a acestor radiatoare este ca pot fi dotate și cu un element termoelectric, astfel că ele pot fi utilizate și în perioada fără agent termic.

Gama de fabricație cuprinde 3 înălțimi constructive (400, 1100 și 1800 mm) și 5 lungimi constructive (400, 500, 600, 750 și 900 mm).

Parametrii maximi ai agentului termic utilizat sunt: presiune de lucru maximă $P_{max} = 10$ bar, temperatura de regim maximă $\theta_{max} = 110$ °C. Exponentul de reglare este $n = 1,30$.

Pentru a rezolva problema încălzirii grupurilor sanitare (care dispun de spații reduse), se pot folosi și radiatoarele MAIOR confecționate din aluminiu, care au forma unor registre cu lățimi de până la 100 mm. Ele sunt executate de firma NOVA FLORIDA și se livrează

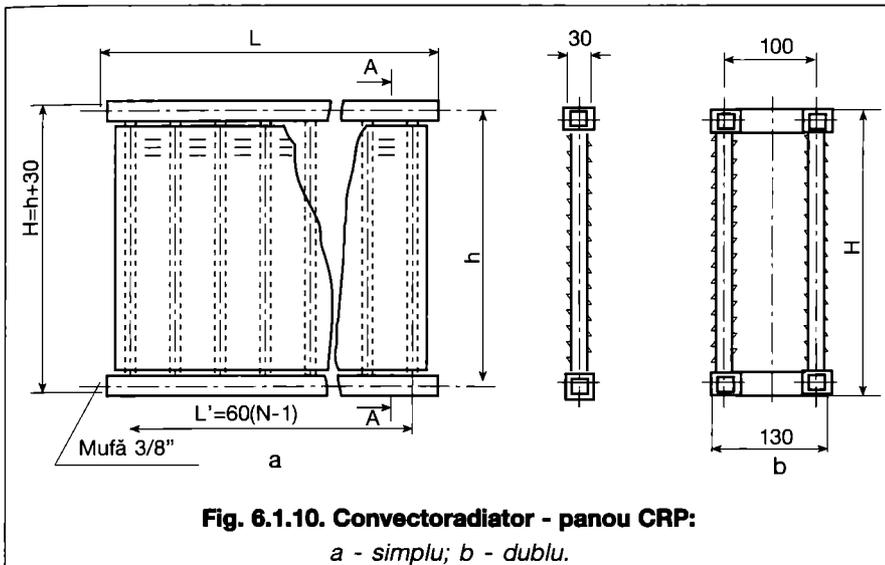


Fig. 6.1.10. Convector radiator - panou CRP:

a - simplu; b - dublu.

Tabelul 6.1.10. Valorile coeficientului de corecție c_t pentru diverse valori ΔT (exponent de reglare $n = 4/3$)

Notă: Valorile din coloanele 0 - 9 se adaugă la cele din coloana ΔT

Ex. Pentru 47 K se citește pe rândul 40, în coloana 7: $c_t = 0,723$

ΔT [K]	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
30	0,398	0,415	0,433	0,452	0,470	0,488	0,507	0,526	0,545	0,564
40	0,583	0,603	0,622	0,642	0,662	0,682	0,702	0,723	0,743	0,764
50	0,785	0,806	0,827	0,848	0,869	0,891	0,912	0,934	0,956	0,978
60	1,000	1,022	1,045	1,067	1,090	1,112	1,135	1,158	1,180	1,204
70	1,228	1,251	1,274	1,298	1,322	1,346	1,369	1,393	1,418	1,442
80	1,466	1,491	1,515	1,540	1,564	1,589	1,614	1,639	1,664	1,689
90	1,715	1,740	1,766	1,791	1,817	1,843	1,868	1,894	1,920	1,946
100	1,973	1,999	2,025	2,052	2,078	2,105	2,132	2,158	2,185	2,212
110	2,239	2,266	2,294	2,321	2,348	2,376	2,403	2,431	2,458	2,486

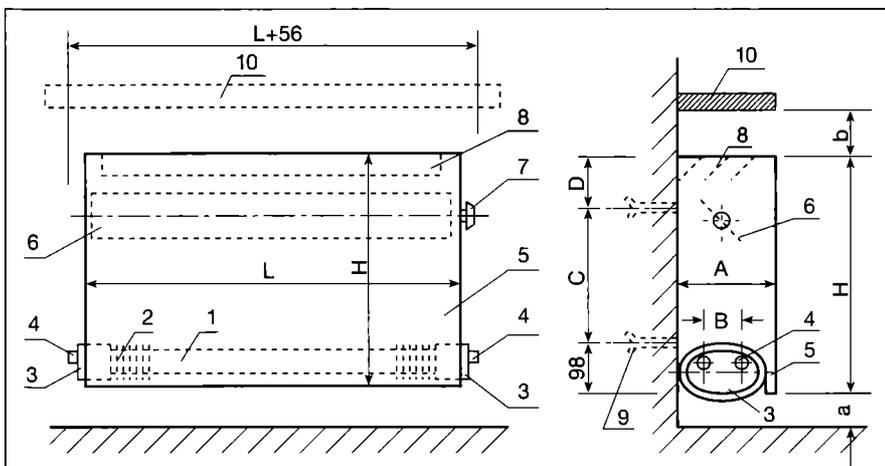


Fig. 6.1.11. Convector:

1 - țevi încălzitoare; 2 - aripioare; 3 - distribuitor (colector); 4 - racord de intrare (ieșire); 5 - mască; 6 - clapetă de reglare; 7 - buton de acționare a clapetei; 8 - jaluzele; 9 - dibluri; 10 - glaf;

a și b ≥ 100 mm. cotele A, B, C, D, H și L depind de tipul convectorului.

Tabelul 6.1.11. Caracteristicile constructive și termice ale convectoarelor-panou CRP

Tipul	Înălțime		Lățimea	Nr. de țevi verticale	Pasul țevilor verticale	Racorduri D	Volumul interior	Masa informativă	Suprafața de încălzire	Suprafața echiv. termică (STAS 11984)	Puterea termică	
	între axele radiator h	totală H									apă caldă $\Delta T = 60 K$	abur $\Delta T = 80 K$
	[mm]	[mm]	[mm]	[buc]	[mm]	[in]	[l/elem]	[kg/elem]	[m ² /elem]	[m ² /elem]	[W/elem]	[W/elem]
CRP-I-472	472	502	30	4 - 28	60	3/8	0,125	1,00	0,137	0,124	57	91
CRP-I-624	624	654					0,145	1,18	0,179	0,16	73,3	117
CRP-I-777	777	807					0,16	1,38	0,221	0,193	88,4	141
CRP-II-472	472	502	100	4 - 28	60	1/2	0,25	2,00	0,274	0,224	101,6	164
CRP-II-624	654	654					0,29	2,37	0,288	0,288	130,4	210
CRP-II-777	777	807					0,32	2,76	0,346	0,346	156,9	253

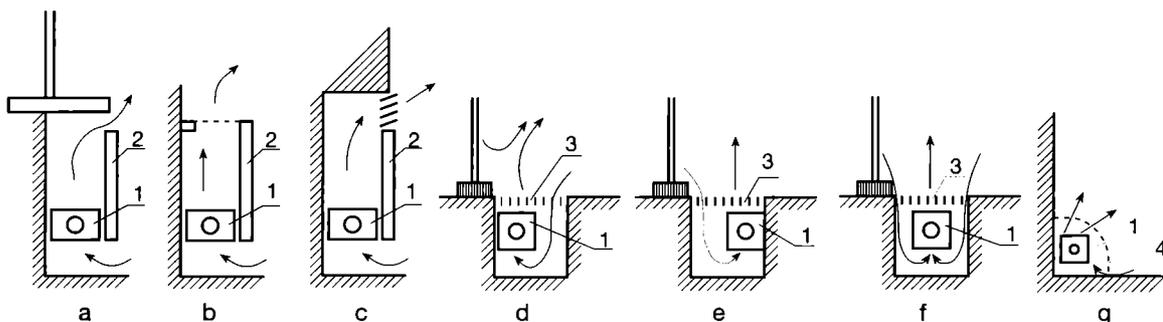


Fig. 6.1.12. Posibilități de amplasare a convectoarelor:

a - sub glaful ferestrei; b - în fața peretelui; c - în nișă; d, e, f - în pardoseală; g - la plintă

1 - element încălzitor; 2 - mască; 3 - orificii în pardoseală; 4 - mască cu orificii.

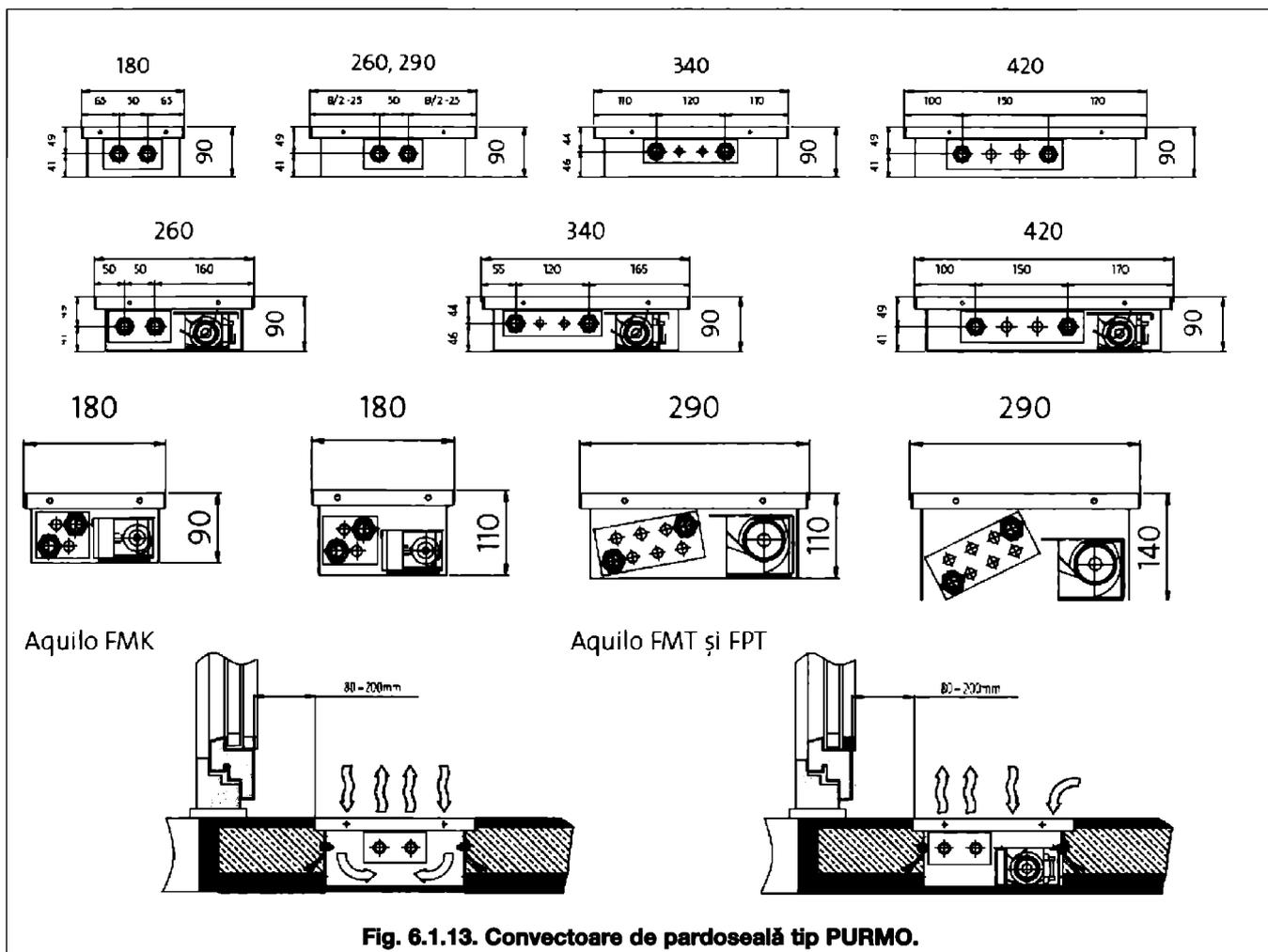


Fig. 6.1.13. Convectoare de pardoseală tip PURMO.

în blocuri de 3, 4, 5 și 6 elemente. Dimensiunile, caracteristicile termice pentru condițiile standard ($\theta_d = 90^\circ\text{C}$, $\theta_r = 70^\circ\text{C}$ și $\theta_i = 20^\circ\text{C}$) și modul de montare sunt prezentate în figura 6.1.9 și tabelul 6.1.9.

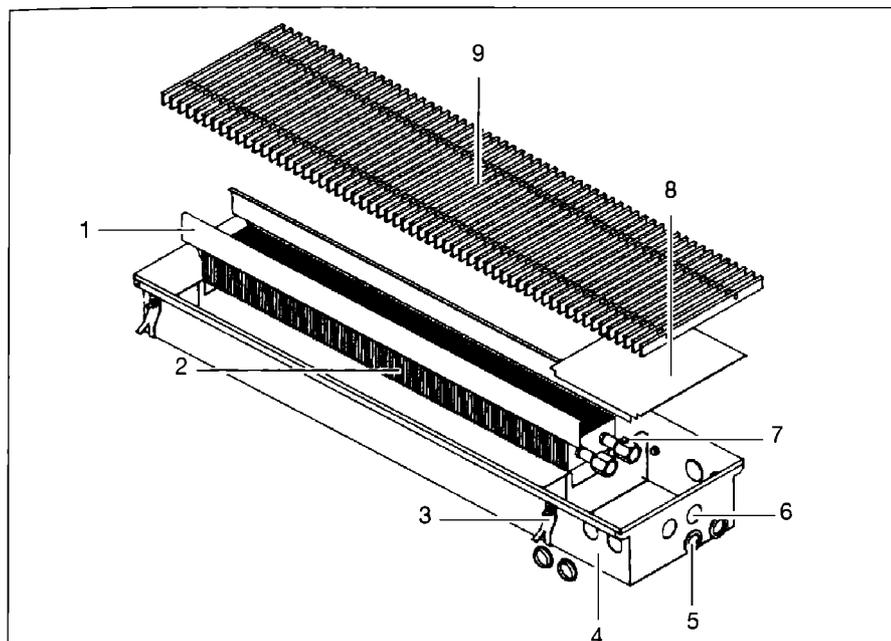


Fig. 6.1.13.A. Convector Aquilo FMK fără ventilator.

1 - Tablă de convecție pentru creșterea puterii de încălzire și a siguranței de utilizare; 2 - Schimbător de căldură ce conține conducte de cupru, lamele din aluminiu, totul acoperit cu lac negru; 3 - Ancore pentru beton; 4 - Casetă convectorului, (zincată pe ambele părți, tablă lăcuită); 5 - Rozete din cauciuc pentru protecția legăturilor instalației electrice; 6 - Zona racord pentru bransarea convectorului la instalația de încălzire centrală (orificii perforate); 7 - Dezaerator; 8 - Tablă de mascare a bransamentului la instalația de încălzire centrală; 9 - Grilă transversală rului (fag sau stejarbălțuit, neprelucrat sau lăcuit, duraluminiu, oțel inoxidabil) sau grilă longitudinală (duraluminiu).

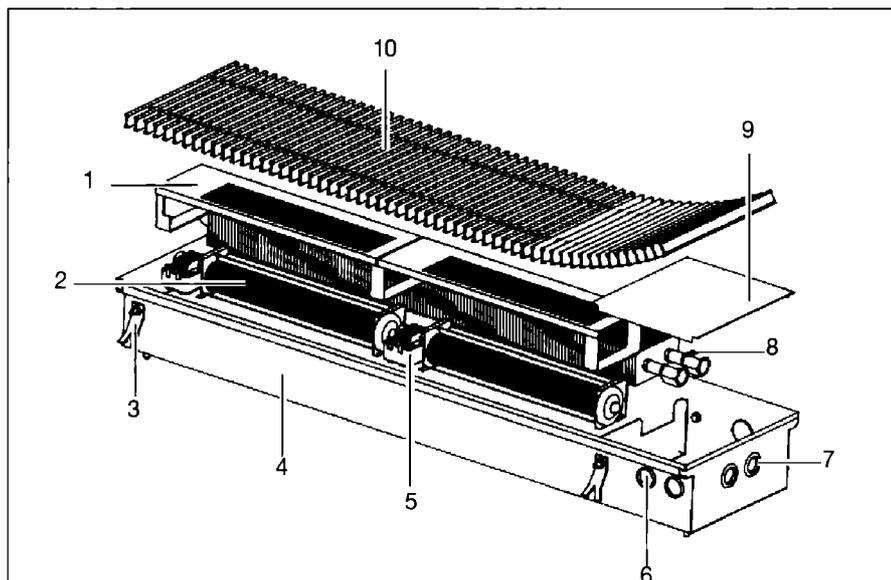


Fig. 6.1.13.B. Convector Aquilo FMT cu ventilator.

1 - Capacul ventilatorului; 2 - Ventilator; 3 - Ancore pentru beton; 4 - Casetă convectorului (zincată pe ambele părți, tablă lăcuită); 5 - Motorul ventilatorului; 6 - Rozete din cauciuc pentru protecția legăturilor instalației electrice; 7 - Zona racord pentru bransarea convectorului la instalația de încălzire centrală (orificii perforate); 8 - Dezaerator; 9 - Tablă de mascare a bransamentului la instalația de încălzire centrală; 10 - Grilă transversală rului (fag sau stejarbălțuit, neprelucrat sau lăcuit, duraluminiu, oțel inoxidabil) sau grilă longitudinală (duraluminiu).

Pentru alți parametri decât cei standard, pentru calculul puterii termice reale cedate de un radiator se are în vedere și tabelul 6.1.10, în care sunt prezentați coeficienții de corecție c_r (§ 6.1.9.2).

6.1.6. Radiatoare din țevă și tablă

Cunoscute adesea sub denumirea de „convectori radiatoare”, ele includ o gamă largă de modele constructive realizate din elemente confecționate din țevă și tablă asamblate nedemontabil (prin sudare), fiind prevăzute cu racorduri, mufe sau flanșe.

Prezintă avantajul unor puteri termice medii sau mari pe unitate de lungime de corp. Ca dezavantaje: igienizarea este dificilă și se pot deteriora ușor prin lovire.

Un astfel de corp este convectoriadiatorul-panou CRP (STAS 12908), (fig. 6.1.10 și tab. 6.1.11).

Se compune dintr-un registru de țevi din oțel peste care sunt sudate două foi de tablă subțire (panouri), prevăzute cu numeroase fante înclinate ce activează convecția. Se racordează la instalație prin mufe sau flanșe. Poate avea de la 4 la 28 de elemente, un element având lungimea de 60 mm.

Agentul încălzitor poate fi apa cu temperatură de maximum 150°C și presiunea de maximum 16 bar, sau abur cu temperatura până la 151°C (4 bar).

Exponentul de reglare al acestor corpuri este $n = 1,28$ (CRP simple) și $n = 4/3$ (CRP duble). După cercetări mai recente, se recomandă o valoare unică $n = 1,30$.

6.1.7. Convectoare

Acestea (fig. 6.1.11) se compun, în general, din:

- elementul încălzitor constituit din una sau mai multe țevi, prevăzute cu aripioare longitudinale sau transversale;
- masca, ce asigură circulația aerului din încăpere peste elementul încălzitor și ieșirea aerului cald pe la partea superioară, prin orificii special prevăzute.

Masca poate avea o clapetă mobilă ce permite reglarea manuală sau automată a debitului de aer cald. În general, elementul încălzitor și masca sunt două piese independente.

Tipul de convector ce prezintă înălțimi reduse poartă denumirea de „convector de plintă” (fig. 6.1.12 g).

Iar în cazul în care este montat în pardoseală poartă denumirea de „convector de pardoseală” (fig. 6.1.12 d, e, f).

Convectoarele de pardoseală sunt indicate în locurile în care nu este posibilă montarea convectoarelor înalte, de exemplu sub geamuri, intrările în hale, ieșiri etc, atât în locurile publice

Tabelul 6.1.12 Coeficientul de corecție „a” cu numărul de elemente (numai pentru radiatoarele din fontă)

N	1...10	11...13	14...17	18...24	25...40	41...50
a	1,00	0,99	0,98	0,97	0,96	0,95

(saloane auto, galerii) cât și vile.

Pentru activarea fluxului de căldură cedat de convectoarele de pardoseală, acestea sunt echipate cu ventilator tangențial. Viteza de rotație a ventilatorului se poate regla continuu în funcție de temperatura solicitată în încăperea unde sunt montate.

În fig. 6.1.13 sunt prezentate convectoarele de pardoseală tip Purmo.

În fig. 6.1.13.A. sunt prezentate con-

vectoarele de pardoseală tip Aquilo FMK (fără ventilator).

Sunt compuse dintr-un schimbător de căldură din cupru și aluminiu, vopsit standard în culoarea neagră, montat într-o casetă zincată pe ambele părți și vopsită standard tot în culoarea neagră. În partea superioară, convectorul este asigurată cu o grilă de mascare transversală sau longitudinală, realizată din metal sau lemn. Branșarea convectorului la instalație se face prin două orificii cu filet interior G 1/2". Acestea permit branșarea convectorilor atât din partea dreaptă, cât și din partea stângă. Convectoarele FMK au puteri termice între 155 – 1884 W și

următoarele dimensiuni: l = 18, 26, 29, 34, 42 mm ; H = 9, 11, 14 mm; L= 1000 - 3500 mm (Catalog tehnic la www.purmo.ro).

În fig. 6.1.13.B. sunt prezentate convectoarele de pardoseală tip Aquilo FMT (cu ventilator).

Convectori cu montaj în pardoseală Aquilo FMT sunt destinați încăperilor încălzite.

Sunt compuse dintr-un schimbător de căldură din cupru și aluminiu, vopsit standard în culoarea neagră, montat într-o casetă zincată pe ambele părți și vopsite standard tot în culoarea neagră.

Convectoarele Aquilo FMT sunt dotate cu ventilatoare interioare într-un număr care depinde de lungimea schimbătorului, asigurând un randament termic sporit comparativ cu Aquilo FMK, fiind alimentate cu tensiune de 12 V și montate în casetă, lângă schimbător.

Convectoarele FMK au puteri termice între 361 – 6115 W și următoarele dimensiuni: l = 26, 34, 42 mm; H = 9, 11, 14 mm; L= 1000 - 3500 mm (Catalog tehnic la www.purmo.ro).

În partea superioară, convectorul este asigurată cu o grilă de mascare transversală sau longitudinală, realizată din lemn sau metal.

Date tehnice pentru convectoare Aquilo:

- Materialul schimbătorului: conducte din cupru cu lamele din aluminiu.
- Materialul casetei: tablă din oțel zincat pe ambele părți, în interior lăcuită prin prăfuire în culoarea neagră RAL 9005.
- Materialul grilei: fag și stejar, băiuit sau lăcuit, duraluminiu în diverse culori: natural, auriu, bronz deschis, bronz închis sau negru, oțel inoxidabil.
- Legături de apă : 2 x G 1/2" - filet interior.
- Presiunea de lucru: 10 bar.
- Temperatura maximă: 110 °C.
- Presiunea de probă: 13 bar.
- Elementele convectorului: dezaerator manual, robinet de evacuare, 2 carcase laterale ale schimbătorului,

Tabelul 6.1.13. Coeficientul de corecție c_t cu diferența medie de temperatură

Temperatura agentului termic θ_d / θ_i [°C]	Temperatura interioară a încăperii θ_i [°C]								
	5	10	12	15	16	18	20	22	25
La corpurile de încălzire cu exponentul $n = 4/3$									
90/70	1,35	1,23	1,18	1,11	1,09	1,04	1,00	0,96	0,89
95/75	1,47	1,35	1,3	1,23	1,2	1,16	1,11	1,07	1,00
85/65	1,23	1,11	1,07	1,00	0,98	0,93	0,89	0,85	0,78
70/55	0,94	0,84	0,80	0,73	0,71	0,67	0,63	0,59	0,54
55/45	0,68	0,58	0,54	0,49	0,47	0,43	0,4	0,36	0,31
La corpurile de încălzire cu exponentul $n = 1,3$									
90/70	1,34	1,22	1,18	1,11	1,09	1,04	1,00	0,96	0,89
95/75	1,45	1,34	1,29	1,22	1,20	1,15	1,11	1,07	1,00
85/65	1,22	1,11	1,07	1,00	0,98	0,94	0,89	0,85	0,79
70/55	0,95	0,84	0,8	0,74	0,72	0,68	0,64	0,60	0,54
55/45	0,69	0,59	0,55	0,50	0,48	0,44	0,41	0,37	0,32

Tabelul 6.1.15. Coeficientul de corecție c_m cu montarea

Condiții de montare			P.E	
c_m	1,00	0,97	0,95	vezi Fig. 6.1.16
Condiții de montare				P.I
c_m	0,97	0,91	0,91	0,91

Tabelul 6.1.14. Coeficientul de corecție c_r cu racordarea

*) Mod de racordare permis la corpurile a căror lungime nu depășește 1,2 m.

**) Valabil numai pentru apă având $\theta_d < 100$ °C.

Corpul de încălzire		Modul de racordare				
Radiatoare din fontă	coloane eliptice	1,0	1,0*	0,88	0,75	0,75
	coloane circulare	1,0	1,0*	0,88	0,65	0,65
Convectori radiatoare-panou CRP		1,0	1,0*	0,95	0,62	0,62
Registre		1,0	—	—	—	0,8**
Serpentine		1,0	1,0	—	0,95	0,95

set de conexiuni flexibile din oțel inoxidabil, de lungime 10 cm cu filet GW / GZ 1/2".

- La convectorul Aquilo FMT mai apar în plus ventilatoarele care funcționează la 12 V.

Parametrii maximi ai agenților termici (apă, abur) utilizați în convectoroare cât și exponentul de reglare sunt cei indicați de producători, pentru fiecare tip constructiv.

Convectoroarele au avantajul unor puteri termice mari pe unitate de lungime, dar sunt foarte sensibile la praf, la parametrii ridicați ai agentului încălzitor.

În exploatare, convectoroarele necesită grafice speciale de reglare calitativă pentru temperatura agentului termic (respectiv temperaturi de intrare mai ridicate cu până la 3 °C față de cele uzuale la radiatoarele din fontă).

6.1.8. Amplasarea, montarea și racordarea corpurilor de încălzire

6.1.8.1 Amplasarea

La amplasarea corpurilor de încălzire, se urmărește:

- funcționarea lor cu eficiență maximă prin montarea lor la partea inferioară a încăperilor, în vecinătatea suprafețelor reci;
- corelarea cu elemente de construcții,

evitându-se stânenirea amplasării mobilierului, a utilajelor, a circulației persoanelor, a celorlalte instalații, precum și accesul la hidranții de incendiu;

- montarea la parapetul ferestrelor, paralel cu pereții finisați sau în imediata lor apropiere;
- la casa scării, amplasarea, de regulă, la parter; dacă necesarul de căldură nu poate fi acoperit de corpurile de încălzire amplasate la parter, se pot amplasa corpuri de încălzire și la nivelurile imediat superioare;
- respectarea prevederilor art. 5.10 (relativ la nișe pentru corpurile de încălzire) și 5.12 (relativ la căile de evacuare în caz de incendiu), din Normativul I 13.
- mascarea corpurilor de încălzire în situațiile prevăzute de Normativul I 13 și anume: în încăperi destinate copiilor preșcolari (creșe, cămine, grădinițe) cât și în alte încăperi cu risc de arsuri prin atingere, dacă agenții termici utilizați au parametrii ridicați; în încăperi cu cerințe estetice speciale; în alte situații, la cererea beneficiarilor.

6.1.8.2 Montarea

Montarea corpurilor de încălzire se realizează utilizând accesoriile de prindere indicate de furnizorul corpurilor de încălzire (console, suporturi, susținătoare).

Se respectă indicațiile de montare ale producătorului în ceea ce privește numărul accesoriilor utilizate, distanțele relative dintre acestea și față de elementele de construcții etc. cât și prevederile cu caracter general cuprinse în normativul I 13. În general, la un corp de încălzire se montează minimum două console și un susținător; câteva exemple de montare sunt indicate în fig. 6.1.14, pentru radiatoarele De Longhi.

6.1.8.3 Racordarea

Racordarea corpurilor de încălzire la coloanele unei instalații de încălzire se poate face în cele cinci feluri indicate în fig. 6.1.15.

Variantele de racordare influențează emisia termică a corpurilor de încălzire. De regulă, se folosesc racordările cu circulația agentului termic sus-jos, care conduc la cea mai mare putere termică și respectiv la cele mai reduse dimensiuni ale corpului de încălzire. În general, corpurile de încălzire cu lungime sub 1,2 m se racordează pe aceeași parte (dacă acest lucru este posibil prin construcția corpului), iar corpurile mai lungi de 1,2 m se racordează în diagonală.

Pentru legarea corpurilor de încălzire la coloane, se recomandă respectarea distanțelor minime între corp și coloană, prescrise de normativul I 13. Când nu se pot respecta aceste distanțe, ra-

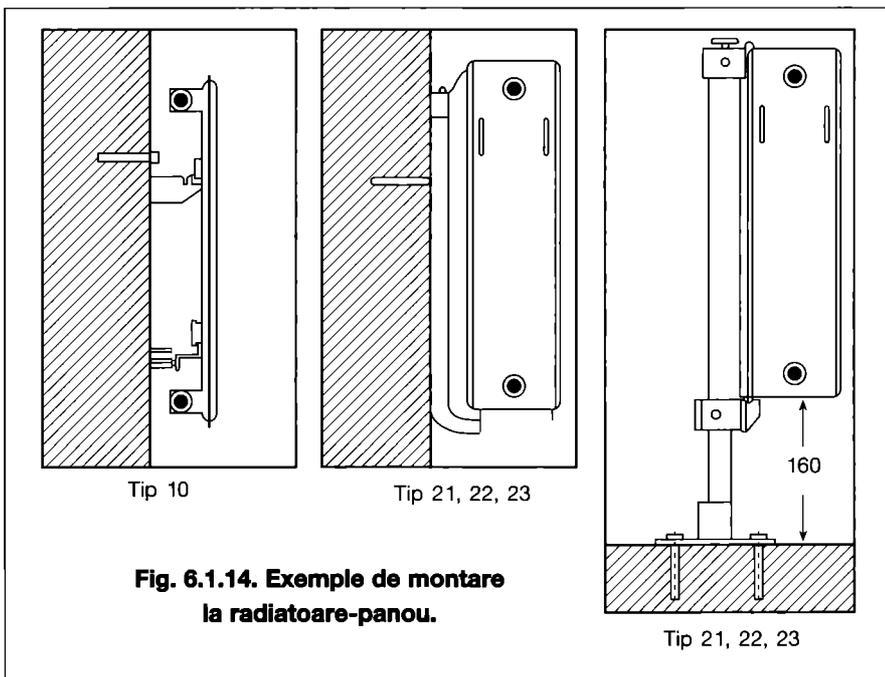


Fig. 6.1.14. Exemple de montare la radiatoare-panou.

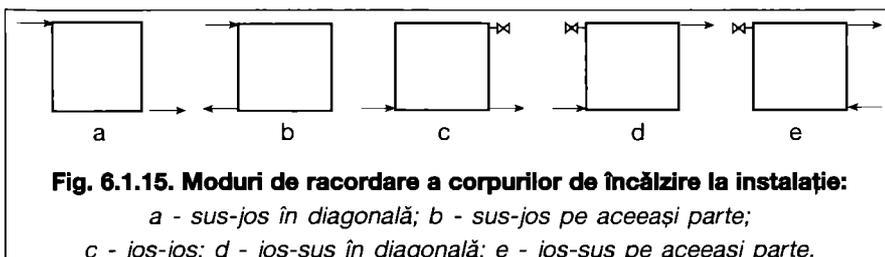


Fig. 6.1.15. Moduri de racordare a corpurilor de încălzire la instalație:

a - sus-jos în diagonală; b - sus-jos pe aceeași parte;
c - jos-jos; d - jos-sus în diagonală; e - jos-sus pe aceeași parte.

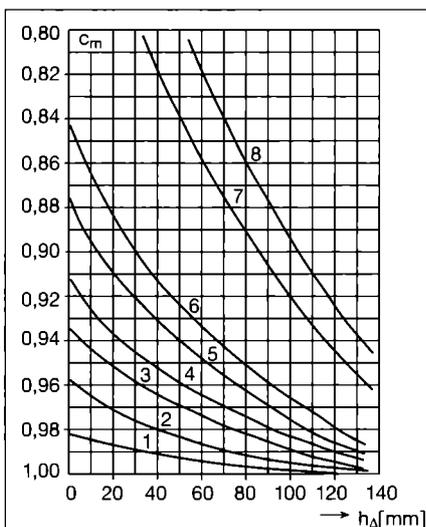


Fig. 6.1.16. Valorile coeficientului de corecție c_m , în funcție de tipul corpului de încălzire și de distanța liberă de deasupra lui h_{Δ} , în cazul montării în nișă (după DIN 4703/3):

- 1 - radiator din elemente tubulare;
- 2 - radiator cu elemente din fontă sau din tablă de oțel;
- 3 - radiator-panou tip 10;
- 4 - radiator-panou tip 11;
- 5 - radiator-panou tip 20;
- 6 - radiator-panou tip 30;
- 7 - radiator-panou tip 22;
- 8 - radiator-panou tip 33.

cordarea se face în diagonală.

În cazul altor scheme (exemplu: distribuția individuală monotub orizontală în pardoseală), legarea corpurilor de încălzire se face conform cu instrucțiunile tehnice ale furnizorului elementelor de racordare folosite.

6.1.9. Alegerea și dimensionarea corpurilor de încălzire

6.1.9.1 Alegerea tipului de corp de încălzire

Alegerea unui corp de încălzire se face ținând seama pe de o parte de gustul și preferințele beneficiarului, iar pe de altă parte de: parametrii maximi de temperatură și presiune ai agentului termic la care rezistă corpul ales; mărimea spațiilor de montare existente în încăperea și posibilitatea acestuia de a satisface eventualele condiții speciale impuse de specificul încăperii sau de activitățile ce se desfășoară în ea; de asemenea, se ține seama de avantajele și dezavantajele fiecărei categorii de corpuri de încălzire.

Într-o aceeași instalație de încălzire centrală, se recomandă utilizarea unor corpuri de încălzire cu valori ale exponentului de reglare cât mai apropiate.

6.1.9.2 Dimensionarea corpurilor de încălzire.

Calculul de dimensionare se face în conformitate cu prevederile generale din STAS 1797/1, corelate cu prevederile particulare ale: normelor de fabricație, instrucțiunilor de utilizare, prospectelor și agrementelor corpurilor de încălzire.

Mărimea și numărul corpurilor de încălzire montate într-o încăperea se determină prin calcul astfel încât puterea termică Φ_c a acestora să fie egală cu necesarul de căldură Φ al încăperii, conform STAS 1907/1.

Corpul de încălzire ales trebuie să aibă dimensiuni de gabarit corelate cu cele ale spațiului de montare existent în încăperea.

6.1.9.2.1 Varianta cunoașterii puterii termice nominale pe element

Numărul de elemente al corpului de încălzire se calculează cu relația:

Altitudinea h , [m]	0	500	1000	1500	2000
c_h	1,00	0,97	0,95	0,93	0,91

Felul vopselei	Fără pigmenți metalici	Cu pigmenți metalici
c_v	1,00	0,90

$$N = \frac{\Phi}{\Phi_n \cdot a \cdot c_t \cdot c_r \cdot c_m \cdot c_h \cdot c_v} \quad [\text{buc}] \quad (6.1.1)$$

în care:

Φ_n - este puterea termică nominală pe element, [W/elem] se ia din norme, instrucțiuni, agremente, prospecte în funcție de tipul corpului de încălzire;

a - coeficient de corecție adimensional, aplicabil numai la radiatoarele din fontă, depinzând de numărul N al elementelor care alcătuiesc radiatorul, ale cărui valori sunt date de tabelul 6.1.12;

c_t - coeficient de corecție pentru diferite medii de temperatură altele decât cea nominală, adimensional, ale cărui valori sunt date în tabelul 6.1.13;

c_r - coeficient de corecție care ține seama de modul de racordare a corpului de încălzire, ale cărui valori sunt date în tabelul 6.1.14;

c_m - coeficient de corecție care ține seama de locul de montare a corpului de încălzire, ale cărui valori se pot lua din tabelul 6.1.15 sau din graficul din figura 6.1.16;

c_h - coeficient de corecție care ține seama de altitudinea (h) deasupra nivelului mării, ale cărui valori sunt date în tabelul 6.1.16 (valorile din tabel nu se aplică convectoarelor);

c_v - coeficient de corecție care ține seama de culoarea vopselei suprafeței exterioare a corpului de încălzire, diferită de cea normală (considerată a fi vopseaua de culori deschise, fără pigmenți metalici):

- pentru corpurile de încălzire livrate gata vopsite de producător, $c_v = 1,0$
- pentru corpurile de încălzire vopsite pe șantier se aplică valorile c_v din tabelul 6.1.17.

Exemplul de calcul 1

Se calculează mărimea radiatorului din fontă tip 624/4 necesar într-o încăperea cu temperatura interioară $\theta_i = 20^\circ\text{C}$, al cărei necesar de căldură este $\Phi = 1525 \text{ W}$. Agentul termic este apa caldă cu parametrii $\theta_d / \theta_i = 95/75^\circ\text{C}$. Altitudinea localității $H = 500 \text{ m}$ deasupra nivelului mării. Radiatorul se racordează normal la instalație și se montează liber pe peretele exterior, sub fereastră.

Se determină numărul preliminar de elemente aplicând relația 6.1.1, în care:

- puterea termică nominală pe element $\Phi_n = 128 \text{ W/elem}$ (tab. 6.1.2);
- coeficienții de corecție:

c_t - se extrage din tabelul 6.1.13 în funcție de exponentul $n = 4/3$ și parametrii agentului termic;

$\theta_d / \theta_i = 95/75^\circ\text{C}$, obținându-se $c_t = 1,11$;

$c_r = 1,0$ pentru racordare normală sus-

jos, din tabelul 6.1.14;

$c_m = 1,0$ pentru montare liberă, pe perete exterior sub fereastră, din tabelul 6.1.15;

$c_h = 0,97$ pentru altitudinea $h = 500 \text{ m}$, din tabelul 6.1.16;

$c_v = 1,0$ pentru vopsire normală a corpului de încălzire, din tabelul 6.1.17.

Se obține:

$$N' = \frac{1525}{128 \cdot 1,11 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,97 \cdot 1} = 11,06 \text{ elemente}$$

Din tabelul 6.1.12 se ia valoarea coeficientului de corecție $a = 0,99$ corespunzător celor 11 elemente ale corpului de încălzire, calculându-se numărul de elemente final al corpului de încălzire:

$$N = \frac{N'}{a} = \frac{11,06}{0,99} = 11,18 \text{ elem.}$$

care se rotunjește la 11 elem.

Radiatorul de tipul 624/4 va avea 11 elemente și o putere termică instalată:

$$\Phi_{inst} = \Phi \frac{11}{11,18} = 1500 \text{ W}$$

Exemplul de calcul 2

Se calculează mărimea radiatorului din aluminiu BIMETAL C 500 necesar pentru situația descrisă la exemplul 1, cu singura deosebire că radiatorul se montează pe un perete exterior fără fereastră.

Rezolvare

Se determină numărul de elemente aplicându-se relația 6.1.1, în care:

- puterea termică nominală pe element $\Phi_n = 154,2 \text{ W/elem}$ din tabelul 6.1.3 pentru radiatorul C500; coeficienții de corecție au valorile:

$c_t = 1,11$, se ia din tabelul 6.1.13 în funcție de exponentul $n = 1,33$ și parametrii agentului termic $\theta_d / \theta_i = 95 / 75^\circ\text{C}$;

$c_m = 0,95$ pentru montare liberă, pe peretele exterior fără fereastră, din tabelul 6.1.15;

$c_h = 0,97$ pentru altitudini $h = 500 \text{ m}$;

$c_v = 1,0$ pentru vopsire normală.

Se obține:

$$N' = \frac{1525}{154 \cdot 1,11 \cdot 1 \cdot 0,95 \cdot 0,97 \cdot 1} = 9,67 \text{ elem.}$$

care se rotunjește la 10 elemente; rezultă radiatorul BIMETAL C 500-10 elemente, care are puterea instalată:

$$\Phi_{inst} = \Phi \frac{10}{9,67} = 1577 \text{ W}$$

6.1.9.2 Varianta cunoașterii puterii termice nominale pe unitate de lungime

Lungimea L a corpului de încălzire se calculează cu relația:

$$L = \frac{\Phi}{\Phi_n \cdot c_i \cdot c_r \cdot c_m \cdot c_h \cdot c_v} \quad [\text{m}] \quad (6.1.2)$$

în care:

Φ_n - este puterea termică nominală pe unitate de lungime [W/m], care se ia din norme, instrucțiuni, agremente, prospecte.

c_i, c_r, c_m, c_h, c_v - coeficienții de corecție alesi din tabelele conform indicațiilor de la § 6.1.9.2.1.

Obs. Din diagrama de fabricație a corpului de încălzire se alege corpul care are lungimea cea mai apropiată de cea rezultată prin calcul.

Exemplul de calcul 3

Se calculează mărimea radiatorului Plattella 600, tip 10 necesar pentru situația descrisă la exemplul 1, cu singura deosebire că radiatorul se va monta în nișă, deasupra lui lăsându-se distanța liberă $h_\Delta = 80$ mm.

Se determină lungimea radiatorului cu relația 6.1.2., în care:

- puterea termică nominală pe metru $\Phi_n = 810$ W/m, pentru radiatorul Plattella 600, tip 10 se ia din tabelul 6.1.5.
- coeficienții de corecție au valorile: $c_i = 1,11$ din tabelul 6.1.13, în funcție de exponentul $n = 1,30$ și

parametrii $\theta_d / \theta_i = 95/75$ °C;

$c_r = 1,0$ pentru racordare normală;

$c_m = 0,98$ pentru montare în nișă cu $h_\Delta = 80$ mm, din tabelul 6.1.15 și fig. 6.1.14;

$c_h = 0,97$ pentru altitudinea $h = 500$ m, din tabelul 6.1.16;

$c_v = 1,0$ pentru radiator gata vopsit.

Se obține:

$$L = \frac{\Phi}{\Phi_n \cdot c_i \cdot c_r \cdot c_m \cdot c_h \cdot c_v} = \frac{1525}{810 \cdot 1,11 \cdot 1 \cdot 0,98 \cdot 0,97 \cdot 1} = 1,784 \text{ m}$$

Cel mai apropiat radiator din gama de fabricație are lungimea $L = 1680$ mm.

Se alege radiatorul Plattella 600, tip 10 cu $L = 1680$ mm, cu o putere instalată:

$$\Phi_{inst} = 1525 \frac{1680}{1784} = 1436 \text{ W}$$

6.1.9.2.3 Varianta cunoașterii puterii termice nominale Φ_n [W/corp] a fiecărei tipodimensiuni de corp de încălzire

În acest caz, se alege din documentația tehnică a produsului cea tipodimensiune de corp de încălzire care satisface relația:

$$\Phi_n = \frac{\Phi}{c_i \cdot c_r \cdot c_m \cdot c_h \cdot c_v} \quad [\text{W/corp}] \quad (6.1.3)$$

în care coeficienții de corecție respectivi se stabilesc conform indicațiilor anterioare.

6.1.9.2.4 Varianta cunoașterii puterii termice Φ [W/corp] a fiecărei tipodimensiuni de corp de încălzire

Când în documentația tehnică a produsului se găsește în tabelată însăși puterea termică a fiecărei tipodimensiuni Φ_c în W/corp, în condițiile de temperaturi ale agentului termic θ_d / θ_i și temperaturii interioare θ_i din proiect, atunci se ia cea tipodimensiune care satisface relația:

$$\Phi_c = \frac{\Phi}{c_r \cdot c_m \cdot c_h \cdot c_v} \quad [\text{W/corp}] \quad (6.1.4)$$

în care coeficienții de corecție respectivi se stabilesc conform indicațiilor anterioare.

6.1.9.2.5 Varianta înlocuirii unor corpuri de încălzire existente

Când se operează înlocuirea unor corpuri de încălzire în instalații existente, fără ca necesarul de căldură al încăperilor Φ să se fi modificat, se poate utiliza una din formulele de echivalare termică următoare:

- fie suprafața echivalentă termică A_{echiv} (dacă se cunoaște):

$$N_i = N_E (A_{echiv E} / A_{echiv I}) \quad (6.1.5)$$

- fie puterea termică nominală Φ_n :

$$N_i = N_E (\Phi_{nE} / \Phi_{nI}) \quad (6.1.6)$$

în care:

I - este indice reprezentând corpul de încălzire înlocuitor

E - indice reprezentând corpul de încălzire existent.

6.2. CAZANE

6.2.1. Clasificarea Cazanelor

Cazanele utilizează căldura obținută prin arderea combustibilului în focare proprii, căldura recuperată din gazele fierbinți rezultate dintr-un proces tehnologic sau folosesc energia electrică pentru producerea de apă caldă, apă fierbinte sau abur.

Cazanele cu focar propriu reprezintă un ansamblu de suprafețe de transfer de căldură între gazele de ardere ca agent termic primar și apa, aerul sau aburul, ca agent termic secundar. Sunt însoțite de instalația de ardere a combustibilului (arzător sau gratar) și de diverse aparate anexe, inclusiv cele de comandă, reglare, protecție și automatizare.

Clasificarea cazanelor se poate face după:

Natura fluidului produs, respectiv presiunea și temperatura de regim, în cazane de: apă caldă, apă fierbinte sau abur.

Prin "cazan de apă caldă" se înțelege instalația care produce apă caldă la o temperatură de cel mult 115°C și este utilizată în afara instalației, în circuit închis. Frecvent se utilizează apa caldă 90/70°C cu 70°C la intrare și 90°C la ieșirea din cazan și presiuni între 2 și 10 bar.

Prin "cazan de apă fierbinte" se înțelege instalația care produce apă fierbinte la o presiune mai mare decât cea atmosferică, temperatura de peste 115°C și este utilizată în afara acestei instalații. Frecvent se utilizează apa fierbinte de 150/70°C și presiune între 6 și 15 bar.

Prin "cazan de abur" se înțelege instalația care produce abur la o presiune mai mare decât cea atmosferică și este utilizată în afara acestei instalații.

Natura combustibilului utilizat, în: cazane alimentate cu combustibil gazos, lichid, solid sau mixte (alimentate alternativ cu doi combustibili).

Natura materialului din care sunt executate suprafețele de transfer de căldură pot fi cazane din: oțel, fontă, cupru, etc.

Spațiul prin care circulă gazele de ardere și apa (aburul), în cazane ignitubulare (cu țevi de fum), unde gazele de ardere circulă prin țevi și apa în exterior, și cazane acvatubulare (cu țevi de apă) unde apa circula prin interiorul suprafeței de transfer de căldură și gazele de ardere circula la exterior;

Modul de construcție, în cazane cu focar tubular sau focar cameră, cu unul sau mai multe tambure, cazane cu suprafețe de transfer de căldură din țevi netede, cu suprafețe nervurate, în spi-

rală, din țevi cu aripioare, secționale, cu suprafețe speciale, așezate orizontal sau vertical. etc.

Natura consumatorilor, în: cazane pentru scopuri gospodărești (încalzire, apă caldă de consum, ventilare, etc.) și cazane pentru scopuri tehnologice (spălare, uscare, umidificare, etc.).

6.2.2. Criterii privind execuția și alegerea cazanelor

Riscurile și gravitatea accidentelor produse la instalațiile de cazane și la recipientele care lucrează sub presiune au impus apariția unor reglementări cu caracter legal, a unor reguli tehnice obligatorii, privind concepția, execuția, instalarea și exploatarea cazanelor. Acestea sunt legi și decrete specifice instalațiilor care lucrează sub presiune precum și instrucțiuni tehnice de profil cuprinse în "Prescripțiile tehnice, colecția ISCIR", în documentația europeană adoptată în cadrul țării noastre de către Asociația de standardizare din România (ASRO) sub denumirea de SR-EN (stas romanesc național și european).

Aceste legi, standarde și prescripții stabilesc atât condițiile generale în care se pot construi, executa, instala, ex-

ploata și verifica instalațiile care lucrează sub presiune cât și responsabilitățile ce revin celor care execută astfel de lucrări, fiind în același timp obligatorii.

Din varietatea mare de tipuri constructive, la alegerea tipului optim de cazan, pe langa calculele tehnico-economice necesare trebuie avute în vedere și următoarele criterii:

a. Materialul de bază din care este executat cazanul: fontă sau oțel. Cele din fontă au un consum mare de metal (pereti groși obținuți prin turnare), sunt mai grele, dar rezistă la coroziuni și variații de temperatură; au suprafețe mari de transfer de căldură (suprafețe nervurate) raportate la un volum ocupat și, mai ales, au o durată mare de funcționare (dublă sau triplă, fata de cele din oțel). Cazanele din oțel sunt mai ieftine, fiind mai ușor de realizat, din țevi simple, plăci, țevi cu aripioare, etc.

Oțelul permite realizarea, de asemenea, și a cazanelor cu condensatie la care, prin intermediul unor suprafețe specifice de căldură (plăci profilate, țevi cu aripioare etc.), se asigură condensarea parțială sau totală a vaporilor de apă din gazele de ardere. De asemenea, oțelul permite realizarea transferului termic prin țevi subțiri, netede,

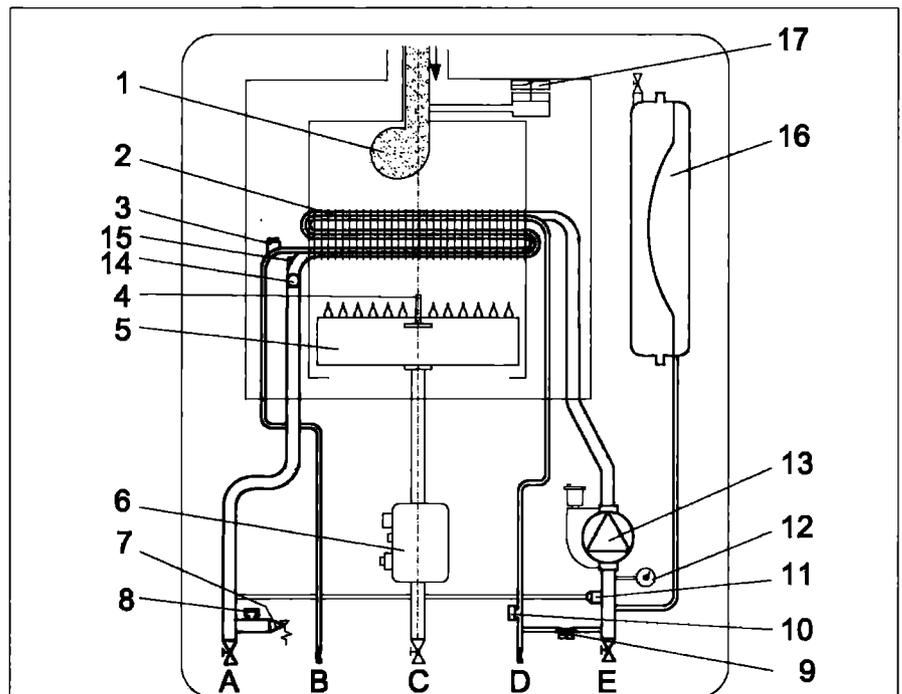


Fig 6.2.1 Schema hidraulică a centralei termice murale cu tiraj forțat C11 SPV 24 MEF:

A - Tur încălzire; B - Iesire apă caldă; C - Intrare gaz;
D - Intrare apă rece; E - Retur încălzire;

1 - Ventilator; 2 - Schimbător de căldură bitermic; 3 - Sondă de temperatură ptr. apă caldă; 4 - Electrod de aprindere; 5 - Arzător; 6 - Modulator gaz; 7 - Supapă de siguranță; 8 - Presostat de presiune minimă; 9 - Robinet de umplere; 10 - Fluxostat pentru circuitul sanitar; 11 - Bypass automat; 12 - Manometru; 13 - Pompă electrică cu deaerator; 14 - Termostat de supratemperatură; 15 - Sondă de temperatură pentru încălzire; 16 - Vas de expansiune; 17 - Presostat de aer.

prevăzute cu "turbulizatoare" detașabile și, totodată, o curățire mai ușoară de funingine.

b. Combustibilul utilizat, gazos, lichid sau solid este un factor de bază în alegerea unui anumit tip de cazan.

Toate tipurile de cazane pot utiliza, cu bune rezultate gazele naturale (STAS 3317) și GPL (STAS 66) datorită avantajelor pe care le prezintă aceste tipuri de combustibil: ardere completă; în mod normal nu produc funingine iar produsele nocive din gazele de ardere (CO și NO) sunt neglijabile.

Combustibilul lichid utilizat în focarele cazanelor este cel de tip M, pentru scopuri neindustriale, STAS 177, combustibil lichid ușor (CLU), STAS 54, și combustibil lichid greu - păcura (STAS 51).

La cazanele mici de apă caldă (până la 70 kW) este indicată utilizarea combustibilului lichid de tip M, care nu produce cocsificări și are un conținut redus de funingine în gazele de ardere.

Utilizarea combustibilului lichid nu necesită curățirea periodică de depuneri a arzătoarelor.

Cazanele mari (peste 5000 kW) utilizează și păcura, cu condiția asigurării unor instalații suplimentare de preîncălzire, pentru transportul și pulverizarea ei, în procesul de ardere.

Utilizarea combustibilului solid sub forma de lemne, deșeuri vegetale, cărbune superior (hulă, antracit, etc.) se face în cazane mici iar lignit (cărbune inferior existent în proporție mare la noi) numai în cazanele energetice mari.

c. Randamentul termic în exploatare trebuie să fie cât mai ridicat, peste 90 %, pentru combustibilul lichid și gazos, cu temperaturi ale gazelor de ardere la coș, reduse, de până la 150-180°C.

În ultimii ani s-au dezvoltat intens cazanele cu condensare care au randamente de 95-105 % (raportate la puterea calorică inferioară).

d. Aparatele anexe - de reglare, protecție și automatizare (care asigură funcționarea automată a cazanului, fără supraveghere permanentă); pompele, vasele de expansiune închise, instalațiile de tiraj, arzătoare etc. sunt, de asemenea, elementele de bază care se au în vedere la alegerea cazanelor.

6.2.3. Cazane de apă caldă

Aceste cazane sunt numite obișnuit "cazane de încălzire" și sunt utilizate pentru încălzirea, prepararea apei calde de consum necesare clădirilor civile, industriale și agro-zootehnice.

6.2.3.1. Cazane murale

Sunt cazane mici, ușoare, cu sarcini termice reduse (de obicei de 10-30 kW) care pot fi montate pe pereții încăperii

și asigură atât încălzirea cât și prelevarea apei calde de consum, pentru o locuință. Funcționează cu gaze naturale sau G.P.L. De obicei sunt dotate cu suprafețe de transfer de căldură, din țevi cu aripioare și arzătoare atmosferice (autoaspirante). Pot funcționa cu tiraj natural sau cu tiraj forțat.

Datorită echipamentului pe care-l conțin (pompă de circulație, vas de expansiune închis, circuite separate pentru încălzire și pentru apă caldă de consum), aceste cazane pot fi considerate minicentrale termice ce deservește, în special, încălzirea locuinței individuale.

În fig. 6.2.1 este prezentată schema hidraulică a cazanului "de perete" MOTAN cu tiraj forțat produs de S.C Köber S.R.L.

În fig. 6.2.2 este prezentat același cazan cu tiraj natural. Sunt concepute sub denumirea de "centrale termice murale".

- MOTAN START BT bitermic tip C11 SPV 24 ME (tiraj natural) respectiv cu indicele MEF (tiraj forțat);
- MOTAN START BT - cu două schimbătoare tip C12 SPV 24 ME și respectiv MEF;
- MOTAN OPTIMUS MT tip C15 SPV

24 MEF;

- MOTAN MAX OPTIMUS tip C17 SPV 24 MEF.

Simbolizări:

C17 - tipul centralei;

S - producerea apei calde menajere în regim "instantaneu";

P - are pompă de circulație;

V - vas de expansiune închis;

31 - putere termică utilă maximă;

M - vană de gaz cu modulare;

E - aprinderea și controlul existenței flăcării se face electronic;

F - evacuarea forțată a gazelor;

Caracteristicile tehnice ale centralelor termice MOTAN sunt centralizate în tabelul 6.2.1.

Aceste centrale sunt dotate cu arzătoare atmosferice, și au o funcționare "fără supraveghere" permanentă, fiind protejate și controlate permanent prin dispozitive electronice: aprinderea amestecului gaz-aer se face prin inițierea flăcării de către un electrod de aprindere, cu ajutorul unui transformator de înaltă tensiune. În timpul arderii sesizarea flăcării se realizează prin intermediul unui electrod de ionizare. Flacăra conduce curentul electric pe când

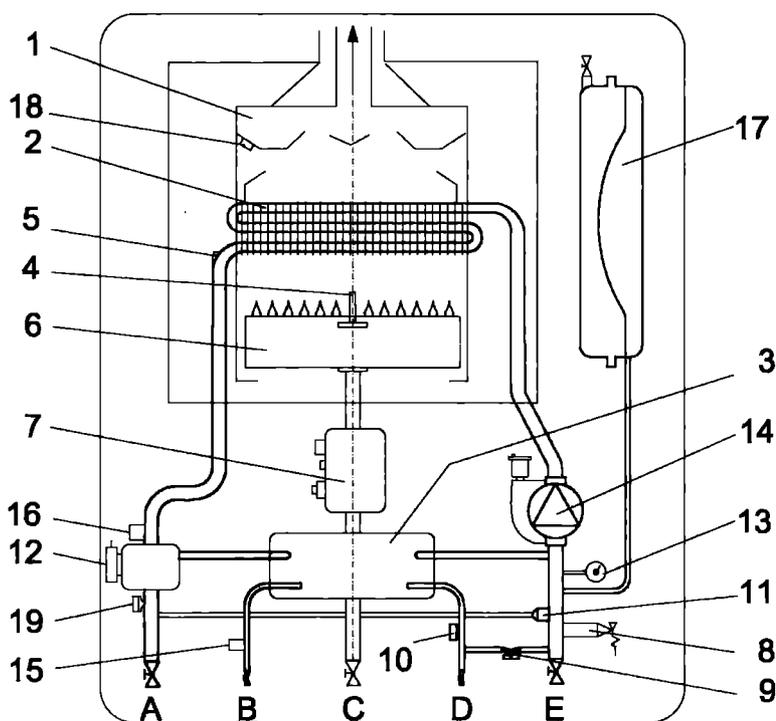


Fig 6.2.2 Schema hidraulică a centralei termice murale cu tiraj natural C12 SPV24 ME

A - Tur încălzire; B - Ieșire apă caldă; C - Intrare gaz;
D - Intrare apă rece; E - Retur încălzire;

- 1 - Hotă de evacuare gaze de ardere; 2 - Schimbător de căldură din țevi cu aripioare; 3 - Schimbător de căldură din plăci; 4 - Electrod de aprindere; 5 - Electrod de ionizare; 6 - Arzător; 7 - Modulator gaz; 8 - Supapă de siguranță; 9 - Robinet de umplere; 10 - Fluxostat pentru circuitul sanitar; 11 - By pass automat; 12 - Vană cu 3 cai; 13 - Manometru; 14 - Pompă electrică cu dezaerator; 15 - Termostat de supratemperatură; 16 - Sondă de temp. pentru încălzire; 17 - Vas de expansiune; 18 - Senzor fum; 19 - Presostat de presiune minimă apă; 20 - Sondă de temperatură pt. apă caldă.

gazul neaprins nu (deoarece opune o rezistență infinit de mare curentului). Dacă amestecul gaz-aer care iese din arzător se aprinde, se formează o flacără. Curentul alternativ inițial se transformă în curent continuu pulsator. Curentul este transmis de electrodul de supraveghere prin flacăra la arzător, sistemul electronic înregistrează acest proces ca funcționare corectă. Dacă

electrodul de ionizare nu sesizează nici o flacără, atunci sistemul electronic închide admisia gazului în 1-3 secunde.

Căldură rezultată din arderea combustibilului este preluată de schimbătorul bitermic din țevi cu aripioare și transferată apei care este transportată prin instalația de încălzire de către pompa de circulație. În cazul circuitului de apă caldă menajeră, încălzirea este în-

Tabel 6.2.1 Caracteristicile tehnice ale cazanelor MOTAN

Tip Cazan	U.M.	C11		C12		C15	C17
		Tiraj natural	Tiraj forțat	Tiraj natural	Tiraj forțat		
Denumirea							
Putere termică nominală	[kW]	10 – 24	10 – 24	10,1 – 23,7	13 – 31		
Randament termic	[%]	93	93	93	93		
Sarcina nominală arzător	[kW]	11,8 – 25,3	11,8 – 25,3	10,9 – 25,5	14,8 – 33,2		
Consum nominal maxim							
-gaz natural	[m ³ /h]	2,62	2,69	2,64	3,24		
-GPL	[kg/h]	1,95	1,97	1,07	1,38		
Dimensiuni							
-înălțime	[mm]	684	684	670	730		
-lățime	[mm]	416	416	398	435		
-adâncime	[mm]	325	325	255	325		
Vas de expansiune	[l]	7	7	7	8		
Presiunea gazului							
-gaz natural	[mbar]	20	20	20	20		
(dupa reductor)							
-GPL	[mbar]	30 – 37	30 – 37	30 – 37	30 – 37		
Debit de apă caldă menajeră la 60 °C, cu ΔT = 35 K	[l/min]	9,8	9,8	9,7	12,7		
Temperatura gazelor de ardere	[°C]	130 - 150	130 - 150	150	140		
Puterea electrică	[W]	90	90	160	160		
		130	130				
Racord gaze de ardere (admisie/evacuare)	[mm]	D125	D125	D100/D60	D100/D60		
		D100/D60	D100/D60				
Greutate	[kg]	37	37	30	45		
		39	39				
Presiune minimă și maximă pe circuitul apei	[bar]	0,5 și 3	0,5 și 3	0,5 și 3	0,5 și 3		
Temperatura apei calde pe circuitul de încălzire	[°C]	30 – 80	30 – 80	40 – 80	30 – 80		

Tabel 6.2.2 Caracteristicile tehnice ale cazanelor GOLD STAR ADIGAS SS 18 și 24

Tip Cazan	U.M.	GOLD STAR ADIGAS SS	
		18	24
Denumire			
Puterea termică nominală	[kW]	16,6	22,2
Sarcina nominală arzător	[kW]	18	24
Randament termic	[%]	92	92,7
Dimensiuni de gabarit			
- înălțime	[mm]	850	850
- lățime	[mm]	450	450
- adâncime	[mm]	350	350
Temperatura apei calde pe circuitul de încălzire	[°C]	40 -85	40 -85
Consum de combustibil			
- gaz natural (G 20)	[m ³ /h]	1,82	2,4
- GPL	[kg/h]	1,4	1,87
Vas de expansiune închis	[l]	8	8
Debit de apă caldă de consum			
• la ΔT = 25 K	[l/min]	9,5	12,7
• la ΔT = 35 K	[l/min]	6,8	9
Temperatura gazelor de ardere la coș	[°C]	150	155

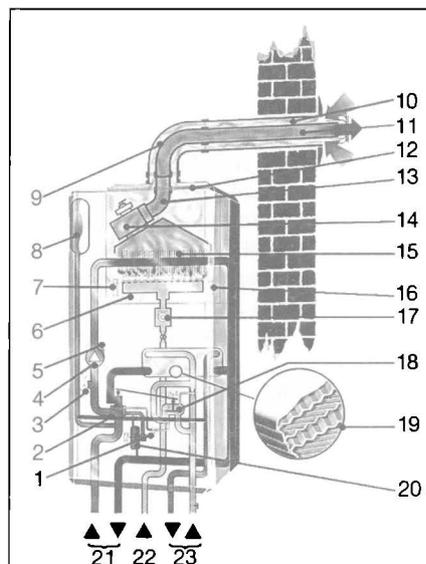


Fig.6.2.3. Cazane de apă caldă

BERETA (Italia)

1 - robinet umplere; 2 - vană cu trei căi; 3 - supapă de siguranță; 4 - pompă; 5 - ventil de dezaerisire; 6 - arzător; 7 - electrod detentie; 8 - vas de expansiune; 9 - tubulatură concentrică; 10 - intrare aer; 11 - evacuare gaze de ardere; 12 - presostat diferențial; 13 - tub depresiune; 14 - ventilator; 15 - țevi cu aripioare; 16 - electrod de aprindere; 17 - vană de gaz; 18 - presostat de comandă pentru circuitul de apă caldă de consum; 19 - schimbător de placi; 20 - by pass automat; 21 - încălzire; 22 - gaz; 23 - apă caldă de consum.

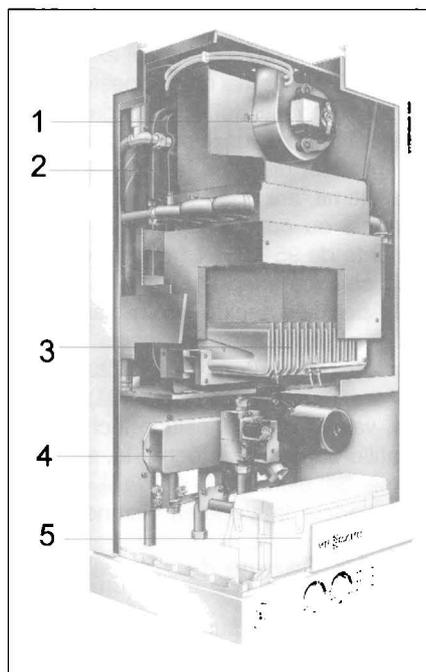


Fig 6.2.5. Cazan VITOPEND cu tiraj forțat

1 - Suflantă pentru gaze de ardere; 2 - Vas de expansiune; 3 - Arzător atmosferic; 4 - Schimbător de căldură cu plăci; 5 - Automatizare comandată de temperatură de ambianță cu sistem de diagnosticare.

treruptă (pompa de circulație nu funcționează) și transferul căldurii se face prin schimbătorul bitermic la acest circuit.

În varianta a doua, cu două schimbătoare de căldură - unul pentru încălzire din țevi cu aripioare și unul cu plăci, pentru prepararea apei calde de consum, căldura rezultată din arderea combustibilului este cedată apei din circuitul de încălzire. În cazul în care pe circuitul de apă menajeră se sesizează cerința unui debit de apă de către fluxostat, este acționată vana cu trei căi care face trecerea de pe circuitul de termoficare pe circuitul scurt prin schimbătorul de căldură cu plăci (circuitul primar) iar transferul căldurii se face prin intermediul acestuia spre circuitul de apă caldă de consum (circuitul secundar).

Gazele de ardere sunt evacuate cu ajutorul ventilatorului în cazul centralei cu tiraj forțat și prin depresiune la coș, în cazul centralei cu tiraj natural. Ventilul de evacuare al gazelor de ardere și de alimentare cu aer (pentru centralele cu tiraj forțat) este alcătuit din două tuburi concentrice conectate la exteriorul încăperii în care este amplasată centrala.

Elementele de reglaj, comană, protecție și automatizare realizează :

- aprinderea și protecția la stingere a flăcării, asigurată de aprinderea electronică și de electrodul de ionizare;
- protecția la întreruperea gazului, asigurată de către electrovalvă;
- semnalizarea presiunii apei în centra-

- lă, asigurată de manometru;
- semnalizarea temperaturii pe circuitul de încălzire și de apă caldă menajeră;
- reglarea circuitului de încălzire după indicațiile termostatului de control temperatură;
- siguranța cazanului la supratemperatură, asigurată de termostatul de sigu-

- ranță, la suprapresiune, prin supapa de siguranță și la pierderea apei din circuit prin presostatul de nivel minim;
- protecție la lipsa tirajului prin înfundarea tubulaturii sau dereglarea ventilatorului asigurată de presostatul de aer;
- sesizarea cerinței de apă caldă menajeră (fluxostat) și acordarea de în-

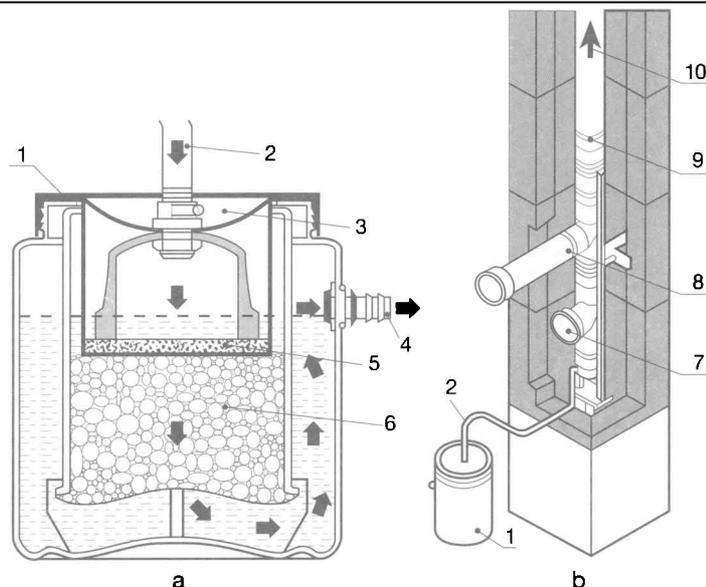


Fig. 6.2.6. Neutralizator pentru condensat:

a - secțiune prin neutralizator; b - evacuare gaze de ardere;

- 1 - corpul neutralizatorului; 2 - tub de condensat; 3 - clopot imersat;
- 4 - condensat neutralizat în apă uzată; 5 - filtru de cărbune activ;
- 6 - granule neutralizatoare; 7 - deschidere pentru curățire; 8 - racord la cazan; 9 - înbinare cu inel de legătură; 10 - evacuare gaze de ardere.

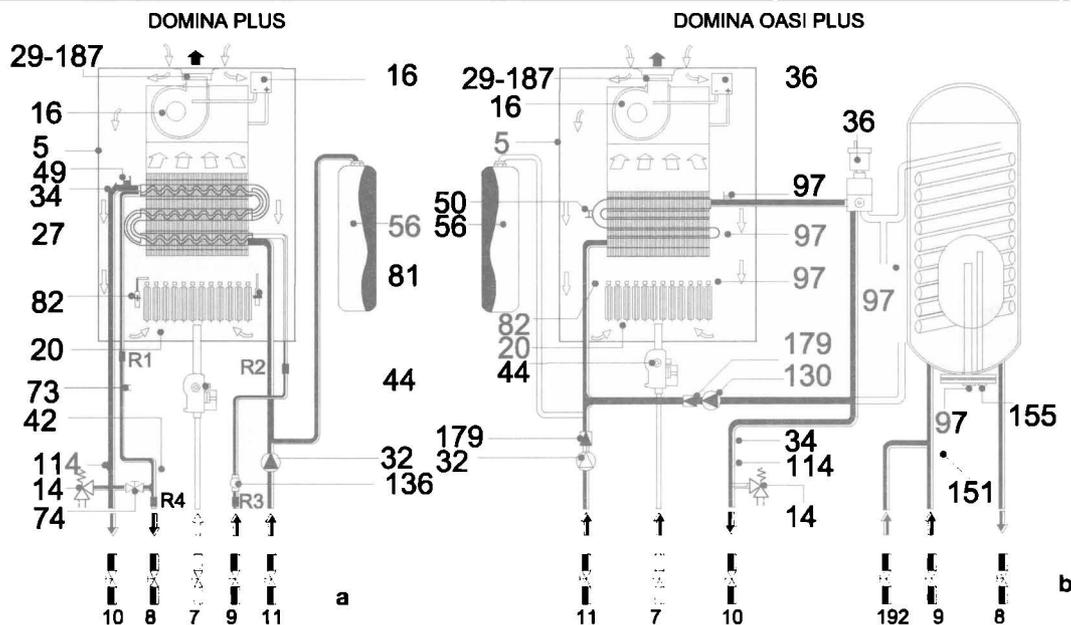


Fig. 6.2.4. Schemele funcționale ale cazanelor DOMINA PLUS (a) și DOMINA OASI PLUS (b) cu tiraj forțat (FERROLI)

- 5 - Camera etanșă; 7 - Racord gaz; 8 - leșire a.c.c.; 9 - Intrare apă rece; 10 - Tur instalație; 11 - Retur instalație; 14 - Supapă de siguranță; 16 - Ventilator; 20 - Grup arzătoare; 27 - Schimbător de căldură bitermic; 29 - Colector ieșire gaze de ardere; 32 - Pompă circulație încălzire; 34 - Senzor temperatură încălzire; 36 - Dezaerisitor automat; 42 - Senzor temperatură a.c.c.; 43 - Presostat aer; 44 - Vană de gaz; 49 - Termostat de siguranță; 50 - Termostat de limită încălzire; 56 - Vas de expansiune; 74 - Robinet umplere instalație; 81 - Electrode de aprindere; 82 - Electrode de detecție; 97 - Apod de magneziu; 114 - Presostat apă; 130 - Pompă circulație boiler; 136 - Fluxometru; 151 - Robinet golire boiler; 155 - Sondă temperatură boiler; 179 - Clapetă de sens unic; 187 - Diafragmă gaze de ardere; 192 - Racord recirculare; 222 - Schimbător de căldură; R1 - R2 - R3 - R4 Rezistență antiîngheț a.c.c.

tăietate acestui circuit.

Pe același principiu funcționează și cazanele murale BERETA (fig. 6.2.3) din Italia. Au sarcini termice de la 11,2 kW la 28,7 kW și pot produce între 13,8 și 16,5 l/min apă caldă de consum cu $\Delta T = 25$ K.

Evacuarea gazelor de ardere se face forțat, prin tuburi concentrice, prin tubul interior circulând gazele de ardere iar în contracurent, printre tuburi, aerul necesar arderii combustibilului.

Cazanele murale GOLD STAR ADI-GAS SS18 și 24 kW, funcționează cu

gaze naturale și cu GPL au camera etanșă, tiraj forțat și produc și apă caldă pentru consum. Caracteristicile lor termice sunt centralizate în tabelul 6.2.2.

Sunt cazane de tip ignitubular, verticale, cu plăci tubulare și țevi de fum din cupru, manta exterioară din oțel și turbulatori din inox în țevile de fum. Apa caldă este preparată într-o serpentină din cupru imersată în apa din cazan.

Sunt dotate cu arzătoare atmosferice, din rampe lineare, cu electrovalvă de gaz cu modulare a flăcării, aprinde-

re electronică și supravegherea flăcării, cu electrod de ionizare. Ca elemente de siguranță aceste cazane au în dotare: vas de expansiune închis, supapă de siguranță, sonde de temperatură pe circuitul de încălzire și pe cel de apă caldă de consum, termostat de siguranță la supratemperatură și presostat de supraveghere a evacuării gazelor de ardere și aspirației aerului de ardere.

Cazanele murale FERROLI -DOMINA PLUS și DOMINA OASI PLUS sunt compuse din câte patru module, toate

Tabel 6.2.3 Caracteristicile tehnice ale cazanelor DOMINA PLUS și DOMINA OASI PLUS (FERROLI)

DOMNIA	U.M.	PLUS și OASI PLUS (FERROLI)								
		PLUS C 24 E	PLUS F 24 E	PLUS C 30 E	PLUS F 30 E	OASI PLUS C 24 E	OASI PLUS F 24 E	OASI PLUS C 30 E	OASI PLUS F 30 E	
Denumire										
Putere termică focar	• max	[kW]	25,8	25,8	33,1	33,1	25,8	25,8	33,1	33,1
	• min	[kW]	11,5	11,5	14,5	14,5	11,5	11,5	14,5	14,5
Putere termică nominală	• max	[kW]	23,3	23,8	30,0	30,0	23,3	23,8	30,0	30,0
	• min	[kW]	9,7	9,7	12,7	12,7	9,7	9,7	12,7	12,7
Randament putere nominală	[%]		90,3	92,2	90,5	90,5	90,3	91	90,5	90,5
Vas expansiune încălzire	[l]		7	7	10	10	8	8	10	10
Vas expansiune a.c.c	[l]		1	-	-	-	-	2	2	2
Debit maxim a.c.c.: ΔT 25 K	[l/min]		13,3	13,6	17,2	17,2	-	-	-	-
	ΔT 30 K	[l/min]	11,1	11,3	14,3	14,3	-	-	-	-
	ΔT 30 K	[l/10min]	-	-	-	-	150	150	190	190
	ΔT 30 K	[l/h]	-	-	-	-	700	700	900	900
Debit minim a.c.c	[l/min]		2	2	2	2	-	-	-	-
Dimensiuni	- înălțime	[mm]	720	720	720	720	800	800	800	800
	- lățime	[mm]	460	460	460	460	600	600	600	600
	- adâncime	[mm]	270	270	360	360	370	370	450	450
Masa netă	[kg]		38	39	48	48	50	53	57	60

Tabel 6.2.4 Caracteristicile tehnice ale cazanelor murale VITOPEND 100 și 200 (VIESSMANN)

Tip Cazan	U.M.	VITOPEND 100		VITOPEND 200		
		Tiraj forțat	Tiraj natural	Tiraj forțat	Tiraj natural	
Putere nominală minimă - maximă	[kW]	10,5 - 24	10,5 - 24	10,5 - 29,3	10,5 - 28,3	
Sarcina nominală în focar	[kW]	12,1 - 26,7	12,1 - 26,7	12,1 - 31,2	12,1 - 31,2	
Presiunea de alimentare cu gaz	- gaz metan	[mbar]	20	20	20	20
	- gaz lichefiat	[mbar]	50	50	50	50
Dimensiuni l x h x ad	[mm]	450x850x360	450x850x360	450x850x380	450x850x380	
Consumul de combustibil	- gaz metan	[m ³ /h]	2,82	2,82	3,31	3,31
	- gaz lichefiat	[kg/h]	2,07	2,07	2,47	2,47
Temperatura gazelor arse	[°C]	123 - 145	123 - 145	130 - 160	130 - 160	
Depresiunea necesară la coș	[Pa]	-	1,15	-	1,15	
	[mbar]	-	0,015	-	0,015	
Stut evacuare gaze arse	Φ exterior	[mm]	-	130	-	-
	Φ interior	[mm]	coaxial 60 / 80	-	coaxial 60 / 80	coaxial 60 / 80
Stuț admisie aer Φ exterior	[mm]	coaxial 100 / 80	-	coaxial 100 / 80	coaxial 100 / 80	
Greutate	[kg]	44	37	51	51	
Putere electrică maximă absorbită	[W]	165	120	130	110	
Vas de expansiune cu membrană	[l]	8	8	10	10	
Debit de apă caldă menajeră (de la 10 la 35 °C)	[l/min]	13,8	13,8	16,1	16,1	

cu aprindere automată electronică și control al flăcării cu ionizare: două cu camera de ardere deschisă și tiraj natural C 24E și C 30E și două cu camera de ardere etansă și tiraj forțat F 24E și F 30E.

În fig. 6.2.4 sunt prezentate schemele funcționale pentru modelele cu tiraj forțat iar în tabelul 6.2.3 sunt redate caracteristicile tehnice ale acestor cazane.

Cazanele DOMINA PLUS sunt dotate cu schimbătoare de căldură bitermice iar cazanele DOMINA OASI PLUS sunt dotate cu boilere pentru prepararea apei calde de consum și cu vas de expansiune de 2 litri pe acest circuit.

Toate modelele sunt caracterizate de modularea de tip PID a flăcării (Proportională, Integrală, Derivativă). Modularea proporțională continuă este un sistem de autoreglare a flăcării și deci a puterii termice în funcție de necesarul efectiv.

Pe același principiu funcționează și cazanele murale VITOPEND 100 și 200 produse de VISSMANN. Sunt cazane pentru încălzire și preparare instantanee de apă caldă menajeră, pe gaz, cu

arzător atmosferic; modulant, pentru gaz metan și gaz lichefiat, conform normativelor internaționale, cu suflantă pentru gaze de ardere, în varianta cu tiraj forțat, cu legatura la coș, în varianta cu tiraj natural.

În aparate sunt încorporate: automatizarea pentru funcționarea cu temperatura constantă, placa de racorduri hidraulice cu sistem modular de racordare, vasul de expansiune cu membrană, pompă cu două turații pentru circuitul de încălzire și ventilul de comutare cu motor pas cu pas.

În fig. 6.2.5 este reprezentat în secțiune un cazan VITOPEND cu tiraj forțat iar în tabelul 6.2.4 sunt centralizate caracteristicile tehnice ale acestor cazane.

6.2.3.2 Cazane cu condensatie

Cazanele cu condensatie oferă cel mai înalt grad posibil de utilizare a combustibililor. Este cea mai avansată tehnologie în producerea de echipamente de încălzire de înalt randament care, pe langa consumul redus de combustibil, asigura și o buna protecție a mediului prin emisiile reduse de

noxe. Prin forma lor constructivă, aceste cazane realizează o răcire puternică a gazelor de ardere, sub temperatura punctului de rouă, punct unde are

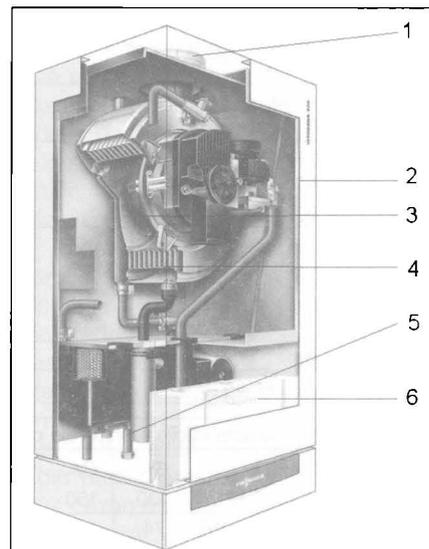


Fig.6.2.8 Secțiune prin cazanul VITODENS 200 (VISSMANN - Germania)

1 - evacuare gaze de ardere; 2 - izolație termică și protecție exterioară; 3 - arzător cilindric cu modulație pentru gaz; 4 - suprafața de schimb de căldură a cazanului; 5 - racorduri pentru gaz, apă și condens; 6 - automatizare digitală a circuitului cazanului.

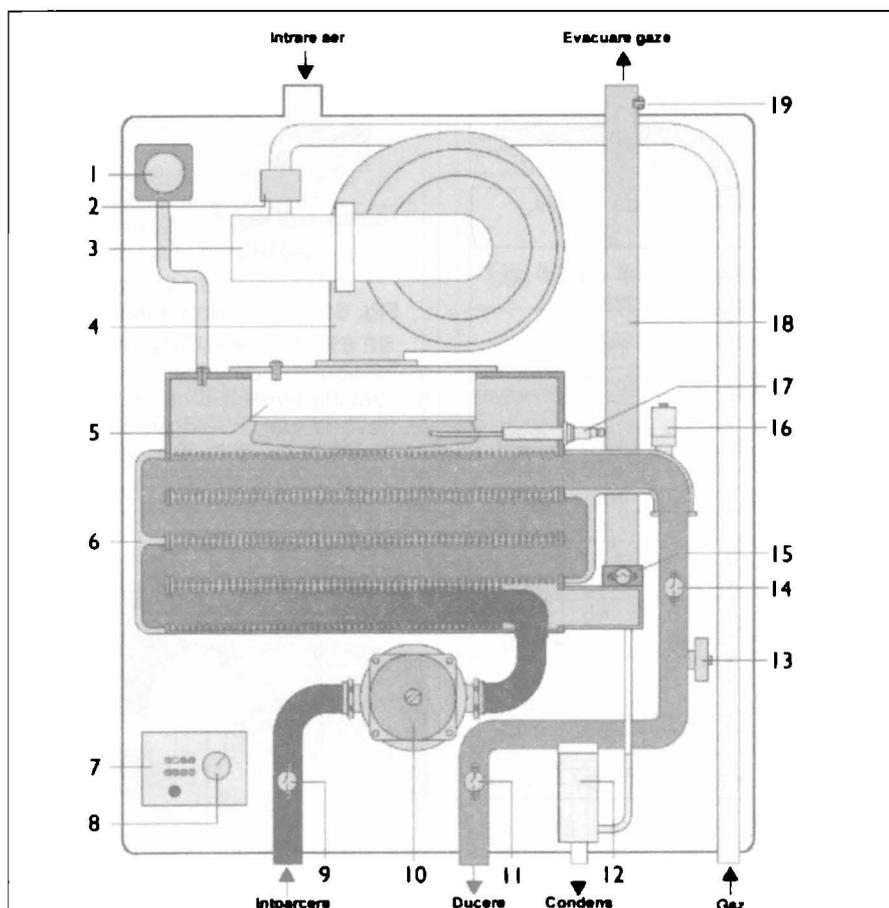


Fig. 6.2.7. Schema funcțională a cazanului KESTON - CELSIUS

1 - transformator electric; 2 - valva de gaze; 3 - tub Venituri; 4 - suflantă; 5 - arzător; 6 - schimbător de căldură; 7 - panou de comandă; 8 - manometru; 9 - termostat retur; 10 - pompă de circulație; 11 - termostat retur; 12 - vas condens; 13 - presostat apă; 14 - termostat supratemperatură tur; 15 - termostat supratemperatură gaze; 16 - aerisitor automat; 17 - bujie; 18 - teava evacuare gaze; 19 - punct de testare ardere.

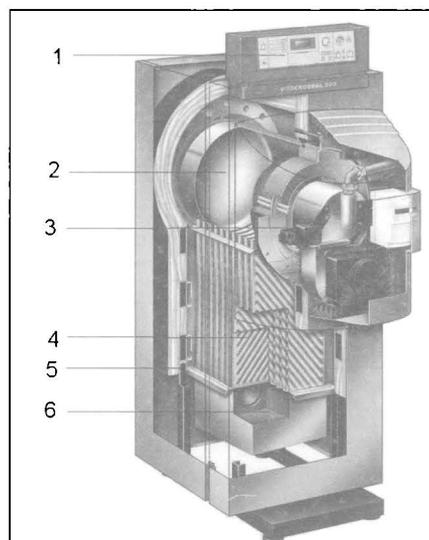


Fig. 6.2.9 Secțiune prin cazanul VITOCROSAL 300 (VISSMANN - Germania)

1 - automatizare digitală a circuitului cazanului; 2 - camera de ardere răcită cu aer, din oțel inoxidabil; 3 - arzător modular pe gaz Matrix - compact; 4 - suprafața de schimb de căldură Inox - Crossal, din oțel inoxidabil; 5 - termoizolație; 6 - colector de gaze de ardere, din oțel inoxidabil cu evacuarea condensului.

loc condensarea vaporilor de apă rezultă din procesul de ardere al combustibilului. Procesul de condensare fiind un proces exoterm, acest fenomen adaugă un aport energetic suplimentar, aport care este preluat în interiorul sistemului. Randamentul termic al cazanului, calculat în funcție de pu-

men adaugă un aport energetic suplimentar, aport care este preluat în interiorul sistemului. Randamentul termic al cazanului, calculat în funcție de pu-

Tabel 6.2.5 Caracteristicile tehnice ale cazanelor cu condensatie KESTON – CELSIUS

Tip Cazan	U.M.	C25	C40	C55	2MC55	3MC55	4MC55
Denumire							
Puterea termică: - la 80/60 °C	[kW]	23	39	50	100	149	199
Puterea termică: - la 60/40 °C	[kW]	25,2	43	55	110	165	220
Randament termic: - la 80/60 °C	[%]			97,6			
- la 60/40 °C	[%]			108			
Dimensiuni:							
- lungime	[mm]	471	520	520	1180	1710	1290
- lațime	[mm]	249	320	320	360	360	720
- înălțime	[mm]	621	720	720	1595	1595	1595
Conținutul de apă	[l]	5	8,7	8,7	24,2	36,1	52,9
Masa	[kg]	38	56	56	155	230	325

Tabel 6.2.6 Caracteristicile tehnice ale cazanelor de apă caldă COMPACT (ACV – Belgia)

Tip Cazan	U.M.	CA 100	CA 150	CA 200	CA 250	CA 300	CA 400	CA 500	CA 600	CA 800	
Denumire											
Puterea termică nominală	[kW]	74	115	185	291	349	465	582	698	930	
Conținutul de apă	[l]	102	122	150	350	400	630	650	800	920	
Combustibilul utilizat		lichid tip M, STAS 177 sau gaze naturale STAS 3317									
Dimensiuni:											
- lungime	[mm]	1295	1495	1795	1730	1880	2190	2270	2290	2370	
- lațime	[mm]	796	796	796	890	890	1100	1100	1200	1300	
- înălțime	[mm]	1000	1000	1000	1160	1160	1365	1365	1520	1620	
Masa	[kg]	360	425	515	710	770	1075	1185	1465	1570	

Tabel 6.2.7 Caracteristicile tehnice ale cazanelor de apă caldă TUBAL (S.C. TUBAL S.A – București)

Tip Cazan	U.M.	T 20	T 30	T 40	T 60	T 1000	T 150	T 200
Denumire								
Puterea termică nominală	[kW]	23,3	34,9	47,5	69,8	116,3	174,5	233
Combustibilul utilizat		gaze naturale sau combustibil lichid tip M						
Dimensiuni:								
- lungime	[mm]	650	770	780	955	1360	1780	2200
- lațime	[mm]	570	530	580	715	830	940	1420
- înălțime	[mm]	760	670	700	925	920	1020	1230
Presiunea de lucru	[bar]	3	3	3	3	4	4	4
Conținutul de apă (aproximativ)	[l]	20	24	38	58	94	142	208
Temperatura gazelor la coș	[°C]	170	150	160	165	170	165	175
		180	165	165	175	180	170	180
Randamentul termic garantat	[%]	91	92	92	92	91	92	91
Masa (aproximativ)	[kg]	96	110	140	212	338	493	786

Tabel 6.2.8 Caracteristicile tehnice ale cazanelor de apă caldă ET și ETS (ACV – Belgia)

Tip Cazan	U.M.	ET 09	ET 15	ET 24	ETS 09	ETS 15	ETS 24
Denumire							
Puterea termică nominală	[kW]	5,6 - 8,4	7,2 - 14,4	16,8 - 24	5,6 - 8,4	7,2 - 14,4	16,8 - 24
Funcționare automată							
• Eta1	[kW]	4,2	4,8 - 7,2	7,2 - 9,6	4,2	4,8 - 7,2	7,2 - 9,6
• Eta2	[kW]	5,6 - 8,4	7,2 - 14	12 - 17	5,6 - 8,4	7,2 - 14	12 - 17
• Eta3	[kW]	-	-	17 - 24	-	-	17 - 24
Număr termoplonjoare	buc	3	3	5	3	3	5
Masa	[kg]	28	28	28	36	36	36

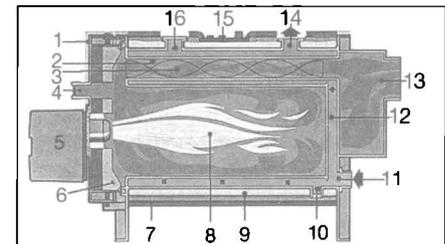


Fig. 6.2.10. Cazan ignitubular orizontal cu două drumuri:
1 - ușă frontală; 2 - țevile sistemului convectiv; 3 - turbulizator; 4 - vizor; 5 - arzător; 6 - izolația termică a ușii; 7 - manta; 8 - focar; 9 - izolația termică a cazanului; 10 - golire; 11 - racord apă întoarcere; 12 - circuitul apei; 13 - cutia de fum; 14 - racord apă ducere; 15 - tablou de comandă; 16 - racorduri auxiliare de apă caldă.

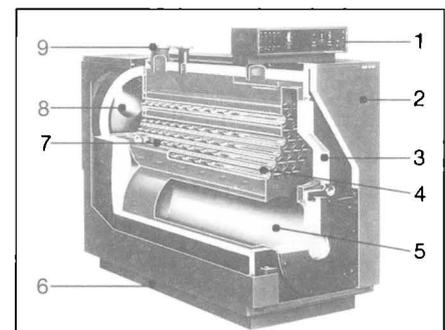


Fig. 6.2.11. Cazan de apă caldă SE 615 (BUDERUS-Germania):
1 - tablou de comandă; 2 - manta; 3 - izolația termică a cazanului; 4 - țevi de fum; 5 - focar; 6 - suport; 7 - turbulizator; 8 - cutia de fum; 9 - racorduri de apă caldă.

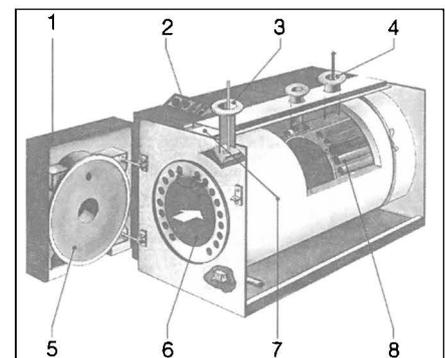


Fig. 6.2.12. Cazan de apă caldă COMPACT (ACV-Belgia):
1 - ușă focar; 2 - tablou de comandă; 3-racord apă întoarcere; 4 - racord apă ducere; 5 - fibră ceramică; 6 - focar; 7 - izolația termică a cazanului; 8 - țevi de fum cu turbulizatoare în spirală.

terea calorică inferioară a combustibilului, așa cum este definit obișnuit, poate ajunge la valori "anormale" de 105-110 % (deoarece a fost pusă în evidență puterea calorică superioară). De aceea, din ce în ce mai des în literatura de specialitate se vorbește de calcularea randamentului termic în funcție de puterea calorică superioară, la

toate cazanele, sau de introducerea noțiunii de "eficiența termică" a cazanului cu condensatie.

Aceste cazane funcționează eficient la parametri reduși 60/40°C, deoarece punctul de rouă al vaporilor de apă, în mod normal pentru gaze naturale, este de 52...58°C iar pentru combustibilul lichid la 45...50°C.

Legatura cazanului la coș se face cu tuburi din material rezistent la coroziune deoarece condensul este acid. Se utilizează conducte din inox sau din material plastic amplasate într-un coș obișnuit de caramidă. La baza conductei de evacuare a gazelor de ardere se amplasează un "neutralizator" (fig. 6.2.6).

Cazanele de condensatie KESTON, produse de firma CELSIUS 2000 S.R.L din Bucuresti sunt cazane acvatubulare cu funcționare modulată, complet automatizate, cu emisii minime de NOx sau CO; formarea amestecului aer-gaz este controlată printr-o suflantă și un mixer.

Schema funcțională a acestor cazane împreună cu elementele componente este prezentată în fig. 6.2.7 iar caracteristicile lor tehnice sunt centralizate în tabelul 6.2.5.

Ca și alte cazane cu condensatie, una din particularitățile funcționale a acestui cazan constă în așa zisa "ardere superioară".

Amestecul aer-combustibil, ușor comprimat de suflantă, este introdus într-un arzător special cu reglare continuă (modulare). Temperatura agentului termic poate fi controlată, iar cazanul poate livra în fiecare moment numai cantitatea de energie termică necesară confortului.

Tabel 6.2.9 Caracteristicile tehnice ale cazanelor de apă fierbinte tip ECAF

Tip Cazan	U.M.	ECAF 1000	ECAF 2000	ECAF 3000	ECAF 4000	ECAF 5000
Denumire						
Puterea termică nominală	[kcal/h] [kW]	10 ⁶ 1162,8	2 x 10 ⁶ 2325,6	3 x 10 ⁶ 3488,4	4 x 10 ⁶ 4651,2	5 x 10 ⁶ 5814
Dimensiuni de gabarit:						
- diametru	[mm]	2100	2200	2400	2500	2550
- lungime	[mm]	5800	6600	7200	7900	8500
- înălțime	[mm]	2750	2900	3150	3300	3500
Masa	[kg]	7200	11600	16800	19600	22300

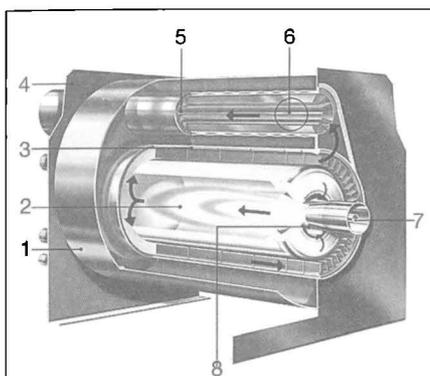


Fig. 6.2.14. Cazan de apă caldă VITOLA-BIFERRAL (VISSMANN-Germania):

- 1 - corp cazan; 2 - focar;
- 3 - suprafața nervurată în cazan;
- 4 - manta; 5 - țevă cu pereți dubli;
- 6 - suprafața de încălzire nervurată;
- 7 - recircularea gazelor de ardere în focar; 8 - capul de ardere al arzătorului.

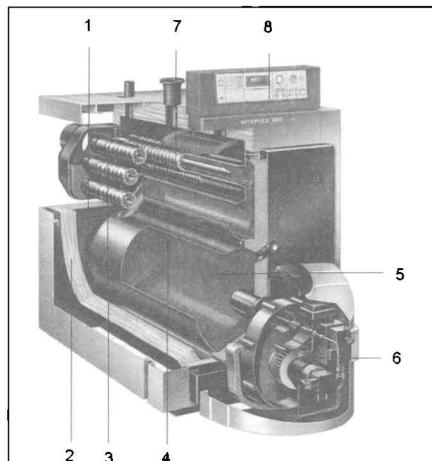


Fig. 6.2.13. Secțiune prin cazanul VITOPLEX 300 (VISSMANN - Germania)

- 1 - focar; 2 - izolație termică; 3 - țevi sistem convector; 4 - camere de apă;
- 5 - camera de ardere; 6 - arzător; 7 - țevi; 8 - tablou de comandă.

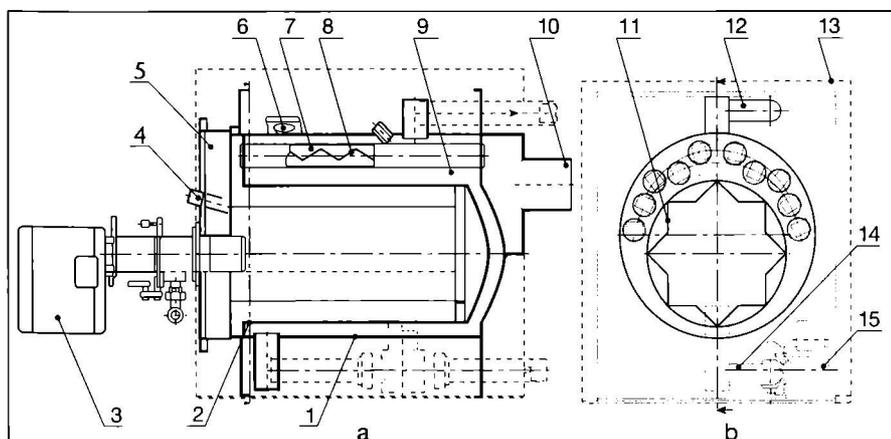


Fig. 6.2.15. Cazan de apă caldă TUBAL-București:

a - secțiune longitudinală; b - secțiune transversală;

- 1 - corp cazan; 2 - focar; 3 - arzător; 4 - vizor; 5 - izolație termică ușă frontală; 6 - izolația termică a cazanului; 7 - țevi de fum; 8 - turbulizator;
- 9 - apă în cazan; 10 - racord pentru evacuare gaze de ardere;
- 11 - cutie întoarcere gaze de ardere în focar; 12 - racord apă ducere;
- 13 - manta; 14 - racord apă întoarcere; 15 - pompă circulație.

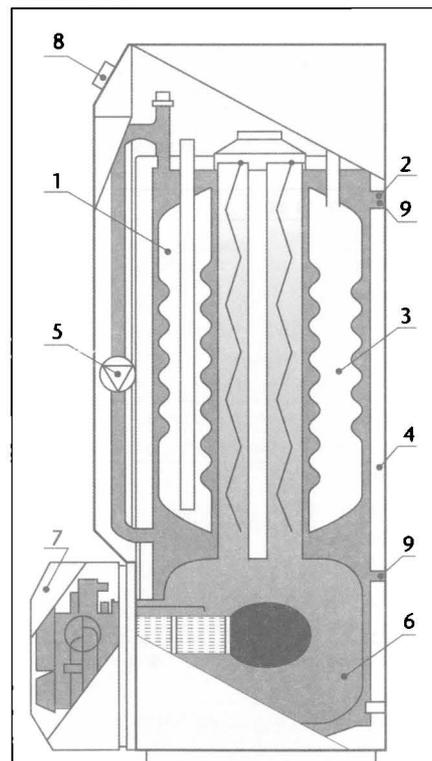


Fig. 6.2.16. Cazan de apă caldă HEAT-MASTER (ACV-Belgia):

- 1 - boiler; 2 - circuit de încălzire;
- 3 - țevi de fum cu turbulizatoare în zig-zag; 4 - izolația termică a cazanului;
- 5 - pompă circulație; 6 - focar tubular;
- 7 - arzător de gaz și combustibil lichid;
- 8 - tablou de comandă; 9 - racordurile pentru încălzire.

Tabel 6.2.10 Caracteristicile tehnice ale cazanelor CAF produse de VULCAN

Tip Cazan	U.M.	CAF 7	CAF 6	CAF 5	CAF 4
Denumire					
Puterea termică nominală	[Gcal/h] [MW]	10 12	25 29	50 58	110 116
Debitul nominal de apă	[t/h]	124	310	620	1240
Temperatura apei la intrare	[°C]	70	70	70	70
Temperatura apei la ieșire	[°C]	150	150	150	150
Presiunea de lucru (minimă)	[bar]	10	10	10	10

Tabel 6.2.11 Caracteristicile tehnice ale cazanelor GD 505 (BUDERUS)

Tip Cazan	U.M.	275	305	335	365	390	415	435	465
Denumire									
Număr de elemente	buc	8	9	10	11	12	13	14	15
Puterea termică nominală	[kW]	275	305	335	365	390	415	435	465
Volum apă	[l]	770	800	830	860	990	1020	1050	1080
Dimensiuni:									
- lungime	[mm]	2375	2515	2655	2795	2935	3075	3215	3355
- lățime	[mm]	1260				1260			
- înălțime	[mm]	2515				2540			
Masa	[kg]	1757	1906	2053	2198	2392	2537	2682	2827

Tabel 6.2.12 Caracteristicile tehnice ale cazanelor de abur 45.1 D (BUDERUS)

Tip Cazan	U.M.	489	570	651	733	814	896	977	
Denumire									
Număr de elemente	buc	8	9	10	11	12	13	14	
Puterea termică nominală	[kW]	410-489	489-570	570-651	651-733	733-814	814-896	896-977	
Volum de apă	[l]	952	1004	1050	1328	1380	1432	1484	
Dimensiuni:									
- lungime	[mm]	2115	2295	2475	2655	2835	3015	3195	
- lățime	[mm]	1380				1380			
- înălțime	[mm]	2692				2717			
Masa	[kg]	2451	2656	2882	3084	3430	3658	3863	

Tabel 6.2.13 Caracteristicile tehnice ale cazanelor de abur VITOPLEX 100 LS (VISSMANN)

Cantitatea de abur	[kg/h]	235	395	638	800	1250	2000
Putere nominală	[kW]	170	285	460	580	900	1450
Sarcina nominală în focar	[kW]	188	315	508	640	995	1600
Dimensiuni:							
- lungime totală	[mm]	1645	1815	2080	2339	2594	3138
- lățime totală	[mm]	869	950	1026	1377	1447	1581
- înălțime totală	[mm]	1665	805	1970	1954	2271	2487
Diametrul camerei de ardere	[mm]	480	552	586	684	780	838
Lungimea camerei de ardere	[mm]	1151	1293	1525	1834	1990	2480
Greutatea totală (cu termoizolație și accesorii)	[kg]	712	945	1399	1586	2483	3752
Capacitate							
Apa din cazan							
- la funcționare cu abur	[l]	345	460	668	1316	1709	2377
- la funcționare cu apă caldă	[l]	552	735	1032	1730	2261	3240
Rezistența la traiecul de gaze arse	[Pa] [mbar]	90 0,9	180 1,8	250 2,5	300 3,0	360 3,6	470 4,7
Parametrii gaze arse (la temp apei din cazan de 105 °C)							
- la putere nominală	[°C]	200	200	200	200	200	200
- la sarcina parțială	[°C]	130	130	130	130	130	130
Debit masic (la combustibil lichid tip M și gaz metan)							
- la putere nominală	[kg/h]	290	485	780	980	1525	2445
- la sarcina parțială	[kg/h]	145	240	390	490	760	1220
Depresiunea necesară la coș	[Pa/mbar]	0	0	0	0	0	0
Ștut de evacuare a gazelor arse ϕ exterior	[mm]	200	200	250	250	300	400

Prin preamestecul aer-combustibil și forma constructivă a arzătorului, flacăra este împartită într-o multitudine de flăcări mici, cu suprafața de radiație foarte mare. Astfel crește transferul de căldură prin radiație și scade temperatura flăcării și a gazelor de ardere la 1100 – 1300°C. Și azotul din aer acționează nemijlocit, în zona de reacție, ca absorbant de căldură și va contribui la răcirea flăcării. În aceste condiții, noxele din gazele de ardere au valori mici :NOx < 10ppm, CO < 80ppm.

Gazele de ardere din focar strabat țevile gofrate ale schimbătorului de căldură, astfel dimensionat încât să asigure racirea puternică a acestora și condensarea vaporilor de apă.

Apa circulă în contracurent cu gazele de ardere, iar condensul rezultat, foarte puțin acid, se scurge către partea de

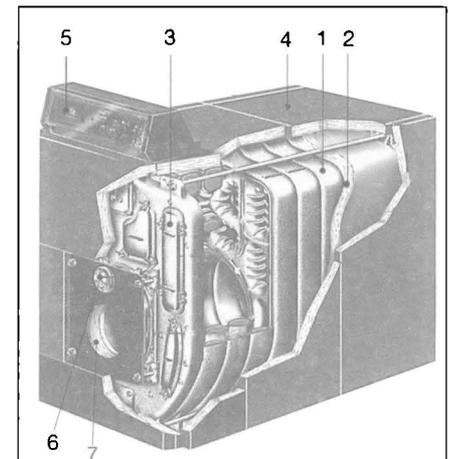


Fig. 6.2.18. Cazan de apă caldă XR4 (CHAPPÉE-Franța):

1-corpul cazanului; 2-izolație termică; 3 - guri de vizitare; 4 - manta demontabilă; 5 - tablou de comandă; 6 - vizor; 7 - placa frontală în care se fixează arzătorul.

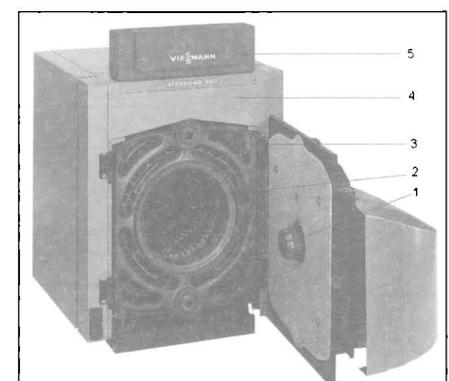


Fig. 6.2.19. Cazan de apă caldă VITOROND 200 (VISSMANN - Germania)

1 - arzător pentru combustibil lichid sau gazos (vitoflame); 2 - camera de ardere; 4 - termoizolație; 5 - tablou de bord.

jos a cazanului și este dirijat printr-o conductă de plastic și apoi evacuat la canalizare.

Montajele multiple de astfel de cazane – necesare spațiilor comerciale, industriale sau blocurilor de locuințe – sunt dotate cu unitați de comandă care asigură funcționarea modulată a ansamblului, contorizarea orelor de funcționare a fiecărei unitați, comanda pompelor de sistem corespunzător regimurilor de lucru, precum și afișarea unui cod de diagnosticare pentru identificarea regimului de funcționare.

Cazanele de condensatie VISSMANN VITODENS 200 și 300 pe combustibil gazos, ca aparate murale cu arzător cilindric, moduland, din oțel in-

oxidabil, pentru funcționarea cu și fără racord la coș și cu vas de expansiune încorporat funcționează cu gaz metan și gaz lichefiat.

Au suprafețe de schimb de căldură din oțel inoxidabil, deosebit de eficient, datorită transferului de căldură pe baza formei lamelare. Se obține o eficiența energetică de 107 – 109 % în cazul funcționării la temperaturi de 50/30°C.

Fig. 6.2.8 reprezintă în secțiune cazanul VITODENS 200. Arzătoarele asigură o modulație de 1: 3 respectiv 1: 4 și emisii de substanțe poluante extrem de reduse, care se încadrează în limitele prevăzute de certificatul "îngerul albastru". Automatizarea digitală a circuitului cazanelor este comandată

de temperatura interioară sau exterioară a aerului și poate fi dotată cu programator digital pentru programul de funcționare pentru zi și săptămână.

VISSMANN produce și cazane mari cu condensatie, amplasate pe pardoseala: VITOCROSSAL 300 cu sarcini termice de la 27 pana la 635 kW (fig. 6.2.9) funcționând cu gaz metan. Suprafața de schimb de căldură inox – Crossel este dispusă vertical astfel încât condensul format se poate scurge

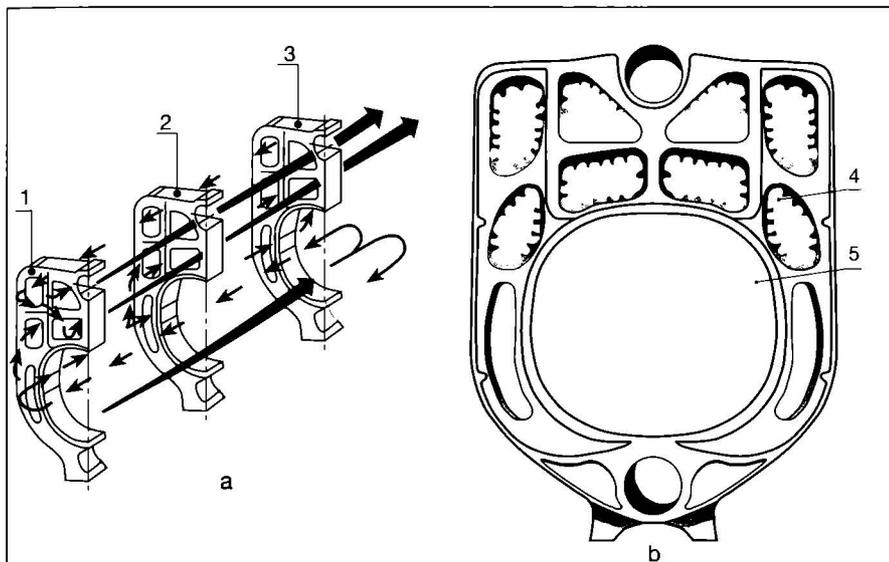


Fig. 6.2.17. Circuitul gazelor de ardere la cazanul XR4 (CHAPPEE -Franța):

a - circulația gazelor de ardere prin focar; b - element de cazan;

- 1 - element întoarcere față; 2 - element de mijloc;
- 3 - element de întoarcere spate; 4 - sisteme convective; 5 - focar.

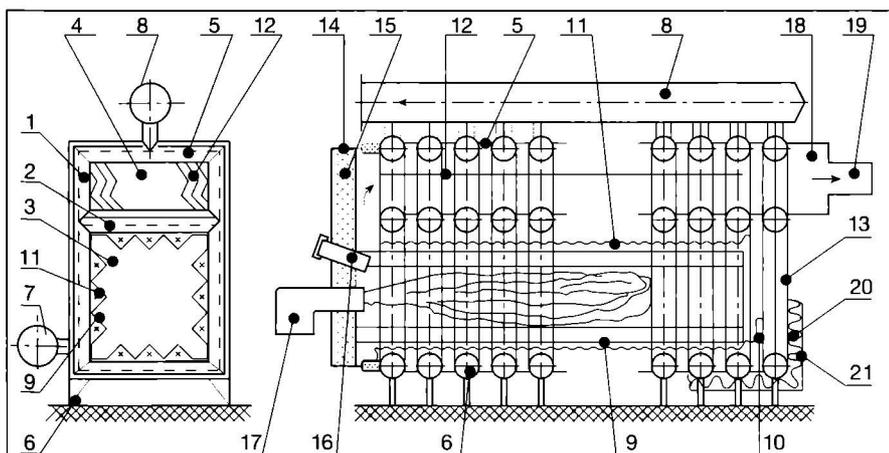


Fig. 6.2.21. Cazan apă caldă (ARCOM-IAECA - București):

- 1 - țevi exterioare; 2 - țevă despărțitoare; 3 - focar; 4 - sistem convectiv;
- 5 - platbandă de legătură; 6 - susținere cazan; 7 - colector; 8 - distribuitor;
- 9 - piesă întoarcere gaze; 10 - distanțier; 11 - turbulizator în focar;
- 12 - turbulizator în sistemul convectiv; 13 - element închidere spate; 14 - ușă frontală;
- 15 - izolație din fibră ceramică; 16 - vizor; 17 - arzător; 18 - colector de gaze;
- 19 - racord la coș; 20 - izolație termică; 21 - manta.

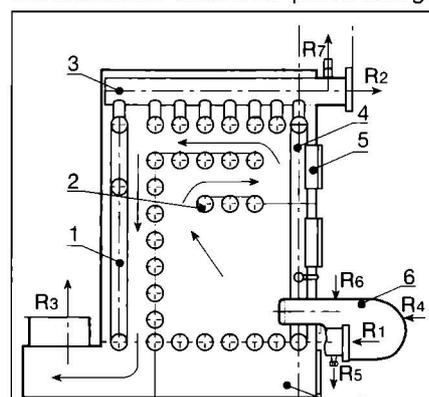


Fig. 6.2.20. Cazan de apă caldă FI S.C. TERMOFARC Săcele:

- 1 - element de închidere spate;
- 2 - element de mijloc; 3 - distribuitor;
- 4 - element de închidere față; 5 - ușă;
- 6 - arzător; 7 - cenușar.

Racorduri: R1 - intrare apă întoarcere; R2 - ieșire apă ducere; R3 - la coș; R4 - combustibil; R5 - golire; R6 - siguranță întoarcere; R7 - siguranță ducere.

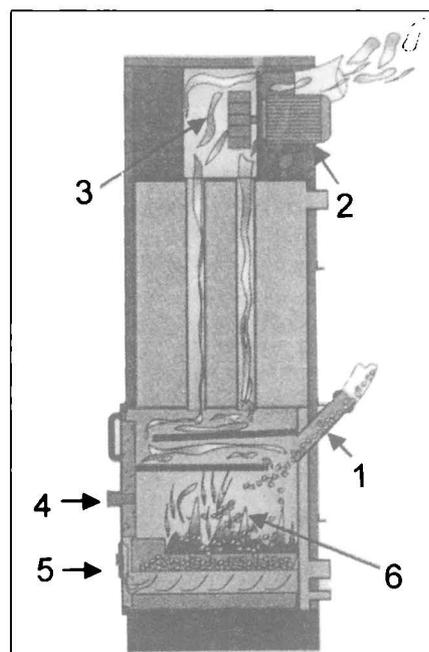


Fig. 6.2.23. Cazan de apă caldă funcționand cu biomasa

- 1 - alimentare combustibil; 2 - ventilator cu doua turatii;
- 3 - camera gaze de ardere; 4 - vizor; 5 - regulator aer;
- 6 - focar.

direct prin gravitație către partea inferioară a cazanului.

Sunt dotate cu arzătoare modulante Matrix – Compact care asigură un nivel scăzut de emisii de substanțe poluante care se încadrează în limitele prevăzute de certificatul "Îngerul albastru".

6.2.3.3 Cazane de apă caldă ignitubulare orizontale

Cazanele de apă caldă ignitubulare (cu țevi de fum), la care gazele de ardere circulă prin țevi și apa, în exterior, sunt executate, de obicei din oțel. Au un focar tubular și unul sau mai multe fascicule de țevi care reprezintă dru-

murile convective.

În fig. 6.2.10 se reprezintă schema unui cazan ignitubular orizontal cu două drumuri pentru gazele de ardere (din care unul este în țevile convective). Cazanul este dotat cu un arzător cu aer insuflat, pentru combustibil lichid sau gazos, cu tub de flăcără lung (de obicei reglabil) care asigură dezvoltarea flăcării în tot focarul și arderea în suprapresiune. Gazele de ardere formate în focar se întorc pe lângă pereții focarului, ajungând la partea din față unde ușa de închidere le obligă să intre în țevile fascicolului convectiv, fiind apoi colectate, la partea din spate a

cazanului, și evacuate în exterior prin coș. În interiorul fascicolului convectiv se află "turbulizatoare" în spirala sau în zig – zag care intensifică transferul de căldură între gazele de ardere și țevi. Apa intră pe la partea inferioară (sau superioară), se încălzește și este trimisă la consumatori.

Din această categorie fac parte : cazanele SE 615 BUDERUS (fig. 6.2.11), sarcini termice de la 200 la 600 kW, cazanele C.M.I. SIETA – Cluj Napoca cu sarcini termice de la 18,6 la 140 kW; cazanele COMPACT (fig. 6.2.12 și tabelul 6.2.6) produse de firma ACV – Belgia.

Cazanele ignitubulare orizontale, cu focar tubular neted cu trei drumuri pentru gazele de ardere, produse de VULCAN Bucuresti sub denumirea de cazane SIGMA utilizează drept combustibil: motorina, combustibil lichid tip M, CLU și gaze naturale.

Tot un cazan orizontal, cu trei drumuri pentru gazele de ardere este tipul VIESSMANN VITOPLEX (fig. 6.2.13) unde țevile profilate, cu pereți dubli, împiedică condensarea vaporilor de apă din gazele de ardere, pe pereții in-

Tabel 6.2.14 Caracteristicile tehnice ale cazanelor de abur VITOMAX 200 HS (VIESSMANN – Germania)

Debit de abur (la temperatura apei de alimentare 102 °C)	[t/h]	0,575	0,75	1,0	1,2	1,5	2,0	2,4	3,2
Sarcina nominală în focar pentru suprapresiune 6 bar	[kW]	415	545	725	870	1085	1450	1735	2310
de lucru admisă 16 bar	[kW]	425	555	745	890	1110	1485	1775	2365
Rezistența pe traiectul de gaze arse	[Pa]	350	470	550	600	650	680	550	690
	[mbar]	3,5	4,7	5,5	6,0	6,5	6,8	5,5	6,9
Dimensiuni totale:									
- lungime totală	[mm]	2510	2690	2970	3020	3240	3490	3830	4160
- lățime totală	[mm]	1590	1640	1700	1800	1870	2030	2090	2280
- înălțime totală	[mm]	1830	1880	1950	2050	2130	2300	2380	2550
Diametrul camerei de ardere	[mm]	580	605	630	670	730	800	840	910
Lungimea camerei de ardere	[mm]	1760	1940	2200	2250	2450	2700	3050	3400
Greutatea totală:									
Cazan cu termoizolație pentru suprapresiune de lucru 6 bar	[kg]	2100	2300	2600	3000	3500	4300	5300	6900
Admisă 16 bar	[kg]	2700	2800	3500	4100	4900	5000		
Gaze arse									
- temperatura		Maxim 60 K peste temperatura aburului saturat la suprapresiunea de lucru respectivă (presiunea din instalație).							
- la putere nominală	[°C]								
- la putere minimă	[°C]	Maxim 30 K peste temperatura aburului saturat la suprapresiunea de lucru respectivă (presiunea din instalație).							
- Debit masic									
- la putere nominală pentru suprapresiune de lucru admisă 6 bar	[kg/h]	630	825	1100	1320	1650	2200	2635	3510
16 bar	[kg/h]	645	845	1130	1350	1685	2255	2695	3590
- la putere minimă pentru suprapresiunea de lucru admisă 6 bar	[kg/h]	315	412	550	660	825	1100	1320	1755
16 bar	[kg/h]	323	423	565	675	840	1130	1350	1795
Ștuf de evacuare a gazelor arse • Φ exterior	[mm]	248	248	298	298	348	348	448	448

Tabel 6.2.15 Caracteristicile tehnice ale cazanelor de abur CR (Vulcan – București)

Tip Cazan	U.M.	CR 10	CR 9	CR 16*	CR 5*	CR 12*
Denumire						
Debit de abur	[t/h]	6,5	10	10	20	50
Presiunea nominală	[bar]	8 : 16	8 : 15	15	36	36
Volumul de apă	[m ³]	6,65	8,5	1/2	1/2	1/2
Dimensiuni:						
- lungime	[mm]	5290	6240	5772	1100	14300
- lățime	[mm]	3350	3350	4013	8700	5830
- înălțime	[mm]	4360	4360	4100	4800	12600
Masa	[kg]	24805	28100	35745	93800	180000

* produc abur supraîncălzit

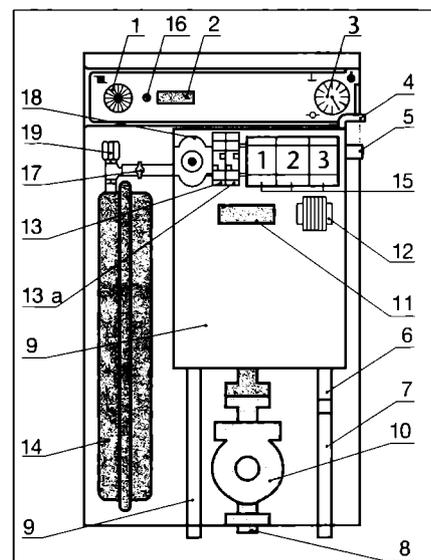


Fig. 6.2.24. Cazan de apă caldă electric ETS (ACV-Belgia):

1 - termostat de comandă; 2 - întrerupător general și de alegere a puterii; 3 - manometru; 4 - dezaerisire; 5 - racord ducere încălzire; 6 - racord ducere apă caldă de consum; 7 - racord întoarcere apă caldă de consum; 8 - racord întoarcere încălzire; 9 - corp cazan; 10 - pompă de circulație; 11 - tablou circuit comandă; 12 - tablou putere; 13 - temporizator cascadă, două etaje de putere; 13a - temporizator cascadă, trei etaje de putere; 14 - vas expansiune închis; 15 - releu de putere; 16 - termostat de siguranță (rearmare manuală); 17 - supapă de siguranță; 18 - releu de apă caldă de consum; 19 - presostat.

teriori ai suprafețelor de transmisie a căldurii.

Tipurile mai moderne de cazane orizontale ignitubulare au o suprafață de transmisie a căldurii, amplasată în focar, prin care se introduc gazele de ardere către partea din față și apoi intră prin țevile sistemului convectiv.

Pe acest principiu funcționează cazanele VITOLA – BIFERAL (fig. 6.2.14), produse de firma VISSMANN, care au suprafețe nervurate atât în focar cât și în țevile sistemului convectiv. Toate suprafețele de transmisie a căldurii, ale cazanului, inclusiv peretele de întoarcere al camerei de ardere, sunt realizate cu învelis dublu care împiedică condensarea vaporilor de apă, din gazele de ardere, pe suprafețele răcite cu apă. Prin

prevederea unei decupări, între capul de ardere și focar, are loc recircularea unei părți din gazele de ardere care face ca procesul de ardere să se producă la temperaturi mai reduse, cu procente de Nox substanțial reduse.

Cazane ignitubulare orizontale moderne, cu piesă de întoarcere a gazelor, în focar, a construit S.C. TUBAL S.A. (fig. 6.2.15 și tab. 6.2.7). Sistemul convectiv este alcătuit din țevi simple, prevazute cu turbulatori în zig – zag și posibilitati de curățire periodică. Ușa frontală este izolată termic cu plăci din fibre ceramice care asigură temperaturi sub 50°C pe pereții exteriori.

Cazanele funcționează cu combustibili gazoși sau lichizi și sunt dotate cu arzătoare din import.

6.2.3.4 Cazanele de apă caldă ignitubulare verticale

Au un focar tubular sau tip cameră răcit cu apă, și un singur drum convectiv executat cu țevi din oțel sau cupru, verticale. De obicei, sunt dotate cu arzătoare autoaspirante (atmosferice) pentru gaze naturale. Pot avea, de asemenea, o serpentina care înfășoară țevile de fum și în care se produce apă caldă de consum sau li se poate atașa un boiler. Pe acest principiu funcționează cazanele produse de FERROLI din Italia sau cazanele PROMETEU produse de CTMC Iași.

Cazanele cu țevi de fum verticale, dotate cu arzătoare cu aer insuflat, pentru combustibil lichid sau gaze naturale, pot fi astfel concepute încât să poată prepara atât apă caldă pentru încălzit cât și apă caldă de consum. Un exemplu îl constituie cazanul HEAT MASTER (fig. 6.2.16) produs de firma ACV – Belgia, în care boilerul este încorporat în cazan în jurul țevilor de fum.

Suprafața sa ondulată, din inox, are rolul să împiedice aderarea calcarului la pereții săi. Transmisia căldurii de la gazele de ardere către apa din boiler se face prin intermediul unui fluid neutru (circuitul de încălzire) așa ca mate-

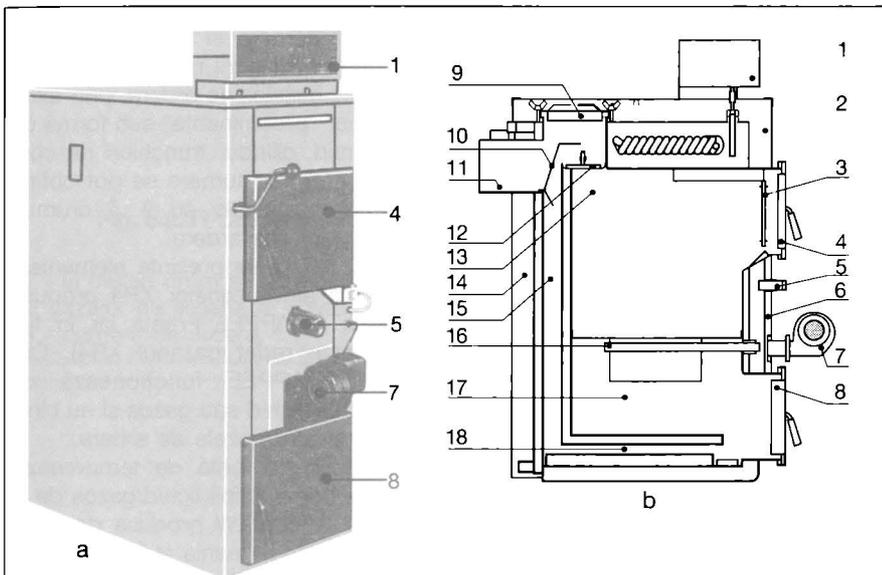


Fig. 6.2.22. Cazan de apă caldă SF 211UBG (BUDERUS):

a - vedere; b - secțiune;

1 - tablou de comandă; 2 - schimbător de siguranță; 3 - ușă interioară; 4 - ușă de acces combustibil; 5 - reglare aer; 6 - canal de aer; 7 - ventilator; 8 - ușă cenușarului; 9 - capac de curățire; 10 - turbulator; 11 - evacuare gaze de ardere; 12 - clapetă de explozie; 13 - cameră de ardere; 14 - izolație termică; 15 - suprafețe de încălzire verticale; 16 - aer primar; 17 - cenușar; 18 - suprafețe de încălzire orizontale.

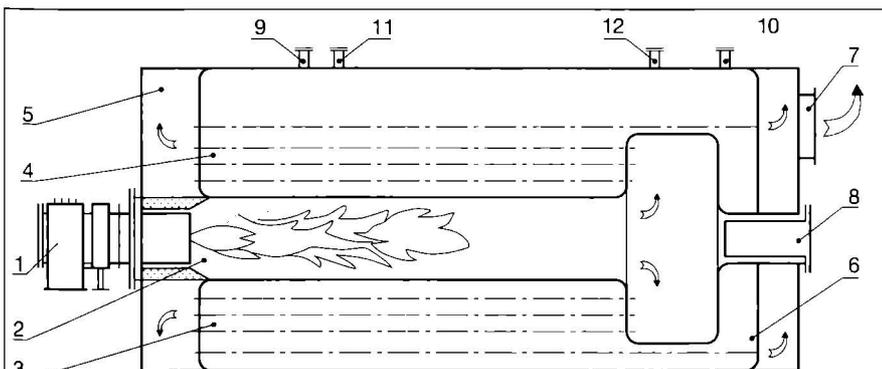


Fig. 6.2.25. Cazan apă fierbinte ECAF

SIMAR (București) – OERTLI (Elveția):

1 - arzător; 2 - focar; 3 - primul drum convectiv; 4 - al doilea drum convectiv; 5 - cameră întoarcere față; 6 - cameră întoarcere spate; 7 - racord gaze; 8 - gură de vizitare; 9 - racord ieșire apă; 10 - racord intrare apă; 11 - racord manometru; 12 - supapă siguranță.

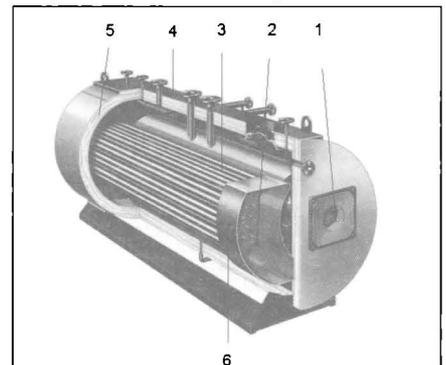


Fig. 6.2.26 Cazan de apă fierbinte VITOMAX 200 HW

(VISSMANN - Germania)

1 - amplasare arzător; 2 - al doilea drum al gazelor de ardere; 3 - al treilea drum al gazelor de ardere; 4 - protecție exterioară; 5 - termizoalație.

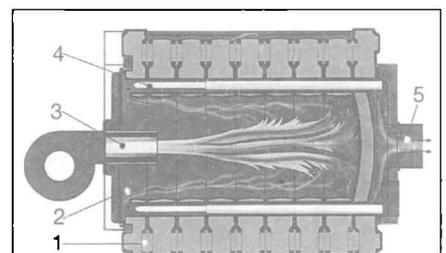


Fig. 6.2.28. Cazan de apă fierbinte POTTERTRON (Anglia):

1 - element tip al cazanului; 2 - focar; 3 - arzător; 4 - drum convectiv; 5 - racord evacuare gaze.

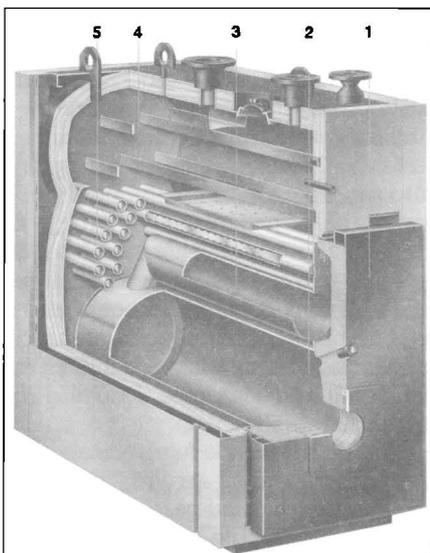


Fig. 6.2.30 Cazan de abur de joasa presiune VITOPLEX 100 LS (VISSMANN - Germania)

1 - ușa cazanului; 2 - camera de ardere (primul drum); 3 - al doilea drum al gazelor de ardere; 4 - tambur; 5 - al treilea drum al gazelor de ardere.

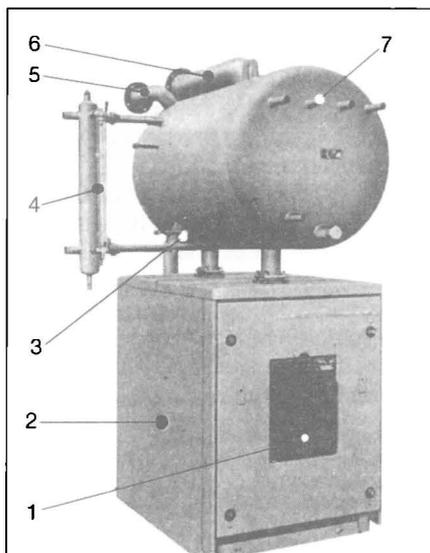


Fig. 6.2.29. Cazan de abur GD505 (BUDERUS Germania);

1 - ușa fixare arzător; 2 - cazan; 3 - tambur; 4 - sticlă de nivel; 5 - legătură de siguranță; 6 - racord abur; 7 - racord siguranță.

rialul nu se mai încălzește iar crusta de piatră se reduce la minimum, ceea ce asigură longevitate, fiabilitate și performanță în funcționare.

6.2.3.5 Cazane de apă caldă acvatubulare din fontă

Cazanele de apă caldă acvatubulare, unde apa circulă prin interiorul suprafeței de schimb de căldură iar gazele de ardere prin exterior, se obțin prin asamblarea unor elemente identice care reprezintă o secțiune transversală prin cazan, de unde și denumirea de "cazane secționate".

Au la capete elemente de închidere "față și spate" și "elemente de întoarcere" pentru gazele de ardere de pe un drum pe altul.

Cazanele acvatubulare din fontă se obțin prin turnare și au suprafața de transmisie a căldurii marită la exterior, pe partea gazelor de ardere, prin existența unor "proeminențe" sub formă de ace, conuri, cilindri, trunchiuri de con, prisme, etc. Prin turnare se pot obține elemente secționale cu 3...5 drumuri pentru gazele de ardere.

În fig. 6.2.17 se prezintă elementele secționale ale cazanelor XR4 produse de firma CHAPPÉE Franța iar în fig. 6.2.18 este redat cazanul XR4). Cazanele CHAPPÉE funcționează cu combustibil lichid sau gazos și au cinci drumuri pentru gazele de ardere.

Cazanele din fontă de temperatură joasă pe combustibil lichid/gazos de la 40 până la 270 kW produse de firma VISSMANN Germania sub denumirea VITOROND 200 (fig. 6.2.19): este un cazan cu trei drumuri pentru gazele de ardere, un randament de 94 % și cu emisii reduse de substanțe poluante.

6.2.3.6 Cazane de apă caldă acvatubulare din oțel

Sunt executate din țevi netede sudate între ele sub formă de cadre identice. Prin intermediul unor platbande metalice sudate pe elemente se obțin cazane monobloc, cu focare tip cameră, cu unul sau mai multe drumuri convective. Fiecare element este legat de colectorul și distribuitorul cazanului prin ștuțuri.

În fig. 6.2.20 se prezintă cazanul FI produs de TERMOFARC Sacele, cu patru drumuri pentru gazele de ardere. Funcționează cu gaze naturale sau combustibil lichid de tip M, dar poate funcționa și cu lemne, brichete sau carbuni superiori. În acest caz, în locul arzătorului, se montează o ușa. Țevile interioare ale elementelor reprezintă grătarul plan al cazanului iar la partea inferioară se află cenușarul.

Pentru combustibil solid puterea termică nominală se reduce cu 30-35 %.

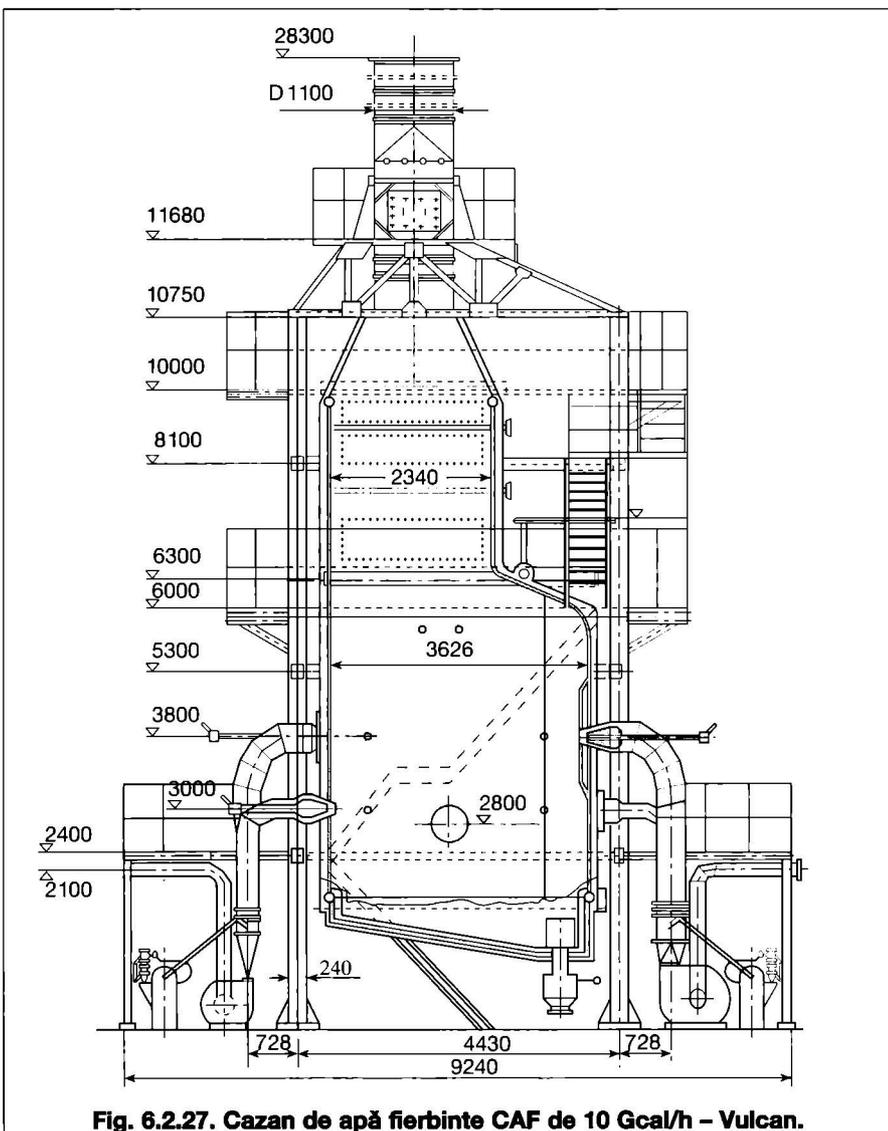


Fig. 6.2.27. Cazan de apă fierbinte CAF de 10 Gcal/h - Vulcan.

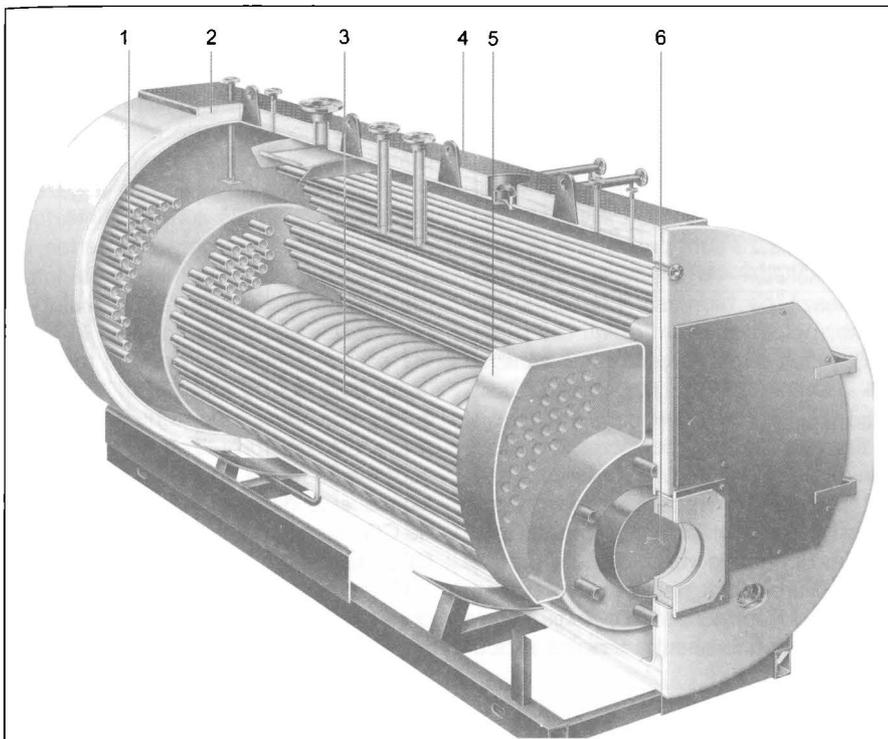


Fig. 6.2.31 Cazan de abur de în altă presiune VITOMAX 200 HS (VISSMANN - Germania)

1 - al treilea drum al gazelor de ardere; 2 - termoizolație; 3 - al doilea drum al gazelor de ardere; 4 - piedestalul cazanului; 5 - perete frontal racit cu apă; 6 - camera de ardere.

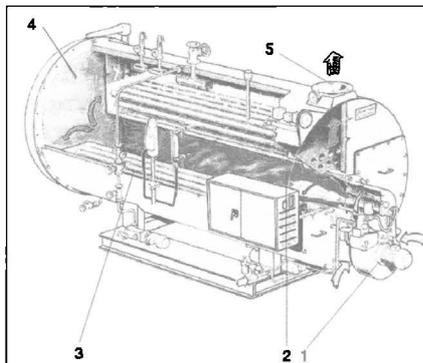


Fig. 6.2.32 Cazan de abur ignitubular orizontal STEAM MATIC - seria SM (BONO - Italia)

1 - arzător; 2 - focar; 3 - țevi de fum; 4 - camera întoarcere; 5 - evacuare gaze de ardere.

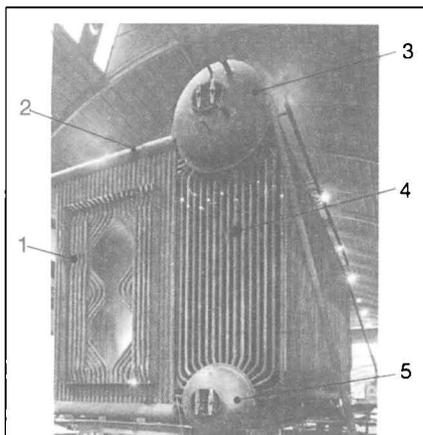


Fig. 6.2.34. Cazan de abur supraîncălzit CLAJTUB (BONO Italia):

1 - ecrane de radiație; 2 - colectoare; 3 - tambur superior; 4 - sistem convectiv (țevi verticale netede); 5 - tambur inferior.

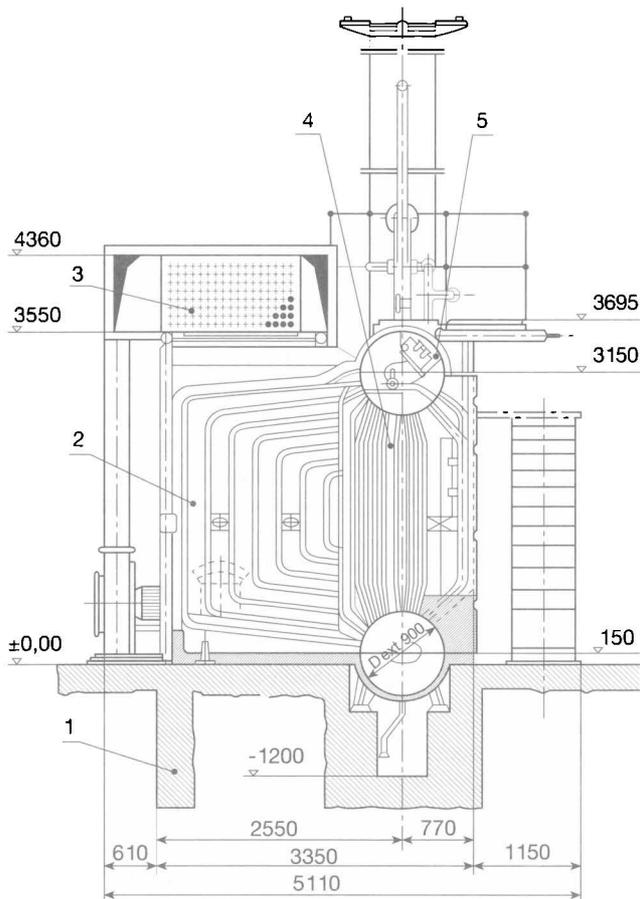


Fig. 6.2.33. Cazan de abur CR10 - VULCAN:

1 - fundație; 2 - focar; 3 - preîncălzitor de aer; 4 - sistem convectiv; 5 - tambur.

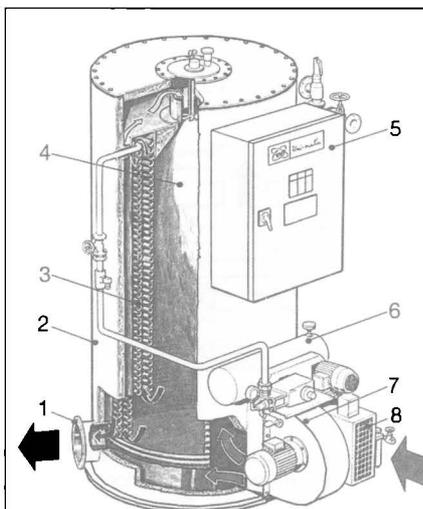


Fig. 6.2.35. Cazane de abur UNI-MATIC (BONO-Italia):

1 - evacuare gaze; 2 - corp cazan; 3 - serpentine concentrice; 4 - focar; 5 - tablou de comandă; 6 - pompe; 7 - arzător; 8 - aspirație aer.

O gamă de cazane acvatubulare din oțel, moderne, de înalt randament, produce și S.C. ARCOM - IAECA București (fig. 6.2.21) Cazanul are focar cameră și un singur drum convectiv. Pieșa pentru întoarcerea gazelor de ardere din focar și turbulizatori în zig-zag montați pe drumul convectiv fac ca fluxul termic unitar transmis către apă să fie foarte mare, de 50...55 kW/m². Funcționează cu gaze naturale sau cu combustibil lichid tip M, cu temperaturi la coș reduse, de 150...160°C și randamente termice de cca 92 %.

6.2.3.7 Cazane de apă caldă funcționând cu combustibil solid

Cazanele mici de apă caldă (sub 30 kW) pot funcționa și cu lemne, rumeguș, biomasă granulară, brichete sau cărbuni superiori (cu putere calorica inferioară, peste 12000 kJ/kg). Nu este indicat a utiliza carbune inferior (lignit)

în cazanele mici. Astfel de cazane se folosesc pentru încălzirea unor clădiri mici (locuințe individuale).

În fig. 6.2.22 este prezentat cazanul SF 211 UBG Buderus Germania prevăzut cu ventilator de aer insuflat și cu posibilitatea de reglare. Puterea termică variază între 18 și 26 kW.

În fig. 6.2.23 sunt prezentate cazanele GRANOLA- ARCA Italia, care funcționează pe biomasă: boabe de porumb, peleți de lemn, peleți din rumeguș, peleți din tărâțe, dar și cu sămburi de piersici, măsline etc, coji de nuci, de floarea soarelui etc.

Cu cca 2,5 kg de porumb (14 % umiditate, 5300 kcal/kg putere calorifică inferioară) se poate obține puterea calorifică echivalentă unui litru de motorină. Economic vorbind, la un preț de 11-15 Euro/100 kg boabe porumb este nevoie de aproximativ 0,27-0,35 Euro pentru a obține energia termică produ-

să de un litru de motorina, deci de cca 2,5-3 ori mai puțin.

Cazanele cu puteri termice utile maxime de 25, 40 și 55 kW sunt prevăzute cu un mecanism de alimentare: un grătar special, un sistem de reglare dar și un ventilator de evacuare a gazelor de ardere cu două turații. Ventilatorul aspiră gazele de ardere din partea de sus a cazanului și permite astfel intrarea aerului în orificiile regulatorului de aer. Gazele de ardere formate în focar vor parcurge cele trei drumuri materializate de placi de fum cu rol de catalizator, vor trece prin tuburile de fum prevăzute cu turbulizatori, după care sunt evacuate pe cos. Randamentul cazanului este de minim 90 %, iar emisiile de CO₂ sunt cuprinse între 9-10 % și de CO₂ între 50 și 200 ppm.

Cazanele GRANOLA funcționează la două nivele de putere reglabile: 100 % și 20 %. Temperatura prescrisă de 70°C, odată atinsă, obligă sistemul automat de reglaj și protecție să comande o turație mică a ventilatorului. Dacă temperatura agentului termic în cazan depășește valoarea de 85°C intră în funcțiune un schimbător de siguranță care preia din sarcina termică a cazanului.

6.2.3.8 Cazane de apă caldă electrice

Sunt cazane folosite pentru încălzire producând agent termic la temperaturi ce pot fi setate între 30 - 100°C. Ele sunt alimentate electric la 230 V (cazanele cu putere cuprinse între 6 și 30 kW) sau la 400 V (cazanele cu puteri cuprinse între 6 și 1200 kW).

Avantajele cazanului electric sunt certe: nu necesită conducte de transport pentru combustibil, nu necesită arzător (cu piese în mișcare), coș de fum mentenanță periodică, are randament maxim, toată energia electrică fiind transformată în energie termică.

De asemenea căldura este produsă într-un mod nepoluant și poate ocupa spații tehnice care nu necesită ferestre ca suprafața de explozie, aerisiri naturale sau alte amenajări.

Față de trecut, când costul de exploatare era dezavantajos alinierea prețurilor de combustibil la piața europeană face că energia produsă cu cazanul electric să fie cu 5% mai ieftină decât ar fi produsă folosind motorină și cu cca 10% mai ieftin decât dacă ar fi produsă folosind gaz lichefiat (GPL).

Producătorul Varmetekkik Norvegia are cea mai mare paletă de cazane electrice (tabel 6.2.15) cu puteri cuprinse între 6 și 1200 kW.

Ca și în cazul celorlalte cazane instalația hidraulică de încălzire este identică și necesită:

- pompa, vas de expansiune, supape de siguranță conducte, corpuri de

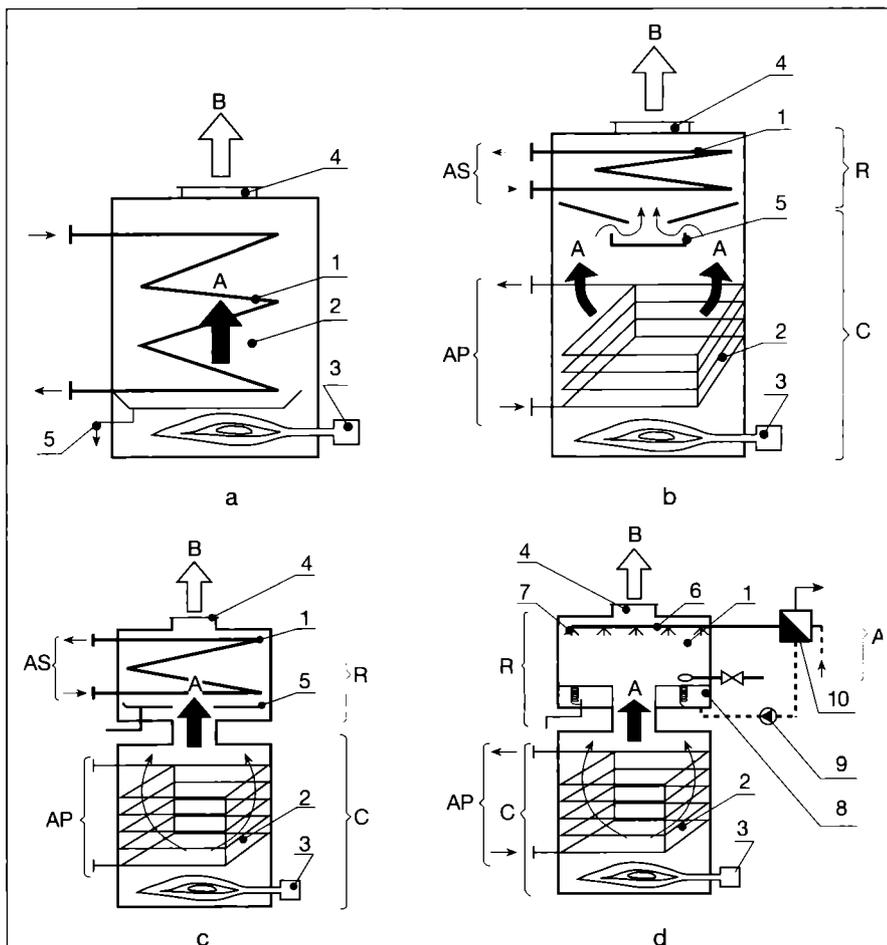


Fig. 6.2.36. Combi-nația cazan-recuperator de căldură:

a - cazan cu recuperatorul înglobat în focar; b - cazan cu recuperatorul montat în aval de focarul cazanului; c - cazan cu recuperator independent; d - cazan cu recuperator tip umed;

R - recuperator de căldură; AP - agent termic primar; AS - agent termic secundar; A - gaze de ardere calde; B - gaze de ardere răcite; C - partea clasică a cazanului;

1 - recuperator de căldură; 2 - focar; 3 - arzător; 4 - orificiu de evacuare gaze răcite; 5 - conductă evacuare condensat; 6 - registru de țevi; 7 - duze; 8 - bazin cu apă; 9 - pompă de circulație; 10 - schimbător de căldură.

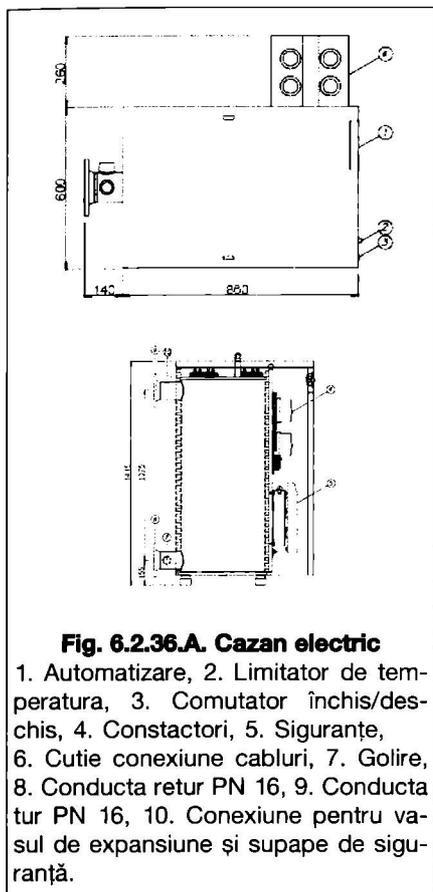


Fig. 6.2.36.A. Cazan electric

1. Automatizare, 2. Limitator de temperatura, 3. Comutator închis/deschis, 4. Constactori, 5. Siguranțe, 6. Cutie conexiune cabluri, 7. Golire, 8. Conducta retur PN 16, 9. Conducta tur PN 16, 10. Conexiune pentru vasul de expansiune și supape de siguranță.

încălzire, etc (fig. 6.2.36.A).

Automatizarea cazanului:

Cazanele electrice sunt echipate cu o unitate de reglare electronică a temperaturii pentru o reglare de putere

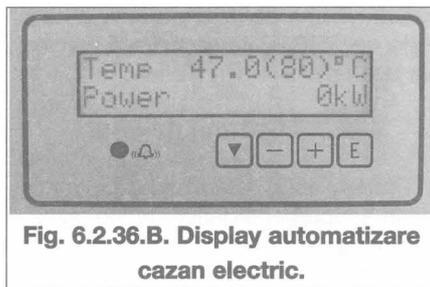


Fig. 6.2.36.B. Display automatizare cazan electric.

proporțională în 30 trepte și pentru o gama de temperaturi între 30° - 100°C.

Un display (fig. 6.2.36.B) indică temperatura agentului termic la ieșirea din cazan, treptele de putere, puterea absorbită, etc.

Bazat pe un control intern sau extern, automatizarea ne oferă un număr mare de funcțiuni.

Funcții suplimentare:

Acestea sunt câteva dintre avantajele echipamentului suplimentar adecvat pentru regulatorul cazanului:

- reglarea temperaturii pe tur a cazanului în funcție de temperatura exterioară;
- reglarea în conformitate cu energia electrică disponibilă;
- exploatarea bivalentă a cazanului electric împreună cu cazanele ce utilizează alte surse de energie;
- reglare automată a setărilor de temperatură;

6.2.4 Cazane de apă fierbinte

Acestea sunt utilizate în centralele termice mari pentru încălzirea apei la temperaturi ridicate (peste 115°C), de regula, la 150°C.

Ca și cele de apă caldă ele se execută cu elemente din fontă sau țevi din oțel, tip ignitubulare sau acvatubulare, cu puteri termice mari.

Apa fierbinte preparată în cazane este, în general, utilizată în rețelele de termoficare sau în rețelele de distribuție din cadrul întreprinderilor industriale.

6.2.4.1 Cazane de apă fierbinte ignitubulare

Cazanele ignitubulare din oțel sunt executate cu focar tub de flacăară, camera de întoarcere a gazelor de ardere și drumuri convective prin țevile de fum. Un cazan de apă fierbinte ignitubular tip ECAF produs de SIMAR București în colaborare cu OERTLI (Elveția) este prezentat în fig. 6.2.25.

Cazanul ECAF are două drumuri convective și este echipat cu arzătoare pentru orice combustibil gazos (gaze naturale, butan) sau pentru combustibil lichid (păcura, CLU). Arzătoarele tip IB, care deservește aceste cazane, sunt produse în România sub marca OERTLI, complet automatizate, cu toată aparatul de măsurare, reglare și protecție necesară conform normelor ISCIR.

Tabel 6.2.15 Gama de cazane electrice Varmetekkikk Norvegia, 380-400 V; 50-60 Hz.

Tip Cazan	Putere [kW]	Siguranțe (nr. x A)	Trepțe de Putere [kW]	Greutate [kg]	Conținut Apă [l]	Dimensiune	
						Racord Tur/Retur [in]; [mm]	Golire/ Expansiune [in]
VB 4006	6	3x16	2+2+2	33	15	1 1/2	1
VB 4009	9	3x20	3+3+3	33	15	1 1/2	1
VB 4012	12	3x25	4+4+4	33	15	1 1/2	1
VB 4015	15	3x35	5+5+5	33	15	1 1/2	1
VB 4018	18	3x35	6+6+6	33	15	1 1/2	1
VB 4020	20	3x50	5+5+5+5	35	15	1 1/2	1
VB 4024	24	3x50	6+6+6+6	35	15	1 1/2	1
VB 4030	30	3x63	7,5+7,5+7,5+7,5	35	15	1 1/2	1
MB4030	30	3x63	4,9,13,17,21,26,30	65	75	DN 65 PN 16	1
MB4045	45	3x80	6,12,18,27,33,39,45	65	75	DN 65 PN 16	1
MB4060	60	3x100	9,16,25,35,44,51,60	65	75	DN 65 PN 16	1
MB4075	75	3x125	9,22,31,44,53,66,75	135	75	DN 65 PN 16	1
MB4090	90	3x160	15,25,40,50,65,75,90	135	75	DN 65 PN 16	1
MB4105	105	3x200	15,30,45,60,75,90,105	175	75	DN 65 PN 16	1
MB4120	120	3x225	15,35,50,70,85,105,120	175	75	DN 65 PN 16	1
MB4135	135	3x225	15,40,55,80,95,120,135	175	75	DN 65 PN 16	1
MB4150	150	3x225	20,40,60,90,110,130,150	175	75	DN 65 PN 16	1
SB 4180	180	3x400	12	290	240	DN 100/16	1 1/2
SB 4225	225	3x400	15	300	240	DN 100/16	1 1/2
SB 4300	300	3x400	20	310	240	DN 100/16	1 1/2
SB 4375	375	3x630	20	450	310	DN 125	2
SB 4450	450	3x800	28	450	310	DN 125	2
SB 4600	600	3x100	46	450	310	DN 125	2
SB 4750	750	2x3x630	70	1050	620	DN 125	2
SB 41200	1200	2x3x1000	220	1050	620	DN 125	2

Cazanele ECAF, ale căror caracteristici tehnice sunt prezentate în tabelul 6.2.9, produc apă fierbinte cu temperatura maximă de 150°C, la randamente termice de peste 90 %.

Un alt cazan de apă fierbinte ignitubular, cu tub de flacără și trei drumuri de gaze de ardere este fabricat de întreprinderea VULCAN S.A. Are o putere termică de 7 MW și funcționează cu un singur arzător pentru motorină, CLU sau gaze naturale. Gabaritul cazanului este de 6500 x 2600 x 2850 mm; volumul de apă din cazan $V = 14,15 \text{ m}^3$ iar masa netă (fără apă) este de 17500 kg.

Cazane ignitubulare cu randamente ridicate executate cu focare tubulare presurizate, cu un drum convectiv, utilizând combustibili gazeși sau lichizi, cu puteri termice până la 4 MW, preparând apă fierbinte de maximum 145°C la presiunea de 5 bar sunt fabricate de firma FERROLI (cazane PREX – ASL).

Cazane de apă fierbinte cu sarcini termice mari produce VISSMANN (Germania) sub denumirea de VITOMAX 200 HW (fig. 6.2.26)

Sunt cazane ignitubulare sub presiune înaltă, pe combustibil lichid sau gazos cu trei drumuri pentru gazele de ardere, și randamente termice de 90 – 92 %. Tabloul de comanda Vitocontrol oferă posibilitatea comenzii tuturor dispozitivelor de reglaj și comandă și funcționarea complet automatizată cu control periodic la 24 sau 72 ore.

6.2.4.2 Cazane de apă fierbinte acvatubulare

Sunt cazane de radiație cu puteri termice mari și utilizează combustibili gazeși. Un astfel de cazan tip CAF (fig. 6.2.27 și tab. 6.2.10) este executat de VULCAN S.A. cu focarul realizat din pereți membrana sub forma de cheson și alimentat prin arzătoare pe doi pereți opuși, lucrând în suprapresiune. Circulația gazelor de ardere este ascendentă, cu un singur drum, astfel ca răcirea lor se face până la partea superioară. Soluția cu pereți membrană care elimină soluțiile scumpe și grele de invidire, suprafața mică de așezare a cazanului și dezvoltarea lor pe verticala fac ca aceste cazane să aiba indici economici foarte buni.

În afara cazanelor acvatubulare executate cu țevi din oțel se mai construiesc cazane din fontă. Un astfel de cazan (fig. 6.2.28) este executat de firma POTTERTON. Acesta este executat cu elemente tip, din fontă, care formează prin ansamblare un focar tubular în care are loc întoarcerea gazelor de ardere și un singur drum convectiv. Cazanul funcționează cu combustibil lichid sau gazos și prepara apă fierbinte la temperaturi de maximum 140°C. Tempe-

ratura minimă de intrare a apei în cazan este de 55°C. Puterea termică nominală variază între 264 și 1172 kW.

6.2.5 Cazane de abur

Produs abur saturat sau supraîncălzit în scopuri energetice, tehnologice și de încălzire.

Cazanele de abur pot fi de presiune joasă, când presiunea absolută a aburului saturat produs nu depășește 1,7 bar sau de presiune medie și înaltă, pentru presiuni ale aburului peste 1,7 bar.

Se execută cazane cu volum mare de apă care sunt, de obicei, ignitubulare cu focar tubular și unul sau mai multe drumuri convective din țevi de fum netede și cazane cu volum mic de apă, de tip acvatubular, cu focar camera, puternic ecranat și țevi de apă cu diametrul mic atât în focar cât și pe drumurile convective.

6.2.5.1 Cazane de abur de joasă presiune

Se pot executa cu elemente din fontă sau cu țevi din oțel. Cele mai eficiente și cu fiabilitatea mare sunt cele executate din fontă. În fig. 6.2.29 este prezentat cazanul din fontă GD 505 produs de firma BUDERUS, care funcționează cu gaze naturale sau combustibil lichid, cu suprapresiune în focar (independent de tirajul coșului). La montare necesită dispozitiv hidraulic de siguranță. Aceeași firmă produce și cazanele tip 451D care sunt asemănătoare cu primele, dar cu debite de căldură mai mari. Caracteristicile tehnice ale celor două tipuri de cazane sunt prezentate în tabelele 6.2.11 și 6.2.12.

În fig. 6.2.30 este prezentat cazanul de abur de joasă presiune VITOPLEX 100 LS produs de firma VISSMANN. Este un cazan ignitubular cu trei drumuri pentru gazele de ardere și cu camera de separare a aburului (tamburul) integrată în captușeala cazanului. Funcționează cu combustibil lichid sau gazos, la randamente de 91 % și cu emisii reduse de substanțe poluante. Caracteristicile tehnice principale sunt centralizate în tabelul 6.2.13.

6.2.5.2 Cazane de abur de presiune medie și înaltă

Se execută cu țevi din oțel pentru debite de abur cuprinse între 0,1 și 50 t/h și presiuni între 1,7 și 36 bar.

Cazane cu debite mici de abur produce S.C. VULCAN S.A. de tip SICMA – AB și de tip SICMA – IAB, ignitubulare dotate cu arzătoare din import pentru gazele naturale, CLU sau motorină. Cazanele bloc abur cuprind: cazanul propriu-zis, pompe de alimentare

cu apă, instalația de automatizare, canale de evacuare gaze de ardere și coș de fum.

Cazane ignitubulare cu debite de aburi sub 2000Kg/h și presiuni cuprinse între 4 și 8 bar se produc de către S.C. SIETA S.A. tip VAP cu tub de flacără tip sac (flacara întoarsă) și un drum de gaze prin țevile de fum. Cazanele sunt dotate cu arzătoare automatizate pentru gazele naturale și lichid ușor.

Cazane ignitubulare de abur saturat și eficiența ridicată, cu presiuni cuprinse între 6 și 14,5 bar sunt cazanele VAPOREX HP produse de firma FERROLI – Italia.

Cazanele VITOMAX 200 HS produse de VISSMANN (fig. 6.2.31 și tabelul 6.2.14) sunt cazane cu debit mare de abur, de tip ignitubular care funcționează cu combustibil lichid sau gazos. Cazanul are trei drumuri pentru gazele de ardere și asigură o ardere cu emisii reduse de substanțe poluante și de oxid de azot.

Cazanele STEAM – MATIC – seria SM produse de firma BONO – Italia (fig. 6.2.32) produc abur saturat și consumă combustibil lichid sau gazos. Produc 1 – 6 t/h la presiuni maxime de 20 – 25 bar. Cazanele sunt dotate cu arzătoare compacte și echipamente de control cu programare automată.

Din categoria cazanelor acvatubulare, cu debite mari de abur se pot menționa:

- cazane de abur tip CR (fig. 6.2.33 și tabelul 6.2.15) executate de VULCAN S.A. cu pereți "membrană" în focar, țevi cu înclinare mare între tamburi și circulație orizontală a gazelor de ardere, ce necesită tiraj forțat;
- cazane de abur tip CLAJIUB Italia (fig. 6.2.34) prevăzute cu doi tamburi suprapuși legați prin țevi verticale și focar tip cameră realizat din pereți membrană. Pulverizarea combustibilului lichid se face cu abur la presiune ridicată sau cu aer comprimat.

6.2.6 Cazane cu fluid diatermic

Pentru procese tehnologice care necesită temperaturi înalte, de ordinul 200 – 300°C, utilizarea aburului ar necesita presiuni foarte mari de lucru (20...90 bar). Fluidele diatermice raman în stare lichida și nu-și alterează compoziția la temperaturi înalte. Până la 300°C se utilizează uleiuri minerale, iar peste 300°C se utilizează fluide organice sintetice.

O instalație cu fluid diatermic este un circuit închis format dintr-un cazan de încălzire a fluidului diatermic, prevăzut cu arzător clasic de combustibil gazos sau lichid, pompă de circulație, vas de expansiune și rezervor de depozitare cu pompă de transfer.

Cazanele OIL – MATIC OMV produse de firma BONO – Italia (fig. 6.2.35) sunt de construcție cilindrică, verticală, multitubulare, cu pereți cu apă de răcire la partea superioară a camerei de ardere. Cazanele conțin grupuri de țevi convective concentrice la camera de ardere realizând mai multe întoarceri pe circuitul gazelor de ardere, în contracurent față de curgerea fluidului încălzit. Sunt prevăzute cu o cameră inelară de preîncălzire a aerului de ardere, realizată între placa exterioară și manta.

Instalația de ardere de tip CICLONIC este integrată în structura cazanului și dezvoltă o flăcără verticală adecvată formei constructive. Reglarea arderii este de tip electronic cu microprocesor, realizând adaptarea debitului de combustibil și a aerului de ardere funcție de sarcina termică a cazanului.

Au puterea termică de 0,2 – 3,5 MW și pot produce abur saturat sau apă fierbinte în schimbătoare de căldură de construcție relativ simplă.

6.2.7. Cazane recuperatoare

Temperatura ridicată a gazelor de ardere la ieșirea din cazane ($\theta_g > 150^\circ\text{C}$) sau din instalațiile tehnologice ($\theta_g > 300^\circ\text{C}$) impune recuperarea de căldură pentru reducerea pierderilor prin evacuarea gazelor de ardere în exterior, asigurând totodată o creștere a randamentului global al cazanului precum și reducerea consumului de combustibil. Construcția acestor cazane recuperatoare este diferențiată, depinzând în principal de agentul secundar pe care-l prepara. Ele se montează întotdeauna pe un circuit secundar (de ocolire) pentru a permite evacuarea gazelor de ardere direct la coș atunci când recuperatorul nu poate fi utilizat.

Cazanele recuperatoare sunt astfel concepute încât pot face corp comun cu recuperatorul de căldură sau sunt separate de recuperator, acesta fiind atașat cazanului pe traseul gazelor de

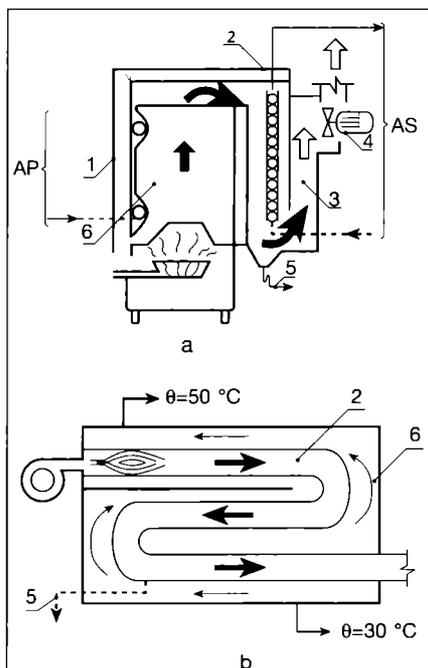


Fig. 6.2.37. Cazane cu recuperatoare:

a - cazan tip Seagold;
b - cazan tip Equator;

- 1 - element din fontă;
 - 2 - recuperator; 3 - canal de fum;
 - 4 - ventilator; 5 - conductă evacuare condensat; 6 - focar;
- AP - agent termic primar; AS - agent termic secundar.

ardere.

Câteva combinații cazan-recuperator sunt prezentate în fig. 6.2.36.

În fig. 6.2.37 sunt prezentate schematic două cazane cu recuperatoare executate în Anglia și Franța. Cazanul SEAGOLD este executat dintr-un bloc cu elemente din fontă la care s-a atașat recuperatorul de căldură, executat cu țevi din aluminiu. Cazanul EQUATOR are recuperatorul de căldură integrat în focar. Schimbul de căldură între gazele de ardere și apa care circulă în cazan este realizat în contracurent. Randamentul cazanului poate atinge valori de 97 %.

În România firma SIETA S.A. fabrică

cazane cu recuperatoare în 3 variante: 23,35 și 64 kW cu randamentul ridicat ($\eta = 97\%$) care prepară apă caldă 90/70°C.

6.2.8. Recuperatoare de căldură cu condensatie

În afara cazanelor cu recuperatoare de căldură înglobate se execută recuperatoare independente care se pot atașa cazanelor.

Recuperatoarele de căldură cu condensatie se execută din materiale anti-corosive și sunt destinate să crească performanțele cazanelor echipate cu arzător cu gaze insuflate. Recuperarea globală a căldurii latente și sensibile din gazele de ardere reprezintă până la 20 % din puterea termică a cazanului asociat.

Firma DE DITRICH execută recuperatoare cu condensatie tip RC 35 destinate pentru creșterea performanțelor cazanelor cu puteri termice cuprinse între 100 și 600 kW, echipate cu arzătoare cu gaze naturale cu aer insuflat. Evacuarea gazelor de ardere se face direct (RC 35) sau cu ajutorul unui ventilator (RC 35V).

Corpul recuperatorului cu condensatie este realizat cu elemente din fontă prevăzute cu aripioare special amenajate pentru a permite funcționarea în condensatie. Gazele de ardere traversează recuperatorul de sus în jos. Bacul de recuperare a condensatului este din inox și se găsește la partea inferioară. Gabaritul acestor recuperatoare este de 660 x 1000 x 1500 mm.

Firma GUILLOT din Franța produce, de asemenea, recuperatoare de căldură cu condensatie tip TOTALECO executate din țevi de inox care se pot atașa cazanelor cu o putere termică cuprinsă între 95 și 1430 kW.

De asemenea, recuperatoare de căldură cu condensatie mai produc și firmele franceză CHAPPÉE și germană VIESSMANN.

6.3. Pompe

Pompa este un generator hidraulic care transformă energia mecanică în energie hidraulică. După modul de funcționare, pompa este un turbogenerator la care energia se transmite fluidului prin intermediul unui rotor aflat în mișcare de rotație (pompe centrifuge, pompe axiale etc.).

În instalațiile de încălzire se întâlnesc pompe pentru:

- circulația agentului termic (apa caldă sau fierbinte) între sursa termică și consumatorul de căldură;
- pomparea condensatului în generatoarele de abur (cazane);
- completarea apei din instalația de încălzire (pompe de adaos);
- pomparea combustibilului lichid.

6.3.1. Caracteristicile hidraulice și tehnice ale pompelor

6.3.1.1 Curbele caracteristice

Pompele din instalații, în general, și din instalațiile de încălzire, în special, sunt caracterizate prin:

- debitul de fluid \dot{V} [m^3/s] sau [m^3/h],
- presiunea sau caracteristica de sarcină H [kPa] sau [mH_2O],
- puterea P [kW];
- randamentul η și
- înălțimea netă absolută la aspirația pompei $NPSH$ [kPa] sau [mH_2O].

Pentru fiecare pompă sau grupe de pompe sunt trasate curbe caracteristice care reprezintă graficele funcțiilor:

$$\begin{aligned} H &= f_1(\dot{V}); \\ P &= f_2(\dot{V}); \\ \eta &= f_3(\dot{V}); \\ NPSH &= f_4(\dot{V}). \end{aligned} \quad (6.3.1)$$

la turație constantă.

Relația $H = f_1(\dot{V})$ poartă și denumirea de caracteristică a pompei.

În afara celor 4 curbe caracteristice pompelor este necesar să se cunoască și curba caracteristică a instalației, $H_{inst} = f(\dot{V})$. Într-un sistem de coordonate (H, \dot{V}) ea reprezintă o parabolă de gradul doi cu ordonata în originea egală cu presiunea statică H_s . La o instalație cu circuit închis (instalație de încălzire) $H_s = 0$, întreaga înălțime de pompare fiind folosită numai pentru învingerea pierderilor de sarcină:

$$H_{inst} = M \cdot \dot{V}^2 \quad (6.3.2)$$

în care:

M - este modulul de rezistență al rețelei.

Curbele caracteristice ale unei pompe centrifuge sunt prezentate în fig. 6.3.1, pentru o turație dată. Dacă turația este cea normală n , debitul \dot{V} , înălțimea de pompare H și puterea P corespunzătoare randamentului maxim η se numesc nominale și sunt datele care se înscriu pe plăcuța indicatoare a pompei.

Întreprinderile constructoare de pompe, prin cataloagele de produse, prezintă curbele caracteristice obținute prin testări în laboratoare.

6.3.1.2 Funcționarea pompelor în instalații

6.3.1.2.1 Punct de funcționare

Vehicularea printr-o instalație a unui debit de fluid \dot{V} se face cu ajutorul energiei specifice date de relația 6.3.2. Pentru a stabili debitul transportat este necesară rezolvarea sistemului de ecuații format de caracteristica pompei și caracteristica instalației, ceea ce, grafic, înseamnă găsirea punctului lor de intersecție care are coordonatele H și \dot{V} . Pentru o funcționare a pompei, în limitele economice, este necesar ca punctului de intersecție (funcționare) să-i corespundă un randament:

$$\eta = 0,9 \dots 1,0.$$

La alegerea pompelor ce urmează a se implementa în instalație este necesar a se avea în vedere următoarele:

- în instalațiile la care variază mult condițiile de intrare și ieșire (modificări importante ale nivelului din rezervorul de aspirație, al presiunii la ieșire - cazul pompelor de condensat) se recomandă utilizarea pompelor în care curba caracteristică a pompei $H = f(\dot{V})$ are o formă mai abruptă (fig. 6.3.2, a);
- în instalațiile unde, la variații mari de debite, presiunile rămân aproape constante (instalații de încălzire cu apă caldă) se recomandă utilizarea pompelor în care curba caracteristică a pompei $H = f(\dot{V})$ are o formă mai aplatizată (fig. 6.3.2, b).

O instalație, ca urmare a închiderii sau deschiderii unui consumator, poate avea o funcționare stabilă sau instabilă. Perturbațiile produse de rețea deplasează punctul de funcționare de pe curba caracteristică a pompei. Dacă aceste perturbații sunt mici, odată cu eliminarea lor, punctul de funcționare revine la poziția inițială și pompa intră în regim normal de lucru (funcționare stabilă).

În general se poate menționa că atât timp cât punctul de funcționare se află pe ramura descendentă a caracteristicii pompei (debitul pompei este mai mare decât cel minim \dot{V}_{min} - fig. 6.3.2) funcționarea este stabilă.

6.3.1.2.2 Cuplarea pompelor

În funcție de necesități se pot întâlni situații în care se impune folosirea simultană a mai multor pompe funcționând în paralel sau în serie.

Cuplarea în paralel se realizează când debitele de fluid sunt superioare celor ce pot fi vehiculate prin funcționarea individuală a pompelor, iar cuplarea în serie, la mărirea sarcinii de pompare. În instalațiile de încălzire cuplarea pompe-

lor se utilizează mai rar și anume, la instalațiile mari cu debite de căldură mari, atunci când pompele individuale nu pot asigura debitele solicitate.

La montarea pompelor în paralel este necesar să se aibă în vedere următoarele:

- să se aleagă, pe cât posibil, pompe identice prevăzute fiecare cu clapete de sens, pentru a putea funcționa individual sau în grup;
- în cazul montării de pompe cu caracteristici diferite, se recomandă ca ele să aibă sarcini apropiate.

La montarea pompelor în serie este, de asemenea, necesar:

- folosirea, dacă este posibil, a unei pompe multietajată;
- pompele să aibă aceleași caracteristici hidraulice;
- în cazul cuplării de pompe cu caracteristici hidraulice diferite, debitele lor la sarcină nulă să fie apropiate.

6.3.1.2.3 Cavitația pompelor

Se caracterizează prin apariția, urmată de dispariția, unor bule de gaz și vapori ca urmare a coborârii presiunii lichidului din instalație, sub valoarea presiunii de vaporizare.

Cavitația este extrem de periculoasă pentru pompe, având ca efecte negative:

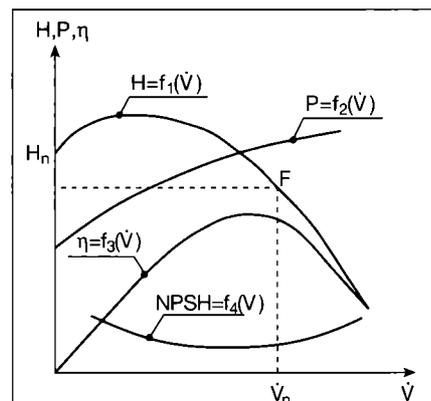


Fig. 6.3.1. Curbele caracteristice ale unei pompe centrifuge.

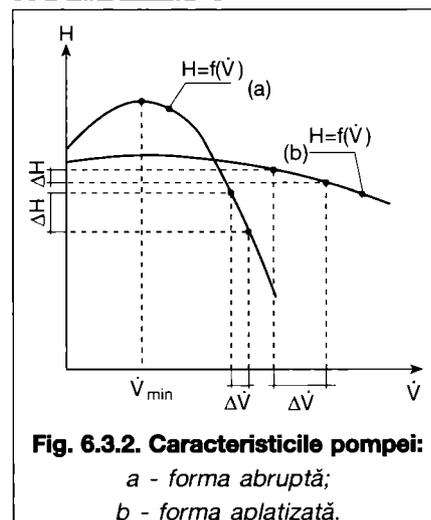


Fig. 6.3.2. Caracteristicile pompei:
a - forma abruptă;
b - forma aplatizată.

- produce o uzură rapidă prin eroziunea mecanică și corosiunea chimică a materialului din care este executată pompa;
 - produce zgomote și vibrații datorită spargerii bulelor de gaz în masa lichidă;
 - reduce randamentul pompei.
- Cavitatia poate fi provocată de:
- creșterea înălțimii geodezice de aspirație (diferența de nivel între axul pompei și bazinul de aspirație);
 - creșterea pierderilor de sarcină pe aspirație datorită creșterii debitului;
 - funcționarea pompei în zona debitelor mari cu înălțimi de pompare reduse (pompe de circulație);
 - creșterea temperaturii lichidului (pompe de condensat);
 - conținutul mare de gaze dizolvate în lichid.

Orientativ, pentru pompele care vehiculează apa caldă, presiunea minimă pe aspirație, pentru a evita cavitatia, este:

$$\begin{aligned} \theta = 75 \text{ }^\circ\text{C} & \quad H_a^{min} = 55 \text{ kPa} \\ \theta = 90 \text{ }^\circ\text{C} & \quad H_a^{min} = 90 \text{ kPa} \\ \theta = 120 \text{ }^\circ\text{C} & \quad H_a^{min} = 215 \text{ kPa} \end{aligned}$$

Exemplu de calcul

Se consideră o instalație care funcționează cu apă caldă cu parametrii 90/70°C compusă dintr-un cazan, consumator, pompa de circulație, vas de expansiune închis, rețeaua de conducte.

Presiunea din instalație, $H_{NP} = 100 \text{ kPa}$ este asigurată de vasul de expansiune închis. Înălțimea de pompare: $H_p = 80 \text{ kPa}$.

Se cere să se analizeze modul de funcționare a pompei în funcție de poziția ei în circuitul instalației (fig. 6.3.3).

a) Varianta montării pompei de circulație P pe conducta de ducere și a vasului de expansiune VEI pe conducta de întoarcere (fig. 6.3.3a). Aproximând pierderile de sarcină liniare și locale s-a trasat linia piezometrică pe întregul circuit al instalației, rezultând în final pe aspirația pompei.

$$H_a = H_{NP} - \sum_{VEI}^P (RI + Z) = H_{NP} - \sum_{VEI}^P (RI + Z)_{0,3,4,1}$$

$$= 100 - 30 = 70 \text{ kPa}$$

unde:

$\sum_{VEI}^P (RI + Z)$ sunt pierderile de sarcină

pe rețea de la vasul de expansiune la pompă.

Întrucât presiunea minimală pe aspirația pompei la temperatura apei de 90 °C este de $H_a^{min} = 90 \text{ kPa}$ există pericolul apariției fenomenului de cavitatie a pompei.

b) Varianta montării pompei de circulație P și a vasului de expansiune pe conducta de întoarcere (fig. 6.3.3, b).

Aproximând pierderile de sarcină, s-a trasat linia piezometrică pe întregul

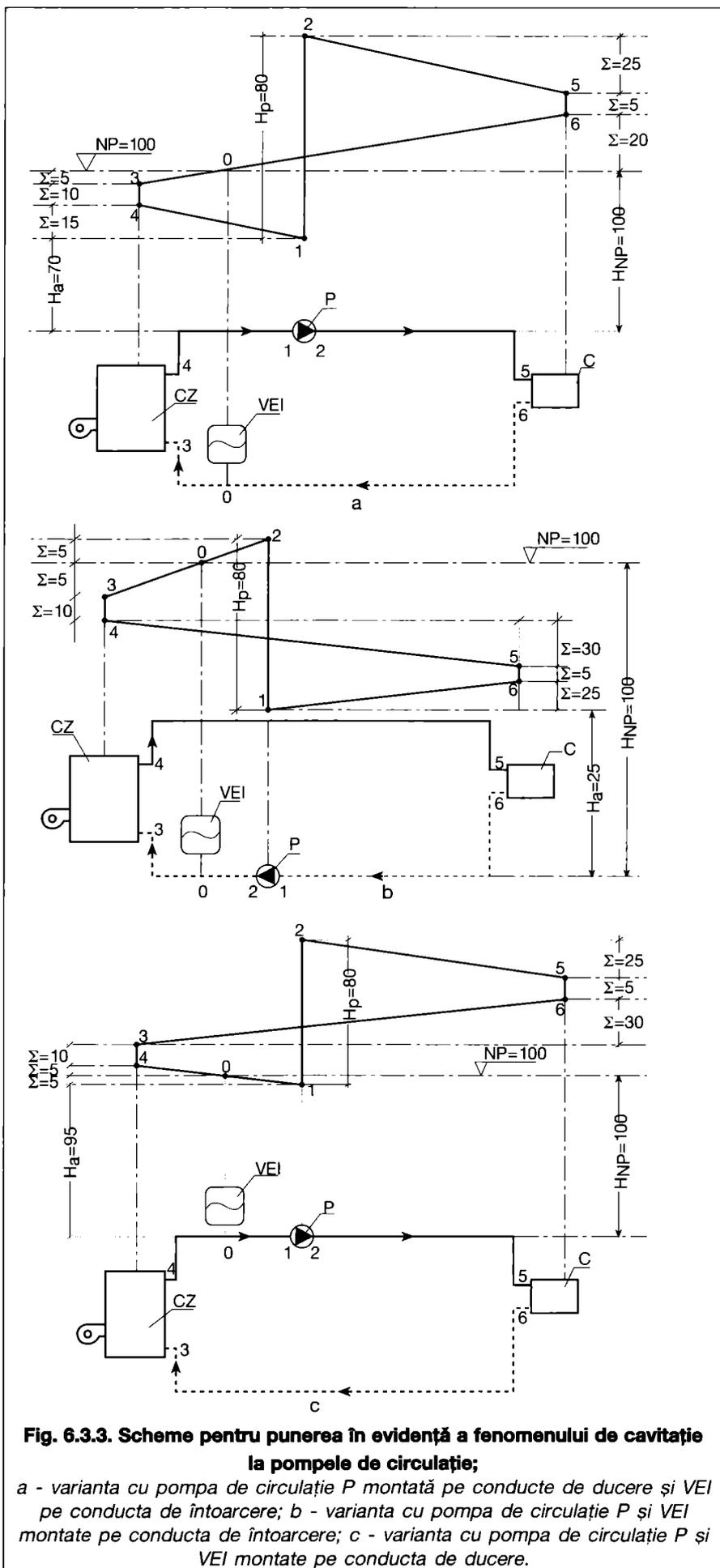


Fig. 6.3.3. Scheme pentru punerea în evidență a fenomenului de cavitatie la pompele de circulație;

a - varianta cu pompa de circulație P montată pe conducte de ducere și VEI pe conducta de întoarcere; b - varianta cu pompa de circulație P și VEI montate pe conducta de întoarcere; c - varianta cu pompa de circulație P și VEI montate pe conducta de ducere.

circuit al instalației rezultând, în final, pe aspirația pompei.

$$H_a = H_{NP} - \sum_{VEI}^P (Rl + Z) = H_{NP} - \sum_{VEI}^P (Rl + Z)_{0,3,4,5,6,1}$$

$$= 100 - 75 = 25 \text{ kPa}$$

Întrucât presiunea normală prin aspirația pompei la temperatura apei de 70 °C este de $H_a^{min} = 55 \text{ kPa}$, există, de asemenea, pericolul apariției fenomenului de cavitație a pompei.

c) Varianta montării pompei de circulație P și a vasului de expansiune pe conducta de ducere (fig. 6.3.3, c).

Trasând linia piezometrică pe întregul circuit al instalației rezultă în final pe aspirația pompei,

$$H_a = H_{NP} - \sum_{VEI}^P (Rl + Z) = H_{NP} - \sum_{VEI}^P (Rl + Z)_{0,1}$$

$$= 100 - 5 = 95 \text{ kPa}$$

Fenomenul de cavitație a pompei este eliminat întrucât presiunea minimă pe aspirația pompei este de $H_a^{min} = 90 \text{ kPa}$, iar în instalație se realizează 95 kPa.

În concluzie, se poate sublinia că, pentru eliminarea apariției cavitației la pompe, este necesară creșterea presiunii în instalație, respectiv, în vasul de expansiune (în varianta a cu minimum 20 kPa; în varianta b, cu minimum 30 kPa).

6.3.1.2.4 Influența caracteristicilor fluidelor

În instalațiile de încălzire, majoritatea pompelor vehiculează lichide și, în special, apă caldă. Pe lângă acestea, sunt și cele care pompează produse combustibile (păcură, motorină etc), care au un coeficient de vâscozitate mai ridicat ceea ce duce la modificarea parametrilor de funcționare. Pompa își reduce înălțimea de pompare H , debitul G și, mai ales, randamentul η , în timp ce puterea absorbită P crește. Datele caracteristice prezentate de firmele producătoare sunt obținute numai pe cale experimentală. În tabelul 6.3.1 sunt date câteva indicații cu privire la modificările produse de influența caracteristicilor fluidelor.

6.3.2. Pompe de circulație

Pompele de circulație a apei calde în instalație sunt, în general, centrifugale monoetajate care au ca element principal în transformarea energetică (energia mecanică în energie hidraulică) interacțiunea dintre palele unui rotor și fluidul vehiculat. Creșterea energiei lichidului și, deci, pomparea se datorează fenomenului de centrifugare realizat de mișcarea paletelor rotorului ce proiectează radial lichidul de lucru.

Pompele centrifugale monoetajate sunt utilizate curent în instalațiile de încălzire și se caracterizează prin debite între 0,5 și 125 l/s și înălțimi de pompare de până la 600 kPa (60 m H₂O) fiind considerate pompe de presiune joasă.

Din această categorie fac parte pompele de uz casnic (nevoi gospodărești, încălzire, apă caldă de consum, termoficare etc). Tipurile și caracteristicile tehnice ale pompelor au evoluat atât în funcție de puterea termică și importanța consumatorilor cât și de sistemele de încălzire adoptate.

Pompele de circulație se pot clasifica din punct de vedere al soluției constructive după următoarele criterii:

- tipul motorului electric: cu rotor uscat și rotor umed;
- viteza de rotație: constantă, reglabilă în trepte, reglabilă în mod continuu;
- tipul constructiv al dispozitivului de reglare a vitezei de rotație: cu variator de viteză de rotație încorporat (până la 5,5 kW); cu variator de viteză de rotație montat în exterior (până la 55 kW).

Cele mai mari economii de energie le realizează pompele cu rotor umed și cu dispozitivele înglobate pentru reglarea vitezei de rotație.

Majoritatea firmelor producătoare de pompe au împărțit pompele de circula-

ție în mai multe categorii de pompe domestice:

- pentru clădiri individuale, din care fac parte: pompele simple, pompele cu debite și înălțimi de pompare mici;
- pentru colective mici, din care fac parte: pompele simple și duble, pompele cu flanșe telescopice, pompe monobloc „în linie“.

În tabelele 6.3.2, 6.3.3 și 6.3.4 sunt date principalele caracteristici și domeniile de aplicabilitate ale pompelor de circulație de presiune joasă produse de firmele GRUNDFOS, SALMSON și WILO.

6.3.3. Pompe de presiune ridicată

Din această categorie fac parte pompele industriale, folosite atât pentru circulația apei calde sau fierbinți cât și pentru alimentarea cu apă, condensat sau combustibili lichizi.

Aceste pompe se caracterizează prin debite și înălțimi de pompare ridicate cât și rezistență mare la temperaturi ridicate. Ca tipuri de pompe de presiune ridicată se pot menționa cele:

- centrifuge de presiune ridicată;
- „în linie“;
- monobloc „în linie“ simple și duble;
- monobloc orizontale normalizate;
- verticale „în linie“ simple și duble;
- orizontale standard pe postament.

6.3.4. Pompe de combustibil

Sunt folosite pentru pomparea combustibililor lichizi cu vâscozitate cuprinsă între 14 și 350 cSt (3...50 °E) la o temperatură de 80 °C, care nu conțin particule în suspensie sau impurități. În fig. 6.3.5 sunt prezentate două tipuri de pompe pentru pomparea păcurei:

- ALLWEILER ZAS cu baie de ulei independentă și ALLWEILER ZASV cu baie de ulei fixă anexată. Sunt pompe

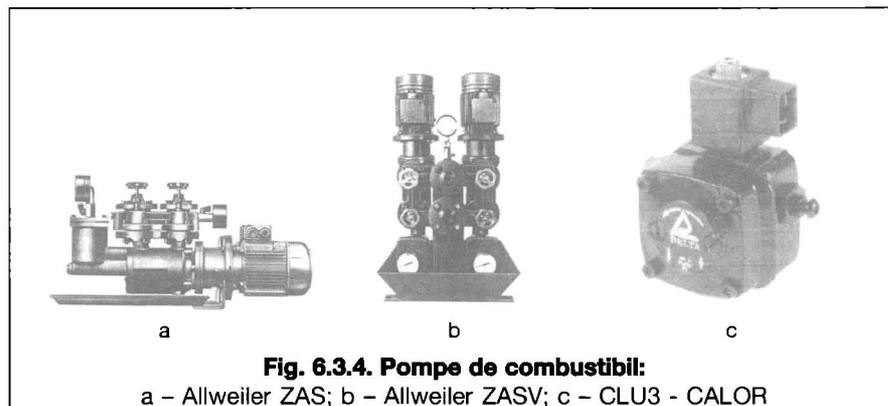


Fig. 6.3.4. Pompe de combustibil:

a - Allweiler ZAS; b - Allweiler ZASV; c - CLU3 - CALOR

Tab. 6.3.5. Caracteristicile tehnice ale pompei CLU3 - CALOR

Echipament	Denumire	Presiune (bar)	Debit (l/h)	Cod
Pompă CLU3	Pompă S3L13-N2 cu motor SIMEL	2-10	165-175	DELS3L13 N2 MOT
	Pompă S5L13-N2 cu motor SIMEL	2-10	250-270	DELS5L13 N2 MOT
	Pompă S6L13-N2 cu motor SIMEL	2-10	315-325	DELS6L13 N2 MOT

cu ax filetat, compuse din două agreate prevăzute cu sau fără filtru. Se execută cu debite de combustibil cuprinse între 166 și 6492 l/h și o viscozitate de până la 380 cSt (50°C).

- CLU3 - CALOR de transvazare (fig. 6.3.4 c) utilizate pentru transportul combustibilului lichid ușor din rezervorul exterior în rezervorul de zi al centralei termice. Caracteristicile tehnice sunt date în tabelul 6.3.4.

6.3.5. Reglarea pompelor

6.3.5.1 Necesitatea reglării pompelor

Reglarea constituie un procedeu prin care se urmărește modificarea permanentă sau temporară a înălțimii de pompare H și a debitului de fluid \dot{V} astfel încât pompa să asigure parametrii solicitați.

În instalațiile de încălzire cu apă caldă sau fierbinte, ca urmare a variației condițiilor exterioare pentru asigurarea microclimatului în încăperi, se poate realiza o reglare calitativă sau cantitativă, reglare obținută și cu ajutorul pompelor.

Necesitatea reglării pompelor este strâns legată și de asigurarea unei bune funcționări a instalației de încălzire ca urmare a variației debitelor de fluid din instalație cauzate de:

- obținerea unor reduceri ale debitelor de căldură la consumatori, în funcție de necesarul de căldură solicitat;
- închiderea parțială sau totală a vanelor automate pe diverse circuite sau a robinetelor termostactice la corpurile de încălzire.

Prin reglarea pompelor se urmărește o scădere a debitelor de fluid și, implicit, a înălțimii de pompare, în concordanță cu solicitările consumatorilor, realizându-se în felul acesta economii importante de energie.

Practica a demonstrat că perioada de asigurare a agentului termic, la parametrii maximi (de regim), este destul de scurtă, ea reducându-se la un număr destul de mic de zile. Ciclul de funcționare al unei pompe, în perioada de încălzire este prezentat în fig. 6.3.5. Se observă că, la debitul maxim, pompa funcționează cca. 3 % din durata totală

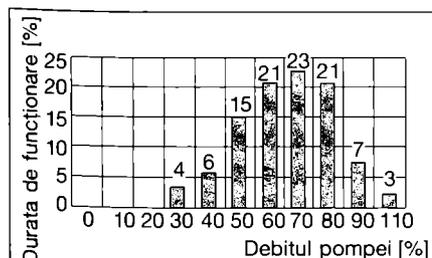


Fig.6.3.5. Ciclul de funcționare într-o instalație de încălzire.

de exploatare; cel mai mult funcționând cu un debit de 70 % din debitul normal, aceasta reprezentând circa 23 % din perioada de funcționare.

În funcție de modurile de reglare, adoptate în exploatare, consumurile energetice sunt diferite (fig. 6.3.6). Forma unei curbe de consum energetic depinde de randamentul în ansamblu al instalației, configurația rețelei de conducte, punctul de funcționare și natura echipamentului de reglare și comandă. Din analiza celor două curbe se observă că utilizarea pompelor cu turație variabilă (curba 2) duce la consumuri de energie mult reduse în raport cu utilizarea pompelor cu turație fixă (curba 1).

După modul de comportare în funcționare a pompelor se pot trage următoarele concluzii:

- variația debitului folosind pompa cu turație fixă duce la diminuarea randamentului hidraulic, la supraîncălzirea motorului și la deteriorarea lui, ca urmare a apariției fenomenului de cavitație;
- variația debitului folosind pompe cu turație variabilă, asigură menținerea unui randament hidraulic ridicat, elimină fenomenul de supraîncălzire a motorului, reduce substanțial consumul de energie și nu generează fenomenul de cavitație.

Rezultă că pompele cu turație variabilă se impun a fi montate în instalații acolo unde au loc variații importante de debite în timpul funcționării.

Costurile de investiții cu instalațiile auxiliare de menținere a siguranței pompelor cu turație variabilă reprezintă circa 10 % din totalul cheltuielilor de exploatare. Rezultă că economia de energie realizată, duce la amortizarea investițiilor într-un timp foarte scurt. Diagrama din fig. 6.3.7 permite calculul economiei de energie electrică, în cazul utilizării pompelor cu turație variabilă, în funcție de puterea motorului

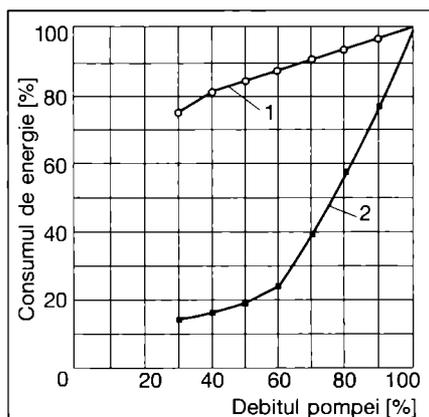


Fig. 6.3.6. Consum de energie funcție de tipul pompei:

1 - pompă cu turație fixă; 2 - pompă cu turație variabilă.

pompei și raportul debitelor \dot{V}/\dot{V}_{max} și durata de funcționare anuală a pompei. Astfel, pentru o putere instalată de 15 kW, cu o funcționare a pompei la un debit mediu de 70 % din debitul nominal, pe o durată de 60 % din totalul orelor dintr-un an (5 300 ore) se realizează o economie de aproximativ 43 000 kWh. La prețul de 0,42 lei/kWh (la nivelul anului 2007), economia este de 18 000 lei.

6.3.5.2 Posibilități de reglare

Posibilitățile de reglare a pompelor depind de destinația clădirii, regimul de funcționare a instalației, numărul și caracteristicile tehnice ale pompelor etc.

Reglarea regimului pornit/oprit este cea mai simplă. Pornirea și oprirea se fac automat în funcție de parametrii agentului termic sau de condițiile de la consumator (termostat de cameră). Sistemul de reglare permite economisirea de energie electrică la nivelul pompei.

Reglarea în regim redus de căldură apare ca o necesitate la clădirile care nu sunt locuite după amiaza și noaptea. De asemenea, această soluție apare ca necesară și la reducerea regimului de funcționare în timpul nopții, la majoritatea clădirilor locuite.

Reglarea se poate realiza prin scăderea temperaturii parametrilor agentului termic (apa caldă), pompa de circulație funcționând la caracteristicile hidraulice normale (debitul \dot{V} și înălțimea de pompare H). Toate robinetele termostactice de la corpurile de încălzire sunt deschise. Soluția prezintă avantajul că economisește căldura, prin reducerea temperaturii agentului termic, dar și dezavantajul consumului de energie maxim, pompa lucrând cu debit maxim \dot{V} .

Reglarea prin by-pass. Din construcție, unele pompe au un canal de legătură între aspirație și refulare. La trecerea fluidului prin pompă, o parte din debitul pompei, la înălțimea de pompare respectivă, este dirijat spre instalație, iar cealaltă parte a debitului va

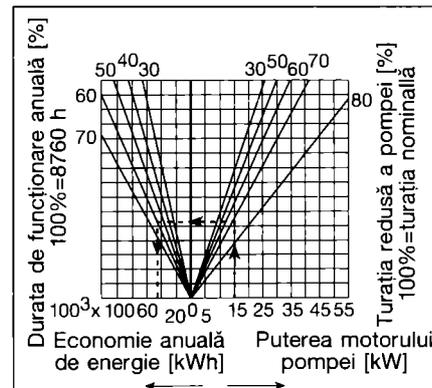


Fig. 6.3.7. Economia de energie anuală în varianta pompelor cu turație variabilă.

circula în corpul pompei. Această reglare este manuală și se face o singură dată, la punerea în funcțiune a instalației. Soluția nu este agreată, pe de o parte, deoarece este puțin probabil ca în timpul unei variații de debite, în instalație, pompa să realizeze reglarea prin by-pass iar, pe de altă parte, nu realizează nici o economisire de energie electrică.

Reglarea prin variația turației rotorului pompei. Modificarea turației (vitezei) rotorului pompei este procedeul cel mai economic de reglare a parametrilor de funcționare. De aceea, pompele de circulație sunt prevăzute cu mai multe viteze de rotație. Reglarea variației turației rotorului unei pompe se poate face:

- *continuu prin tăierea de fază* (reglare cu ajutorul tiristorilor);

Avantajele soluției sunt: soluție ieftină, cu amortizarea instalațiilor într-un timp scurt; necesită puține componente electrice și electronice pentru construirea regulatorului; tensiunea de alimentare poate fi de 1 x 220 V sau 3 x 380 V;

Dezavantajele soluției: este limitată la pompele de circulație la care intensitatea curentului de alimentare nu depășește 3 A (la un motor standard acesta corespunde la o putere de 3 ... 4 kW); randamentul scăzut al motorului electric;

- *prin variația frecvenței de schimbare a tensiunii* pentru menținerea câmpului de rotație constant.

Avantajele soluției constau din: randamentul motorului destul de ridicat; tensiunea de alimentare poate fi monofazată sau trifazată etc.

Dezavantajele ce se pot menționa: necesită multe componente electrice și electronice; riscul defectării este mare; soluția este scumpă etc.

6.3.5.3 Reglarea turației pompei în funcție de presiunea diferențială

Soluția constă în schimbarea turației rotorului pompei atunci când se recurge la o reglare cantitativă care constă

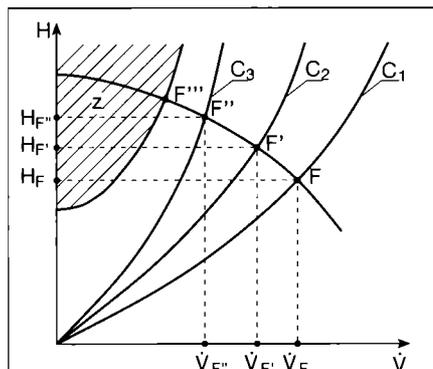


Fig 6.3.8. Variațiile presiunilor în instalație în funcție de închiderea robinetelor de reglare:
 C_1, C_2, C_3 - curbele caracteristice ale rețelei; z - zona de zgomot.

din închiderea sau deschiderea robinetelor de reglare (robinete termostactice) de la corpurile de încălzire în funcție de necesarul de căldură solicitat.

Închiderea robinetelor de alimentare cu agent termic a consumatorilor (corpurile de încălzire) duc la modificarea curbei caracteristice rețelei având loc o creștere a înălțimii de pompare H și o scădere a debitului \dot{V} (fig. 6.3.8). Presiunea (înălțimea de pompare) pompei crește din ce în ce mai mult pe măsură ce se închid robinetele de alimentare cu apă (agent termic) a consumatorilor, iar punctul de funcționare F se va deplasa spre stânga F', F'') pe caracteristica pompei. Există pericolul apariției zgomotului produs de robinetele de închidere în cazul în care punctul de funcționare F'' se va găsi în apropierea zonei de zgomot. Pentru eliminarea acestui pericol este necesară modificarea turației pompei, operație care se realizează astfel (fig. 6.3.9 a):

- un manometru diferențial (fig. 6.3.9 b) citește diferența de presiune ΔH_1 (dintre presiunea pompei în regim de funcționare în zona de zgomot - punctul E și presiunea pompei în regim de funcționare normală - punctul F);
- se acționează asupra inversorului de contact schimbând turația pompei din n_1 în n_2 , iar punctul de funcționare

de la E în E_1 .

În cazul în care la consumator se solicită căldură, deci robinetele de la corpurile de încălzire se deschid, punctul E_1 se va deplasa spre F_1 ; se constată că debitul de agent termic este redus, necesitățile nu sunt asigurate, ceea ce impune o nouă modificare a turației pompei:

- manometru diferențial citește diferența de presiune ΔH_2 (dintre presiunea pompei în regim de funcționare normală a instalației-punctul F și presiunea pompei din F_1 de funcționare);
- se acționează prin intermediul inversorului de contact, asupra motorului pompei, revenind de la turația n_2 la turația n_1 și, implicit, la punctul de funcționare F .

În concluzie, reglarea turației pompei se poate face cu ajutorul unui manometru diferențial (fig. 6.3.9 b) reglat pentru două presiuni diferențiale ΔH_1 și ΔH_2 , presiuni care corespund parametrilor de funcționare a instalației.

Metoda de reglare este ușoară, sigură și eficientă.

6.3.5.4 Reglarea turației pompei la presiune constantă

Soluția constă în menținerea în instalație a unei presiuni constante H_F atunci când are loc reglarea calitativă, respectiv, închiderea sau deschiderea

Viscozitatea		Modificarea parametrilor funcționali		
E	cSt	Scăderea debitului [%]	Scăderea sarcinii [%]	Creșterea puterii [%]
4	30	0 ... 5	0	5
5 ... 10	37,5 ... 75	5 ... 25	5 ... 20	5 ... 30
11 ... 120	82,5 ... 900	25 ... 45	20 ... 40	30 ... 60

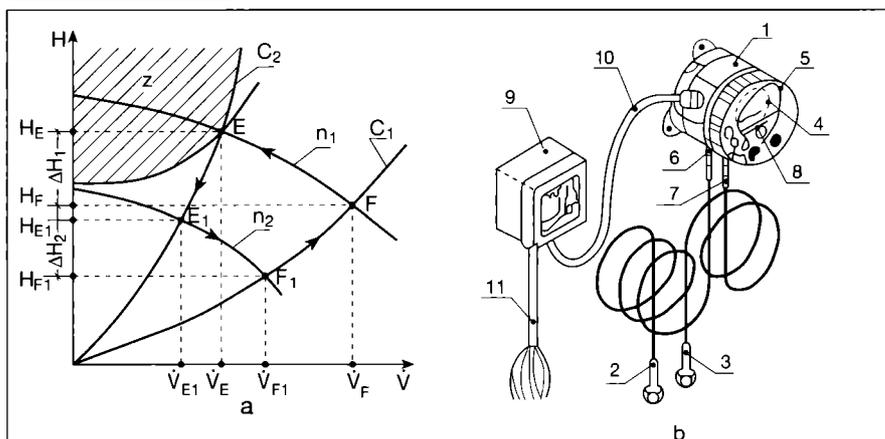


Fig. 6.3.9. Schema de reglare a turației pompei la presiune diferențială:
 a - diagrama de reglare; b - manometru diferențial;

C_1 și C_2 - curbele caracteristice ale rețelei; n_1 și n_2 - curbele caracteristice ale pompei;

1 - manometru; 2 - racord de aspirație; 3 - racord de refulare; 4 - domeniu de lucru; 5 - presiune diferențială reală; 6 - inițializare la zero; 7 - șurub de reglare pentru creșterea presiunii; 8 - șurub de reglare pentru scăderea presiunii; 9 - releu; 10 - cablu de racordare; 11 - alimentare; z - zona de zgomot.

robinetelor termostatiche de la corpurile de încălzire. Presiunea este menținută constantă cu ajutorul unui variator de viteză acționat automat de la un captator diferențial care citește presiunea din instalație.

Operațiunea de reglare se realizează astfel (fig. 6.3.10):

- la alimentarea normală cu agent termic, punctul de funcționare a instalației este F (H_F, V_F), situat pe curba 1 a pompei de circulație;
- pe măsură ce consumul de căldură scade iar robinetele termostatiche se închid, punctul de funcționare F se deplasează spre stânga, odată cu schimbarea curbei caracteristice a rețelei, și devine F'. Captatorul presiunii diferențiale sesizează creșterea de presiune ΔH și o transmite variatorului de viteză, care schimbă din nou turația pompei din poziția n_1 în poziția n_2 și odată cu aceasta punctul de funcționare devine F'', pe curba n_2 ;
- dacă robinetele continuă să se închidă, punctul de funcționare F'' se deplasează spre stânga, odată cu schimbarea curbei caracteristice a rețelei, și devine F'''. Captatorul presiunii diferențiale sesizează creșterea de presiune ΔH și o transmite variatorului de viteză, care schimbă din nou turația pompei din poziția n_2 în poziția n_3 și odată cu aceasta punctul de funcționare devine F'''' pe curba n_3 .

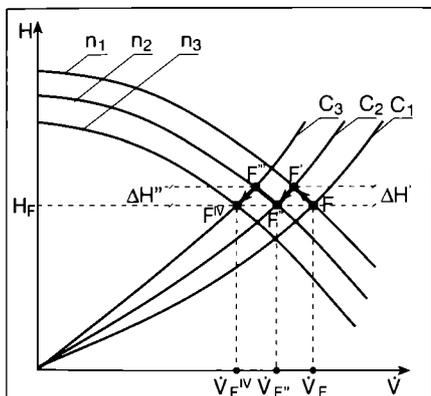


Fig. 6.3.10. Schema de reglare a turației pompei de presiune constantă:

C_1, C_2 și C_3 - curbele caracteristice ale rețelei; n_1, n_2 și n_3 - curbele caracteristice ale pompei.

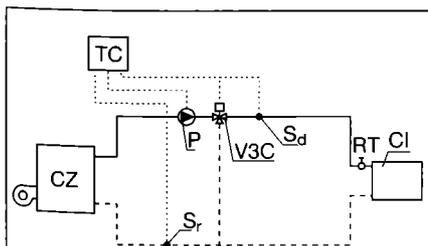


Fig 6.3.11. Schema de reglare a turației pompei în funcție de ΔT :

C_z - cazan; P - pompă de turație variabilă; V3C - ventilul cu 3 căi; S_d și S_r - sonde de temperatură pe conductele de ducere și întoarcere; RT - robinet termostatat; CI - corp de încălzire; TC - tablou de comandă.

În F'''' având loc o nouă creștere a presiunii în instalație. Captatorul presiunii diferențiale sesizează creșterea presiunii ΔH și o transmite variatorului de viteză care schimbă din nou turația pompei din poziția n_2 în poziția n_3 și, odată cu aceasta, punctul de funcționare devine F'''' pe curba n_3 .

În felul acesta în instalație este asigurată, pe cât posibil, o presiune constantă H_F .

Procesul de reglare poate avea loc și invers, adică de revenire la turațiile n_2 și n_1 în funcție de solicitările de căldură la corpurile de încălzire, respectiv, de gradul de deschidere a robinetelor termostatiche. Presiunea de regim H_F din instalație poate fi reglată cu ajutorul unui buton fixat pe regulator sau pe variatorul de viteză. Această presiune se găsește totdeauna sub limita de zgomot.

6.3.5.5 Reglarea turației pompei în funcție de ecartul de temperatură $\Delta\theta$

Soluția constă în schimbarea turației rotorului pompei în funcție de ecartul de temperatură $\Delta T = \theta_d - \theta_i$

Operațiunea de reglare are loc astfel (fig. 6.3.11.):

- cu ajutorul a două sonde se măsoară temperatura apei din conductele de ducere θ_d și de întoarcere θ_i rezultând diferența ΔT ;
- la funcționarea instalației la parametrii $\Delta T = 20 K$, toate robinetele termostatiche de la corpurile de încălzire sunt deschise și pompa circulă, în instalație, debitul normal de apă;
- o dată cu scăderea consumului de căldură, robinetele termostatiche se închid, presiunea din instalație începe să crească, iar debitele de agent termic să scadă.

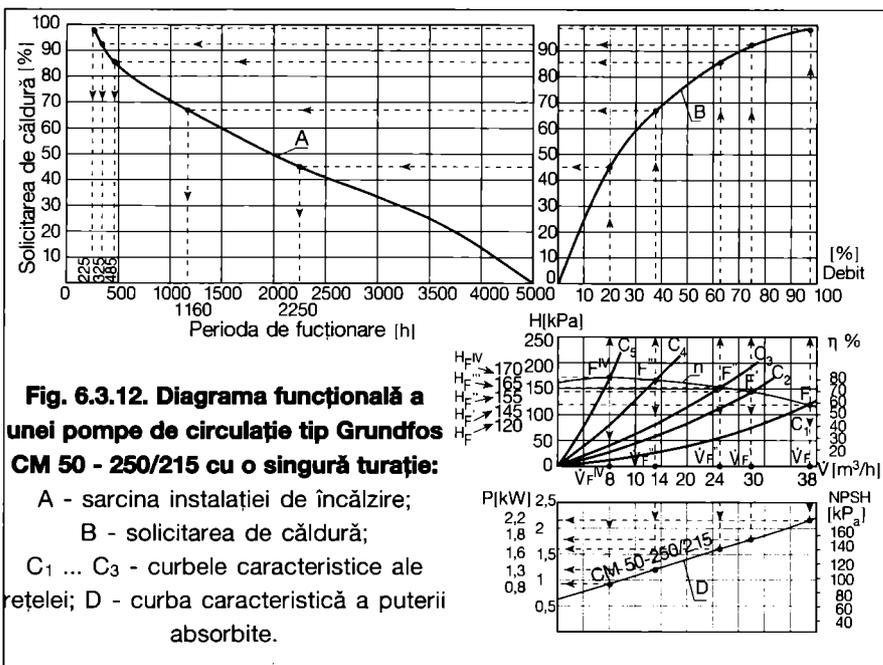


Fig. 6.3.12. Diagrama funcțională a unei pompei de circulație tip Grundfos CM 50 - 250/215 cu o singură turație:

- A - sarcina instalației de încălzire;
- B - solicitarea de căldură;
- $C_1 \dots C_3$ - curbele caracteristice ale rețelei; D - curba caracteristică a puterii absorbite.

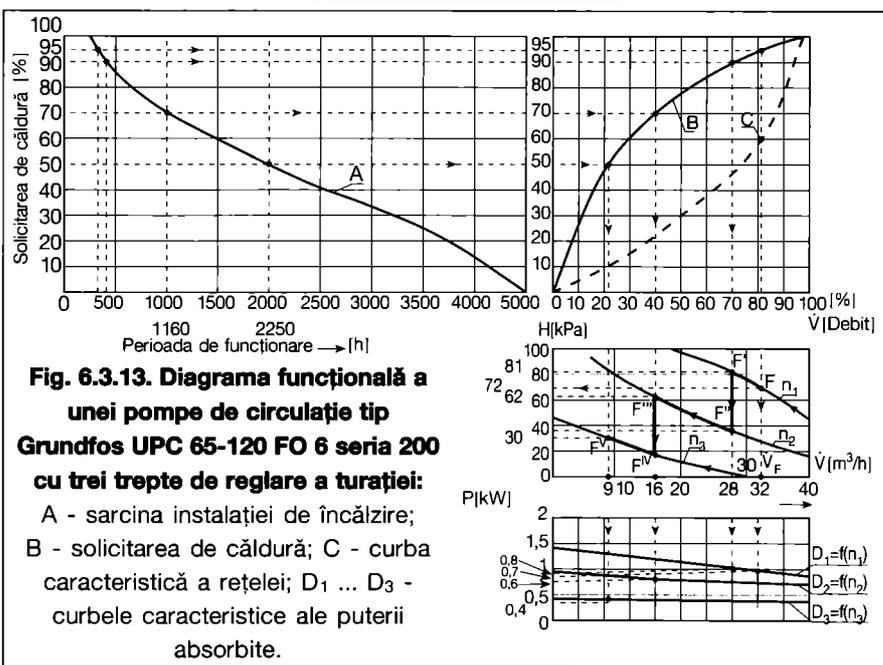


Fig. 6.3.13. Diagrama funcțională a unei pompei de circulație tip Grundfos UPC 65-120 FO 6 seria 200 cu trei trepte de reglare a turației:

- A - sarcina instalației de încălzire;
- B - solicitarea de căldură; C - curba caracteristică a rețelei; $D_1 \dots D_3$ - curbele caracteristice ale puterii absorbite.

Temperatura apei de ducere θ_d rămânând constantă, pe conducta de întoarcere, temperatura θ_i crește și, odată cu aceasta, scade și ecartul de temperatură ΔT ;

- pe măsură ce ecartul de temperatură scade, se acționează asupra turației pompei astfel încât, în instalație, presiunea să scadă iar pompa să vechiculeze un debit mai mic de apă.

Schema de reglare este mai eficientă în cazul instalațiilor de încălzire cu vase cu trei căi.

6.3.5.6 Reglarea turației pompei în funcție de ecartul de temperatură ΔT și temperatura exterioară θ_e .

Spre deosebire de schema de reglare descrisă la § 6.3.5.5, în cazul de față, diferența de temperatură ΔT depinde de temperatura exterioară θ_e . Instalația este prevăzută, în plus, cu un microprocesor cu trei sonde de temperatură (o sondă pe conducta de întoarcere, una pe conducta de intrare și alta la exterior).

Diferența de temperatură ΔT se programează în funcție de temperatura exterioară θ_e , considerând constantă temperatura de ducere θ_d . Curba rezultantă ΔT va fi urmărită de microprocesor reglând continuu turația pompei.

Soluția poate fi adoptată și în varianta reglării turației pompei, funcție de ecartul de temperatură ΔT și temperatura interioară θ_i .

6.3.6 Alegerea pompelor de circulație

Având în vedere gama foarte diferită de tipuri de pompe de circulație și ținând seama de particularitățile pe care le prezintă se recomandă ca alegerea lor să se facă în următoarea ordine:

1. pompe sau grup de pompe cu rotor umed cu dispozitiv de reglare a turației pompei, încorporat;
2. pompe sau grup de pompe cu rotor umed cu dispozitiv de reglare în trepte a turației pompei;
3. pompe sau grup de pompe cu rotor uscat (pompe simple sau duble) cu dispozitiv, exterior sau înglobat, de reglare a turației pompei.

Exemplul de calcul 2

Se consideră o instalație de încălzire cu apă caldă, bitubulară, cu circulație forțată care are punctul de funcționare F definit prin parametrii hidraulici:

$\dot{V}_F = 230 \text{ m}^3/\text{h}$ și $H_F = 120 \text{ kPa}$ (12 m H₂O).

Solicitarea de căldură, exprimată în procente, pe durata perioadei de încălzire, exprimată în ore, precum și sarcina termică transportată de debitul de apă la un ecart de temperatură $\Delta T = 20 \text{ K}$ sunt prezentate grafic în fig. 6.3.12.

Rezolvare

S-au luat în studiu pompele tip Grundfos, analizându-se următoarele situații:

a. Varianta cu pompă de circulație cu turație constantă și curbe caracteristice ale rețelei diferite în funcție de deschiderea robinetelor termostactice.

S-a ales din catalogul de pompe Grundfos, pompa de circulație tip CM 50 - 250/215 cu o turație constantă.

Din combinarea curbelor prezentate în fig. 6.3.12 cu curba caracteristică a pompei alese, pe care s-au trasat curbele caracteristice ale rețelei în funcție de deschiderea robinetelor termostactice, se pot citi caracteristicile hidraulice ale punctelor de funcționare:

F, F^I, F^{II}, F^{III}, F^{IV},

respectiv debitele de apă:

$\dot{V}_F, \dot{V}_F^I, \dot{V}_F^{II}, \dot{V}_F^{III}, \dot{V}_F^{IV}$

precum și presiunile:

$H_F, H_F^I, H_F^{II}, H_F^{III}, H_F^{IV}$.

Valorile au fost centralizate în tabelul 6.3.6.

b. Varianta cu pompă de circulație cu turație variabilă, cu reglarea în trepte, cu o singură curbă caracteristică a rețelei, în care punctul de funcționare F este definit de $H_F = 72 \text{ kPa}$ și $\dot{V}_F = 32 \text{ m}^3/\text{h}$, este trasată sub curba de solicitare de căldură (fig. 6.3.13). Rolul robinetelor termostactice, în acest caz, este de a corecta punctul de funcționare.

Contând pe corectarea punctului de funcționare de către robinetele termostactice s-a căutat reducerea sarcinii termice cu 5%. În acest caz caracteristicile hidraulice al punctului de funcționare F (fig. 6. 3. 10) sunt:

$\dot{V}_F = 38 \times 0,8 \approx 32 \text{ m}^3/\text{h}$,

$H_F = 12 \times 0,6 \approx 72 \text{ kPa}$.

S-a ales din catalogul de pompe Grundfos pompa de circulație tip UPC 65 - 120 FO 6/seria 200 cu trei trepte de reglare a turației.

Ținând seama de variația sarcinii instalației în perioada de încălzire, necesarul de căldură solicitat și caracteristicile pompei, în funcție de turație, în fig. 6.3.13. este prevăzută diagrama funcțională a pompei de circulație unde reglarea se realizează prin modificarea treptelor de turație.

Punctul de funcționare F (care corespunde situației de asigurare a 95% din necesarul de căldură) odată cu scăderea necesarului de căldură se deplasează succesiv:

- pe curba de turație n_1 - din F în F^I cu comanda de trecere pe curba de turație n_2 ;
- pe curba n_2 - din F^{II} în F^{III} cu comanda de trecere pe curba de turație n_3 ;
- pe curba de turație n_3 - din F^{IV} în F^V.

O dată cu creșterea solicitării nece-

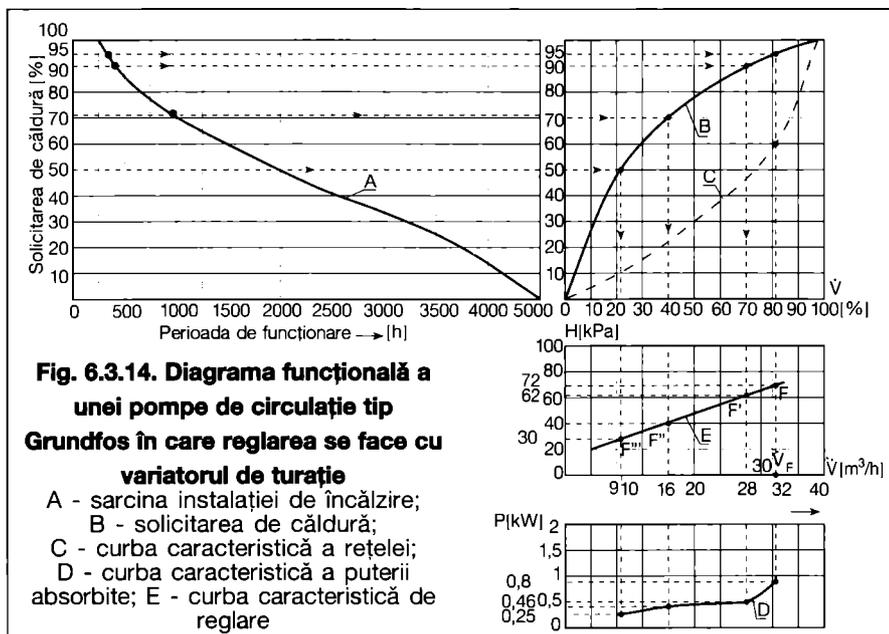


Fig. 6.3.14. Diagrama funcțională a unei pompe de circulație tip Grundfos în care reglarea se face cu variatorul de turație

- A - sarcina instalației de încălzire;
- B - solicitarea de căldură;
- C - curba caracteristică a rețelei;
- D - curba caracteristică a puterii absorbite; E - curba caracteristică de reglare

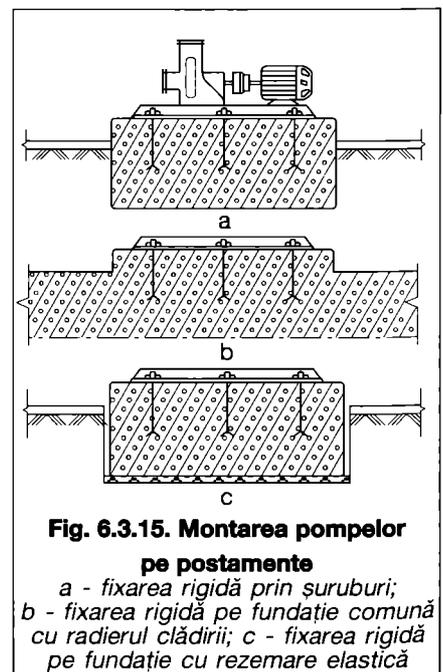


Fig. 6.3.15. Montarea pompelor pe postamente

- a - fixarea rigidă prin șuruburi;
- b - fixarea rigidă pe fundație comună cu raderul clădirii; c - fixarea rigidă pe fundație cu rezemare elastică

sarului de căldură, procesul de reglare a pompei are loc invers; comenzile pe care le primește motorul pompei sunt de trecere succesivă de la turația n_3 la n_2 și de la turația n_2 la n_1 .

Valorile caracteristicilor hidraulice ale pompei precum și consumurile de energie electrică în perioada de funcționare au fost centralizate în tabelul 6.3.7.

c. Varianta cu pompă de circulație cu variator de turație înglobat, cu o singură curbă caracteristică a rețelei, trasată sub curba de solicitare de căldură. Ca și în varianta b, se contează pe corectarea punctului de funcționare de către robinetele termostatiche, reducându-se astfel sarcina termică cu 5%, obținându-se aceleași caracteristici hidraulice $V_F = 32 \text{ m}^3/\text{h}$ și $H_F = 72 \text{ kPa}$.

S-a ales din catalogul de pompe Grundfos pompa de circulație tip UPE 65-120 FO 6 seria 2000.

Ținând seama de variația sarcinii instalației în perioada de încălzire, necesarul de căldură, caracteristica rețelei și caracteristica pompei, în fig. 6.3.14. este prezentată diagrama funcțională a pompei de circulație, unde reglarea se face cu variatorul de turație acționat automat de un captor diferențial (care citește presiunea din instalație).

Valorile caracteristicilor hidraulice ale pompei precum și consumurile de energie electrică în perioada de funcționare sunt centralizate în tabelul 6.3.7.

Analizând cele trei variante de pompe de circulație alese pentru a asigura condițiile cerute prin temă se poate concluziona:

- pompa cu turație fixă are puterea instalată cea mai mare (2,2 kW) precum și consumul de energie cel mai ridicat $E = 5294 \text{ kWh}$ (cu 217 % față de pompe cu CM 50-250/215 și cu 440 % față de pompa UPE 65-120 FO 6 seria 2000);
- pompele cu turație variabilă, deși asigură numai 95 % din necesarul de căldură, realizează economii însemnate de energie electrică funcționând în perioada de încălzire în același timp (4 595 h);
- diferențe de 5 % din necesarul de căldură poate fi acoperit prin reglarea realizată local la corpurile de încălzire

Tabelul 6.3.7. Centralizarea datelor rezultate din funcționarea pompei UPC 65-120 FO 6 Seria 200

Curba de turație	Debit	Presiunea de pompare	Timpul de funcționare*	Puterea consumată	Energia electrică consumată	Puterea instalată
—	[m ³ /h]	[kPa; mH ₂ O]	[h]	[kW]	[kWh]	[kW]
n_1	32	72 [7.2]	550	0,7	385	1,36
n_1	28	81 [8.1]	485	0,8	388	1,36
n_2	16	62 [6.2]	1 260	0,6	756	1,36
n_3	9	30 [3.0]	2 250	0,4	900	1,36
TOTAL			4 545		2 429	

*S-a considerat același număr de ore de funcționare ca și la pompa de circulație cu turație constantă.

Tabelul 6.3.8. Centralizarea datelor rezultate din funcționarea pompei UPE 65-120 FO 6 Seria 2000

Curba de turație	Debit	Presiunea de pompare	Timpul de funcționare*	Puterea consumată	Energia electrică consumată	Puterea instalată
—	[m ³ /h]	[kPa; mH ₂ O]	[h]	[kW]	[kWh]	[kW]
F	32	72 [7.2]	550	0,8	440	1,36
F'	28	62 [6.2]	485	0,46	223	1,36
F''	16	40 [4.0]	1 260	0,25	315	1,36
F'''	9	30 [3.0]	2 250	0,10	225	1,36
TOTAL			4 545		1 203	

*S-a considerat același număr de ore de funcționare ca și la pompele de circulație cu turație constantă sau cu turație cu reglare în trepte

cu ajutorul robinetelor termostatiche.

Rezultă ca soluție de adoptat una din variantele b sau c, avându-se în vedere și costul de investiție.

6.3.7. Montarea pompelor

Se face diferențiat, direct pe conductă, pe fundații elastice sau în fundații masive, în funcție de tipodimensiuni. Fixarea pompelor pe fundații se face prin intermediul unui postament (batiu) care poate fi și suport pentru motorul de acționare.

În fig. 6.3.15. sunt prezentate câteva tipuri de fundații masive, utilizate la montarea pompelor monobloc (pompă + motor):

- fixare rigidă prin șuruburi de ancorare a batiului de fundația masivă independentă (fig. 6.3.15, a);
- fixare rigidă pe fundație cu rezemare elastică (fig. 6.3.15, c).

Fundația independentă se execută

atunci când radierul clădirii nu poate suporta solicitările agregatului de pompare.

Caracteristicile constructive ale fundației depind de sarcinile permanente (constante în timp) și dinamice (forțe produse de variația pompei, forțe seismice etc) ca și de rezistența terenului de fundație. Pentru pompe cu turații cuprinse între 300 și 1000 rot/min se recomandă folosirea de fundații cu rezemare elastică, iar pentru pompe cu turații mai mari de 1000 rot/min, se recomandă postamente de fixare rigidă, cu o fundație care să aibă o greutate de 10 până la 20 de ori sarcinile permanente verticale. Pompele pot fi montate și în alte condiții dacă furnizorul menționează în mod deosebit acest lucru.

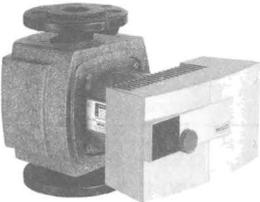
De asemenea, în capitolele în care se fac referiri la utilizarea pompelor (§ 4.2, 4.3, 4.4, 5.3, 5.4, 5.5 etc) sunt date și alte indicații de montare, pe lângă cele privind calculele și alegerea lor.

Tabelul 6.3.6. Centralizarea datelor rezultate din funcționarea pompei CM 50-250 / 215

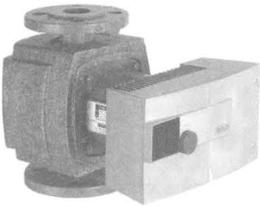
Curba de turație	Debit	Presiunea de pompare	Timpul de funcționare	Puterea cerută	Energia electrică consumată	Puterea instalată	Randament pompă	NPSH
—	[m ³ /h]	[kPa]	[h]	[kW]	[kWh]	[kW]	[%]	[kPa]
C_1	38	120	225	2,2	495	2,2	58	40
C_2	30	145	325	1,8	585	2,2	70	40
C_3	24	155	485	1,6	776	2,2	75	40
C_4	14	165	1 260	1,3	1 638	2,2	80	40
C_5	8	470	2 250	0,8	1 800	2,2	80	40
TOTAL			4 545		5 294			

Gama de pompe Wilo

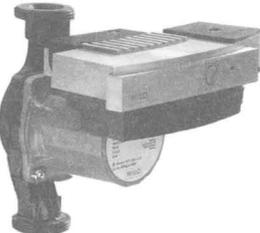
Tabelul 6.3.2.1. Pompe Wilo pentru încălzire, climatizare, răcire.

Nr. crt.	Tipul pompei	Prezentarea pompei	Caracteristici	Descriere	Utilizare
0	1	2	3	4	5
1	Pompe de înaltă eficiență energetică	 Wilo-Stratos ECO Wilo-Stratos Wilo-Stratos-D	$\dot{V} < 105 \text{ m}^3/\text{h}$ $H < 13 \text{ m}$ Temp. max. fluid = $+110^\circ\text{C}$ PN 6, PN 10, PN 16	<ul style="list-style-type: none"> Pompe de circulație cu rotor electric imersat, cu racorduri filetate sau cu flanșe, motor EC și convertizor de frecvență. Pompe cu un rotor sau cu două rotoare. Clasa de eficiență energetică A. Până la 80% economie de energie electrică față de pompele de circulație standard. Tehnologie ECM (motor în comutație electronică). Transmisie date/comenzi la distanță prin interfața în infraroșu (Stratos, Stratos-D). 	Instalații de încălzire cu apă caldă, de toate tipurile, instalații de climatizare, circuite închise de răcire, instalații industriale de recirculare.
2	Pompe economice	 Wilo-Star-E Wilo-TOP-E Wilo-TOP-ED	$\dot{V} < 93 \text{ m}^3/\text{h}$ $H < 11 \text{ m}$ Temp. max. fluid = $+110^\circ\text{C}$ PN 6, PN 10, PN 16	<ul style="list-style-type: none"> Pompe de circulație cu rotor electric imersat, cu racorduri filetate sau cu flanșe, cu convertizor de frecvență. Pompe cu un rotor sau cu două rotoare. Până la 50% economie de energie electrică față de pompele standard. Transmisie date/comenzi la distanță prin interfața în infraroșu (TOP-E, TOP-ED). 	Instalații de încălzire cu apă caldă, de toate tipurile, instalații industriale de recirculare.
3	Pompe automatizate	 Wilo-Smart	$\dot{V} < 3 \text{ m}^3/\text{h}$ $H < 5 \text{ m}$ Temp. max. fluid = $+95^\circ\text{C}$ PN 10	<ul style="list-style-type: none"> Pompe de circulație cu rotor electric imersat, cu racorduri filetate și reglaj automat. Pompe cu un rotor. Operare simplă. Reglarea automată elimină zgometele de curgere din instalația de încălzire și reduce consumul de energie electrică. Filtru special din bronz care împiedică intrarea particulelor în compartimentul motorului. 	Instalații de încălzire de toate tipurile, instalații industriale de recirculare.
4	Pompe standard	  Wilo-Star-RS/RSL Wilo-AXL Wilo-TOP-RL Wilo-SE Wilo-TOP-S Wilo-TOP-D Wilo-Star-RSD Wilo-TOP-SD Wilo-SE-TW	$\dot{V} < 120 \text{ m}^3/\text{h}$ $H < 18,7 \text{ m}$ Temp. max. fluid = $+130^\circ\text{C}$ (pt. unele modele) PN 6, PN 10, PN 16	<ul style="list-style-type: none"> Pompe de recirculare cu rotor electric imersat, cu racorduri filetate sau cu flanșe. Pompe cu un rotor sau cu două rotoare. Reglajul turației este în trepte. Montaj simplu și sigur. Pompe cu lungime de montaj și de 130 mm. Carcasa pompei este cu strat de acoperire prin cataforeză pentru evitarea coroziunii la formarea condensului (Wilo-AXL, Wilo-TOP-RL, Wilo-SE, Wilo-TOP-S, Wilo-TOP-D, Wilo-TOP-SD, Wilo-SE-TW). 	Instalații de încălzire cu apă caldă, de toate tipurile, instalații industriale de recirculare, instalații de climatizare și circuite închise de răcire.

Tabelul 6.3.2.2. Pompe Wilo pentru recircularea apei calde menajere.

Nr. crt.	Tipul pompei	Prezentarea pompei	Caracteristici	Descriere	Utilizare
0	1	2	3	4	5
1	Pompe de înaltă eficiență energetică		$\dot{V} < 40 \text{ m}^3/\text{h}$ $H < 12 \text{ m}$ Temp. max. fluid = $+110^\circ\text{C}$ (pt. unele modele) PN 6 PN 10, PN 16	<ul style="list-style-type: none"> Pompe de circulație cu rotor electric imersat, cu racorduri filetate sau cu flanșe. Pompe cu convertizor de frecvență. Tehnologie ECM (motor în comutație electronică) la Stratos-Z și Stratos-ZD. Carcasa pompei este rezistentă la coroziune (din bronz sau fontă cenușie). Transmisie date/comenzi la distanță prin interfața în infraroșu (Stratos-Z, Stratos-ZD). 	<p>Instalații pentru recircularea apei calde menajere și sisteme similare pentru aplicații în industrie și în construcții.</p> <p>Instalații de încălzire cu apă caldă, de toate tipurile, instalații de climatizare, circuite închise de răcire, instalații industriale de recirculare.</p>
2	Pompe standard		$\dot{V} < 65 \text{ m}^3/\text{h}$ $H < 9,5 \text{ m}$ Temp. max. fluid = $+110^\circ\text{C}$ (pentru unele modele) PN 6 PN 10, PN 16	<ul style="list-style-type: none"> Pompe de circulație cu rotor electric imersat (Star-Z, TOP-Z), sau cu etanșare mecanică (VeroLine-IP-Z), cu racorduri filetate sau cu flanșe. Pompe cu una, două sau trei trepte de turatie. Cu clapeta de reținere, robinet de închidere cu obturator sferic și programator integrat (Star-Z 15 TT). Carcasa pompei din oțel inoxidabil (IP-Z). 	<p>Star-Z și TOP-Z: Instalații pentru recircularea apei calde menajere, sisteme similare pentru aplicații în industrie și în construcții (ex. circulația apei de răcire).</p> <p>VeroLine-IP-Z: Pentru pomparea apei calde menajere, apei calde și apei reci fără substanțe abrazive, în instalațiile de încălzire, în instalațiile cu apă de răcire și apă rece.</p>

Tabelul 6.3.2.3. Pompe Wilo pentru instalații termice-solare, geotermale.

Nr. crt.	Tipul pompei	Prezentarea pompei	Caracteristici	Descriere	Utilizare
0	1	2	3	4	5
1	Pompe de înaltă eficiență energetică		$\dot{V} < 2,5 \text{ m}^3/\text{h}$ $H < 5 \text{ m}$ Temp. max. fluid = $+110^\circ\text{C}$ PN 10	<ul style="list-style-type: none"> Pompe de circulație cu rotor electric imersat, cu racorduri filetate, motor EC și convertizor de frecvență. Clasa de eficiență energetică A. Până la 80% economie de energie electrică față de pompele de circulație standard. Tehnologie ECM (motor în comutație electronică) Carcasa pompei este cu strat de acoperire prin cataforeză pentru evitarea coroziunii la formarea condensului. 	<ul style="list-style-type: none"> Recirculare în instalații termice solare.
2	Pompe standard		$\dot{V} < 5,5 \text{ m}^3/\text{h}$ $H < 11 \text{ m}$ Temp. max. fluid = $+110^\circ\text{C}$ PN 10	<ul style="list-style-type: none"> Pompe de circulație cu rotor electric imersat, cu racorduri filetate. Reglajul turatiei este în trepte. Carcasa pompei este cu strat de acoperire prin cataforeză pentru evitarea coroziunii la formarea condensului. Hidraulica specială pentru utilizarea în instalații termice solare (Star-ST) sau în instalații geotermale (Star-RSG). 	<ul style="list-style-type: none"> Instalații termice solare (Star-ST), instalații geotermale și sisteme de încălzire (Star-RSG).

Tabelul 6.3.2.4. Pompe Wilo economice.

Nr. crt.	Tipul pompei	Prezentarea pompei	Caracteristici	Descriere	Utilizare
0	1	2	3	4	5
1	Pompe cu un rotor	 <p>Wilo-VeroLine-IP-E Wilo-CronoLine-IL-E Wilo-CronoLine-IL-E...BF</p>	$\dot{V} < 600 \text{ m}^3/\text{h}$ $H < 70 \text{ m}$ Temp. max. fluid = +140°C (IL-E) PN 10, PN 16	<ul style="list-style-type: none"> Pompe cu un rotor, cu etanșare mecanică, cu convertizor de frecvență, în construcție în linie, cu racorduri cu flanșe. Economie de energie electrică datorită reglajului electronic integrat. Protecție anticorozivă eficientă datorită acoperirii prin cataforeză. Instalare și utilizare simplă. Protecție integrată a motorului electric prin termistori PTC. 	<ul style="list-style-type: none"> Pentru pomparea apei reci și calde, fără substanțe abrazive în instalații de încălzire, apă de răcire și apă rece.
2	Pompe cu două rotoare	 <p>Wilo-VeroTwin-DP-E Wilo-CronoTwin-DL-E Wilo-CronoTwin-DL-E...BF</p>	$\dot{V} < 350 \text{ m}^3/\text{h}$ $H < 67 \text{ m}$ Temp. max. fluid = +140°C (DL-E) PN 10, PN 16	<ul style="list-style-type: none"> Pompe cu două rotoare, cu etanșare mecanică, cu convertizor de frecvență, în construcție în linie, cu racorduri cu flanșe. Economie de energie electrică datorită reglajului electronic integrat. Protecție anticorozivă eficientă datorită acoperirii prin cataforeză. Instalare și utilizare simplă. Protecție integrată a motorului electric. 	<ul style="list-style-type: none"> Pentru pomparea apei reci și calde, fără substanțe abrazive în instalații de încălzire, apă de răcire și apă rece.

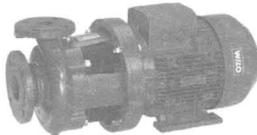
Tabelul 6.3.2.5. Pompe Wilo standard.

Nr. crt.	Tipul pompei	Prezentarea pompei	Caracteristici	Descriere	Utilizare
0	1	2	3	4	5
1	Pompe cu un rotor	 <p>Wilo-VeroLine-IPL Wilo-CronoLine-IL</p>	$\dot{V} < 900 \text{ m}^3/\text{h}$ $H < 107 \text{ m}$ Temp. max. fluid = +140°C (IL) PN 10, PN 16, PN 25	<ul style="list-style-type: none"> Pompe cu un rotor, având etanșare mecanică, în construcție în linie, cu racorduri filetate sau cu flanșe. Protecție anticorozivă eficientă datorită acoperirii prin cataforeză. Durata de viață ridicată a motorului prin dotarea de serie cu orificii de evacuare a condensului în carcasa motorului. Instalare simplă. 	Pentru pomparea apei reci și calde, fără substanțe abrazive în instalații de încălzire, apă de răcire și apă rece.
2	Pompe cu două rotoare	 <p>Wilo-VeroTwin-DPL Wilo-CronoTwin-DL</p>	$\dot{V} < 1100 \text{ m}^3/\text{h}$ $H < 69 \text{ m}$ Temp. max. fluid = +140°C (DL) PN 10, PN 16, PN 25	<ul style="list-style-type: none"> Pompe cu două rotoare, cu etanșare mecanică, în construcție în linie, cu racorduri cu flanșe. Protecție anticorozivă eficientă datorită vopsirii prin cataforeză. Reducerea spațiului de montaj necesar și a costurilor de montaj datorită concepției pompei cu două rotoare. Instalare simplă. 	Pentru pomparea apei reci și calde, fără substanțe abrazive în instalații de încălzire, apă de răcire și apă rece.

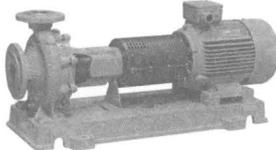
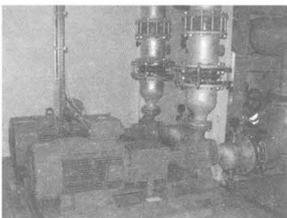
Tabelul 6.3.2.6. Pompe Wilo speciale.

Nr. crt.	Tipul pompei	Prezentarea pompei	Caracteristici	Descriere	Utilizare
0	1	2	3	4	5
1	Pompe cu un rotor	 Wilo-VeroLine-IPS	$\dot{V} < 22 \text{ m}^3/\text{h}$ $H < 4 \text{ m}$ Temp. max. fluid = +140°C PN 6, PN 10	<ul style="list-style-type: none"> Pompe cu un rotor, având etanșare mecanică, în construcție în linie, cu racorduri filetate sau cu flanșe. 	Pentru pomparea apei reci și calde, fără materiale abrazive, în instalații de încălzire, apă de răcire și apă rece.
2	Pompe cu un rotor	 Wilo-VeroLine-IPH-W	$\dot{V} < 75 \text{ m}^3/\text{h}$ $H < 38 \text{ m}$ Temp. max. fluid = +210°C PN 23	<ul style="list-style-type: none"> Pompe cu un rotor, având etanșare mecanică, în construcție în linie, cu racorduri cu flanșe. 	Pentru pomparea apei calde, fără materiale abrazive, în sisteme industriale de circulație, instalații de termoficare, instalații de încălzire în circuit închis.
3	Pompe cu un rotor	 Wilo-VeroLine-IPH-O	$\dot{V} < 75 \text{ m}^3/\text{h}$ $H < 38 \text{ m}$ Temp. max. fluid = +350°C PN 9	<ul style="list-style-type: none"> Pompe cu un rotor, având etanșare mecanică, în construcție în linie, cu racorduri cu flanșe. 	Pentru pomparea uleiului termic în sisteme de circulație industriale închise.

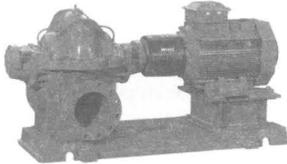
Tabelul 6.3.2.7. Pompe Wilo monobloc.

Nr. crt.	Tipul pompei	Prezentarea pompei	Caracteristici	Descriere	Utilizare
0	1	2	3	4	5
1	Pompe cu un rotor	 Wilo-BAC	$\dot{V} < 80 \text{ m}^3/\text{h}$ $H < 25 \text{ m}$ Temp. fluid = -15°C până la +60°C PN 6	<ul style="list-style-type: none"> Pompe în construcție monobloc cu un rotor, având etanșare mecanică, cu racorduri filetate sau racorduri Victaulic. Carcasa pompei și rotorul sunt rezistente la coroziune. 	Pentru pomparea amestecurilor de apă/glicol în raport de 20 - 40 % vol. de glicol.
2	Pompe cu un rotor	 Wilo-CronoBloc-BL	$\dot{V} < 350 \text{ m}^3/\text{h}$ $H < 105 \text{ m}$ Temp. fluid = -20°C până la +140°C PN 16	<ul style="list-style-type: none"> Pompe în construcție monobloc, cu etanșare mecanică, cu racorduri cu flanșe. Durata de viață mare a motorului datorită orificiilor pentru scurgerea condensului la carcasa motorului. Protecție anticorozivă crescută datorită stratului de acoperire prin cataforeză a elementelor din fontă. 	Pentru pomparea apei reci și calde, fără substanțe abrazive, în instalații de încălzire, apă de răcire și apă rece.

Tabelul 6.3.2.8. Pompe Wilo standard.

Nr. crt.	Tipul pompei	Prezentarea pompei	Caracteristici	Descriere	Utilizare
0	1	2	3	4	5
1	Pompe cu un rotor	 Wilo-CronoNorm-NL	$\dot{V} < 600 \text{ m}^3/\text{h}$ $H < 145 \text{ m}$, Temp. fluid = -20°C până la $+120^\circ\text{C}$ Turație = 950; 1450; 2900 rot/min. PN 10, PN 16	<ul style="list-style-type: none"> Pompe centrifuge mono-etajate, de joasă presiune, cu placă de bază, cu aspirație axială și refulare radială. Etanșare mecanică Burgmann cu cameră de etanșare conică. Cu sau fără cuplaj demontabil. 	Pomparea apei curate sau cu cantitate redusă de impurități (max. 20 ppm), fără substanțe solide, pentru circulație, transfer și ridicare presiune. Pomparea agentului termic, amestecurilor apă/glicol, apei de răcire, apei reci și apei în instalații industriale. Utilizarea în instalații de alimentare cu apă, irigații, instalații pentru construcții, industrie.
2	Pompe cu un rotor	 Wilo-VeroNorm-NPG	$\dot{V} < 2800 \text{ m}^3/\text{h}$ $H < 140 \text{ m}$ Temp. max. fluid = $+140^\circ\text{C}$ (pentru unele modele) Turație = 960; 1450; 2900 rot/min. PN ≤ 16	<ul style="list-style-type: none"> Pompe centrifuge mono-etajate, de joasă presiune, cu amorsare normală, cu placă de bază, cu aspirație axială și refulare radială. Legătura între pompă și motor cu ajutorul unui cuplaj flexibil cu distanțier. Rotorul pompei poate fi demontat, fără demontarea motorului (la cerere, disponibil și fără distanțier). 	Pomparea apei curate sau cu cantitate redusă de impurități (max. 20 ppm), fără substanțe solide, pentru circulație, transfer și ridicare presiune. Pomparea agentului termic, amestecurilor apă/glicol, apei de răcire, apei reci și apei în instalații industriale. Utilizarea în instalații de alimentare cu apă, irigații, instalații pentru construcții, industrie.

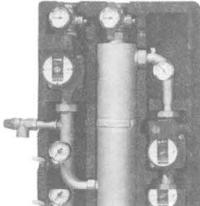
Tabelul 6.3.2.9. Pompe Wilo cu carcasa divizată axial.

Nr. crt.	Tipul pompei	Prezentarea pompei	Caracteristici	Descriere	Utilizare
0	1	2	3	4	5
1	Pompe cu un rotor	 Wilo-SCP	$\dot{V} < 3000 \text{ m}^3/\text{h}$ $H < 200 \text{ m}$ Temp. fluid = -20°C până la $+120^\circ\text{C}$ Turație = 980; 1480; 2980 rot/min.	<ul style="list-style-type: none"> Pompe centrifuge de joasă presiune, montate pe o placă de bază. Întreținere simplă (fără demontarea conductelor de refulare sau de aspirație). Valoare NPSH redusă (datorită rotorului dublu flux). Durata de viață îndelungată Posibilitatea ambelor sensuri de rotație (orar sau antiorar). Motoare speciale (6000 V, 10000 V, etc.) 	Pomparea agentului termic, a amestecului apă/glicol, apei de răcire, apei reci. Utilizarea în instalații de alimentare cu apă, irigații, instalații pentru construcții, stații de pompare, industrie.

Tabelul 6.3.2.10. Accesorii.

Nr. crt.	Tip	Prezentarea panoului	Caracteristici	Descriere	Utilizare
0	1	2	3	4	5
1	Panouri de protecție și automatizare, sisteme de reglaj	 <p>Wilo-S2R 3D Wilo-SD Wilo-SK Module Wilo-IF Module Wilo-Protect C Telecomandă Wilo-IR-Monitor Wilo-Control AnaCon Wilo-Control DigiCon Wilo-Control DigiCon-A Wilo-VR-HVAC Wilo-CC-HVAC Wilo-CRn Wilo-CR</p>		<ul style="list-style-type: none"> Programatoare, panouri de protecție și automatizare, telecomandă-monitor de comunicare în infraroșu, module cu interfață pentru conectarea la BMS (LON, CAN BUS), convertoare interfață pentru BMS (LON, CAN BUS, MOD BUS, altele la cerere). 	Instalații de încălzire, ventilație, răcire și aer condiționat în spitale, școli, hoteluri, centre comerciale și rezidențiale, clădiri publice, instalații industriale și în domeniul casnic.

Tabelul 6.3.2.11. Module Wilo de separare pentru instalații de încălzire prin pardoseala.

Nr. crt.	Tip	Prezentarea modulului	Caracteristici	Descriere	Utilizare
0	1	2	3	4	5
1	Module de separare pentru instalații de încălzire prin pardoseală	 <p>Wilo-Safe</p>	Temp. fluid = +20°C până la +90°C. Presiune maximă de funcționare 6 bar.	<ul style="list-style-type: none"> Sistem complet/ unitate de bază pentru separarea hidraulică a instalațiilor de încălzire prin pardoseală. Sistem complet, gata asamblat și testat. 	Toate tipurile de încălzire prin pardoseală cu agent termic.

Tabelul 6.3.3.1. Pompe de circulație tip GRUNDFOS

Nr. crt.	Tip pompă	Prezentare pompă	Caracteristici	Descriere	Utilizare
0	1	2	3	4	5
1	Pompă de circulație	 <p>Alpha 2</p>	<p>$V = 0...2.4 \text{ m}^3/\text{h}$; $H = 0...10 \text{ m}$; Temp. fluid = $+2 \dots +110^\circ\text{C}$; PN 6; PN 10; PN 16 Putere: 5 W...45 W; Turație: variabilă sau fixă (3 trepte); Motor: 220 V, 380 V; IP 44; Clasa de izolație F/H.</p>	<ul style="list-style-type: none"> Afișajul - cu LED-uri arată instantaneu consumul de energie. Acționarea - intuitivă asigură setarea simplă a pompei. Carcasa - de oțel inoxidabil, fiabilitate și rezistență la coroziune. 	<p>Pentru instalații de încălzire și apă caldă menajeră AutoADAPT - va selecta automat punctul de lucru optim.</p>
2	Pompă de circulație	 <p>UP-N, UP-B Seria 100</p>	<p>$V = 0...10 \text{ m}^3/\text{h}$ $H = 0...1,2 \text{ m}$ Temp. fluid = $+2 \text{ }^\circ\text{C}...+95 \text{ }^\circ\text{C}$ PN 10 Putere: 25 W Turație: (3) trei trepte Motor: 220 V, IP 42, Clasa de izolație F.</p>	<ul style="list-style-type: none"> Pompe de circulație care se pot monta pe conductă de recirculare apă caldă menajeră sau în instalații de încălzire. Ceas pentru 24 ore încorporat în pompă pentru programare. Timer încorporat: pompele pornesc și se opresc automat la intervale de 20 minute. Termostat încorporat: se poate seta pompa la o temperatură a lichidului între $35...65 \text{ }^\circ\text{C}$. Carcasă pompă: inox, bronz. 	<p>Se utilizează pentru toate instalațiile de încălzire, instalații de preparare apă caldă menajeră, instalații de răcire și aer condiționat</p>
3	Pompă de circulație în linie reglabilă Grundfos UPS Series 100	 <p>Pompe simple – UPS sau pompe duble – UPSD.</p>	<p>$V = 0...10 \text{ m}^3/\text{h}$ $H = 0...13 \text{ m}$ Temp. fluid = $+25 \text{ }^\circ\text{C}...+120 \text{ }^\circ\text{C}$ PN 6; PN 10; PN 6 Putere: 25 W...270 W Turație: (3) trei trepte Motor: 220 V, 380V, IP 44, Clasa de izolație F/H.</p>	<ul style="list-style-type: none"> Pompe de circulație reglabile cu 3 turații, cu motor obturator întrefier cu rotor din inox. Pompe prevăzute cu un sistem automat de eliminare a aerului UPS Airelectric. Acționate de programatoare Grundfos pentru schimbare de turație la intervale prestabilite. 	<p>Se utilizează în instalațiile de încălzire cu vane termostactice în case de locuit cu 2 sau mai multe familii și pentru instalații de preparare apă caldă menajeră.</p>

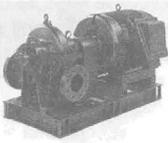
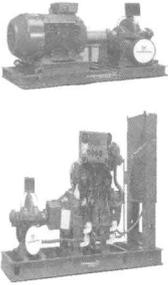
Tabelul 6.3.3.1. Pompe de circulație tip GRUNDFOS (continuare).

Nr. crt.	1	2	3	4	5
0	Tip pompă	Prezentarea pompei	Caracteristici	Descriere	Utilizare
4	Pompă de circulație	 <p>Pompe simple – UPE sau pompe duble – UPED.</p>	$\dot{V} = 0...80 \text{ m}^3/\text{h}$ $H = 0...12 \text{ m}$ Temp. fluid = $+2...+95 \text{ }^\circ\text{C}$ (110 $^\circ\text{C}$) PN 6; PN 10; PN 16 Putere: 25 W...2200 W turație: (3) trei trepte Motor: 220V, 380V, IP 42, Clasa de izolație F/H	<ul style="list-style-type: none"> Pompe de circulație reglabile cu motor cu magneți permanenți și rotor din inox. Au integrat în motor un convertizor static de frecvență. Reglaj în presiune constantă și proporțională. Mod de lucru manual și automat. Comunicație BUS prin RS-485 cu GENibus sau LONbus și conectare la o unitate Pump Management 2000 pentru gestionarea tuturor datelor. Acționare cu telecomandă prin infraroșii Grundfos R100. 	Se utilizează pentru toate instalațiile de încălzire
5	Pompă de circulație în linie reglabilă tip UPS Series 200	 <p>Pompe simple – UPS sau pompe duble – UPSD.</p>	$\dot{V} = 0...80 \text{ m}^3/\text{h}$ $H = 0...18 \text{ m}$ Temp. fluid = $+25 \text{ }^\circ\text{C}...+120 \text{ }^\circ\text{C}$ PN 6; PN 10; PN 16 Putere: 25 W...2200 W turație: (3) trei trepte Motor: 220V, 380V, IP 44, Clasa de izolație F/H.	<ul style="list-style-type: none"> Pompe de circulație reglabile cu 3 turații, cu motor obturator întrefier cu rotor din inox. Pompe prevăzute cu un sistem automat de eliminare a aerului UPS Airelectric. Lagăre unse de apă. Module de alarmă și protecție motor. Comunicare rețele de monitorizare: GENibus, LONbus. 	Se utilizează pentru toate instalațiile de încălzire și pentru instalațiile de preparare apă caldă menajeră.

Tabelul 6.3.3.2. Pompe de presiune ridicată tip GRUNDFOS

Nr. crt.	1	2	3	4	5
0	Tip pompă	Prezentarea pompei	Date tehnice	Descriere	Utilizare
1	Pompe inteligente de circulație în linie tip TPE/TPED.	 <p>Pompe simple TPE sau pompe duble TPDE</p>	$\dot{V} = 0...840 \text{ m}^3/\text{h}$ $H = 0...62 \text{ m}$ Temp. fluid = $+25 \text{ }^\circ\text{C}...+180 \text{ }^\circ\text{C}$ PN 10; PN 16; PN 20 Putere: 1,1 kW...22 kW Turație: 0...2900 rot/min Motor: 220V, 380V, IP 54, Clasa de izolație F Motorul are integrat un micro-convertizor static de frecvență 0...22kW.	<ul style="list-style-type: none"> Pompe de circulație cu toate piesele în contact cu lichidul, din oțel, inox, crom, nichel. Convertizor de frecvență integrat. Senzori de presiune și temperatură montați pe pompă. Comunicare rețele de monitorizare: GENibus, LONbus. 	Se utilizează pentru toate instalațiile de încălzire și pentru instalațiile de preparare apă caldă menajeră.
2	Pompă de circulație, cu ax orizontal, cu aspirație axială și refulare radială.	 <p>NK/NB</p>	$\dot{V} = 0...2000 \text{ m}^3/\text{h}$ $H = 0...150 \text{ m}$ Temp. fluid = $+10 \text{ }^\circ\text{C}...+180 \text{ }^\circ\text{C}$ PN 16, PN 25 Putere: 0,37 kW...400 kW turație: 990, 1450, 2900 rot/min Motor: 220 V, 380 V, 0,6 kV, IP 55, IP65, Clasa de izolație F.	<ul style="list-style-type: none"> Pompe de circulație monobloc – NB/DNM/ DNP. Pompele pot fi echipate cu convertizoare statice de frecvență în motor până la 22 kW NBE/NKE. Pentru puteri > 22 kW se folosesc pompe acționate de tablouri Grundfos Deltacontrol 2000 cu PLC specializat și convertizor de frecvență. Cuplaj special tip SPACER. Etanșare mecanică. Monitorizare temperatură lagăre. Dispozitive automate ungere. 	Se utilizează pentru toate instalațiile de încălzire și pentru instalațiile de preparare apă caldă menajeră.

Tabelul 6.3.3.2. Pompe de presiune ridicată tip GRUNDFOS (continuare).

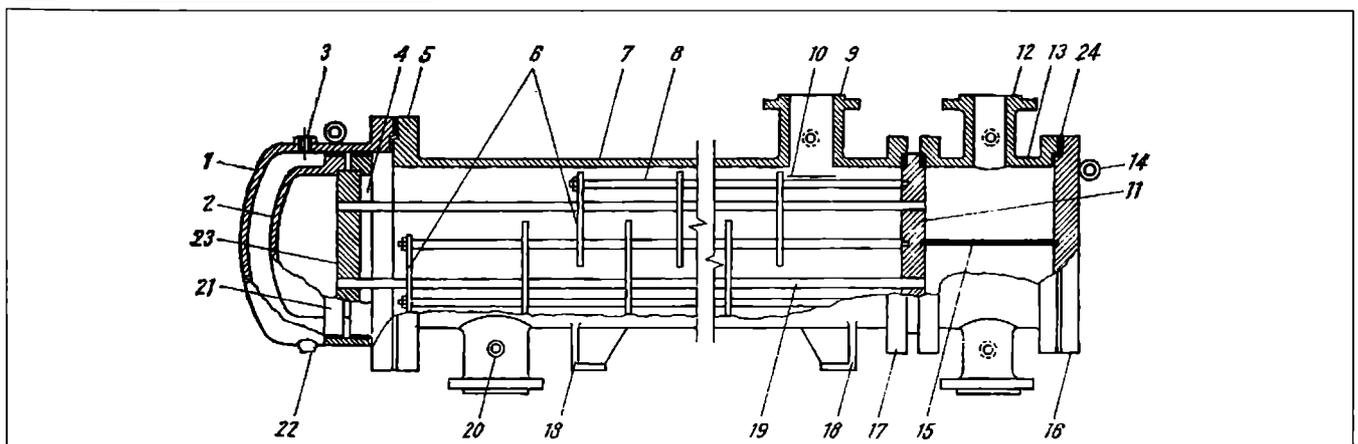
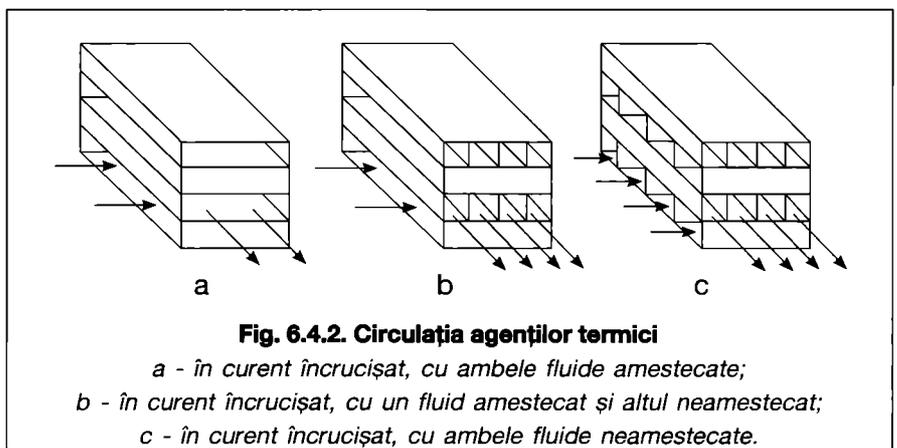
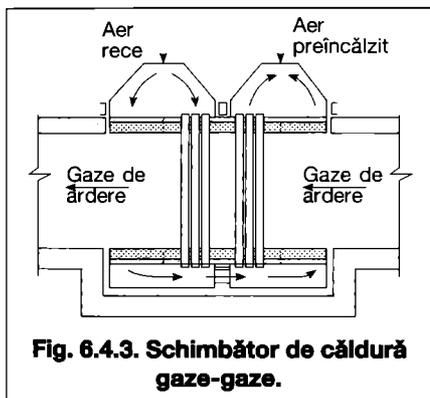
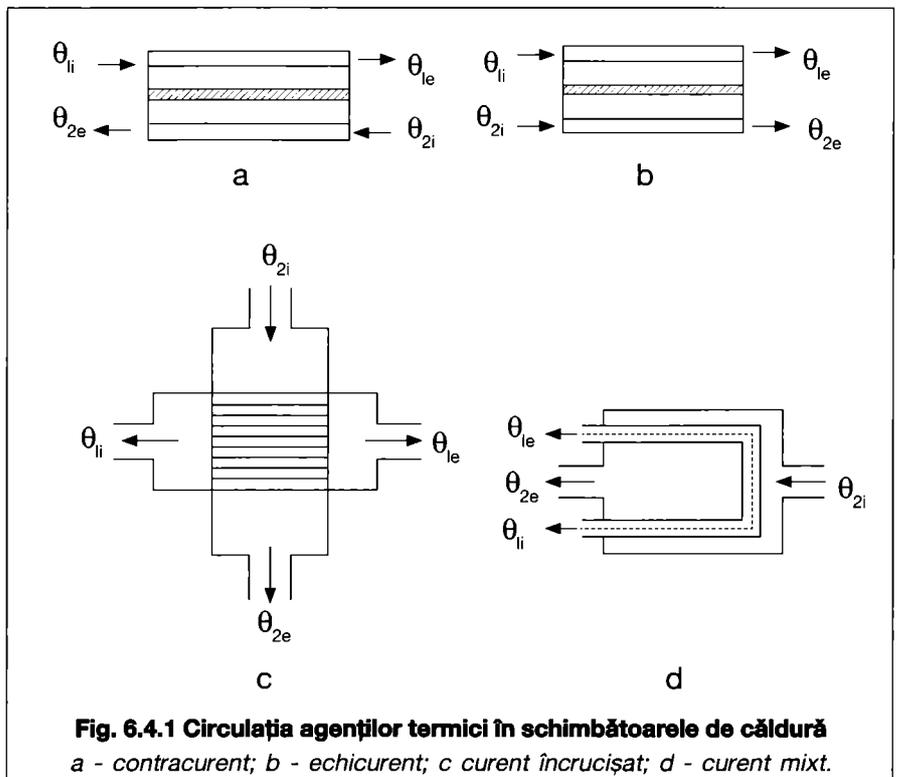
Nr. crt.	1	2	3	4	5
0	Tip pompă	Prezentare pompă	Caracteristici	Descriere	Utilizare
3	Pompă orizontală de circulație cu aspirație refulare față în față.	 HS	$\dot{V} = 0 \dots 10.000 \text{ m}^3/\text{h}$ $H = 0 \dots 250 \text{ m}$ Temp. fluid = + 25 °C...180 °C PN 16; PN 25 Putere: 0,37 kW...900 kW turație: 990, 1450, 2900 rot/min Rotor: fontă, bronz, inox Motor: 220V, 380V, 0,6KV IP 55, IP65 Clasa de izolație F.	<ul style="list-style-type: none"> • Pompă de circulație cu rotor cu dubla aspirație. • Pompele pot fi echipate cu convertizoare statice de frecvență în motor până la 22 kW. • Pentru puteri > 22 kW se folosesc pompe acționate de tablouri Grundfos și convertizor de frecvență. • Monitorizare temperatură lagăre. 	Se utilizează pentru toate instalațiile de încălzire și pentru instalațiile de preparare apă caldă menajeră. Pompă dublu flux.
4	Grupuri de incendiu.	 NB, NK) - pompe dublu flux HS - pompe verticale multietajate CR, TP - monoetajate	$\dot{V} = 0 \dots 1000 \text{ m}^3/\text{h/pompa}$ și cu $H = 0 \dots 250 \text{ m}$, PN 16, PN 25 Motor: 220V, 380V, 0,6kV IP 55, IP65 Clasa de izolație F.	<ul style="list-style-type: none"> • Grupuri de incendiu echipate cu 1- 5 pompe orizontale. • Pompe verticale monoetajate. • Pompe verticale multietajate. • Echiparea cu motoare electrice sau cu motoare diesel. 	Gama completă de echipamente de incendiu. Pompele sunt conform normelor și standardelor internaționale.

6.4. Schimbătoare de căldură

Schimbătoarele de căldură (SC) sunt aparate termice care au ca funcțiune transferul termic de la un fluid la altul în diferite procese: de încălzire, condensare, fierbere, răcire sau alte procese, în care sunt prezente mai multe fluide de temperaturi diferite. Agentul care cedează căldura se numește agent primar, iar cel ce primește căldura, agent secundar.

6.4.1. Criterii de clasificare a schimbătoarelor de căldură

- După destinația aparatului, schimbătoarele capătă terminologia aferentă procesului termic în care lucrează: fierbător, vaporizator, condensator, încălzitor, economizor, radiator, degazor, economizor etc.
- După sensul de circulație a agenților termici, SC pot fi în contracurent, în echicurent, în curent încrucișat sau în curent combinat (fig.6.4.1).
- După tipul constructiv, sunt SC prin



- 1 - capac; 2 - cap mobil; 3 - orificiu de aerisire; 4 - sistemul de etanșare al capului mobil; 5 - flanșe de prindere a capului de manta; 6 - șicane transversale; 7 - manta; 8 - bare de legătură și distanțare; 9 - racord în manta; 10 - placă deflectoare; 11 - placă tubulară fixă; 12 - racordul camerei colectoare; 13 - cameră colectoare; 14 - inel de ridicare; 15 - perete despărțitor; 16 - capacul camerei colectoare; 17 - flanșa de prindere a camerei de manta; 18 - suporturi; 19 - țevi de transfer de căldură; 20 - racord pentru instrumente de măsură; 21 - flanșa capului mobil; 22 - racord de golire; 23 - placă tubulară mobilă; 24 - garnitură de etanșare.

- suprafață (în care cei doi agenți termici nu interferează, ele fiind separate printr-un perete separator prin care are loc și transferul de căldură) și SC cu amestec, în care transferul termic dintre cei doi agenți are loc prin amestecarea directă a acestora (fig. 6.4.2).
- d) După natura agenților termici, sunt SC gaze-gaze (fig. 6.4.3), SC lichid-lichid (fig. 6.4.8) și SC gaze-lichid.
 - e) După tehnologia constructivă sunt SC tubulare cu țevi (fig. 6.4.4), SC cu plăci (fig. 6.4.5), SC cu țevi spiralate, SC cu suprafață extinsă (nervuri, aripioare etc).
 - f) După modul de lucru, există SC cu acțiune discontinuă (cum sunt de exemplu boilerle) și respectiv SC cu acțiune continuă (la care transferul de

căldură se produce în regim stabilizat).

- g) După numărul de treceri ale agentului termic, există SC cu o singură trecere, cu două sau mai multe treceri.

Există și alte criterii, ce țin de tipurile tehnico-constructive, mai detaliate, dar o clasificare importantă este aceea legată de criteriul transferului termic. Astfel, se diferențiază SC cu schimbarea stării de agregare a agenților termici și respectiv SC cu schimbare de fază doar a unuia din agenți.

6.4.2. Schimbătoare de căldură multitubulare

Frecvent utilizate în toate domeniile tehnice, reprezintă până nu demult cel mai uzual tip de schimbătoare. Sunt alcătuite dintr-o manta în interiorul căreia sunt amplasate țevile prin care circulă unul dintre agenți. Țevile sunt fixate la capete în două plăci tubulare, etanșarea realizându-se fie prin sudură, fie prin mandrinare. Spațiul dintre țevi este împărțit în mai multe treceri cu ajutorul unor pereți despărțitori, denumiți și ca-

ne. Acestea au rol de intensificare a transferului de căldură prin convecție în jurul fascicolului de țevi. Pereții despărțitori sunt utilizați la aparate cu mai multe treceri și în scop de rigidizare a fluxului de țevi atunci când lungimea aparatului o impune.

Schimbătoarele tubulare pot avea construcție nedemontabilă, atunci când plăcile tubulare sunt sudate de manta, iar când sunt îmbinate prin intermediul flanșelor conduc la realizarea unei construcții demontabile. Din acest punct de vedere, schimbătoarele de căldură demontabile au avantajul că permit curățirea periodică mult mai ra-

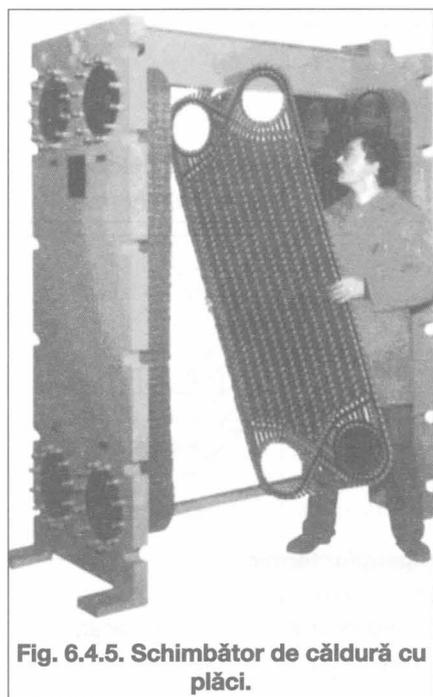


Fig. 6.4.5. Schimbător de căldură cu plăci.

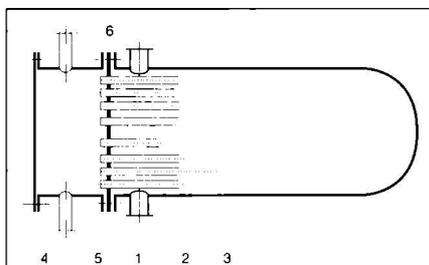


Figura 6.4.6. Schimbător de căldură cu țevi în formă de U

- 1 - placă tubulară; 2 - manta;
- 3 - fascicul de țevi; 4 - colector;
- 5 - distribuitor; 6 - ștuț de racord.

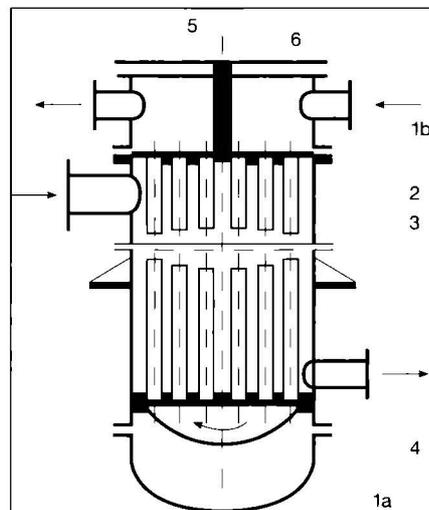


Fig. 6.4.7. Schimbător de căldură tubular, vertical, cu placa tubulară mobilă

- 1 - plăci tubulare (a - fixă; b - mobilă); 2 - fascicul de țevi; 3 - manta;
- 4 - racorduri intrare-ieșire; 5 - distribuitor; 6 - colector.

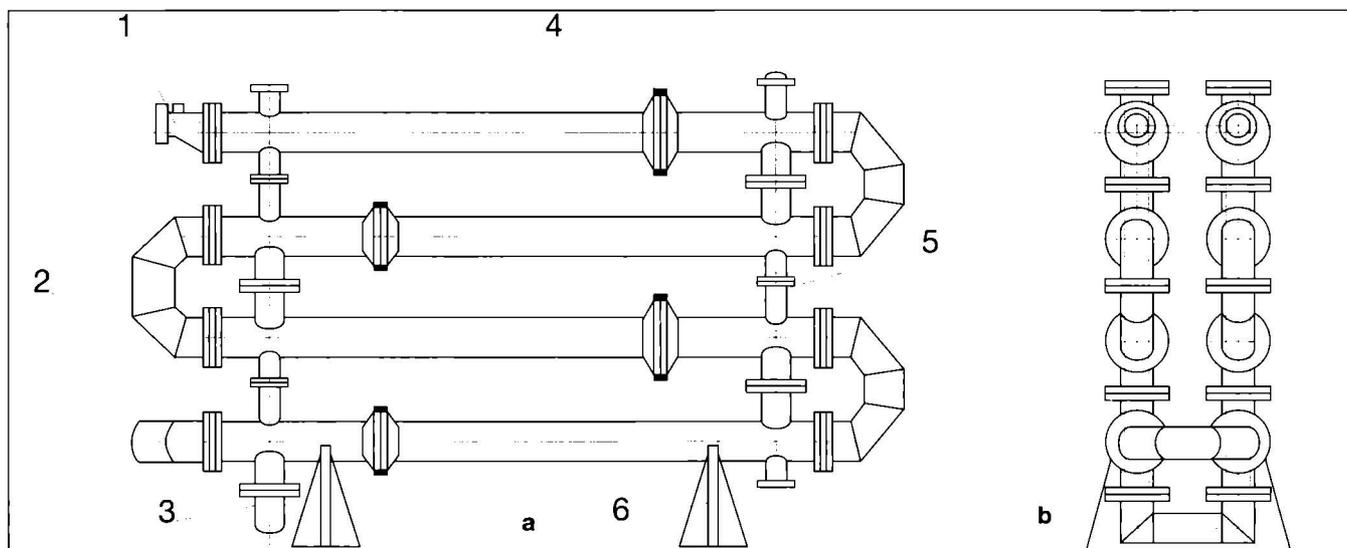


Fig. 6.4.8. Schimbător de căldură tubular în formă de U, în contracurent, format din tronsoane tip înseriate:

a - vedere din față; b - vedere laterală.

- 1 - difuzor (confuzor); 2 - coturi; 3 - piesă de legătură; 5 - ditanțier; 6 - susținere aparat

pidă prin comparație cu cele nedemontabile, la care se poate interveni numai prin tăierea sudurilor sau apelând la o curățare chimică.

Din punct de vedere al materialului din care sunt executate fasciculele de țevi, cele confecționate din oțel sunt utilizate cu predilecție în instalațiile de încălzire. Cele cu țevi de alamă sunt utilizate în instalațiile de preparare a apei calde de consum. Astfel, de cele mai multe ori, schimbătoarele de căldură sunt supuse unor șocuri termice, fiind necesară prevederea posibilităților de preluare a deformațiilor din variația de temperatură. Pentru compensarea în totalitate a diferenței de dilatare între țevi și mantaua aparatului, se pot enumera trei modalități mai des utilizate pentru realizarea acestui scop: schimbătoare de căldură cu țevi în formă de U (fig. 6.4.6); schimbătoare de căldură cu placă tubulară mobilă (fig. 6.4.7); schimbătoare de căldură cu presetupă.

Foarte des întâlnite în diverse instalații sunt schimbătoarele apă-apă denumite „cu tronsoane tip” (fig. 6.4.8), care se înseriază între ele în număr par (de regulă 2...8 tronsoane) și care sunt îmbinate prin flanșe, cu șuruburi și prin intermediul unor piese de legătură. Fiecare element are câte o singură trecere atât pentru

fluidul care circulă prin țevi cât și pentru cel ce circulă în exteriorul acestora. Pentru compensarea dilatărilor sunt utilizate compensatoarele lenticulare.

Principalele dezavantaje ale SC multitubulare sunt legate de dimensiunile mari de gabarit, operațiuni dificile de demontare, manevrare și, prin comparație cu SC cu plăci, au un coeficient termic de transmisie mult mai redus (mai mic de $1500 \text{ W/m}^2\text{K}$).

6.4.3. Schimbătoare de căldură cu plăci

Aceste aparate sunt formate prin gruparea unui anumit număr de plăci nervurate (fig. 6.4.9), de același tip, care sunt strânse între două plăci de capăt cu ajutorul unor tiranți. Plăcile ce îl compun sunt prevăzute cu orificii de intrare și respectiv ieșire a celor doi agenți între care are loc schimbul de căldură (fig. 6.4.10). Plăcile sunt executate prin presare, amprentarea acestora realizându-se în diverse configurații, cu unghiuri de $60\text{-}150$ grade. Aceste unghiuri influențează pe de o parte coeficientul de transmisie U dar și valoarea pierderilor de sarcină.

Avantajele acestor SC sunt legate de gabarit și masă mult mai reduse prin

comparație cu cele tubulare, au construcție simplă și permit o întreținere mult mai facilă, au suprafață mare de schimb și coeficient de transfer de căldură ridicat ($4000 - 7000 \text{ W/m}^2\text{K}$). De asemenea, pierderea de sarcină pe cele două circuite primar/secundar este relativ mică iar volumul de lichid reținut în SCP este foarte mic. Materialele din care sunt confecționate aceste SC atât pentru plăci cât și pentru garnituri conduc la durate mari de viață. Suprafața de schimb de căldură este modificabilă prin excluderea sau adăugarea de plăci atunci când este necesar.

Ca și SC tubulare, SCP se pot executa în construcție nedemontabilă, la care plăcile sunt solidarizate unele de altele prin sudură (brazare) sau, în construcție demontabilă, la care plăcile sunt asamblate prin intermediul unor garnituri. Plăcile se execută din inox, Nichel și aliaje, titan sau alte materiale, alegerea fiind făcută în funcție de fluidele ce circulă în interior și parametrii de desfășurare a procesului de transfer de căldură. Garniturile se execută din nitrili, butil rășină, elastomeri. Aceste garnituri pot fi lipite (fig. 6.4.11 a sau clipsate - fig. 6.4.11 b). Prezența bilelor permite fixarea garniturilor fără utilizarea altor adezivi și evitarea expulzării garniturilor în cazul unor presiuni foarte ridicate.

Dezavantajul pe care îl prezintă SCP este legat de faptul că, datorită spațiilor mici între plăci, ele se colmatează relativ ușor, buna lor funcționare fiind strâns legată de calitatea fluidelor ce circulă în interiorul schimbătorului. În instalațiile din diversele domenii de activitate se utilizează SCP ALFA-LAVAL (fig. 6.4.10), SCHMIDT-BRETTE (fig. 6.4.5), TEHNOFRIG Cluj, DANFOSS etc.

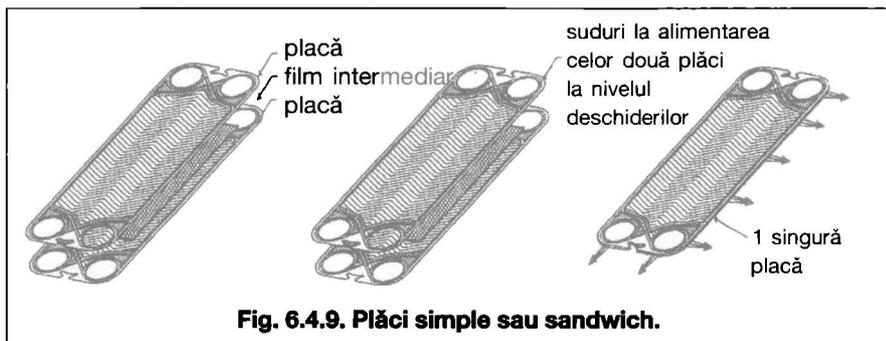


Fig. 6.4.9. Plăci simple sau sandwich.

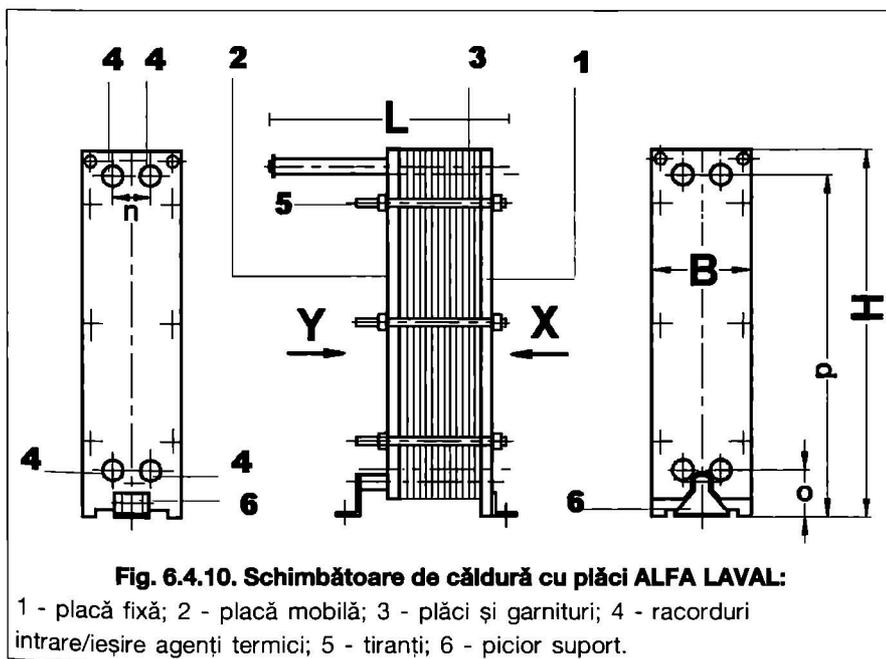


Fig. 6.4.10. Schimbătoare de căldură cu plăci ALFA LAVAL:

1 - placă fixă; 2 - placă mobilă; 3 - plăci și garnituri; 4 - racorduri intrare/ieșire agenți termici; 5 - tiranți; 6 - picior suport.

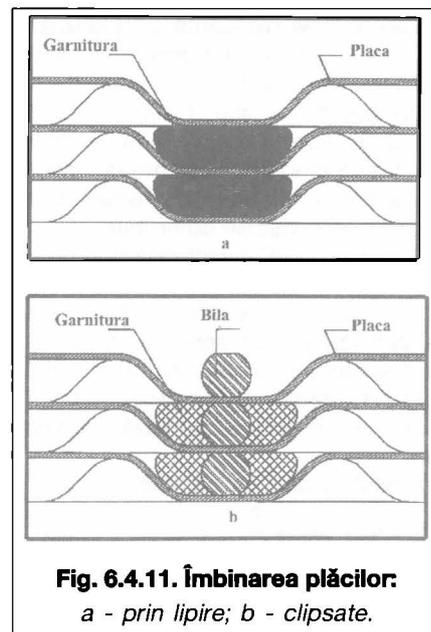


Fig. 6.4.11. Îmbinarea plăcilor:

a - prin lipire; b - clipsate.

6.4.4. Calculul schimbătoarelor de căldură

Tipurile de calcul ce se efectuează pentru SC sunt:

- calculul termic,
- calculul hidraulic și
- calculul rezistență (mecanic).

Calculul termic al unui schimbător de căldură comportă trei aspecte distincte:

- Calculul de proiectare (dimensionare), folosit la proiectarea unui nou schimbător de căldură pe baza datelor rezultate pentru instalația în care va fi implementat. Aceste calcule conduc la deducerea suprafeței de schimb de căldură, a caracteristicilor tehnice și constructive în funcție de tipul SC pentru care se optează și de tipul instalației în care urmează să fie introdus SC. Alegerea finală se realizează având la dispoziție informațiile de la diverși furnizori, de cele mai multe ori aceștia având posibilitatea de selectare utilizând programe de calcul automat.
- Calculul de verificare (alegere), se realizează pentru stabilirea compatibilității unui anumit schimbător la condițiile de funcționare impuse de procesul tehnologic pentru care este prevăzut.
- Calculul regimului de funcționare utilizat pentru stabilirea concordanței între regimul indicat în proiect și cel din exploatare.

Calculul hidraulic se referă în general la stabilirea pierderilor de sarcină pe cele două circuite parcurse de agentul termic primar și respectiv secundar. Aceste valori sunt utilizate de cele mai multe ori pentru dimensionarea echipamentelor de pompare sau ca valori de referință în analiza energetică a obiectivelor în care sunt implementate schimbătoarele de căldură.

Calculul de rezistență se realizează în scopul determinării dimensiunilor diverselor elemente de susținere a schimbătoarelor sau a altor elemente metalice. Aceste calcule sunt necesare pentru ca eforturile generate de variațiile de temperatură sau/și presiuni să se încadreze în valorile admisibile.

Majoritatea SC funcționează în regim staționar. Fluxul termic trece continuu prin suprafața de schimb de căldură de la circuitul primar spre cel secundar, temperatura în orice punct al sistemului fiind în principiu constantă. Astfel, în calculele termice se utilizează următoarele relații:

- **ecuația de bilanț termic:**

$$\Phi_1 = \Phi_2 + \Delta\Phi = \frac{\Phi_2}{\eta} \quad (6.4.1)$$

cu:

$$\begin{aligned} \Phi_1 &= \dot{V}_1 c_{p1} (\theta_{1i} - \theta_{1e}) = \\ &= \dot{V}_1 (i_1' - i_1'') = \\ &= W_1 (\theta_{1i} - \theta_{1e}) \end{aligned} \quad (6.4.2)$$

$$\begin{aligned} \Phi_2 &= \dot{V}_2 c_{p2} (\theta_{2i} - \theta_{2e}) = \\ &= \dot{V}_2 (i_2' - i_2'') = \\ &= W_2 (\theta_{2i} - \theta_{2e}) \end{aligned} \quad (6.4.3)$$

în care:

Φ_1 - este fluxul termic cedat de agentul primar, [W];

Φ_2 - este fluxul termic primit de agentul secundar, [W];

$\dot{V}_{1(2)}$ - sunt debitele agenților termici primar și secundar;

$\Delta\Phi$ - este fluxul termic de pierderi către mediul ambiant [W];

η - este randamentul termic al schimbătorului de căldură;

c_{p1}, c_{p2} - capacitățile termice masice ale agentului cald, respectiv rece la presiune constantă [J/kgK];

θ_{1i}, θ_{1e} - temperatura de intrare respectiv de ieșire a agentului primar [°C];

θ_{2i}, θ_{2e} - temperatura de intrare respectiv de ieșire a agentului secundar [°C];

W_1, W_2 - echivalenții în apă ai celor doi agenți [W/K];

i_1', i_1'' - entalpia agentului cald la intrarea, respectiv ieșirea din aparat [J/kg];

i_2', i_2'' - entalpia agentului rece la intrarea, respectiv ieșirea din aparat [J/kg].

- **ecuația de transfer de căldură:**

$$\Phi = U \cdot A_0 \cdot \Delta T_{med} \quad (6.4.4)$$

unde:

Φ - sarcina termică a schimbătorului, [W];
de regulă $\Phi = \Phi_2$;

A_0 - suprafața de schimb de căldură [m²];

U - coeficient de transmisie termică [W/m²K];

ΔT_{med} - diferența medie logaritmică a temperaturilor celor doi agenți termici [K].

Aceasta se calculează cu relația:

$$\Delta T_{med} = \frac{\Delta T_{max} - \Delta T_{min}}{\ln \frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{min}}} \quad (6.4.5)$$

unde:

$\Delta T_{max}, \Delta T_{min}$ - reprezintă valoarea maximă respectiv minimă a diferenței de temperatură între agenți, [°C].

În calculul de verificare se utilizează frecvent mărimea NTC (numărul de unități de transfer de căldură) pentru cei doi agenți termici, care caracterizează posibilitățile de transfer termic ale aparatului.

El se definește ca:

$$NTC_1 = \frac{U \cdot A_0}{W_1} = \frac{\theta_{1i} - \theta_{1e}}{\Delta T_m}$$

și respectiv

$$NTC_2 = \frac{U \cdot A_0}{W_2} = \frac{\theta_{2e} - \theta_{2i}}{\Delta T_m} \quad (6.4.6)$$

ΔT_m - este diferența medie de temperatură corectată cu coeficientul de corecție $\epsilon_{\Delta T}$ (relația 6.4.15).

6.5.4.1. Calculul schimbătoarelor de căldură tubulare

În proiectare, calculul schimbătoarelor de căldură tubulare urmărește în principal, dimensionarea suprafeței de încălzire (număr de țevi, lungime totală a schimbătorului, diametrul interior/exterior al țevilor componente) având la bază două relații de bază: ecuația de bilanț termic și ecuația de transfer de căldură în aparat. Calculul comportă două etape: un calcul preliminar și respectiv unul definitiv.

Pentru calcul este necesară orientarea de la bun început a tipului constructiv, a formei schimbătorului, ținând seama de următoarele recomandări: agentul termic ce prezintă posibilitatea de depuneri mai accentuată va circula prin interiorul țevilor schimbătorului, iar vitezele celor doi agenți termici trebuie să aibă valori apropiate. Odată stabilit modul de circulație al agenților termici unul față de celălalt, se deduce diferența medie de temperatură cu ajutorul relației (6.4.5), ulterior determinându-se suprafața orientativă de schimb de căldură (relația 6.4.4). În această relație coeficientul de transmisie termică U se consideră cu o valoare aproximativă, valori care sunt redate informativ în tabelul 6.4.1. Se aleg apoi dimensiunile țevilor componente (tabelul 6.4.3) și se calculează suprafața de încălzire A_0' aproximativă:

$$A_0' = \frac{\Phi}{U' \cdot \Delta T_{med}} \quad (6.4.7)$$

unde:

U' - este coeficientul de transmisie termică cu valoare aproximativă din tabelul 6.4.1.

Se deduce apoi numărul aproximativ de țevi n_t' cu relația:

$$n_t' = \frac{A_0'}{\pi \cdot D \cdot L} \quad (6.4.8)$$

unde:

D - diametrul interior D_i /exterior D_e sau mediu al țevilor;

L - lungimea schimbătorului (se alege constructiv 2...4 m).

În funcție de așezarea țevilor în secțiunea transversală a schimbătorului (fig. 6.4.12) de pasul dintre țevi (s), de

Tabel 6.4.1.

Agent termic primar	Agent termic secundar	U [W/m ² K]
CONDENSATOARE		
Abur (sub presiune)	Apă	2000 - 4250
Solvenți organici saturați la presiunea atmosferică	Apă	550 - 1150
Solvenți organici la presiunea atmosferică cu gaze necondensabile	Apă, soluție de sare	100 - 450
Hidrocarburi aromatice, la presiunea atmosferică cu gaze necondensabile	Apă	25 - 170
Fluide cu punct de fierbere coborât, la presiunea atmosferică	Apă	450 - 1150
ÎNCĂLZITOARE		
Abur	Apă	1400 - 4250
Abur	Uleiuri ușoare	300 - 850
Abur	Uleiuri grele	60 - 450
Abur	Solvenți organici	550 - 1150
Abur	Gaze	30 - 300
Gaze de ardere	Hidrocarburi aromatice și abur	25 - 90
VAPORIZATOARE		
Abur	Apă	2000 - 4250
Abur	Solvenți organici	550 - 1150
Abur	Uleiuri ușoare	450 - 1050
Abur	Uleiuri grele sub vid	150 - 425
Apă	Agente frigorifice	425 - 850
Solvenți organici	Agente frigorifice	170 - 600
APARATE FĂRĂ SCHIMBARE DE STARE DE AGREGARE		
Apă	Apă	850 - 1700
Solvenți organici	Apă	300 - 850
Gaze	Apă	15 - 300
Uleiuri ușoare	Apă	350 - 900
Uleiuri grele	Apă	55 - 300
Solvenți organici	Uleiuri ușoare	100 - 400
Apă	Soluție de sare	550 - 1150
Solvenți organici	Soluție de sare	170 - 500
Gaze	Soluție de sare	15 - 300
Solvenți organici	Solvenți organici	100 - 350
Uleiuri grele	Uleiuri grele	45 - 300

Tabelul 6.4.2. Caracteristici ale agenților termodinamici

	Agent termic primar	Agent termic secundar
Temperatura la intrare [K]	343	285
Temperatura la ieșire [K]	307	333
Căldura specifică [kJ/kg·K]	4221,45	4221,17
Vâscozitatea dinamică x 10 ⁴ [Pa s]	5	7
Conductivitatea termică [W/(m K)]	0,6517	0,6258
Densitatea [kg/m ³]	985	994
Rezistențele termice ale depunerilor [m ² K/W]	3,44 x 10 ⁻⁵	0
Viteza între plăci [m/s]	0,263	0,143

jocul inelar dintre țevile marginale și corp (k_0), care se poate lua 8-12 mm, se ajunge la numărul definitiv de țevi final $n_{t,fin}$. Cu această valoare se poate deduce diametrul interior final al mantalei D_{in} .

Se determină apoi secțiunile de curgere A_{c1} și A_{c2} ale celor doi agenți termici:

$$A_{c1} = \frac{\dot{V}_1}{\rho_1 \cdot v_1} \quad (6.4.10)$$

și respectiv

$$A_{c2} = \frac{\pi}{4} (D_{in}^2 - n_{t,fin} \cdot D_e^2) \quad (6.4.11)$$

unde:

$\dot{V}_{1(2)}$ - sunt debitele agenților termici primar și secundar;

$\rho_{1(2)}$ - masa volumică a celor doi agenți termici.

Pentru viteza v_1 a fluidului în circuitul primar se poate alege o valoare între 0,5 - 1,2 m/s.

Calculul termic definitiv are ca scop deducerea exactă a coeficientului de transmisie termică U , a suprafeței reale de schimb de căldură A_0 , și a lungimii reale a schimbătorului. Pentru aceasta, este necesară cunoașterea valorilor criteriilor implicate în transferul de căldură în schimbător, respectiv Prandtl și

Reynolds. Pe baza acestor criterii se deduce și valoarea criteriului Nusselt. De asemenea este necesară determinarea viscozității cinematice ν și respectiv a conductivității termice λ . Coeficientul termic superficial de la apă la peretele țevii interior (exterior) se calculează cu relația:

$$h_{1(2)} = Nu_{1(2)} \cdot \frac{\lambda_{1(2)}}{D_{i(ec)}} \quad (6.4.12)$$

Indicii i sau e se referă la partea interioară sau exterioară a țevilor. Diametrul echivalent termic (D_{ec}) al secțiunii din exteriorul țevilor se calculează cu relația:

$$D_{ec} = 4 \frac{A_{c2}}{n_t \cdot \pi \cdot D_e} \quad (6.4.13)$$

Coeficientul global de transmisie termică U_{fin} rezultă din relația:

$$U_{fin} = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{1}{h_2} + \frac{d_t}{\lambda_t} + \frac{d_d}{\lambda_d}} \quad (6.4.14)$$

în care:

λ_t și d_t - sunt coeficientul de conducție

Tabel 6.4.3

Diametrul exterior (mm)	Grosimea peretelui (mm)									
	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	5,0	6,0	8,0	
	Masa (kg/ml)									
12	0,388	0,493	0,586	0,666	0,666	0,666	0,666	0,666	0,666	0,666
14	0,462	0,592	0,709	0,814	-	-	-	-	-	-
16	0,536	0,690	0,832	0,962	-	-	-	-	-	-
18	0,610	0,789	0,956	1,11	1,25	-	-	-	-	-
20	0,684	0,888	1,08	1,26	1,42	1,58	1,85	-	-	-
25	0,869	1,13	1,39	1,63	1,85	2,07	2,47	2,81	-	-
30	1,05	1,38	1,69	2,00	2,29	2,56	3,08	3,55	4,34	-
38	1,35	1,77	2,19	2,59	2,98	3,35	4,07	4,73	5,92	-
45	1,61	2,12	2,62	3,11	3,58	4,04	4,93	5,77	7,30	-
48	-	2,27	2,80	3,33	3,84	4,34	5,30	6,21	8,29	-
57	-	-	3,99	-	-	-	-	-	-	-
60	-	-	3,54	4,22	4,88	5,52	6,78	7,99	10,26	-
70	-	-	-	4,96	5,74	6,51	8,01	9,47	12,23	-
76	-	-	-	5,40	6,26	7,10	8,75	10,36	13,42	-
80	-	-	-	5,70	6,60	7,50	9,25	10,95	14,20	-
89	-	-	-	-	7,38	8,38	10,36	12,28	15,98	-

și grosimea peretelui de țevă, λ_d și d_d - sunt coeficientul de conducție și grosimea stratului de eventuale depuneri, h_1 și h_2 - sunt coeficienții de transfer termic de la apă la peretele

interior și de la peretele exterior la apă [W/m²·K].

Depunerea se ia în considerare atât pe peretele interior cât și la exterior, deci grosimile acestora se însumează.

funcționale, în vederea deducerii suprafeței de căldură aproximative. Aceste valori se referă la:

- distanța între plăci (2 - 5 mm),
- grosimea plăcilor (0,6 - 1 mm),
- coeficientul de transmisie termică ($U = 2000 - 7000$ W/m²·K),
- viteza agenților termici (0,2 - 1 m/s),
- randamentul termic maxim ($\eta = 1$).

Ținând seama de circulația de tip în contracurent pentru SCP, de coeficientul de corecție $\epsilon_{\Delta T}$ se va deduce diferența medie de temperatură ΔT_m cu ajutorul relației:

$$\Delta T_m = \epsilon_{\Delta T} \cdot \Delta T_{med} \tag{6.4.15}$$

în care:

ΔT_{med} - este calculabilă cu relația (6.4.5).

$\epsilon_{\Delta T}$ - este coeficientul de corecție și se calculează funcție de mărimile adimensionale P și R, reprezentate în fig. 6.4.13, ținând seama de schema de curgere (la SCP fiind de regulă curgere în contracurent sau în curenți încrucișați).

P și R sunt de fapt rapoartele:

$$P = \frac{\theta_{2e} - \theta_{2i}}{\theta_{1i} - \theta_{2i}}$$

și

$$R = \frac{\theta_{1i} - \theta_{1e}}{\theta_{2e} - \theta_{2i}} \tag{6.4.16}$$

Se calculează suprafața de căldură aproximativă A' admitând pentru coeficientul de transmisie U o valoare aproximativă U':

$$A' = \frac{\Phi}{U' \cdot \Delta T_m} \tag{6.4.17}$$

Numărul aproximativ de plăci N' se calculează în funcție de suprafața A a unei plăci ca fiind:

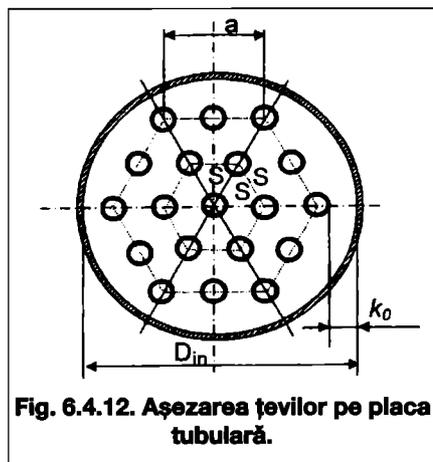


Fig. 6.4.12. Așezarea țevilor pe placa tubulară.

6.4.4.2. Calculul schimbătoarelor de căldură cu plăci

Ca și în cazul schimbătoarelor multitubulare, de regulă, atunci când se dimensionează un schimbător de căldură cu plăci (SCP), se cunosc: sarcina termică (Φ), temperaturile de intrare ale celor doi agenți termici, unul dintre debitele de agent termic sau una din temperaturile de ieșire ale agentului termic. Câteodată, este posibil a fi cunoscute sau a se impune o pierdere de sarcină maximă pe unul sau ambele circuite ale schimbătorului.

La calculul preliminar este necesară alegerea unor valori constructive sau/și

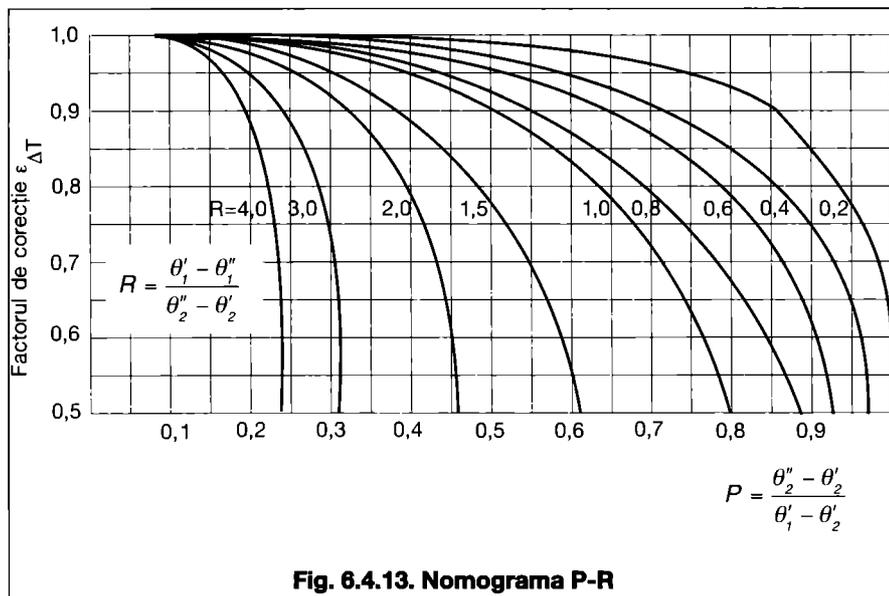


Fig. 6.4.13. Nomograma P-R

Tabel 6.4.4

Unghiul nervurilor	C	n	m
60	0,14	0,33	0,6
90	0,22	0,36	0,64
120	0,29	0,4	0,65
150	0,42	0,4	0,62

Tabel 6.4.5

Temperatura (°C)	A	
	Apă	Aer
20	2000	3,3
30	2100	3,24
40	2400	3,21
50	2600	3,14
60	2700	3,11
70	2850	3,06
80	3000	3,02
90	3100	3,01
100	3300	2,90
110	3400	2,88
120	3500	2,80
130	3600	2,78
140	3780	2,77
150	3850	2,75
160	3920	2,73
170	4000	2,67
180	4100	2,64

$$N' = \frac{A'}{A} + 2 \quad (6.4.18)$$

Viteza pe un circuit se calculează cu relația:

$$v = \frac{\dot{V}}{n \cdot A_c \cdot \rho} \quad (6.4.19)$$

în care:

n - este numărul de canale pe circuit, egal cu $(N'-1)/2$;

\dot{V} - debit agent termic;

A_c - este secțiunea de circulație între două plăci.

În cazul în care una dintre cele două viteze (pe circuitul primar sau cel secundar) depășește 1 m/s se reia calculul adoptând alte valori pentru distanța între plăci, a numărului acestora sau a numărului de circuite.

Calculul definitiv al SCP presupune determinarea cu exactitate a coeficientului de transmisie U , a numărului de plăci și a suprafeței de schimb de căldură.

Calculul presupune următoarele etape:

- se calculează temperaturile medii pe fiecare circuit ca mediile aritmetice ale temperaturilor intrare/ieșire pe fiecare circuit;
- se calculează numărul Reynolds pentru cei doi agenți termici:

$$Re = \frac{v \cdot l}{\mu}$$

în care:

l - este lungimea caracteristică ce se poate considera ca fiind aproximativ $2b$,

b - este distanța între plăci și

μ - viscozitatea cinematică, în m^2/s la temperaturile medii caracteristice celor două circuite.

- se calculează coeficienții superficiali de căldură:

$$h = \frac{Nu \cdot \lambda}{2b}$$

cu numărul Nusselt

$$Nu = C_r \cdot Re^m \cdot Pr^n \left(\frac{\eta_f}{\eta_p} \right)^{0.14} \quad (6.4.20)$$

unde:

λ - este coeficientul de conducție al plăcii,

C_r , n și m - sunt constante caracteristice tipului de placă și dependente de unghiul nervurilor (tab. 6.4.3) iar

η_f și η_p - sunt viscozitățile dinamice la temperatura medie a fluidului și respectiv temperatura medie a peretelui.

Criteriul lui Prandtt se calculează cu relația:

$$\frac{c_p \cdot \rho \cdot w}{\lambda}$$

- se calculează coeficientul global de transmisie U în funcție de caracteristicile plăcii și a depunerilor ce depind de calitatea și natura apei ce circulă prin SCP:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_1} + \frac{d_0}{\lambda_0} + \frac{d_d}{\lambda_d} + \frac{1}{h_2} \quad (6.4.21)$$

- cu această valoare se calculează suprafața reală de schimb de căldură A_r și numărul real de plăci N_r :

$$A_r = \frac{\Phi}{U \cdot \varepsilon_{\Delta T} \cdot \Delta T_m}$$

și

$$N_r = \frac{A_r}{A} + 2 \quad (6.4.22)$$

De multe ori, este necesar a verifica și valoarea numărului de unități de transfer de căldură (NTC) și valoarea eficienței termice pentru a vedea dacă dimensionarea realizată încadrează schimbătorul într-o zonă optimă.

Valoarea recomandată pentru eficiența termică este de minim 0,75.

Exemplu de calcul nr.1

Să se determine caracteristicile principale ale unui schimbător de căldură apă-apă în următoarele condiții:

- schema de curgere a agenților termici este în contra-curent,
- sarcina termică a aparatului:

$$\Phi = 1,75 \text{ MW},$$

- temperaturile agentului termic primar intrare/ieșire sunt:

$$\theta_{1i}/\theta_{1e} = 130/100 \text{ }^\circ\text{C},$$

- temperaturile agentului termic secundar sunt:

$$\theta_{2i}/\theta_{2e} = 62/92 \text{ }^\circ\text{C},$$

- suprafața de schimb de căldură este executată din țevi de diametre:

$$D_e/D_i = 16/14 \text{ mm},$$

- coeficientul de conductivitate termică a materialului țevilor este:

$$\lambda_t = 104,9 \text{ W/m}\cdot\text{ }^\circ\text{C},$$

- grosimea stratului de depuneri:

$$d_d = 0,2 \text{ mm și}$$

- coeficient de conducție:

$$\lambda_d = 3,49 \text{ W/m}\cdot\text{ }^\circ\text{C}.$$

- se consideră coeficientul care ține seama de pierderile de căldură ale schimbătorului:

$$\eta = 0,97.$$

Rezolvare:

Se determină debitul volumic al agentului termic primar la temperatura medie a acestuia

$$\theta_{m1} = \frac{\theta_{1i} + \theta_{1e}}{2} = 0,5 (130 + 100) = 115 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\dot{V}_1 = \frac{\Phi}{c_1 \cdot (\theta_{1i} - \theta_{1e}) \cdot \rho_1 \cdot \eta} = \frac{1,75 \cdot 10^6}{4,20 \cdot 10^3 (130 - 100) \cdot 948 \cdot 0,97} = 0,0151 \text{ m}^3/\text{s}.$$

și respectiv pe agentul termic secundar la temperatura medie de 77 °C:

$$\dot{V}_2 = \frac{\Phi}{c_2 \cdot (\theta_{2e} - \theta_{2i}) \cdot \rho_2} = \frac{1,75 \cdot 10^6}{4,19 \cdot 10^3 (92 - 62) \cdot 972} = 0,0143 \text{ m}^3/\text{s}.$$

În aceste relații s-au utilizat densitățile corespunzătoare temperaturilor medii pe fiecare circuit și astfel se procedează și în privința căldurilor specifice.

Căderea de temperatură în schimbător:

$$\Delta T_m = \Delta T_1 - \Delta T_2 = 130 - 92 =$$

$$= 100 - 62 = 38 \text{ K},$$

deoarece în cazul dat, echivalenții în apă ai celor doi agenți termici sunt aproape egali.

Pentru determinarea numărului de țevi dintr-o secțiune se alege o viteză de deplasare a apei în țevi $v_1 = 1,5 \text{ m/s}$ și se determină suprafața secțiunii transversale a țevilor:

$$A = \frac{\dot{V}_1}{v_1} = \frac{0,0151}{1,5} = 0,0101 \text{ m}^2,$$

și numărul de țevi:

$$n_t = \frac{4 \cdot A}{\pi \cdot D_i^2} = \frac{4 \cdot 0,0101}{3,14 \cdot 0,014^2} = 65$$

Se determină viteza de deplasare a apei în secțiunea dintre țevi, considerând pentru diametrul ultimului rând de țevi:

$$D' = p,$$

unde p este pasul țevii și se calcu-

lează cu relația:

$$p = 1,4 \cdot D_e = 1,4 \cdot 0,016 = 0,0224 \text{ m,}$$

$$k = 0,008 \text{ m - mărimea intervalelor inelare.}$$

Diametrul schimbătorului va fi deci:

$$D = D' + D_e + 2k =$$

$$= 8 \cdot 0,0224 + 0,016 + 2 \cdot 0,008 =$$

$$= 0,208 \text{ m}$$

Prin urmare suprafața secțiunii schimbătorului va fi:

$$A_1 = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,208^2}{4} = 0,034 \text{ m}^2$$

Suprafața ocupată de țevi

$$A_1 = \frac{\pi \cdot D_e^2 \cdot n_t}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,016^2 \cdot 65}{4} =$$

$$= 0,013 \text{ m}^2$$

Suprafața dintre țevi este

$$A_1 - A_t = 0,034 - 0,013 = 0,021 \text{ m}^2$$

Viteza apei în secțiunea dintre țevi este:

$$v_2 = \frac{\dot{V}_2}{A_1 - A_t} = \frac{0,0143}{0,021} = 0,69 \text{ m/s.}$$

Pentru determinarea coeficientului de transfer al căldurii se calculează criteriul Reynolds:

$$Re = \frac{v_1 \cdot D_t}{\mu} = \frac{1,5 \cdot 0,014}{0,259 \cdot 10^{-6}} = 81000$$

Pentru apă se poate calcula

$$h_1 = A(v_1)^{0,8} / D_t^{0,2}$$

cu A preluat din tabelul 6.4.4 la temperatura medie de 115 °C și

$$v_1 = 1,5 \text{ m/s.}$$

Rezultă:

$$h_1 = 10.000 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K.}$$

Analog, pe partea de agent termic secundar rezultă:

$$h_2 = 4.600 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K.}$$

Coeficientul de transfer de căldură:

$$U_{fin} = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{1}{h_2} + \frac{d_t}{\lambda_t} + \frac{d_d}{\lambda_d}} =$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{10000} + \frac{1}{4600} + \frac{0,001}{104,9} + \frac{0,0002}{3,49}} =$$

$$= 2604 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Suprafața de schimb de căldură a

aparaturii este:

$$A_0 = \frac{\Phi}{U_{fin} \cdot \Delta T_m} = \frac{1,75 \cdot 10^6}{2604 \cdot 38} = 17,3 \text{ m}^2$$

Lungimea țevilor va fi:

$$L = \frac{A_0}{n \cdot D_m \cdot \pi} = \frac{73,3}{65 \cdot 0,015 \cdot 3,14} =$$

$$= 5,65 \text{ m.}$$

Exemplu de calcul nr. 2

Se consideră un schimbător de căldură cu plăci având următoarele caracteristici constructive:

- grosimea unei plăci de 0,6 mm,
- distanța dintre plăci de $b = 4$ mm,
- numărul total de plăci de 133,
- număr total de treceri 1,
- o suprafață unitară de transfer termic de 0,28 m²,
- coeficientul global de transfer termic este de 2972,13 W/m²K,
- puterea termică a SCP este de 2070 kW,
- grosimea stratului de depuneri este de 0,2 mm,
- rezistența depunerilor este 0,000344 m²K.

Aceste date sunt furnizate de către producător.

Schimbătorul este străbătut de agenți termici cu caracteristicile prezentate în tabelul 6.4.2. Sa se deducă suprafața de schimb de căldură a SCP.

Rezolvare.

Numărul efectiv de plăci:

$$N_e = N_{tot} - 2 = 131$$

Diametrul echivalent al unui canal:

$$D_{ech} = 2b = 2 \times 4 = 8 \text{ mm}$$

Numerele Reynolds:

- pentru agentul termic primar:

$$Re_1 = \frac{(\rho v)_1 D_{ech}}{\mu_1} = 4144,9$$

- pentru agentul termic secundar:

$$Re_2 = \frac{(\rho v)_2 D_{ech}}{\mu_2} = 1625,5$$

Numerele Nusselt și coeficienții con-

vectivi:

- pentru agentul termic primar:

$$Nu_1 = 0,3 \cdot Re_1^{0,663} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} =$$

$$\approx 111,1$$

$$h_1 = \frac{Nu_1 \lambda_1}{D_e} = 9049,4 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

- pentru agentul termic secundar:

$$Nu_2 = 0,3 Re_2^{0,663} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_v} \right)^{0,14} =$$

$$\approx 67,7$$

$$h_2 = \frac{Nu_2 \lambda_2}{D_e} = 5297,3 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Coeficientul de transmisie termică:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_1} + \frac{1}{h_2} + R_d =$$

$$= \frac{1}{9049,4} + \frac{1}{5297,3} + 0,000344$$

Rezultă:

$$U = 2996,9 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

S-a neglijat rezistența termică a plăcii.

Diferența medie logaritmică de temperatură:

$$\Delta T_{med} = \frac{\Delta T_{max} - \Delta T_{min}}{\ln \frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{min}}} =$$

$$= \frac{(44 - 12) - (70 - 60)}{\ln \frac{(44 - 12)}{(70 - 60)}} =$$

$$= 18,91 \text{ K}$$

Suprafața efectivă totală de transfer termic:

$$A_{tot} = A_1 (N_{pl} - 2) = 0,28 \times (133 - 2) =$$

$$= 36,68 \text{ m}^2$$

Puterea termică a schimbătorului de căldură:

$$\Phi = U \cdot A_{tot} \cdot \Delta T_{med} = 2079 \text{ kW}$$

față de $\Phi = 2070 \text{ kW}$ dat prin temă.

6.5. Aparate de încălzire a aerului

Aparatele de încălzire a aerului sunt echipamente ale instalațiilor de încălzire cu aer cald cu ajutorul cărora se poate realiza încălzirea încăperilor. Trăsătura comună a acestor aparate este aceea că aerul încălzit este vehiculat, forțat, peste suprafața de schimb de căldură și introdus în încăperile ce urmează a fi încălzite, sub formă de jeturi.

În literatura de specialitate există patru mari grupe de aparate de încălzire a aerului: aerotermele, ventiloconvectoarele, generatoarele de aer cald și agregatele de climatizare. Dintre acestea ventiloconvectoarele și agregatele de climatizare, realizând și funcția de răcire a aerului, sunt tratate în volumul Instalații de ventilare și climatizare.

Progresele obținute în realizarea echipamentelor de ardere a combustibililor, în special, în privința miniaturizării acestora și a elementelor de siguranță și supraveghere a arderii, au permis realizarea unor aparate de aer cald similare sub aspectul dimensiunilor și caracteristicilor cu aerotermele și, ca urmare, le pot înlocui pe acestea în utilizările tradiționale, fapt care a condus la atenuarea limitei convenționale dintre aceste două tipuri de echipamente.

6.5.1. Criterii privind utilizarea aparatelor de încălzire a aerului

Aparatele de încălzire a aerului se disting față de alte echipamente de încălzire prin câteva caracteristici principale:

- capacitatea de încălzire relativ mare, în raport cu volumul ocupat;
- posibilitatea de furnizare a căldurii într-un mod controlat și la o distanță apreciabilă față de locul de instalare;
- posibilitatea de echipare cu dispozitive de refluxare a aerului, adecvate producerii perdelor de aer cald pentru protejarea ușilor cu deschidere frecventă spre exterior;
- posibilitatea de combinare a funcțiilor de încălzire cu funcțiunea de răcire și cu funcțiuni de umidificare, de filtrare și/sau îmbogățire a aerului din încăperea prin aport de aer proaspăt.
- posibilitatea recuperării căldurii din aerul evacuat.

Alegerea și utilizarea unui aparat de încălzire a aerului se face cunoscând sau determinând necesarul de căldură în funcție de agentul termic sau combustibilul disponibil și de condițiile interioare din încăperea ce urmează a fi încălzită. Se ține seama de următoarele aspecte:

- dacă aparatul trebuie să furnizeze întreaga cantitate de căldură necesară

încăperii sau numai căldura suplimentară necesară în anumite perioade de timp, precum și dacă aparatul trebuie să asigure încălzirea uniformă a întregului spațiu sau numai anumite zone ale acestuia, (prin efectul jeturilor de aer cald proiectate direcțional);

- dacă aparatul funcționează numai cu aer recirculat din încăperea sau preia și o cotă parte de aer proaspăt, precum și dacă trebuie să îndeplinească și alte funcțiuni (filtrare, umidificare);
- dacă sunt asigurate condițiile de siguranță a funcționării, protecție împotriva incendiilor, nivel de zgomot etc. sau dacă există alte restricții pentru utilizarea încălzirii cu aer cald (de exemplu: posibilitatea antrenării prafului, condiții interioare care nu permit curenți de aer etc.).

La alegere, se urmărește corelarea caracteristicilor jetului de aer cald produs de aparat cu dimensiunile încăperii, iar în cazul aparatelor care refulează în tubulatură se au în vedere rezistențele aerulice ale întregului traseu parcurs de aer, inclusiv cele ale organelor de introducere și dirijare, ca și disponibilitatea de presiune dinamică pentru generarea jeturilor de aer. În general, firmele producătoare mari dispun de programe de calcul pentru alegerea generatoarelor de încălzire a aerului.

Un element esențial privind alegerea aparatelor de încălzire a aerului este costul (investiția inițială și costul întreținerii și exploatarei).

6.5.2. Aeroterme

6.5.2.1 Clasificarea aerotermelor

Termenul „aerotermă” descrie, de regulă, un echipament compact de încălzire, suspendat de tavan sau montat pe pereții sau pe stâlpii construcțiilor care trebuie încălzite, de obicei, hale industriale, depozite, săli de expoziții, spații comerciale mari, precum și pentru încălzirea unor spații auxiliare (coridoare, vestibule etc.).

Aerotermele au ca sursă de căldură fie un agent termic preparat în exteriorul echipamentului, energia electrică, sau (mai rar) combustibil gazos sau lichid. Se întâlnesc și aeroterme care pot funcționa cu căldură provenită de la două sau chiar trei tipuri de surse.

Criteriile după care se poate face o clasificare a aerotermelor sunt:

- tipul ventilatorului: axial sau centrifugal;
- locul de amplasare: pe pereți sau stâlpi, la tavan;
- configurația constructivă: forma clasică (paralelipipedică), forma circulară, alte forme constructive;
- agentul termic sau sursa de energie utilizată: apă caldă, apă fierbinte, abur, combustibil gazos sau lichid, energie electrică etc.;
- funcțiuni adiacente realizate: filtrare, umidificare, îmbogățire aer, ventilare (în afara sezonului de încăl-

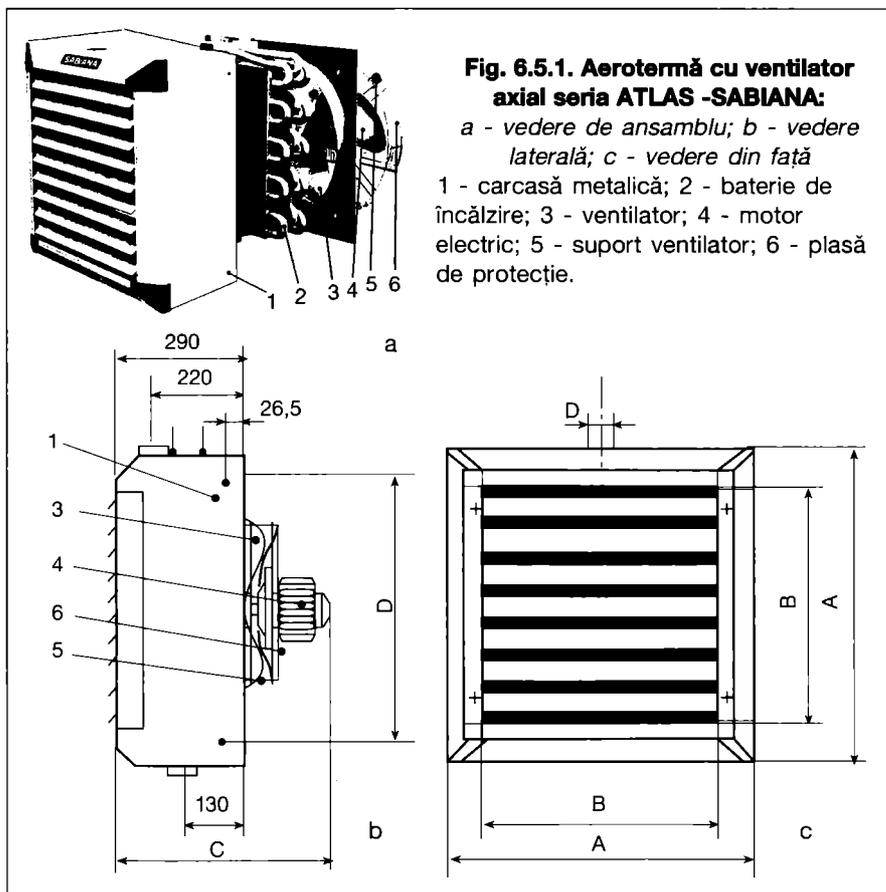


Fig. 6.5.1. Aerotermă cu ventilator axial seria ATLAS -SABIANA:

a - vedere de ansamblu; b - vedere laterală; c - vedere din față

1 - carcasă metalică; 2 - baterie de încălzire; 3 - ventilator; 4 - motor electric; 5 - suport ventilator; 6 - plasă de protecție.

zire), programare și urmărire a regimului termic din spațiul încălzit etc;

- echiparea cu elemente de formare și dirijare a jetului: fără dispozitive de dirijare, cu dispozitive de dirijare cu pale reglabile, cu con deflector, cu anemostat etc.

6.5.2 Aeroterme cu ventilator axial

Sunt realizate în mod obișnuit cu un disponibil mic de presiune statică (60...80 Pa), nu pot fi echipate cu ajutoare pentru formarea și dirijarea jetului și nici nu pot fi cuplate la tubulatură pentru vehicularea aerului. Ele furnizează un debit aproximativ constant de aer în funcție de durata motorului ventilatorului, cu temperatură variabilă care depinde de temperatura și debitul agentului termic. Valorile recomandate pentru temperatura aerului recirculat sunt cuprinse între 30 și 36 °C; ele pot fi depășite în cazul admisiei de aer proaspăt. Aerotermele cu ventilatoarele axiale sunt cele mai răspândite tipuri și se remarcă prin simplitate constructivă, compactitate și cost redus. Sunt utilizate în aplicațiile cu refulare liberă a aerului în încăperea de încălzit, în care filtrarea aerului vehiculat nu este necesară. Pot fi montate fie pe pereți sau stâlpi, fie la tavan.

Aerotermele de perete sunt utilizate în încăperi cu înălțime mică sau moderată, iar cele de tavan în încăperi cu înălțime mare sau în încăperi cu deschideri mari, în care, din motive de spațiu, nu pot fi amplasate echipamente de încălzire la nivelul pardoselii.

Forma clasică (paralelipipedică) a aerotermelelor este cea mai des utilizată de producători și se pretează atât la montare pe perete cât și la tavan. La unii producători aerotermele de tavan diferă de aerotermele de perete în timp ce la alți producători cele două tipuri de aeroterme sunt identice, modificându-se numai suporturile de prindere livrate ca accesorii.

În scopul acoperirii unor segmente cât mai mari de piață, producătorii urmăresc ca utilizatorul să aibă la dispoziție echipamentul potrivit agentului termic de care dispune sau care este mai ieftin. De aceea, aerotermele cu ventilator axial sunt disponibile practic pentru toate tipurile de agenți termici sau surse de energie.

Cea mai largă răspândire o au aerotermele care funcționează cu apă caldă. Urmează aerotermele cu apă fierbinte și cu abur apoi, pentru aplicații speciale, aerotermele electrice. În ultimul timp, datorită miniaturizării componentelor și creșterii siguranței în funcționare, sunt realizate și aeroterme la care sursa de căldură provine direct din arderea unor combustibili

gazoși sau lichizi.

Principalele componente ale unei aeroterme cu ventilator axial realizat de firma SABIANA (seria ATLAS) sunt prezentate în fig. 6. 5. 1.

Soluția este reprezentativă pentru majoritatea tipurilor de aeroterme cu ventilator axial care funcționează cu apă caldă, fierbinte sau abur. Componentele principale sunt:

- carcasa, scheletul de rezistență și suportul ventilatorului realizate cu tablă

și profile din oțel, protejate prin zincare și/sau vopsire;

- bateria de încălzire, cu suprafața extinsă cu țevi din cupru sau oțel și lamele din aluminiu;
- ventilatorul cu pale elicoidale executate din aluminiu, calat direct pe axul motorului electric prin intermediul unui butuc din oțel;
- motorul electric;
- plasa de protecție.

Principalele caracteristici construc-

Denumirea	U.M.	Mărimile aerotermelelor									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Latura carcasei (A)	[mm]	472	526	580	634	688	742	793	900	1080	1117
Latura gurii de refulare a aerului (B)	[mm]	336	390	444	498	552	606	657	764	874	980
Cota de gabarit în planul de profil (C)	[mm]	465	465	465	488	488	513	560	575	595	640
Distanțele între orificiile de prindere (D)	[mm]	375	429	483	537	591	645	696	803	913	1.020
Diametrul racordurilor de agent termic	[in]	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/2	1 1/2	1 1/2	2
Turația ventilatorului	[rot/min]	700; 900; 1400									
Debit de aer - turație mică	[m ³ /h]	960	1.380	2.100	2.600	3.500	4.550	3.800	5.000	7.000	8.450
- turație mare		1.670	2.370	3.400	4.250	5.600	7.400	5.800	8.500	10.600	12.500
Nivel de zgomot - turație mică	[dB(A)]	48	51	52	54	56	60	60	61	62	65
- turație mare		56	59	61	64	66	69	65	67	68	71
Temperatura apei la intrare	[°C]	50-160									
Căderea de temperatură a apei	[K]	10-50									
Diferența medie de temperatură	[K]	30-120									
Temperatura de intrare a aerului	[°C]	15									
Puterea termică la alimentarea cu apă - minimă	[W]	4.250	6.180	9.560	12.290	16.270	21.430	20.200	27.500	37.400	44.900
- maximă		16.060	22.420	34.290	44.340	58.380	74.450	63.600	90.500	117.100	140.600
Presiunea aburului	[bar]	0,5; 6									
Puterea termică de alimentare cu abur - minimă	[W]	8.750	12.210	17.500	22.840	29.390	36.900	35.700	51.800	64.300	80.400
- maximă		16.550	23.700	34.080	45.440	59.240	74.590	63.800	92.600	116.900	14.1900
Temperatura de ieșire a aerului	[°C]	28-56									
Dimensiunile zonei de influență (fig. 6.5.2)											
- la tipul de perete H	[m]	2,5	2,5	2,5	3,0	3,5	4,0	3,5	3,5	3,5	4,0
L	[m]	3,5	4,0	4,0	4,5	5,0	5,5	5,0	5,5	6,0	6,0
H	[m]	5,5	7,5	10,0	12,0	15,0	18,0	18,0	20,0	21,0	22,0
- la tipul de tavan	[m]	8,0	11,0	14,0	16,0	20,0	25,0	24,0	26,0	28,0	30,0
H	[m]	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	6,0	6,0	7,0	8,0	9,0
suprafața acoperită	[m ²]	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0	7,0	7,0	9,0	11,0	12,0
		36	45	50	60	75	110	100	130	150	160
		50	60	70	80	100	130	120	160	200	220

ve și funcționale ale mărimilor realizate de firma SABIANA sunt prezentate în tabelul 6.5.1 și figura 6.5.2.

Aerotermele ATLAS SABIANA se pot monta atât pe perete, cât și la tavan, prin intermediul unor suporturi livrate odată cu produsul.

Șchița unei aeroterme AXITHERM-E este prezentată în figura 6.5.3 cu componența similară celei precedente, fabricată de firma HCF, iar caracteristicile constructive și funcționale sunt prezentate în tabelul 6.5.2.

În România se produc aeroterme cu ventilator axial la SC IAIC - SA din Alexandria. Acest producător a optat pentru soluții constructive diferite la aerotermele de perete față de cele de tavan (fig. 6.5.4). Deși soluția constructivă este diferită, componentele sunt, în principal, aceleași ca la aeroterma ATLAS-SABIANA. Aeroterma poate fi livrată, la cerere, cu cutie de amestec (CAP M). Principalele caracteristici ale acestor aeroterme sunt prezentate în tabelul 6.5.3.

Aerotermele de tavan produse de SC IAIC - SA au bateria de încălzire plasată pe toate cele patru laturi ale carcusei (fig. 6.5.5) fiind compuse din: carcasă, baterie de încălzire, ventilator cu motor electric, dispozitiv dirijare jet. În tabelul 6.5.4 sunt prezentate principalele caracteristici ale acestor aeroterme.

O diversificare majoră a formelor constructive ale aerotermelor cu ventilator axial s-a produs odată cu apariția aerotermelor circulare. Literatura de specialitate prezintă soluții de aeroterme circulare, insistând asupra avantajului acestora de a fi cuplate cu diferite dispozitive de dirijare a jetului. Montate la tavanele construcțiilor, aceste aeroterme distribuie căldura pe suprafețe diferite în funcție de dispozitivul de dirijare cu care sunt echi-

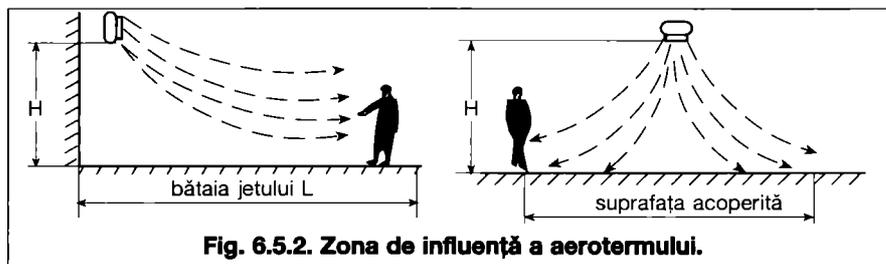


Fig. 6.5.2. Zona de influență a aerotermei.

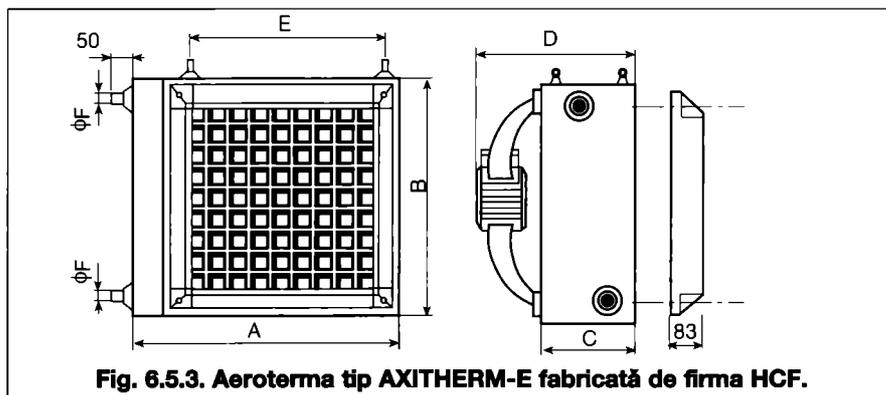


Fig. 6.5.3. Aeroterma tip AXITHERM-E fabricată de firma HCF.

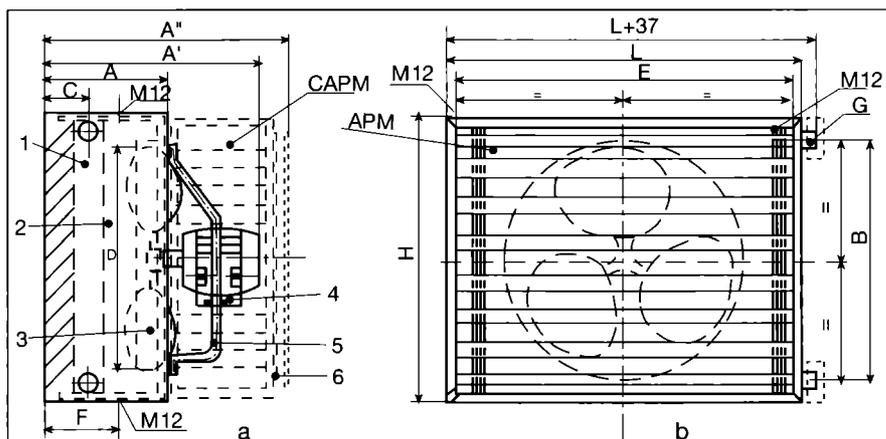


Fig. 6.5.4. Aeroterma de perete tip AP fabricată de IAIC - S.A. Alexandria:

a - vedere laterală; b - vedere din față;

- 1 - carcasă metalică; 2 - baterie de încălzire; 3 - ventilator axial;
- 4 - motor electric; 5 - suport ventilator; 6 - plase de protecție.

Tabelul 6.5.2. Caracteristici constructive și funcționale ale aerotermelor AXITHERM-E-HCF

Denumirea	U.M.	Mărimea aerotermelor					
		3	4	5	6	7	8
Latura mare a carcusei (A)	[mm]	508	557	659	803	956	1.606
Latura mică a carcusei (B)	[mm]	344	491	593	737	890	737
Cota de gabarit în planul de profil (D)	[mm]	357	359	389	454	536	454
Turația ventilatorului	[rot/min]	900/700	900/700	-	-	-	-
-clasa A		1.400/1.100	-	900/700	900/700	-	-
-clasa B		-	1.400/1.100	1.400/1.100	-	700	900/700
-clasa C		-	-	-	1.400/1.100	900	-
-clasa D		-	-	-	-	-	1.400/1.100
-clasa E		-	-	-	-	-	-
Debit de aer	[m ³ /h]	1.040-1.830	1.510-2.670	2.880-5.120	5.320-9.240	7.020-10.500	12.680-18.480
Nivel de zgomot	[dB(A)]	45/50	45/50	-	-	-	-
-clasa A		50/55	-	50/55	50/55	-	-
-clasa B		-	55/60	55/60	-	55/60	55/60
-clasa C		-	-	-	60/65	60/65	-
-clasa D		-	-	-	-	-	60/65
-clasa E		-	-	-	-	-	-
Temperatura apei la intrare	[°C]	90	90	90	90	90	90
Căderea de temperatură a apei	[K]	20	20	20	20	20	20
Temperatura de intrare a aerului	[°C]	12	12	12	12	12	12
Puterea termică	[W]	10.700-21.700	14.400-35.500	26.100-54.800	46.500-111.700	64.700-147.500	58.800-136.700
Suprafața acoperită	[m ²]	250-100	70-125	125-200	200-350	350-450	550-800

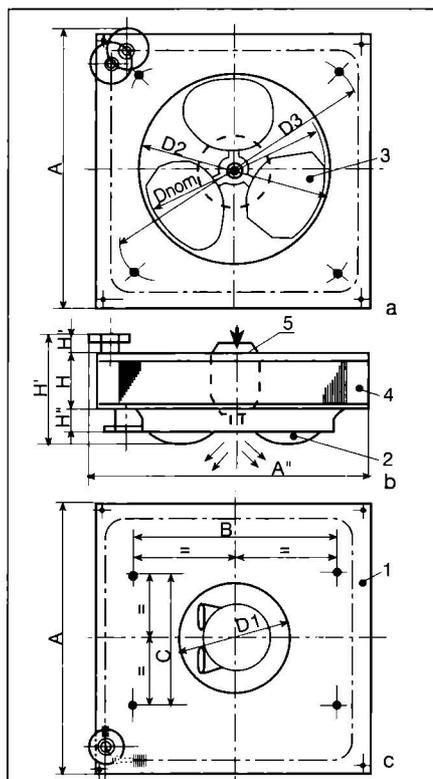


Fig. 6.5.5. Aerotermă de tavan tip AT fabricată de IAIC S.A. Alexandria:
 a - vedere din față; b - vedere laterală; c - vedere carcasă;
 1 - carcasă metalică; 2 - ventilator axial; 3 - pală ventilator; 4 - dispozitive de dirijare a aerului; 5 - motor.

pate. Un tip de aerotermă circulară de tavan este cea fabricată de firma SABIANA, prezentată în fig. 6.5.6 și tabelul 6.5.5. La această aerotermă, ventilatorul aspiră aer printre lamele bateriei și îl refulează în jos prin dispozitivul de dirijare a jetului. Datorită formei circulare, are avantajul de a putea fi echipat cu diferite tipuri de dispozitive de dirijare a jetului de aer, fapt care permite obținerea unor zone de influență foarte diferite, în raport cu poziția aerotermului.

O aerotermă electrică mobilă este prezentată în fig. 6.5.7 cu ventilator axial fabricat de IAIC - SA Alexandria format din-

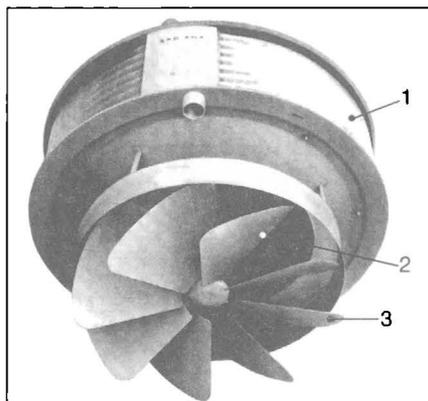


Fig. 6.5.6. Aerotermă circulară de tavan fabricată de firma SABIANA:
 1 - ventilator axial; 2 - bateria de încălzire; 3 - dispozitiv de dirijare a jetului.

tr-o carcasă metalică care conține ventilatorul axial calat direct pe axul unui motor electric cu putere de 0,37 kW, o baterie cu rezistențe electrice cu două variante de putere: 15 și 12 kW, plasa de protecție a gurii de refulare, panourile perforate pentru aspirația aerului și suportul aerotermului. Greutatea aerotermului este de circa 30 kg, fapt care, combinată cu puterea de încălzire și cu mobilitatea o recomandă pentru încălzirea unor spații nou construite în timpul lucrărilor de finisare, dar și pentru alte nevoi de încălzire, nepermanentă, din depozite, magazine, piețe etc.

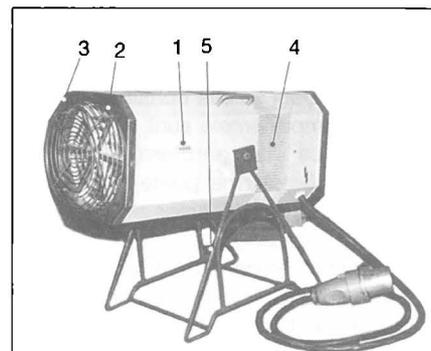


Fig. 6.5.7. Aerotermă electrică mobilă fabricată de IAIC - SA Alexandria:

1 - carcasă metalică; 2 - ventilator axial; 3 - plasă de protecție; 4 - orificii de aspirație a aerului; 5 - suport metalic al aerotermului.

Tabelul 6.5.3. Caracteristici constructive și funcționale ale aerotermelor tip AP fabricate de IAIC -SA Alexandria

Denumirea	U.M.	Mărimea aerotermelor				
		AP 340	AP 430	AP 500	AP 640	
Latura mare a carcasei (L)	[mm]	496	576	886	1.026	
Latura mică a carcasei (H)	[mm]	430	510	810	960	
Cota de gabarit în planul de profil (fără cutie de amestec)(A)	[mm]	483	483	486	522	
Turația ventilatorului	[rot/min]	1500	1500	1.500	1.500	
Debit de aer	[m ³ /h]	1.980-2.160	3.780-4.130	6.650-7.800	11.200-12.100	
Nivel de zgomot	[dB(A)]	65	67	73	68	
Temperatura apei la intrare	[°C]	90-130	90-150	90-150	90-150	
Căderea de temperatură a apei	[K]	20-60	20-80	20-80	20-80	
Temperatura de intrare a aerului	[°C]	15	15	15	15	
Puterea termică la alimentarea cu apă	[W]	9.900-23.400	16.500-30.000	33.000-66.000	55.800-100.600	
Dimensiunile zonei de influență (conf. fig. 6.5.2)	- H	[m]	3-3,5	3,5-4	4-5	5-6
	- L	[m]	4,5-5,5	7-8,5	12-15	16-20

Tabelul 6.5.4. Caracteristici constructive și funcționale ale aerotermelor tip AT fabricate de IAIC -SA Alexandria

Denumirea	U.M.	Mărimea aerotermelor			
		AT 430	AT 500	AT 640	
Latura carcasei	[mm]	640	750	952	
Cota de gabarit în planul de profil	[mm]	596	686	824	
Turația ventilatorului	[rot/min]	1.500	1500	1.500	
Debit de aer	[m ³ /h]	4.200	6700	10.000	
Nivel de zgomot	[dB(A)]	68	65	67	
Temperatura apei la intrare	[°C]	90-150	90-150	90-150	
Căderea de temperatură a apei	[K]	20-80	20-80	20-80	
Temperatura de intrare a aerului	[°C]	15	15	15	
Puterea termică la alimentarea cu apă	[W]	10.000-32.000	15.000-40.000	20.000-70.000	
Dimensiunile zonei de influență (conf. fig. 6.5.2)	- H	[m]	5-8	7-9,5	8-10
	- Suprafața acoperită	[m ²]	20-120	20-120	30-145

6.5.2.3 Aeroterme cu ventilator centrifugal

Se întrebunțează, de obicei, în situațiile în care aerul încălzit este transportat prin canale sau când se montează ajutoare pe gura de refulare, făcându-le ideale pentru încălzirea unor zone izolate din marile hale industriale. Ele permit și filtrarea aerului iar, datorită nive-

lului de zgomot mai redus al ventilatorului centrifugal față de ventilatorul axial, sunt preferate în aplicațiile cu restricții la nivelul de zgomot. În fig. 6.5.8 este prezentată aeroterma cu ventilator radial tip SOFTHERM „AS” fabricată de firma HCF - Franța, iar datele tehnice ale acestei aeroterme sunt prezentate în tabelul 6.5.6.

Aeroterma se poate echipa și cu o baterie electrică.

Aerotermele cu ventilator radial fabricate de IAIC - SA Alexandria sunt echipate fie cu o baterie de rezistențe electrice cu putere totală de 18 kW acționată în trepte de 6,12 și, respectiv, 18 kW (aeroterma AECF), fie cu agent termic - apă fierbinte sau abur-

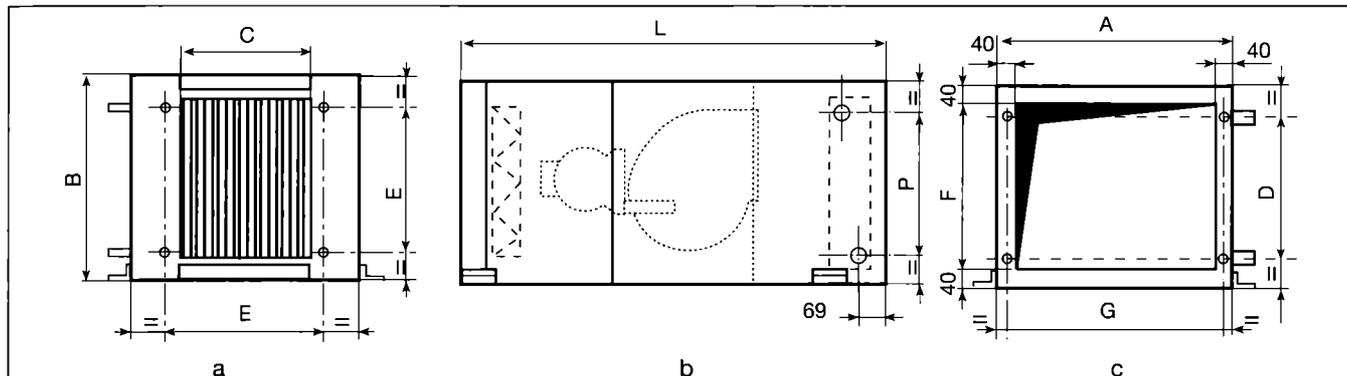


Fig. 6.5.8. Aeroterma cu ventilator radial tip SOFTHERM "AS" fabricată de HCF - Franța:
a - vedere - ieșirea aerului cald; b - secțiune longitudinală; c - vedere - intrarea aerului rece.

TABELUL 6.5.5. Caracteristici constructive și funcționale ale aerotermelor circulare SABIANA

Denumirea	U.M.	Mărimea aerotermelor										
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	
Diametrul carcasei	[mm]	680	780	780	880	880	1.080	1.080	1.080	1.080	1.080	
Înălțime	[mm]	560	560	660	700	760	870	945	1.045	1.055	1.105	
Diametrul racordurilor de agent termic	[in]	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/2	1 1/2	2	2	2	2	2	
Turația ventilatorului	[rot/min]	900/1.400						900				
Debit de aer - turație mică - turație mare	[m³/h]	2.000	2.400	3.700	4.400	5.700	7.100	9.000	9.900	11.000	12.000	
		3.000	3.400	5.100	6.000	7.800	9.700	-	-	-	-	
Nivel de zgomot - turație mică - turație mare	[dB(A)]	54	57	61	62	63	65	66	68	65	66	
	[dB(A)]	63	66	69	72	74	76	-	-	-	-	
Temperatura apei la intrare	[°C]	85 - 140										
Căderea de temperatură a apei	[K]	10 - 40										
Temperatura de intrare a aerului	[°C]	15										
Puterea termică de alimentare cu apă - minimă - maximă	[W]	13.800	16.100	26.500	30.800	42.800	52.400	68.800	82.300	95.100	102.300	
		35.300	40.900	60.800	70.900	93.700	115.100	112.800	133.700	155.200	166.500	
Presiunea aburului	[bar]	0,5; 3										
Puterea termică la alimentarea cu abur - minimă - maximă	[W]	24.400	29.000	47.700	54.200	76.000	90.300	117.300	145.100	164.000	176.400	
		49.600	57.300	8.600	98.000	130.200	156.000	165.500	200.700	228.000	245.000	
Dimensiunile zonei de influență	(fig. 6.5.2)											
- H - minim - maxim	[m]	2,2	2,2	2,7	3,0	3,2	3,5	4,0	4,5	4,5	4,5	
		6	6	7	8	9	10	10	11	15	15	
- S - minimă - maximă	[m²]	78	95	132	154	345	380	452	490	530	530	
		154	209	227	314	615	706	606	660	750	804	

Tabelul 6.5.6. Date tehnice asupra aerotermelor SOFTHERM „AS”

Denumirea	U.M.	Mărimea aerotermelor			
		22	28	31	35
Lungimea carcasei (L)	[mm]	1.273	1.363	1.418	1.473
Înălțimea carcasei (D)	[mm]	560	662	806	888
Lățimea carcasei (A)	[mm]	683	783	983	1.083
Turația ventilatorului	[rot/min]	400-1.400	400-1.200	300-1100	300-1.000
Debit de aer	[m³/h]	500-2.800	700-4.400	900-7200	1.100-11.000
Nivel de zgomot	[dB(A)]	29-55	36-57	38-68	38-69
Temperatura apei la intrare	[°C]	90			
Căderea de temperatură a apei	[K]	20			
Temperatura de intrare a aerului	[°C]	18			
Puterea termică - minimă - maximă	[W]	5.900	9.100	15.200	24.700
		37.500	57.500	97.100	132.300

situație în care puterea termică este cuprinsă între 18 și 53 kW (aeroterma ALET). Ambele aeroterme au aceeași construcție, dimensiunile de gabarit sunt 700 x 550 x 740 mm și sunt mobile. Aspectul general al acestor aeroterme este prezentat în fig. 6.5.9.

6.5.2.4 Aeroterme cu gaz

Tipul convențional de aerotermă cu gaz face trecerea spre generatoarele de aer cald și se poate realiza fie cu ventilator axial, fie cu ventilator centrifugal. Ea dispune de un schimbător de căldură cu țevi verticale din oțel aluminizat sau inoxidabil, plasat peste arzătorul de gaz natural sau de gaz petrolier lichefiat. Flăcările produse de arzător se dezvoltă în interiorul țevilor schimbătorului de căldură. Căldura este preluată de către curentul de aer care circulă prin exteriorul țevilor, transversal pe acestea. Schimbul de căldură la interiorul țevilor este preponderent radiativ iar, la ieșire din acestea, gazele de ardere au temperatură ridicată, fiind necesar și un schimbător de căldură convectiv.

Componenta obișnuită a aerotermei



Fig. 6.5.9. Aeroterm cu ventilator radial IAIC S.A. Alexandria.

cu gaz (fig. 6.5.10 a) include: carcasa metalică care conține ventilatorul și schimbătorul de căldură, sistemul de alimentare cu gaz format dintr-o rampă de gaz și arzătorul, camera de combustie, sistemul de urmărire a arderii format din aprinzătorul cu flămă ionizată și blocul de aparate și sistemul de evacuare a gazelor cu ventilatorul exhaustor. Figura reprezintă aeroterma BALTUR în versiune canalizabilă.

Aceiași firmă produce aeroterma Term Split 35 (fig. 6.5.10 b) compusă din două unități independente:

- unitatea exterioară, care cuprinde toate elementele necesare încălzirii agentului termic (arzător de gaz, schimbător de căldură, ventilator de evacuare gaze de ardere),
- unitatea interioară, care cuprinde toate elementele necesare încălzirii și distribuției aerului în cameră (bateria de încălzire, ventilator, pompă de circulație agent termic, guri de aer, elemente de siguranță).

Cele două unități sunt montate pe peretele exterior al clădirii și sunt legate între ele prin conducte flexibile. Agentul termic este etilglicol. Puterea termică variază între 24,9 și 34,7 kW asigurând încălzirea unui debit de aer cuprins între 3300 și 4700 m³/h la o diferență de temperatură de 20 K.

Schița cu dimensiunile unei aeroterme cu gaz AERGAS 93 fabricate de firma SABIANA (fig. 6.5.11) cuprinde: carcasa care conține camera de combustie, arzătorul și sistemul de alimentare cu gaz, ventilatorul, orificiul de evacuare a gazelor de ardere și orificiul de admisie a aerului de combustie.

Aeroterma este prevăzută cu un dispozitiv care permite ca pe timpul verii să se asigure și ventilarea încăperii.

Funcționarea în siguranță este asigurată de următoarele dispozitive:

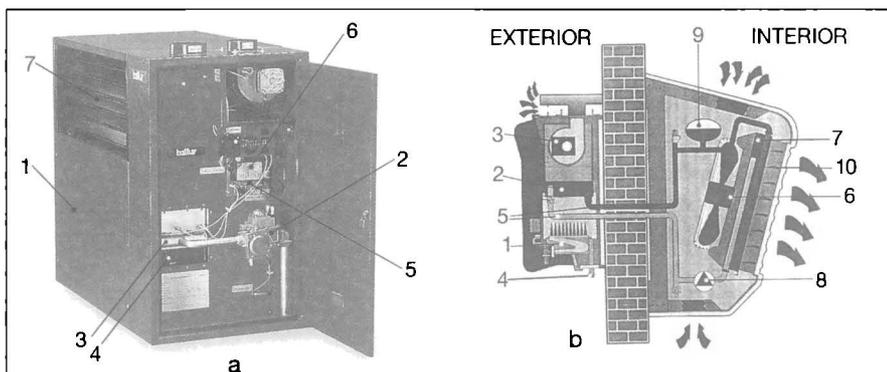


Fig. 6.5.10. Aerotermă cu gaz tip BALTUR-Italia:

a - varianta în versiune canalizabilă;

1 - carcasă metalică; 2 - rampă de gaz; 3 - arzător; 4 - cameră de combustie; 5 - aprinzător; 6 - bloc de aparate; 7 - exhaustor;

b - varianta Term Split;

1 - arzător; 2 - schimbător de căldură; 3 - ventilator; 4 - racord gaz combustibil; 5 - tuburi flexibile; 6 - exhaustor; 7 - baterie de încălzire; 8 - pompă de circulație; 9 - vas de expansiune; 10 - palete dirijoare.

- termostat de ambianță care comandă aprinderea și stingerea flăcării arzătorului în funcție de temperatura din încăperea;
- dispozitiv de blocare cu rearmare manuală în cazul scăderii presiunii gazului;
- dispozitiv de blocare cu rearmare manuală în cazul instabilității arderii;
- presostat de siguranță în caz de funcționare necorespunzătoare a exhaustorului gazelor de ardere;
- termostat de limită care întrerupe alimentarea cu gaz dacă temperatura aerului încălzit depășește 80 °C.

Valorile caracteristice constructive și funcționale pentru cele 6 mărimi fabricate sunt prezentate în tabelul 6.5.7.

Instalarea și exploatarea aerotermei cu gaz în România se poate face numai cu respectarea prescripțiilor în vigoare, în domeniu, și după obținerea avizelor necesare de la organele abilitate.

Aerotermele cu combustibil lichid utilizează arzătoare cu pulverizare și sunt din această cauză mai scumpe și mai puțin utilizate.

6.5.3. Generatoare de aer cald

Sunt echipamente de încălzire ideale pentru orice tip și mărime de încăperea care nu este încălzită permanent, datorită atingerii rapide a temperaturii

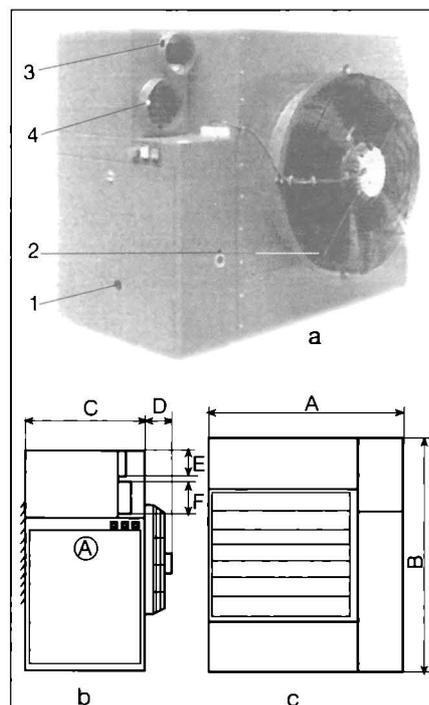


Fig. 6.5.11. Aerotermă cu gaz SABIANA:

a - vedere de ansamblu;

b - vedere laterală; c - vedere din față;

1 - carcasă metalică; 2 - ventilator;

3 - orificiul de evacuare gaze de ardere;

4 - orificiul de admisie a aerului de combustie.

de regim și datorită lipsei pericolului de distrugere prin îngheț a instalației de încălzire clasice. Ele se utilizează și pentru spații încălzite continuu, prezentând pe lângă avantajele enumerate mai sus și pe acela al eliminării componentelor tradiționale ale instalațiilor de încălzire: radiatoare, conducte de legătură, pompe, ventile de dezaerisire, vase de expansiune, supape de siguranță. Construcția părții active a generatorului de aer cald (focarul) este mult mai simplă și ridică mai puține probleme decât construcția părții corespunzătoare a cazanelor de încălzire.

6.5.3.1 Clasificarea generatoarelor de aer cald

Noțiunea „generator de aer cald” se referă la echipamente compacte care furnizează aer încălzit prin schimb direct de căldură cu produsele de ardere ale unor combustibili. Aerul cald poate fi refulat direct în încăperea încălzită sau poate fi distribuit prin intermediul unor canale de ventilare.

Clasificarea generatoarelor de aer cald poate fi abordată, în principal, din următoarele puncte de vedere:

- tipul combustibilului sau sursa de energie utilizată: combustibil (gazos, lichid, solid), energie electrică; combinații între combustibili și energie electrică (bi-energie) etc;
- disponibilul de presiune la refularea aerului: cu disponibil de presiune (cir-

culație prin canale); fără disponibil de presiune;

- poziția în raport cu construcția încălzită: mobile, fixe;
- soluția constructivă: verticale cu circulație ascendentă; verticale cu circulație descendentă; orizontale; în „U”.

6.5.3.2 Generatoare de aer cald fixe

Un generator de aer cald, fix, este prezentat în fig. 6.5.12 și este realizat de firma BALTUR.

Generatorul poate fi echipat cu arzător de combustibil gazos, lichid sau mixt.

Carcasa și scheletul de rezistență pot fi realizate cu tablă din oțel sau din aluminiu, cu posibilități de acces pentru întreținere. Pentru generatoarele montate în spațiile de locuit, carcasa poate fi realizată în sistem de mobilier. Interiorul carcasei, în zona focarului și a schimbătorului de căldură convectiv, poate fi izolat termic și placat cu folie reflectorizantă pentru a limita temperaturile superficiale și pierderile de căldură. La unele generatoare, în zona ventilatorului, este prevăzută izolație fonică.

Ventilatorul este, cel mai adesea, de tip centrifugal, dublu aspirant, cu palete curbate înainte, cu disponibil de presiune suficientă pentru acoperirea pierderilor de sarcină ale traseului de aer din generator și, eventual, din canalele de aspirație și de distribuție a aerului, ale schimbătorului de căldură

și ale filtrului.

Filtrul de aer reține particulele de o anumită mărime din aerul care urmează a fi încălzit. Deși măresc pierderea de sarcină, filtrele sunt necesare și datorită faptului că diverse scame și alte particule antrenate de aer se pot acumula în anumite puncte ale traseului și se pot aprinde sau pot genera mirosuri neplăcute. Unele tipuri de filtre se înlocuiesc, altele se spală, se curăță cu vacuum sau cu jet, se regenerează etc. Filtrul se montează pe traseul de aer înaintea ventilatorului.

Arzătoarele pot fi de tip atmosferic sau cu jet pentru combustibilul gazos, cu pulverizare sau cu picurare la combustibilul lichid etc. Echipamentele de control al arderii conțin: sistemul de aprindere, valva de gaz (respectiv, pompa de combustibil cu filtru, rezistența de încălzire și conducta de întoarcere), automatul ventilatorului, sesizoarele de temperatură și de flacără. Există patru sisteme de aprindere mai răspândite: flacără pilot permanentă, flacără pilot comandată, scânteie directă și suprafață incandescentă (rezistență electrică).

Camera de combustie este zona în care se dezvoltă flacăra. Pereții camerei participă la schimbul de căldură cu aerul încălzit și, de aceea, forma constructivă a acesteia este aleasă astfel încât să favorizeze transferul termic.

Schimbătorul de căldură diferă ca

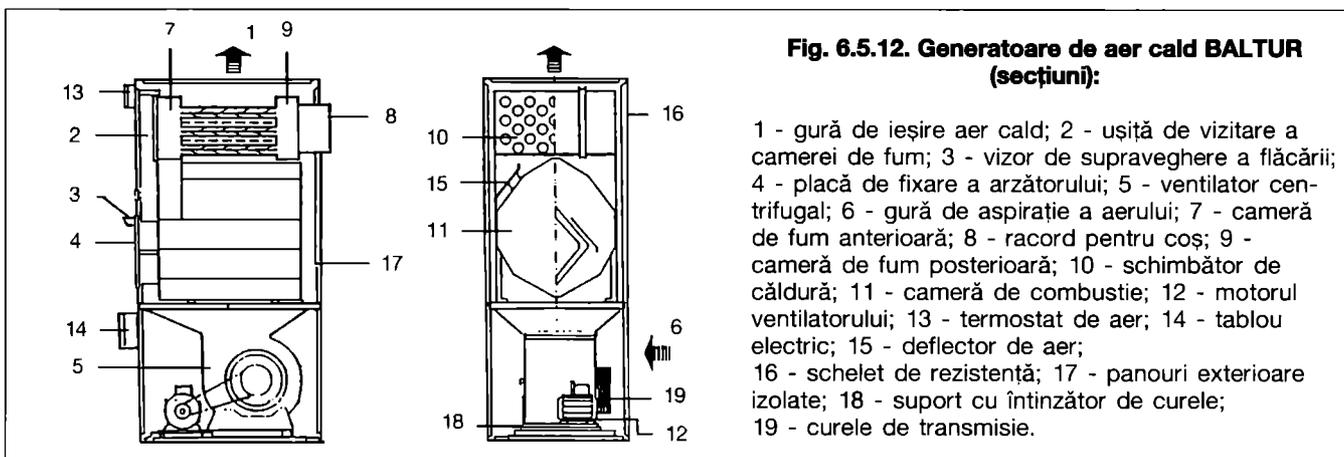


Fig. 6.5.12. Generatoare de aer cald BALTUR (secțiuni):

- 1 - gură de ieșire aer cald; 2 - ușă de vizitare a camerei de fum; 3 - vizor de supraveghere a flăcării; 4 - placă de fixare a arzătorului; 5 - ventilator centrifugal; 6 - gură de aspirație a aerului; 7 - camera de fum anterioară; 8 - racord pentru coș; 9 - camera de fum posterioară; 10 - schimbător de căldură; 11 - camera de combustie; 12 - motorul ventilatorului; 13 - termostat de aer; 14 - tablou electric; 15 - deflector de aer; 16 - schelet de rezistență; 17 - panouri exterioare izolate; 18 - suport cu întinzător de curele; 19 - curelele de transmisie.

Tabelul 6.5.7. Caracteristici ale aerotermelor AERGAS 93 - SABIANA

Denumirea	U.M.	Mărimea aerotermelor					
		12	18	24	28	40	50
Dimensiuni de gabarit - A	[mm]	615	615	738	860	1318	1318
- B		700	700	700	700	875	875
- C + D		665	665	665	665	665	665
Diametrului coșului de fum (E)	[mm]	90	90	90	90	110	110
Diametrul orificiului de intrare a aerului (F)	[mm]	110	110	110	110	150	150
Racordul pentru gaz	[in]	1/2	1/2	1/2	1/2	3/4	3/4
Debit de aer încălzit	[m ³ /h]	1.400	1.900	2.550	3.250	4.400	5.300
Creșterea de temperatură a aerului	[K]	32	39	38	36	37	36
Puterea termică utilă	[kW]	13,9	23,2	30,2	37,2	51,1	60,4
Consum de gaz metan	[m ³ /h]	1,59	2,57	3,34	4,12	5,67	6,70
Putere instalată a ventilatorului	[W]	90	185	185	200	2x185	2x200

soluție constructivă de la o firmă la alta, fiind partea asupra căreia, alături de arzător, ventilator și elementele de automatizare se operează cele mai multe îmbunătățiri pentru creșterea randamentului de funcționare. Dacă generatorul lucrează în regim uscat (fără condensatie) și dacă aerul de combustie și aerul încălzit nu sunt poluate, realizarea schimbătorului de căldură din oțel obișnuit poate conferi acestuia o durată de viață mare, fără probleme de coroziune. Dacă, însă, aerul de combustie conține ioni de halogen proveniți din gospodărie (înălbitori de rufe, solventi, agenți de pulverizare din cosmetice etc.) sau în gazele de ardere apar ioni de sulf din combustibil, trebuie să se utilizeze oțel inoxidabil, oțel placat, oțel aluminizat etc.

Evacuarea gazelor de ardere se poate face prin tiraj natural sau cu exhaustor. Generatoarele moderne sunt echipate cu automat de blocare a alimentării cu combustibil dacă nu există tiraj. Pentru inducția tirajului, unii constructori utilizează mici ventilatoare care acționează printr-un jet de aer indus în traseul gazelor de ardere.

Standardul ANSI Z 2147 A clasifică generatoarele de aer cald din punct de vedere al evacuării gazelor de ardere în 4 categorii:

I - presiunea negativă la coș și $\Delta T \geq 60$ K, unde ΔT este diferența dintre temperatura gazelor de ardere și temperatura punctului de rouă;

II - presiune negativă la coș și $\Delta T < 60$ K;

III - presiune pozitivă la coș și $\Delta T \geq 60$ K;

IV - presiune pozitivă la coș și $\Delta T < 60$ K;

Categoriile respective sunt marcate pe etichete și servesc la dimensionarea coșurilor.

Accesoriiile livrate la cerere de unii producători cuprind umidificatoare, filtre electrostatice, clapete automate de închidere a accesului aerului și a coșului când generatorul nu funcționează. Umidificatoarele nu fac, de regulă, parte din furnitura standard, dar încălzirea cu aer cu circulație forțată permite controlul și modificarea umidității acestuia, iar furnizorii pun la dispoziția utilizatorilor umidificatoarele necesare.

Datele tehnice ale generatoarelor BALTUR din fig. 6.5.12 sunt prezentate în tabelul 6.5.8.

O soluție asemănătoare, a generatorului de aer cald, este realizată de firma AERPOL (fig. 6.5.13). Datele tehnice ale uneia dintre seriile fabricate sunt prezentate în tabelul 6.5.9.

O altă firmă care comercializează generatoare de aer cald în România este KROLL. În tabelul 6.5.10 sunt prezentate principalele caracteristici ale unor generatoare realizate de această firmă.

Soluțiile constructive ale generatoarelor de aer cald fixe sunt alese în funcție de locul de montare. În fig. 6.5.14 sunt prezentate moduri de aranjare a com-

ponentelor generatoarelor în funcție de particularitățile construcției referitoare la spațiul disponibil pentru amplasare.

Varianta cea mai adesea utilizată este

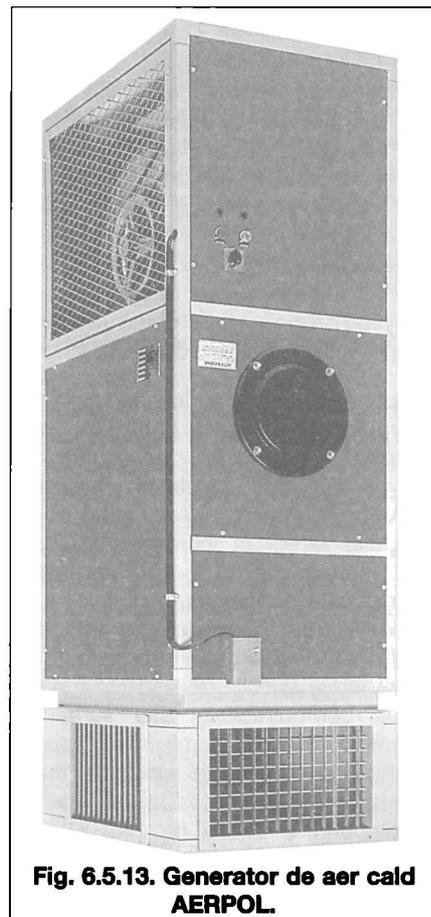


Fig. 6.5.13. Generator de aer cald AERPOL.

Tabelul 6.5.8. Caracteristici ale generatoarelor de aer cald BALTUR

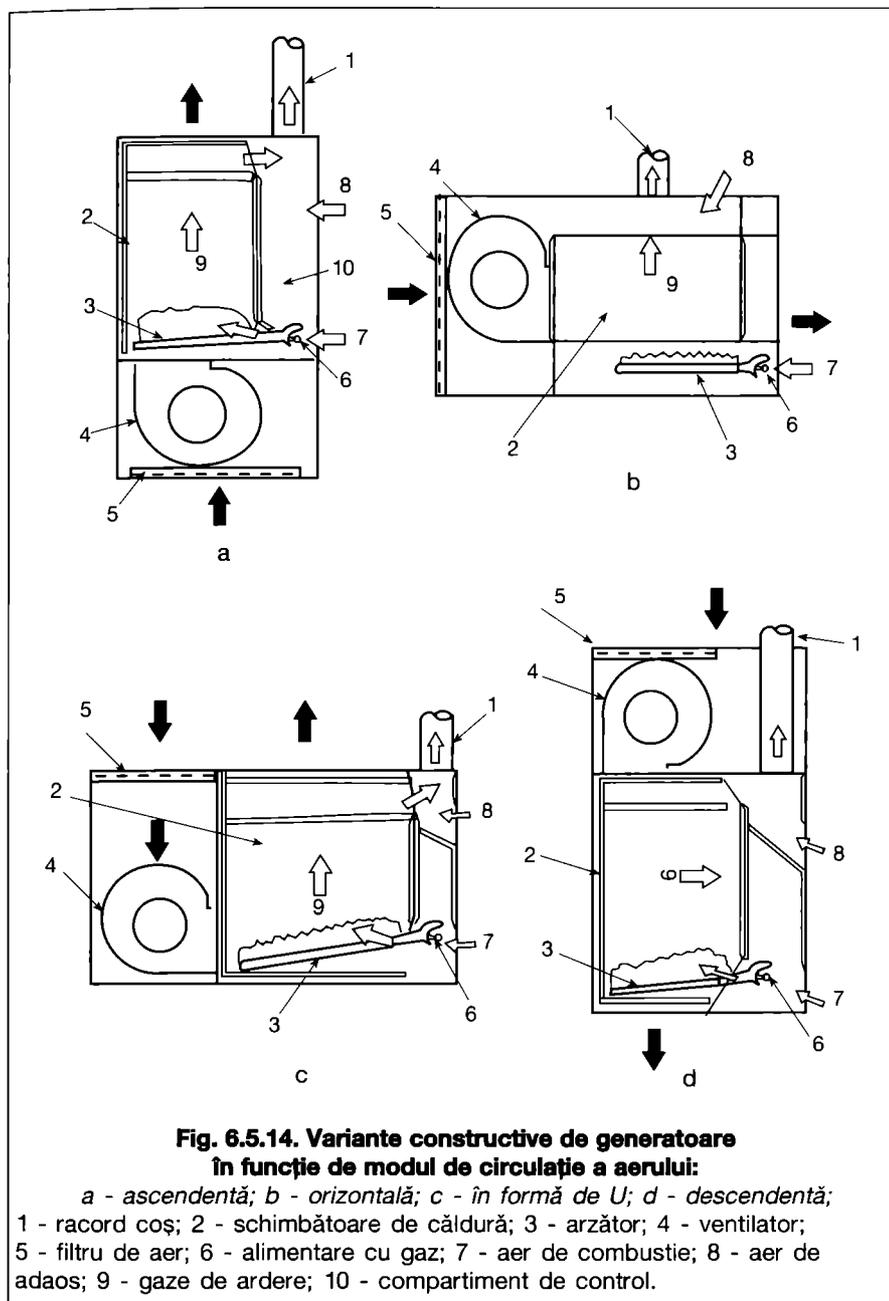
Denumirea	U.M.	Mărimile generatoarelor					
		GA 80	GA 100	GB 1	GB 2	GB 3	GB 4
Lungime	[mm]	1.000	1.000	1.260	1.260	1.140	1.140
Lățime	[mm]	750	750	900	900	1.020	1.020
Înălțime	[mm]	1.900	1.900	2.060	2.060	2.340	2.340
Putere termică nominală	[kW]	95,3	116,3	148,9	173,3	203,5	232,6
Randament termic	[%]	91,0	90,4	90,5	90,2	91,2	90,2
Consum de gaz metan	[m ³ /h]	11,1	13,6	17,4	20,3	23,6	27,3
Consum GPL	[m ³ /h]	4,25	5,22	6,68	7,80	9,06	10,50
Consum combustibil lichid (10200 kcal/kg)	[kg/h]	8,8	10,8	13,9	16,2	18,8	21,7
Lungimea gâtului arzătorului	[mm]	180	180	180	180	230	230
Debit de aer încălzit	[m ³ /h]	6.300	7.800	9.700	11.700	13.700	15.600
Presiune statică disponibilă (fără filtru)	[Pa]	17	15	20	22	21	19
Puterea motorului ventilatorului	[kW]	1,1	1,5	1,5	2,2	2,2	3,0
Nivel de zgomot (la 4m)	[dB(A)]	71	72	73	72	72	73

Notă: Firma BALTUR fabrică și alte tipuri de generatoare de aer cald cu puteri cuprinse între 23 și 1046 kW.

Tabelul 6.5.9. Caracteristici ale generatoarelor de aer cald AERPOL

Denumirea	U.M.	Mărimile generatoarelor									
		SG 15	SG 35	SG 50	SG 60	SG 80	SG100	SG 120	SG 140	SG 175	SG 200
Lungime	[mm]	650	650	850	850	1.000	1.000	1.300	1.300	1.550	1.550
Lățime	[mm]	500	500	600	600	800	800	800	1.000	1.000	1.000
Înălțime	[mm]	1.450	1.450	1.600	1.600	1.900	1.900	1.900	2.150	2.150	2.150
Putere termică nominală	[kW]	29,0	40,6	58,0	69,6	92,8	116,0	139,2	174,0	203,0	232,0
Randament termic	[%]	87,0	86,0	87,0	86,5	88,4	87,7	88,0	87,6	87,5	87,0
Debit de aer încălzit	[m ³ /h]	1.900	2.700	4.300	5.000	6.600	8.600	10.500	12.900	13.800	16.100
Presiune statică disponibilă	[daPa]	8,8	10,8	11,8	9,8	14,7	11,8	14,7	16,7	14,7	12,8
Puterea motorului ventilatorului	[kW]	0,15	0,24	0,55	0,55	1,1	1,5	2,2	2,2	2,2	3,0

Notă: Gama completă de puteri termice ale generatoarelor de aer cald fabricate de firma AERPOL este cuprinsă între 15 și 990 kW



cea cu circulație ascendentă (fig. 6.5.14 a) care se poate amplasa atât în spațiul încălzit cât și în încăperi anexe situate la subsolul construcției. Pentru construcții care dispun de încăperi anexe de tipul podurilor se poate utiliza varianta cu circulație descendentă (fig. 6.5.14 d.) Varianta cu circulație orizontală (fig. 6.5.14 b.) se poate amplasa în tavane false, suspendată pe tavan, sau în poduri cu înălțime mică. Pentru amplasare în subsoluri cu înălțime mică se poate utiliza varianta cu circulație în „U” (fig. 6.5.14 c).

6.5.3.3 Generatoare de aer cald mobile

Sunt echipamente de încălzire care prezintă avantajul de a putea fi introduse în spațiul de încălzit numai în timpul sezonului de încălzire, restul timpului putând fi păstrate într-un depozit. Ele se pot utiliza, de asemenea, în faza de echipare a construcțiilor noi sau în caz de cădere a instalației de încălzire clasice.

Generatoarele mobile de aer cald funcționează, de regulă, cu combustibil lichid, GPL, gaz metan sau energie electrică. Generatoarele mobile de aer cald cu combustibil lichid sunt, de regulă, echipate cu rezervoare de combustibil încorporate.

Trei dintre seriile de generatoare mobile fabricate de firma ARCOTHERM sunt prezentate în fig. 6.5.15 cu caracteristicile tehnice în tab. 6.5.11

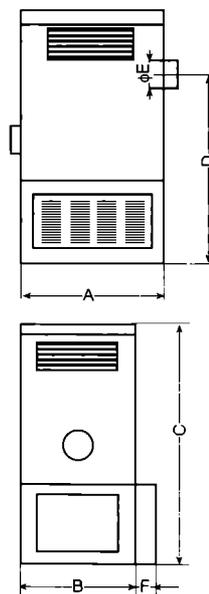
6.5.3.4 Generatoare de aer cald „bi-energie”

Aceste soluții sunt semnalate de literatura de specialitate dar se întâlnesc destul de rar în programele de fabricație ale producătorilor, cu excepția combinației combustibil gazos sau lichid - energie electrică.

În principiu, generatoarele bi-energie pot fi realizate ca două generatoare

Tabelul 6.5.10. Caracteristici și dimensiuni ale generatoarelor KROLL

Caracteristici tehnice	U.M.	W 401-VL	55 SZ	70 SZ	100 SZ
Puterea termică nominală maximă	[kW]	35	61	69	102
	[kcal/h]	30.100	48.900	59.300	87.700
Puterea calorică efectivă	[kW]	29	46	63	92
	[kcal/h]	25.000	39.600	54.200	79.100
Debit maxim de aer cald	[m ³ /h]	580	3.700	5.000	7.700
Debit de aer cald efectiv	[m ³ /h]	460	3.200	4.300	6.700
Diferența de temperatură (Δt)	[K]	80	43	44	41
Consum combustibil	[kg/h]	2,9	4,3	5,8	8,6
Putere electrică consumată	[kW]	0,09	1,28	1,41	2,20
Rețea electrică	[V]	220	220	220	380
	[A]	2,4	6,2	6,6	7,4
Capacitatea rezervorului	[l]	24	59	69	109
Masă (inclusiv arzătorul)	[kg]	85	166	192	270
Lățime (A)	[mm]	600	800	840	1.100
Adâncime (B)	[mm]	610	530	600	760
Înălțime (C)	[mm]	1.140	1.710	1.950	2.110
Lungimea conductei de evacuare (D)	[mm]	820	1310	1490	1670
Diametrul conductei de evacuare	[mm]	150	130	180	180
Adâncimea rezervorului	[mm]	160	190	190	190



separate puse în paralel sau pot fi agregate monobloc în care cele două surse sunt inseriate.

Soluția cu așezarea în paralel a două generatoare (unul electric, celălalt cu combustibil gazos sau lichid) cuplate la aceeași tubulatură prin intermediul unor clapete de suprapresiune (V - 1; V - 2) este prezentată în fig. 6.5.16. Acest sistem permite funcționarea celor două generatoare fie independent, fie simultan, în funcție de încărcarea termică cerută.

Soluția de principiu a generatorului cu două surse de energie inseriate este prezentată în fig. 6.5.17. Bateria de rezistențe electrice este amplasată la ieșirea curentului de aer, asigurând, în acest caz, o post încălzire, după umidificare. În fig. 6.5.18 este prezentat un generator de aer cald bi-energie cu combustibil solid și energie electrică. Este o construcție în „U” la care rezistențele electrice fac o primă încălzire a aerului.

6.5.4. Măsurile de siguranță la foc și explozie

Instalarea și utilizarea aparatelor de încălzire a aerului trebuie să se facă luându-se în considerare, pe de o parte, măsurile de siguranță la foc pe partea de aer iar, pe de altă parte, în cazul aparatelor consumatoare de combustibil sau cu rezistențe electrice, măsurile de siguranță specifice acestora.

Pe partea de aer, măsurile de siguranță la foc trebuie să țină seama de tipul și localizarea încăperilor încălzite și de concentrația de impurități din aer și natura acestora. În funcție de aceste criterii se stabilește dacă aparatele de încălzire pot sau nu să funcționeze cu aer recirculat, dacă este permisă amestecarea

aerului din încăperi diferite, dacă temperatura aerului încălzit refulat în încăperea nu trebuie limitată după alte criterii decât acelea de eficiență și confort termic etc. De asemenea, se stabilesc materialele din care pot fi executate părțile componente ale aparatelor și, eventual, ale canalelor de vehiculare a aerului, prevedea-

rea de izolații și clapete antifoc așa cum indică reglementările în vigoare.

Pentru aparatele consumatoare de combustibil, măsurile de siguranță la foc și explozie trebuie să țină seama de tipul combustibilului, mărimea aparatului, mărimea și modul de utilizare a rezervei de combustibil, volumul și tipul de construcție adoptat pentru încăperea în care este amplasat aparatul, posibilitatea de acces a aerului de combustie, posibilitatea de limitare a efectelor și de intervenție în caz de foc și explozie, în conformitate cu reglementările specifice. De asemenea, dimensionarea coșurilor de fum, amplasarea lor, modul de trecere prin alte elemente ale construcției trebuie să facă obiectul unei analize conformă cu reglementările de prevenire și combatere a incendiilor.

Aparatele de încălzire a aerului cu rezistențe electrice trebuie realizate, instalate și utilizate astfel încât acestea să nu constituie surse de incendiu sau de alte pericole atât prin construcția propriu-zisă a lor cât și prin modul de alimentare cu energie electrică.

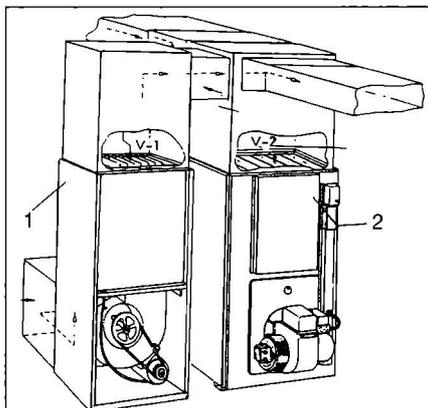


Fig. 6.5.16. Generator de aer cald bi-energie cu sursele în paralel:

- 1 - generator de aer cald electric;
- 2 - generator de aer cald cu combustibil.

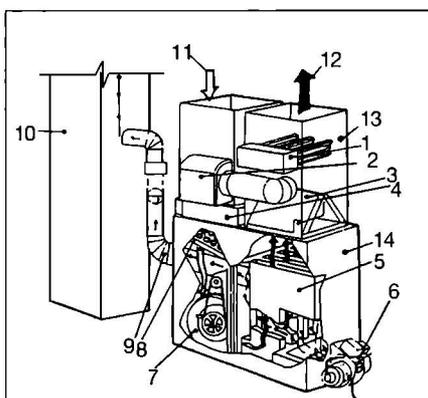


Fig. 6.5.17. Generator de aer cald bi-energie cu sursele inseriate:

- 1 - baterie electrică; 2 - umidificator;
- 3 - bloc de climatizare; 4 - filtru electronic;
- 5 - baterie de încălzire; 6 - arzător;
- 7 - ventilator; 8 - filtru de aer; 9 - canal de fum;
- 10 - coș de fum; 11 - aer recirculat;
- 12 - aer cald; 13 - generator de aer cald, electric;
- 14 - generator de aer cald, cu combustibil.

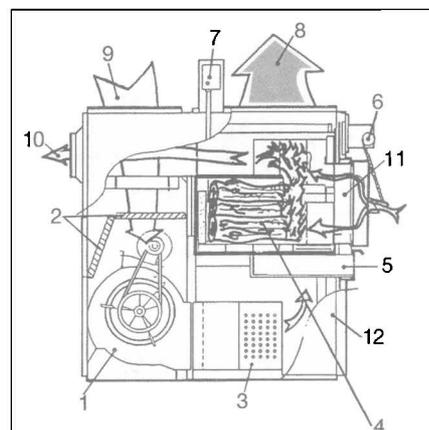


Fig. 6.5.18. Generator de aer cald bi-energie cu combustibil solid:

- 1 - ventilator; 2 - filtru de aer;
- 3 - baterie electrică; 4 - camera de combustie;
- 5 - cenușar; 6 - control ușă de acces combustibil;
- 7 - controlul procesului de ardere;
- 8 - aer cald; 9 - aer recirculat;
- 10 - evacuare gaze de ardere;
- 11 - generator de aer cald, cu cărbune;
- 12 - generator de aer cald, electric.



Fig. 6.5.15. Generatoare de aer cald mobile tip ARCOTHERM.

Tabelul 6.5.11. Caracteristici ale generatoarelor de aer cald ARCOTHERM

Denumirea	U.M.	Mărimea generatoarelor							
		GK 25/N	GK 40/N	EC 25	EC 40	EC 70	JUMBO 80	JUMBO 110	JUMBO 170
Lungime	[mmv]	1.035	965	1.195	1.310	1.550	1.550	1.740	2.200
Lățime	[mm]	505	505	530	530	680	640	850	960
Înălțime	[mm]	565	635	1.040	1.045	1190	1.120	1.235	1.875
Puterea termică nominală	[kW]	29,0	46,0	25,0	37,0	68,0	80,0	109,0	178,0
Debit de aer	[m³/h]	720	900	1.200	1.400	3.000	6.500	8.500	14.000
Consum combustibil - lichid	[kg/h]	2,4	3,9	2,4	3,9	6,8	7,8	10,7	16,7
	- metan	[m³/h]	-	-	-	-	9,3	12,8	19,8
	- GPL	[kg/h]	-	-	-	-	6,4	8,8	13,6
Capacitate rezervor combustibil	[l]	42	42	65	65	105	125	125	-

6.6. Materiale și elemente comune instalațiilor de încălzire

6.6.1. Țevi

În instalațiile de încălzire pentru transportul fluidelor calde și reci se folosesc țevi din:

- oțel,
- cupru și
- materiale cu structură termoplastică.

6.6.1.1 Țevi din oțel

6.6.1.1.1 Caracteristici principale

Țevile din oțel sunt grupate pe mai multe categorii:

- *fără sudură, trase sau laminate la cald pentru instalații* (STAS 403) executate din oțel carbon pentru țevi OLT 35 sau OLT 45 în trei serii: grea (G), medie (M) și ușoară (U) (tab. 6.6.1). Lungimile de livrare sunt de 4...8 m pentru conductele filetate și 4...12 m pentru cele nefiletate; la cerere, pot fi livrate și cu lungimi de 4...8 m filetate sau nefiletate.

- *fără sudură, laminate la cald, pentru construcții* (STAS 404) executate din oțel carbon OLT 32, OLT 35, OLT 45, OLT 55 și OLT 65 cu precizie obișnuită sau înaltă, cu garantarea compoziției chimice și a caracteristicilor fizico-chimice în conformitate cu prevederile STAS 403. Se livrează în lungimi între 4 și 12,5 m (tab. 6.6.2)

Țevile din oțel au o masă specifică $\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$, o conductivitate termică $\lambda = 54,4 \text{ W/m}\cdot\text{K}$ și un coeficient de dilatare de $12,5 \times 10^{-3} \text{ mm/m}\cdot\text{K}$

6.6.1.1.2 Îmbinarea țevelor

Țevile din oțel se îmbină între ele prin:

- *fitinguri din fontă maleabilă*, cu diametre cuprinse între 3/8 și 1 1/4", anume: curbe la 90° și 45°, coturi la 90° cu filet cilindric și conic, cot olandez la 90°, teu egal, cruce, mufă normală, mufă stânga-dreapta, niplu stânga-dreapta, racord olandez drept cu filete cilindrice și conice, cot și teu cu derivație redusă sau mărită, conector redus și inducție. Îmbinarea țevelor cu fittinguri se face prin filetare. Pentru a da posibilitatea desfacerii unor tronsoane de conducte, în caz de avarie, se recomandă îmbinarea cu ajutorul racordurilor olandeze. Acest mod de îmbinare se utilizează la țevi filetate cu diametrele cuprinse între 3/8" și 1 1/4".

- *flanșe sudate de conducte*, a căror prindere se face cu șuruburi și garnituri între flanșe pentru asigurarea etanșei-

tății. Acest mod de prindere se face între tronsoane de conducte sau între conducte și aparatele și utilajele instalației (pompe, cazane, schimbătoare de căldură etc.). Flanșele pot fi rotunde sau ovale și se utilizează în instalațiile de încălzire fără probleme estetice deosebite (clădiri industriale).

- *sudare autogenă* (procedeul cel mai utilizat) sau *electrică*. Alegerea procedurii de sudare depinde de: grosimea pereților țevelor de asamblare, aspectul și suprafața țevelor, condițiile în care se realizează prețul de cost.

Ca procedee de sudare se pot menționa:

- sudarea oxiacetilenică (pentru țevi cu pereți sub 6 mm grosime) și
- sudarea cu arc electric (pentru țevi cu pereți de minimum 1,5-2 mm).

Țevi din oțel seria G						
Diametrul nominal		Diametrul exterior [mm]		Grosimea peretelui [mm]	Masa teoretică, [kg/m]	
[mm]	[in]	max	min		cu capete netede	cu capete filetate cu mufe
6	1/8	10,6	9,8	2,65	0,493	0,496
8	1/4	14,0	13,2	2,90	0,769	0,773
10	3/8	17,5	16,7	2,90	1,02	1,03
15	1/2	21,8	21,0	3,25	1,45	1,46
20	3/4	27,3	26,5	3,25	1,90	1,91
25	1	34,2	33,3	4,05	2,97	2,99
32	1 1/4	42,9	42,0	4,05	3,84	3,87
40	1 1/2	48,8	47,9	4,05	4,43	4,47
50	2	60,8	59,7	4,50	6,17	6,24
65	2 1/2	76,6	75,3	4,50	7,90	8,02
80	3	89,5	88,0	4,85	10,1	10,3
100	4	115,0	113,0	5,40	14,4	14,7
125	5	140,8	138,5	5,40	17,8	18,3
150	6	166,5	163,9	5,40	21,2	21,8

Țevi din oțel seria M												Țevi din oțel seria U			
Diametrul nominal [mm]	Diametrul exterior [mm]	Grosimea peretelui [mm]	Masa teoretică [kg/m]				Diametrul exterior [mm]	Grosimea peretelui [mm]	Masa teoretică [kg/m]						
			cu capete netede	cu capete filetate cu mufe	cu capete netede	cu capete filetate cu mufe									
6	1/8	0,6	9,8	2,00	0,407	0,410	10,4	9,7	1,80	0,369	0,372				
8	1/4	14,0	13,2	2,35	0,650	0,654	13,9	13,2	2,00	0,573	0,577				
10	3/8	17,5	16,7	2,35	0,852	0,858	17,4	16,7	2,00	0,747	0,753				
15	1/2	21,8	21,0	2,65	1,22	1,23	21,7	21,0	2,35	1,10	1,11				
20	3/4	27,3	26,5	2,65	1,58	1,59	27,1	26,4	2,35	1,41	1,42				
25	1	34,2	33,3	3,25	2,44	2,46	34,0	33,2	2,90	2,21	2,23				
32	1 1/4	42,9	42,0	3,25	3,14	3,17	42,7	41,9	2,90	2,84	2,87				
40	1 1/2	48,8	47,9	3,25	3,61	3,65	43,6	47,8	2,90	3,26	3,30				
50	2	60,8	59,7	3,65	5,10	5,17	60,7	59,6	3,25	4,56	4,63				
65	2 1/2	76,6	75,3	3,65	6,51	6,63	76,3	75,2	3,25	5,81	5,93				
80	3	89,5	88,0	4,05	8,47	8,64	89,4	87,9	3,65	7,65	7,82				
100	4	115,0	113,1	4,50	12,1	12,4	114,9	113,0	4,05	11,0	11,3				
125	5	140,8	138,5	4,85	16,2	16,7									
150	6	166,5	163,9	4,85	19,2	19,8									

Tabelul 6.6.2. Tevi din oțel fără sudură, laminate la cald pentru construcții - extras din STAS 404

Dia- metrul exterior [mm]	Grosimea peretelui [mm]																							
	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0	7,0	8,0	9,0	10	11	12	14	16	18	20	22	25	28	32	36	
25	1,39	1,63	1,86	2,07	2,28	2,47	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
28	-	1,85	2,11	2,37	2,61	2,84	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
30	-	2,00	2,29	2,56	2,83	3,08	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
32	-	2,15	2,46	2,76	3,05	3,33	3,59	3,85	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
34	-	2,29	2,63	2,96	3,27	3,58	3,87	4,14	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
38	-	2,59	2,98	3,35	3,72	4,07	4,41	4,74	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
42	-	2,89	3,32	3,75	4,16	4,56	4,95	5,33	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
44,5	-	3,07	3,54	4,00	4,44	4,87	5,29	5,70	6,47	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
48	-	3,33	3,84	4,34	4,83	5,30	5,76	6,21	7,08	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
51	-	3,55	4,10	4,64	5,16	5,67	6,17	6,66	7,60	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
54	-	3,77	4,36	4,93	5,49	6,04	6,58	7,10	8,11	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
57	-	4,00	4,62	5,23	5,83	6,41	6,99	7,55	8,63	9,67	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
60	-	4,22	4,88	5,52	6,16	6,78	7,39	7,99	9,15	10,26	11,32	12,33	13,29	14,21	15,88	-	-	-	-	-	-	-	-	-
63,5	-	4,48	5,18	5,87	6,55	7,21	7,87	8,51	9,75	10,95	12,10	13,19	14,24	15,24	17,09	18,74	-	-	-	-	-	-	-	-
70	-	4,96	5,74	6,51	7,27	8,01	8,75	9,47	10,88	12,23	13,54	14,80	16,01	17,16	19,33	21,31	-	-	-	-	-	-	-	-
73	-	5,18	6,00	6,81	7,60	8,38	9,16	9,91	11,39	12,82	14,21	15,54	16,82	18,05	20,37	22,49	-	-	-	-	-	-	-	-
76	-	-	6,26	7,10	7,93	8,75	9,56	10,36	11,91	13,42	14,87	16,28	17,63	18,94	21,41	23,68	-	-	-	-	-	-	-	-
83	-	-	6,86	7,79	8,71	9,62	10,51	11,39	13,12	14,80	16,42	18,00	19,53	21,01	23,82	26,44	28,85	31,07	-	-	-	-	-	-
89	-	-	7,38	8,38	9,38	10,36	11,33	12,28	14,16	15,98	17,76	19,48	21,16	22,79	25,89	28,80	31,52	34,03	-	-	-	-	-	-
95	-	-	-	8,98	10,04	11,10	12,14	13,17	15,19	17,16	19,09	20,96	22,79	24,56	27,97	31,17	34,18	36,99	39,61	-	-	-	-	-
102	-	-	-	9,67	10,82	11,96	13,09	14,21	16,40	18,55	20,64	22,69	24,69	26,63	30,38	33,93	37,29	40,44	43,40	47,47	-	-	-	-
108	-	-	-	10,26	11,49	12,70	13,90	15,09	17,44	19,73	21,97	24,17	26,31	28,41	32,45	36,30	39,95	43,40	46,66	51,17	-	-	-	-
114	-	-	-	10,85	12,15	13,44	14,72	15,98	18,47	20,91	23,31	25,65	27,94	30,19	34,53	38,67	42,62	46,36	49,91	54,87	-	-	-	-
121	-	-	-	11,54	12,93	14,30	15,67	17,02	19,68	22,29	24,86	27,37	29,84	32,26	36,94	41,43	45,72	49,82	53,71	59,19	64,21	-	-	-
127	-	-	-	12,13	13,59	15,04	16,48	17,90	20,72	23,48	26,19	28,85	31,47	34,03	39,01	43,80	48,39	52,78	56,97	62,89	68,36	74,97	-	-
133	-	-	-	12,73	14,26	15,78	17,29	18,79	21,75	24,66	27,52	30,33	33,10	35,81	41,09	46,17	51,05	55,73	60,22	66,59	72,50	79,70	-	-
140	-	-	-	-	-	16,65	18,24	19,83	22,96	26,04	29,08	32,06	34,99	37,88	43,50	48,93	54,16	59,19	64,02	70,90	77,33	85,23	92,33	-
146	-	-	-	-	-	17,39	19,06	20,72	24,00	27,23	30,41	33,54	36,62	39,66	45,57	51,30	56,82	62,15	67,27	74,60	81,48	89,96	97,66	
152	-	-	-	-	-	18,13	19,87	21,60	25,03	28,41	31,74	35,02	38,25	41,43	47,65	53,66	59,48	65,11	70,53	78,30	85,62	94,70	103,0	
159	-	-	-	-	-	-	-	22,64	26,24	29,79	33,29	36,75	40,15	43,50	50,06	56,43	62,59	68,56	74,33	82,62	90,45	100,2	109,2	
168	-	-	-	-	-	-	-	23,97	27,79	31,57	35,29	38,97	42,59	46,17	53,17	59,98	66,59	73,00	79,21	88,16	96,67	107,3	117,2	
178	-	-	-	-	-	-	-	25,45	29,52	33,54	37,51	41,43	45,30	49,13	56,62	63,92	71,03	77,93	84,24	94,63	103,6	115,2	126,1	
194	-	-	-	-	-	-	-	27,82	32,28	36,70	41,06	45,38	49,64	53,86	62,15	70,24	78,13	85,82	93,32	104,2	114,6	127,8	140,3	

Tabelul 6.6.2. Tevi din oțel fără sudură, laminate la cald pentru construcții - extras din STAS 404 - continuare

Diametrul exterior [mm]	Grosimea peretelui [mm]																							
	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0	7,0	8,0	9,0	10	11	12	14	16	18	20	22	25	28	32	36	
	Masa liniară [kg/m]																							
219	-	-	-	-	31,52	36,60	41,63	46,61	51,54	56,43	61,26	66,10	70,78	75,23	80,10	84,23	88,15	92,10	96,9	106,9	119,6	131,9	147,6	162,5
245	-	-	-	-	-	-	46,76	52,38	57,95	63,48	68,95	74,24	79,76	85,08	90,36	95,8	100,8	111,0	121,0	135,6	149,8	168,1	185,6	
273	-	-	-	-	-	-	52,28	58,60	64,86	71,07	77,24	83,42	89,42	95,23	101,4	113,2	124,8	136,2	152,9	169,2	190,2	210,4		
299	-	-	-	-	-	-	57,41	64,37	71,27	78,13	84,93	91,77	98,40	104,8	111,7	124,7	137,6	150,3	168,9	188,9	210,7	233,5		
324	-	-	-	-	-	-	62,34	69,92	77,44	84,91	92,33	107,3	118,8	134,2	142,4	159,4	176,1	192,6	217,0	241,0	272,3	302,7		
356	-	-	-	-	-	-	68,66	77,02	85,33	93,59	101,80	118,8	125,3	142,4	159,4	176,1	192,6	217,0	241,0	272,3	302,7			
377	-	-	-	-	-	-	-	-	90,51	99,29	108,02	125,3	142,4	159,4	176,1	192,6	217,0	241,0	272,3	302,7				
406	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	116,6	135,3	153,9	172,2	190,4	208,3	234,9	261,0	295,2	328,5				
419	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	120,5	139,8	159,0	178,0	196,8	215,4	242,9	270,0	305,4	340,0				
426	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	122,5	142,2	161,8	181,1	200,3	219,2	247,2	274,8	310,9	346,3				
457	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	131,7	153,0	174,0	194,9	215,5	236,0	266,3	296,2	335,4	373,8				
470	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	135,5	157,4	179,1	200,7	222,0	243,1	274,4	310,5	345,7	385,3				
508	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	146,8	170,6	194,1	217,5	240,7	263,7	297,8	331,5	375,6	419,1				
521	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	150,6	175,0	199,3	223,3	247,1	270,7	310,5	340,4	385,9	430,6				

OBSERVAȚII:

- De comun acord între părți, se pot fabrica țevi și cu alte valori ale diametrului sau grosimii peretelui.
- Dimensiunile de țevi menționate se execută în mod curent.
- Diametrele pentru care sunt cunoscute pierderile de sarcină liniare se găsesc în zona încadrată.

Tabelul 6.6.3. Cote geometrice pentru preluarea dilatărilor

θ_{agent} [°C]	a - Înălțimea coloanelor [m]	
	Cu un suport fix fără compensator de dilatare	Cu un compensator de dilatare și două suporturi fixe
65	16,0-32,0	32,0-64,0
75	13,5-37,5	27,5-56,0
85	12,0-24,0	24,0-48,0
95	10,5-21,5	21,5-43,0
115	9,0-18,0	18,0-35,5
130	7,5-15,5	15,5-31,0
150	6,5-13,5	13,5-27,0

Diametrul conductei [mm]	b - Distanța dintre suporturi fixe [m]			
	150 °C	110 °C	95 °C	85 °C
40	45	59	68	74
50	50	65	75	83
65	55	72	83	91
80	60	78	90	99
100	65	85	98	107
125	70	91	105	116
150	75	98	113	124
175	82	107	123	135
200	90	127	135	149

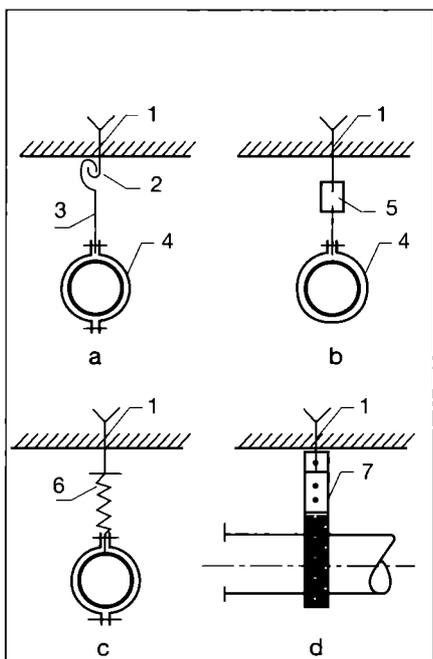


Fig. 6.6.1. Susținerea țevilor cu diametre mici:

- a - varianta cu fier lat sau rotund și cârlig;
 - b - cu tensor;
 - c - cu arc;
 - d - cu fier lat găurit;
- 1 - fier rotund încastrat; 2 - cârlig; 3 - etrier; 4 - colier; 5 - tensor; 6 - arc; 7 - fier lat găurit.

6.6.1.1.3 **Sustinerea și prinderea țevilor**

Soluțiile de susținere a țevilor se adoptă în funcție de caracteristicile lor tehnice (diametru, existența sau nu a izolației, fluidul încălzitor etc.) precum și de forma și natura elementelor de construcții, locul de amplasare, traseul lor etc.

Țevile cu diametre mici (până la 2") se pot susține cu dispozitive executate din două părți (fixă și mobilă) (fig. 6.6.1)

Țevile se mai pot monta pe:
- console, când țevile sunt amplasate lângă pereti;

- plase de conducte, când sunt amplasate la planșee;
- suporturi fixe și mobile în cazul amplasării în canale termice.

Țevile amplasate în apropierea pereților și stâlpilor, sub platforme sau sub grinzi, se susțin pe console executate din profile L sau T încastrate sau prinse de elemente de construcții. În funcție de diametrul și panta țevilor, natura agentului termic (apă sau abur) se determină distanța dintre punctele de susținere cu relația:

$$l = 2,13 \sqrt{\frac{a \cdot l}{m_c}} \quad [m] \quad (6.6.1)$$

în care:

a - este săgeata admisibilă [mm/m];

l - momentul de inerție [cm⁴];

m_c - greutatea țevii [kg/m].

Pentru calcule practice se poate utiliza și relația simplificată

$$l = 0,4 \dots 0,5 \sqrt{D} \quad [m] \quad (6.6.2)$$

în care D este diametrul țevii în [mm].

În calculele practice rapide se pot utiliza și graficele din fig. 6.6.2 și 6.6.3.

6.6.1.1.4 **Preluarea dilatării țevilor**

Alungirea unei țevi se determină cu relația

$$\Delta L = l_0 \cdot \alpha \cdot \Delta T \quad [m] \quad (6.6.3)$$

în care:

l_0 - este lungimea țevii între două suporturi fixe la temperatura de montare [m];

α - coeficient de dilatare liniară,

$$\alpha = 12 \cdot 10^{-6} \text{ [m/m} \cdot \text{K]};$$

ΔT - diferența de temperatură între temperatura maximă a țevii în timpul funcționării instalației și temperatura țevii în perioada de montare (considerată 0 °C).

Dilatarea țevilor orizontale sau verticale este preluată, în general, prin utilizarea curbilor rezultate din traseul precum și a compensatoarelor în formă de U și L.

Coloanele verticale se prevăd cu suporturi fixe la mijlocul coloanelor sau cu compensatoare de dilatare montate, de asemenea, la mijloc, între suporturile fixe (tab. 6.6.3 a și b).

Se recomandă ca legătura coloanelor la conductele de distribuție să se facă orizontal, având lungimea corespunzătoare preluării dilatării verticale.

Țevile orizontale din oțel care alcătuiesc distribuția pentru preluarea dilatărilor se prevăd cu autocompensatoare (fig. 6.6.4) și compensatoare în formă de U (fig. 6.6.5) montate între două suporturi fixe, la distanța determinată funcție de temperatura agenților termici (tab. 6.6.3,b).

6.6.1.2 **Țevi din materiale cu structură termoplastică**

6.6.1.2.1 **Caracteristici principale**

Țevile confecționate din materiale cu structură termoplastică utilizate în instalațiile de încălzire prezintă multiple avantaje: rezistență la coroziune, timp redus de montare și reparații, bune izolații termice și electrice, posibilitatea lipirii și sudării la temperaturi scăzute, pierderi de sarcini reduse etc. Prezintă unele inconveniente: coeficienți de dilatare mari, limite la temperaturi, rezistențe mecanice reduse etc. Ca materii prime sintetice sunt utilizate polietilena dură și moale (de înaltă respectiv, joasă densitate), ca și poliorura de vinil (PVC dură).

Din această categorie fac parte:

- țevi din polietilenă (VPE), executate din polietilenă de înaltă densitate (HDPE) prin diferite metode de fabricație determinate de cerințe tehnico-economice de calitate. Prin reticulare (formarea de legături tridimensionale în urma unui proces chimic sau fizic) se obține un material flexibil și rezistent la presiune și temperatură. Din această categorie fac parte țevile „ECOTUBE“ fabricate în Franța (tab. 6.6.4), țevile EUROFLEX și UNIPIPE fabricate în Germania.

Țevile EUROFLEX pentru instalații de încălzire sunt executate din polietilenă reticulară VPE - c (PEX) cu trei straturi (fig. 6.6.6.) și prezintă următoarele caracteristici: temperatura

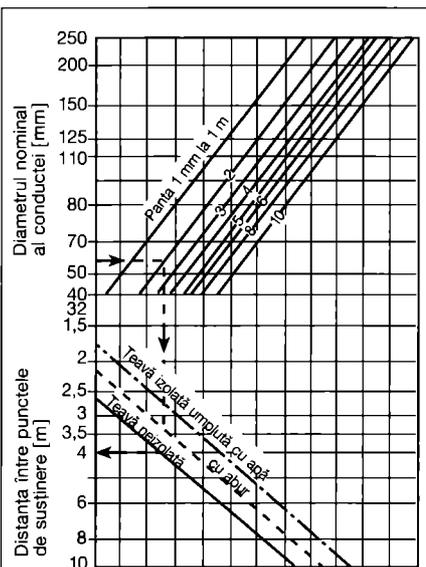


Fig. 6.6.2. Distanța dintre punctele de sprijin ale țevilor din oțel.

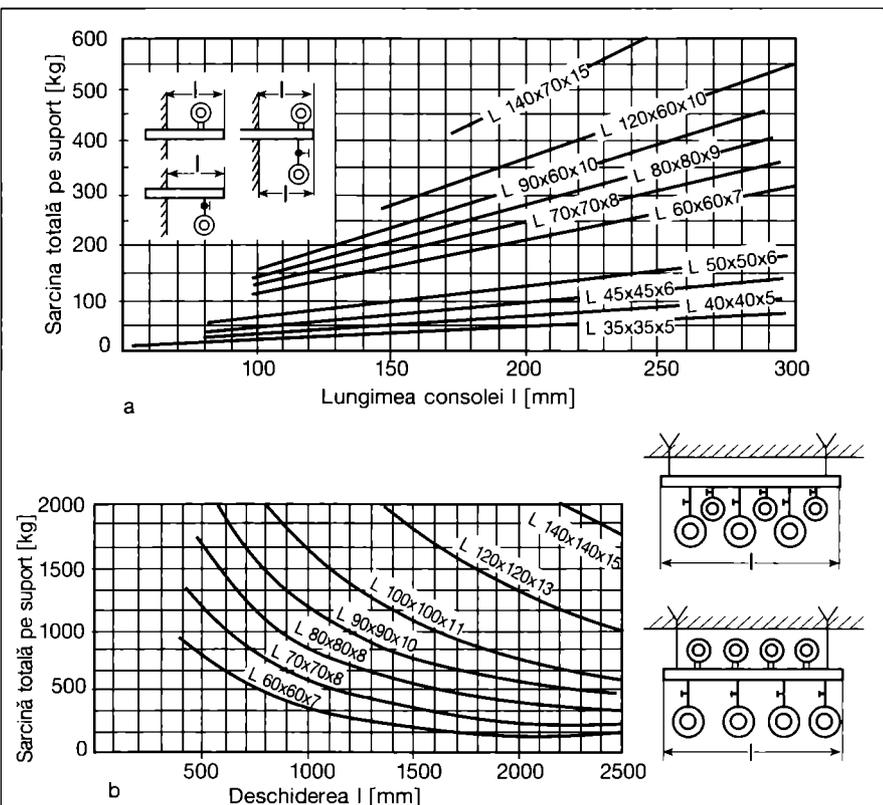


Fig. 6.6.3. Lungimea l a suportului de susținere a țevilor din oțel:
a - suport tip consolă; b - suport tip plafon.

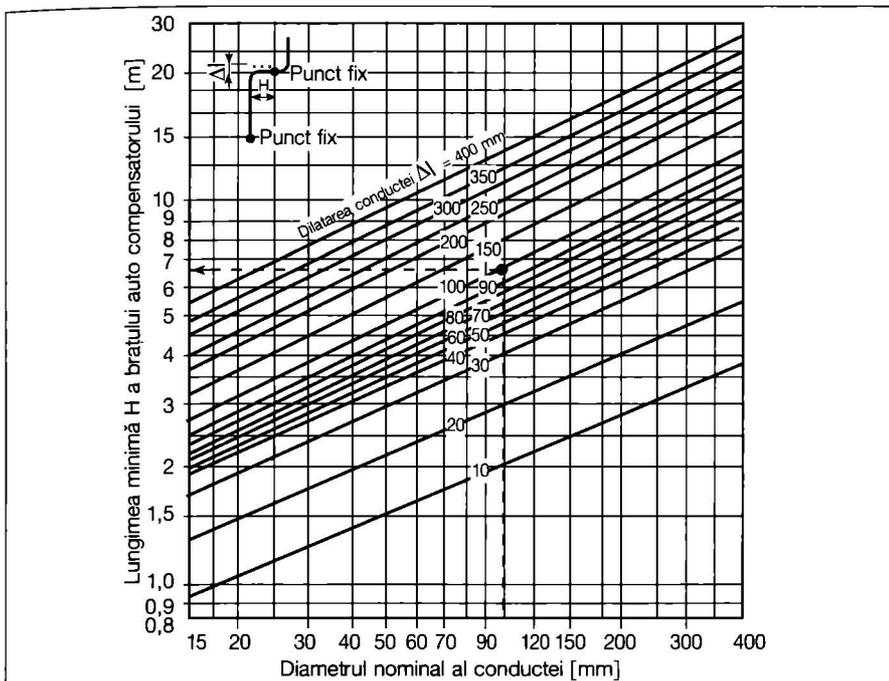


Fig. 6.6.4. Determinarea brațului autocompensatorului la țevile din oțel.

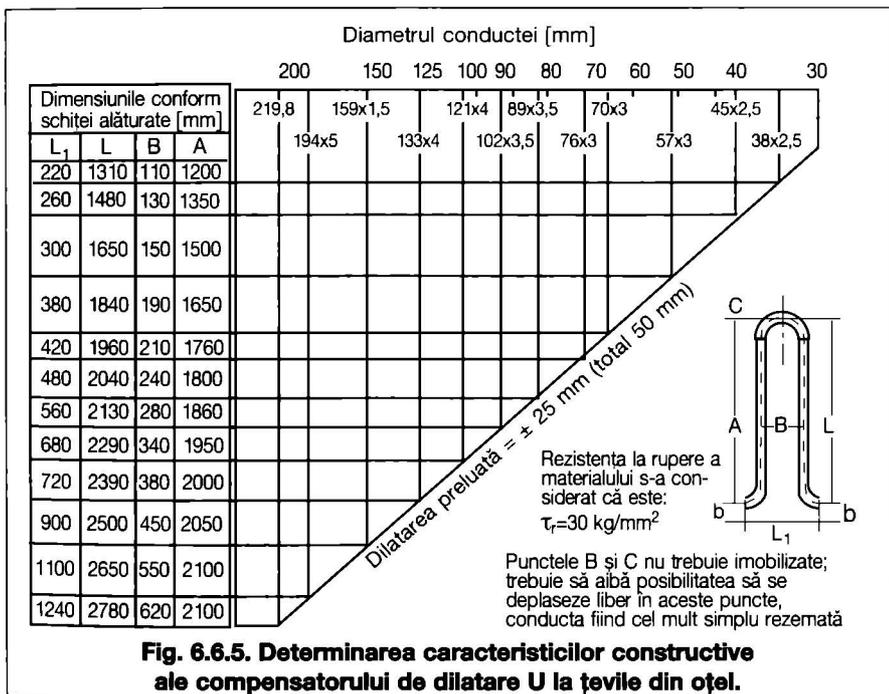


Fig. 6.6.5. Determinarea caracteristicilor constructive ale compensatorului de dilatare U la țevile din oțel.

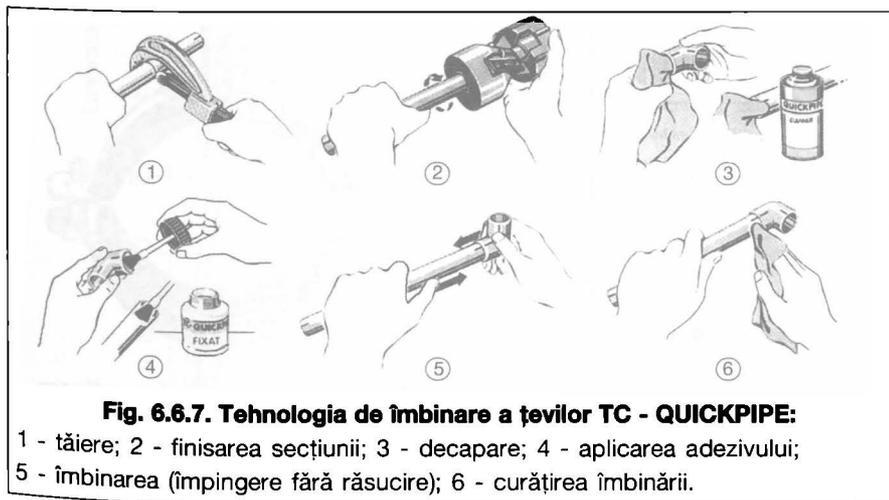


Fig. 6.6.7. Tehnologia de îmbinare a țevilor TC - QUICKPIPE:

- 1 - tăiere; 2 - finisarea secțiunii; 3 - decapare; 4 - aplicarea adezivului;
- 5 - îmbinarea (împingere fără răsucire); 6 - curățirea îmbinării.

maximă de lucru de 95°C; presiunea nominală $P_N = 6$ bar, iar cea maximă de $P_{max} = 20$ bar; conductivitatea termică $\lambda = 0,35$ W/m·K mm coeficientul de dilatare $\alpha = 2 \cdot 10^{-6}$ m/m·K.

Alte caracteristici tehnice sunt date în tab.6.6.5.

Tevele UNIPIPE se execută cu diametre: 14 x 2; 16 x 2; 18 x 2; 25 x 3,5; 32 x 3 mm, în trei culori diferite pentru a pune în evidență domeniul de utilizare:

UNIPIP S - maron și UNIPIP H - alb pentru temperaturi de până la 95°C și presiuni sub 10 bar; UNIPIP F - roșu pentru temperaturi de până la 60°C și presiuni sub 6 bar.

- țevi din polipropilenă (PP), se execută cu diametre cuprinse între 32 și 125 mm. Din această categorie sunt utilizate țevile din polipropilenă copolimeră „COPRAX” (tab. 6.6.6), țevile din polipropilenă „POLYUTAN” (tab. 6.6.7) și cele cu armătură din aluminiu „PROSTAB”.

- țevi din polipropilenă (PP-R) se execută cu diametre cuprinse între 20 x 3,4 și 63 x 10,5 mm. Aceste țevi se pot folosi atât la sistemele de încălzire cu corpuri statice cât și la încălzirea prin radiație pe plafon sau pardoseală.

- țevi din policlorură de vinil clorurat „GLASTOFERAN” executate de firma germană TERMCONCEPT. Se utilizează sub denumirea de TC - QUICKPIPE GLASTOFERAN, prezentând următoarele caracteristici tehnice: diametre între 16 și 110 mm; presiunea maximă de lucru $P_n = 25$ bar; coeficientul de

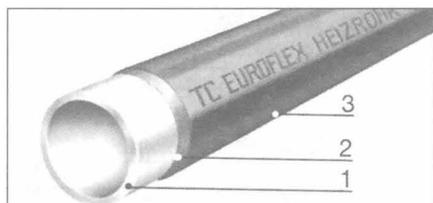


Fig. 6.6.6. Țeavă tip EUROFLEX VPE -c:

- 1 - țeavă de bază din PVC - c, de înaltă densitate;
- 2 - strat intermediar;
- 3 - peliculă EVOH din aluminiu pulverizat în câmp electrostatic.

Tabelul 6.6.4. Țevi din polietilenă reticulată tip ECOTUBE

Dimensiuni	Grosimea peretelui	Masa unitară medie	Conținut de apă
[mm]	[mm]	[g/m]	[l/m]
8x6	1,0	25	0,028
10x8	1,0	30	0,050
12x10	1,1	42	0,075
16x13	1,5	72	0,133
20x16	1,9	111	0,206
25x20	2,3	175	0,327

Tabelul 6.6.5. Țevi din polietilenă reticulată tip EUROFLEX

Dimensiuni	Puterea termică maximă	Debit maxim	Viteza de transport maximă a apei	Conținut de apă	Pierdere de sarcină unitară R
[mm]	[W]	[kg/h]	[m/s]	[l/m]	[mbar/m]
16x14	5100	230	0,8	0,079	8,0
18x16	7400	330	0,8	0,113	6,0
25x20	10000	430	0,8	0,154	5,5

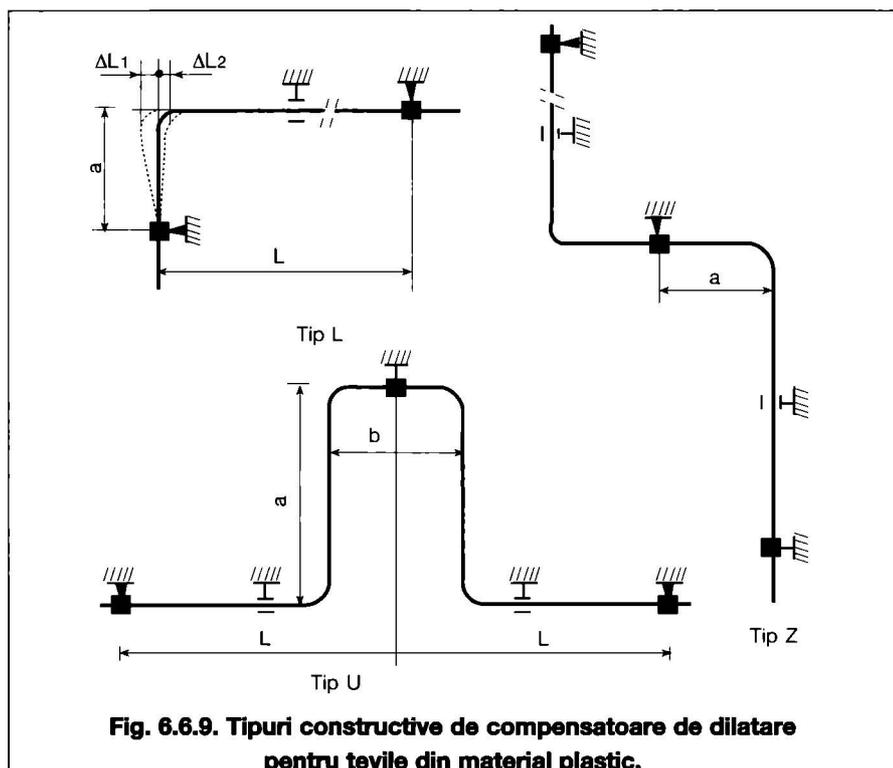
Tabelul 6.6.6. Țevi din polipropilenă tip COPRAX

Dimensiuni		Grosime perete	Lungime	Dimensiuni		Grosime perete	Lungime
[in]	[mm]	[mm]	[m]	[in]	[mm]	[mm]	[m]
3/8	16 + 0,3	2,7	4	1 1/2	50 + 0,5	8,4	4
1/2	20 + 0,3	3,4	4	2	63 + 0,6	10,50	4
3/4	25 + 0,3	4,2	4	2 1/2	75 + 0,9	12,5	4
1	32 + 0,3	5,4	4	3	90 + 0,9	15,0	4
1 1/4	40 + 0,4	6,7	4	-	-	-	-

Tabelul 6.6.7. Țevi din polipropilenă tip POLYMUTAN

Diametru	Dimensiuni de fabricație [mm] pentru conducte din Polymutan nearmate			Dimensiuni de fabricație [mm] pentru conducte din Polymutan armate cu		
	P _n =10 bar	P _n =20 bar	P _n =25 bar	zinc*	cupru	oțel
10	-	16x2,7	-	-	12x1,0	-
12	-	20x3,4	20x4,0	3/8(12,5)	15x1,0	15x1,0
15	-	-	26x5,0	-	-	-
16	20x1,9	25x4,2	-	1/2(16)	18x1,0	-
20	25x2,3	32x5,4	32x6,4	3/4(21,6)	22x1,0	22x1,2
25	32x3,0	40x6,7	40x8,0	1(27,2)	28x1,5	28x1,2
30	-	-	50x10,0	-	-	-
32	40x3,7	50x8,4	63x12,6	1 1/4(35,9)	35x1,5	35x1,5
40	50x4,6	63x10,5	75x15,0	1 1/2(41,8)	42x1,5	42x1,5
50	63x5,8	75x12,5	-	2(53)	54x2,0	54x1,5
60	75x6,9	90x15,0	-	-	64x2,0	-
65	-	-	-	2 1/2(68,8)	-	-
70	90x8,2	-	-	-	76,1x2,0	76,1x2,0

*) Pentru conductele armate cu zinc dimensiunile sunt în [in(mm)]



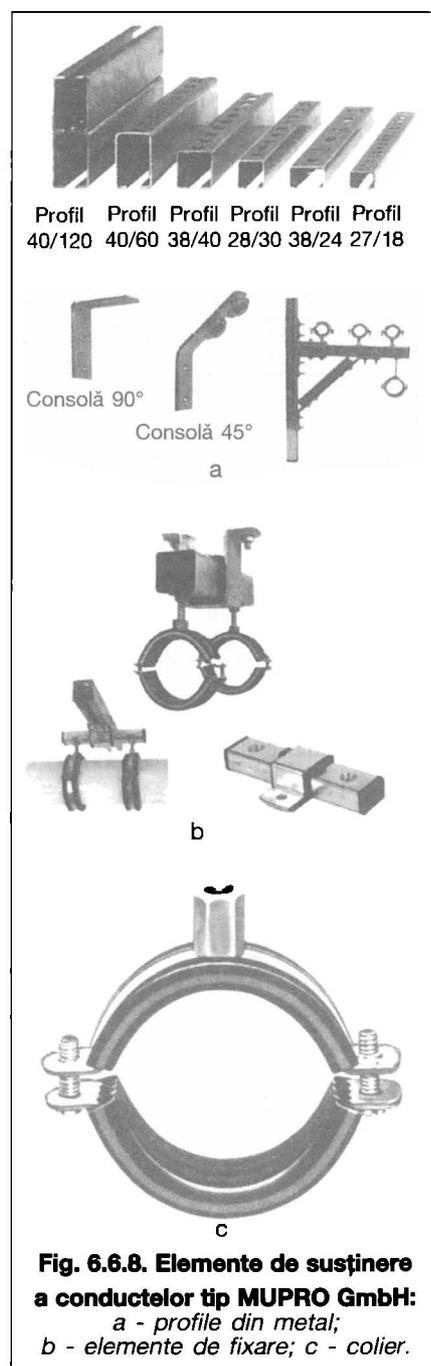
dilatare $\alpha = 70 \cdot 10^{-6} \text{ m/m}\cdot\text{K}$;
 - țevi din polibutenă (PB), se execută din material sintetic termoplastic, parțial cristalin. Sunt rezistente la șocuri, sunt flexibile și au o mare rezistență la fluaj, la abraziune și tensiune.

6.6.1.2.2 Îmbinarea țevelor

Țevile din material plastic se asamblază între ele cu fittinguri, prin sudare, lipite și înfiletate, astfel:

- țevile din polietilenă reticulară (ex: țevi tip TC - EUROFLEX) se îmbină cu fittinguri din alamă cromată prin presare la rece cu un inel de presare-etanșare. Gama de fittinguri permite trecerea în instalație de la un tip de material existent (oțel sau cupru) la tubul TC-EUROFLEX.

La operația de îmbinare, fittingul poate



Tabelul 6.6.8. Coeficienți de dilatare

Tipul materialului țevii	Coeficientul de dilatare α [mm/m·K]
oțel (OL)	$12,5 \times 10^{-6}$
cupru (CU)	$16,5 \times 10^{-6}$
TC-GLASTOFERAN	70×10^{-6}
Policlorură de vinil (PVC)	80×10^{-6}
Polibutilenă (PB)	130×10^{-6}
Polipropilenă (PP)	150×10^{-6}
Polietilenă (PE)	200×10^{-6}

fi rotit la cald, prin încălzire cu aer cald - fără ca etanșeitatea să fie afectată.

Există sisteme din tuburi din PE-xa cu îmbinare prin manșon alunecător, îmbinare nedemontabilă ce poate fi pozată în șapă sau tencuială (vezi sisteme REHAU, la finalul volumului).

- țevile din policlorură de vinil tip TC - QUICKPIPE se îmbină prin fittinguri și armături executate din același material precum și prin fittinguri din alamă cromată sau nu. Legăturile se realizează prin lipire la rece cu adeziv, operațiile de lucru fiind prezentate în fig. 6.6.7.

6.6.1.2.3 Susținerea și prinderea țevilor

Țevile din material plastic, ca și cele din metal, folosesc profile metalice de susținere, fixare și insonorizare. Gama acestor profile este foarte variată depinzând de caracteristicile țevii și locul de montare. Firma germană MÜPRO GmbH a realizat elemente de fixare (fig. 6.6.8b) și coliere de susținere (fig. 6.6.8c).

Colierele de susținere a țevilor sunt protejate cu garnituri insonorizante și se folosesc tipurile: colier standard cu două șuruburi; colier cu două șuruburi sistem pivotant - desfacere fără deșurubare; colier cu cochilie din poliuretan dur și colier pentru tubulatură industrială. Elementele de susținere a țevilor din material plastic pot fi utilizate și pentru susținerea și prinderea conductelor din metal, în special, a celor cu diametre mici.

6.6.1.2.4 Preluarea dilatării țevilor din materiale plastice

Unul din dezavantajele țevilor din materiale plastice îl reprezintă faptul că au coeficienți de dilatare mult mai mari decât ai celor din metale (5...15 ori) (tab. 6.6.8). Pentru preluarea dilatărilor se prevăd, pe traseu, curbe și compensatoare în formă de U sau Z. Pentru conductele de tip TC - QUICKPIPE GLASTOFERAN în fig. 6.6.9. sunt prezentate caracteristicile constructive ale tipurilor de compensatoare, ale căror valori se pot lua din diagrama din fig. 6.6.10.

Ex.: pentru o conductă tip TC - QUICKPIPE cu un diametru $D = 25$ mm, o lungime $L = 10$ m și o diferență de temperatură $\Delta T = 50$ K, alegând un compensator de tip U (fig. 6.6.9), se obține lungimea brațului $a = 100$ cm (fig. 6.6.10); considerând raportul $a/b = 1/1$, rezultă că și brațul $b = 100$ cm.

6.6.1.3 Țevi din cupru

Țevile sunt realizate din cupru dezoxat cu fosfor. Sunt obținute prin tragere fără sudură longitudinală și prezintă următoarele caracteristici tehnice: conductivitate termică: $\lambda = 378$ W/m·K și coeficientul de dilatare $\alpha = 16 \cdot 10^{-6}$ m/m·K. Avantajele țevilor din cupru sunt: ușurința în procesul de montare, executarea îmbinărilor în timp scurt, pierderi de sarcină, rezistență mare la coroziune, rezistență mare la presiuni interioare ale fluidelor etc. Ele se pot livra încolăcit sau în tronsoane drepte (4...6 m). Dezavantajele țevilor din cupru constau în faptul că sunt foarte scumpe.

Îmbinarea țevilor din cupru se face, ca și la celelalte tipuri de țevi, prin: fittinguri, manșoane, reducții, teuri, coturi și curbe de diverse mărimi.

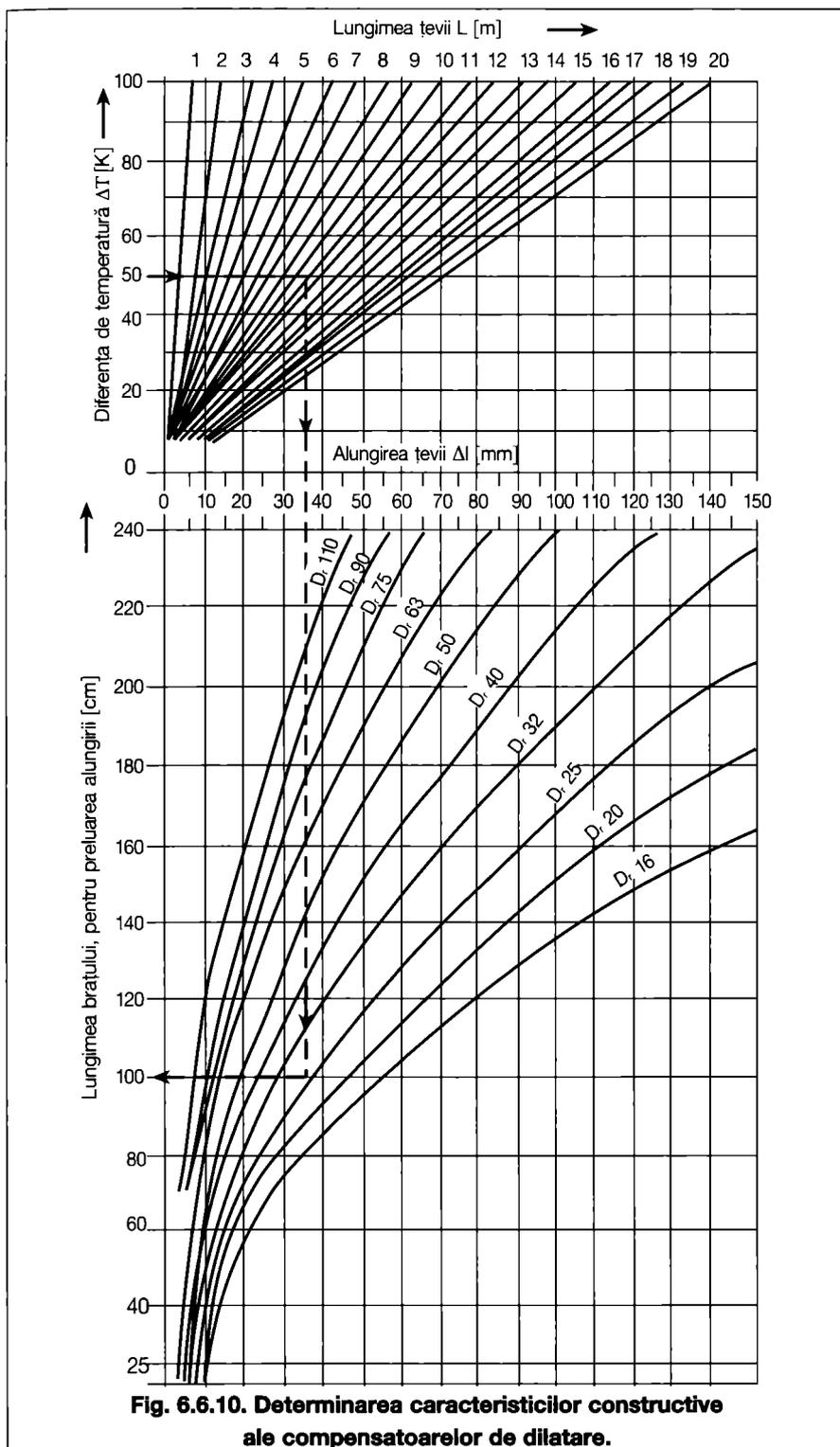


Fig. 6.6.10. Determinarea caracteristicilor constructive ale compensatoarelor de dilatare.

Asamblarea țevilor se poate face cu: sudare prin capilaritate (cap la cap), racorduri mecanice (prin compresie; guler strâns prevăzut sau nu cu garnitură din material plastic; guler de formă tronconică evazată și strângere cu piuliță specială) și fără racorduri intermediare, prin procedeul țevă în țevă și sudare prin capilaritate. În tab. 6.6.9 sunt date caracteristicile constructive ale conductelor din cupru.

6.6.1.4 Țevi preizolate

Din această categorie fac parte țevile metalice preizolate termic cu spumă poliuretanică:

- *țevile preizolate tip ISOPLUS* prezintă următoarele caracteristici tehnice: diametre între 3/4 și 6", lungimea de livrare 6 m; izolația termică este realizată cu spumă tare de poliuretanic (PUR); protecția exterioară este realizată cu manta confecționată din polietile-

nă dură (PED) ce asigură dilatare liniară $\alpha = 200 \cdot 10^{-6} \text{ m/m}\cdot\text{K}$; coeficientul de conductivitate termică $\lambda = 0,44 \text{ W/m}\cdot\text{K}$. Țevile destinate rețelelor montate aerian (stâlpi, console etc.) sunt protejate cu o manta realizată din aluminiu, tip SPIKO. Îmbinarea conductelor se realizează cu:

- curbe realizate din coturi prezințate sau prin îndoire la rece. Curbele au capete drepte de minimum 0,5 m, sudura realizându-se în mediu protector ce asigură o îmbinare perfectă. Stratul de bază se sudează cu instalația de sudat în argon iar următoarele straturi cu instalația de sudat cu CO_2 ;
- ramificații, care au compoziția identică cu a țevii de transport, ele fiind preizolate în fabrică;
- manșoane utilizate pentru izolarea și etanșarea țăvilor de transport; interiorul se umple cu aceeași spumă ca și țevile;

- *țevile preizolate tip IZOTEROM* produse de S.C Izoterm SRL Baia Mare, prezintă următoarele caracteristici tehnice: diametre între 20 și 1000 mm; izolație termică realizată din spumă poliuretanică rigidă (PUR) - ELASTOPOR marcă a concernului german BASF; protecție mecanică 2 izolații termice - la montaj aerian, tub spirală din tablă de aluminiu, iar la montaj subteran - tub din polietilenă de înaltă densitate (PEHD). În tabelul 6.6.10 sunt date toate prevederile specifice de căldură în W/m, pentru țevi preizolate montate în pământ (adâncimea $h = 0,80 \text{ m}$, temperatura solului $\theta_s = 6^\circ\text{C}$ și coeficientul de conductivitate al solului $\lambda_s = 1,0 \text{ W/m}\cdot\text{K}$) și țevi preizolate montate aerian (temperatura existentă $\lambda_s = 1,0 \text{ W/m}\cdot\text{K}$);

- *țevile preizolate ECOFLEX* (fig. 6.6.11ab) sunt executate din una/două conducte centrale PE-X (polietilenă re-

Diam. ext. De [mm]	Grosimea peretelui g [mm]						Diam. nom Di [mm]
	0,8	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	
6	x	x					4
8	x	x					6
10	x	x					8
12	x	0					10
15	x	0	x				13
18		0	x				15
22		0	x				20
28		x	0				25
35			0				32
42			0	x			40
54			x	0			50
64				0			-
76,1				0	x		65
88,9				0	x		80
108					0	x	100

x - diametrele uzuale; 0 - diametrele ne uzuale

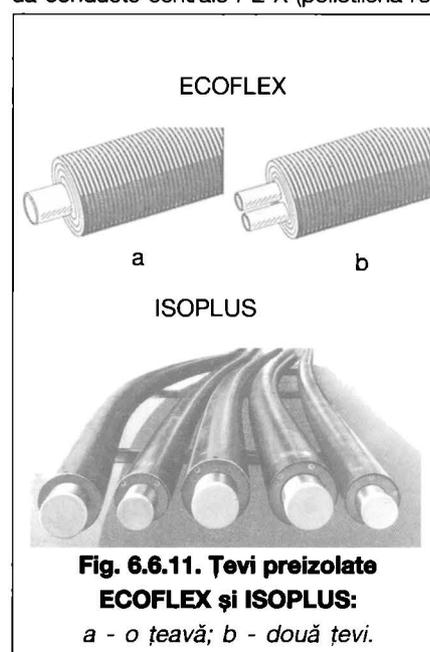


Fig. 6.6.11. Țevi preizolate ECOFLEX și ISOPLUS:
a - o țevă; b - două țevi.

Dn	Diametru exterior manta de protecție		Pierdere specifică de căldură [W/m] la diverse temperaturi ale agentului termic ...°C															
	montaj în pământ	montaj aerian	50		70		90		110		130		150		180		200	
			[mm]	[mm]	m.p*	m.a**	m.p	m.a										
50	110	110	5	16	7	21	10	25	12	30	14	35	17	40	20	47	23	52
65	160	150	5	16	7	21	9	26	12	31	14	35	17	41	20	48	23	53
80	160	150	6	20	9	26	12	33	15	39	18	45	21	51	25	61	28	67
100	200	200	6	19	9	25	11	31	14	37	17	43	20	49	24	59	27	64
125	200	200	6	30	8	39	11	48	14	58	17	46	20	76	24	90	26	99
150	225	250	8	27	11	36	15	43	19	51	22	60	26	68	31	80	35	88
200	315	315	10	34	14	45	19	55	23	65	28	76	33	86	39	102	44	113
250	400	400	9	33	14	43	18	53	23	63	27	73	32	83	39	98	43	108
300	500	500	8	28	12	37	16	46	20	54	24	63	28	72	34	65	38	94
400	630	600	10	31	15	40	20	49	25	59	30	68	35	78	42	92	47	101
500	710	710	14	46	21	60	27	75	34	89	40	103	47	117	57	109	63	153

*m.p - montaj în pământ
**m.a - montaj aerian.

ticulată), materialul izolator termic PE - X și mantaua protectoare PE - HD (polietilenă de înaltă densitate). Caracteristicile tehnice sunt date în tab. 6.6.10.

Piesele de legătură sunt, în general, din alamă cu dimensiuni corespunzătoare conductelor. În punctele în care au loc derivații, trecerea de la sistemele cu o singură țevă la cele cu două țevi, precum și montarea de vane, se prevăd camere de control.

6.6.2. Robinete de reglare la corpurile de încălzire

Sunt utilizate pentru reglarea debitului de agent termic și a pierderilor de sarcină la corpurile de încălzire. Gama este destul de variată.

Se folosesc:

- robinete manuale,
- termostactice și
- cu 4 căi.

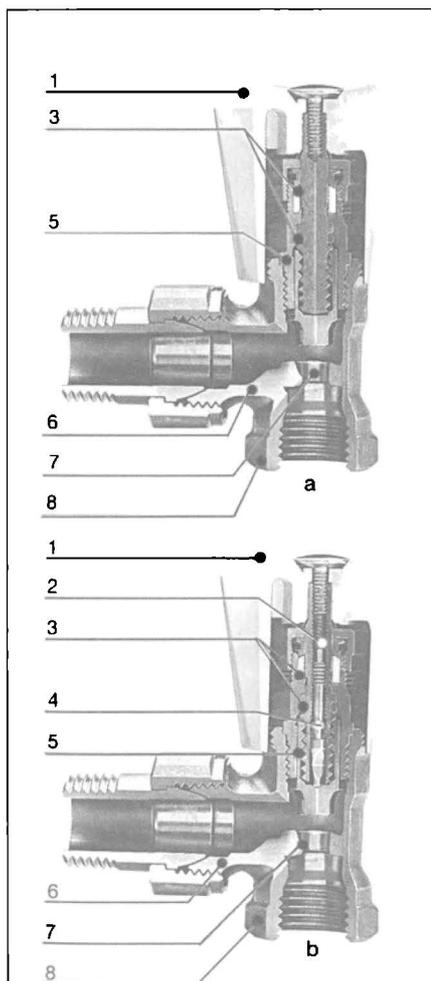
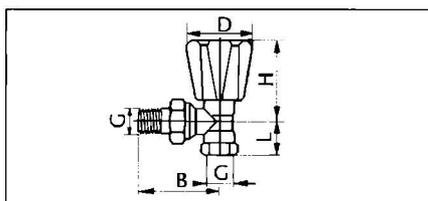


Fig. 6.6.12. Robinet manual COMAP:
 a - simplă reglare; b - dublă reglare
 1 - corp de manevră; 2 - piesă mobilă cu tijă cadru; 3 - presetupă pentru dublă etanșare; 4 - dispozitiv de reglare; 5 - piesă manuală de schimbare (cu o piesă termostactică și o piesă de golire); 6 - corpul robinetului; 7 - ventil; 8 - piesă de prindere filetată.

6.6.2.1 Robinete manuale

Sunt: robinetele cu simplă reglare (fig. 6.6.12,a) și dublă reglare (fig. 6.6.12,b) de pe conductele de ducere și de întoarcere.



Tabelul 6.6.11. Caracteristicile constructive ale robinetelor cu dublă reglare colțare tip COMAP

G	B	D	H	L
3/8"	49	43	59	20
1/2"	53	43	58	23
3/4"	63	43	57,5	26
1"	73	43	56	30,5

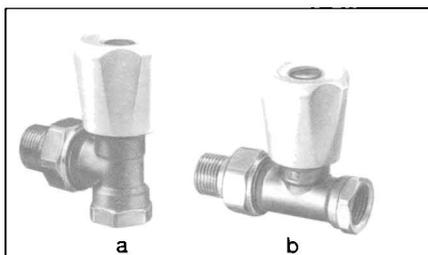
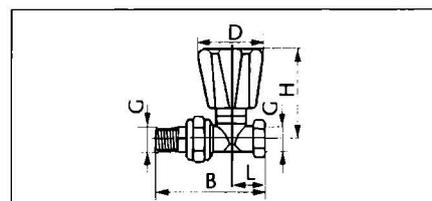


Fig. 6.6.13. Robinete cu dublă reglare:
 a - colțar; b - drept.

6.6.2.1.1 Robinete cu simplă reglare

Echilibrarea se face pe racordul de reglare. Firma franceză EUROSAR COMAP produce robinete colțare sau drepte cu dimensiuni de 3/8...3/4" cu



Tabelul 6.6.12. Caracteristicile constructive ale robinetelor cu dublă reglare drepte tip COMAP

G	B	D	H	L
3/8"	75	43	61,5	26,5
1/2"	82	43	61,5	29,5
3/4"	98	43	59,5	33,5
1"	102	43	67	32

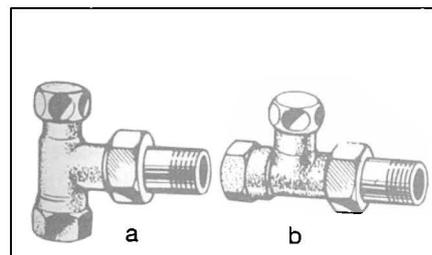


Fig. 6.6.15. Armături de reglare pe conducte de întoarcere:
 a - colțar; b - drept.

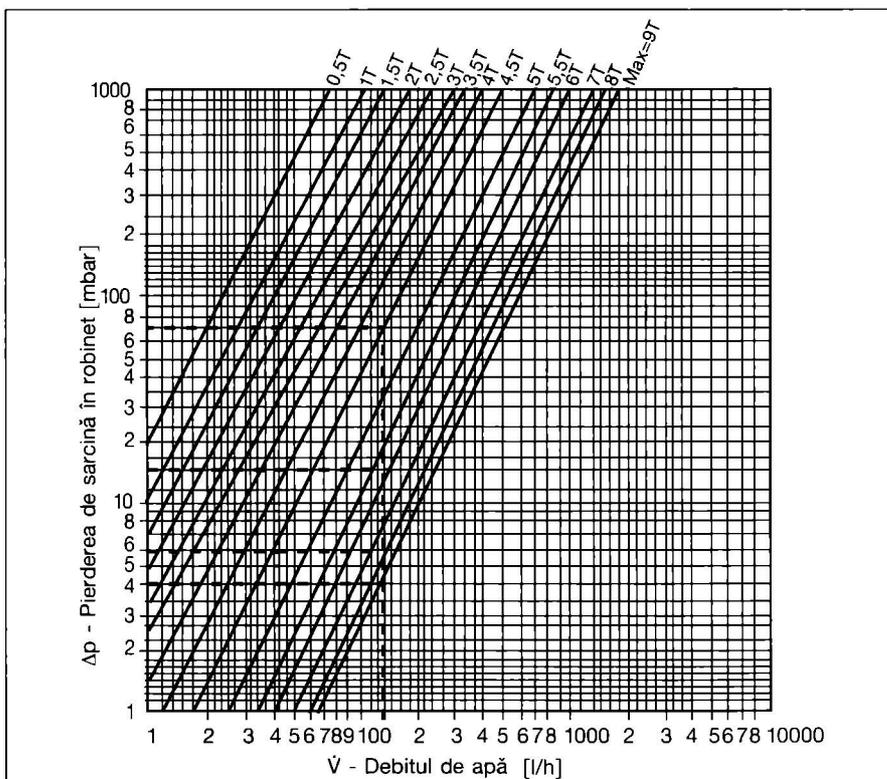


Fig. 6.6.14. Pierderea de sarcină în robinetul cu dublă reglare în funcție de debit și treapta de reglare T:

Notă: coeficienții K_v pentru robinet colțar sunt: $D_r = 3/8"/K_v = 1,7$; $1/2"/1,9$; $3/4"/3,3$; $1"/8,5$ iar pentru robinet drept: $D_r = 3/8"/K_v = 1$; $1/2"/1,25$; $3/4"/2,5$; $1"/6,5$.

prindere prin filetare sau sudare de conductă de legătură.

6.6.2.1.2 Robinete cu dublă reglare

Echilibrarea se realizează prin limitarea ridicării clapetei datorită unui șurub micrometric încorporat și reglat cu o

cheie specială.

Aceeași firmă franceză COMAP produce robinete colțare (fig. 6.6.13 a) și robinete drepte (fig. 6.6.13 b) ale căror caracteristici constructive sunt date în tabelele 6.6.11 și 6.6.12.

Legătura dintre debitul de fluid și

pierderile de sarcină la un robinet cu dublă reglare, în funcție de treapta de reglare, este prezentată în nomograma din fig. 6.6.14.

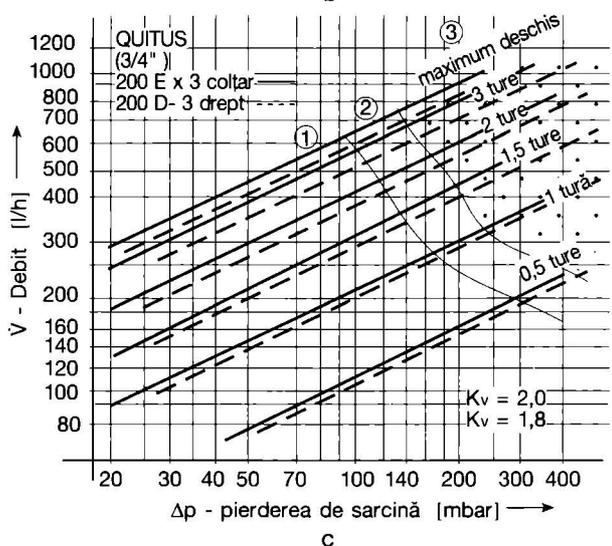
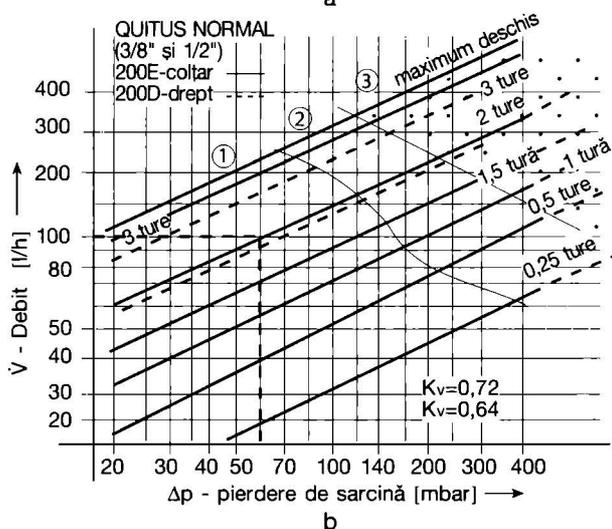
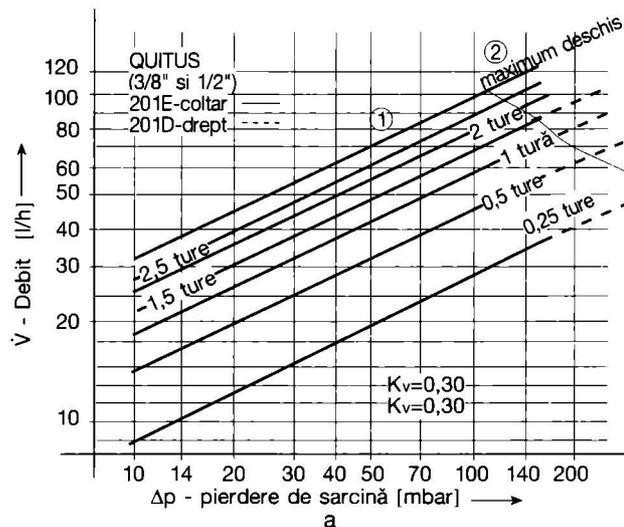


Fig. 6.6.16. Caracteristicile hidraulice ale armăturilor de reglare tip Qitus:

a - debite mici; b - debite normale; c - debite mari;

1 - zonă fără zgomot; 2 - zonă cu zgomot; 3 - zonă cu zgomot puternic.

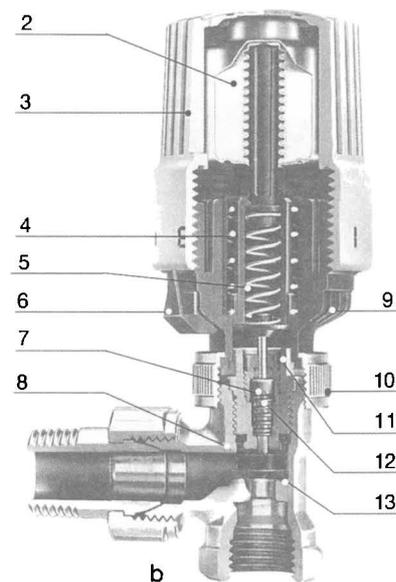
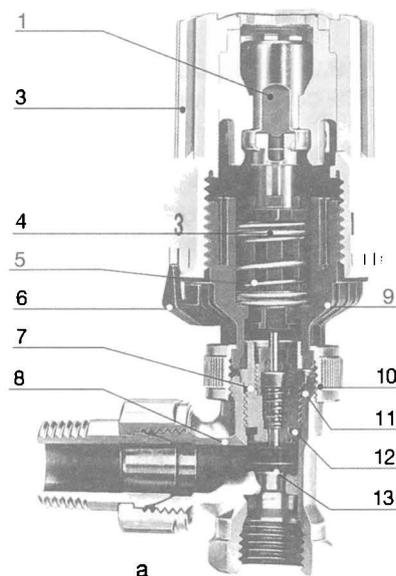


Fig. 6.6.17. Robinete termostactice:

a - corpul cu sondă integrată și dilatare cu ceară;

b - corpul cu sondă integrată și dilatare cu lichid

1 - fluidul de lucru - ceară; 2 - fluidul de lucru - lichid; 3 - corp manevră; 4 - resort de compensare a sarcinii; 5 - resort de supracursă; 6 - reper de consemn; 7 - mecanism termostatic; 8 - corpul robinetului; 9 - cursa limită; 10 - piuliță metalică de fixare a capului; 11 - etanșare; 12 - resort de revenire; 13 - ventil.

6.6.2.2 Armături de reglare pe conducta de întoarcere

Se folosesc armături colțare (fig. 6.6.15a) și armături drepte (fig. 6.6.15b). Ca firme constructoare se pot cita: firma PORQUET execută armături de reglare drepte și colțare cu diametre de 3/8, 1/2, 3/4 și 1"; firma EUROSTAR COMAP execută armături drepte și colțare cu diametre de 3/8 și 1/2".

Pentru echilibrarea racordurilor la corpurile de încălzire firma franceză DESBORDES recomandă armăturile Quitus pentru care diagramele cu caracteristicile hidraulice sunt date în fig.

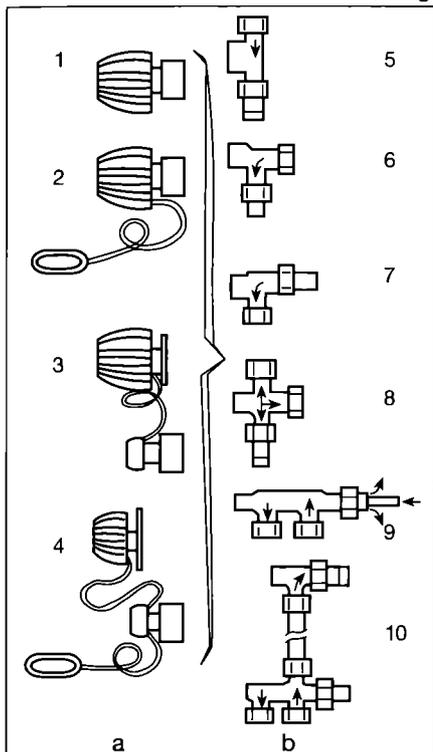


Fig. 6.6.18. Modele de robinete termostactice:

de robinete termostactice:

a - capete termostactice;

b - corpuri de robinete;

- 1 - bulb încorporat, detector și element de afișare încorporate;
- 2 - bulb la distanță, detector la distanță, element de afișare încorporat;
- 3 - bulb și afișare la distanță; 4 - bulb de afișare la distanță, separate;
- 5 - robinet cu 2 căi drepte; 6 - de colț; 7 - de colț inversat; 8 - robinet cu 3 căi;
- 9 - robinet cu 4 căi; 10 - montare distribuitor.

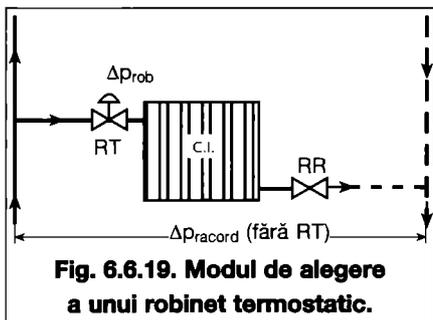


Fig. 6.6.19. Modul de alegere a unui robinet termostatic.

Tabelul 6.6.13. Vitezele maxime admise în țevile pe care se montează armăturile de reglare

Tipul rețelei pe care se face montajul	Conducte din oțel		Conducte din cupru	
	Diametru [mm]	Viteză [m/s]	Diametru [mm]	Viteza, [m/s]
Rețele de distribuție pentru alimentări de etaj	12/17	0,45	10/12	0,45
	15/21	0,55	12/14	0,50
	20/27	0,70	14/16	0,55
	26/34	0,80	16/18	0,60
Rețele de distribuție de tip subsol	33/42	0,90	18/20	0,65
	40/49	0,95	20/22	0,70
	50/60	1,00-1,10	-	-
	-	-	-	-
Serpentine de încălzire prin radiație de pardoseală, înglobate în dale din beton	15/21	0,70	14/16	0,70
	20/27	0,80	16/18	0,75
	-	-	18/20	0,80
Instalații de încălzire monotub, cu corpuri de încălzire montate în serie, fără deviere	12/17	0,65	12/14	0,70
	15/21	0,75	14/16	0,75
	20/27	0,85	16/18	0,80
	26/34	1,00	18/20	0,90
	33/42	1,20	20/22	1,00

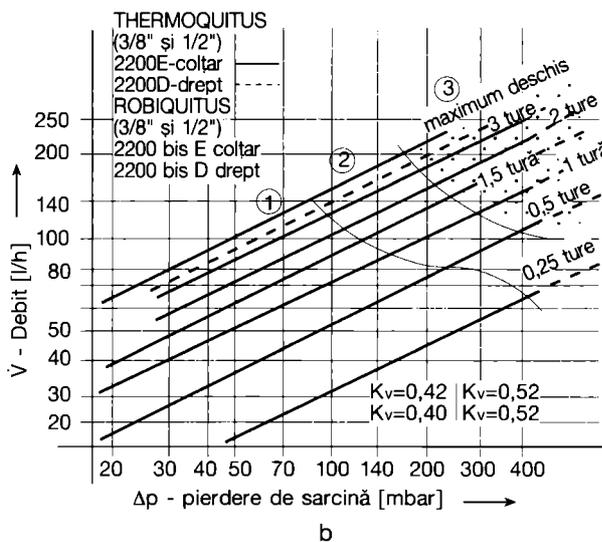
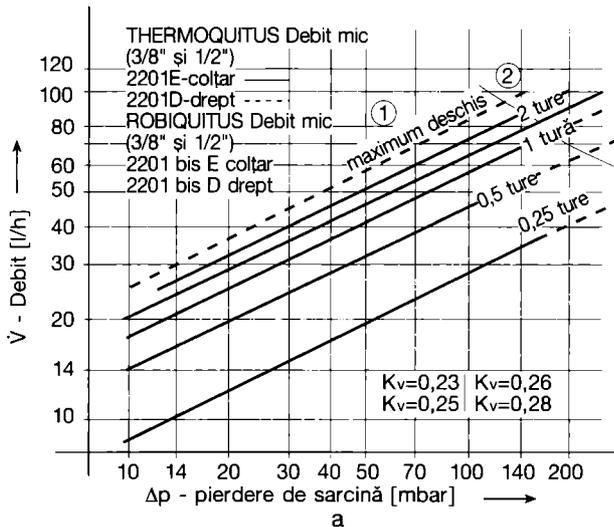
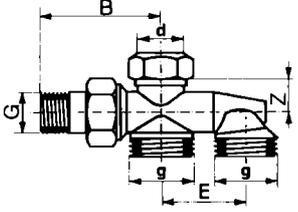
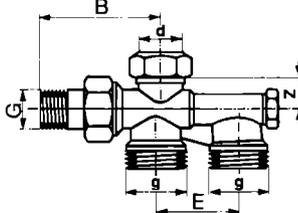
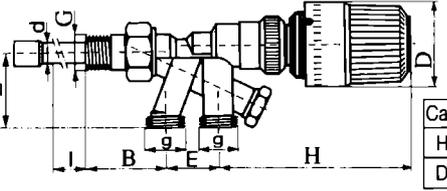


Fig. 6.6.20. Caracteristicile hidraulice ale robinetelor termostactice tip Thermoquitus și Robiquitus:

a - debite mici; b - debite normale;

1 - zonă fără zgomot; 2 - zonă cu zgomot; 3 - zonă cu zgomot puternic.

Tabelul 6.6.14. Caracteristicile constructive ale distribuitorilor COMAP - rețele bitub

a								
Cod	Ref.	G	g	d	B	Z	E	
438772	715	1/2"	M22x1,5	15	51	10	35	
b								
Cod	Ref.	G	g	d	B	Z	E	
438922	915	1/2"	M22x1,5	15	51	10	35	
438954	915 A	1/2"	1/2"					
c								
Cod	Ref.	G	g	B	d	I	E	L
920022	920	1/2"	M22x1,5	46	12	112	35	48
920105	920 A	1/2"	1/2"					

Cap	6803*	7803	505	6803C
H	103	104	59,5	71,5
D	49	49	38	35,5

6.6.16 a, b și c.

Alegerea unei armături tip Quitus se face în funcție de presiunea disponibilă Δp_f care trebuie disipată și debitul de apă \dot{V} [l/h] sau [m³/h]. Rezultă din diagrame treapta de reglare. Pentru utilizarea economică a acestor armături se recomandă ca viteze maxime ale apei cele menționate în tabelul 6.6.13.

Exemplul de calcul 1

Se consideră recordul unui corp de încălzire cu diametrul $D = 1/2''$ cu o putere termică $\Phi = 2320$ W și un excedent de presiune $\Delta p = 60$ mbar. Căderea de temperatură în corpul de încălzire $\Delta T = 20$ K

Se cere alegerea armăturii și treapta de reglare.

Rezolvare

Debitul de apă ce traversează robinetul este:

$$\dot{V} = \frac{\Phi}{c_p \cdot \Delta T} = \frac{2320}{1,16 \cdot 20} = 100 \text{ l/h,}$$

în care căldura masică specifică este $c = 1,163$ W-h/kg-K.

Din diagrama 6.6.16 b rezultă o armătură de reglare (dreaptă sau colțar) cu un număr de ture $n_t = f(\dot{V}, \Delta p)$

$$n_t = f(100 \text{ l/h; } 60 \text{ mbar}) = 2 \text{ ture}$$

6.6.2.3 Robinete termostatic

Sunt robinete de reglare automată acționând asupra debitului de fluid al corpului de încălzire; pentru menținerea temperaturii constante, într-o încălzire, independent de temperatura apei calde. Ele se compun din două părți:

- corpul termostatului care are diverse forme: colț, drept, de colț inversat, cu prereglare încorporată, construcție specială etc;

- capul termostatului care cuprinde elementul de detecție și de comandă și care conține într-un rezervor o substanță în stare de vapor, lichidă sau solidă.

Cele mai utilizate robinete termostatic sunt cele care utilizează ca material de dilatare ceară (fig. 6.6.17 a) sau lichid (fig. 6.6.17 b).

De asemenea, capul termostatului se execută cu: sonda încorporată, cu sonda la distanță, cu sonda și comanda la distanță, cu adaptare pentru alte tipuri (fig. 6.6.18).

Robinetele termostatic, indiferent de varianta de fabricație, prezintă caracteristicile tehnice următoare:

- deschiderea nominală a ventilului (de la 0,3 la 2 mm) ce corespunde unui ecart de temperatură de la 0,5 la 2,5 K;

- plaja cuprinsă între deschiderea și închiderea nominală constituie plaja de

acțiune efectivă a robinetului și ea corespunde unei reglări proporționale;

- timpul de răspuns al traductorului de temperatură este scurt fiind, în mod obișnuit, cuprins între 12 și 30 minute.

- intervalul de reglare a temperaturii ambiante este de la +5 °C (total închis) până la 36 °C (total deschis) iar temperatura maximă a agentului termic, până la 110 °C;

- caracteristica de deplasare a ventilului

pentru o temperatură crescătoare sau descrescătoare nu este aceeași (cauzată de pierderile de sarcină) realizându-se o diferență de temperatură (hysterezis) destul de mică între curbele caracteristice deschiderii și închiderii ventilului;

- coeficientul de debit K_v este o mărime ce caracterizează punctul de funcționare a robinetului termostatic (specificat de fiecare fabricant de robinete termostatic) reprezentând un debit în m³/h.

La alegerea unui robinet termostatic este necesar să se țină seama de 3 caracteristici principale:

1° - coeficientul K_v calculat cu relația

$$K_v = \frac{\dot{V}}{\sqrt{\Delta p}} \quad (6.7.1)$$

în care:

\dot{V} - este debitul de fluid [m³/h] iar

Δp - este diferența de presiune

$$\Delta p = 1 \text{ bar.}$$

2° - banda de proporționalitate B_p care reprezintă evoluția temperaturii interioare necesare pentru care robinetul trece de la poziția de deschidere nominală la poziția de închidere completă.

În general $B_p \approx 2$ K.

3° - autoritatea hidraulică a care caracterizează eficacitatea cu care robinetul va modifica debitul din circuitul pe care-l controlează, exprimată prin relația:

$$a = \frac{\Delta p_{\text{robinet}}}{\Delta p_{\text{robinet}} + \Delta p_{\text{racord}}} \quad (6.7.2)$$

în care:

$\Delta p_{\text{robinet}}$ - este pierderea de sarcină în robinet la poziția de deschidere nominală [Pa];

Δp_{racord} - pierderea de sarcină în racordul corpului de încălzire fără a lua în calcul și robinetul (fig. 6.6.19).

Un robinet funcționează cu atât mai bine cu cât autoritatea hidraulică este mare.

Se au în vedere limitele practice:

• pierderile de sarcină în robinet $\Delta p_{\text{robinet}} \leq 0,4$ bar pentru a evita zgomotul în instalație;

• autoritatea hidraulică $a = 0,3 \dots 0,6$

Gama de robinete termostatic este destul de variată, ele fiind fabricate de firme ca: GIACOMINI, DANFOSS, DESBORDES, EUROSAR-COMAP HERZ, HEIMEIER etc. Din gama robine-

Tabelul 6.6.15. Caracteristicile constructive ale distribuitorilor COMAP - rețele monotub

a								
alimentare sus-jos fără golire								
Cod	Ref.	G	g	d	B	Z	E	
438322	338	1/2"	M22x1,5	15	51	10	35	
438324	338	1/2"	M24x1,5					
b								
alimentare sus-jos cu golire și reglare hidraulică								
Cod	Ref.	G	g	d	B	Z	E	
438522	538	1/2"	M22x1,5	15	51	10	35	
438524	538	1/2"	M24x1,5					
438554	538A	1/2"	1/2"					
c								
alimentare jos- sus cu golire și cap manual								
Cod	Ref.	G	g	B	d	I	E	H
443622	443	1/2"	M22x1,5	46	12	112	35	58
443524	443	1/2"	M24x1,5	49				
d								
alimentare jos-jos cu golire și cap termostatic								
Cap	6803*	7803	505	6803C				
H	103	104	59,5	71,5				
D	49	49	38	35,5				
Cod	Ref.	G	g	B	d	I	E	L
444522	444	1/2"	M22x1,5	46	12	112	35	48
444524	444	1/2"	M24x1,5					
444604	444A	1/2"	1/2"					

Tabelul 6.6.16 b. Caracteristicile constructive ale clapetelor robinetelor cu 4 căi, tip COMAP

cap manual colțar cu simplă sau dublă reglare						
Cod	Ref.	G	B	D	H	L
408204	408 U	1/2"	53	43	58	23
418204	418U					

Tabelul 6.6.17. Caracteristicile constructive ale robinetelor cu ventil sferic a- tip R650 GIACOMINI; b - tip ARMĂTURA CLUJ-NAPOCA

a- tip R650 GIACOMINI;						
b - tip ARMĂTURA CLUJ-NAPOCA						
R650	P	A	B	C	Kv	
3/8"	8	40	23,4	42	6,6	
1/2"	10	47	32,8	78	6,7	
3/4"	15	52	36,1	78	12,7	
1"	20	62,5	47,4	96	24,6	
1 1/4"	25	71,4	51,4	96	48,5	
1 1/2"	32	83,2	56,4	96	98	
2"	40	96,8	70,6	138	140	

	D 3/8"	1/2"	3/4"	1"	1 1/4"	1 1/2"	2"
H[mm]	40	46	51	56	63	77	80
L[mm]	110	124	128	160	165	220	230
I[mm]	48	56	66	78	88	98	112

Material: alamă
 Fluid de lucru: apă, ulei, gaze naturale, abur
 Temperatura maximă: 100°C

căror caracteristici hidraulice sunt date în diagramele din fig. 6.6.20.

De asemenea, în fig. 6.6.21 sunt date caracteristicile hidraulice ale robinetelor termostactice COMAP în variante cu coeficientul de debit K_v constant în raport

Tabelul 6.6.16 a. Caracteristicile constructive ale clapetelor robinetelor cu 4 căi, tip COMAP

		cap termostatic colțar			
Cap	6803	7803	505	6803C	
H	107	108	63,5	75,5	
D	49	49	38	35,5	
Cod	Ref.	G	B	L	
908604	908	1/2"	53	37	

telor termostactice fabricate de firma DES-BORDES pentru corpurile de încălzire sunt recomandate modelele TERMOQUITUS și ROBIQUITUS (colțare sau drepte) ale

cu banda de proporționalitate B_p

termostatic, $\Delta p_{racord} = 0,045 \text{ bar}$.

Exemplul de calcul 2

Se consideră un corp de încălzire de putere termică $\Phi = 1850 \text{ W}$ și o cădere de temperatură $\Delta T = 20 \text{ K}$. Se cere alegerea unui robinet termostatic care să asigure o bandă de proporționalitate $B_p = 2 \text{ }^\circ\text{C}$, cunoscând că pierderea de sarcină pe racordul corpului de încălzire fără a lua în calcul robinetul

Rezolvare

- debitul de fluid G care traversează robinetul:

$$\dot{V} = \frac{\Phi}{c \cdot \Delta T} = \frac{1850}{1,163 \cdot 20} = 79 \text{ l/h} = 0,079 \text{ m}^3/\text{h}$$

- coeficientul de debit K_v cu relația 6.7.1 $K_v = \dot{V}/\sqrt{\Delta p} = 0,079 / \sqrt{1} = 0,079$
- din diagrama din fig. 6.6.21 b,

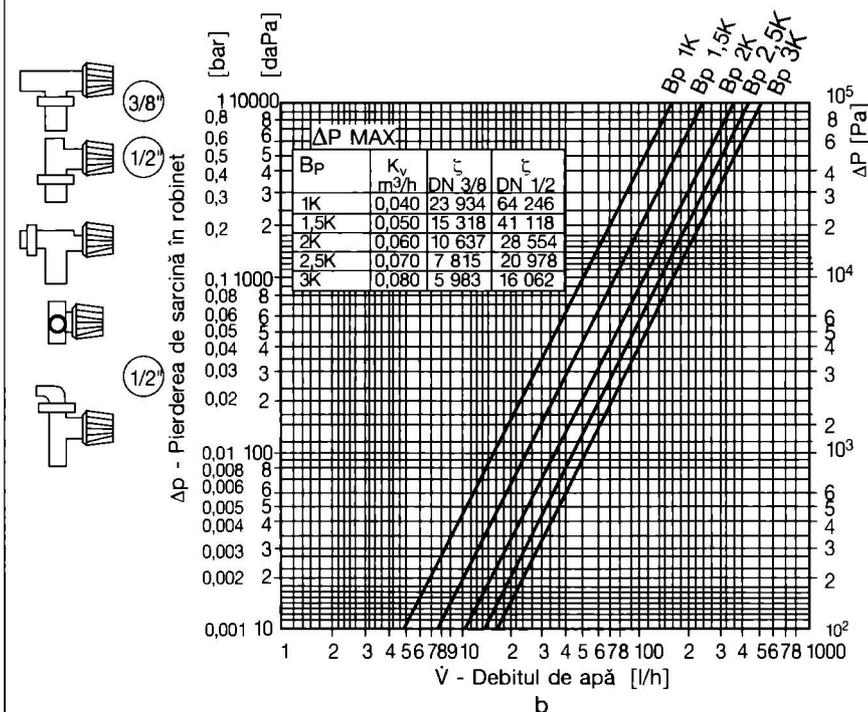
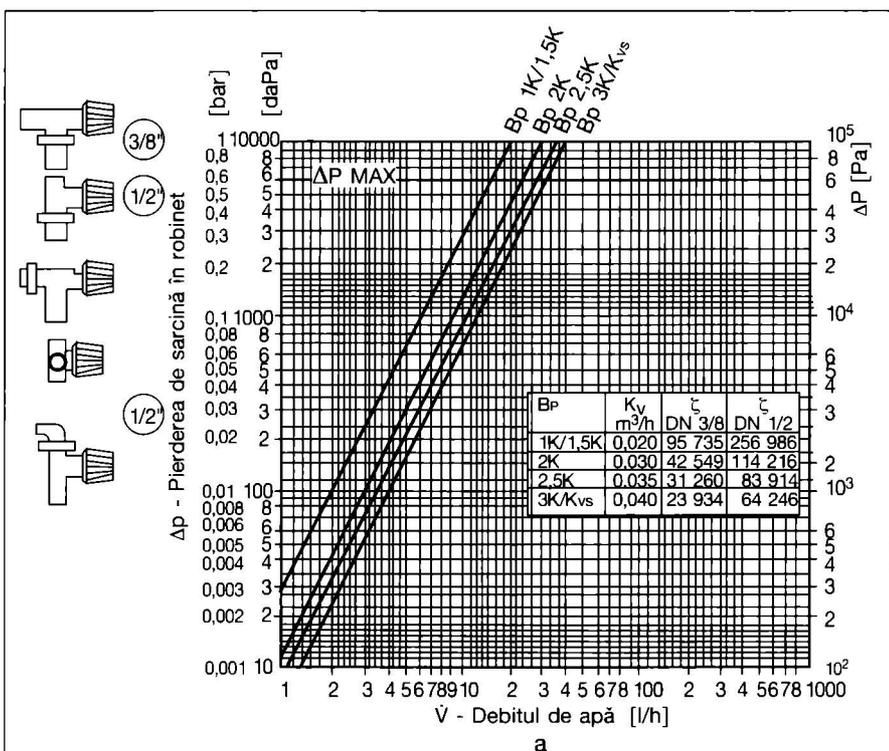


Fig. 6.6.21. Caracteristicile hidraulice ale robinetelor termostactice tip COMAP:

a - pentru $K_v = 0,02...0,04$; b - pentru $K_v = 0,17...0,50$.

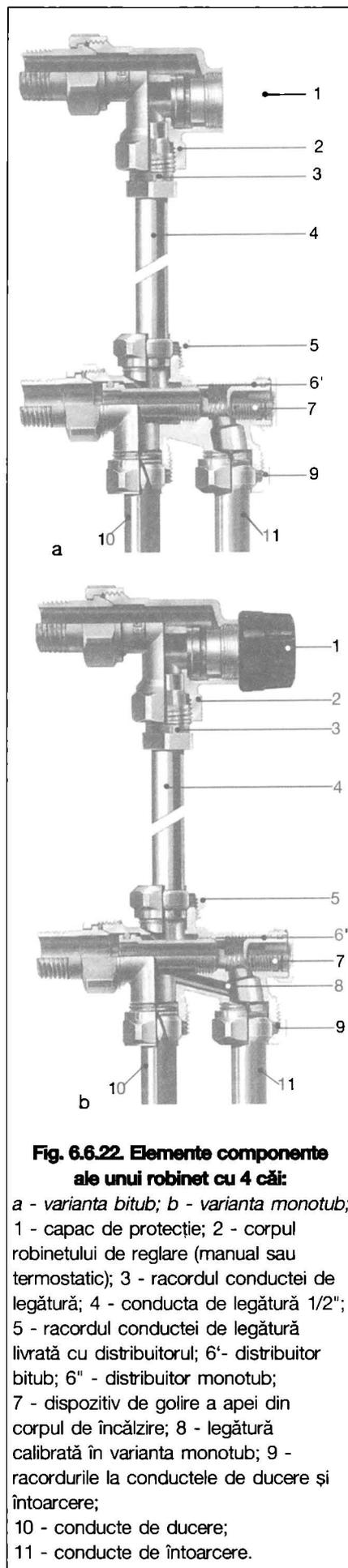


Fig. 6.6.22. Elemente componente ale unui robinet cu 4 căi:

- a - varianta bitub;
- b - varianta monotub;
- 1 - capac de protecție;
- 2 - corpul robinetului de reglare (manual sau termostatic);
- 3 - racordul conductei de legătură;
- 4 - conducta de legătură 1/2";
- 5 - racordul conductei de legătură livrată cu distribuitorul;
- 6' - distribuitor bitub;
- 6'' - distribuitor monotub;
- 7 - dispozitiv de golire a apei din corpul de încălzire;
- 8 - legătură calibrată în varianta monotub;
- 9 - racordurile la conductele de ducere și întoarcere;
- 10 - conducte de ducere;
- 11 - conducte de întoarcere.

$B_p = 2 \text{ }^\circ\text{C}$ și $\dot{V} = 79 \text{ l/h}$, se obține pierderea de sarcină locală:

$\Delta p_{\text{robinet}} = 0,060 \text{ bar}$ pentru un robinet de $3/8''$;

- se verifică autoritatea hidraulică cu relația 6.7.2

$$a = \Delta p_{\text{robinet}} / (\Delta p_{\text{robinet}} + \Delta p_{\text{racord}}) = 0,06 / (0,06 + 0,045) = 0,57$$

valoare care se înscrie în limitele normale.

Referitor la utilizarea robinetelor termostate este necesar de precizat că:

- asigură o reglare locală închizând sau deschizând admisia agentului termic în corpurile de încălzire atunci când în încăperea apar creșteri accidentale de căldură (oameni, aparate, energie solară etc.);
- nu asigură o reglare a instalației prevăzută să funcționeze cu temperatura constantă toată perioada de încălzire;
- nu se prevăd robinete termostate în încăperi unde se găsesc termostate de cameră legate la instalația centrală de reglare;
- în instalațiile de încălzire echipate cu robinete termostate se impune prevederea de robinete diferențiale pentru a evita zgomotele (fluierături) și a proteja pompa de circulație atunci când sunt închise robinetele termostate.

6.6.2.4 Robinete cu patru căi

Robinetele cu 4 căi, numite și armături, pentru racordare unică ARU, se utilizează pentru racordarea corpurilor de încălzire la instalațiile de încălzire.

Robinetele cu 4 căi (fig. 6.6.22) se clasifică astfel:

- după numărul de elemente componente: distribuitor și conductă de legătură;
- după construcția distribuitorului:
 - pentru alimentare, în varianta bitub sau monotub;
 - pentru alimentare, numai pe partea inferioară a corpului pe încălzire, (jos-jos);
 - pentru alimentare pe partea superioară și evacuare de la partea inferioară a corpului de încălzire (sus-jos).
- după modul de realizare a reglării: manual sau automat (cap termostatic).

Ele sunt fabricate într-o gamă destul de variată de firme, ca: GIACOMINI, EUROSAR-COMAP etc.

Alegerea robinetului cu 4 căi este condiționată de felul rețelei de distribuție (bitubulară sau monotubulară) și de modul în care se face alimentarea cu agent termic a corpurilor de încălzire (jos-jos sau sus-jos).

De asemenea, la un robinet cu 4 căi se alege: distribuitorul și organul de reglare (capul termostatic, capul manual).

Caracteristicile constructive pentru distribuitorii tip COMAP pentru rețele bitubulare sunt prezentate în tabelul 6.6.14 iar pentru rețele monotub, în tabelul 6.6.15.

Caracteristicile constructive pentru capetele robinetelor cu 4 căi, tip COMAP sunt prezentate în tabelele 6.6.16 a, b.

Pierderile de sarcină locale, în robinetele cu 4 căi tip COMAP, sunt date în diagrama din fig. 6.6.23 în funcție de debitul de apă G , modul de racordare și banda de proportionalitate B_p .

Firma GIACOMINI produce ventile cu 4 căi care prezintă, în linii generale, aceleași caracteristici constructive cu cele

COMAP, însoțite de diagrame de pierderi de sarcină locale (fig. 6.6.24) și diagrame de reglare hidraulică (fig. 6.6.25). Ultimele sunt construite pentru diferite moduri de racordare la rețelele de distribuție (bitub și monotub), pentru diferite valori ale coeficientului de debit K_v .

Exemplul de calcul 3

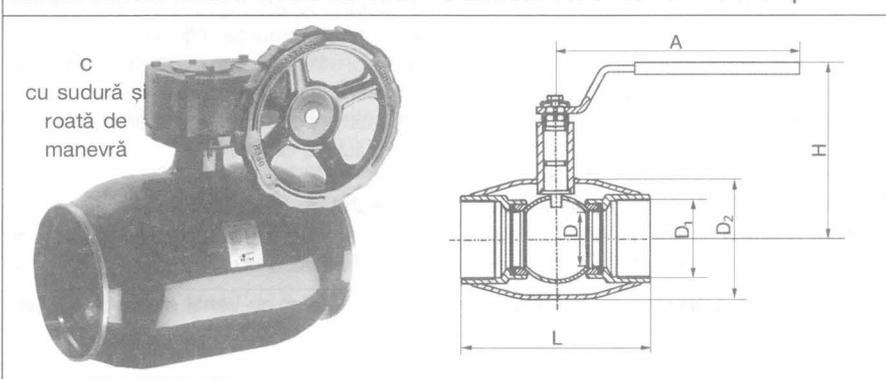
Se consideră un corp de încălzire de putere termică $\Phi = 2100 \text{ W}$ care se

Tabelul 6.6.18. Caracteristicile constructive ale robinetelor cu ventil sferic tip VEXVE

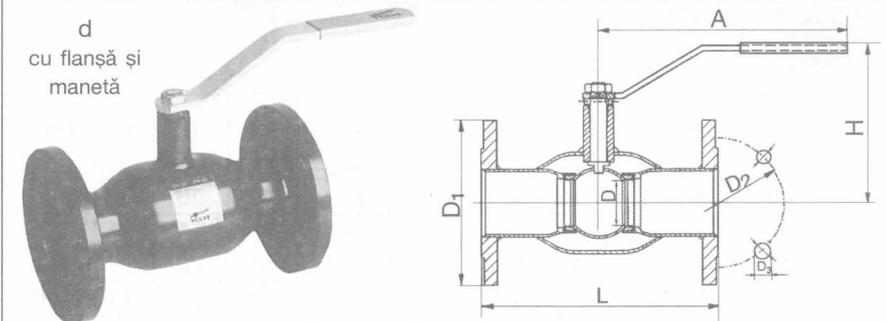
DN	PN	Produs nr.	D ₁	D ₂ [mm]	L [mm]	H [mm]	A [mm]	D [mm]	K _v [mm]	Masă [kg]
15	40	102 015	R 1/2	33,7	75	99	139	10	8	0,4
20	40	102 020	R 3/4	42,4	75	101	139	15	14	0,5
25	40	102 025	R1	48,3	90	107	150	20	25	0,7
32	40	102 032	R1 1/4	60,3	105	111	150	25	41	1,0
40	40	102 040	R 1 1/2	76,1	120	121	190	32	65	1,8
50	40	102 050	R2	88,9	145	128	190	40	103	2,2

DN	PN	Produs nr.	D ₁ [mm]	D ₂ [mm]	L [mm]	H [mm]	A [mm]	D [mm]	K _v [mm]	Masă [kg]
15	40	100 015	21,3	33,7	230	99	139	10	8	0,5
20	40	100 020	26,9	42,4	230	101	139	15	14	0,7
25	40	100 025	33,7	48,3	230	107	150	20	25	1,0
32	40	100 032	42,4	60,3	260	111	150	25	41	1,4
40	40	100 040	48,3	76,1	260	121	190	32	65	2,0
50	40	100 050	60,3	88,9	300	128	190	40	103	2,8
65	25	100 065	76,1	114,3	300	183	280	50	180	4,2
80	25	100 080	88,9	139,7	300	196	280	65	290	5,9
100	25	100 100	114,3	168,3	325	224	280	80	470	8,8
125	25	100 125	139,7	177,8	325	247	420	100	830	13,5
150	25	100 150	168,3	219,1	350	288	600	125	1150	18,1
200	25	100 200	219,1	273,0	400	272	900	150	1750	37,0
250	25	100 250	273,0	355,6	530	331	1200	200	3200	75,5
300	25	100 300	323,9	457,0	550	-	-	250	4600	107,0

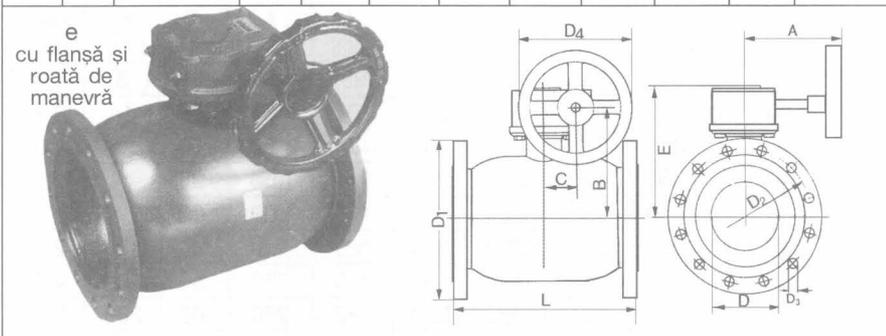
Tabelul 6.6.18. Caracteristicile constructive ale robinetelor cu ventil sferic tip VEXVE



DN	PN	Produs nr.	D ₁ [mm]	D ₂ [mm]	D ₃ [mm]	L [mm]	A [mm]	B [mm]	C [mm]	D [mm]	E [mm]	K _V [mm]	Masă [kg]
150	25	104 150	168,3	219,1	250	350	205	239	70,5	125	288	1 150	26,6
200	25	104 200	219,1	273,0	250	400	205	242	70,5	150	291	1 750	47,0
250	25	104 250	273,0	355,6	300	530	233	287	86,0	200	337	3 200	90,5
300	25	104 300	323,9	457,0	400	550	315	315	130,0	250	424	4 600	145,0



DN	PN	Produs nr.	D	L	H	A	K _V	D ₁	D ₂	D ₃	H0-IES
15	40	103 015	10	130	99	139	8	95	65	14	4
20	40	103 020	15	150	101	139	14	105	75	14	4
25	40	103 025	20	160	107	150	25	115	85	14	4
32	40	103 032	25	180	111	150	41	140	100	18	4
40	40	103 040	32	200	121	190	65	150	110	18	4
50	40	103 050	40	230	128	190	103	165	125	18	4
65	16	103 065	50	270	183	280	180	185	145	18	4
80	16	103 080	65	280	196	280	290	200	160	18	8
100	16	103 100	80	300	224	280	470	220	180	18	8
125	16	103 125	100	325	247	420	830	250	210	18	8
150	16	103 150	125	350	288	600	1 150	285	240	22	8
200	16	103 200	150	400	266	900	1 750	340	295	22	12
250	16	103 250	200	500	327	1200	3 250	405	355	26	12
300	16	103 300	250	500	-	-	4 600	460	410	26	12



DN	PN	Produs nr.	D [mm]	D ₁ [mm]	D ₂ [mm]	D ₃ [mm]	D ₄ [mm]	L [mm]	A [mm]	B [mm]	C [mm]	E [mm]	K _V [mm]	Masă [kg]
150	16	104 151	125	285	240	22	250	350	205	239	70,5	288	1 150	41
200	16	104 201	150	340	295	22	250	400	205	242	70,5	291	1 750	72
250	16	104 251	200	405	355	26	300	500	233	287	86,0	337	3 200	134
300	16	104 301	250	460	410	26	400	500	315	315	130,0	424	4 600	188

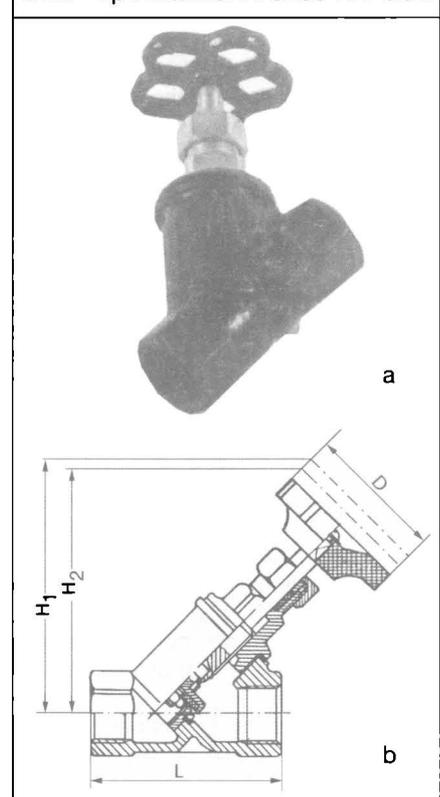
alimentează de la o rețea de distribuție monotub sau bitub pentru care se consideră o presiune disponibilă locală $Z = 400 \text{ dPa}$ și o bandă de proporționalitate $B_p = 2 \text{ K}$.

Rezolvare

a - varianta alegerii unui robinet cu 4 căi cu alimentarea jos-jos și cap termostatic:

- se calculează debitul de apă $\dot{V} = \Phi / (c \cdot \Delta T) = 2100 / (1,163 \cdot 20) = 90 \text{ l/h}$
- se calculează pierderea de sarcină în robinet utilizând diagrama 6.6.24 a $\Delta p = f(\dot{V}, \text{curba } I) = f(90, \text{curba } I) = 28 \text{ dPa}$
- se determină diferența de presiune disponibilă necesară a fi consumată prin reglarea robinetului

Tabelul 6.6.19. Caracteristicile constructive ale robinetului cu ventil oblic - tip ARMĂTURA CLUJ-NAPOCA



DN	1/2"	3/4"	1"	1 1/4"	1 1/2"	2"
H ₁ [mm]	90	99	122	139	153	180
H ₂ [mm]	85	91	111	122	138	160
L[mm]	69	90	100	120	130	160
D[mm]	50	50	60	60	80	100

Material: fontă maleabilă

DN	1/2"	3/4"	1"
H ₁ [mm]	84	94	116
H ₂ [mm]	75	83	102
L[mm]	56	67	80
D[mm]	50	50	63

Material: alamă
Fluid de lucru:
 - abur de joasă presiune, Pn=1,7 bar
 - fluide curate neutre, Pn=16 bar
Temperatura maximă:
 - abur, 200°C
 - fluide curate neutre, 115 °C

$\Delta p_{nec} = Z - \Delta p = 400 - 28 = 372 \text{ dPa}$
 - se determină numărul de ture ale robinetului utilizând diagrama 6.6.25, c
 $n = f(\dot{V}, \Delta p_{nec}) = f(90, 372) = 2 \text{ ture}$
 b. varianta alegerii unui robinet cu 4 căi cu alimentare sus-jos și cap termostatic
 - debitul de apă este același $\dot{V} = 90 \text{ l/h}$
 - pierderea de sarcină în robinet se determină utilizând diagrama 6.6.24 b
 $\Delta p = f(\dot{V}, \text{curba } 3) = f(90, \text{curba } 3) = 30 \text{ dPa}$
 - diferența de presiune disponibilă necesară a fi consumată prin reglarea robinetului
 $\Delta p_{nec} = Z - \Delta p = 400 - 30 = 370 \text{ dPa}$
 - numărul de ture ale robinetului, pentru asigurarea reglării robinetului, pentru asigurarea reglării se obțin din

aceeași diagramă 6.6.25 c
 $n = f(\dot{V}, \Delta p_{nec}) = f(90, 370) = 2 \text{ ture}$

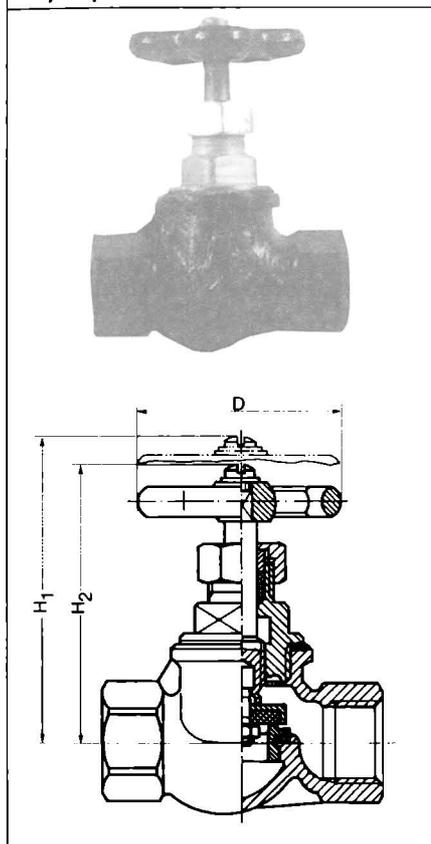
6.6.3. Robinete de închidere pe conducte

Din această categorie fac parte robinetele: cu ventil sferic, cu ventil cu tijă înclinată, cu sertar de reținere, de golire etc.

6.6.3.1 Robinete cu ventil sferic

Se execută din alamă nichelată; scaunul și garnitura sunt din teflon. Prinderea de conducte se face prin filetare, având filete interioare sau exterioare. Sunt acționate cu pârghie de manevră confecționate din oțel și vopsite, în general, în roșu. Rezistă la temperaturi de până la 185 °C și presiune de maximum 45 bar. Caracte-

Tabelul 6.6.20. Caracteristicile constructive ale robinetelor cu ventil drept tip ARMĂTURA CLUJ-NAPOCA



D _N	1/2"	3/4"	1"	1 1/4"	1 1/2"	2"	2 1/2"	3"	4"
H ₁ [mm]	75	84	106	120	138	149	196	248	302
H ₂ [mm]	70	77	96	108	126	129	171	218	262
L[mm]	71	82	97	115	134	152	200	240	288
D[mm]	50	50	63	60	80	100	120	160	180
Material: fontă maleabilă 1/2"-2"									
Material: fontă cenușie pt. 2 1/2"-4"									
D _N	3/8"	1/2"	3/4"	1"	1 1/4"	1 1/2"	2"		
H ₁ [mm]	75	75	83	105	120	138	149		
H ₂ [mm]	70	70	76	95	108	126	129		
L[mm]	50	60	70	80	115	134	152		
D[mm]	50	50	50	60	60	80	100		
Material: alamă									
Fluidul de lucru: abur sau fluide curate									
Temperatura maximă:									
pt. abur +200°C									
pentru celelalte fluide +115°C									

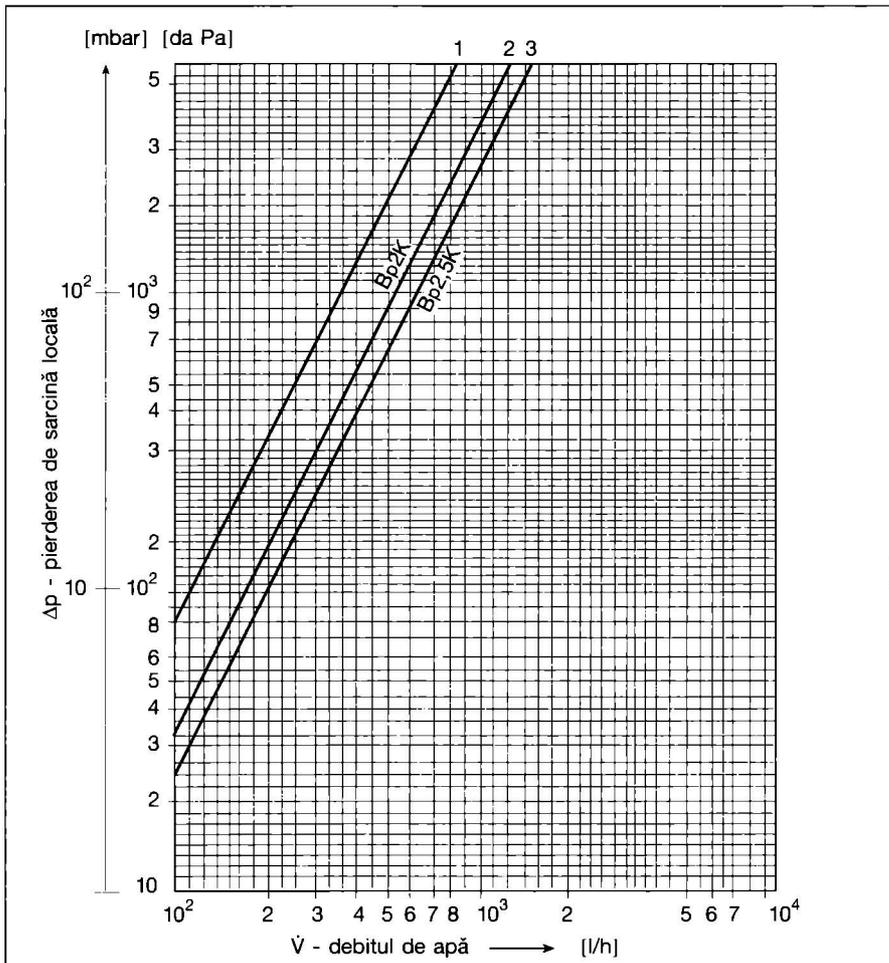


Fig. 6.6.23. Diagrama pierderilor de sarcină locale prin robinetele cu 4 căi tip COMAP:

- 1 - varianta monotub sau bitub cu alimentare sus-jos;
- 2 - varianta monotub sau bitub cu alimentare jos-jos și B_p = 2 K;
- 3 - varianta monotub sau bitub cu alimentare jos-jos și B_p = 2,5 K.

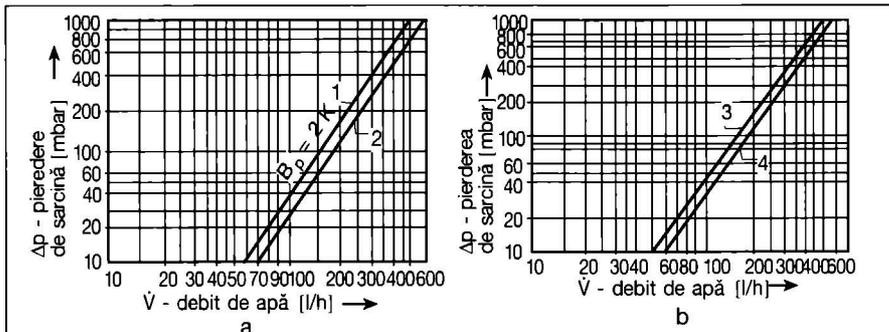
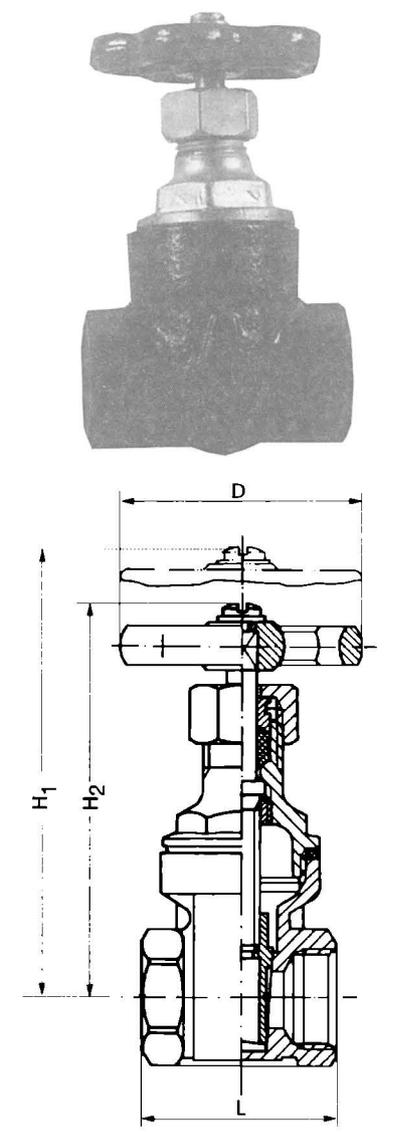


Fig. 6.6.24. Diagrama pierderilor de sarcină locale pentru robinete cu 4 căi tip GIACOMINI:

- a - alimentare jos-jos; b - alimentare sus-jos;
- 1 - varianta cu B_p = 2 K; 2 - varianta cu robinetul complet deschis;
- 3 - cu cap termostatic; 4 - cu cap manual.

Tabelul 6.6.21. Caracteristicile constructive ale robinetelor cu sertar până tip ARMĂTURA CLUJ-NAPOCA



DN	1/2"	3/4"	1"	1 1/4"	1 1/2"	2"
H[mm]	77	88	100	110	125	157
L[mm]	54	58	66	72	82	100
D[mm]	50	50	63	80	80	100

Material: fontă maleabilă

DN	2 1/2"	3"	4"
H[mm]	240	275	327
L[mm]	134	150	172
D[mm]	140	160	180

Material: fontă cenușie
 Fluid de lucru: apă, Pn 10
 abur de joasă presiune, Pn 1,7
 gaze naturale combustibile, Pn 1,2+2
 Temperatura maximă:
 apă 95°C
 abur 120°C
 gaze naturale 35°C

DN	1/2"	3/4"	1	1 1/4"	1 1/2"	2"
H[mm]	82	82	96	117	133	153
L[mm]	40	40	50	58	64	68
D[mm]	50	50	50	63	80	100

Material: alamă
 Fluid de lucru: fluide curate neutre
 Temperatura maximă: 120°C

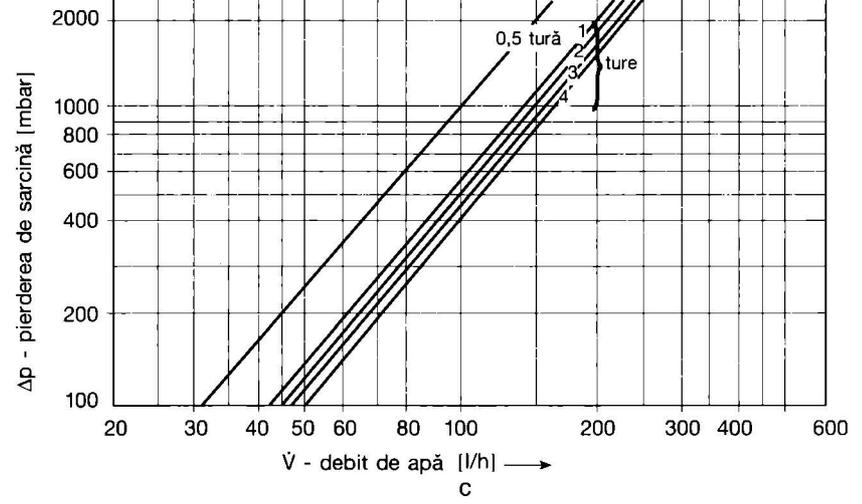
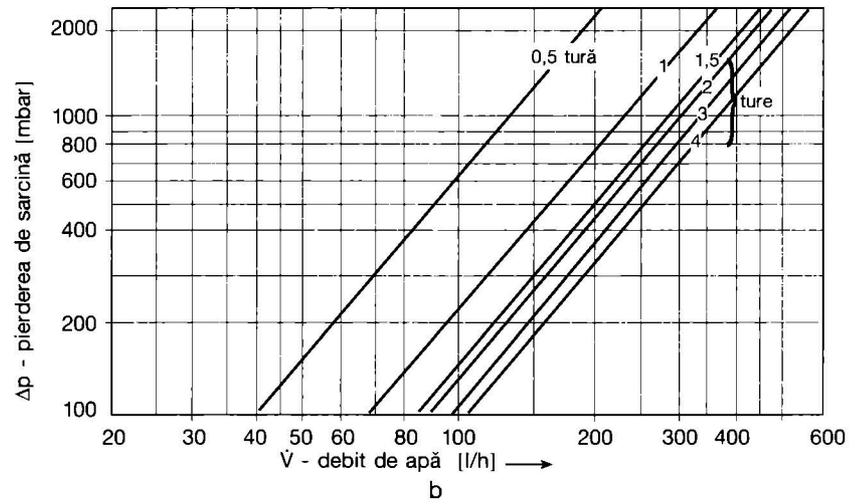
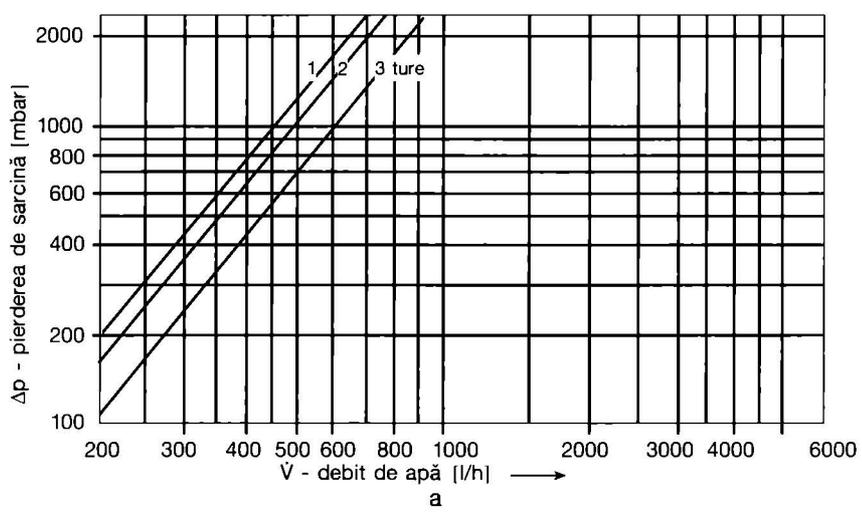
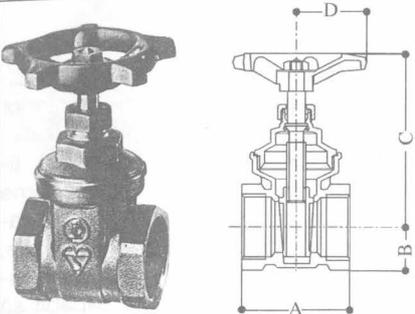
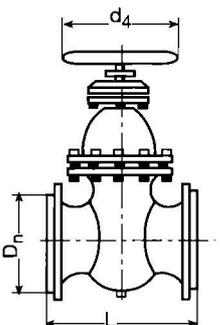


Fig. 6.6.25. Capacitatea de reglare hidraulică a robinetelor cu 4 căi tip GIACOMINI

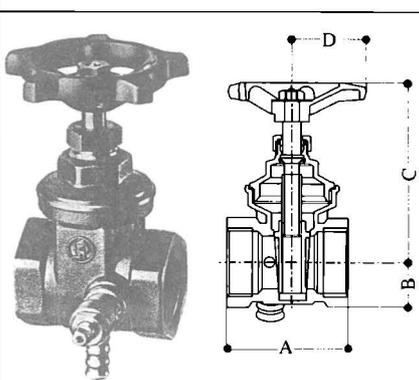
a - racordare la rețele monotub;
 1 - complet închis; 2 - pentru $K_v = 1,56$ și $\alpha = 33\%$; 3 - pentru $K_v = 1,89$ și $\alpha = 47\%$;
 b - racordare la rețele bitub;
 0,5; 1; 1,5; 2; 3; (ture) - gradațiile de pe robinet;
 c - racordare la rețele bitubulare cu cap termostatic;
 0,5; 1; 1,5; 2; 3; (ture) gradațiile de pe robinet.

Tabelul 6.6.22. Caracteristicile tehnice ale robinetelor cu sertar tip GIACOMINI


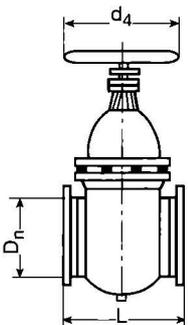
DN	A [mm]	B [mm]	C [mm]	D [mm]	PN [bar]
3/8"	35,5	12	58,5	29,5	16
1/2"	42,5	14,5	62,5	29,5	16
3/4"	47,5	18	72	36	16
1"	53,5	21,5	82	36	16
1 1/4"	62	27,5	95,5	42	16
1 1/2"	64	30,5	109,5	47,5	16
2"	75	38	134,5	54	16
2 1/2"	80	48	180,5	72,5	10
3"	84	56	195,5	72,5	10
4"	98	72	267	70	10
5"	120	92	388	87,5	7
6"	125	104	396	100	7

Tabelul 6.6.24. Caracteristicile constructive ale robinetelor cu sertar cu flanșă din fontă


DN	L	Roată de manevră d ₄	Robinet de ocolire DN
[mm]	[mm]	[mm]	[mm]
40	240	200	-
50	250	225	-
65	270	280	-
80	280	280	-
100	330	320	-
125	330	360	-
150	390	360	-
200	460	400	25
250	530	500	25
300	630	640	25
350	690	640	40
400	750	720	40
500	880	800	50
600	1 000	800	65
(700)	1 130	800	65
800	1 250	900	80
(900)	1 380	900	100
1 000	1 500	900	100

Tabelul 6.6.23. Caracteristicile tehnice ale robinetelor cu sertar cu posibilități de golire tip GIACOMINI


DN	A [mm]	B [mm]	C [mm]	D [mm]	PN [bar]
3/8"	45	12	58,5	29,5	16
1/2"	48	14,5	62,5	29,5	16
3/4"	53	18	72	36	16
1"	57	21,5	82,5	36	16
1 1/4"	67	27,5	95,5	42	16
1 1/2"	65	30,5	109,5	47,5	16
2"	79,5	38	134,5	54	16
2 1/2"	85	48	180,5	72,5	10
3"	89	56	195,5	72,5	10

Tabelul 6.6.25. Caracteristicile constructive ale robinetelor cu sertar cu flanșă din oțel turnat


DN	L	Roată de manevră d ₄	Robinet de ocolire DN
[mm]	[mm]	[mm]	[mm]
40	240	180	-
50	250	180	-
65	270	225	-
80	280	225	-
100	300	280	-
125	325	320	15
150	350	320	15
200	400	360	20
250	450	500	25
300	500	640	32
350	550	640	32
400	600	720	40
500	700	800	50
600	1 350	800	65
(700)	1 550	800	65
800	1 750	900	80
(900)	1 950	900	100
1 000	2 150	1 000	100

risticile constructive pentru robinetele cu ventil sferic produse de firma GIACOMINI pentru apă caldă ($\theta \leq 115$ °C și presiuni $P_n = 15$ bar) sunt date în tabelul 6.6.17 a, iar cele produse de ARMĂTURA - CLUJ-NAPOCA ($\theta \leq 100$ °C și $P_n = 23$ bar) sunt date în tabelul 6.6.17 b.

Robinetetele cu construcție modernă executată din oțel și cu ventilul sferic din oțel inoxidabil (executate de firma VEXVE - Finlanda) pot fi utilizate pentru fluide cu temperaturi de până la + 200 °C și presiune de până la 25 bar.

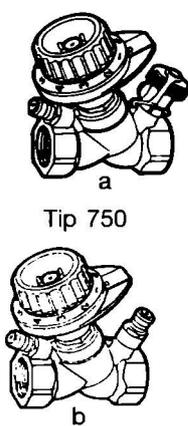
Montarea pe conducte se poate face prin filetare (tab. 6.6.18 a), prin sudură (tab. 6.6.18 b și c) sau cu flanșe (tab. 6.6.18 d, e).

6.6.3.2 Robinete cu ventil înclinat

Sunt utilizate pentru fluide cu temperatura maximă de 200 °C. Armătura - Cluj-Napoca execută robinete cu ventil înclinat (tab. 6.6.19) pentru abur de presiune joasă și fluide curate cu temperaturi $\theta \leq 200$ °C și $P_n = 16$ bar.

6.6.3.3 Robinete cu ventil drept

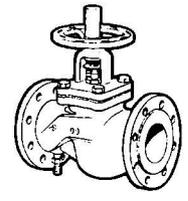
Armătura Cluj-Napoca execută, din fontă maleabilă, robinete cu D 1/2 ... 2", și, din fontă cenușie, pentru D 2 1/2 ... 4". Pentru diametre D 3/8...2" robinetele cu ventil drept sunt executate și din

Tabelul 6.6.26. Caracteristicile constructive ale robinetelor de reglare COMAP


DN [in]
3/8
1/2R
1/2
3/4R
3/4
1R
1
1 1/4
1 1/2
2
R=K _v redus

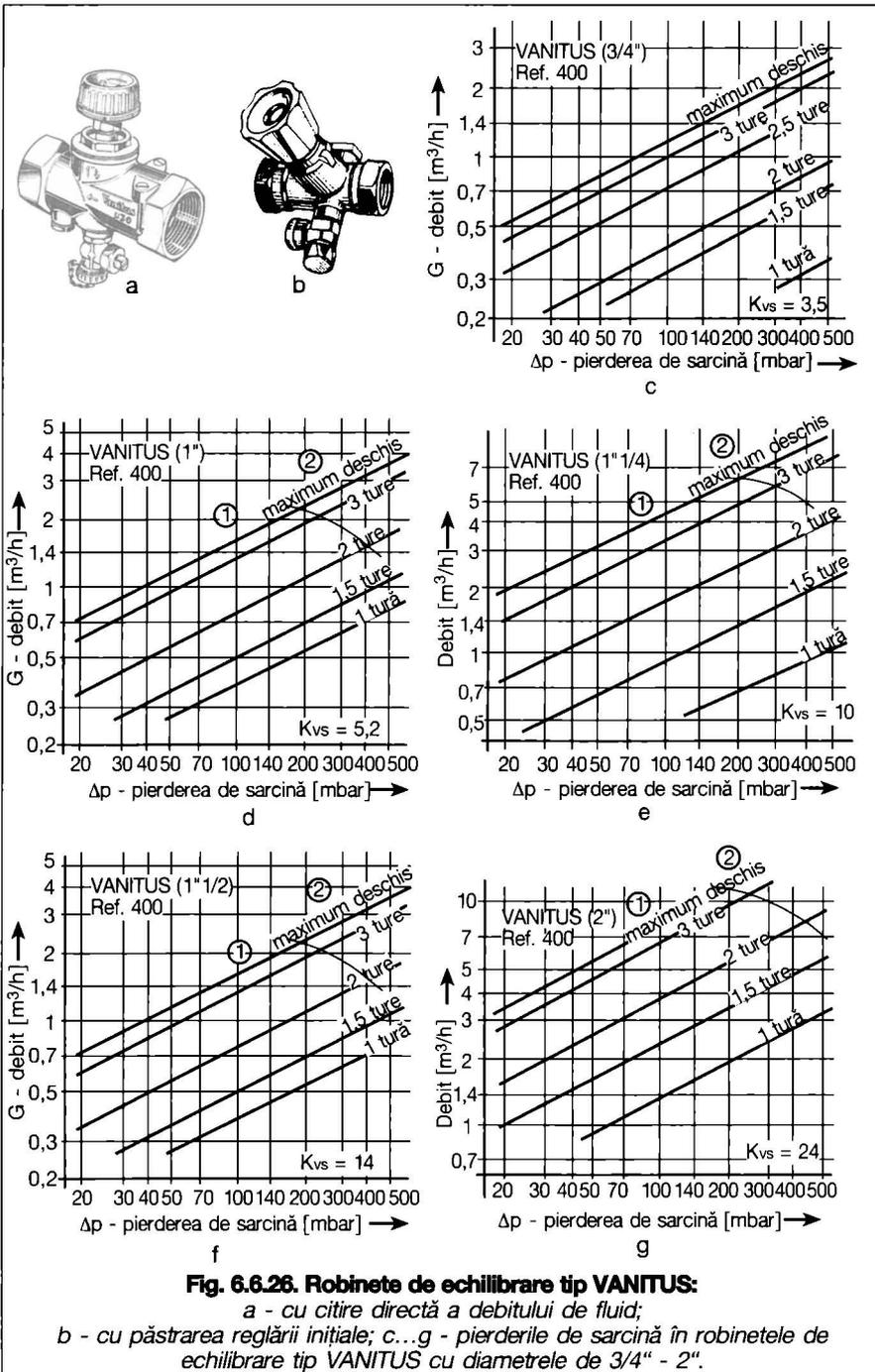
Tip 750

Tip 751

Tabelul 6.6.27. Caracteristicile constructive ale robinetului de reglare COMAP - tip 750 B cu flanșe


DN [mm]
50
65
80
100
125
150
200
250
300

750B



6.6.4. Robinete de echilibrare hidraulică

Obiectivul general al proiectării corecte a sistemelor hidraulice de încălzire este realizarea confortului interior cu consum minim de energie. Teoretic, aceasta problemă este rezolvabilă ținând cont că echipamentele moderne prezintă caracteristici apropiate de caracteristicile ideale. Totuși, în realitate, chiar și cel mai modern sistem de încălzire nu este întotdeauna capabil să facă față singur acestei probleme. În 80% dintre situații, motivul îl constituie distribuția ineficientă a debitelor de apă, cauzată de numeroși factori conținuți în ipotezele de calcul, de erori în montajul sistemului, de cerințe de funcționare neluate în seamă etc. Ca rezultat, debitul este redistribuit conform rezistențelor hidraulice reale ale buclilor de circulație, astfel încât debitul este excesiv în unele bucle de circulație și insuficient în altele, zgomotul emis, vor influența nivelul confortului și consumul de energie. În consecință, este necesară ajustarea condițiilor de funcționare a sistemului, adică

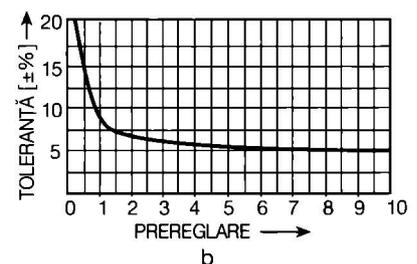
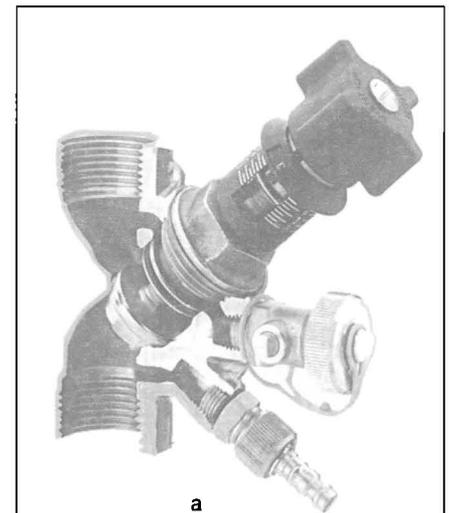


Fig. 6.6.27. Robinet Hydrocontrol pentru echilibrare hidraulică:

a - vedere robinet;
b - toleranțe ale debitului în funcție de reglarea preliminară (prereglare).

alamă (tab. 6.6.20). Racordarea la conducte se face prin mufe filetate. Se utilizează pentru abur și fluide curate ($\theta < 115 \text{ }^\circ\text{C}$ și $P_n = 16 \text{ bar}$).

6.6.3.4 Robinete cu sertar

Se execută din oțel cu mufe sau flanșă.

Armătura - Cluj-Napoca execută robinete cu sertar până cu mufe din fontă maleabilă, fontă cenușie și din alamă (tab. 6.6.21), pentru abur ($\theta \leq 120 \text{ }^\circ\text{C}$) și apă ($\theta \leq 95 \text{ }^\circ\text{C}$) cu presiune de lucru $P_n = 20 \text{ bar}$.

În tabelele 6.6.22 și 6.6.23 sunt date caracteristicile tehnice ale robinetelor cu sertar GIACOMINI cu și fără posibilități de golire, executate din alamă. Cu flanșe se execută robinetele din fontă (tab.

6.6.24) utilizate pentru fluide cu presiuni maxime de lucru de 16 bar și temperaturi (pentru D 40...300 mm - $\theta \leq 225 \text{ }^\circ\text{C}$ și pentru D 350...1000 mm $\theta \leq 120 \text{ }^\circ\text{C}$). Tot cu flanșe se execută ventile din oțel turnat (tab. 6.6.25) pentru fluide cu temperaturi $\theta \leq 400 \text{ }^\circ\text{C}$.



Fig 6.6.27.A Regulator DANFOSS de presiune diferențială "ASV-PV" + "ASV-I"

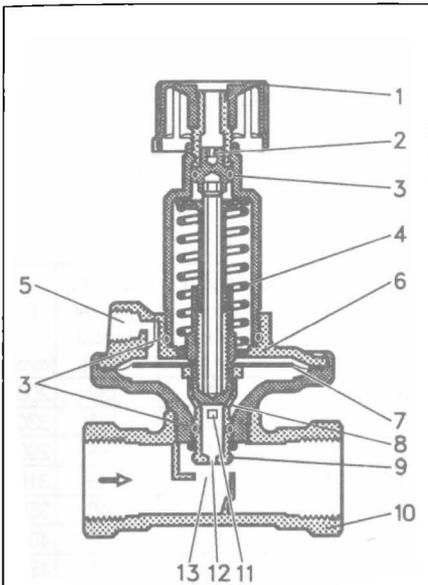
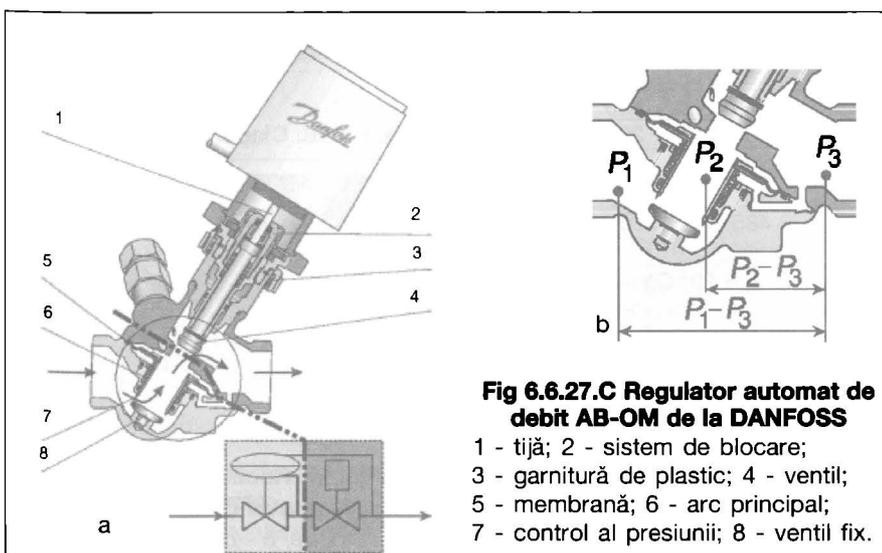


Fig 6.6.27.B Secțiune interioară prin robinetul ASV-PV automat de presiune diferențială :

1 – rozetă de manevră; 2 – tijă de setare a presiunii diferențiale ; 3 – garnitura O-ring; 4 – arc; 5 – senzori de impuls; 6 – membrană; 7 – diafragmă de control; 8 – tijă; 9 – ventil; 10 – corpul robinetului; 11 – orificiu de intrare de sub diafragmă; 12 – orificiu de impuls spre diafragmă; 13 – orificiu de reglare.



echilibrarea sistemului.

Alegerea echipamentelor pentru echilibrarea hidraulică trebuie să țină cont de tipul de sistem în care vor fi folosite: sistem cu debit constant sau sistem cu debit variabil.

Pe rețele de distribuție și la baza coloanelor instalațiilor de încălzire cu apă caldă se utilizează robinete de echilibrare hidraulică, într-o gamă destul de variată depinzând de producător.

Astfel, se pot menționa robinetele produse de:

- COMAP - Franța pentru rețele de distribuție și coloane executate din alamă, cu mufe cu roțile de manevră gradate, cu priză de presiune cu și fără golire (tab. 6.6.26);
- COMAP numai pentru rețele de distribuție, executate din fontă, cu flanșe și prize de presiuni (tab. 6.6.27).
- VANITUS - Franța pentru coloane (fig. 6.6.26). Robinetul din fig. 6.6.26 a permite citirea directă a debitului, îl memorizează și îl protejează, asigură oprirea și golirea. Măsurarea instantanee și reglarea rapidă sunt efectuate cu ajutorul aparatului de măsurare. Se execută cu dimensiuni: 3/4, 1, 1 1/4 și 2". Robinetul din fig. 6.6.26 b este prevăzut cu un șurub micrometric permițând închiderea, cu păstrarea reglării inițiale. Se execută cu dimensiuni: 1/2, 3/4 și 1", din alamă, și 1 1/4" și 1 1/2", din bronz. În fig. 6.6.26 c, d, e, f, g sunt date caracteristicile hidraulice ale robinetelor VANITUS.
- Hydrocontrol - OVENTROP (fig. 6.6.27 a) oferă 5 funcțiuni: prereglare, măsurare, închidere, umplere și golire. Reglarea preliminară, deosebit de precisă, cu cel puțin 70 de poziții de reglare, permite stabilirea exactă a debitelor.
- alți producători importanți, TA (IMI), Danfoss, Broen.

Se pot monta, fie pe conducta de ducere, fie pe cea de întoarcere. Valori

de prereglare prea scăzute conduc la toleranțe prea mari ale debitului, scăzând calitatea reglării, și la creșterea consumului de energie. Această dependență este prezentată în fig. 6.6.27, b.

Sisteme cu debit constant

Caracteristică sistemelor cu debit constant este prezența vanelor cu trei căi la racordul consumatorilor, cu ajutorul cărora se efectuează reglajul cantitativ al agentului termic. Deși debitul la nivelul consumatorului nu este constant, la nivelul întregului sistem el are o valoare constantă.

Acest lucru permite folosirea vanelor manuale de echilibrare deoarece valorile rezistențelor hidraulice din sistem sunt constante. Vanele manuale de echilibrare reprezintă din punct de vedere hidraulic, o pierdere locală de sarcină introdusă în mod controlat în sistem.

Pentru a efectua o echilibrare completă, vanele de echilibrare trebuie prevăzute pe racordurile tuturor consumatorilor, pe fiecare ramură și pe fiecare coloană. Montarea vanelor de echilibrare doar la baza coloanelor și pe fiecare ramură nu ne asigură o echilibrare completă a sistemului.

Sisteme cu debit variabil

Una dintre ipotezele perturbatoare pe baza cărora se realizează calculele hidraulice este aproximarea sistemelor cu sistemele cu debit constant. Rezistențele hidraulice ale elementelor sistemului sunt considerate constante, deși în realitate ele variază considerabil.

Caracteristica sistemelor cu debit variabil este utilizarea vanelor cu două căi pe consumatori pentru realizarea reglajului cantitativ. Folosirea acestui tip de vane de control generează apariția în sistem a unui debit variabil și implicit a unor presiuni diferențiale variabile.

Echilibrarea hidraulică în acest caz se realizează prin montarea unor echipamente capabile să reacționeze diferit în funcție de schimbarea valorii presiunilor diferențiale pentru sistemele cu debit variabil. Există două astfel de echipamente, destinate echilibrării hidraulice: reglatoarele de presiune diferențială și reglatoarele automate de debit.

Reglatoarele de presiune diferențială

Reglatoarele de presiune diferențială sunt concepute în scopul menținerii unui nivel disponibil de presiune la o valoare constantă în circuitul reglat (fig 6.6.27.A).

Regulatorul de presiune diferențială se montează în tandem cu o vană partener, care oferă priza de presiune pentru tubul de impuls; fiind dotată cu nipluri de presiune oferă și posibilitatea de a măsura debite.

Acest tip de regulator este cel mai adesea folosit în instalațiile de încălzire cu radiatoare echipate cu robinete termostactice. Regulatele de presiune diferențială, împreună cu vana partener se montează la baza tuturor coloanelor de alimentare cu agent termic, cu scopul de a menține constantă valoarea presiunii diferențiale la nivelul coloanelor deservite.

Vanele descrise mai sus sunt hidraulic și nu au nevoie de o sursă suplimentară de energie (Fig 6.6.27.B). Elementul de bază al acestor vane reprezintă o diafragmă de control 7. Pe cele două fețe ale diafragmei se compun: presiunea de pe tur, pe fața superioară și cea de pe retur împreună cu forța elastică dezvoltată de un arc pe fața inferioară. Diferența dintre presiunea de pe tur și cea de pe retur este dată de valoarea forței elastice dezvoltată de arc. În cazul în care presiunea de pe tur crește datorită închiderii unor consumatori, membrana deplasează tija 8 care antrenează ventilul 9 pentru a regla orificiul 13. Valorile presiunilor ajung pe membrană prin intermediul tuburilor capilare 5. Aceste semnale intră prin orificiul 12 în robinet spre ventilul 9, și traversează orificiul 11 spre lăcașul tije 8.

Menținerea automată a presiunii este de fapt realizată prin intermediul arcului 4. În acest scop, tija se poate roti pentru setarea dorită. Un anumit număr de rotații corespunde unei anumite valori a presiunii diferențiale, care va fi menținută constantă în circuitul reglat.

Regulatele automate de debit

Regulatorul automat de debit este format de fapt din două vane: un regulator de presiune diferențială și o vana de control (fig 6.6.27.C). Regulatorul de presiune diferențială are scopul de a menține căderea de presiune pe vana p2-p3 la o valoare constantă. Asigurând o cădere de presiune constantă pe vană, asigură un debit constant indiferent de variația disponibilului de presiune.

Elementul principal implicat în realizarea menținerii căderii de presiune la un nivel constant este membrana 5 din interiorul vanei (fig 6.6.27.C.a). Pe partea superioară a diafragmei acționează presiunea p2 iar pe partea inferioară a diafragmei acționează două forțe: presiunea p3 și forța dezvoltată de un arc. Valoarea presiunii diferențiale p2-p3 este dată de forța elastică a acestui arc, forță calibrată. De fiecare dată când presiunea diferențială de la nivelul robinetului se modifică din cauza modificării disponibilului de presiune sau a deplasării tije de control, regulatorul de presiune se deplasează într-o nouă

poziție, micșorând sau măbind secțiunea de trecere până la atingerea echilibrului de forțe (p2-p3=forța arcului). Astfel se menține un debit constant.

6.6.5. Robinete (clapete) de reținere

Au rolul de a unidirecționa sensul de circulație a fluidelor. Sunt produse în diferite variante constructive, permițând diverse poziții de montare:

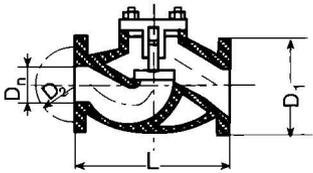
- robinete de reținere cu cursă fixă (tab. 6.6.28), executate din fontă, cu flanșe, utilizate pentru presiuni de lucru $P_n = 25$ bar și pentru fluide cu temperaturi $\theta \leq 400$ °C;
- robinete de reținere cu clapă (tab. 6.6.29), executate din alamă, cu manșoane (producător COMAP - Franța)
- robinete de reținere cu clape și flanșe (tab. 6.6.30) executate din fontă.

6.6.6. Clapetă antitermosifon

Se utilizează în instalațiile de încălzire cu pompare, pentru eliminarea

efectului de termosifon (fig. 6.6.28). Se execută dreaptă sau cu colț prin permutarea dopului. Montarea se face numai vertical, cu mufe. Clapeta etanșă se ridică datorită presiunii pompei. Dimensiuni: 1, 1 1/4, 1 1/2 și 2".

Tabelul 6.6.28. Caracteristicile constructive ale robinetelor de reținere cu cursă fixă



Dn [mm]	Flanșele de legătură la conducte [mm]		L [mm]
	D1	D2	
10	90	60	120
15	95	65	130
20	105	75	150
25	115	85	160
32	135	100	180
40	145	110	200
50	160	125	230
65	180	145	290
80	195	160	310
100	230	190	350
125	270	220	400
150	300	250	480
200	360	310	600
250	425	370	730
300	485	430	850

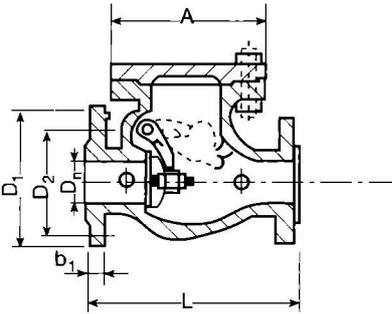
Tabelul 6.6.29. Caracteristicile constructive ale robinetelor de reținere cu clapă tip COMAP



DN [in]
3/8
1/2
1
1 1/4
1 1/2
2

Tip 826AT

Tabelul 6.6.30. Caracteristicile constructive ale robinetelor de reținere cu clapă cu flanșe



Dn [mm]	Flanșele de legătură la conducte		Diametrul flanșei capacului [mm]	L [mm]
	D1 [mm]	D2 [mm]		
40	145	110	132	200
50	160	125	138	230
65	180	145	186	290
80	195	160	216	310
100	230	190	240	350
125	270	220	295	400
150	300	250	300	480
200	360	320	385	600
250	425	370	460	730
300	485	430	515	850
350	550	490	585	980
400	620	550	660	1100
500	730	660	825	1250
600	840	770	1000	1450

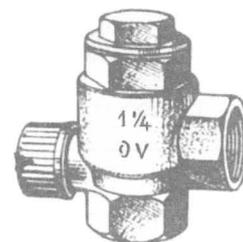


Fig. 6.6.28. Clapetă antitermosifon.

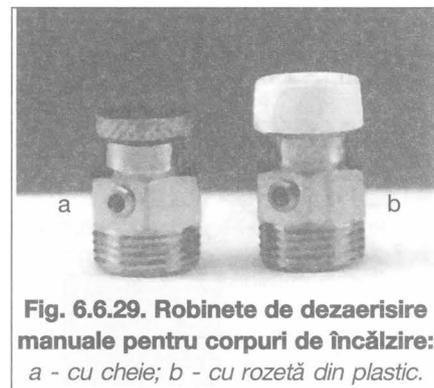


Fig. 6.6.29. Robinete de dezaerisire manuale pentru corpuri de încălzire: a - cu cheie; b - cu rozetă din plastic.

6.6.7. Robinete de dezaerisire

Pentru evacuarea aerului din instalațiile de încălzire se utilizează:

- robinete de dezaerisire manuale, montate la corpurile de încălzire, acționate cu o cheie specială sau cu o rozetă din plastic (fig. 6.6.29). Diametrele de racord sunt de 1/8, 1/4 și 3/8";
- robinete de dezaerisire automate montate pe conducte (fig. 6.6.30). Diametrele de racord sunt de 1/4, 3/8 și 1/2".

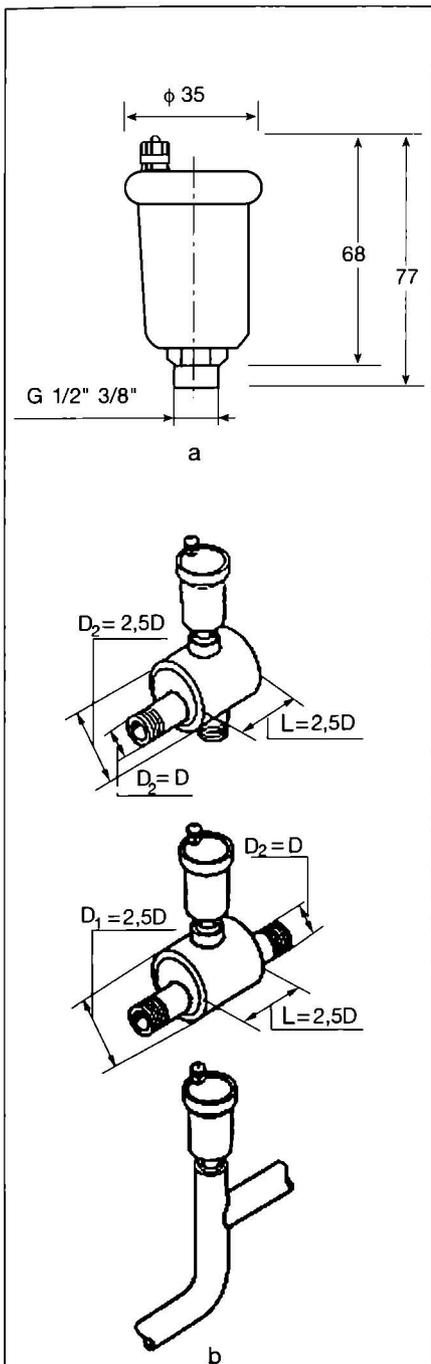


Fig. 6.6.30. Robinete de dezaerisire automate:
a - robinet; b - montare robinet.

6.6.8. Robinete de golire

Gama este destul de variată, ele executându-se din fontă sau alamă. În fig. 6.6.31 sunt prezentate trei tipuri de robinete de golire produse de firma DESBORDES: din alamă cu ventil și cap pătrat de 3/8, 1/2, 3/4" (fig. 6.6.31 a); cu poanson din alamă și cu rozetă zimțată de 3/8 și 1/2" (fig. 6.6.31 b); cu ventil și cap pătrat acționat cu o cheie, utilizate pentru presiunea $P_n = 10$ bar și temperaturi ale fluidului $\theta \leq 110$ °C de 3/8, 1/2 și 3/4" (fig. 6.6.31 c).

6.6.9. Supape de siguranță

Sunt utilizate să protejeze instalațiile sub presiune împotriva depășirii accidentale a presiunii maxime admise de lucru. Se execută din fontă sau din alamă, cu membrană sau arc, cu sau fără manometru.

- Firma COMAP produce:
- supape de siguranță cu membrană, cu posibilități de montare a manometrului, cu mufă (tab. 6.6.31 a) sau cu filet exterior (tab. 6.6.31 b) pentru

Tip	DN [in] PN [bar]		
	a	1/2	4-6-7-8-10
3/4		4-6-7-8-10	
1/2		4-6-7-8-10	
b	3/4	4-6-7-8-10	
	1/2	4-6-7-8-10	
	3/4	4-6-7-8-10	
c	Tip	E	S
		intrare	ieșire
	981GL	3/8	3/4
		3/4	1 1/4
		1 1/4	1 1/2
		2	2 1/2
2 1/2	3		

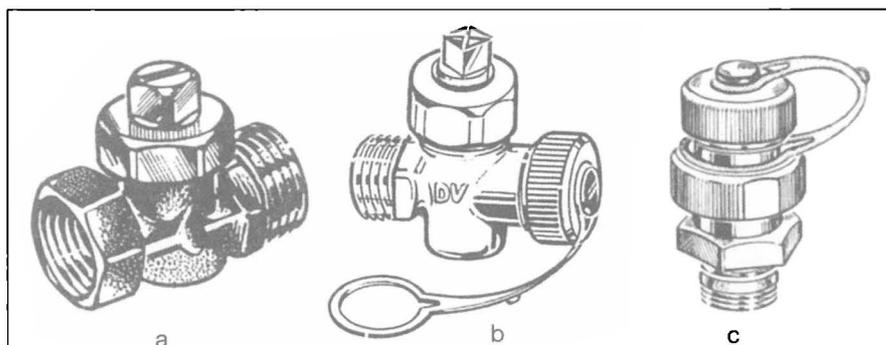


Fig. 6.6.31. Robinete de golire:

- a - cu ventil cu cap pătrat; b - cu poanson și rozetă zimțată;
- c - cu ventil pentru $P_n = 10$ bar.

presiuni de până la 10 bar. Se utilizează pentru apă și aer;

- supape de siguranță cu arc și pârghie, tip FLUMAX, cu posibilitățile de montare a manometrului, cu mufă (tab. 6.6.31 c) pentru presiuni de până la 16 bar.

Se pot utiliza pentru aer, apă, abur.

- Firma IAFO Zalău execută supape de siguranță din fontă, cu arc (tab. 6.6.32):

- supapă de siguranță bruscă, închisă, etanșă cu racorduri, cu flanșe, tip B1000;
- supapă de siguranță bruscă, închisă, etanșă cu șuruburi cu filet (intrare cep, ieșire mufă) tip B 2020;
- supapă de siguranță bruscă, deschisă cu racord cu filet tip B 3120;
- supapă de siguranță proporțională, închisă, cu corp de colț, cu racorduri cu flanșe, tip P 1000.

6.6.10. Regulatele cu acțiune directă

Firma Danfoss produce o gamă corespunzătoare de regulatele cu acțiune directă destinate utilizării la sistemele de încălzire centrală, adecvate tuturor tipurilor de aplicații ce necesită:

- reglarea presiunii diferențiale;
- reglarea și limitarea debitului;
- reglarea combinată a presiunii diferențiale și a debitului;
- reglarea debitului cu reglarea temperaturii;

În tabelul 6.6.36 sunt date caracteristicile tehnice ale regulatelelor de presiune diferențială, debit și temperatură produse de firma Danfoss.

Pentru asigurarea punctului de funcționare a unei instalații de încălzire cu apă caldă este necesar să se prevadă regulatele de debit sau de presiune sau chiar amândouă. Ele devin obligatorii în instalațiile prevăzute cu robinete termostactice.

Firma DESBORDES - Franța produce regulatele diferențiale de presiune;

- de colț, cu reglare de la 0,05 la 0,5 bar

cu afișare de precizie (tab. 6.6.33,a)
 - în linie, cu reglare de la 0,05 la 0,5 bar cu afișare de precizie (tab. 6.6.33,b)
 - fără reglare, cu funcționare automată (tab. 6.6.33,c).

Regulatoarele diferențiale se montează la ieșire, după pompa de circulație,

în by-pass cu conducta de întoarcere.
 Firma OVENTROP - Germania, produce:

- regulatoare de debit (fig. 6.6.32,a) tip HYDROMAT Q care se pot monta atât pe conducta de ducere cât și pe cea de întoarcere. Permite stabilirea

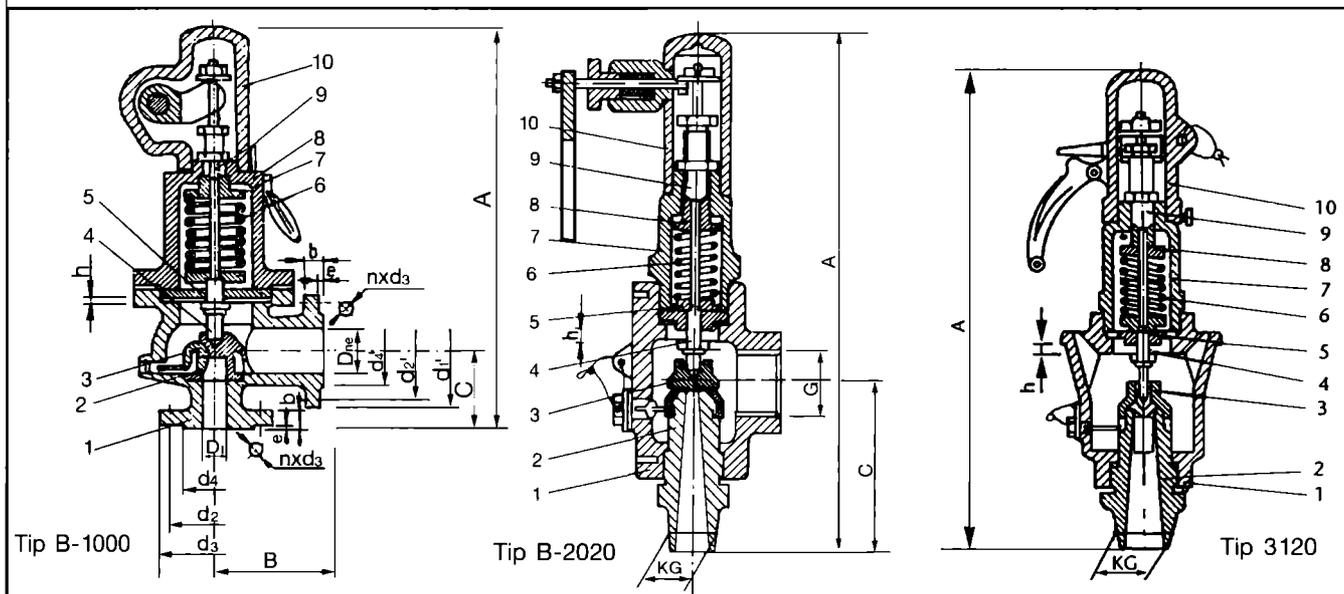
valorii nominale Q_n și fixarea în această poziție.

Domeniile de variație ale debitului sunt cuprinse între 100 și 4000 l/h.

- regulatoare de presiune diferențială HYDROMAT DP (fig. 6.6.32,b) care se montează pe conducta de întoarcere,

Tabelul 6.6.32. Supape de siguranță IAFO - Zalău

1- corp; 2 - scaun; 3 - ventil; 4 - tijă; 5 - ghidaje; 6 - arc; 7 - carcasă; 8 - ghidaje arc; 9 - șurub reglaje; 10 - capac.



Tip B-1000

D _n intrare D _n ieșire	A	B	C	d ₀	h	Flanșele de intrare						Flanșele de ieșire					Masa netă [kg]				
						d ₁	d ₂	d ₄	nxd ₃	e	b	d' ₁	d' ₂	d' ₄	nxd' ₃	e'		b'			
[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[kg]
25/40	316	100	100	15	5	115	85	68	4x14	2	16	150	110	80	4x18	3	18	66			
32/50	356	110	110	19	6	140	110	78	4x18	2	18	165	124	102	4x18	3	20	12,0			
40/65	397	120	120	24	8	150	110	88	4x18	3	18	185	154	122	4x18	3	20	17,0			
50/80	490	130	130	30	10	165	125	102	4x18	3	20	200	160	138	8x18	2	22	19,3			
65/100	560	150	150	39	13	185	145	122	4x18	3	20	220	180	158	8x18	3	24	32,0			
80/125	715	180	180	48	16	200	138	138	8x18	3	22	250	210	188	8x18	3	26	57,0			
100/150	808	200	200	60	20	220	180	158	8x18	3	24	285	240	212	8x22	3	26	78,0			

Tip Tip B-2020

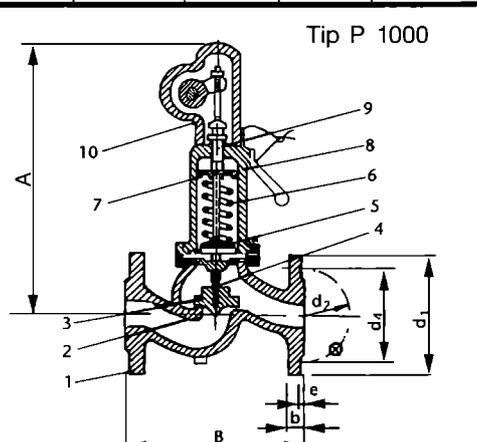
D _n	A	B	C	KG intrare	G ieșire	d ₀	h	Masa netă
[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[in]	[in]	[mm]	[mm]	[kg]
15/25	228	38	72	1/2"	1"	9	3	1,6
20/30	250	44	78	3/4"	1 1/4"	12	4	2,3

Tip 3120

D _n	A	KG intrare	d ₀	h	Masa netă
[mm]	[mm]	[in]	[mm]	[mm]	[kg]
25	295	1	15	5	3,7

Tip P 1000

D _n	A	B	h	Flanșele de legătură						Masa netă [kg]	
				d ₁	d ₂	d ₄	nxd ₃	e	b		
[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[kg]
15	195	130	0,75	95	65	45	4x14	2	14	3,4	
20	212	150	1	105	75	58	4x14	2	16	5,1	
25	225	160	1,25	115	85	68	4x14	2	16	6,0	
32	310	180	1,60	140	100	78	4x18	2	18	11,5	
40	378	200	2	150	110	88	4x18	3	18	16,6	
50	425	230	2,50	165	125	102	4x18	3	20	26,0	
65	490	290	3,25	185	145	122	4x18	3	22	34,9	
80	630	310	4	200	160	138	8x18	3	22	61,2	
100	610	350	5	220	180	158	8x18	3	24	67,6	



iar valoarea nominală Δp_n se citește direct, se reglează și se fixează continuu, fără trepte, în domeniul cuprins între 300 și 500 mbar. Racordul cu tub capilar se leagă la conducta de ducere. Prin intermediul regulatorului de

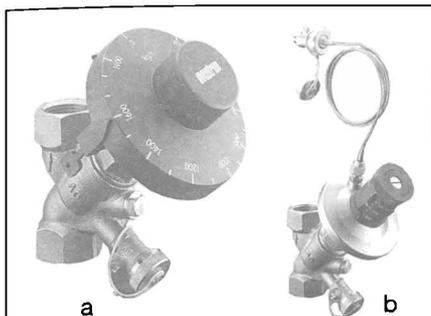


Fig. 6.6.32. Regulator de debit și presiune diferențială OVENTROP:
a - regulator de debit Hydromat Q;
b - regulator de presiune diferențială "Hydromat DP"



Fig. 6.6.33. Debitmetru portabil.

presiune se acoperă domeniul de debit cuprins între 100 și 4600 l/h.

6.6.11. Vane de amestec

Se utilizează în instalațiile de încălzire cu apă caldă, asigurând prin amestecul apei calde de la cazane cu apă răcită din instalație, parametrii agentului termic, atât la consumatorii agentului termic cât și la intrarea în cazane. Se execută din fontă și pot funcționa manual sau automat (acționate hidraulic, cu aer comprimat sau servomotoare). De asemenea, se execută cu 3 sau 4 căi.

Firma suedeză THERMIA produce două tipuri de vane de amestec, acționate cu servomotoare.

- cu trei căi (tab. 6.6.34), din fontă cu patru poziții de montare, posibile datorită unui cadran cu două fețe de montare.

- cu patru căi (tab. 6.6.35), din fontă cu montarea în toate pozițiile, datorită unui cadran cu două fețe de montare.

Firma ROMSTAL comercializează vane de amestec și servomotoarele de acționare respective;

- cu 3 și 4 căi pentru diametrele DN 40, DN 50, DN 80, DN 100, DN 125

și DN 150, prevăzute cu flanșe care se pot cupla cu servomotoarele din seria MP 300;

- cu 3 și 4 căi pentru diametrele 3/4, 1, 1 1/2 și 2", prevăzute cu manșoane cu filet, care se pot cupla cu servomotoarele din seriile MP 75 și MP 100.

6.6.12. Reductoare de presiune

Se utilizează în instalațiile de încălzire cu apă caldă și fierbinte precum și pentru abur de presiune joasă sau medie, în funcție de necesități. Firma Danfos produce reductoare de presiune reglabile tip AVD pentru apă cu temperatura maximă $\theta_{max} \leq 150$ °C, (tabel 6.6.37a) și tip AVDS pentru abur cu temperatura maximă $\theta_{max} \leq 200$ °C (tabel 6.6.37b). Montarea reductoarelor de presiune se face pe conducte cu filet sau flanșe.

Tabelul 6.6.33. Supape de presiune diferențială

d ₁ /d ₂ [mm/mm]		
a - de colț		
20/27	26/34	-
b - în linie		
20/27	26/34	-
c - fără reglare		
20/27	26/34	33/42

6.6.13. Aparate pentru măsurarea debitelor

Sunt utilizate pentru măsurarea debitului de apă sau de căldură care circulă prin conducte. Aparatele sunt montate direct în circuitul instalației sau sunt mobile, cu citire directă sau cu înregistrare.

• Firma DANFOSS - Danemarca produce debitmetre montate direct pe conductă (tab. 6.6.38);

- MAGFLO - electromagnetice cu o gamă largă de măsură precisă și fără îngustarea secțiunii;

- MASSFLO - masice rezistente la vibrații, abrazive și coroziune. Măsoară, în afara debitului, densitatea și temperatura fluidului;

- SONOFLO - ultrasonice cu măsurarea precisă și fără îngustarea secțiunii;

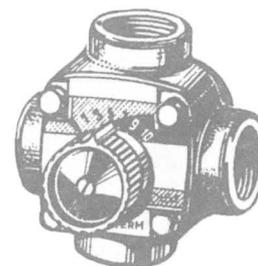
- VORFLO - cu vârtej pentru abur, gaze și lichide cu vâscozitate redusă. Elementele sunt sudate. Necesită întreținere ușoară;

- EVITA™ - electromagnetic pentru apă, abur și gaze. Acestea permit controlul, reglarea și înregistrarea debitelor.

• Firma CONTROLTRON - SUA produce un debitmetru portabil tip UNIFLOW (fig. 6.6.33) cu posibilități de înregistrare.

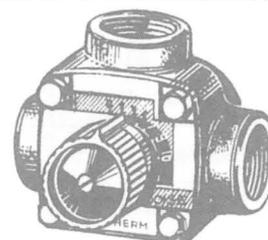
Tabelul 6.6.34. Vane de amestec cu 3 căi (THERMIA-SUEDIA)

d ₁ /d ₂ [mm/mm]				
20/27	26/34	33/42	40/49	50/60



Tabelul 6.6.35. Vane de amestec cu 4 căi (THERMIA-SUEDIA)

d ₁ /d ₂ [mm/mm]				
-	26/34	33/42	40/49	50/60



6.6.14. Aparate pentru măsurarea presiunii

Pentru măsurarea presiunii se folosesc manometre și hidrometre. Gama este destul de variată, ea depinzând de locul de amplasare și de firma producătoare.

Firma DESBORDES produce manometre (fig. 6.6.34) cu gradare între 0 și 25 bar tip:

- BOURDON (fig. 6.6.34, a) cu gradare 1, 4, 6, 16 sau 25 bar, cu baie de glicerină, amortizoare (contra vibrațiilor) și cutia din inox;
- monobloc (fig. 6.6.34, b) cu gradare 6, 10, 16 bar, cu cutie din alamă matrițată și racord filetat;
- cu cutie din oțel ambuțisat, cu racord filetat jos (fig. 6.6.34,c) sau în spate (fig. 6.6.34,d);
- PRESSADE (fig. 6.6.34, e) cu gradare de la 10 bar, cu protecție din cauciuc împotriva șocurilor.

Firma COMAP produce:

- manometre radiale, cu gradare de la 0 la 25 bar, cu cutia din inox;
- hidrometre cu gradare de la 0 la 4 bar.

Firma ROMSTAL comercializează:

- manometre circulare tip IMIT, cu priza de presiune cu cuplare rapidă și tub capilar, care se pot monta pe cazane. Toate modelele se livrează cu tirant filetat. Domeniile de presiune disponibile 0 la 4 bar și 0 la 6 bar.

- termomanometre circulare tip IMIT, echipate atât cu sondă de temperatură cu tub capilar (cu lichid) și priza de presiune cu cuplare rapidă și tub capilar. Toate modelele se livrează cu tirant filetat. Domeniile de lucru: temperatura până la 120°C și presiuni disponibile 0...4 bar și 0...6 bar.

Manometrele și hidrometrele se racordează la elementele instalației prin intermediul unor robinete de control cu buton sau poanson din alamă.

6.6.15. Aparate pentru măsurarea temperaturii

Pentru măsurarea temperaturii (lichide, solide și gaze) se folosesc termometre:

- cu citire directă cu scală dreaptă cu mercur sau alcool, termometre cu rezistență electrică, cu sondă de temperatură și tub capilar, termometre cu contact etc;
- cu citire directă și înregistrare.

Firmele DESBORDES și COMAP produc termometre cu scală dreaptă, cu alcool, cu teacă din alamă, pentru temperaturi cuprinse între 50 și 300 °C. Posibilitățile de montare pe aparate sau pe conducte sunt prezentate în fig 6.6.35, iar dimensiunile de montare în tabelul 6.6.39.

Firma DESBORDES produce, de asemenea, termometre cu cadran gradat de la 0 la 120°C cu colier din cupru (fig. 6.6.36,a) pentru strângere pe conducte. Diametrele de strângere

sunt de la DN 20 la DN 120 mm.

Aceeași firmă produce și termometre cu cadran gradat de la 0 la 120 °C cu tub de imersie.

Firma ROMSTAL comercializează termometre circulare utilizate pentru cazane și aparate cu sondă de temperatură și tub capilar (cu lichid) și cu tirant filetat. Domeniile de utilizare sunt: 0 la 120 °C; 0 la 200 °C; -40 la +40 °C

Se utilizează și aparate digitale cu citire directă, împreună cu viteze curenților de aer și umiditate relativă, cu posibilități de înregistrare (fig. 6.6.36 b).

6.6.16. Contoare pentru măsurarea consumului de căldură

6.6.16.1 Caracteristici principale

Contoarele de apă caldă se clasifică în funcție de destinația lor, conform reglementărilor internaționale:

- contoare de tip 1, utilizate de sine stătătoare pentru contorizarea apei calde. Se încadrează în intervale de temperaturi: 30 la 70 °C, 30 la 90 °C, 30 la 130°C și 30 la 180°C;
- contoare de tip 2 care sunt un ansamblu al contoarelor de energie termică. Se încadrează în intervalele de temperaturi menționate la cele de tip 1 cu observația că temperatura minimă a fluidului poate fi și sub 30°C;
- contoare de tip 3, utilizate, în general, pentru măsurarea condensatului. Contoarele de energie termică tre-

Tab.6.6.36. Caracteristicile tehnice ale reglatoarelor diferențiale, debit și temperatură produse de Danfoss.

Tip regulator	Presiunea nominală PN [bar]	Diametru DN [mm]	Reglarea presiunii diferențiale P	Limitarea debitului B	Reglarea debitului G	Controlul motorizat al debitului	Controlul direct al temperaturii	Domeniul de reglare presiune Δp [bar]	Domeniul de reglare debit [m³/h]	Kvs [m³/h]	Δp _v maxim [bar]	Temperatura maximă [°C]	Loc de montare
AVPL	10	15	•					0,05-2,0		1-1,6	4,5	120	Retur
AVP	16/25	15-50	•					0,05-2,0		1,6-20	12/20	150	Tur și Retur
AVQ	16/25	15-50			•				0,06-15	1,6-20	12/16	150	Tur și Retur
AVPB	16/25	15-50	•	•				0,05-2,0	0,06-15	1,6-20	12/16	150	Retur
AVPBT-F	25	15-25 32-65	•	•			•	0,2-0,5	0,25-15	1,6-20	20	150	Retur
AVPQ	16/25	15-50	•		•			0,1-2,0	0,06-15	1,6-20	12/16	150	Tur și Retur
AVGM	16/25	15-50			•	•			0,03-15	0,4-20	12/16	150	Tur și Retur
AVGT	25	15-50			•		•		0,25-15	1,6-20	20	150	Tur și Retur
AFP	16/25/40	15-250	•				•	0,05-6		4-400	20-10	150	Tur și Retur
AFQ	16/25/40	15-250			•		•		0,1-250	4-400	20-10	150	Tur și Retur
AFPB	16/25/40	15-125	•	•			•	0,1-1,5	0,05-120	4-160	20-15	150	Retur Retur
AFPQ	16/25/40	15-250	•		•		•	0,1-1,5	0,1-250	4-400	20-10	150	Tur și Retur
AFQM	16/25/40	40-125			•	•			0,6-120	20-160	20-15	150	Tur și Retur
PCV	16/25/40	65-250	•	•	•			În funcție de configurație	50-630		20-10	150	Tur și Retur

buie să fie compatibile cu rigorile următoarelor clase climatice:

- *clasa climatică A (pentru populație și montare în interior):*

- temperatură ambiantă: 5 la 55°C;
- nivel scăzut de umiditate;

- *clasa climatică B (pentru populație și montare în exterior):*

- temperatura ambiantă: -25 la +55°C;
- nivel normal de umiditate;
- solicitări mecanice scăzute

- *clasă climatică C (condiții industriale):*

- temperatură ambiantă: 5 la 55°C;
- condiții normale de umiditate;
- solicitări mecanice scăzute.

Elementele componente ale contorului de căldură sunt, în general: contorul de apă, sondele (traductoarele) de temperatură, blocul de calcul, cabluri de legătură (sonde-bloc de calcul).

6.6.16.2 Tipuri constructive

6.6.16.2.1 Contoare de căldură monobloc

Contorul de debit și traductorul de temperatură aval sunt montate compact cu blocul de calcul care este prevăzut cu un aliaj electronic digital; traductorul de temperatură amonte este montat, separat, pe conducta de ducere. Contorul poate afișa mărimile măsurate și/sau calculate, fie automat, în mod ciclic, fie la cerere, prin acționarea manuală a butonului de manevră.

Firma Romstal comercializează contoare de energie termică monobloc tip 2WR6 pentru debite mici și tip 2 WR5 pentru debite mari.

Contoarele de energie termică monobloc cu ultrasunete pentru debite mici ($G = 0,6 \dots 2,5 \text{ m}^3/\text{h}$) tip 2WR6 (fig. 6.6.37a) se compun dintr-un calculator pentru energie termică, o pereche de termorezistențe neinterschimbabile de tip DS conf. EN 1434 și un traductor de debit cu ultrasunete tip 2WR6. Calculatorul de energie termică are un microprocesor specializat și memorii EEPROM, prin intermediul cărora se realizează schema de achiziție, prelucrare, afișare și transmisie de date. Contoarele se montează pe conducte pozate orizontal sau vertical fără a necesita porțiuni de conducte drepte amonte/aval. Prezintă ca avantaje: fiabilitate pe termen lung, performanțe metrologice de calitate, siguranță în exploatare și construcție robustă.

Contorul de energie termică monobloc cu ultrasunete pentru debite mari ($G = 0,6 \dots 60 \text{ m}^3/\text{h}$) tip 2WR5 (fig. 6.6.37b) se compune din aceleași elemente ca și contorul tip 2WR6. Traductorul de debit nu include piese în mișcare, principiul de măsurare având la bază fenomenul de propagare a undelor ultrasonice în apă metoda „transit time”. Prezintă ca avantaje în plus față de tipul 2WR6: sisteme modulare de alimentare și de module de

comunicare; semnalizează și înregistrează orice încercare de manipulare, cu localizare în timp și durată; are o mare capacitate de memorare a datelor: 36 luni la durată fixă cu multiple informații: energie, volum precum și valori de vârf între două înregistrări (debit, putere termică, temperatură maximă).

6.6.16.2.2 Contoare de căldură combinate

Sunt executate din elemente componente separabile (fig. 6.6.38), având o varietate constructivă determinată, în special, de diversitatea tipurilor de contoare de debit utilizate: cu morișcă, cu elice, electromagnetice, cu ultrasu-

Tabel 6.6.37 Contoare de energie termică monobloc.

a-tip. 2WR6;				
Figura	DN [mm]	k_{vs} [m^3/h]	Racordare pe conductă	Δp regim de presiune [bar]
	15	4,0	cu filet	G 3/4 A
	20	6,3		G 1 A
	25	8,3		G 1 1/4 A
				1-5 3-12
	32	12,5	cu flanșe	
	40	16		
	50	20		
b-tip 2WR5				
Figura	DN [mm]	k_{vs} [m^3/h]	Racordare pe conductă	Δp regim de presiune [bar]
	15	4,0	cu filet	G 3/4 A
	20	6,3		G 1 A
	25	8,3		G 1 1/4 A
				1-5 3-12

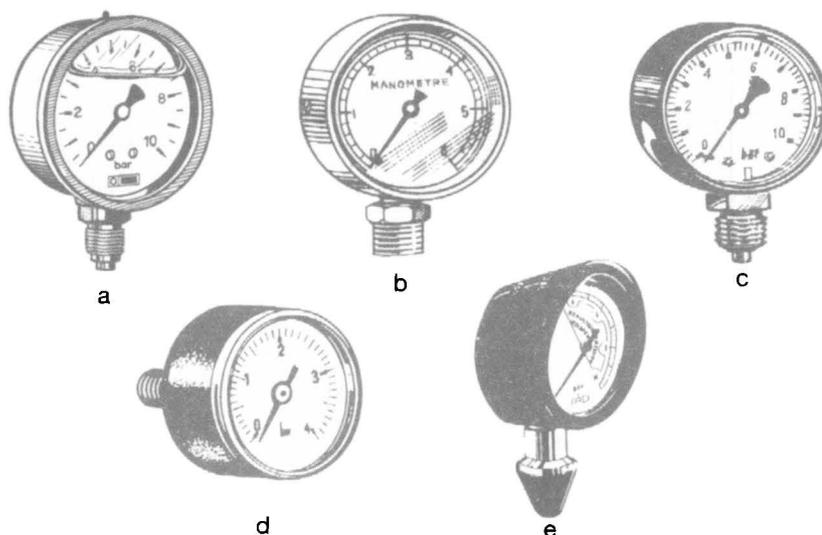


Fig. 6.6.34. Manometru:

a - tip Bourdon; b - monobloc; c - cu racord filetat în jos; d - cu racord filetat în spate; e - tip PRESSEADE..

nete, cu diafragmă, Vortex. De asemenea, traductoarele de temperatură pot fi termorezistențe cu două sau patru fire de tip Pt 100 sau Pt 500. După prelucrarea informației primite, blocul de calcul poate da informația sub diverse forme: totalizarea numerică redată electronic sau electromagnetic, înregistrare, indicare, semnalizarea unor regimuri de avarie etc.

Firma ZENNER ZÄHLER produce contoare combinate compuse din:

- contoare de apă caldă construite pentru temperaturi ale apei până la 120°C:

- ETHI: monojet; montare orizontală sau verticală;

- diametre de conducte: $D_n = 15...40$ mm;

- debite: $\dot{V}_n = 0,6...10$ m³/h;

- MTHI: multietajat; montare orizontală,

- diametre de conducte $D_n = 20...50$ mm;

- debite: $\dot{V}_n = 2,5...15$ m³/h;

- MTHI: multietajat, ST - montare verticală coborâre; FA - montare verticală coborâre;

- diametre $D_n = 20...40$ mm,

- debite $\dot{V}_n = 2,5...10$ m³/h;

- WPHI/WSI: tip Woltman:

- diametre: $D_n = 50...250$ mm;

- debite $\dot{V}_n = 15$ m³/h;

- blocul de calcul cu traductoare de temperatură tip SUPERCAL (fig. 6.6.39) care prelucrează datele afișând electronic următoarele mărimi:

- energie termică [kWh], [MWh];

- temperatura [°C];

- volum [m³];

- debit [l/h];

- timp [h];

- putere termică [kW].

- racorduri speciale 1 x 1/2 x 1" pentru sonde de temperatură și teci;

- clapetă antiretur pentru împiedicarea ancrării și facilitarea operațiilor de înlocuire.

Firma DANFOSS produce contorul

Tabelul 6.6.38. Debitmetre DANFOSS

	Grupe de produse	MAGFLO* Debitmetru electromagnetic	MASSFLO* Debitmetru masic	SONOFLO* Debitmetru ultrasonic	VORFLO* Debitmetru vortex	EVITA™ Contor de oxigen
Tehnologii	Principiul de măsurare	Electromagnetic	Coriolis tip cu o conductă sau două	Timp de parcurs al semnalului ultrasonic pe mai multe căi	Vârtej	Clark
	Mărimea măsurată	Debit volumic	Debit masic Masa totală Densitate Temperatură Debit volumic Volum total Debit de fracțiune % fracțiune (de ex. Brix) Total fracțiune	Debit volumic Debit masic Viteza sunetului	Debit volumic Debit masic Volum normal Debit de apă Debit de abur și de gaz	Oxigen dizolvat în apă și apă uzată
	Instalare	Conducte pline cu lichid	Conducte pline cu lichid	Conducte pline cu lichid	Conducte pline cu aburi, lichid sau gaz	Rezervoare de aerisire, crescătorii de pește etc.
Aplicații principale	Medii	Toate mediile conductoare de electricitate	Toate mediile pompabile	Toate mediile care transmit sunetul	Lichide cu o viscozitate redusă, gaze și aburi	Apă și apă uzată
	Sectoare principale	Chimicale, alimente și băuturi, tratarea apei, energie, căldură	Alimente și băuturi, chimicale, energie/căldură produse petrochimice	Chimicale, tratarea apei energie/căldură produse petrochimice	Chimicale, alimente și băuturi energie/căldură	Tratarea apei și creșterea peștilor
	Aplicații	Control, reglare înregistrare, dozare amestec în proporții	Control, reglare înregistrare cântărire, dozare verificare	Reglare înregistrare urmărire contabilizare	Reglare înregistrare urmărire	Control, reglare înregistrare urmărire
Specificații	Mărime	DN 6-2000	DN 3-50	DN 10-4000	DN 15-300	
	Domeniu de măsurare	0,025-113000 m ³ /h	1-80000 kg/h	0,2-500000 m ³ /h	Gaz/aburi 1,5-21300 m ³ /h Lichid 0,25-2300 m ³ /h	0-30 ppm, 0-200%
	Temperatura lichidului	de la -20 la +200°C	de la -50 la +180°C	de la -200 la +250°C	de la -40 la +400°C	0 la 48°C
	Presiune maximă	350 bar	500 bar	160 bar	100 bar	10 bar
	Precizie	0,25 % din debitul efectiv	0,15 % din debitul efectiv	0,5 % din debitul efectiv	0,7% din debitul efectiv (lichid) 1,25 % din debitul efectiv (gaze, aburi)	0,5 % din FSO
	Carcasa (senzor)	IP 65/67/68	IP 65	IP 68	IP 65	IP 68
	Aprobări	CENELEC EEX, 3A, PTB custody transfer 3A OIML	CENELEC EEx, Custody transfer (în curs de preparare)	CENELEC EEx, PTB custody transfer	CENELEC EEx	

de căldură tip „SONOCAL™“ (fig. 6.6.40), care este o combinație între debitmetrul cu ultrasunete SONOFLO

(produs tot de DANFOSS), calculatorul de energie tip MULTICAL II la care se mai adaugă senzorii de temperatură. Se execută pentru diametre de conducte $D_n = 32...40$ mm; debite de apă $V_n = 15...2500$ m³/h și puteri termice $\Phi_n = 0,03...4,2$ MW

Modul de montare a unui conductor de căldură este prezentat în fig. 6.6.41, la care se adaugă următoarele recomandări:

- înclinarea traductoarelor de temperatură în opoziție cu sensul de curgere a agentului termic;
- prevederea de teci suplimentare, învecinate fiecărui traductor de temperatură, pentru a controla prin comparație corectitudinea măsurării celor

- două temperaturi;
- amplasare a unui filtru, în amonte de contorul de debit;
- prevederea cu bornă de împământare;
- în amonte și aval de controlul de debit este necesar să se prevadă tronsoane rectilinii de conductă având lungimi de minimum $10 D_n$ respectiv $8 D_n$, tronsoane libere de orice rezistență hidraulică;
- montarea traductoarelor este necesar să se facă astfel:
 - pentru conducte cu $50 \text{ mm} \leq D_n \leq 250 \text{ mm}$, perpendicular față de direcția de curgere a agentului termic;
 - pentru conducte de curgere $D_n \leq 50 \text{ mm}$, în opoziție față de sen-



Fig. 6.6.36. Termometru: a - cu colier; b - digital.

Tabelul 6.6.39. Dimensiunile de montare [mm] ale termometrelor cu scală dreaptă

D ₀	Conducte neizolate			Conducte izolate		
	L ₁	L ₂	L _t	L ₁	L ₂	L _t
80	117	30	107	147	60	137
100	127	30	117	157	60	147
125	140	30	130	170	60	160
150	152	30	142	183	60	172
175	165	30	155	195	60	185
200	177	30	167	207	60	197
225	190	30	180	220	60	210
250	202	30	192	232	60	222
300	227	30	217	257	60	247
350	252	30	242	282	60	272
400	277	30	267	307	60	297

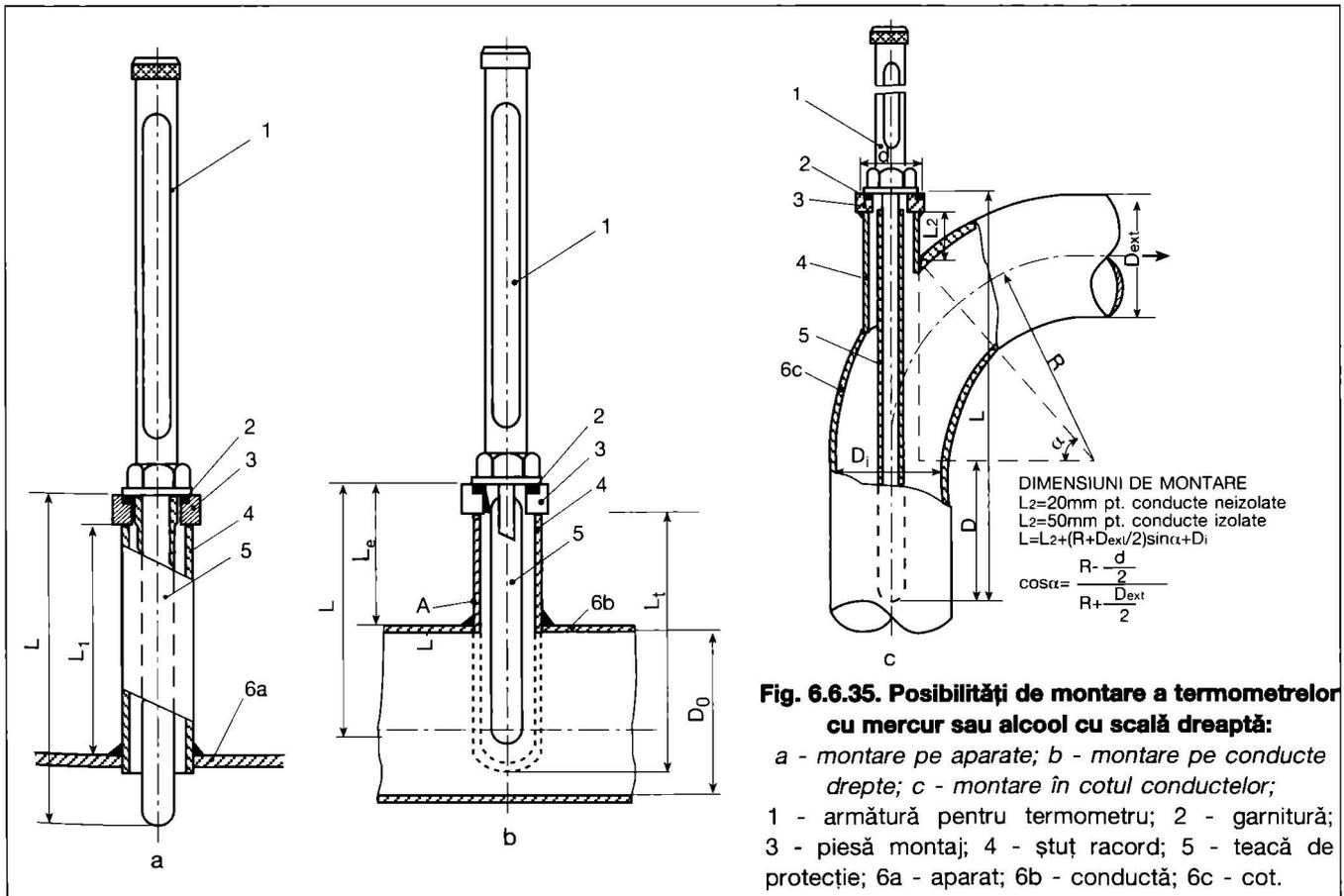


Fig. 6.6.35. Posibilități de montare a termometrelor cu mercur sau alcool cu scală dreaptă: a - montare pe aparate; b - montare pe conducte drepte; c - montare în cotul conductelor; 1 - armătură pentru termometru; 2 - garnitură; 3 - piesă montaj; 4 - ștuț racord; 5 - teacă de protecție; 6a - aparat; 6b - conductă; 6c - cot.

sul de curgere a agentului termic.

- utilizarea de termorezistențe scurte pentru conducte cu $D_n \leq 25$ mm și lungi pentru conducte cu diametre mari.

6.6.16.2.3 Înregistratoare de temperatură

Tipurile de înregistratoare de temperatură existente, sunt:

- cu dispozitive de evaporare, utilizate numai în cazul în care temperatura medie minimă a corpurilor de încălzire este de 55°C , datorită faptului că fenomenul de evaporare a lichidului din eprubetele aparatelor nu se produce direct pe o porțiune cu temperatura medie a corpurilor de încălzire (fig. 6.6.42 a).

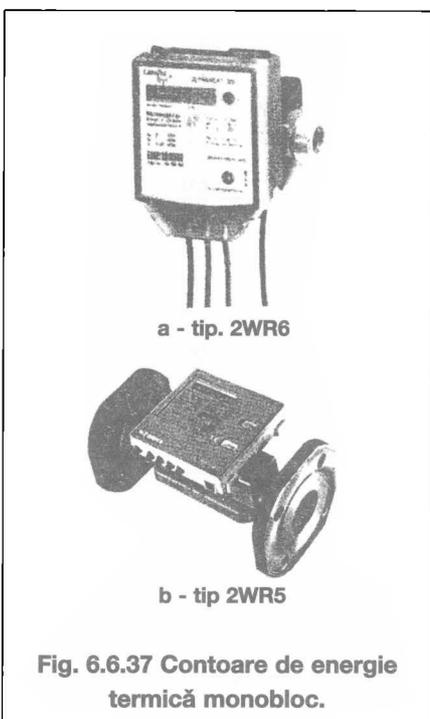


Fig. 6.6.37 Contoare de energie termică monobloc.

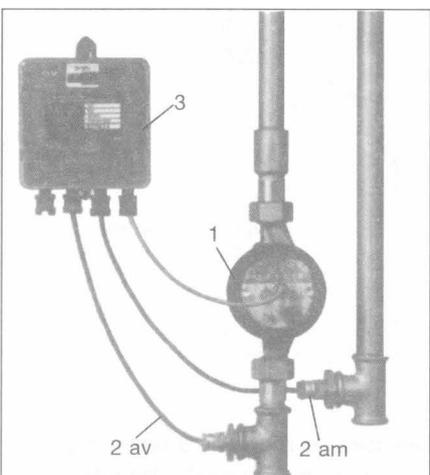


Fig. 6.6.38. Contor de căldură combinat:

1 - contor de debit; 2 - am și 2 av - traductoare de temperatură montate în amonte și aval.

- cu dispozitive alimentate cu energie electrică (electronică) cu unul sau doi senzori de temperatură. Aparatele cu doi senzori, integrează în funcție de timp diferențe dintre temperatura suprafeței corpului de încălzire și temperatura încăperii, iar cele cu un singur senzor, însumează temperatura medie a corpului de încălzire pe perioada respectivă.

- cu dispozitive alimentate cu energie electrică și cu posibilitatea transmiterii datelor prin unde radio. Toate datele se recepționează din exteriorul



Fig. 6.6.39. Blocul de calcul tip SUPERCAL.



Fig. 6.6.40. Contor de căldură „SONOCAL”.

spațiului locativ, cu ajutorul unui computer mobil și sun transmise mai departe la dispeceratul central. Se realizează astfel economie de timp, fără programare pentru citire, fără estimări ale consumului.

Aparatele cu un singur senzor, se pot utiliza numai în cazul în care temperatura medie minimă a corpului de încălzire este mai mare de 55°C .

În SREN 834 se precizează că valorile afișate de înregistratoarele de temperatură sunt transformate într-o formă adecvată pentru calcularea costurilor consumului, din factorii de evaluare:

- k_o - pentru puterea termică a corpului de încălzire;
- k_c - pentru cuplajul termic la senzorul de temperatură;
- k_T - pentru încăperi, cu temperaturi interioare de proiectare scăzute, față de valoarea de referință.

Factorul de evaluare k , reprezintă pro-

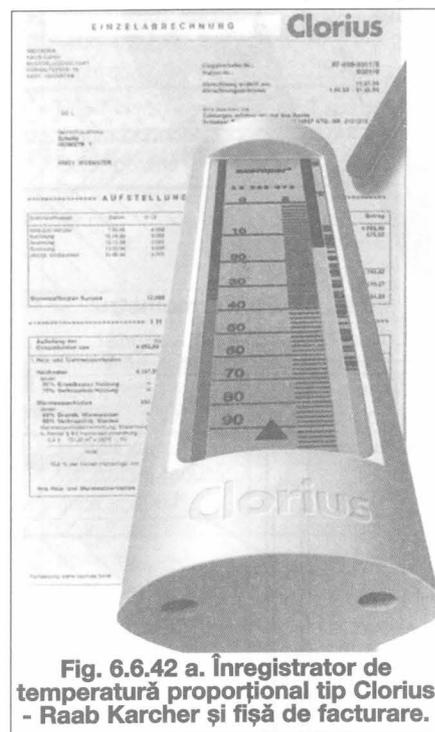


Fig. 6.6.42 a. Înregistrator de temperatură proporțional tip Clorius - Raab Karcher și fișă de facturare.

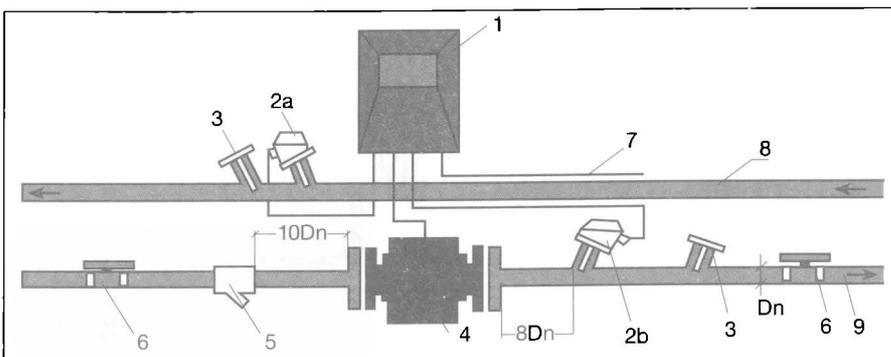


Fig. 6.6.41. Schema de principiu privind montarea unui contor de căldură:

1 - bloc de calcul; 2a și 2b - traductoare de temperatură; 3 - teacă pentru termometrele de control; 4 - contor de debit; 5 - filtru; 6 - robinete de izolare a contorului de debit; 7 - alimentare electrică; 8 - conductă de ducere; 9 - conductă de întoarcere.

dusul factorilor de evaluare individuale:

$$k = k_O \cdot k_C \cdot k_T$$

Înregistratoarele de temperatură electronice K, sunt prevăzute cu un ecran cu cristale lichide (LCD) și dotate cu microcentrale, cu memorie de tip ROM pentru programare și de tip RAM pentru bazele de date, permițând, pe lângă valoarea consumului curent, afișarea valorilor memorate la datele scadente fixe pentru lunile precedente.

Înregistratoarele de temperatură se montează pe fiecare corp de încălzire în parte, iar înregistrările depind direct de temperatura medie și durata de funcționare a corpului de încălzire precum și de caracteristicile proprii ale acestora. Locul de montare a înregistratoarelor de temperatură pe corpul de încălzire este reglementat prin norme și este deosebit de important pentru stabilirea corectă a consumurilor de căldură.

În fig. 6.6.42 b sunt prezentate trei tipuri de înregistratoare de temperatură produse de firma ZENNER, SIEMENS



Fig. 6.6.42 b. Înregistratoare de temperatură.

și ISTA. Sunt înregistratoare de temperatură electronice având ca date tehnice: temperatura medie de referință a agentului termic cuprinsă între 35 și

95°C; temperatura mediului ambiant între 0 și 60°C; puterea termică a corpului de încălzire de până la 15000W; durata de viață 10 ani.

6.7. Izolarea termică

Conductele ce transportă fluide cu temperaturi mai mari de 50 °C, montate în interiorul sau exteriorul clădirilor în canale sau subsoluri tehnice, precum și aparatele (boilere, aparate de contracurent, rezervoare etc.) se izolează termic pentru:

- micșorarea pierderilor de căldură a fluidului transportat;
- menținerea temperaturii fluidului la anumite valori cerute de procesul tehnologic;
- limitarea temperaturii suprafeței exterioare a conductei, impusă de normele de protecție a muncii la maximum 50 °C;
- evitarea încălzirii camerelor prin care trec conductele (cămări, pivnițe etc.);
- eliminarea pericolului de îngheț al conductelor în perioadele cu temperaturi scăzute și cu funcționare întreruptă a instalațiilor de încălzire;
- evitarea condensării vaporilor din aer în contact cu pereții conductelor reci.

Izolarea termică a conductelor și aparatelor cuprinde, în general:

- unul sau mai multe straturi termoizolante prevăzute cu dispozitive de fixare;
- un strat de protecție a materialului izolan, în funcție de mediul ambiant și de condițiile de exploatare;
- un strat de finisare, pentru realizarea unui aspect frumos sau pentru identificarea fluidului ce trece prin conducte.

6.7.1. Materiale termoizolante

Materialele utilizate în lucrările de izolații termice se grupează în trei categorii:

- materiale de bază, care alcătuiesc

stratul termoizolant: vată de sticlă, vată minerală, pâslă minerală, plută, diatomit și spumă poliuretanică întărită;

- materiale pentru fixare: plase de sârmă, carton ondulat, bandaje de cânepă sau material plastic etc.;

- materiale pentru protecție: ipsos, carton asfaltat, bitum, tablă galvanizată sau din inox etc.;

Materialele care alcătuiesc stratul termoizolant trebuie să îndeplinească următoarele condiții de bază:

- să aibă un coeficient de conductivitate termică redus;
- să fie rezistente la temperaturi ridicate, la variații de temperatură și umiditate, precum și la condițiile atmosferice variabile în cursul anului;
- să aibă rezistență mecanică pentru a nu fi deteriorate în timpul exploatarei, să fie ușor de executat și întreținut, să nu fie agresive față de obiectul izolat, să fie economice (cost cât mai scăzut), să fie rezistente la acțiunea focului, să aibă o greutate cât mai redusă.

Materialele termoizolante se prezintă sub formă de saltele, de rogojini simple ori cusute pe carton ondulat sau pe plasă de sârmă, plăci semirigide, cochilii, segmenti și șnur.

Rogojinile din vată de sticlă sau vată minerală cusute pe carton ondulat se utilizează când agentul termic are temperatura până la 100 °C; pentru temperaturi mai mari se utilizează rogojini cusute pe plasă de sârmă (rabiț).

Materialele menționate au coeficientul de conductivitate termică în jur de 0,04 W/m·K (tab. 6.7.1).

Alegerea materialului stratului termoizolant se face în funcție de temperatura medie a fluidului încălzitor θ_f , corespunzător perioadei de încălzire sau temperatura peretelui exterior, în cazul aparatelor (tab. 6.7.1).

6.7.2. Executarea izolației termice

Izolația termică a unei conducte sau a unui aparat cuprinde, în general:

- stratul termoizolant;
- protecția mecanică a stratului izolan;
- protecția contra umidității;
- finisarea estetică.

Operațiile de executare a izolației termice depind de materialele utilizate. Astfel, în cazul utilizării de:

- materiale sub formă de saltele și rogojini simple sau cusute pe carton ondulat sau pe plasă de sârmă, executarea izolării termice constă în:

- montarea stratului izolan termic prin înfășurarea (la conducte) sau prin aplicarea pe suprafață (la aparate);

- realizarea stratului de protecție mecanică format dintr-o tencuială brută de 2 - 3 cm grosime din mortar din ipsos sau rumeguș de lemn cernut (12%) și clei (8...10%);

- realizarea stratului de protecție contra umidității îmbrăcând izolația în: carton bituminat (acolo unde nu este pericol de incendiu); folie din polistiren de 0,25 mm grosime; folie din PVC plastifiată de 0,4 mm grosime;

- realizarea stratului de finisare cu tablă din aluminiu sau oțel zincat de 0,3...0,5 mm grosime (acest strat poate constitui și stratul de protecție contra umidității).

- materiale cu formă de cochilii, segmenti, plăci semirigide, executarea izolării termice constă în:

- montarea cochiliilor direct pe conductă sau a plăcilor semirigide pe suprafețele aparatelor;

- realizarea stratului de protecție mecanică și protecție contra umidității, îmbrăcând stratul de izolații cu tablă din aluminiu sau oțel

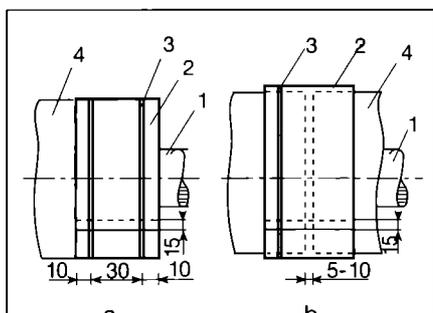


Fig. 6.7.1. Manșete:

a - pentru protejarea capetelor la întreruperea izolației;

b - pentru protejarea rosturilor de dilatare;

1 - conductă; 2 - manșete din tablă zincată de 0,5 mm grosime; 3 - sârmă zincată pentru strângere (1,45-1,50 mm); 4 - strat de protecție.

Tabelul 6.7.1. Temperatura medie de utilizare a principalelor materiale termoizolante și coeficientul de conductivitate termică

Nr. crt.	Material	STAS	θ_f [°C]	λ [W/m·K]
1	Rogojini din vată de sticlă pe carton ondulat	8077	≤ 120	0,036...0,041
2	Saltele din vată minerală pe carton ondulat	5838/3	≤ 200	0,042...0,045
3	Rogojini din vată de sticlă pe rabiț	5838/3	≤ 300	0,036...0,041
4	Saltele din vată minerală	5838/3	≤ 700	0,040...0,045
5	Cochilii din vată minerală	5838/6	≤ 250	0,040...0,045
6	Șnur din vată minerală	5838/8	≤ 700	0,040...0,045
7	Vată minerală în vrac	5838/2	≤ 700	0,040...0,045
8	Diatomit granulat cochilii	1708	≤ 400	0,022
9	Poliuretan întărit		≤ 140 permanent ≤ 150 temporar	0,04

zincat. La unele aparate ca, de exemplu, boilerle verticale, se utilizează mantale din material plastic prinse cu fermoare.

Conductele montate în șlituri în perete sau nișe se izolează cu cochilii, fâșii din vată de sticlă sau din vată minerală de 20-30 mm grosime, legate cu sârmă zincată cu diametrul de 0,8-1 mm.

În dreptul elementelor de susținere a flanșelor, a compensatoarelor, izolația se întrerupe, se acoperă și se protejează cu manșete din tablă zincată sau aluminiu (fig. 6.7.1. a). Pentru a permite dilatarea fără a se deteriora izolația, se lasă rosturi de dilatare de 5-10 mm, pe toată grosimea izolației, care se acoperă cu o manșetă din tablă (fig. 6.7.1. b).

Armăturile de pe conductele montate aerian se izolează cu carcase demontabile din tablă zincată (aluminiu) (fig. 6.7.2).

Operația de executare a izolării termice se începe numai după efectuarea tuturor probelor hidraulice definitive stabilite de actele normative în vigoare și realizarea protecției anticorrosive.

Calitatea stratului anticorrosiv se alege

în funcție de temperatura fluidului θ_f și, anume: minimum de plumb sau de fier etc. în cazul în care $\theta_f \leq 100$ °C și rășini sintetice, email de bronz sau aluminiu când $\theta_f > 100$ °C.

Stratul de bază pentru protecția anticorrosivă se execută în două straturi după ce, în prealabil, suprafețele metalice au fost curățate de rugină și noroi cu peria de sârmă sau prin sablare.

6.7.3. Grosimea izolației termice

Stabilirea grosimii izolației termice se face astfel încât pierderile de căldură cât și investițiile să fie minime.

Normativul pentru proiectarea instalațiilor de încălzire centrală I.13 menționează că grosimea izolației termice se stabilește pe baza calculului tehnico-economic de optimizare pentru care se iau în considerare:

- pentru rețele termice de apă cu reglare calitativă - temperatura medie anuală a agentului termic;
- pentru rețele de abur și de apă cu parametrii constanți - temperatura agentului termic respectiv;
- Temperatura mediului ambiant se consideră:
- la montarea aeriană (exterior) sau în canale - temperatura medie a aerului

ambiant pentru perioada de funcționare a rețelei;

- la montarea fără canal - temperatura medie a solului la adâncimea de montare a conductelor pentru perioada de funcționare.

Grosimea izolației termice trebuie să asigure un randament al termoizolației de minimum 80 %. Randamentul termoizolației se determină cu relația:

$$\eta_{iz} = [(q_0 - q_{iz})/q_0] \cdot 100 [\%] \quad (6.7.1)$$

în care:

q_0 - este pierderea de căldură unitară a conductei neizolate [W/m] (tab. 6.7.2)

q_{iz} - pierdere de căldură unitară a conductei izolate [W/m]

Pierderile de căldură unitare ale unei conducte izolate se calculează cu relația:

$$q_{iz} = U_{c,i} \cdot \Delta T \quad [W/m] \quad (6.7.2)$$

în care:

$U_{c,i}$ - este coeficientul global de transmisie a căldurii [W/m·K] și ale cărui valori sunt date în diagrama din fig. 6.7.3 în funcție de grosimea izolației, natura materialului izolan și diametrul conductei;

ΔT - diferența de temperatură medie, dintre agentul termic și mediul înconjurător în perioada de funcționare [K].

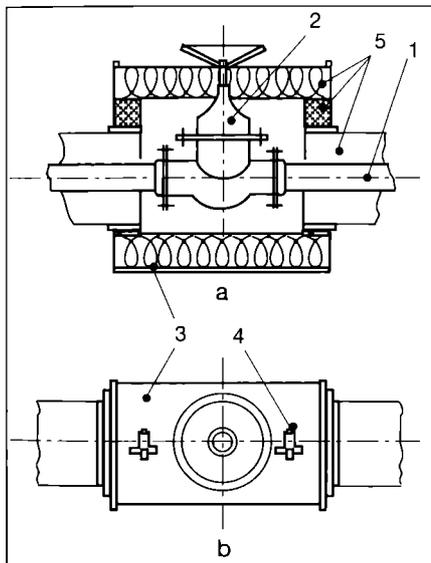


Fig. 6.7.2. Izolarea cu carcasă demontabilă a armăturilor:

a - secțiune longitudinală;
b - vedere de sus;

- 1 - conductă; 2 - armătură;
- 3 - carcasă; 4 - închizătoare;
- 5 - termoizolație.

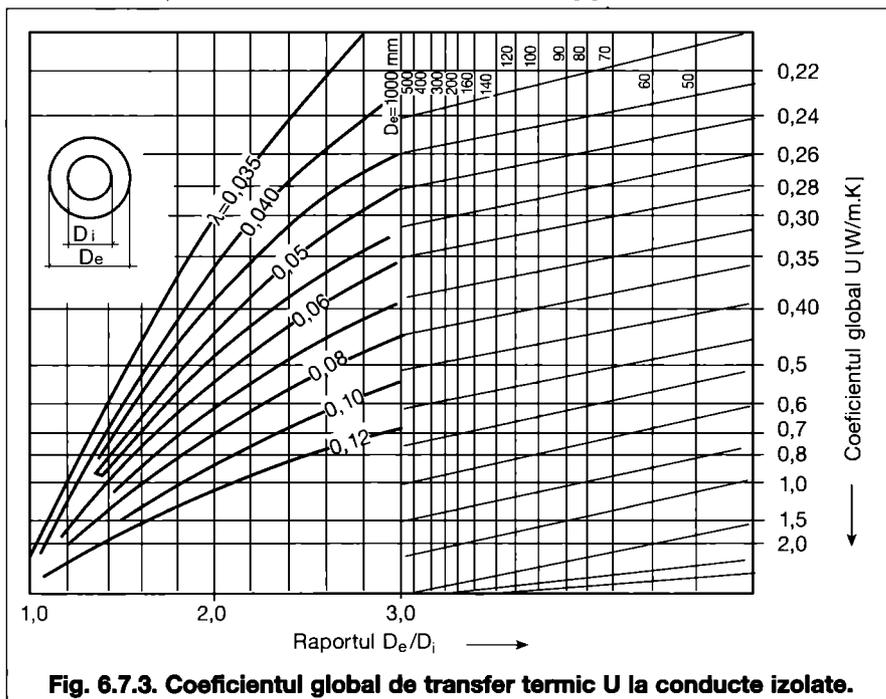


Fig. 6.7.3. Coeficientul global de transfer termic U la conducte izolate.

Tabelul 6.7.2. Pierderile de căldură unitare ale conductelor neizolate [W/m]

Varianta de amplasare	Agentul termic	Diametrul exterior al țevii [mm]									
		33,7	42,4	48,3	57	60,3	70	76,1	88,9	101,6	108
O țevă orizontală	Apă	91	109	121	138	144	162	173	198	221	231
	Abur	132	158	175	199	208	234	251	287	320	335
Una sau mai multe țevi verticale	Apă	80	95	108	122	129	144	154	173	193	203
	Abur	115	138	156	178	186	208	191	251	279	294
Mai multe țevi orizontale suprapuse	Apă	89	107	120	136	141	161	170	194	216	226
	Abur	128	154	173	197	205	233	247	281	313	328

Exemplul de calcul 1

Se determină randamentul izolației termice la o conductă cu diametrul exterior de 108 mm, prin care circulă apă caldă cu temperatura medie $\theta_m = 80^\circ\text{C}$. Aerul exterior are temperatura medie $\theta_m = 20^\circ\text{C}$. Conducta este izolată cu cochilii din vată minerală în grosime $d_{iz} = 40$ mm, având $\lambda_{iz} = 0,045$ W/m·K.

Rezolvare

- pierderea de căldură unitară a conductei neizolate pentru apă caldă cu $\theta_m = 80^\circ\text{C}$ și temperatura mediului exterior $\theta_{me} = 20^\circ\text{C}$, din tabelul 6.7.2. se obține $q_0 = 231$ W/m;

- pierderea de căldură unitară a conductei izolate termic se determină cu relația (6.7.2):

$$q_{iz} = U_{c,i} \cdot \Delta T = 0,46 \times (80 - 20) = 27,6 \text{ W/m}$$

în care:

$U_{c,i}$ - coeficientul global de transfer termic; $U_{c,i} = 0,46$ W/m·K, determinat din diagrama din fig. 6.7.3, pentru diametrul conductei $D_i = 108$ mm;

d_{iz} - grosimea izolației; $d_{iz} = 40$ mm;

λ_{iz} - coeficientul de conductivitate termică; $\lambda_{iz} = 0,045$ W/m·K și

D_e/D_i - raportul diametrelor; $D_e/D_i = 188/108 = 1,74$;

ΔT - diferența de temperatură;

$$\Delta T = \theta_m - \theta_{me} = 80 - 20 = 60 \text{ K.}$$

- randamentul izolației termice se calculează cu relația

$$\eta_{iz} = [(q_0 - q_{iz}) / q_0] \cdot 100 = [(231 - 27,6) / 231] \cdot 100 = 88 \%$$

valoare superioară celei impuse de

Normativul I. 13.

Un accent deosebit la stabilirea grosimii optime a termoizolației se pune pe factorul de exploatare. Astfel, în literatura de specialitate (Franța, Germania) se menționează că grosimea optimă a termoizolației depinde de diametrul conductei și factorul de exploatare a căruia valoare este dată de relația:

$$E = C \cdot \Delta T \cdot n \cdot \lambda \cdot 10^{-6} \text{ [lei/m, an]} \quad (6.7.3)$$

în care:

C - este costul căldurii [lei/MW·h];

ΔT - diferența de temperatură medie, dintre agentul termic θ_m și mediul înconjurător θ_{me} , în perioada de exploatare [K];

n - numărul de ore de funcționare dintr-un an [h/an];

λ - conductivitatea termică a materialului izolant [W/m·K].



I. Instalații de încălzire

Capitolul 7

Metodologia de calcul a performanței energetice a instalațiilor de încălziri



7.1. Recomandări privind necesitatea asigurării performanței energetice a clădirilor

Gestiunea energiei produse și consumate în instalațiile termice a apărut ca urmare a dezvoltării continue a tehnologiilor, a posibilităților de măsurare, a analizei și interpretării rezultatelor, precum și a posibilităților de acționare rapidă asupra elementelor instalațiilor, în vederea conectării și chiar a reabilitării acestora.

Studiile și cercetările din ultimile decenii au fost axate pe problemele prioritare privind o nouă orientare față de energetica construcțiilor.

Directiva 200/91/CE din 16 decembrie 2002 privind performanța energetică a clădirilor a determinat aprobarea Legii 372/2005 privind performanța energetică a clădirilor, care stipulează în mod expres:

- reducerea consumurilor de energie la clădirile existente, luând o serie de măsuri din punct de vedere tehnic și economic;
- adaptarea de măsuri pentru clădirile noi; creșterea siguranței în exploatare și
- reducerea gradului de poluare a mediului.

Parlamentul European a aprobat în anul 2002, Directiva 91 privind performanța energetică a clădirilor. Pe baza acestei directive în anul 2005, Parlamentul României au aprobat Legea nr. 372 privind performanța energetică a clădirilor. În continuare se prezintă, pe capitole, proiectul de lege privind performanța energetică a clădirilor.

7.1.1. Dispoziții generale ale Legii nr. 372/2005

Scopul legii este promovarea creșterii performanței energetice a clădirilor ținând cont de condițiile climatice exterioare și de amplasament, de cerințele de temperatură interioară și de eficiența economică.

Prin lege se stabilesc condiții cu privire la:

- a) cadrul general al metodologiei de calcul privind performanța energetică a clădirilor;
- b) aplicarea cerințelor minime de performanță energetică la clădirile noi;
- c) aplicarea cerințelor minime de performanță energetică la clădirile existente, supuse unor lucrări de modernizare;
- d) certificarea energetică a clădirilor;
- e) inspecția periodică a cazanelor și sistemelor de climatizare din clădiri și, în plus, evaluarea instalațiilor de încălzire la care cazanele sunt mai vechi de 15 ani

7.1.2. Definiții cuprinse în Legea nr. 372/2005

Sunt definiți 9 termeni utilizați în cuprinsul legii dintre care prezintă importanță termenii: clădire, performanță energetică a clădirii, certificatul de performanță energetică al clădirii și lucrări de renovare.

1. „clădire”: ansamblu de spații cu funcțiuni precizate, delimitat de elementele de construcție care alcătuiesc anvelopa clădirii, inclusiv instalațiile aferente, în care energia este utilizată pentru asigurarea climatului interior. Termenul clădire definește atât clădirea în ansamblu cât și părți ale acesteia, care au fost proiectate sau modificate pentru a fi utilizate separat;

2. „performanța energetică a clădirii”: energia efectiv consumată sau estimată pentru a răspunde necesităților legate de utilizarea normală a clădirii, necesități care includ în principal: încălzirea, prepararea apei calde de consum, răcirea, ventilarea și iluminatul. Performanța energetică a clădirii se determină conform unei metodologii de calcul și se exprimă prin unul sau mai mulți indicatori numerici care se calculează luând în considerare izolația termică, caracteristicile tehnice ale clădirii și instalațiilor, proiectarea și amplasarea clădirii în raport cu factorii climatici exteriori, expunerea la soare și influența clădirilor învecinate, sursele proprii de producere a energiei și alți factori, inclusiv climatul interior al clădirii, care influențează necesarul de energie;

3. „certificatul de performanță energetică al clădirii”: document tehnic, cu caracter de informare, care atestă performanța energetică a unei clădirii;

9. „lucrări de renovare”: lucrări de modernizare efectuate asupra anvelopei clădirii și/sau a instalațiilor de încălzire, alimentare cu apă caldă menajeră, condiționare a aerului, ventilație și iluminat, ale căror costuri depășesc 25% din valoarea de impozitare a clădirii, sau lucrări de modernizare efectuate la mai mult de 25% din valoarea anvelopei clădirii.

7.1.3. Metodologia de calcul a performanței energetice a clădirilor

Prin lege se preciza ca în termen de 6 luni de la intrarea în vigoare a legii, Ministerul Transporturilor, Construcțiilor și Turismului să elaboreze și aprobe reglementarea tehnică privind metodologia de calcul a performanței energetice a clădirilor.

Metodologia va cuprinde, în principal, următoarele elemente:

- a) caracteristicile termotehnice ale ele-

mentelor ce alcătuiesc anvelopa clădirii, compartimentarea interioară, inclusiv etanșeitatea la aer;

- b) instalațiile de încălzire și de alimentare cu apă caldă menajeră, inclusiv caracteristicile în ceea ce privește izolarea acestora;
- c) instalația de condiționare a aerului;
- d) ventilația;
- e) instalația de iluminat integrată, în principal sectorul nerezidențial;
- f) poziția și orientarea clădirilor, inclusiv parametrii climatici exteriori;
- g) sistemele solare pasive și de protecție solară;
- h) ventilația naturală;
- i) condițiile de climat interior, prevăzute prin proiect.

Metodologia va cuprinde, după caz, și alte elemente, în situația în care influența acestora asupra performanței energetice a clădirilor este relevantă, precum:

- a) sisteme solare active și alte sisteme de încălzire și electricitate bazate pe surse de energie regenerabilă;
- b) electricitate produsă prin cogenerare;
- c) centrale de încălzire și de răcire de cartier sau de bloc;
- d) iluminatul natural.

7.1.4. Cerințele de performanță energetică a clădirilor

Prin metodologie se stabilesc cerințele minime de performanță energetică a clădirilor și se aplică diferențiat pentru diferite categorii de clădiri, atât pentru clădirile noi, cât și pentru clădirile existente, după cum urmează:

- a) locuințe unifamiliale;
- b) blocuri de locuințe;
- c) birouri;
- d) clădiri de învățământ;
- e) spitale;
- f) hoteluri și restaurante;
- g) săli de sport;
- h) clădiri pentru servicii de comerț;
- i) alte tipuri de clădiri consumatoare de energie.

Cerințele stabilite în metodologie țin seama de condițiile generale de climat interior pentru a preveni eventualele efecte negative, cum sunt ventilarea necorespunzătoare, condițiile locale, destinația dată în proiect și vechimea clădirii.

Cerințele se revizuiesc la intervale regulate, nu mai mari de 5 ani și se actualizează ori de câte ori este necesar pentru a reflecta progresul tehnic în sectorul construcțiilor.

Cerințele stabilite în metodologie nu se aplică următoarelor categorii de clădiri:

- a) clădiri și monumente protejate care fac parte din zone construite protejate, conform legii, fie au valoare arhitecturală sau istorică deosebită,

căroră, dacă li s-ar aplica cerințele, li s-ar modifica în mod inacceptabil caracterul sau aspectul exterior;

- b) clădiri utilizate ca lăcașuri de cult sau pentru alte activități cu caracter religios;
- c) clădiri provizorii prevăzute a fi utilizate pe perioade de până la doi ani, zone industriale, ateliere și clădiri nerezidențiale din domeniul agricol care necesită un consum redus de energie;
- d) clădiri rezidențiale care sunt destinate a fi utilizate mai puțin de patru luni pe an;
- e) clădiri independente cu o suprafață utilă totală mai mică de 50 m².

La clădirile noi se respectă cerințele stabilite în metodologie.

Pentru clădirile noi cu o suprafață utilă totală de peste 1000 m², autoritatea administrației publice locale sau județene, prin certificatul de urbanism dat în vederea emiterii autorizației de construire, potrivit legii, solicită întocmirea unui studiu de fezabilitate tehnică, economică și de mediu privind posibilitatea utilizării unor sisteme alternative de producere a energiei, ca de exemplu:

- a) sistemele descentralizate de alimentare cu energie bazate pe surse de energie regenerabilă;
- b) producerea combinată de căldură și electricitate – PCCE;
- c) sistemele de încălzire sau de răcire de cartier sau de bloc, dacă există;
- d) pompele de căldură, în anumite condiții.

La clădirile existente cu o suprafață utilă de peste 1000 m² la care se execută lucrări de renovare, performanța energetică a acestora trebuie îmbunătățită pentru a satisface cerințele stabilite în metodologie, în măsura în care acest lucru este posibil din punct de vedere tehnic, funcțional și economic.

Cerințele se stabilesc pentru întreaga clădire renovată sau pentru sistemele/elementele renovate ale clădirii, atunci când acestea fac parte dintr-o lucrare de renovare care trebuie realizată într-o perioadă limitată de timp, având ca scop îmbunătățirea performanței energetice globale a clădirii.

7.1.5. Certificatul de performanță energetică al clădirii

Certificatul de performanță energetică al clădirii, este valabil 10 ani de la data emiterii, se eliberează cu respectarea legislației în vigoare pentru clădirile care se construiesc, sunt vândute sau închiriate.

Certificatul este eliberat proprietarului, iar proprietarul îl pune, după caz, la dispoziția potențialului cumpărător sau chirias.

CertIFICATELE pentru apartamente și spații cu altă destinație decât aceea de locuință din clădirile de locuit colective se eliberează, după caz, pe baza:

- a) unei certificări comune pentru întreaga clădire, în cazul clădirilor racordate la sistemul centralizat de încălzire și preparare a apei calde menajere, sau,
- b) evaluării unui apartament similar din aceeași clădire.

Nu se eliberează certificat pentru clădirile menționate la punctul 7.1.4.

Certificatul cuprinde valori de referință prevăzute în reglementările tehnice în vigoare care permit consumatorilor să compare și să evalueze performanța energetică a clădirii. Certificatul este însoțit de recomandări de reducere a costurilor prin îmbunătățirea performanței energetice a clădirii.

În cazul clădirilor cu o suprafață utilă de peste 1000 m², aflate în proprietatea/administrarea autorităților publice sau a instituțiilor care prestează servicii publice, certificatul valabil este afișat într-un loc accesibil și vizibil publicului. Se afișează la loc vizibil și temperaturile interioare recomandate și cele curente și, după caz, alți factori climatici semnificativi.

7.1.6. Inspectia cazanelor

În scopul reducerii consumului de energie și a limitării emisiilor de dioxid de carbon, se efectuează:

- a) inspecție periodică la intervale de 5 ani, pentru cazanele care utilizează combustibil lichid sau solid neregenerabil, cu puterea nominală de 20 - 100 kW. Inspectia se efectuează și pentru cazanele care utilizează alte tipuri de combustibil.
- b) inspecție cel puțin o dată la doi ani pentru cazanele cu puterea nominală mai mare de 100 kW. Pentru cazanele care utilizează combustibil gazos această perioadă poate fi extinsă la patru ani.
- c) expertizarea tehnică a instalațiilor de încălzire echipate cu cazane cu puterea nominală mai mare de 20 kW și o vechime mai mare de 15 ani. În baza expertizei care include evaluarea randamentului cazanului și dimensionarea acestuia în funcție de necesarul de căldură al clădirii, experții recomandă beneficiarilor înlocuirea acestora sau efectuarea de modificări ale sistemului de încălzire și preparare apă caldă menajeră, precum și soluții alternative.

Inspectia cazanelor se face conform legislației în vigoare.

7.1.7. Inspectia sistemelor de climatizare:

În scopul reducerii consumului de energie și a limitării emisiilor de dioxid de carbon, se prevede inspectia sistemelor de climatizare cu puterea nominală de peste 12 kW la intervale regulate de 5 ani. Inspectia sistemelor de climatizare include evaluarea randamentului și a dimensionarea în raport cu necesitățile de răcire ale clădirii. Consumatorii vor fi informați cu privire la îmbunătățirea sau înlocuirea sistemului de climatizare și alte soluții posibile.

7.1.8. Experți independenți

Certificarea clădirilor, auditul energetic - elaborarea recomandărilor, inspectia cazanelor și expertiza tehnică a centralelor termice, a instalațiilor de încălzire și a sistemelor de condiționare a aerului se realizează conform legislației în vigoare.

Auditorii energetici și experții tehnici independenți își desfășoară activitatea ca persoane fizice autorizate sau ca angajați ai unor persoane juridice, conform legislației în vigoare.

În finalul legii se menționează:

Prezenta lege transpune integral în legislația națională prevederile Directivei nr. 2002/91/CE a Parlamentului European și a Consiliului privind performanța energetică a clădirilor, publicată în Jurnalul Oficial al Comunităților Europene (JOCE) L 001, din 4 ianuarie 2003 P. 0065 - 0071.

7.2. Metodologia de aplicare a Legii nr. 372/2005 privind Performanța Energetică a Clădirilor

În cursul anului 2007, a fost elaborată și aprobată Metodologia de aplicare a Legii nr. 372/2005 privind Performanța Energetică a Clădirilor

Legea nr. 372/2005 privind performanța energetică a clădirilor, instituie măsuri pentru creșterea performanței energetice a clădirilor prin realizarea auditului energetic al clădirilor existente, eliberarea certificatului energetic pentru clădirile noi și existente și prin inspectia centralelor termice, a instalațiilor de încălzire și a instalațiilor de ventilare-climatizare.

Auditul energetic al clădirilor existente cuprinde analiza termică și energetică a clădirilor și instalațiilor aferente, pe baza căreia se elaborează certificatul energetic și propuneri de măsuri pentru creșterea eficienței energetice a clădirilor pe baza căreia se elaborează studiul de fezabilitate pentru îmbunătățirea performanței energetice a clădirilor.

Certificatul de performanță energetică se elaborează cu respectarea legislației în vigoare pentru clădirile noi cât și pentru clădirile existente, după cum urmează:

- locuințe unifamiliale;
- blocuri de locuințe;
- birouri;
- clădiri de învățământ;
- spitale;
- hoteluri și restaurante;
- săli de sport;
- clădiri pentru servicii de comerț;
- alte tipuri de clădiri consumatoare de energie, care se construiesc, sunt vândute sau închiriate.

Inspecția centralelor termice și a sistemelor de încălzire și a sistemelor de ventilare-climatizare, se efectuează cu scopul de a crește performanța energetică a sistemelor de încălzire și a sistemelor de ventilare-climatizare.

7.2.1. Auditul energetic al clădirilor existente și al instalațiilor aferente acestora

Se efectuează de către un auditor energetic atestat de MDRT, conform legislației în vigoare;

Auditul energetic al clădirilor existente și al instalațiilor aferente acestora se efectuează pe baza documentației existente în cartea construcției;

În lipsa cărții construcției se efectuează releveul construcției și al instalațiilor aferente de către un auditor energetic sau un verificator de proiecte sau un expert tehnic;

Auditul energetic al clădirilor existente cuprinde două părți:

- a) analiza termică și energetică a clădirii și a instalațiilor aferente acesteia;
- b) stabilirea soluțiilor tehnice de creștere a performanței energetice pentru clădire și instalațiile aferente.

7.2.2. Analiza termică și energetică a clădirilor și instalațiilor aferente

are drept scop:

- a) stabilirea stării elementelor de închidere opace: pereți, terase, planșeul peste subsol, rosturi de dilatare, subsolul, acoperișul etc;
- b) stabilirea stării elementelor de închidere vitrate exterioare (ferestre, uși, chepenguri etc);
- c) stabilirea stării instalațiilor de încălzire, de ventilare și climatizare, de alimentare cu apă caldă de consum și a instalațiilor de iluminat;
- d) determinarea consumului anual de căldură pentru încălzire, ventilare și climatizare, apă caldă de consum și consumul de energie pentru iluminat;
- e) stabilirea valorilor sintetice privind

consumurile de energie, precum și date privind clădirea și instalațiile, necesare pentru elaborarea Certificatului Energetic.

7.2.3. Măsurile de creștere a performanței energetice pentru clădire și a instalațiilor aferente și prezentarea de recomandări pentru utilizator în vederea elaborării studiului de fezabilitate,

cuprinde:

- a) stabilirea măsurilor de creștere a performanței energetice a clădirii pentru partea opacă și vitrată;
- b) stabilirea măsurilor de creștere a performanței energetice a instalațiilor de încălzire, de ventilare și climatizare, a instalațiilor de apă caldă de consum și a instalațiilor de iluminat;
- c) analiza eficienței economice a soluțiilor tehnice de creștere a performanței energetice;
- d) prezentarea indicatorilor de eficiență economică a soluțiilor tehnice pentru reabilitarea sau modernizarea energetică a clădirii existente și a instalațiilor aferente;
- e) analiza tehnico-economică a măsurilor de creștere a performanței energetice;
- f) raportul de audit energetic cu recomandări de creștere a performanței energetice pentru întocmirea studiului de fezabilitate de reabilitare termică a clădirii și instalațiilor aferente.

7.2.4. Certificatul de performanță energetică a clădirii

se elaborează de către un auditor energetic atestat de MDRT;

Certificatul de performanță energetică al clădirii este un document tehnic care are caracter informativ și care atestă performanța energetică a unei clădiri și se elaborează pentru clădirile noi și pentru clădirile existente;

Pentru clădirile existente, certificatul energetic se elaborează pe baza datelor sintetice din auditul energetic;

La proiectarea clădirilor noi și a instalațiilor aferente, proiectul de execuție va cuprinde date sintetice privind performanța energetică a clădirilor și instalațiilor aferente, necesare pentru întocmirea certificatului energetic;

Certificatul energetic se elaborează cu respectarea legislației în vigoare pentru clădirile care se construiesc, sunt vândute sau închiriate;

Certificatul energetic este eliberat proprietarului, iar proprietarul îl pune, după caz, la dispoziția potențialului cumpărător sau chirias.

7.2.5. Inspecția cazanelor și expertiza tehnică a centralelor termice și a instalațiilor de încălzire

se efectuează în scopul reducerii consumului de energie și a limitării emisiilor de dioxid de carbon;

Inspecția cazanelor se face periodic:

- la intervale de 5 ani, pentru cazanele cu puterea nominală de 20 - 100 kW care utilizează combustibil lichid sau solid neregenerabil sau alte tipuri de combustibil;

- o dată la doi ani pentru cazanele cu puterea nominală mai mare de 100 kW;
- pentru cazanele care utilizează combustibil gazos această perioadă poate fi extinsă la patru ani;

Expertizarea tehnică a instalațiilor de încălzire se face pentru instalațiile echipate cu cazane cu puterea nominală mai mare de 20 kW și o vechime mai mare de 15 ani.

Procedura de inspecție a cazanelor se efectuează în conformitate cu normativul tehnic de specialitate, care se aprobă de MTCT, și care are prevederi referitoare la:

- a) estimarea performanței energetice a cazanelor în momentul inspecției;
 - b) recomandări asupra posibilității creșterii performanței energetice a cazanelor.
 - c) identificarea cazanelor cu date privind caracteristicilor tehnice, felul combustibilului, puterea minimă și maximă, data fabricației, clasa cazanului privind emisiile de CO₂, felul arzătoarelor, modularea puterii etc.
 - d) colectarea de date tehnice, instrucțiuni de exploatare, rapoarte de inspecții anterioare, rapoarte de exploatare, facturi de combustibil, diagrame de funcționare, stabilirea consumului de energie, stabilirea pierderilor de căldură a cazanului etc;
 - e) analiza modului de exploatare a cazanului de personal calificat și/sau autorizat; cu menționarea oricărui caz de nefuncționare.
 - f) verificarea aparatelor de măsură și controlul, senzorii și aparate indicatoare ale cazanului, sistemul de automatizare de funcționare a cazanului;
- După efectuarea inspecției cazanului, se elaborează un raport de inspecție cu recomandări.
- a) recomandările vor ține seama de costurile efective și de posibilitatea aplicării lor;
 - b) recomandările vor cuprinde acțiuni posibile imediat (înlocuiri) și alte acțiuni care se au în vedere în caz de reabilitare/renovare;
 - c) recomandările vor indica opțiunile posibile și indicații asupra posibilității

schimbării combustibilului sau a tipului cazanului.

Expertiza tehnică a centralelor termice și a instalațiilor de încălzire se efectuează în conformitate cu normativul tehnic de specialitate, care se aprobă de MDRL, și care are prevederi referitoare la:

- a) sistemul de încălzire adoptat, puterea termică instalată, suprafața de încălzire, date asupra construcției, tipul clădirii (rezidențial/nerezidențial) etc.
- b) identificarea sistemului de încălzire prin colectarea datelor privind, diagrama de funcționare a sistemului de încălzire, modul de exploatare a sistemului de încălzire proiectat și cel utilizat, tipul de control al sistemului de încălzire;
- c) analiza capacității sistemului de încălzire de a satisface serviciile prevăzute în proiect, menționarea diferențelor dintre prevederile proiectului și situația constatată, consemnarea cazurilor de nefuncționare;
- d) date privind contorizarea sistemului de încălzire la sursă și la consumator, existența înregistratoarelor și a robinetelor termostactice la corpurile de încălzire;
- e) stadiul termoizolației cazanului și a conductelor de transport a agentului termic;

După efectuarea expertizei tehnice a centralelor termice și a instalațiilor de încălzire, se elaborează un raport de inspecție cu recomandări:

- a) recomandările vor ține seama de costurile efective și de posibilitatea aplicării lor;
- b) recomandările vor cuprinde acțiuni posibile imediat (înlocuiri) și alte acțiuni care se au în vedere în caz de reabilitare/renovare;
- c) recomandările vor indica opțiunile posibile și indicații asupra posibilității utilizării energiilor refolosibile.

7.2.6. Inspecția sistemelor de climatizare

se efectuează în scopul reducerii consumului de energie și a limitării emisiilor de dioxid de carbon;

Inspecția sistemelor de climatizare se face periodic la intervale regulate de 5 ani pentru sisteme cu puterea nominală de peste 12 kW și se efectuează în conformitate cu normativul tehnic de specialitate, care se aprobă de MDRT, și care are prevederi referitoare la:

- a) sistemul de climatizare adoptat, debitul de aer de introducere și de evacuare, date asupra construcției, tipul clădirii (rezidențial/nerezidențial), regimul de funcționare etc;
- b) identificarea sistemului de climatizare prin colectarea datelor privind, diagrama de funcționare necesarul de

căldură și frig, modul de exploatare proiectat și cel utilizat, tipul de control al sistemului de climatizare;

- c) evaluarea randamentului și dimensionarea în raport cu necesitățile de climatizare a clădirii;
 - d) analiza capacității sistemului de climatizare de a satisface serviciile prevăzute în proiect, menționarea diferențelor dintre prevederile proiectului și situația constatată, consemnarea cazurilor de nefuncționare, sistemul de automatizare adoptat;
 - e) date privind contorizarea consumului de căldură și frig, de apă și energie electrică;
 - f) stadiul termoizolației agregatelor de climatizare și a canalelor de transport a aerului;
 - g) stadiul și modul de amplasare și reglajul gurilor de introducere și de evacuare a aerului;
 - h) existența sistemelor de atenuare a zgomotului, verificarea nivelului de zgomot;
- După efectuarea inspecției sistemelor de climatizare, se elaborează un raport de inspecție cu recomandări.
- a) recomandările vor ține seama de costurile efective și de posibilitatea aplicării lor;
 - b) recomandările vor cuprinde acțiuni posibile imediat (înlocuiri) și alte acțiuni care se au în vedere în caz de reabilitare/renovare;
 - c) recomandările vor indica opțiunile posibile și indicații asupra posibilității utilizării energiilor refolosibile sau a unor sisteme de climatizare cu eficiență crescută;
 - d) consumatorii vor fi informați cu privire la îmbunătățirea sau înlocuirea sistemului de climatizare și alte soluții posibile.

7.2.7. Auditorul energetic, respectiv expertul tehnic

și poate desfășura activitatea în calitate de angajat al unei persoane juridice autorizate, sau atestat ca persoană fizică să desfășoare activități în mod independent, cu respectarea reglementărilor tehnice în vigoare;

Prin persoană juridică autorizată se înțelege persoana juridică având calitatea de agent economic cu activitate de audit energetic și/sau expertiză tehnică, înscrisă în statut și care are angajat, în condițiile legii, auditor energetic respectiv expert tehnic, persoană fizică atestată, în conformitate cu reglementările tehnice în vigoare.

Inspecția cazanelor, expertiza sistemelor de încălzire și expertiza sistemelor de climatizare ale clădirii se efectuează de către un expert tehnic atestat de MDRT, pentru specialitatea It (instala-

ții termice și ventilare), conform legislației în vigoare;

Inspecția cazanelor, a sistemelor de încălzire și a sistemelor de climatizare și ventilare, se face pe baza documentației și planurilor din cartea construcției și a documentelor de agrementare a echipamentelor, dispozitivelor și armăturilor utilizate.

În lipsa cărții construcției se efectuează relevele construcției și al instalațiilor eferente de către un auditor energetic sau un verificator de proiecte sau un expert tehnic.

Pe baza legii nr. 372/2005, s-au elaborat în cursul anului 2006 următoarele metodologii:

Mc 001/I-2006 Metodologia de calcul privind performanța energetică a clădirilor-anelopa clădirii;

Mc 001/II-1-2006 Metodologia de calcul privind performanța energetică a clădirilor – instalații de încălzire;

Mc 001/II-2-2006 Metodologia de calcul privind performanța energetică a clădirilor – instalații de ventilare climatizare;

Mc 001/II-3-2006 Metodologia de calcul privind performanța energetică a clădirilor – instalații de apă caldă de consum;

Mc 001/II-4-2006 Metodologia de calcul privind performanța energetică a clădirilor – instalații de iluminat;

Mc 001/III-2006 Metodologia de calcul privind performanța energetică a clădirilor – auditul și certificatul de performanță energetică ale clădirilor;

A rămas în valabilitate ca metodă alternativă de calcul NP 048-2000 Normativ pentru expertizarea termică și energetică a clădirilor existente și a instalațiilor de încălzire și preparare apei calde de consum, aferente acestora.

În continuare se vor prezenta:

Mc 001/II-1-2006 Metodologia de calcul privind performanța energetică a clădirilor – instalații de încălzire;

NP 048-2000 Normativ pentru expertizarea termică și energetică a clădirilor existente și a instalațiilor de încălzire și preparare apei calde de consum, aferente acestora.

Mc 001/III-2006 Metodologia de calcul privind performanța energetică a clădirilor – auditul și certificatul de performanță energetică ale clădirilor;

7.3. Metodologia de calcul privind performanța energetică a clădirilor – instalații de încălzire Mc 001/II-1-2006

Metodologia de calcul Mc 001/II-1-2006 privind consumurile de energie și performanța energetică a clădirilor (PEC) are la bază pachetul de standarde

europene elaborat ca suport pentru aplicarea Directivei 2002/91/CE privind performanța energetică a clădirilor și răspunde cerințelor din Legea 372/2005 privind performanța energetică a clădirilor.

Metodologia descrie structura metodei de calcul a consumului de energie termică pentru încălzirea unei clădiri și a eficienței energetice a sistemului de încălzire până la bransamentul clădirii. Se va lua în calcul performanța energetică a sursei de căldură numai în cazul clădirilor cu sursă termică individuală. Metoda de calcul se bazează pe întocmirea unor bilanțuri energetice în regim staționar pe anumite perioade de timp (săptămână, lună, perioadă de încălzire).

Metoda de calcul poate fi utilizată pentru următoarele aplicații:

- evaluarea conformității cu normele care prevăd limite de consum energetic;
- optimizarea performanței energetice a unei clădiri în proiectare prin aplicarea metodei pentru mai multe variante posibile de realizare;
- stabilirea unui nivel convențional de performanță energetică pentru clădirile existente;
- auditul și certificarea performanței energetice a clădirilor;
- evaluarea efectului asupra unei clădiri existente al măsurilor posibile de conservare a energiei, prin calcularea necesarului energetic cu sau fără implementarea măsurilor de reabilitare;
- predicția resurselor energetice necesare în viitor la scară națională sau internațională prin calcularea necesarului energetic al unor clădiri reprezentative pentru întregul segment de clădiri.

Acele normative care au stat la baza întocmirii acestei metodologii de calcul sunt următoarele:

- Pachetul de standarde europene EPBD
- SR EN ISO 13790 – Performanța termică a clădirilor. Calculul necesarului de energie pentru încălzire
- SR 4839 - Instalații de încălzire. Număr anual de grade-zile
- Metodologie de calcul a performanței energetice a clădirilor Mc 001/I-2006.

7.3.1. Consumul de energie pentru încălzirea clădirilor

Pentru o perioadă determinată (an, lună, săptămână) consumul de energie pentru încălzirea clădirilor, $Q_{f,h}$, se calculează cu relația următoare:

$$Q_{f,h} = (Q_h - Q_{rhh} - Q_{rwh}) + Q_{th} \quad [\text{J}] \quad (7.3.1)$$

în care:

Q_h - necesarul de energie pentru încălzirea clădirii, în Joule (J);

Q_{rwh} - căldura recuperată de la subsistemul de încălzire (componente

termice sau electrice), în Joule (J); această componentă reprezintă o parte a lui Q_{th} ;

Q_{rwh} - căldura recuperată de la subsistemul de preparare a a.c.c. (componente termice sau electrice) și utilizată pentru încălzirea clădirii, în Joule (J);

Q_{th} - pierderile totale de căldură ale subsistemului de încălzire, în Joule (J); aceste pierderi includ componenta Q_{rhh} (fig. 7.3.1).

Pentru alimentarea cu căldură a clădirilor se consumă și energie auxiliară, de obicei sub forma energiei electrice, care este utilizată pentru acționarea pompelor de circulație, ventilatoarelor, vanelor și dispozitivelor automate de reglare, măsurare și control.

Pentru fiecare subsistem al sistemului de încălzire, o parte a pierderilor de căldură și o parte a pierderilor de energie auxiliară sunt recuperate și utilizate la încălzirea clădirii, formând împreună pierderi de căldură recuperate ale fiecărui subsistem, așa cum se arată în fig. 7.3.2.

Calculul privind fluxurile termice și pierderile de căldură se realizează pentru fiecare subsistem în parte astfel încât să rezulte necesarul de energie primară la nivelul sursei.

7.3.2. Zonarea sistemului de încălzire și etape de calcul

Structura unui sistem de încălzire poate fi complexă, incluzând:

- mai multe tipuri de corpuri de încălzire montate în mai multe zone ale clădirii;
- o singură sursă de căldură utilizată pentru diferite sisteme de încălzire și pentru prepararea a.c.c.;
- mai multe surse de căldură;
- mai multe sisteme de stocare a energiei (dacă este cazul);
- diferite tipuri de energie, inclusiv energii regenerabile, utilizate în clădire.

Metoda de calcul pentru stabilirea necesarului de căldură anual al unei

clădiri are la bază întocmirea unui bilanț termic așa cum indică fig. 7.3.3.

Bilanțul energetic include următorii termeni (se ia în considerare numai căldura sensibilă):

- pierderile de căldură prin transmisie și ventilare de la spațiul încălzit către mediul exterior;
- pierderile de căldură prin transmisie și ventilare între zonele învecinate;
- degajările interne utile de căldură;
- aporturile solare;
- pierderile de căldură aferente producerii, distribuției, cedării de căldură și aferente reglajului instalației de încălzire;
- energia introdusă în instalația de încălzire.

În funcție de structura instalației de încălzire, în bilanț se va introduce aportul surselor alternative și va fi inclusă energia recuperată din diverse surse.

Procedura de calcul este sintetizată în cele ce urmează:

- 1) se definesc limitele spațiului încălzit și dacă este cazul ale zonelor diferite și ale spațiilor neîncălzite;
- 2) în cazul încălzirii sau ventilării cu intermitență, se definesc pentru perioada de calcul, intervalele de timp care sunt caracterizate de programul de încălzire sau ventilare diferit (de exemplu zi, noapte, sfârșit de săptămână);
- 3) în cazul calculului pentru o singură zonă: se calculează coeficientul de pierderi al spațiului încălzit; pentru calculul multi-zonal documentul recomandat este SR EN ISO 13790 anexa B;
- 4) pentru calculele pe sezonul de încălzire se definește sau se calculează durata și datele climatice ale sezonului de încălzire.

Apoi, pentru fiecare perioadă de calcul (lună sau sezon de încălzire) se calculează:

- 5) temperatura interioară pentru fiecare perioadă;

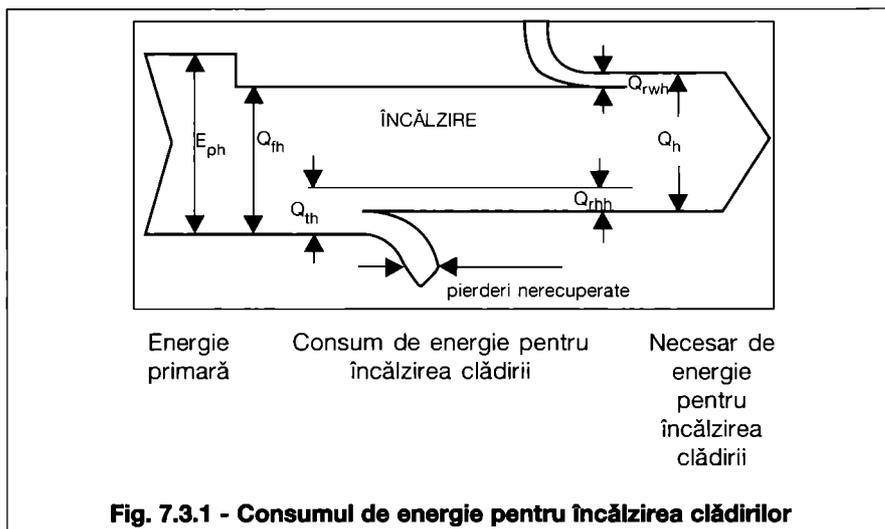


Fig. 7.3.1 - Consumul de energie pentru încălzirea clădirilor

- 6) pierderile de căldură totale, Q_L ;
- 7) degajările interne de căldură, Q_i ;
- 8) aporturile solare, Q_s ;
- 9) factorul de utilizare al aporturilor de căldură, η ;
- 10) necesarul de căldură, Q_{hp} , pentru toate perioadele de calcul;
- 11) necesarul anual de căldură, Q_h ;
- 12) necesarul de energie pentru încălzire, Q_{th} , ținând seama de pierderile sau de randamentul instalației de încălzire.

7.3.3. Conturul spațiului încălzit

Conturul spațiului încălzit constă în toate elementele de construcție care separă spațiul încălzit considerat de mediul exterior sau de zone încălzite sau spații neîncălzite adiacente, definite conform "Metodologiei de calcul a performanței energetice a clădirilor Mc001/I-2006". Conturul spațiului încălzit închide volumul încălzit direct sau indirect al clădirii.

7.3.4. Zone termice

În calculul consumurilor de energie, încălzirea spațiilor interioare depinde de regimul de ocupare al clădirilor și anume:

- clădiri cu ocupare continuă cărora le corespunde o încălzire continuă – pentru care funcționalitatea impune ca temperatura interioară să nu scadă, în intervalul „ ora 0 – ora 7” cu mai mult de 7 °C sub valoarea normală de exploatare;
- clădiri cu ocupare discontinuă cărora le corespunde o încălzire cu intermitență – pentru care abaterea de la temperatură normală de exploatare poate fi mai mare de 7 °C timp de 10 ore pe zi, din care 5 ore în intervalul „ora 0 – ora 7”.

7.3.4.1. Clădiri cu încălzire continuă

În cazul clădirilor încălzite continuu se consideră că pe întreaga perioadă de încălzire, la interiorul clădirii se mențin parametrii constanți.

a) Calcul pentru o singura zonă

În cazul în care întreg spațiul încălzit este încălzit la aceeași temperatură, iar degajările interne și aporturile solare sunt relativ reduse sau repartizate în mod uniform în clădire, se aplică modul de calcul mono-zonal.

În acest caz, împărțirea în mai multe zone nu este necesară, dacă:

- a) diferența între temperaturile interioare convenționale de calcul ale zonelor este mai mica de 4K, și raportu-

rile aporturi /pierderi diferă cu mai puțin de 0,4 (de exemplu între zonele cu expunere spre sud și zonele cu expunere spre nord), sau
b) este probabil ca ușile între zone să fie deschise.

În astfel de cazuri, dacă nu există o temperatură predominantă, temperatura interioară convențională de calcul se poate considera temperatura medie ponderată a tuturor încăperilor încălzite:

$$\theta_i = \frac{\sum \theta_j \cdot A_j}{\sum A_j} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (7.3.3)$$

în care:

A_j - aria încăperii j având temperatura interioară θ_{ij} .

Pentru determinarea temperaturii de calcul dintr-un spațiu neîncălzit, se face un calcul de bilanț termic, utilizând relația generală:

$$\theta_u = \frac{\sum (\theta_j \cdot L_j) + 0,34 \cdot V \cdot \sum (\eta_j \cdot \theta_j)}{\sum L_j + 0,34 \cdot V \cdot \sum \eta_j} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (7.3.4)$$

în care:

L_j - coeficienții de cuplaj termic aferenți tuturor elementelor de construcție orizontale și verticale care delimitează spațiul neîncălzit de mediile adiacente: aer exterior sau

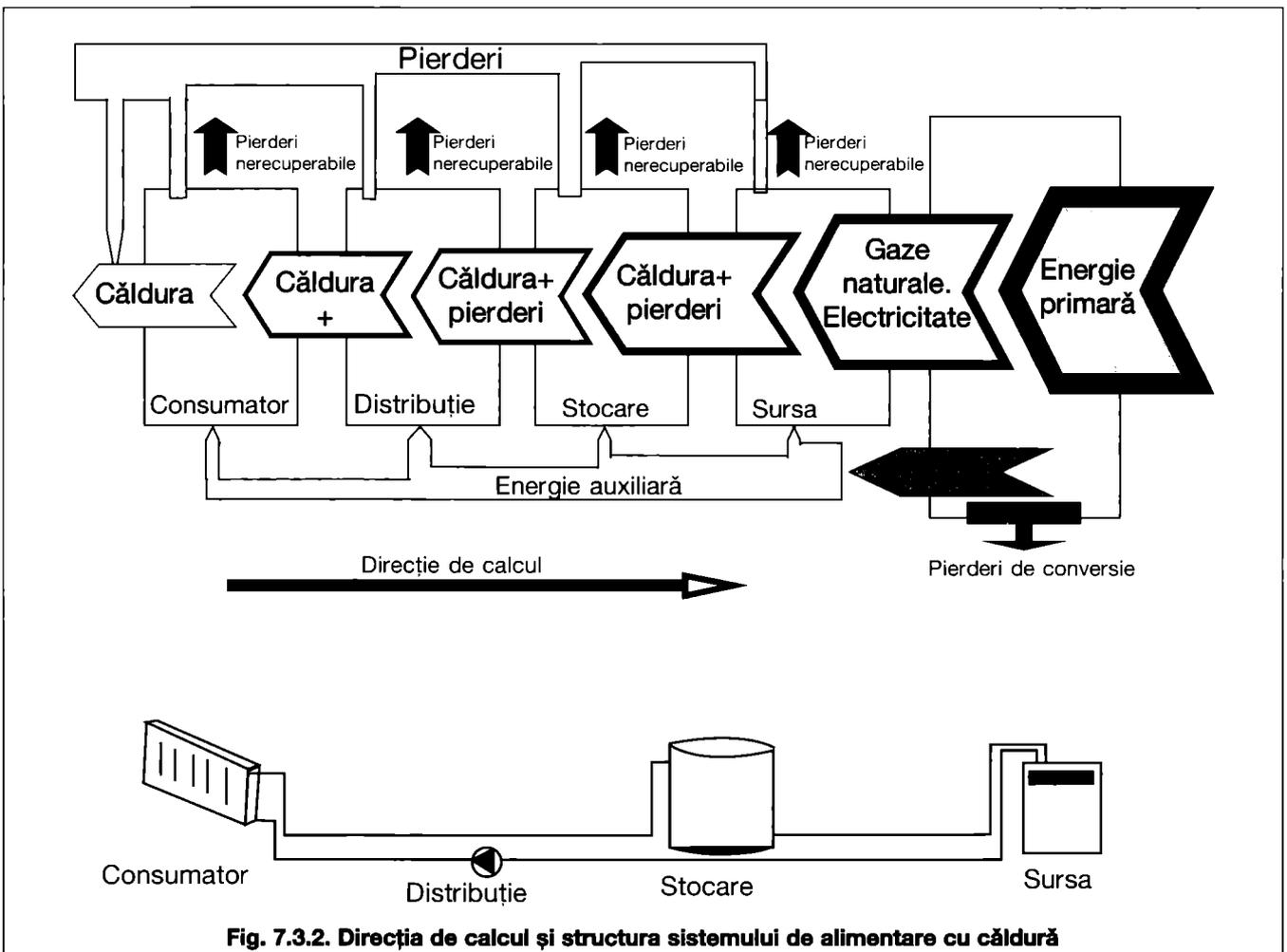


Fig. 7.3.2. Direcția de calcul și structura sistemului de alimentare cu căldură

încăperi încălzite, în [W/K];

θ_j - temperaturile mediilor adiacente: aer exterior (θ_e) sau încăpere încălzită (θ_i), în [°C];

V - volumul interior al spațiului neîncălzit [m³];

n_j - numărul de schimburi de aer datorită permeabilității la aer a spațiului j , în [h⁻¹].

b) Calcul multi-zonal

În clădirile cu diferențe semnificative între temperaturi interioare convenționale sau aporturi de căldură, clădirea se împarte în mai multe zone.

În acest caz, fiecare zonă poate fi calculată independent utilizând procedura pentru o singură zonă și considerând un contur adiabatic între zone. Necesarul de energie al clădirii este suma valorilor necesarului de căldură, calculate pentru fiecare zonă în parte.

7.3.4.2. Clădiri cu încălzire cu intermitență

În cazul clădirilor cu ocupare discontinuă, programul de furnizare a căldurii poate fi diferit pe perioada unei zile, săptămâni sau luni.

În cazul în care se aplică încălzirea cu intermitență, perioadele (perioada) de calcul se împart(e) în intervale de încălzire normală alternând cu intervale de încălzire redusă (de exemplu nopți, sfârșituri de săptămână și vacanțe). Toate intervalele de încălzire normală au aceeași temperatură interioară convențională de calcul. Pot fi mai multe tipuri de perioade de încălzire redusă cu programe de funcționare diferite. În cadrul fiecărei perioade de calcul, fiecare perioadă de încălzire redusă este caracterizată prin:

1. durata ei;
2. numărul de apariții ale acestui tip de perioadă într-o perioadă de calcul;
3. modul respectiv de funcționare cu intermitență;
4. unde este cazul, temperatura interioară convențională sau puterea termică redusă;
5. modul de restabilire a încălzirii și puterea termică maximă în perioada de restabilire a încălzirii.

Se consideră că instalația de încălzire are puterea termică suficient de mare pentru a permite încălzirea cu inter-

mitență.

În fig. 7.3.4 este prezentat un exemplu în care perioada de calcul include patru tipuri A de perioade de încălzire redusă și un tip B de perioadă de încălzire redusă (sfârșit de săptămână).

Împărțirea în perioade distincte nu este necesară în următoarele cazuri:

- a) când variația temperaturii interioare convenționale între perioade de încălzire normală și perioade de încălzire redusă sunt mai mici decât 3 K. În acest caz se poate utiliza media în timp a temperaturilor interioare convenționale;
- b) când constanta de timp a clădirii este mai mare de trei ori durata celei mai lungi perioade de încălzire redusă. În acest caz se poate utiliza temperatura interioară convențională pentru funcționare normală pentru toate perioadele;
- c) constanta de timp a clădirii este mai mică decât 0,2 ori durata celei mai scurte perioade de încălzire redusă. În acest caz se poate utiliza media în timp a temperaturilor interioare convenționale.

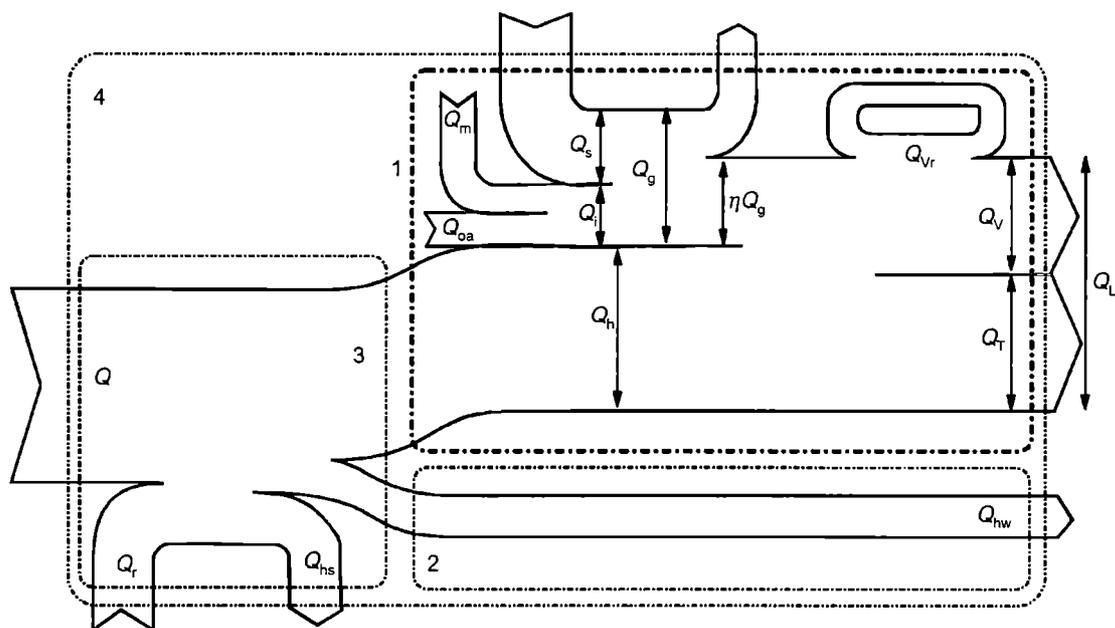


Fig. 7.3.3 – Bilanțul energetic privind încălzirea unei clădiri

unde:

Q - necesar de energie pentru încălzire și preparare apă caldă de consum,
 Q_h - necesar de energie pentru încălzire (vezi fig. 7.3.1),
 Q_{oa} - degajări de căldură de la alte aparate,
 Q_v - pierderi termice prin ventilare,
 Q_r - energie recuperată,
 Q_{vr} - căldură recuperată din ventilare,
 Q_{hs} - pierderi nerecuperabile din instalația de încălzire,
 Q_T - pierderi termice prin transmisie,
 Q_m - căldura metabolică,
 Q_{hw} - căldura pentru preparare apă caldă,

Q_s - aporturi solare pasive,
 Q_L - pierderi termice totale,
 Q_i - degajări de căldură interne,
 Q_g - aporturi totale,
 ηQ_g - aporturi utile.

1 - conturul zonei încălzite,
 2 - conturul instalației de apă caldă,
 3 - conturul centralei termice,
 4 - conturul clădirii.

7.3.5. Date de calcul

Informațiile necesare pentru efectuarea calculelor pot fi obținute din reglementări tehnice naționale sau din alte documente de specialitate. Atunci când nu există date disponibile la nivel național se poate face apel la standardele europene în măsura în care valorile pot fi asimilate. Pentru estimarea necesarului de energie sau aprecierea conformității cu reglementări sau specificații, se utilizează valori convenționale, în scopul obținerii unor rezultate comparabile pentru diferite clădiri. Pentru optimizarea unei clădiri care se proiectează sau pentru reabilitarea unei clădiri existente, se utilizează valorile indicate de norme în acest sens. Unele dintre aceste date pot fi diferite pentru fiecare perioadă de calcul (de exemplu factorii de umbră, rata ventilării în lunile reci) și pentru fiecare interval al unui program de funcționare cu intermitență (de exemplu debitul de ventilație, coeficientul de transmisie termică al ferestrelor datorită închiderii obloanelor în timpul nopții).

- Dimensiunile de calcul ale elementelor de construcție trebuie să fie aceleași pe tot parcursul calculului. Metodologia Mc001/1-2006 recomandă utilizarea în calculele privind consumurile energetice ale clădirilor dimensiunile interioare ale elementelor de construcție finite.

- Datele climatice utilizate (temperatura exterioară, intensitatea radiației solare) au valori medii lunare sau medii pe sezonul de încălzire, stabilite în funcție de localitate.

În cazul încălzirii cu intermitență, se poate utiliza metoda de calcul simplificată aplicată încălzirii continue pe perioada de încălzire, dacă se stabilește temperatura interioară corectată. Această temperatură reprezintă temperatura interioară constantă care conduce la aceleași pierderi termice ca și în

cazul încălzirii cu intermitență pe perioada considerată. Pentru calculul temperaturii interioare corectate din fiecare perioadă de încălzire redusă se poate aplica procedura definită de standardul SR EN ISO 13790 anexa C pentru reduceri săptămânale și anexa D pentru vacanțe.

7.3.6. Necesarul de energie (căldură) pentru încălzirea unei clădiri

Necesarul de căldură pentru încălzirea spațiilor se stabilește pentru fiecare perioadă de calcul cu relația:

$$Q_h = Q_L - \eta \cdot Q_g \quad [J] \quad (7.3.5)$$

în care:

Q_L - pierderi termice ale clădirii, [J]
 Q_g - aporturi de căldură, [J]
 η - factor de utilizare a aporturilor
 $Q_L = 0$ și $\eta = 0$ în cazul în care temperatura exterioară luată în calcul este superioară temperaturii interioare.

7.3.6.1 Metoda de calcul lunară

Necesarul anual de energie termică este suma valorilor lunare ale necesarului de energie pentru lunile în care necesarul de căldură are valori pozitive:

$$Q_h = \sum_n Q_{hn} \quad (7.3.6)$$

Dacă durata sezonului de încălzire este specificată la nivel național, suma se ia în considerare numai pentru acel sezon de încălzire.

7.3.6.2. Metoda de calcul pe sezonul de încălzire (metodă simplificată)

Această metodă este o metodă simplificată și se aplică exclusiv clădirilor cu încălzire continuă.

Prima și ultima zi a sezonului de încălzire, adică durata și condițiile meteorologice medii ale acestuia pot fi stabilite la nivel național pentru o zonă geografică dată și pentru clădiri tip, vezi SR 4839. Sezonul de încălzire cuprinde

toate zilele pentru care pierderile de căldură ale clădirii sunt mai mari decât aporturile de căldură calculate cu un factor de utilizare convențional η_1 , adică:

$$(\theta_{id} - \theta_{ed})H \geq \eta_1 \Phi_{gd} \quad [W] \quad (7.3.7)$$

unde:

θ_{ed} - temperatura exterioară medie zilnică;
 θ_{id} - temperatura interioară medie zilnică;
 η_1 - factorul de utilizare convențional, calculat cu $\gamma = 1$;
 Φ_{gd} - aporturile solare și interne medii zilnice, [W];
 H - coeficientul de pierderi termice al clădirii [W/K];

Temperatura exterioară medie zilnică pentru care aporturile utilizate egalează pierderile de căldură ale clădirii se numește "temperatură de echilibru", θ_{ech} .

Valorile medii lunare ale temperaturilor și ale aporturilor de căldură zilnice sunt corespunzătoare zilei a 15-a a fiecărei luni. Dacă nu sunt disponibile alte date climatice se pot utiliza valorile indicate în SR 4839, standardul referitor la "Număr grade - zile".

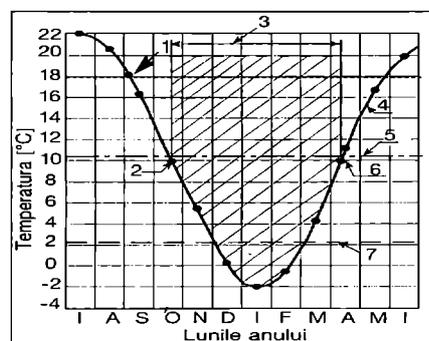


Fig. 7.3.5 Stabilirea perioadei de încălzire

1. temperatura interioară, 2. începutul perioadei de încălzire, 3. număr zile de încălzire, 4. curba de variație a temperaturilor medii lunare, 5. temperatura de echilibru, 6. sfârșitul perioadei de încălzire, 7. temperatura medie a sezonului de încălzire.

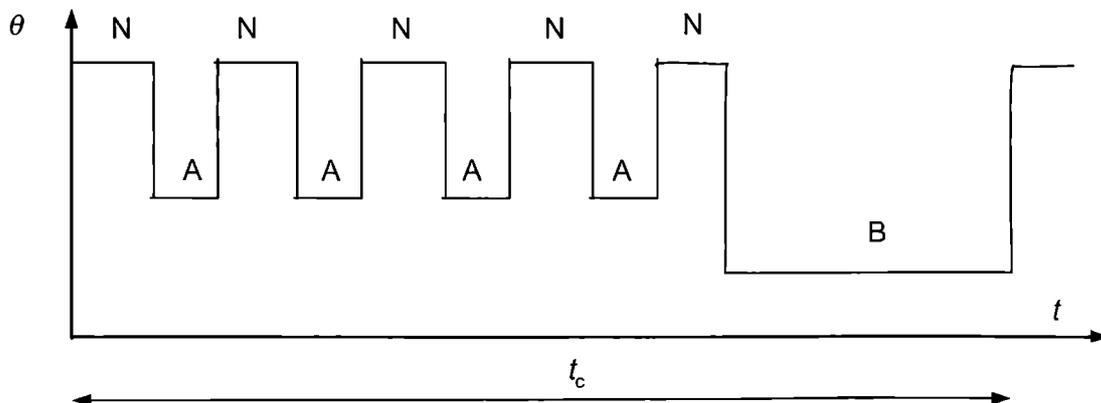


Fig.7.3.4 - Exemplu de program de funcționare cu intermitență

Legenda: θ - temperatura interioară, t - timp, t_c - perioadă de calcul, N - perioadă de încălzire normală, A - perioadă de încălzire redusă tip A, B - perioadă de încălzire redusă tip B.

Pentru calculul simplificat, perioada de încălzire poate fi stabilită grafic prin intersecția valorii temperaturii de echilibru pentru perioada de încălzire cu curba de variație a temperaturilor exterioare medii lunare corespunzătoare localității, așa cum arată fig. 7.3.5.

Necesarul de căldură al clădirii se calculează pentru întregul sezon de încălzire. Pentru clădirile alimentate cu căldură prin bransament la sistemele urbane, perioada de încălzire se stabilește convențional conform standardului SR 4839 "Număr grade - zile".

7.3.7 Calculul pierderilor de căldură ale clădirii

Pierderile de căldură ale unei clădiri depind de coeficientul de pierderi al clădirii, de diferența de temperatură și de intervalul de timp considerat.

7.3.7.1. Încălzire continuă - Calcul pentru o singură zonă

Pierderile termice, Q_L , ale unei clădiri mono-zonă, încălzită la o temperatură interioară uniformă, pentru o perioadă de calcul dată, sunt:

$$Q_L = H(\theta_i - \theta_e)t \quad [\text{J}] \quad (7.3.8)$$

în care

θ_i - este temperatura interioară de calcul, conform ecuației 7.3.3;

θ_e - este temperatura exterioară medie pe perioada de calcul;

t - este durata perioadei de calcul;

H - este coeficientul de pierderi termice al clădirii, calculat conform 4.3.

Această relație de calcul se aplică clădirilor cu regim continuu de încălzire cum ar fi clădiri de locuit, spitale, grădinițe cu program continuu, etc.

Relația (7.3.8) poate fi adaptată pentru a permite utilizarea gradelor - zile din standardul național de referință SR 4839. Rezultatul relației adaptate trebuie să fie același cu cel al ecuației (7.3.8) pentru orice clădire.

7.3.7.2. Încălzire cu intermitență - Calcul pentru o singură zonă

În cazul în care se aplică împărțirea în perioade de încălzire diferite, calculul se efectuează pentru fiecare perioadă de încălzire.

Pierderile termice totale Q_L ale unei clădiri mono-zonă încălzită la o temperatură uniformă pe sub-perioade diferite, pentru o perioadă de calcul dată, se stabilesc cu relația (7.3.9):

$$Q_L = \sum_{j=1}^N N_j H_j (\theta_{i,ad,j} - \theta_e) t_j \quad [\text{J}] \quad (7.3.9)$$

în care:

N - este numărul de tipuri de perioade de încălzire;

N_j - este numărul de perioade de în-

călzire de fiecare tip pe durata perioadei de calcul;

$\theta_{i,ad,j}$ - este temperatura interioară corectată a perioadei de încălzire j ;

t_j - este durata perioadei de încălzire j ;

H_j - este coeficientul de pierderi termice al clădirii în perioada j ;

$\sum_{j=1}^N N_j t_j$ este egal cu durata perioadei de calcul.

7.3.7.3. Coeficientul de pierderi de căldură al clădirii

Coeficientul de pierderi de căldură al unei clădiri mono-zonă, încălzită la o temperatură interioară considerată uniformă, pentru o perioadă sau sub-perioadă de calcul dată, se definește cu relația:

$$H = H_T + H_V \quad [\text{W/K}] \quad (7.3.10)$$

în care:

H_T - este coeficientul de pierderi termice prin transmisie prin anvelopa clădirii;

H_V - este coeficientul de pierderi termice datorat ventilării (numărului de schimburi de aer).

Coeficientul de pierderi termice prin transmisie H_T , se calculează cu relația următoare:

$$H_T = L + L_s + H_u \quad [\text{W/K}] \quad (7.3.11)$$

unde:

L - coeficientul de cuplaj termic prin anvelopa clădirii, definit prin relația (7.3.12), [W/K];

L_s - coeficientul de cuplaj termic prin sol, calculat în regim staționar conform Metodologiei Mc001/1-2006, [W/K];

H_u - coeficientul de pierderi termice prin spații neîncălzite (calculat conform SR EN ISO 13789), [W/K].

Coeficientul de cuplaj termic al clădirii se calculează ținând cont de influența punților termice liniare și punctuale, după cum urmează:

$$L = \sum U_j' A_j = \sum U_j A_j + \sum \psi_k l_k + \sum \chi_j \quad [\text{W/K}] \quad (7.3.12)$$

unde:

L - coeficientul de cuplaj termic unidirecțional, [W/K];

U_j' - transmitanța termică corectată a părții j de anvelopă a clădirii, [W/(m²K)];

A_j - aria pentru care se calculează U_j' , [m²];

U_j - transmitanța termică unidirecțională a părții j de anvelopă a clădirii, [W/(m²K)];

ψ_k - transmitanța termică liniară a punții termice liniare k , [W/(mK)];

l_k - lungimea pe care se aplică ψ_k , [m];

χ_j - transmitanța termică punctuală a punții termice punctuale j [W/K].

Modul de calcul și valorile transmitanțelor liniare și punctuale sunt preci-

zate în normativul C107/3-2005 și în Metodologia de calcul a performanței energetice a clădirilor Mc 001/1-2006.

Pentru elementele anvelopei care includ sisteme de ventilare, se va consulta SR EN ISO 13790 anexa E;

Coeficientul de pierderi termice prin ventilare, H_V se calculează astfel:

$$H_V = \rho_a \cdot c_a \cdot \dot{V}_a \quad [\text{W/K}] \quad (7.3.13)$$

în care:

\dot{V}_a - este debitul de aer vehiculat prin spațiile încălzite rezultat din ventilarea mecanică și naturală

c_a - este capacitatea termică volumică a aerului.

Dacă debitul de aer, \dot{V}_a , este dat în m³/s, $\rho_a \cdot c_a = 1200 \text{ J/m}^3\text{K}$,

dacă debitul de aer \dot{V}_a este dat în m³/h, $\rho_a \cdot c_a = 0,34 \text{ Wh/m}^3\text{K}$.

Numărul de schimburi minim acceptabil pentru clădiri de locuit trebuie să asigure cerințele igienico-sanitare și este indicat în Metodologie Mc001, Partea I.

Pentru clădiri cu altă destinație, debitul de aer \dot{V}_a , se stabilește pe baza tipului și destinației clădirii, climat, expunere etc. O valoare orientativă poate fi considerată $\dot{V}_{amin} = 15 \text{ m}^3/\text{hpers}$. în perioada de ocupare. Dacă nu se precizează altfel, pentru stabilirea \dot{V}_a se pot utiliza indicațiile din SR EN ISO 13790 anexa G.

Pentru calculul căldurii recuperate din aerul evacuat Q_{Vr} , se recomandă metoda prezentată în standardul SR EN ISO 13790 anexa G, prin reducerea debitului real de aer proporțional cu eficiența recuperării căldurii. Se ține seama de diferența dintre debitul de introducere și de evacuare a aerului, de neetanșeități și infiltrații prin anvelopa clădirii și de recircularea aerului.

7.3.7.4. Clădire cu pierderi de căldură semnificative prin sol

În cazul în care pierderile de căldură prin sol reprezintă o parte importantă din pierderile termice totale, se efectuează calculul detaliat al pierderilor termice prin sol conform Metodologiei Mc001/2006, Partea I.

În acest caz, valoarea pierderilor de căldură totale Q_L se calculează în următoarele cazuri:

a) încălzire continuă:

$$Q_L = [H'(\theta_i - \theta_e) + \Phi_G] \cdot t \quad [\text{J}] \quad (7.3.14)$$

b) încălzire cu perioade diferite:

$$Q_L = \sum N_j H_j (\theta_{i,ad,j} - \theta_e) \cdot t_j + \Phi_G \cdot t \quad [\text{J}] \quad (7.3.15)$$

în care:

H' - este coeficientul de pierderi termice prin transmisie, fără pierderi termice prin sol;

Φ_G - reprezintă fluxul termic disipat prin sol.

Pentru clădirile având elemente de

anvelopă specială, cum ar fi pereți solari ventilați sau alte elemente de anvelopă ventilate, sunt necesare metode de calcul speciale. Un exemplu sunt cele prezentate în standardul SR EN ISO 13790 anexa E.

7.3.8. Aporturi de căldură

Aporturile care influențează necesarul de căldură al unei clădiri se compun din degajări de căldură de la sursele interioare și din aportul radiației solare.

7.3.8.1. Degajări de căldură interne

Degajările de căldură interne Q_i , cuprind toată cantitatea de căldură generată în spațiul încălzit de sursele interne, altele decât instalația de încălzire, ca de exemplu:

1. degajări metabolice care provin de la ocupanți;
2. degajări de căldură de la aparate și instalația de iluminat;

Pentru calculul degajărilor de căldură se utilizează fluxurile termice medii lunare sau pe sezonul de încălzire, în funcție de perioada de calcul stabilită. În acest caz, degajările de căldură interne se calculează cu relația:

$$Q_i = [\Phi_{i,h} + (1-b)\Phi_{i,u}] \cdot t = \Phi_i \cdot t \quad [\text{J}] \quad (7.3.16)$$

unde:

- $\Phi_{i,h}$ - fluxul termic mediu al degajărilor interne în spațiile încălzite [W];
- $\Phi_{i,u}$ - fluxul termic mediu al degajărilor interne în spațiile neîncălzite [W];
- Φ_i - fluxul termic mediu al degajărilor interne [W];

b - factor de diminuare

Dacă nu se specifică altfel, se pot utiliza valorile degajărilor de căldură interne indicate în SR EN ISO 13790 anexa K.

7.3.9. Aporturi solare

7.3.9.1. Ecuația de bază

Suprafețele care se iau în considerare pentru calculul aporturilor de căldură iarna, sunt vitrajele, pereții și planșele interioare ale serelor și verandelor, pereții situați în spatele unei placări transparente sau a izolației transparente. Aporturile solare depind de radiația solară normală corespunzătoare localității, de orientarea suprafețelor receptoare, de umbrirea permanentă și caracteristicile de transmisie și absorbție solară ale suprafețelor receptoare.

Pentru o perioadă de calcul dată, aporturile solare prin suprafețe vitrate se calculează cu relația următoare:

$$Q_s = \sum_j \left[I_{sj} \sum_n A_{snj} \right] + (1-b) \sum_j \left[I_{sj} \sum_i A_{snj,i} \right] \quad [\text{J}] \quad (7.3.17)$$

unde:

I_{sj} - radiația solară totală pe perioada de calcul pe o suprafață de 1 m² având orientarea j , [J/m²];

A_{snj} - aria receptoare echivalentă a suprafeței n având orientarea j , [m²].

Primul termen din ecuație (7.3.17) corespunde spațiului încălzit și cel de-al doilea este pentru spațiul neîncălzit adiacent.

Aporturile solare din spațiile neîncălzite sunt înmulțite cu $(1-b)$, unde b reprezintă factorul de diminuare. În fiecare termen, prima sumă se efectuează pentru toate orientările j , iar a doua pentru toate suprafețele n care captează radiația solară.

7.3.9.2. Aria receptoare echivalentă a elementelor vitrate

Aria receptoare echivalentă A_s a unui element de anvelopă vitrat (de ex. o fereastră) este:

$$A_s = A \cdot F_S \cdot F_F \cdot g \quad (7.3.18)$$

unde:

A - aria totală a elementului vitrat n (de ex. aria ferestrei), [m²];

F_S - factorul de umbrire al suprafeței n ;

F_F - factorul de reducere pentru ramele vitrajelor, egal cu raportul dintre aria suprafeței transparente și aria totală a elementului vitrat;

g - transmitanța totală la energia solară a suprafeței n .

Pentru definirea factorului de umbrire și a transmitanței la energia solară a vitrajului, se iau în considerare numai elementele de umbrire și de protecție solară permanente.

7.3.9.3. Transmitanța totală la energia solară a vitrajelor

În principiu, transmitanța totală la energia solară g utilizată în relația (7.3.18) trebuie să fie media în timp a raportului dintre energia care traversează elementul expus și energia incidentă pe acesta, în absența umbririi. Pentru ferestre sau alți pereți exteriori vitrați, ISO 9050 prezintă o metodă de determinare a transmitanței totale la energie solară pentru radiațiile perpendiculare pe vitraj.

Valoarea g_L , este mai mare decât media în timp a transmitanței și se corectează cu un factor de corecție:

$$g = F_w \cdot g_L \quad (7.3.19)$$

Documentul recomandat pentru calculul valorilor g_L și a unor valori tipice pentru factorii de transmisie solară este standardul SR EN ISO 13790 anexa H.

7.3.9.4. Factori de umbrire

Factorul de umbrire, F_S , care poate varia între 0 și 1, reprezintă reducerea radiației solare incidente cauzată de umbriri permanente ale suprafeței considerate, datorită unuia din următorii factori:

1. alte clădiri;

2. elemente topografice (coline, arbori etc.);

3. proeminențe;

4. alte elemente ale aceleiași clădiri;

5. poziția elementului vitrat față de suprafața exterioară a peretelui exterior.

Factorul de umbrire este definit astfel:

$$F_s = \frac{I_{s,ps}}{I_s} \quad (7.3.20)$$

unde:

$I_{s,ps}$ - radiația solară totală primită de suprafața receptoare cu umbriri permanente pe durata sezonului de încălzire;

I_s - radiația solară totală pe care ar primi-o suprafața receptoare în absența umbririi.

Detalii privind factorii de umbrire se găsesc în SR EN ISO 13790 anexa H.

7.3.9.5. Elemente speciale

Pentru calculul aporturilor solare ale unor elemente receptoare solare pasive, cum ar fi spațiile solare neventilate, elementele opace cu izolație transparentă și elementele de anvelopă ventilate, sunt necesare metode speciale. Aceste metode sunt prezentate în anexa F din standardul SR ISO 13790.

7.3.10. Aportul total de căldură

Aporturile totale de căldură la interiorul unei clădiri sau încăperi, Q_g , reprezintă suma dintre degajările interioare și aportul radiației solare:

$$Q_g = Q_i + Q_s \quad [\text{J}] \quad (7.3.21)$$

7.3.10.1. Factorul de utilizare al aporturilor de căldură, η

Factorul de utilizare, η , este un factor de diminuare al aporturilor de căldură, prevăzut pentru a compensa pierderile termice suplimentare care apar atunci când aporturile de căldură depășesc pierderile termice calculate.

7.3.10.1.1. Raportul aporturi/pierderi

Pentru a calcula factorul de utilizare al aporturilor de căldură trebuie stabilit un coeficient adimensional γ care reprezintă raportul dintre aporturi și pierderi, astfel:

$$\gamma = \frac{Q_g}{Q_L} \quad (7.3.22)$$

7.3.10.1.2. Constanta de timp a clădirii

Constanta de timp τ , caracterizează inerția termică interioară a spațiului încălzit. Aceasta se determină cu relația următoare:

$$\tau = \frac{C}{H} \quad (7.3.23)$$

C - capacitatea termică interioară a clădirii;

H - coeficientul de pierderi termice al clădirii.

7.3.10.1.3. Capacitatea termică interioară a clădirii

Capacitatea termică interioară a clădirii C , se calculează prin însumarea capacităților termice ale tuturor elementelor de construcție în contact termic direct cu aerul interior, ale zonei

Aplicare	Grosime maximă [cm]
Determinarea factorului de utilizare	10
Efectul intermitenței	3

considerate:

$$C = \sum_j \chi_j A_j = \sum_i \sum_j \rho_{ij} c_{ij} d_{ij} A_j \quad (7.3.24)$$

unde:

\sum_j - Suma stratului care intră în calculul capacității termice,

\sum_i - Suma elementelor de construcție în contact cu aerul interior,

χ_j - capacitatea termică interioară raportată la arie a elementului de construcție j ;

A_j - aria elementului j ;

ρ_{ij} - densitatea materialului stratului i din elementul j

c_{ij} - căldura specifică masică a materialului stratului i , din elementul j

d_{ij} - grosimea stratului i din elementul j

Suma se efectuează pentru toate stra-

turile fiecărui element de construcție, pornind de la suprafața interioară până în primul strat termoizolant, grosimea maximă fiind indicată în tabelul 7.3.1, fie în mijlocul elementului de construcție, la distanța cea mai mică.

Capacitatea termică internă a unei clădiri poate fi calculată de asemenea, ca sumă a capacităților interne ale tuturor elementelor de construcție, furnizată la nivel național, pe baza tipului construcției. Această valoare poate fi aproximată și se acceptă o incertitudine relativă de zece ori mai mare decât cea corespunzătoare pierderilor termice.

7.3.10.1.4. Calculul factorului de utilizare

Factorul de utilizare al aperturilor de căldură se calculează astfel:

$$\text{dacă } \gamma \neq 1, \eta = \frac{1 - \gamma^a}{1 - \gamma^{a+1}} \quad (7.3.25)$$

$$\text{dacă } \gamma = 1, \eta = \frac{a}{a+1} \quad (7.3.26)$$

unde a este un parametru numeric care depinde de constanta de timp τ , definit prin relația:

$$a = a_0 + \frac{\tau}{\tau_0} \quad (7.3.27)$$

Valorile pentru a_0 și τ_0 sunt indicate în tabelul 7.3.2.

Fig. 7.3.6 prezintă factorii de utilizare pentru perioadele de calcul lunar și pentru diverse constante de timp, pentru clădiri din categoria I (încălzite continuu) și II (încălzite discontinuu).

7.3.11. Calculul pierderilor de căldură ale instalației de încălzire

Pierderile de căldură care se iau în calcul în ecuația de bilanț termic corespund următoarelor componente:

- sistemul de transmisie (emisie) a căldurii la consumator, inclusiv dispozitivele de reglare și control;
- sistemul de distribuție a căldurii către consumator, inclusiv dispozitivele de reglare și control;
- sistemul de stocare, inclusiv dispozitivele de reglare și control (acolo unde este cazul);
- sistemul de generare a căldurii (pentru clădiri dotate cu surse termice individuale) inclusiv dispozitivele de reglare și control.

Pierderile totale de căldură ale sistemului de încălzire a unei clădiri, Q_{th} , se exprimă ca sumă a pierderilor de căldură ale tuturor subsistemelor menționate mai sus, astfel:

$$Q_{th} = Q_{em} + Q_d + Q_s + Q_g \quad [J] \quad (7.3.28)$$

în care:

Q_{em} - pierderi de căldură cauzate de un sistem non-ideal de transmisie

Tabelul 7.3.2 – Valori ale parametrului numeric a_0 și ale constantei de timp de referință τ_0

Tipul clădirii	a_0 [h]	τ_0
I Clădiri încălzite continuu (mai mult de 12 h pe zi), precum clădirile de locuit, hoteluri, spitale, cămine și penitenciare: Metoda de calcul lunar Metoda de calcul sezonier	1	15
	0,8	30
II Clădiri încălzite numai în timpul zilei (mai puțin de 12 h pe zi), precum clădiri destinate educației, birouri, clădiri pentru conferințe și comerciale	0,8	70

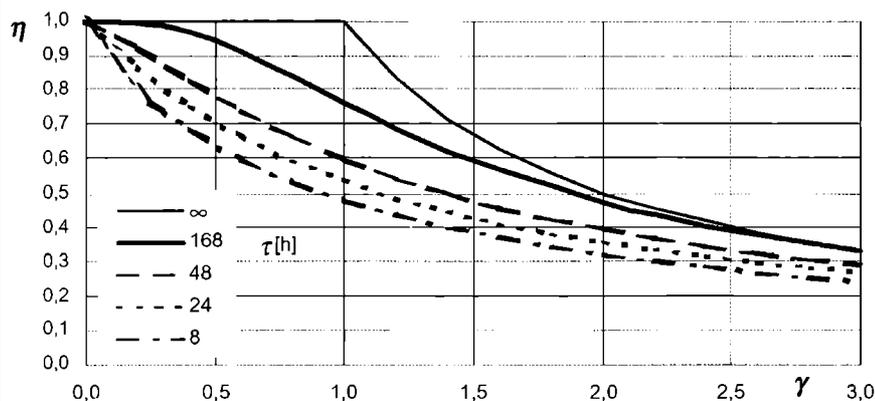
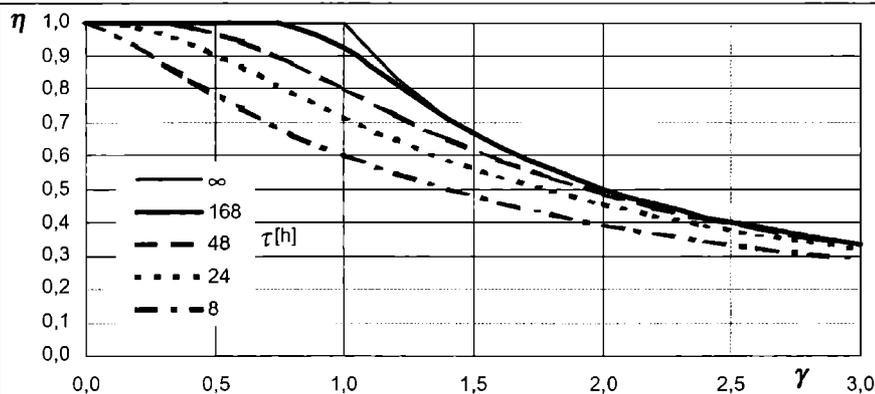


Fig. 7.3.6. Factor de utilizare pentru constantele de timp de 8h, o zi, două zile, o săptămână și infinit, valabil pentru o perioadă de calcul lunar, pentru clădiri încălzite continuu (clădiri din categoria I, sus) și pentru clădiri încălzite numai pe timpul zilei (clădiri din categoria II, jos)

(emisie) a căldurii la consumator, în J;

Q_d - pierderi de căldură ale sistemului de distribuție a căldurii către consumator, în J;

Q_s - pierderi de căldură ale sistemului de stocare (dacă există), în J;

Q_g - pierderi de căldură ale sistemului de generare pe durata funcționării și pe durata opririi sursei inclusiv cauzate de un sistem de reglare și control non-ideal, în J.

Valoarea acestor pierderi termice depinde de configurația sistemului de conducte de distribuție, amplasarea lor, tipul izolației termice, temperatura agentului termic, tipul dispozitivelor de reglare și control etc.

7.3.11.1. Pierderi de căldură ale sistemului de transmisie, Q_{em}

Pierderile sistemului de transmisie a căldurii se calculează astfel:

$$Q_{em} = Q_{em, str} + Q_{em, emb} + Q_{em, c} \quad [J] \quad (7.3.29)$$

în care:

$Q_{em, str}$ - pierderi de căldură cauzate de distribuția neuniformă a temperaturii, în J;

$Q_{em, emb}$ - pierderi de căldură cauzate de poziția corpurilor de încălzire, în J;

$Q_{em, c}$ - pierderi de căldură cauzate de dispozitivele de reglare a temperaturii interioare, în J.

Modul de calcul detaliat este precizat în Metodologia Mc001/2006, Partea II/1, Instalații de încălzire.

7.3.11.2. Pierderi de căldură cauzate de distribuția neuniformă a temperaturii interioare, $Q_{em, str}$

Pentru a calcula pierderile de căldură datorate distribuției neuniforme a temperaturii interioare se folosesc valori experimentale stabilite pentru eficiența sistemelor de transmisie a căldurii, conform relației 7.3.30.

$$Q_{em, str} = \frac{1 - \eta_{em}}{\eta_{em}} \cdot Q_h \quad [J] \quad (7.3.30)$$

Anexa II.1.B din Metodologie conține exemple de valori pentru eficiența sistemelor de transmisie a căldurii datorate distribuției neuniforme a temperaturii interioare.

Pierderile de căldură ale sistemelor de încălzire prin radiație cauzate de disiparea căldurii către exterior, $Q_{em, emb}$, se vor calcula conform indicațiilor din capitolul II.1.6.3 al Metodologiei Mc001/2006. Acestea pierderi apar la

sistemele de încălzire prin radiație de pardoseală, plafon sau pereți și se calculează doar atunci când elementul de construcție încălzitor conține o suprafață orientată către exteriorul spațiului încălzit, către sol, către alte clădiri sau către alte spații neîncălzite.

7.3.11.3. Pierderi de căldură cauzate de eficiența reglării, $Q_{em, c}$

Pierderile de căldură cauzate de sistemul de reglare al instalației de încălzire se calculează în funcție de eficiența acestui sistem a) sau în funcție de factorul de performanță energetică al sistemului de reglare b).

a) dacă se cunoaște eficiența sistemului de reglare, pierderile de căldură pe care le implică utilizarea unui sistem real de reglare sunt date de relația:

$$Q_{em, c} = \frac{1 - \eta_c}{\eta_c} \cdot Q_h \quad [J] \quad (7.3.31)$$

în care:

η_c - eficiența sistemului de reglare.

Anexa II.1.B din Metodologie conține exemple de valori ale mărimii η_c .

b) influența sistemului de reglare este cuantificată cu ajutorul coeficientului denumit factor de performanță energetică, ec. Acesta exprimă relația dintre energia utilizată de către sistemul real de transmisie a căldurii și energia utilizată de un sistem ideal.

Pierderile suplimentare de căldură cauzate de sistemul de reglare se pot calcula cu relația:

$$Q_{em, c} = Q_h \cdot (e_c - 1) \quad [J] \quad (7.3.32)$$

În anexa II.1.C din Metodologie se găsesc exemple de factori de performanță energetică pentru diferite tipuri de corpuri de încălzire.

7.3.12. Pierderi de căldură ale sistemului de distribuție

Pierderile de căldură din sistemelor de distribuție interioare depind de temperatura medie a agentului termic din conducta de tur respectiv retur, de temperatura ambianței și de caracteristicile izolației termice a conductelor.

7.3.12.1. Pierderi de căldură pe rețeaua de distribuție interioară

Rețeaua de distribuție interioară este alcătuită din distribuții orizontale, verticale (coloane) și racorduri la consumatori. Căldura pierdută pe rețeaua de distribuție în pasul de timp (perioadă) t_H se calculează cu relația următoare:

$$Q_d = \sum_i U_i \cdot (\theta_m - \theta_{a,i}) \cdot L_i \cdot t_H \quad [J] \quad (7.3.33)$$

unde:

U_i - valoarea coeficientului de transfer de căldură de la agentul termic din conductă la aerul ambiant, W/mK

θ_m - temperatura medie a agentului termic, °C

θ_a - temperatura aerului ambiant, °C

L - lungimea conductei

i - indicele corespunzător conductelor cu aceleași condiții la limită

t_H - numărul de ore în pasul de timp (h/pasul de timp)

Pentru părțile (tronsoanele) din sistem care au același coeficient U , aceeași temperatură a agentului termic și aceeași temperatură a aerului exterior, energia termică pierdută este dată de relația simplificată următoare:

$$Q_d = \sum_i q_{d,i} \cdot L_i \cdot t_H \quad [J] \quad (7.3.34)$$

$q_{d,i}$ - pierderea de căldură specifică [W/m]

7.3.12.2. Pierderi de căldură ale elementelor conexe

Pierderile de căldură ale unui sistem de conducte trebuie să ia în considerare nu numai pierderile aferente conductelor dar și pe cele ale elementelor conexe (robinete, armături, suporturi neizolate, etc).

Pentru a lua în calcul pierderile în elementele conexe se consideră o lungime echivalentă. Pentru pierderile prin corpul robinetelor inclusiv flanșele de îmbinare, lungimea echivalentă considerată depinde de gradul de izolare așa cum arată tabelul 7.3.3:

Aceste valori se vor însuma cu lungimea conductelor.

7.3.12.3. Pierderi de căldură recuperabile și nerecuperabile

Se consideră ca pierderi de căldură recuperate de la distribuția interioară, pierderile de căldură ale conductelor amplasate în spațiile încălzite. În mod similar, pierderile de căldură nerecuperate sunt cele ale conductelor amplasate în spații neîncălzite. Valoarea pierderilor de căldură se calculează aplicând relația 7.3.33, pe lungimile corespunzătoare.

Luând în considerare suma tuturor lungimilor conductelor aflate în spații încălzite se pot deduce pierderile de căldură recuperabile $Q_{d,r}$ în pasul de timp utilizat.

$$Q_{d,r} = \sum_i q_{d,r,i} \cdot L_{r,i} \cdot t_H \quad [J; kWh] \quad (7.3.35)$$

În mod similar luând în considerare lungimea conductelor din spațiile neîncălzite se pot calcula pierderile de căldură nerecuperabile $Q_{d,u}$.

Pierderile totale de căldură se calcu-

Tabel 7.3.3. Lungimea echivalentă pentru armături

Robinete incluzând și flanșele de prindere	Lungimea echivalentă [m] D ≤ 100mm	Lungimea echivalentă [m] D > 100mm
neizolate	4,0	6,0
izolate	1,5	2,5

lează ca suma pierderile recuperate și cele nerecuperate:

$$Q_d = Q_{d,r} + Q_{d,u} \quad [\text{J}; \text{kWh}] \quad (7.3.36)$$

7.3.12.4. Calculul coeficientului de transfer de căldură

Valoarea coeficientului de transfer de căldură pentru conductele izolate, U , care ia în considerare atât transferul de căldură prin radiație cât și prin convecție este dat de relația:

$$U = \frac{\pi}{\left(\frac{1}{2 \cdot \lambda_D} \cdot \ln \frac{D_a}{D_i} + \frac{1}{h_a \cdot D_a}\right)} \quad [\text{W/mK}] \quad (7.3.37)$$

în care:

D_i, D_a – diametrul conductei fără izolație, respectiv diametrul exterior al conductei izolate, [m],
 h_a – coeficientul global de transfer termic la exteriorul conductei [W/m²K],
 λ_D – coeficientul de conducție al izolației [W/mK].

Pentru conductele pozate subteran coeficientul de transfer U se calculează cu relația:

$$U_{em} = \frac{\pi}{\frac{1}{2} \left(\frac{1}{\lambda_D} \cdot \ln \frac{D_a}{D_i} + \frac{1}{\lambda_E} \cdot \ln \frac{4 \cdot z}{D_a} \right)} \quad [\text{W/mK}] \quad (7.3.38)$$

Electricitate	Factor emisie CO ₂ [kg/kWh] ¹
Medie anuală	0,09
Iarna extreme	0,557
Încălzire	0,224

1) Valoare aplicată în Franța

Combustibil	Factor de conversie
Lignit	1,3
Huile	1,2
Păcură	1,1
Gaz natural	1,1
Deșuri	1,05
Energie regenerativă (lemn)	1,1
Energie electrică, cogen.	2,8

Combustibil	Factor emisie CO ₂ [kg/kWh] ¹	Factor emisie CO ₂ [kg/kWh] ²
Cărbune	0,342	0,292
Combustibil lichid	0,270	0,270
Gaz	0,205	0,194
Lemn	0,036	0,025
Termoficare	0,24	-

1) Valoare pentru cea mai mică H_{ci}
 2) Valoare folosită în UK

unde:

z – adâncimea de pozare
 λ_E – coeficientul de conducție al solu-lui (W/mK)

Pentru calculele simplificite, Metodologia Mc001/2006 indică o metodă de evaluare aproximativă a coeficientului de transfer termic U' .

7.3.13. Pierderi de căldură și performanța generatorului de căldură

Performanța cazanelor care alimentează sistemele de încălzire din clădiri și se găsesc amplasate în interiorul clădirilor, se apreciază prin randamentul sezonier al acestora. Randamentul se calculează în funcție de tipul de cazan, de tipul de combustibil și de modul de funcționare. Detaliu privind relațiile de calcul particulare precum și anexele cu valori se găsesc în Metodologia Mc001/II -1-2006.

7.3.13.1. Pierderi de căldură la nivelul generatorului

Pierderile de căldură totale ale cazanelor se calculează în funcție de randamentul sezonier net cu relația următoare:

$$Q_g = Q_{g,out} \frac{1 - \eta_{g,net}}{\eta_{g,net}} \quad (7.3.39)$$

unde:

$\eta_{g,net}$ – randamentul sezonier net
 $Q_{g,out}$ – căldura furnizată de cazan,
 $Q_{g,out}$ – se calculează în funcție de tipul de cazan:

- pentru cazane de încălzire:

$$Q_{g,out} = Q_h + Q_{em} + Q_{d,u} - kW_{d,e} \quad (7.3.40)$$

$kW_{d,e}$ – energia termică recuperată din energia auxiliară consumată în sistem.

- pentru cazane de încălzire și preparare apă caldă de consum

$$Q_{g,out} = Q_h + Q_{acc} + Q_{em} + Q_{d,u} - kW_{d,e} \quad (7.3.41)$$

- pentru sistemele de încălzire care utilizează combinat surse clasice și neconvenționale sau regenerabile de energie:

$$Q_{g,out} = Q_h + Q_{acc} - Q_{rg} + Q_{em} + Q_{d,u} - kW_{d,e} \quad (7.3.42)$$

Q_{rg} – energia furnizată de sursele regenerabile în perioada de calcul

7.3.13.2. Necesarul de energie la nivelul sursei

Energie care trebuie să fie disponibilă la nivelul sursei de căldură pentru a acoperi cerințele consumatorilor, $Q_{g,in}$, se calculează cu relația următoare:

$$Q_{g,in} = \frac{Q_{g,out}}{\eta_{g,net}} \quad (7.3.43)$$

7.3.13.3. Consumul de combustibil la nivelul sursei

Consumul de combustibil necesar pentru a asigura energia $Q_{g,in}$ la nivelul sursei se calculează în funcție de puterea calorifică inferioară a combustibilului și randamentul de ardere η_{ar} , astfel:

$$B_{g,in} = \frac{Q_{g,in}}{\eta_{ar} H_{ci}} \quad (7.3.44)$$

7.3.14. Energia recuperabilă din consumul auxiliar de energie electrică

În timpul funcționării pompelor de circulație, o parte din energia electrică este transformată în energie termică și transferată apei. O altă parte din energia termică este transferată (transmisă) mediului ambiant. Ambele fracțiuni energetice sunt recuperabile.

Energia recuperată din apă este:

$$Q_{d,r,w} = 0,25 \cdot W_{d,e} \quad [\text{kWh/an}] \quad (7.3.45)$$

Energia recuperată din aer este:

$$Q_{d,r,a} = 0,25 \cdot W_{d,e} \quad [\text{kWh/an}] \quad (7.3.46)$$

unde:

$W_{d,e}$ – consumul total de energie electrică pentru pompare, [kWh/an]

7.3.15. Calculul energiei primare și a emisiilor de CO₂

Calculul consumului de energie primară se face separat pentru fiecare tip de utilizator (încălzire, răcire, apă caldă de consum, iluminat, etc) și pentru fiecare tip de combustibil sau sursă energetică.

7.3.15.1. Energia primară

Pentru o perioadă determinată de timp (an, lună, săptămână), energia consumată de o clădire prin utilizarea unei anumite energii de tip $Q_{f,i}$, este dată de relația următoare:

$$Q_{f,i} = Q_{f,hi} + Q_{f,vi} + Q_{f,ci} + Q_{f,wi} + Q_{f,li} \quad [\text{kWh/a}] \quad (7.3.47)$$

unde termenii reprezintă energia consumată pentru:

- încălzire,
 - ventilare,
 - răcire,
 - preparare apă caldă de consum și
 - iluminat,
- calculată conform Metodologiei Mc001/II-1-2006.

Energia primară se calculează, pe același interval de timp, pornind de la valoarea energiei consumate, astfel:

$$E_p = \sum (Q_{f,i} \cdot f_{p,i} + kWh \cdot f_{p,i}) - \sum (Q_{ex,i} \cdot f_{p,ex,i}) \quad [\text{kWh/a}] \quad (7.3.48)$$

în care:

$Q_{f,i}$ - consumul de energie utilizând energia i , în Joule, [J; kWh/a];

Wh - consumul auxiliar de energie, [J; kWh/a];

$f_{p,i}$ - factorul de conversie în energie primară, având valori tabelate pentru fiecare tip de energie utilizată (termică, electrică, etc), conform tabel 7.3.4;

$Q_{ex,i}$ - energia produsă la nivelul clădirii și exportată, [J; kWh/a];

$f_{p,ex,i}$ - factorul de conversie în energie primară, care poate avea valori identice cu $f_{p,i}$

Consumul de energie primară poate fi mai mic sau mai mare decât consumul final de energie după cum sunt sau nu utilizate surse de energie regenerabilă.

7.3.15.2. Performanța energetică primară a instalațiilor de încălzire

Performanța unui sistem de încălzire este dată de relația următoare:

$$e = \frac{E_{p,h}}{Q_h} \quad [-] \quad (7.3.49)$$

în care:

e - coeficientul de performanță energetică a sistemului de instalații;

$E_{p,h}$ - energia primară consumată de sistem, în J;

Q_h - necesarul de căldură pentru încălzire, în J;

7.3.15.3. Emisia de CO₂

Emisia de CO₂ se calculează având la bază energia consumată, utilizând un factor de transformare corespunzător:

$$E_{CO_2} = \sum (Q_{f,i} \cdot f_{CO_2,i} + kWh \cdot f_{CO_2,i}) - \sum (Q_{ex,i} \cdot f_{CO_2,ex,i}) \quad (7.3.50)$$

unde:

f_{CO_2} - reprezintă factorul de emisie stabilit conform tabelor 7.3.5 și 7.3.6.

7.3.16. Consumul specific de energie pentru încălzire

$$q_h^{a_n} = \frac{Q_{f,h}}{A_{inc}} \quad [\text{J/m}^2\text{an, kWh/m}^2\text{an}] \quad (7.3.51)$$

A_{inc} - aria încălzită a clădirii [m²]

Acest indicativ se utilizează în CERTIFICATUL DE PERFORMANȚĂ ENERGETICĂ a clădirii ca indicator al PERFORMANȚEI ENERGETICE A CLĂDIRILOR EXISTENTE.

7.4. Normativ pentru expertizarea termică și energetică a clădirilor existente și a instalațiilor de încălzire și pentru prepararea apei calde de consum, aferente acestora NP 048-2000.

7.4.1. Performanța energetică a clădirilor - încălzirea spațiilor.

Metoda care se prezintă are ca reper fundamental metodologia de calcul a Performanței Energetice a Clădirilor (PEC) elaborată în anul 2000 și cunoscută sub numele de NP 048/2000. Cu unele modificări care țin de modernizarea modelului de calcul, metodologia menționată este inclusă în Metodologia de calcul Mc 001/II-2006, în cadrul metodelor alternative de calcul. Scopul îl reprezintă stabilirea PEC aferentă proceselor de încălzire a clădirilor noi și existente, iar obiectivele vizează stabilirea necesarului de căldură orar, lunar, sezonier al spațiilor încălzite continuu sau intermitent și a consumului sezonier de căldură în funcție de caracteristicile funcționale ale instalațiilor termice din dotarea clădirilor.

7.4.2. Necesarul de căldură al incintelor ocupate / locuite - încălzire continuă

Modelul de calcul utilizat se aplică unui contur termodinamic multizonal format din zona principală - în care se desfășoară activitățile proprii clădirii și din subzonele secundare diferențiate prin funcțiuni specifice.

Ecuția de bilanț termic caracteristic spațiilor încălzite la o temperatură interioară rezultantă constantă este reprezentată sub forma sumei algebrice a tuturor fluxurilor termice caracteristice elementelor de închidere opace și transparente ale anvelopei spațiului analizat și a fluxurilor datorate activității

umane care generează un flux termic rezultat al cărui efect îl reprezintă modificarea energiei interne a elementelor de construcție interioare. Dat fiind faptul că se impune condiția menținerii temperaturii interioare rezultante la o valoare constantă, variația energiei interne este nulă, astfel încât ecuația de bilanț termic are forma:

$$Q_{nec}(\tau) - [Q_{tr}(\tau) + Q_{inf}(\tau) - a(\tau) \cdot A_{Loc}] = 0 \quad (7.4.1)$$

Necunoscuta ecuației este $Q_{nec}(\tau)$, care reprezintă necesarul de căldură pe care instalația termică trebuie să îl furnizeze la orice moment τ în scopul menținerii valorii constante a temperaturii interioare rezultante θ_{i0} . Fluxurile termice prezente în ecuația de bilanț termic sunt datorate transferului de căldură prin elementele de închidere opace și transparente ale spațiului analizat, modificării entalpiei aerului exterior pătruns în spațiul încălzit, precum și activității umane.

7.4.2.1. Fluxul termic disipat prin elementele de construcție opace

În fig. 7.4.1 se prezintă schema de calcul necesară determinării condițiilor la limită specifice elementelor de construcție opace. Parametrii termodinamici care concură la stabilirea echilibrului termodinamic și, în consecință, la generarea temperaturilor specifice frontierelor elementelor de anvelopă opace adiacente atât mediului exterior natural, cât și spațiului încălzit, sunt temperatura exterioară (a aerului), intensitatea radiației solare, cu componentele directă și difuză, și viteza vântului, pentru suprafața adiacentă mediului exterior natural și fluxul termic disipat asociat temperaturii interioare rezultante, pentru suprafața adiacentă spațiului încălzit.

Ecuția de bilanț termic al suprafeței adiacentă mediului exterior natural implică egalitatea fluxurilor termice incidente la suprafața menționată cu fluxurile disipate dinspre suprafață către

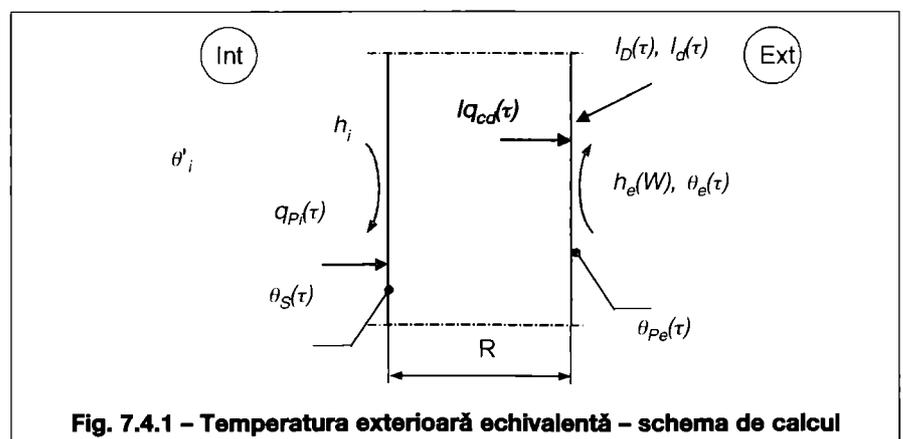


Fig. 7.4.1 - Temperatura exterioară echivalentă - schema de calcul

mediul exterior natural. Se generează ecuația de bilanț termic

$$q_{co}(\tau) = h_e(w) \cdot [\theta_{pe}(\tau) - \theta_{eo}(\tau)] \quad (7.4.2)$$

în care:

$$\theta_{eo}(\tau) = \frac{\bar{h}}{h_e} \cdot I(\tau) + \theta_e(\tau) \quad (7.4.3)$$

reprezintă expresia temperaturii exterioare echivalente proprie unui element de construcție opac.

În ceea ce privește suprafața adiacentă spațiului încălzit, expresia fluxului termic disipat, sub forma condiției la limită de speța a III-a, este dată de relația.

$$q_{pi}(\tau) = h_i \cdot [\theta_i(\tau) - \theta_s(\tau)] \quad (7.4.4)$$

Dat fiind faptul că temperatura exterioară echivalentă este un parametru termodinamic intensiv caracterizat de variație temporală, rezultă că transferul de căldură prin conducție prin elementele de închidere opace este un proces variabil în timp, astfel încât fluxul termic este caracterizat de valori variabile în timp în orice secțiune longitudinală prin elementul opac, iar valoarea sa instantanee NU se determină pe baza temperaturilor interioară rezultantă și exterioară echivalentă. Pentru a pune de acord realitatea fenomenologică cu cerințele practicii energeticii clădirilor, se definește un parametru termodinamic intensiv virtual numit **temperatura exterioară virtuală**, notat în cele ce urmează cu $\theta_{ev}(\tau)$. Temperatura exterioară virtuală nu este un parametru fizic măsurabil. Ea reprezintă temperatura exterioară în raport cu care la orice moment τ fluxul termic disipat la suprafața interioară a unui element plan de construcție, omogen sau neomogen, monostrat sau multistrat, se poate exprima cu relația de calcul proprie transferului de căldură în regim staționar printr-o placă plană, omogenă echivalentă, caracterizată de rezistența termică R a plăcii plane reale, astfel încât:

$$q_{pi}(\tau) = \frac{\theta_i - \theta_{ev_o}(\tau)}{R} \quad (7.4.5)$$

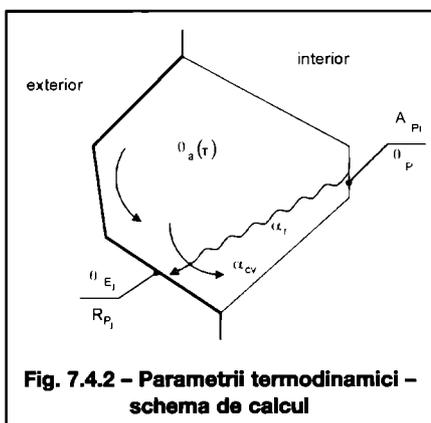


Fig. 7.4.2 – Parametrii termodinamici – schema de calcul

Principala proprietate a temperaturii exterioare virtuale este invarianța sa (practică) în raport cu variația temperaturii exterioare rezultante. Această proprietate se dovedește extrem de utilă în analiza regimului termic variabil specific spațiilor ocupate, fie în procese de încălzire intermitentă a spațiilor, fie în procese specifice spațiilor ocupate în sezonul cald în lipsa instalațiilor/echipamentelor de climatizare.

Din relațiile (7.4.4) și (7.4.5) asociate sub forma unei ecuații, se obține expresia temperaturii suprafeței interioare a unui element de construcție opac adiacent mediului exterior:

$$\theta_s(\tau) = \left(1 - \frac{1}{h_i \cdot R}\right) \cdot \theta_i + \frac{1}{h_i \cdot R} \cdot \theta_{ev_o}(\tau) \quad (7.4.6)$$

În cazul dotării spațiului ocupat cu sistem de încălzire solară de tipul "spațiu solar", temperatura $\theta_{ss}(\tau)$ (temperatura medie superficială a suprafeței elementului de construcție suport al spațiului solar, adiacentă spațiului ocupat) se determină cu relația:

$$\theta_{ss}(\tau) = \left(1 - \frac{1}{h_i \cdot R_s}\right) \cdot \theta_i + \frac{1}{h_i \cdot R_s} \cdot \theta_{ev_s}(\tau) \quad (7.4.6)$$

Fiecare element de construcție „j” este caracterizat de propria valoare $\theta_{sj}(\tau)$. Temperatura medie a tuturor elementelor de construcție se determină cu relația (7.4.7), utilizându-se medierea ponderată în raport cu suprafețele de transfer de căldură, adiacente spațiului interior ocupat:

$$\bar{\theta}_s(\tau) = \frac{\sum_j A_{E_j} \cdot \theta_{s_j}(\tau)}{\sum_j A_{E_j}} \quad (7.4.7)$$

respectiv:

$$\bar{\theta}_s(\tau) = \left(1 - \frac{1}{h_i \cdot R}\right) \cdot \theta_i + \frac{1}{h_i \cdot R} \cdot \bar{\theta}_{ev}(\tau) \quad (7.4.8)$$

în care:

$$\bar{R} = \frac{A_E}{\sum_j \frac{A_{E_j}}{R_j}} \quad (7.4.9)$$

Cunoașterea valorii temperaturilor ale fiecărui element de construcție opac este utilă în aprecierea riscului de apariție a condensului pe suprafața interioară a elementelor opace ale anvelopei clădirilor.

O altă proprietate a temperaturii ex-

terioare virtuală, utilă aplicațiilor practice, este reprezentată de tendința valorilor mediei în raport cu timpul de apropiere de valoarea temperaturii exterioare echivalente proprie intervalului de integrare. Teoretic la momentul:

$t = \infty$, cele două valori sunt identice. Practic, ținând seama de structura elementelor de construcție ale clădirilor vechi și noi, se poate scrie:

$$\frac{1}{T} \cdot \int_0^T \bar{\theta}_{ev}(\tau) d\tau = \bar{\theta}_{ev_o} \quad pt. T \geq 170h \quad (7.4.10)$$

În fig. 7.4.2 se prezintă schema de calcul aferentă unui spațiu delimitat de un contur termodinamic format din elemente de construcție opace adiacente mediului exterior natural sau construit și din elemente de construcție care despart spațiul ocupat de spații cu funcții identice sau similare care le plasează în clasa spațiilor ocupate (interioare). Schema de calcul pune în evidență fluxurile termice specifice atât elementelor de construcție exterioare, cât și interioare. Indicii „j”, respectiv „i” individualizează cele două tipuri de elemente de construcție („j” indice propriu elementelor exterioare și „i” propriu elementelor interioare).

Fluxul termic total (convecție și radiație) la nivelul suprafeței S_E se exprimă cu relația:

$$\Phi_a(\tau) = \alpha_{cv} \cdot [\theta_a(\tau) - \bar{\theta}_s(\tau)] \cdot A_E + \alpha_r \cdot F_R \cdot [\theta_p(\tau) - \bar{\theta}_s(\tau)] \cdot A_p \quad (7.4.11)$$

cu:

$$F_R = 0,20 \cdot (6 - N_{pi})$$

N_{pi} – numărul de pereți interiori (valoare medie pentru o incintă din clădire).

„Perete interior” este un element de construcție interioară reprezentat sub forma unui plan care desparte două sau mai multe spații ale căror temperaturi diferă cu maximum 2K.

Luând în considerare temperatura medie radiantă a conturului termodinamic al incintei analizate $\theta_R(\tau)$, numită în continuare temperatura medie radiantă a incintei, determinată ca medie ponderată a temperaturilor $\theta_p(\tau)$ - temperatura medie a elementelor de construcție interioare, și $\theta_s(\tau)$ - temperatura medie a suprafeței interioare a elementelor de anvelopă, se obține:

$$\Phi_a(\tau) = \bar{h}_{cv} \cdot [\theta_a(\tau) - \bar{\theta}_s(\tau)] \cdot A_E + h_r \cdot F_R \cdot [\theta_R(\tau) - \bar{\theta}_s(\tau)] \cdot A_r \quad (7.4.12)$$

din care rezultă:

$$h_i = \bar{h}_{cv} + \bar{h}_r \cdot F_R \cdot \frac{A_T}{A_E} \quad (7.4.12_1)$$

$$\theta_i(\tau) = \frac{\bar{h}_{cv} \cdot \theta_a(\tau) + \bar{h}_r \cdot F_R \cdot \frac{A_T}{A_E} \cdot \theta_R(\tau)}{\bar{h}_i} \quad (7.4.12.1)$$

Coeficientul h_1 numit **coeficient superficial de transfer de căldură** și utilizat în calculele specifice termotehnicii construcțiilor, diferă de coeficientul de transfer de căldură prin convecție h_{cv} .

Un al doilea parametru important este temperatura interioară rezultantă $\theta_i(\tau)$. Expresia **temperaturii interioare rezultante** θ_i , menționată ca parametru de control al confortului termic, conține două temperaturi măsurabile, dar **temperatura θ_i , nu poate fi măsurată direct**. O valoare apropiată poate fi furnizată de termometrul cu glob amplasat într-un plan la înălțimea de cca. 0,70 m de planul pardoselii și la distanța de cca. 1,50 m de planul fațadei.

Expresia condensată a fluxului termic disipat prin transmisie către mediul înconjurător a incintei ocupate are forma:

$$\Phi(\tau) = [\theta_i(\tau) - \theta_{ev}(\tau)] \cdot \frac{A_E}{R} \quad [W] \quad (7.4.13)$$

Cu referire la un interval de timp $T \geq 170$ h, rezultă:

$$\theta_{ev} = \frac{\sum_i \frac{A_{E_i}}{R_i} \cdot \theta_{E_{vi}} + \sum_p \frac{A_{E_p}}{R_p} \cdot \theta_p}{\sum_i \frac{A_{E_i}}{R_i} + \sum_p \frac{A_{E_p}}{R_p}} \quad (7.4.14)$$

j - indice de însumare pentru elementele exterioare;

p - indice de însumare pentru elemente de construcție care aparțin conturului termodinamic al incintei și sunt adiacente zonelor secundare.

Ca exemple de zone secundare remarcăm: casa scării încălzită direct sau indirect, podul neîncălzit, subsol tehnic etc.

Rezultă:

$$\Phi_{or} = (\theta_{io} - \theta_{ev_o}) \cdot \frac{A_{E_o}}{R_o} \quad (7.4.15)$$

în care indicele „o” se referă la pereți opaci.

În cadrul clădirilor moderne dotate cu spațiu solar **temperatura exterioară echivalentă caracteristică spațiului solar** se determină cu relația:

$$\theta_{E_s} = \theta_{s_a} + C_{abs} \cdot [c_s \cdot I_T + (1 - c_s) \cdot I_o]$$

în care:

θ_{s_a} - temperatura aerului din sera spațiului solar care se determină din graficul din fig. 7.4.3 ca valoare medie reprezentativă lunară;

C_{abs} - caracteristica termică de absorbție a suprafeței captatoare de radiație solară din spațiul solar și care se determină din graficul din fig. 7.4.4 în funcție de temperatura suprafeței captatoare care la rândul său se determină din graficul din fig. 7.4.3 ca valoare medie reprezentativă lunară.

Cele două grafice includ efectul datorat vehiculării controlate a unui debit de aer prin sera spațiului solar. Aerul preluat din exterior pătrunde în spațiul serei și își ridică temperatura ca urmare a contactului cu peretele captator și

cu suprafața interioară a vitrajului. Debitul de aer introdus poate reprezenta debitul total necesar de aer proaspăt sau o parte din acesta. În ambele cazuri se obține o reducere însemnată a cantității de căldură necesară încălzirii aerului proaspăt în paralel cu o utilizare eficientă a ferestrelor etanșe proprii vitrajelor moderne.

Caracteristic spațiilor solare este fenomenul de **fațadă exergetică** în sensul că din punct de vedere termic **peretele captator se manifestă ca sursă de căldură** astfel încât poate fi caracterizat de o valoare **negativă** a rezistenței termice.

În fig. 7.4.3 s-au utilizat următoarele abrevieri:

Temp. PE n-VIT - Temperatura peretelui exterior nevitrat;

Temp. PE VIT. (n-sel.) - Temperatura peretelui exterior vitrat cu vitraj neselectiv (fără caracteristică de tip „low-e”);

Temp. aer seră-sel. - Temperatura aerului în seră cu vitraj selectiv (low-e);

Temp. PE VIT. (sel.) - Temperatura peretelui exterior vitrat cu vitraj selectiv (cu caracteristică de tip „low-e”);

Temp. aer seră - n-sel. - Temperatura aerului în seră cu vitraj neselectiv (fără caracteristică de tip „low-e”);

Temp. ext. - Temperatura aerului exterior.

7.4.2.2. Fluxul termic caracteristic elementelor de construcție transparente

Expresia fluxului termic caracteristic elementelor vitrate de anvelopă rezultă ca suprapunere liniară între fluxul termic disipat prin transmisie prin partea

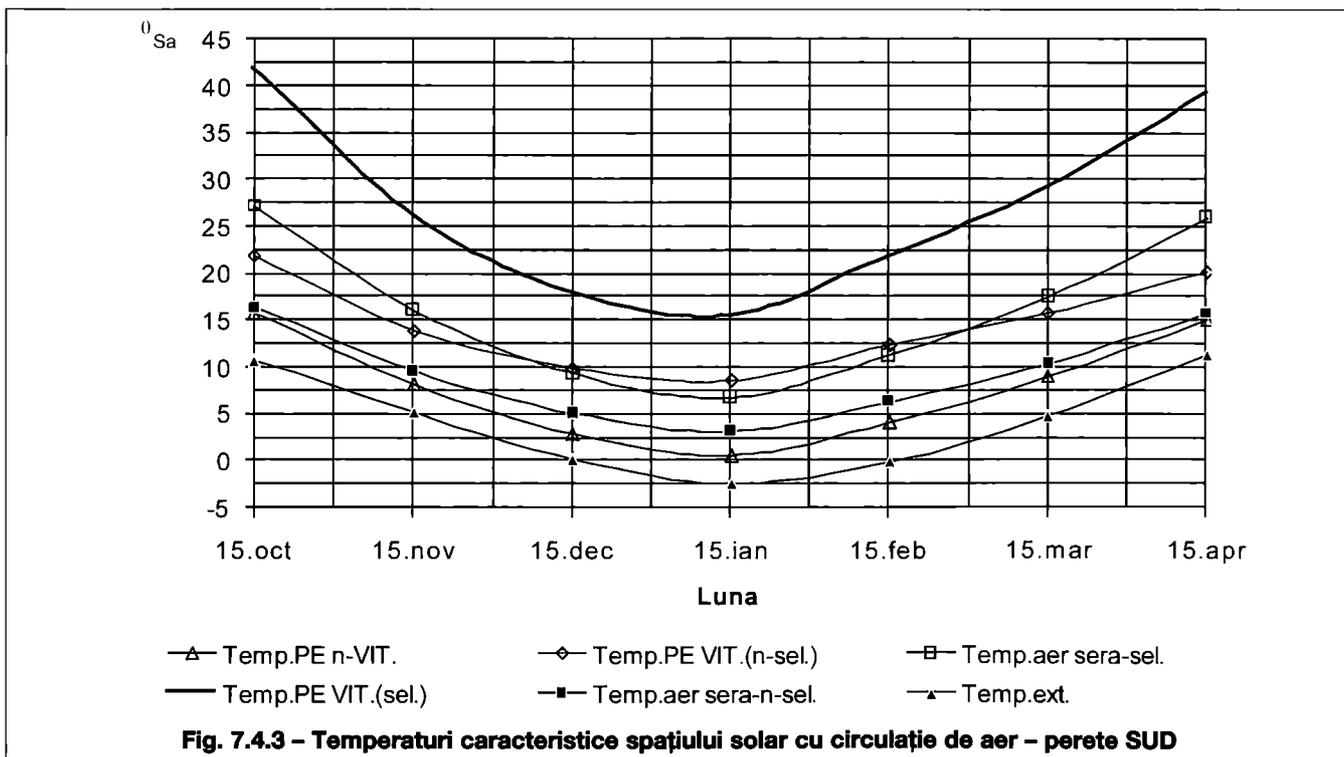


Fig. 7.4.3 - Temperaturi caracteristice spațiului solar cu circulație de aer - perete SUD

transparentă și prin rama ferestrei și fluxul termic pătruns în spațiul ocupat, datorat radiației solare. Intensitatea radiației solare este afectată de factorul optic determinat în funcție de transmisivitatea sticlei în raport cu cele două componente ale radiației solare și de factorul de extincție al vitrajului determinat în special de lungimea parcursului radiației solare prin vitraj și de conținutul de oxizi de fier din sticlă.

$$\Phi_{F_i}(\tau) = \frac{\theta_{i_0} - \theta_{E_{F_i}}(\tau)}{R_{F_i}} \cdot A_{F_i} \quad (7.4.16)$$

În care expresia temperaturii exterioare echivalente a vitrajului este dată de relația:

$$\theta_{E_F}(\tau) = \bar{h} \cdot R_F \cdot \gamma \cdot \left[\tau_d(\tau) \cdot C_s(\tau) \cdot I_d(\tau) + \tau_e(\tau) \cdot I_d(\tau) \right] + \theta_e(\tau) \quad (7.4.17)$$

γ - coeficient subunitar reprezentat ca raport între suprafața vitrajului și suprafața totală a ferestrei (se poate considera în calcul cu valoarea de 0,75).

$\tau_{D,d}$ - coeficientul de transmisivitate al vitrajului în raport cu componentele directă și difuză ale radiației solare incidente.

Pentru $T \geq 170$ H

$$\Phi_{F_i} = \frac{\theta_{i_0} - \theta_{E_{F_i}}}{R_{F_i}} \cdot A_{F_i}; \quad \theta_{E_{F_i}} = \frac{1}{T} \cdot \int_0^T \theta_{E_F}(A) dA \quad (7.4.18)$$

Cu aproximația $\tau_D \approx \tau_d = \dot{\tau}$ rezultă:

$$\theta_{E_{F_i}} = \bar{h} \cdot R_{F_i} \cdot \dot{\tau} \cdot \gamma \cdot \left[\bar{C}_s \cdot \bar{I}_T + (1 - \bar{C}_s) \cdot \bar{I}_d \right] + \theta_e$$

$$(7.4.19)$$

Fluxul termic disipat prin toate ferestrele (prin transmisie):

$$\Phi_{F_{tr}} = (\theta_{i_0} - \theta_{E_F}) \cdot \frac{A_F}{R_F} \quad (7.4.20)$$

7.4.2.3. Fluxul termic total disipat prin transmisie (pereți și ferestre)

Valoarea fluxului termic total caracteristic proceselor de transmisie prin elementele de construcție opace și transparente se obține prin însumarea valorilor obținute prin utilizarea relațiilor (7.4.15) și (7.4.20):

$$\Phi_{Tr} = \Phi_{on} + \Phi_{F_{tr}} \quad (7.4.21)$$

sau

$$\Phi_{Tr} = (\theta_{i_0} - \theta_{ev_0}) \cdot \frac{A_{E_0}}{R_0} + (\theta_{i_0} - \theta_{E_F}) \cdot \frac{A_F}{R_F}$$

$$\Phi_{Tr} = (\theta_{i_0} - \theta_{ev}) \cdot \frac{A_E}{R} \quad (7.4.22)$$

În care se definesc:

$$\theta_{ev} = \frac{\sum_j \frac{A_{E_j}}{R_j} \cdot \theta_{E_{0j}} + \sum_k \frac{A_{F_k}}{R_{F_k}} \cdot \theta_{E_{F_k}} + \sum_p \frac{A_p}{R_p} \cdot \theta_p}{\sum_j \frac{A_{E_j}}{R_j} + \sum_k \frac{A_{F_k}}{R_{F_k}} + \sum_p \frac{A_p}{R_p}} \quad (7.4.23)$$

$$\frac{A_E}{R} = \sum_j \frac{A_{E_j}}{R_j} + \sum_k \frac{A_{F_k}}{R_{F_k}} + \sum_p \frac{A_p}{R_p} \quad (7.4.24)$$

Indicele „p” semnifică spații aparținând subzonelor secundare adiacente incintei analizate.

7.4.2.4. Temperatura medie volumică a aerului dintr-o incintă cu regim termic controlat ($\theta_i = \theta_{i_0}$)

Cu condiția $\theta_i = \theta_{i_0}$, din expresia (122) rezultă:

$$\theta_a(\tau) = B_i \cdot \theta_{i_0} + (1 - B_i) \cdot \theta_{ev}(\tau) \quad (7.4.25)$$

În care:

$$B_i = 1 + \frac{1}{\bar{R}} \cdot \frac{\bar{h}_r \cdot F_R}{h_{cv} + \bar{h}_r \cdot F_R} = 1 + \frac{1}{\bar{R}} \cdot \frac{\bar{h}_r \cdot F_R}{\bar{h}_{cv} \cdot \bar{h}_i} \quad (7.4.26)$$

și în care temperatura exterioară virtuală medie se determină cu relația 7.4.23.

7.4.2.5. Fluxul termic necesar modificării entalpiei aerului infiltrat prin rosturile mobile (dinspre mediul natural)

$$\Phi_{inf}(\tau) = n_a \cdot V \cdot \rho \cdot c_{pa} \cdot [\theta_a(\tau) - \theta_{es}(\tau)] \quad (7.4.27)$$

Valoarea medie pe intervalul [0, T] se determină cu relația:

$$\Phi_{inf} = n_a \cdot V \cdot \rho \cdot c_{pa} \cdot (\theta_a - \theta_{es}) \quad (7.4.27_1)$$

În care:

$$\theta_{es} = \left(1 - \frac{V_{SS}}{V} \right) \cdot \theta_e + \frac{V_{SS}}{V} \cdot \theta_{s_0}$$

reprezintă valoarea medie a temperaturii aerului preluat din exteriorul incintei dotată cu spațiu solar în care V_{SS} este volumul incintelor adiacente spațiului solar iar V este volumul liber al incintei.

7.4.2.6. Fluxul termic datorat activității umane

$$\Phi_u = a \cdot A_{Loc} \quad (7.4.28)$$

În care:

„a” - reprezintă fluxul termic specific (raportat la suprafața locuibilă a incintei) datorat activității umane (metabolism, aparate, activitate cu degajare de căldură uscată/u-medă).

Observație:

$$A_{Loc} < A_{inc} \equiv A_{Util}$$

7.4.2.7. Bilanțul termic la nivelul conturului termodinamic al unei incinte încălzite direct - zona principală

$$\Phi_{nec} = \Phi_{Tr} + \Phi_{inf} - \Phi_u$$

din care rezultă:

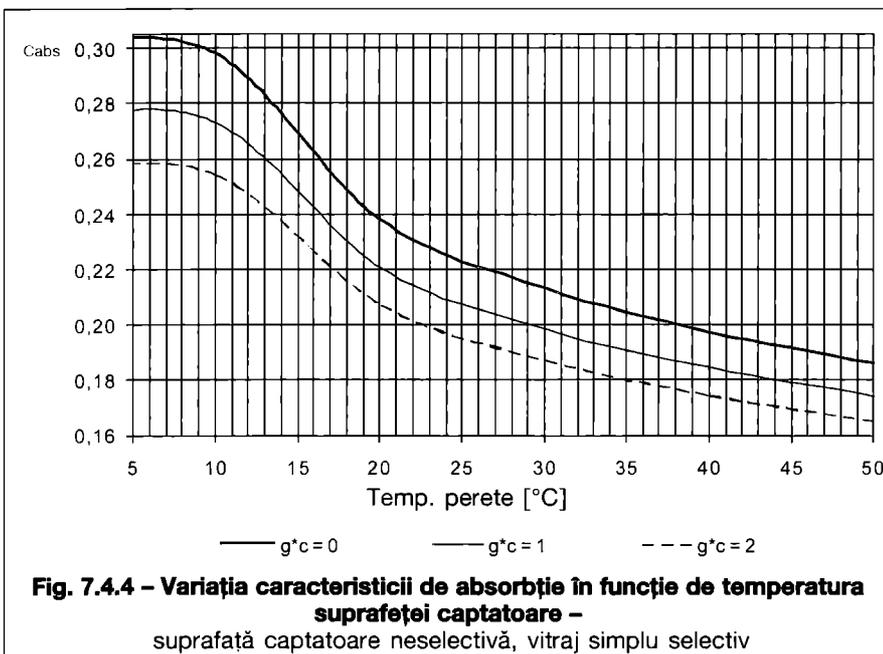


Fig. 7.4.4 - Variația caracteristicii de absorbție în funcție de temperatura suprafeței captatoare - suprafață captatoare neselectivă, vitraj simplu selectiv

- Necesarul orar mediu de căldură al spațiului ocupat:

$$\Phi_{nec} = \left(\frac{A_E}{R_p} + n_a \cdot V \cdot \rho \cdot c_{pa} \cdot B_1 \right) \cdot (\theta_{in} - \theta_{eR}) \quad (7.4.29)$$

Se definesc:

- Temperatura interioară redusă:

$$\theta_{in} = \theta_{io} - \frac{a \cdot A_{Loc}}{\frac{A_E}{R} + n_a \cdot V \cdot \rho \cdot c_{pa} \cdot B_1} \quad (7.4.30)$$

- Temperatura exterioară de referință:

$$\theta_{eR} = \frac{\left[\frac{A_E}{R} + n_a \cdot V \cdot \rho \cdot c_{pa} \cdot (B_1 - 1) \right] \cdot \theta_{ev} + \frac{A_E}{R} + n_a \cdot V \cdot \rho \cdot c_{pa} \cdot B_1}{\frac{A_E}{R} + n_a \cdot V \cdot \rho \cdot c_{pa} \cdot B_1} + \frac{n_a \cdot V \cdot \rho \cdot c_{pa} \cdot \theta_{es}}{\frac{A_E}{R} + n_a \cdot V \cdot \rho \cdot c_{pa} \cdot B_1} \quad (7.4.31)$$

7.4.2.8. Numărul corectat de grade-zile și durata sezonului de încălzire – zona principală a clădirii

Necesarul de căldură al spațiului încălzit, pe durata sezonului de încălzire, se determină cu relația:

$$Q_{an} = \sum_T Q \quad (7.4.32)$$

$$Q_{an} = 0,024 \cdot C \cdot \left(\frac{A_E}{R} + n_a \cdot V \cdot \rho \cdot c_{pa} \cdot B_1 \right) \cdot N_{Gz} \quad (7.4.33)$$

[Q_{an}] → kWh/an

Diagrama termică a clădirii se obține prin generarea curbelor de temperaturi interioare reduse și de temperaturi exterioare de referință conform fig.7.4.5. Suprafața hașurată dintre curbele menționate reprezintă Numărul corectat de grade-zile al clădirii, iar punctele de intersecție definesc durata D_z a sezonului de încălzire.

$$C = 0,918 \cdot C_b \cdot C_r \quad (7.4.34)$$

$$C_b = \left\{ \begin{array}{l} 1 - \text{fara balcon} \\ 1,03 - \text{cu balcon (deschis)} \end{array} \right\} \quad (7.4.35)$$

C_r – coeficient de corecție datorat utilizării raționale a clădirii în spațiile locuite/ocupate exprimat în raport cu valoarea numărului normal de grade zile N_{Gz}^{20} . Valoarea C_r se exprimă sub forma unei funcții polinomiale, după cum urmează:

$$C_r = 2,9232 \cdot 10^{-9} \cdot x^2 - 7,4643 \cdot 10^{-6} \cdot x + 0,89595 \quad (7.4.36)$$

în care „x” este numărul de grade-zile normale, N_{Gz}^{20} (SR 4839-1997).

7.4.2.9. Valorile „h_a” la nivel de clădire

Rata de ventilare a clădirii se exprimă prin numărul de schimburi de aer între spațiul ocupat și mediul exterior în unitatea de timp – oră [sch./h].

La clădirile publice (ex. școli) se face verificarea asigurării confortului fiziologic prin ventilarea naturală a spațiului ocupat.

Din ecuația:

$$\frac{X_L - X_e - X_{i0} \cdot \exp(-n_a \cdot t)}{1 - \exp(-n_a \cdot t)} = \frac{N_{pers} \cdot g}{n_a \cdot V_a \cdot \rho_a} \quad (7.4.37)$$

t - intervalul unei ore de curs

t = 3000 sec.

se determină valoarea „n_a” care asigură nedepășirea concentrației admisibile de noxe: X_L

$$X_L = \left\{ \begin{array}{l} \text{continut de umiditate} \\ \text{concentrație de CO}_2 \end{array} \right\}$$

Cunoașterea valorii necesare a ratei de ventilare permite efectuarea unui calcul de verificare a posibilității de realizare a ventilării clădirii, infiltrații de aer proaspăt preluat din exterior caracterizat de valoarea X_e . Numărul efectiv de schimburi de aer între interior și exterior se poate determina cu relația:

$$n_{ai} = \frac{\sum i \cdot L \cdot w^{4/3}}{V} \quad [\text{sch./h}] \quad (7.4.37.1)$$

Se compară valoarea n_a rezultată din rezolvarea ecuației (7.4.37) cu valoarea n_{ai} și dacă prima valoare depășește valoarea posibil a se realiza prin infiltrațiile de aer, se impune dotarea clădirii cu instalație de ventilare mecanică a cărei principală funcție este să asigure o rată de aer proaspăt necesară menținerii unei calități corespunzătoare a aerului interior în spațiul ocupat.

7.4.2.10. Rezistențe termice corectate

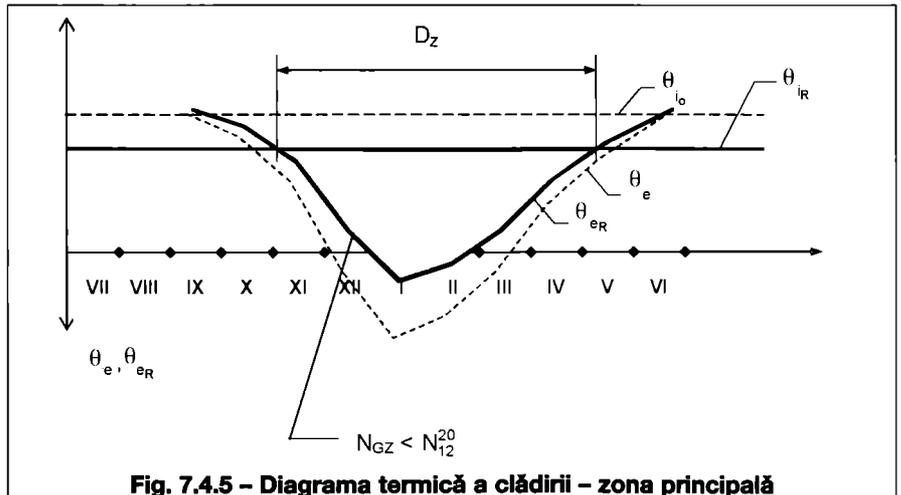
Valorile rezistențelor termice sunt specifice transferului de căldura prin conducție în regim staționar, prin elementele de închidere plane, opace, cu dimensiuni finite afectate de perturbații geometrice și structurale. Prezența li-

mitărilor geometrice generează o figură geometrică finită, iar intersecțiile cu alte elemente de închidere plane generează perturbarea câmpului de temperaturi în raport cu cazul ideal al plăcii plan-paralele infinite. Astfel izotermele de valori ridicate se curbează către mediul exterior (presupus ca având temperatura scăzută), iar cele de temperatură redusă se apropie de frontiera adiacentă mediului ocupat. Calculele practice se bazează pe așa numitele „cataloge de punți termice” în care sunt prezentate caracteristici ale acestora determinate cu ajutorul modelelor numerice de tip 2D sau/și 3D.

Un element esențial în utilizarea datelor prezentate în cataloagele de punți termice îl reprezintă utilizarea în calcule a aceluiași suprafețe de transfer de căldură pe baza cărora s-au determinat valorile coeficienților proprii punților termice prezentați în cataloagele de punți termice. Astfel în cazul cataloagelor autohtone (C 107/2005, NP 048/2000, Mc 001/I-2006) suprafața de transfer de căldură este plasată la interiorul elementului de anvelopă conform C 107/2005 și, în consecință, în calculele de bilanț termic se va utiliza acest mod de determinare a suprafeței de transfer de căldură. Nu se vor utiliza niciodată coeficienții ai punților termice din cataloage fără a se cunoaște modul de generare a suprafeței de transfer de căldură. Punțile termice cel mai frecvent întâlnite provin din intersecția pereților exteriori și din prezența unor neuniformități structurale caracterizate de flux termic intens. În cataloagele de punți termice se prezintă două categorii de coeficienți, respectiv:

1. Punți termice liniare - ψ [W/mK];
2. Punți termice punctiforme - χ [W/K].

Ecuația de definire a coeficienților punților termice atestă faptul că fluxul termic real este egal cu fluxul termic disipat prin structura ideală, la care se adaugă fluxul termic datorat prezenței punților termice. Necunoscuta acestei



ecuații este chiar coeficientul punților termice care se înscrie în cataloagele de punți termice. Pe același principiu al superpoziției liniare se determină și rezistența termică corectată care include valorile coeficienților punților termice și are valori inferioare rezistenței termice în zona de câmp, R . Se impune o remarcă cu privire la valorile negative ale unora din coeficienții punților termice liniare care apar în cataloagele de punți termice. Aceste valori sunt consecința modelului de calcul și a alegerii tipului de suprafață de transfer de căldură și nu au semnificația fizică a „aportului” de căldură, așa cum deseori se interpretează. În toate cazurile o punte termică produce intensificarea transferului de căldură și scopul oricărui proiectant este de a diminua acest efect.

7.4.3. Parametrii termodinamici ai spațiilor neîncălzite sau aflate la temperaturi sensibil diferite de cea a zonei principale

Se au în vedere spații aparținând de zona secundară din care se analizează subzonele:

- Rosturi închise/deschise,
- Spații interioare ale clădirii,
- Transferul de căldură prin sol.

Dată fiind prezența instalațiilor termice și a echipamentelor proprii acestor instalații în spațiile subzonelor secundare, se determină și fluxurile termice cedate de echipamentele din instalațiile amplasate în spațiile menționate (corpuri de încălzire, conducte, boilere etc).

7.4.3.1. Rosturi închise/deschise

Valoarea temperaturii aerului din spațiul rostului închis se determină cu relația:

$$\theta_{Ri} = \frac{\theta_{i_o} + \beta \cdot R_{Ri} \cdot d \cdot \theta_e}{1 + \beta \cdot R_{Ri} \cdot d} \quad (7.4.38)$$

Relația de calcul recomandată pentru calcule rapide (7.4.38), provine din

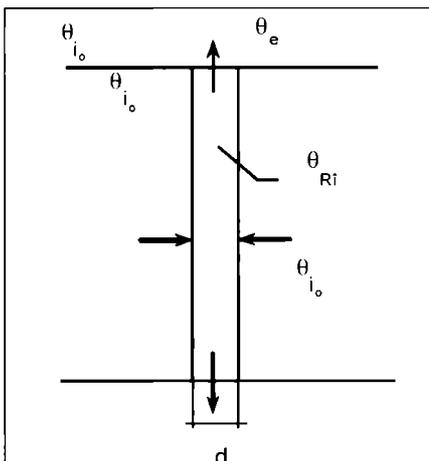


Fig. 7.4.6 - Schema de calcul a temperaturii θ_{Ri} din rosturile închise

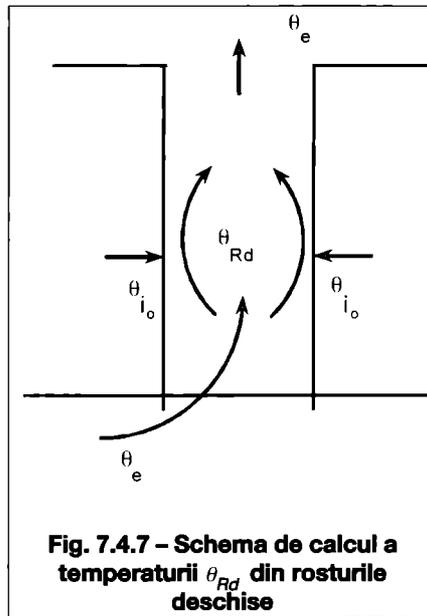


Fig. 7.4.7 - Schema de calcul a temperaturii θ_{Rd} din rosturile deschise

bilanțul termic al spațiului închis, adiacent atât spațiilor încălzite, cât și mediului exterior. Valoarea β se determină în funcție de caracteristicile geometrice ale clădirii cu relația:

$$\beta = 7,78 \cdot H^{-1}$$

în care:

„ H ” - este înălțimea spațiului rostului închis.

Rezistența termică R_{Ri} a elementului de construcție adiacent spațiului rostului închis este determinată în funcție de caracteristicile constructive reale (straturi și materiale).

În cazul rosturilor deschise, ecuația de bilanț termic este completată cu ecuația de mișcare:

$$\theta_{Rd} - \theta_{i_o} + (\theta_{i_o} - \theta_e) \cdot U \cdot \frac{d^3 \cdot R_{Ri}}{H} \cdot (1297,5 - 4,59 \cdot \theta_{Rd}) \cdot (1 - E_d) = 0 \quad (7.4.39)$$

în care:

$$E_d = \exp \left\{ - \left[U \cdot \frac{d^3 \cdot R_{Ri}}{H} \cdot (1297,5 - 4,59 \cdot \theta_{Rd}) \right]^{-1} \right\}$$

$$U = 21,22 \cdot \sqrt{\frac{\theta_{Rd} - \theta_e}{1297,5 - 4,59 \cdot \theta_{Rd}}}$$

Ecuația neliniară (7.4.39) se rezolvă numeric cu metode cunoscute (ex. Kani) sau prin metode de tip iterativ (Lobacev).

7.4.3.2. Spații interioare ale clădirii (pod, casa scârilor, subsol etc.)

1. Temperaturile interioare rezultante se consideră egale cu temperaturile medii volumice ale aerului;
2. Succesiunea zonelor este identică cu succesiunea temperaturilor interioare rezultante ale zonelor și se consideră în ordinea, arbitrară, a reducerii acestor temperaturi:

$$\theta_{i_o} > \theta_1 > \theta_2 > \dots > \theta_n$$

3. Volumul spațiilor este cel aferent spațiilor caracterizate de temperaturi interioare rezultante superioare;
4. Individualizarea zonelor este specifică strict sezonului rece.

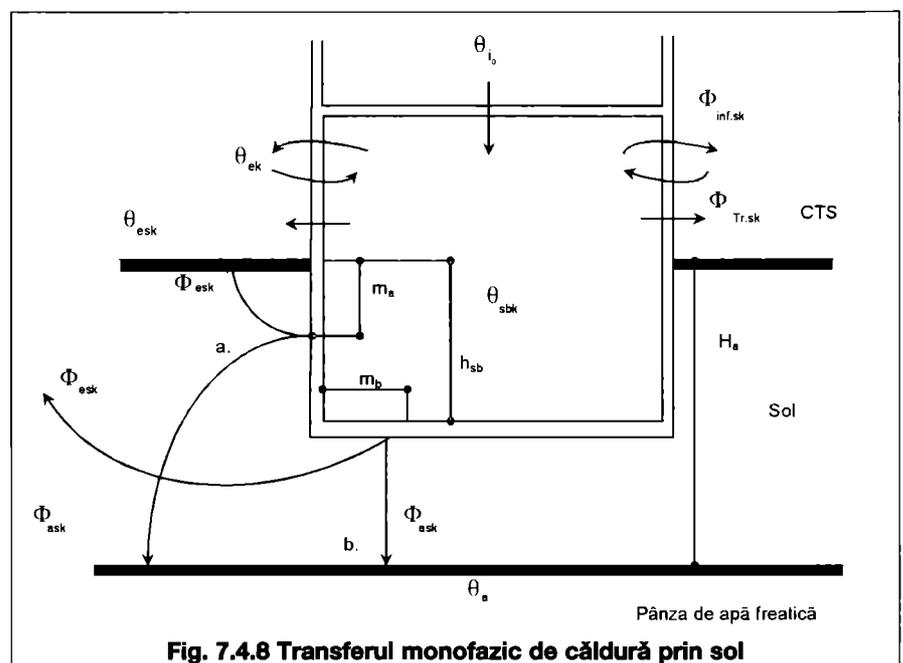


Fig. 7.4.8 Transferul monofazic de căldură prin sol

7.4.3.2.1 Transferul monofazic de căldură prin sol (fig. 7.4.8)

Principalele ipoteze care stau la baza metodei de calcul sunt următoarele:

- Transferul este de tip nestaționar.
- Liniile de flux termic generează tuburi de curent în lungul cărora se produce transfer de căldură între spațiul interior (încălzit sau neîncălzit) și mediul exterior natural. Liniile de flux termic au configurația specifică regimului staționar de transfer de căldură (arce de cerc).

- Transferul de căldură între două tuburi de curent adiacente se neglijează.

Se au în vedere următoarele cazuri:

1. Spațiu (ocupat sau neocupat) caracterizat de temperatura θ_s (constantă sau variabilă în funcție de bilanțul termic al spațiului), caracterizat de pereți verticali neizolați termic adiacenți solului cu înălțimea h_s sub CTS (cota terenului sistematizat), precum și de pardoseală neizolată termic;
2. Caz similar cu cel anterior cu deosebirea faptului că atât pereții verticali cât și pardoseala sunt termoizolați;
3. Combinații între situațiile specifice cazurilor 1 și 2 cu referire la starea pereților verticali și a pardoselii din punct de vedere al dotării cu izolație termică;
4. Clădire plasată pe un soclu cu înălțimea h_{sc} deasupra CTS, cu subcazurile:

4.1 Soclul fără termoizolare și pardoseala clădirii neizolată termic;

4.2 Soclul și pardoseala izolate termic;

4.3 Combinații între starea soclului și pardoselii din punct de vedere al dotării cu izolație termică.

Temperaturile spațiilor neocupate variază în funcție de variația parametrilor climatici exteriori și în funcție de fluxurile termice caracteristice echipamentelor, precum și elementelor de construcție adiacente spațiilor neocupate. Se disting următoarele cazuri:

1. Subsolul neîncălzit ocupă în totalitate spațiul de sub planșeul spațiilor ocupate.

Ecuatia de bilanț termic, care este o ecuație algebrică liniară având ca ne-

cunoscută temperatura θ_{sk} , este următoarea:

$$\frac{A_{PL}}{R_{PL}} (\theta_{io} - \theta_{sk}) + 2\pi A \delta_a (\theta_{apa} - \theta_{sk}) - \Phi_{ek} - \Phi_{fk} - 0,33 \cdot n_{asb} V_{sb} (\theta_{sk} - \theta_{ek}) - \frac{A_{P_{esb}}}{R_{P_{esb}}} (\theta_{sk} - \theta_{ek}) = 0 \tag{7.4.40}$$

În care fluxurile termice Φ_{ek} și Φ_{fk} reprezintă fluxurile termice disipate către exterior, respectiv către stratul de pânză freatică. Celelalte notații au următoarea semnificație:

A_{PL} - suprafața de transfer de căldură a planșeului adiacent spațiilor ocupate sau neocupate adiacente, în m²;

$A_{P_{esb}}$ - suprafața de transfer de căldură prin elementele de construcție supratereane ale subsolului, în m²;

R_{PL} - rezistența termică a planșeului, în m²K/W;

$R_{P_{esb}}$ - rezistența termică a elementelor de construcție supratereane ale subsolului, în m²K/W;

δ_a - simbolul Weierstrass-Kronecker

$\delta_a = 1$ - subsol cu instalații termice

$\delta_a = 0$ - subsol fără instalații termice

A - coeficient de transfer de căldură caracteristic echipamentelor termice din subsol determinat cu relația (fig.7.4.9):

$$A = \sum_i \frac{L_j}{\frac{1}{\lambda_{iz}} \ln \left(1 + 2 \frac{d_{izj}}{D_{cj}} \right) + \frac{0,33}{D_{ej}}}$$

L_j - lungimea tronșoanelor „j”, în m;

D_{ej} - diametrul exterior al tronșonului „j” (inclusiv termoizolația), în m;

D_{cj} - diametrul conductei „j” netermoizolată, în m;

d_{izj} - grosimea termoizolației aferentă tronșonului „j”, în m;

λ_{iz} - conductivitatea termică a izolației, în W/(mK);

θ_{apa} - temperatura apei vehiculată prin instalațiile termice din subsol, determinată în funcție de temperatura exterioară de calcul caracteristică localității în care se află amplasată clădirea:

$$\theta_{apa} = 0,50 \cdot (45 + m_e \cdot \theta_e + n_e)$$

Coeficienții „ m_e ” și „ n_e ” se determină în funcție de zona climatică de iarnă în care se află localitatea.

2. Subsolul neîncălzit ocupă parțial spațiul de sub planșeul parterului.

Se utilizează ecuația (7.4.40) în care se modifică A_{PL} prin adăugarea suprafeței adiacente unui spațiu ocupat parțial amplasat sub cota CTS. Transferul de căldură prin pardoseala acestui spațiu către subsolul neocupat se neglijează.

3. Subsolul este încălzit la temperatura θ_{io} .

4. Fluxurile termice disipate dinspre spațiul ocupat al unei clădiri amplasate pe sol la cota h_{sc} deasupra CTS. Valoarea $h_{sc} \geq 0$.

Se face mențiunea că în toate cazurile: $\Phi > 0$ semnifică flux termic disipat; $\Phi < 0$ semnifică flux termic pătruns.

7.4.3.3. Fluxul termic cedat de echipamentele din instalații

7.4.3.3.1. Fluxul termic cedat de corpurile de încălzire amplasate în zonele secundare - cantitatea de căldură

$$Q_{cs_k} = 0,024 \cdot \delta_{cs} \cdot q_{(o)} \cdot A_{ET_{cs}} \cdot \left[\omega(\theta_{ek}) \cdot \theta_{cs_k} - \gamma(\theta_{ek}) \right] \cdot D_{zk} \tag{7.4.41}$$

$$\delta_{cs} = \begin{cases} 1 - \text{casa sc\u0103rilor \u00eenc\u0103lzit\u0103} \\ 0 - \text{casa sc\u0103rilor ne\u00eenc\u0103lzit\u0103} \end{cases}$$

$$\begin{cases} \omega(\theta_{ek}) = m_z \cdot \theta_{ek} + n_z \\ \gamma(\theta_{ek}) = p_z \cdot \theta_{ek} + q_z \end{cases}$$

$$|Q_{sc_k}| = \text{kWh/an}$$

7.4.3.3.2. Cantitatea de căldură transmisă de conductele

de distribuție a agenților termici

$$Q_{pd}^{an} = 0,151 \cdot A \cdot \sum_k \left[(\theta_{apa_k} - \theta_{sb_k}) \cdot D_{zk} \right] \tag{7.4.42}$$

$$A = \sum_i \frac{L_j}{\frac{1}{\lambda_{iz}} \ln \left(1 + 2 \frac{\delta_{izj}}{d_{cj}} \right) + \frac{0,33}{d_{ej}}}$$

$$\theta_{apa} = 0,50 \cdot (45 + m_e \cdot \theta_e + n_e)$$

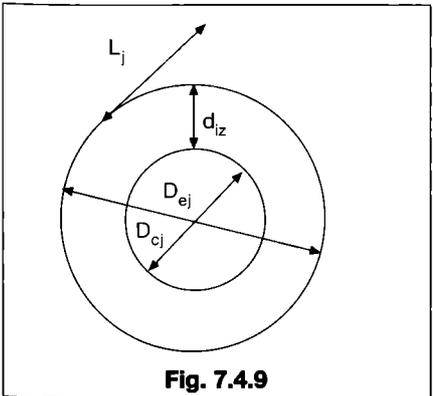
În relația 7.4.42 constantă 0,151 provine din produsul dintre „2 π ” și „24 h/zi” raportat la 1000 care reprezintă trecerea de la Wh la kWh.

7.4.3.3.3. Cantitatea de căldură transmisă prin mantaua boilerului amplasat în subsol

$$Q_{boiler} = 0,001 \cdot \frac{A_{Lat}}{0,10 + \left(\frac{\delta}{\lambda} \right)_m + \left(\frac{\delta}{\lambda} \right)_{iz}} \cdot \sum_k \left[D_{zk} \cdot (\theta_{ac} - \theta_{sb_k}) \right] \tag{7.4.43}$$

$$\theta_{ac} = 0,70 \cdot \theta_{ac_0}$$

Duratele D_{zk} de încălzire a spațiilor din zona principală a clădirii [h] în fiecare lună „k” sunt determinate pe baza numărului corectat de grade-zile.



Observație: Expresiile fluxurilor termice sunt utilizate în sistemul de ecuații pentru determinarea temperaturilor spațiilor neîncălzite direct sau încălzite din zonele secundare.

7.4.4. Consumul anual de căldură pentru încălzirea spațiilor – încălzire continuă

7.4.4.1. Randamente ale furnizării căldurii

$$\eta = \eta_r \cdot \eta_d \cdot \eta_s \tag{7.4.44}$$

η_r - randamentul de reglare a furnizării căldurii: depinde de tipul instalației și de dotarea cu echipamente de reglare a furnizării căldurii.

η_d - randamentul de distribuție a căldurii (fig. 7.4.10).

$$\eta_d = \frac{\eta_r \cdot (Q_{inc}^{an} + Q_{cs}^{an})}{Q_{inc}^{an} + Q_{cs}^{an} + Q_{Pd}^{an}} = \frac{Q_{inc}^{an} + Q_{cs}^{an}}{Q_{inc}^{an} + Q_{cs}^{an} + \eta_r \cdot Q_{Pd}^{an}} \tag{7.4.45}$$

η_s - randamentul sursei (încălzire districtuală $\eta_s = 1,00$).

7.4.4.2. Consum și consum specific de căldură

$$Q_{Sinc}^{an} = \frac{Q_{inc}^{an} + Q_{cs}^{an}}{\eta} \text{ [kWh/an]} \tag{7.4.46}$$

$$q_{Sinc}^{an} = \frac{Q_{Sinc}^{an}}{A_{inc}} \text{ [kWh/an}\cdot\text{m}^2\text{]}$$

Observație:

Pentru $\eta = 1,00$ se determină necesarul anual de căldură pentru condiții normale de locuire:

$$q_{nec}^{an} = \frac{Q_{inc}^{an}}{A_{inc}} \text{ [kWh/an}\cdot\text{m}^2\text{]} \tag{7.4.47}$$

A - semnifică faptul că raportarea se face la nivelul sursei de furnizare a căldurii sau la nivelul racordului, pentru cazul încălzirii districtuale.

Valorile:

q_{Sinc}^{an} și q_{nec}^{an}

sunt utilizate în CERTIFICATUL DE PERFORMANȚĂ ENERGETICĂ al clădirii ca indicatori ai PERFORMANȚEI ENERGETICE a clădirii EXISTENTE.

7.4.4.3. Caracteristica de reglare a furnizării căldurii într-o clădire existentă

7.4.4.3.1. Scopul activității de reglare a furnizării căldurii pentru încălzire continuă a unei clădiri

O clădire dotată cu corpuri de încălzire necesită, în cazul furnizării fără întrerupere a căldurii în spațiile ocupate, adaptarea temperaturii agentului termic în raport cu caracteristica climatică a localității în care se află amplasată clădirea.

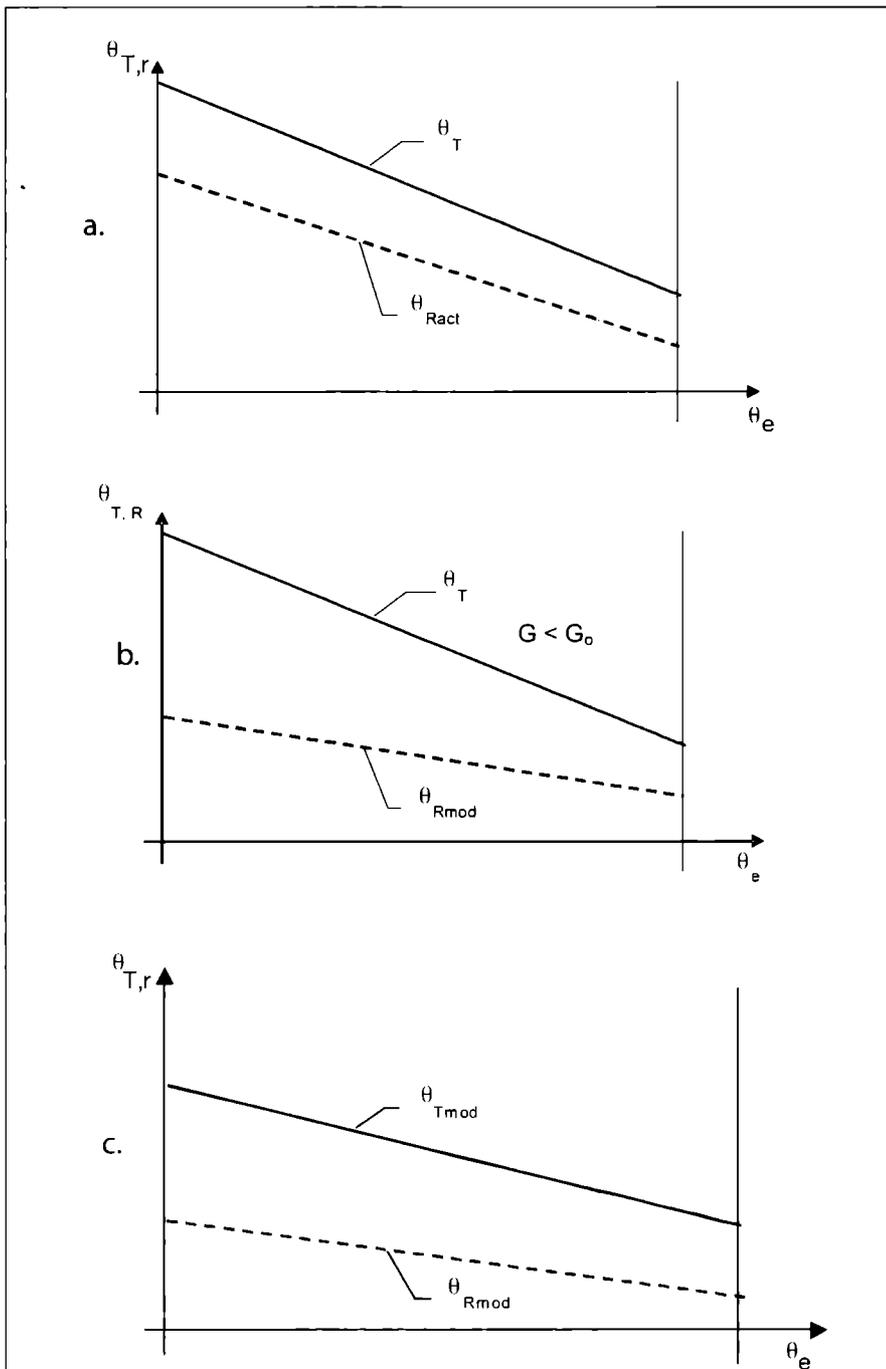


Fig. 7.4.11 - Grafic de reglaj a temperaturii agentului termic pe ducere și întoarcere $\theta_{T,r}$ în funcție de temperatura exterioară:
 a) clădirea nemodernizată, b) clădire modernizată cu < 30% reducere necesar de căldură, c) clădire modernizată > 30% reducere necesar de căldură.

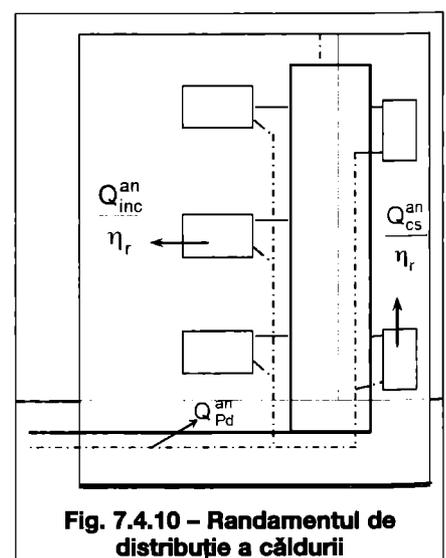


Fig. 7.4.10 - Randamentul de distribuție a căldurii

7.4.4.3.2. Definierea funcției de reglare

$$\theta_k = P_1 - P_2 \cdot \theta_{e_k} + \frac{20,82 \cdot (N_1 \cdot \theta_{e_k}^2 + N_2 \cdot \theta_{e_k} + N_3)}{q_o \cdot A_{ET}} \cdot \frac{E}{E-1}$$

(7.4.48)

în care:

$$E = \exp \left\{ \frac{20,82 \cdot (N_1 \cdot \theta_{e_k}^2 + N_2 \cdot \theta_{e_k} + N_3)}{q_o \cdot A_{ET}} \cdot \frac{1 - \varepsilon_L}{q_o \cdot A_{ET} \cdot R_5} \cdot (p_1 \cdot \theta_e + p_2)^{0,77} \right\}$$

(7.4.49)

- a. Debitul de agent termic vehiculat în instalația de încălzire are valoarea nominală – cazul clădirilor nemodernizate energetic și alimentate cu căldură de la o sursă centralizată de căldură sursă/proprrie de căldură.
- b. Debitul de agent termic vehiculat în instalația de încălzire are valoarea modificată – cazul clădirilor modernizate energetic și alimentate cu căldură de la o sursă centralizată de căldură.
- c. Debitul de agent termic vehiculat în instalația de încălzire are valoarea nemodificată, dar se modifică temperatura agentului termic de ducere – cazul clădirilor modernizate dotate cu o sursă proprie de căldură.

Cunoașterea comportamentului hidraulic al sistemelor de încălzire este de maximă importanță în cazul modernizării energetice a clădirilor de tip condominiu ale căror instalații termice sunt racordate la Puncte sau Centrale Termice. În cazul (cel mai frecvent întâlnit) al modernizării în etape succesive a clădirilor este necesar ca sursa de căldură să asigure confort termic atât clădirilor nemodernizate, cât și celor modernizate termic. În fig. 7.4.11 a se prezintă curbele tipice de reglaj termic al clădirilor nemodernizate energetic. Dat fiind faptul că modernizarea energetică implică reducerea necesarului de căldura al clădirilor, rezultă că alimentarea cu agent termic cu debit nominal a clădirilor modernizare conduce la supraîncălzirea acestora și fie la risipa de căldura asociată unui pronunțat disconfort în spațiile locuite, fie la necesitatea reducerii semnificative a debitului de agent termic prin acționarea robinetelor cu cap termostatic. În cazul în care reducerea proiectată a consumului de căldură nu este foarte importantă (sub 30 %), această reducere a debitului de agent nu conduce la perturbarea regimului hidraulic al instalației de încălzire dar implică dotarea PT/CT cu pompe cu turație variabilă (fig. 7.4.11 b). În cazul în care reducerea proiectată a

consumului de căldură depășește valoarea de 30 % perturbațiile hidraulice pot afecta stabilitatea hidraulică a instalațiilor de încălzire cu agent termic lichid (apă caldă), caz în care se recomandă realizarea unui montaj care va realiza reducerea temperaturii agentului care alimentează clădirea în condițiile păstrării valorii constante a debitului de agent termic la nivelul clădirii. Situația menționată este reflectată în fig. 7.4.11 c.

7.4.5. Încălzirea intermitentă a clădirilor existente - consum de căldură

În cazul clădirilor caracterizate de program discontinuu de funcționare una din măsurile de reducere a consumului de căldură este reprezentată de utilizarea încălzirii intermitente bazată pe un ciclu caracterizat, în general, de patru etape, după cum urmează:

1. Menținerea parametrilor interiori la valori proprii confortului termic și fiziologic (pe durata programului de funcționare a clădirii sau al incintelor din clădire – ex. în cazul hotelurilor, căminelor etc);
2. Răcirea naturală a spațiilor prin oprirea furnizării căldurii;

3. Menținerea temperaturii interioare la o valoare de gardă necesară conservării stării instalațiilor;
4. Aducerea clădirii la starea de confort termic și fiziologic într-un interval de timp prestabilit sau determinat ca urmare a optimizării regimului de încălzire pe baza minimizării fie a consumului de căldură, fie a costurilor totale prin metode dinamice de analiză a eficienței economice a soluțiilor adoptate (VNA).

Succesiunea celor patru etape este prezentată în graficele din fig. 7.4.12. Curbei de variație a temperaturii interioare rezultante îi este asociat graficul de furnizare a căldurii care reflectă participarea instalației de încălzire la realizarea regimului termic în orele în care clădirea nu este ocupată.

Metoda de calcul se bazează pe exploatarea modelului de calcul specific încălzirii fără întreruperi a spațiilor ocupate prin generarea unor coeficienți de corecție cu valori lunare care afectează valorile lunare ale numărului de grade-zile corectate, proprii funcționării fără întreruperi a instalației de încălzire.

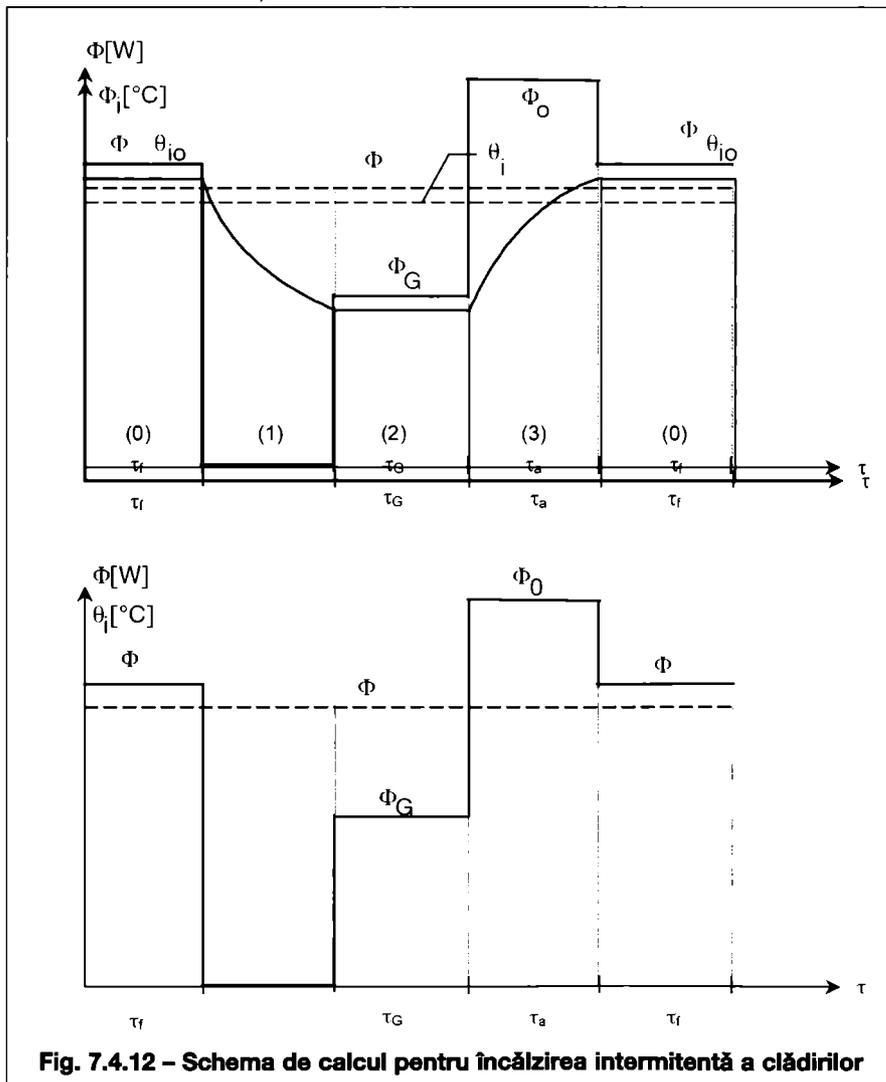


Fig. 7.4.12 – Schema de calcul pentru încălzirea intermitentă a clădirilor

7.4.6. Principiul metodologic

Se compară cantitatea de căldură consumată în cazul încălzirii cu intermitență, cu cantitatea de căldură consumată în cazul încălzirii fără întreruperi și cu clădirea ocupată permanent. Pentru fiecare lună „k” rezultă un coeficient de corecție a numărului de grade-zile corectate, β_k , care se aplică valorilor rezultate din utilizarea procedurii caracteristică încălzirii fără întreruperi.

7.5. Auditul energetic

Auditul energetic al unei clădiri se efectuează pe baza Metodologiei de calcul Mc 001/III-2006

7.5.1. Domeniu de aplicare

Auditul energetic se efectuează pentru clădirile existente în care se desfășoară activități care necesită asigurarea unui anumit grad de confort și regim termic, în condiții de consum redus de energie.

Clădirile sunt grupate în două mari categorii, în funcție de destinația principală a acestora, după cum urmează:

A. Clădiri de locuit (din sectorul rezidențial):

- clădiri de locuit individuale (case unifamiliale, cuplate sau înșiruite, tip duplex, ș.a.);
- clădiri de locuit cu mai multe apartamente (blocuri);

B. Clădiri cu altă destinație decât locuințe (din sectorul terțiar):

- birouri.
- clădiri de învățământ (creșe, grădinițe, școli, licee, universități);
- cămine, internate;
- spitale, policlinici;
- hoteluri și restaurante;
- clădiri pentru sport;
- clădiri pentru servicii de comerț (magazine, spații comerciale, sedii de firme, bănci);
- clădiri social-culturale (teatre, cinematografe, muzee);
- alte tipuri de clădiri consumatoare de energie (de exemplu: clădiri industriale cu regim normal de exploatare).

Prevederile metodologiei nu se aplică la următoarele categorii de clădiri:

- clădiri și monumente protejate care, fie fac parte din zone construite protejate conform legii, fie au valoare arhitecturală sau istorică deosebită, cărorora dacă li se aplică cerințele, li s-ar modifica în mod inacceptabil caracterul ori aspectul exterior;
- clădiri utilizate ca lăcașuri de cult sau pentru alte activități cu caracter religios;
- clădiri provizorii prevăzute a fi utilizate pe perioade de până la 2 ani, din

zone industriale, ateliere și clădiri nerezidențiale din domeniul agricol care necesită un consum redus de energie:

- clădiri nerezidențiale care sunt destinate a fi utilizate mai puțin de 4 luni pe an;
- clădiri independente, cu o arie utilă mai mică de 50 m²;
- clădiri cu regim special de exploatare.

Realizarea auditului energetic al unei clădiri presupune parcurgerea a trei etape:

1. Evaluarea performanței energetice a clădirii în condiții normale de utilizare, pe baza caracteristicilor reale ale sistemului construcție – instalații aferente (încălzire, apă caldă de consum, ventilare, climatizare, iluminat).
2. Identificarea măsurilor de modernizare energetică și analiza eficienței economice a acestora și a consumului de energie stabilite conform: Mc 001/II-1,2,3,4-2006.
3. Întocmirea raportului de audit energetic.

7.5.2. Evaluarea performanțelor energetice ale clădirilor

Evaluarea performanțelor energetice ale unei clădiri se referă la determinarea nivelului de protecție termică al clădirii și a eficienței energetice a instalațiilor de încălzire interioară, de ventilare/climatizare, de preparare a apei calde de consum și de iluminat și vizează în principal:

- investigarea preliminară a clădirii și a instalațiilor aferente,
- determinarea performanțelor energetice ale construcției și ale instalațiilor aferente acesteia, precum și a consumului anual de energie al clădirii pentru încălzirea spațiilor, de ventilare/climatizare, de preparare a apei calde de consum și de iluminat,
- concluziile auditorului energetic asupra evaluării.

7.5.2.1. Investigarea preliminară a clădirilor

- se efectuează prin analizarea documentației tehnice a clădirii (sau completarea acesteia, după caz) și prin analiza stării actuale a construcției și instalațiilor aferente acesteia, constatată prin vizitarea clădirii.

Investigarea preliminară a clădirilor se referă la următoarele aspecte:

7.5.2.1.1. Analiza cărții tehnice a clădirii, respectiv a documentației care a stat la baza execuției clădirii

- și instalațiilor aferente și care trebuie să cuprindă cel puțin:

- partiurile de arhitectură ale fiecărui nivel;
- dimensiunile geometrice ale elementelor de construcții (fundatii, pereți, stâlpi, grinzi, buiandrugii, plăci, ele-

mente șarpantei);

- dimensiunile golurilor din pereți, distanța dintre goluri, înălțimea parapetelor;
- structura anvelopei clădirii;
- tipul de uși și ferestre;
- alcătuirea și materialele care compun elementele de închidere exterioară sau de separare între spații cu diverse regimuri de temperatură;
- planuri și scheme ale instalațiilor de încălzire, ventilare, climatizare, preparare a apei calde de consum și electrice (iluminat).

În cazul când documentația de bază lipsește, se execută un relevu al clădirii, evidențiindu-se toate elementele enumerate mai sus.

Analiza documentației care a stat la baza execuției clădirii va fi completată cu un relevu al zonelor cu degradări specifice (igrasie, infiltrații de apă, condens, mucegai etc), precum și cu un relevu al instalațiilor în scopul evidențierii modificărilor efectuate asupra acestora.

7.5.2.1.2. Analiza elementelor caracteristice privind amplasarea clădirii în mediul construit:

- zona climatică în care este amplasată clădirea;
- orientarea față de punctele cardinale;
- distanța față de clădirile învecinate și înălțimea acestora;
- direcția vânturilor dominante și gradul de adăpostire față de vânt;
- regimul de înălțime al clădirilor separate prin rost.

Prin studiul vecinătăților clădirii vor fi puse în evidență unele elemente ce pot influența regimul higrotermic (regimul de înălțime al clădirilor din zonă, factorii de umbră, geometria spațiului în legătură cu precizarea direcției și intensității vântului dominant etc), precum și dacă acestea au fost luate în seamă la realizarea construcției analizate.

7.5.2.1.3. Evaluarea stării actuale a clădirii

- prin comparație cu soluția de proiect (conform cu cartea tehnică a clădirii)

Evaluarea stării actuale a clădirii, inclusiv instalațiile aferente, se face în principal prin analiză vizuală și urmește în special:

Evaluarea stării actuale a construcției prin comparație cu soluția de proiect:

- starea elementelor de construcție opace (pereți, planșeu peste sol/subsol, planșeu sub pod, terasă, acoperiș, rosturi deschise/inchise, pereți către spații comune – casa scării etc) și evidențierea punctelor termice liniare și punctuale (cu pondere în valoarea rezistenței termice corectate), a defecțiunilor sau a deteriorărilor:
 - fisuri, degradări ale tencuiei și

ale structurii de rezistență, igrasie, infiltrații de apă de la instalații sau din alte surse (neetanșeitarea învelitorilor, jgheburilor și burlanelor), zone afectate de condens remanent și de mucegai;

- deteriorarea acoperișului și ale elementelor de închidere ale podului, terasei și ale locurilor de străpungere ale terasei;
- identificarea alcătuirii elementelor de închidere și evaluarea stării termoizolației din componența pereților, planșeelor, terasei etc;
- identificarea prezenței punților termice (termoviziune în infraroșu, după caz);
- existența zonelor cu infiltrații de aer (neetanșeități la uși și ferestre, rosturi neînchise, străpungeri în jurul coșurilor de fum, conductelor etc);
- identificarea tipurilor de închideri transparente (uși și ferestre fixe/mobile);
- starea elementelor de închidere vitrate din spațiile locuite/ocupate și din cele cu funcții de spații comune (casa scârilor, subsoluri etc);
- geamuri sparte sau lipsă, rame deformate sau deteriorate, sistemele de închidere ale ușilor și ferestrelor defecte sau lipsa acestora, spații libere între tocul ușilor/ferestrelor și elementele de construcție etc;
- lipsa sistemelor automate de închidere a ușilor clădirilor;
- starea canalelor de ventilare a spațiilor anexa (băi, bucătării etc).

Evaluarea stării actuale a instalațiilor prin comparație cu soluția de proiect: Instalații de încălzire centrală:

- identificarea tipurilor de corpuri de încălzire și a caracteristicilor funcționale ale acestora:
- numărul de elemente încălzitoare, putere termică instalată;
- corpuri de încălzire lipsă sau blocate;
- vechimea corpurilor de încălzire;
- anul ultimei spălări a corpurilor de încălzire;
- tipul robinetelor de reglaj și manevrabilitatea acestora;
- dotarea cu repartitoare de cost și robinete de reglaj cu cap termostatic;
- existența robinetelor de separare a corpurilor de încălzire;
- verificarea câmpului de temperaturi pe suprafața corpurilor de încălzire, după caz;
- starea conductelor de alimentare cu agent termic, starea termoizolației conductelor care se află atât în spațiile locuite/ocupate cât și în spațiile comune;
 - conducte de aerisire secționare;
 - înlocuiri frecvente ale unor tronsoane;
 - lipsa vanelor de reglare și a vane-

- lor de separare și golire;
- dotarea cu vane pentru menținerea diferenței de presiune atât la baza coloanelor cât și pe racordul la rețeaua de distribuție (după caz),
- dotarea cu contor de căldură pe scară / clădire / unitate locuită (ocupată),

7.5.2.1.4. Prelevarea de probe fizice în vederea:

- stabilirii tipului solului pe care este amplasată clădirea și adâncimea pânzei freatice;
- stabilirii structurilor, respectiv a grosimilor elementelor exterioare ale anvelopei (pereți, planșee peste subsol, planșee peste pod, acoperiș);
- obținerii de probe edificatoare din elementele exterioare în vederea stabilirii umidității, densității și conductivității termice, în laboratoare specializate;
- aprecierii gradului de degradare a materialului prin determinări de rezistențe fizico-mecanice și examinarea microscopică (cristale de săruri, micelii, bacterii etc), în laboratoare specializate.

În urma investigării preliminare a clădirii se întocmește o fișă de analiză care va cuprinde toate elementele necesare estimării consumului anual normal de energie al clădirii pentru încălzirea spațiilor, ventilare/climatizare, iluminat și prepararea apei calde de consum. În Anexa 1 se prezintă un model de fișă de analiză a clădirii.

7.5.2.2. Determinarea performanțelor energetice și a consumului anual de energie al clădirii pentru încălzirea spațiilor

Se realizează în conformitate cu Metodologia Mc 0011/1-2006, ținând seama și de datele obținute prin activitatea de investigare preliminară a clădirii și constă în:

1. Determinarea rezistențelor termice corectate ale elementelor de construcție din componența anvelopei clădirii;
2. Determinarea parametrilor termodinamici caracteristici spațiilor încălzite și neîncălzite ale clădirii, inclusiv a necesarului de căldură;
3. Determinarea consumului anual de energie, total și specific (prin raportarea ariei utile a spațiilor încălzite, A_{inc}), pentru încălzirea spațiilor, la nivelul sursei de energie a clădirii.

Pentru clădirile racordate la sistem districtual de alimentare cu căldură nivelul sursei de energie este racordul la sistem.

Încălzire centrală (corpuri de încălzire și sisteme de joasă temperatură):

- determinarea necesarului de căldură sezonier sau pe intervale finite impuse de regimul de furnizare a căldurii;

- estimarea randamentului de reglare a furnizării căldurii;
- estimarea randamentului de distribuție;
- evaluarea randamentului sursei locale de căldură (după caz) – cazane;
- determinarea Performanței energetice a clădirii;
- determinarea necesarului de energie electrică din principalele zone energetice ale clădirii;
- determinarea consumului anual de energie electrică pentru asigurarea condițiilor de confort interior (iluminat) aferent clădirii și a Performanței Energetice a Clădirii;
- determinarea consumului anual de apă caldă de consum și a consumului anual de energie pentru furnizarea apei calde de consum și a Performanței Energetice a Clădirii.

7.5.2.3. Concluziile asupra evaluării

- se referă la sintetizarea informațiilor obținute prin analiză termică și energetică a clădirii și efectuarea diagnosticului energetic al acesteia, prin interpretarea rezultatelor obținute și indicarea aspectelor legate de performanța energetică a clădirii, atât în ceea ce privește protecția termică a construcției, cât și gradul de utilizare a energiei la nivelul instalațiilor aferente acesteia.

7.5.3. Indicatori economici:

1. Valoarea Netă Actualizată (VNA)
2. Durata de recuperare a investiției suplimentare NR (ani)
3. Costul unității de energie economisită e [EURO/kWh]

7.5.3.1. Valoarea netă actualizată (VNA)

$$VNA = C_o + C_E \cdot \sum_{i=1}^N \left(\frac{1+f}{1+i} \right)^i + C_M \cdot \sum_{i=1}^N \left(\frac{1}{1+i} \right)^i$$

C_o - cost investiție totală au „0” [EURO]

C_E - cost energie consumată [EURO/an]

C_M - cost operațiuni de mentenanță [EURO/an]

f - rata anuală de creștere a costului căldurii [-]

i - rata anuală de depreciere a monedei [EURO] [-]

N - durata fizică de viață a sistemului [ani]

Ipoteză: $C_M \ll C_E$

$$VNA = C_o + C_E \cdot X$$

ΔVNA (aferentă investiției suplimentare)

$$\Delta VNA = C_{(m)} - \Delta C_E \cdot X$$

$C_{(m)}$ - cost de modernizare [EURO]

ΔC_E - reducere cost de exploatare [EURO/an]

Condiția de eficiență:

$\Delta VNA < 0$ și deci:

$$X > \frac{C_{(m)}}{\Delta C_E}$$

$$X = \sum_{i=1}^N \left(\frac{1+f}{1+i} \right)^i$$

7.5.3.2. Durata de recuperare a investiției suplimentare (N_R)

$$C_{(m)} = \Delta C_E \cdot X(N_R)$$

- ecuația cu soluția N_R sau

$$C_{(m)} \Delta \beta - \delta_T C_i \Delta E_i(T) X_T - (1 - \delta T) \cdot [C_G \Delta E_i(G) X_G + C_E \Delta E_i(E) X_E] = 0$$

$$\delta_T (\text{termoficare}) \begin{cases} 1 \\ 0 \end{cases}$$

$$\Delta \beta = (1 - a_c) \cdot \frac{(1+d)^{N_c}}{N_c} \cdot \sum_{i=1}^{N_s} \left(\frac{1}{1+i} \right)^i + a_c$$

N_c - durata de rambursare a creditului [ani]

d - dobânda anuală [-]

A_c - cota din $C_{(m)}$ percepută ca avans [-]

Condiție:

• $N_R < N \leq N_S$

N - intervalul de calcul

N_R - durata de recuperare a investiției

N_S - durata de viață a soluțiilor de modernizare

• În cazul angajării unui credit bancar

$$\begin{cases} N_c \leq N_R \\ N_s \gg N_R \end{cases}$$

7.5.3.3. Costul unității de energie

7.5.3.3.1. Costul specific al cantității de căldură economisită:

$$e = \frac{C_{(m)} \cdot \Delta \beta}{N_s \cdot \Delta E_i} \quad [\text{EURO/kWh}]$$

7.5.3.3.2. Costul specific al căldurii consumate

În clădirea actuală:

$$e_{(a)} = \frac{VNA_{(a)}}{N_s \cdot E_{t(a)}} \quad [\text{EURO/kWh}]$$

În clădirea modernizată:

$$e_{(m)} = \frac{VNA_{(m)}}{N_s \cdot E_{t(m)}} \quad [\text{EURO/kWh}]$$

7.5.4. Elaborarea Raportului de Audit Energetic

Raportul de audit energetic se elaborează pe baza analizei tehnice și economice a soluțiilor de reabilitare/modernizare energetică a clădirilor.

economică cea mai mare, propuse pentru modernizarea energetică a clădirii;

Raportul de audit energetic conține elementele necesare alegerii soluțiilor de reabilitare/modernizare energetică a clădirii.

Întocmirea raportului de audit energetic este un element esențial al procedurii de realizare a auditului energetic și reprezintă o prezentare a modului în care a fost efectuat auditul, a principalelor caracteristici energetice ale clădirii, a măsurilor propuse de modernizare energetică a clădirii și instalațiilor aferente acestora, precum și a concluziilor referitoare la măsurile eficiente din punct de vedere economic. Această prezentare trebuie adaptată de fiecare dată funcție de beneficiarul potențial al raportului, ținând seama de faptul că în final acesta va fi cel care va decide în privința modernizării energetice a clădirii. Forma în care este întocmit raportul de audit energetic, prezentarea acestuia, modul de redactare, claritatea și ușurința de interpretare a conținutului acestuia sunt esențiale pentru beneficiarul raportului.

Raportul de audit energetic al unei clădiri trebuie să cuprindă următoarele elemente:

- Date de identificare a clădirii supuse auditului energetic și a proprietarului/administratorului acesteia;
- Numele și prenumele proprietarului (în cazul unui singur proprietar) sau denumirea asociației de proprietari (în cazul mai multor proprietari) și numele administratorului clădirii;
- Adresa clădirii: stradă, număr, oraș și județ/sector, cod poștal;
- Numărul de telefon al proprietarului sau al administratorului clădirii (responsabil);
- Date de identificare a auditorului energetic pentru clădiri sau a biroului de consultanță energetică care a efectuat analiza termică și energetică și auditul energetic al clădirii;
- Numele auditorului energetic pentru clădiri, adresă, nr. telefon, nr. certificat de atestare;
- Data efectuării analizei termice și energetice;
- Nr. dosarului de audit energetic;
- Data efectuării raportului de audit energetic;
- Prezentarea generală a raportului de audit energetic și sinteza pachetelor de măsuri tehnice cu eficiența

- Prezentarea detaliată a pachetelor de măsuri tehnice propuse pentru modernizarea energetică a clădirii - sub forma unui dosar tehnic de audit energetic al clădirii;
- Sinteza raportului de analiză termică și energetică cu prezentarea clădirii în starea sa actuală și principalele caracteristici energetice care atestă performanța energetică actuală a construcției și instalației de încălzire și preparare a apei calde de consum aferente acestora;
- Date de intrare pentru analiza economică a măsurilor tehnice preconizate: prețuri pentru energie, rata anuală de creștere a prețurilor energiei, rata anuală de depreciere a monedei utilizate etc;
- Descrierea detaliată a măsurilor de modernizare energetică preconizate și rezultatele analizei tehnice și economice ale fiecărui pachet de măsuri.

7.6. Certificatul de performanță energetică al clădirii

Certificarea energetică a unei clădiri noi sau existente se efectuează pe baza Metodologiei de calcul Mc 001/III-2006.

7.6.1. Certificatul de performanță energetică a clădirilor (C.P.E.)

- este documentul care conține informații privind starea actuală a clădirilor și instalațiilor aferente din punct de vedere termic și energetic, precum și indici specifici vizând utilizarea rațională și eficiența a căldurii.

C.P.E. se întocmește în funcție de informațiile obținute ca urmare a efectuării analizei conform Mc 001/II-2006 termice și energetice a clădirii.

Obiectiv principal: Informații privind P.E.C. și a instalațiilor interioare aferente.

Tabel 7.6.1 Valori indici B_1, B_2, q_{TM}, q_{TM} funcție de utilități.

Utilități	Înc.	Acc	Clim.	VM	Il.	B_1	B_2	q_{TM}	q_{TM}
1	Da	Da	Nu	Nu	Da	0,001053	4,736771	125	820
2	Da	Da	Da	Nu	Da	0,000761	4,715576	145	1120
3	Da	Da	Nu	Da	Da	0,001016	4,737240	130	850
4	Da	Da	Da	Da	Da	0,000742	4,716461	150	1150

Obiective complementare: Îmbunătățirea performanței energetice și de mediu a clădirii, reducerea costurilor de exploatare și îmbunătățirea condițiilor de locuire.

Stabilirea metodologiei de elaborare și acordare a certificatului de performanță energetică pentru clădirile existente.

7.6.1.1. Etape necesare:

1. Solicitare de către proprietar/administrator;
2. Efectuare analiză termică și energetică și elaborarea certificatului de performanță energetică (C.P.E. – auditor energetic ales de către solicitant din listele cu auditori: MDLPL, Primării, B.C. etc);
3. Acordarea/Elaborarea C.P.E. de către auditorul energetic pentru clădiri.

7.6.1.2. Documente necesare

Cerere de eliberare C.P.E., Raport expertiză, C.P.E.

7.6.1.3. Condiții de acordare

1. Pentru clădiri sau părți din clădire (apartamente, scări/tronsoane de bloc) în condițiile în care se asigură furnizarea prin racord separat a utilităților termice de la o sursă de căldură proprie sau centralizată pentru care se face măsurarea cantității de căldură consumată.
2. Nu se poate acorda C.P.E. pentru apartamente amplasate în clădiri colective la care măsurarea consumului de căldură se realizează la nivelul racordului la sursa de căldură a blocului. În acest caz se acordă C.P.E. pentru clădiri/tronsoane de bloc/scară de bloc.

7.6.1.4. Date privind evaluarea P.E.C. – fila 1 (față)

- 1.1. Titlatura: „Certificat de performanță energetică” și sistemul de certificare utilizat
- 1.2. Numărul de înregistrare al certificatului de performanță energetică.
- 1.3. Date privind clădirea certificată.
- 1.4. Date de identificare a auditorului energetic pentru clădiri.
- 1.5. Motivul elaborării certificatului energetic.
- 1.6. Consumul de energie specific total anual pentru încălzire, ventilare, condiționarea aerului, apă caldă de consum și iluminat [kWh/m²an].
- 1.7. Nota energetică acordată clădirii.
- 1.8. Clasa energetică în care se încadrează clădirea funcție de scala energetică.
- 1.9. Consumuri de energie specifice anuale pentru încălzire, ventilare, condiționarea aerului, apă caldă de consum și iluminat [kWh/m²an].
- 1.10. Încadrarea în clase de consum energetic funcție de valorile consumurilor de energie specifice

Tabel 7.6.2 Penalizări p_1 – starea subsolului tehnic al clădirii – pentru clădiri colective

Starea subsolului tehnic	p_1
Uscată și cu posibilitate de acces la instalația comună	1,00
Uscată, dar fără posibilitate de acces la instalația comună	1,01
Subsol inundat/inundabil (posibilitatea de refluxare a apei din canalizarea exterioară)	1,05

Observație: Pentru clădiri individuale, $p_1 = 1,00$.

Tabel 7.6.3 Penalizări p_2 - utilizarea ușii de intrare în clădire/clădirii – pentru clădiri colective

Ușa de intrare în clădire	p_2
Ușa este prevăzută cu sistem automat de închidere și sistem de siguranță (interfon, cheie)	1,00
Ușa nu este prevăzută cu sistem automat de închidere, dar stă închisă în perioada de neutilizare	1,01
Ușa nu este prevăzută cu sistem automat de închidere și este lăsată frecvent deschisă în perioada de neutilizare	1,05

Observație: Pentru clădiri individuale, $p_2 = 1,00$.

Tabel 7.6.4 Penalizări p_3 - starea elementelor de închidere mobile din spațiile comune (casa scârilor) – către exterior sau către ghenă de gunoi – pentru clădiri colective

Starea elementelor de închidere mobile	p_3
Ferestre/uși în stare bună și prevăzute cu garnituri de etanșare	1,00
Ferestre/uși în stare bună, dar neetanșate	1,02
Ferestre/uși în stare proastă, lipsă sau sparte	1,05

Observație: Pentru clădiri individuale, $p_3 = 1,00$.

Tabel 7.6.5 Penalizări p_4 - starea armăturilor de închidere și reglaj de la corpurile statice – pentru clădiri dotate cu instalație de încălzire centrală cu corpurile statice

Situația	p_4
Corpurile statice sunt dotate cu armături de reglaj și acestea sunt funcționale	1,00
Corpurile statice sunt dotate cu armături de reglaj, dar cel puțin un sfert dintre acestea nu sunt funcționale	1,02
Corpurile statice nu sunt dotate cu armături de reglaj sau cel puțin jumătate dintre armăturile de reglaj existente nu sunt funcționale	1,05

Observație: Pentru clădiri care nu sunt dotate cu instalație de încălzire centrală cu corpurile statice, $p_4 = 1,00$.

Tabel 7.6.6 Penalizări p_5 - spălarea/curățirea instalației de încălzire interioară – pentru clădiri racordate la un punct termic centralizat sau centrală termică de cartier

Situația	p_5
Corpurile statice au fost demontate și spălate/curățate în totalitate după ultimul sezon de încălzire	1,00
Corpurile statice au fost demontate și spălate/curățate în totalitate înainte de ultimul sezon de încălzire, dar nu mai devreme de trei ani	1,02
Corpurile statice au fost demontate și spălate/curățate în totalitate cu mai mult de trei ani în urmă	1,05

Observație: Pentru alte clădiri, $p_5 = 1,00$.

Tabel 7.6.2 Penalizări p_6 - existența armăturilor de separare și golire a coloanelor de încălzire – pentru clădiri colective dotate cu instalație de încălzire centrală

Situația	p_6
Coloanele de încălzire sunt prevăzute cu armături de separare și golire a acestora, funcționale	1,00
Coloanele de încălzire nu sunt prevăzute cu armături de separare și golire a acestora sau nu sunt funcționale	1,03

Observație: Pentru clădiri individuale sau fără instalație de încălzire centrală, $p_6 = 1,00$.

anuale pentru încălzire, ventilare, condiționarea aerului, apă caldă de consum și iluminat, în raport cu grilele de clasificare.

1.11. Denumirea și versiunea programului de calcul utilizat.

7.6.1.5. Date privind evaluarea P.E.C. – Anexa I

- 2.1. Grile de clasificare energetică funcție de consumul de energie specific anual - pentru încălzirea spațiilor, ventilare mecanică, climatizare, prepararea apei calde de consum și iluminat și total.
- 2.2. Consumul de energie total anual specific - pentru clădirea de referință [kWh/m²an].
- 2.3. Nota energetică pentru clădirea de referință.
- 2.4. Penalizări acordate clădirii certificate: Punctaj total penalizări (p_o) și motivele acestora (acolo unde este cazul).
- 2.5. Recomandări pentru reducerea costurilor prin îmbunătățirea performanței energetice a clădirii.
- 2.6. Perioada de valabilitate a Certificatului de performanță energetică (10 ani de la data înregistrării acestuia).
- 2.7. Alte mențiuni

7.6.2. Metodologia de notare

Grile de notare – referențiale (valorile prezentate se actualizează în funcție de rezultatele analizei clădirilor existente, modernizate energetic și nou realizate)

Încălzire PEC ∈ [70÷500] kWh/m²an
 Acc PEC ∈ [15÷200] kWh/m²an
 Climatizare PEC ∈ [20÷300] kWh/m²an
 Ventilare mecanică PEC ∈ [5÷30] kWh/m²an
 Iluminat PEC ∈ [40÷120] kWh/m²an
 Total PEC ∈ [150÷1150] kWh/m²an

Domeniul de notare energetică

Nota maximă acordată clădirii:

$$N_{(M)} = 100 \text{ puncte,}$$

Nota minimă acordată clădirii:

$$N_{(m)} = 20 \text{ puncte;}$$

Domeniul de notare – clase

$$\text{Notă} \in [20 \div 100]$$

$$N = \begin{cases} \exp(-B_1 \cdot q_T \cdot p_o + B_2), \\ \text{pentru } (q_T \cdot p_o) > q_{Tm} \text{ kWh} / \text{m}^2 \text{an} \\ 100, \\ \text{pentru } (q_T \cdot p_o) \leq q_{Tm} \text{ kWh} / \text{m}^2 \text{an} \end{cases}$$

Clase: A, B, C ... G în funcție de P.E.C (A → P.E.C: min., G → P.E.C: max.)

Clădire de referință (eficiență dpdv energetic); $p_o = 1$

Penalizări: $p_o \in (p_1, \dots, p_{12})$

$$p_o = \prod_{i=1}^{12} p_i$$

Tabel 7.6.7 Penalizări p_6 - existența armăturilor de separare și golire a coloanelor de încălzire – pentru clădiri colective dotate cu instalație de încălzire centrală

Situația	p_6
Coloanele de încălzire sunt prevăzute cu armături de separare și golire a acestora, funcționale	1,00
Coloanele de încălzire nu sunt prevăzute cu armături de separare și golire a acestora sau nu sunt funcționale	1,03
<i>Observație:</i> Pentru clădiri individuale sau fără instalație de încălzire centrală, $p_6 = 1,00$.	

Tabel 7.6.8 Penalizări p_7 - existența echipamentelor de măsură pentru decontarea consumurilor de căldură – pentru clădiri racordate la sistem centralizat de alimentare cu căldură

Situația	p_7
Există contor general de căldură pentru încălzire și pentru apă caldă de consum	1,00
Există contor general de căldură pentru încălzire, dar nu există contor general de căldură pentru apă caldă de consum	1,07
Nu există nici contor general de căldură pentru încălzire, nici contor general de căldură pentru apă caldă de consum, consumurile de căldură fiind determinate în sistem pașal	1,15
<i>Observație:</i> Pentru clădiri cu sistem propriu / local de furnizare a utilităților termice, $p_7 = 1,00$.	

Tabel 7.6.9 Penalizări p_8 - starea finisajelor exterioare ale pereților exteriori – pentru clădiri cu pereți din cărămidă sau BCA

Situația	p_8
Stare bună a tencuiei exterioare	1,00
Tencuială exterioară căzută total sau parțial	1,05
<i>Observație:</i> Pentru clădiri cu pereți exteriori din alte materiale, $p_8 = 1,00$.	

Tabel 7.9.10 Penalizări p_9 - starea pereților exteriori din punct de vedere al conținutului de umiditate al acestora

Situația	p_9
Pereți exteriori uscați	1,00
Pereții exteriori prezintă pete de condens (în sezonul rece)	1,02
Pereții exteriori prezintă urme de igrasie	1,05

Tabel 7.6. 11 Penalizări p_{10} - starea acoperișului peste pod – pentru clădiri prevăzute cu pod nelocuibil

Situația	p_{10}
Acoperiș etanș	1,00
Acoperiș spart/neetanș la acțiunea ploii sau a zăpezii	1,10
<i>Observație:</i> Pentru clădiri fără pod nelocuibil, $p_{10} = 1,00$.	

Tabel 7.6.12 Penalizări p_{11} - starea coșului/coșurilor de evacuare a fumului – pentru clădiri dotate cu sisteme locale de încălzire/ preparare a apei calde de consum cu combustibil lichid sau solid

Situația	p_{11}
Coșurile au fost curățate cel puțin o dată în ultimii doi ani	1,00
Coșurile nu au mai fost curățate de cel puțin doi ani	1,05
<i>Observație:</i> Pentru alte tipuri de clădiri, $p_{11} = 1,00$.	

Tabel 7.6.13 Penalizări p_{12} - posibilitatea asigurării necesarului de aer proaspăt la valoarea de confort

Situația	p_{12}
Clădire prevăzută cu sistem de ventilare naturală organizată sau ventilare mecanică	1,00
Clădire fără sistem de ventilare organizată	1,10

În planșele 1 și 2 după cuprins se prezintă un exemplu de întocmire a unui certificat de performanță energetică a unei clădiri de locuit.



I. Instalații de încălzire

Capitolul

8

**Sisteme de încălzire
pentru unele categorii de clădiri**



8.1. Clădiri de locuit

La clădirile de locuit se utilizează atât încălzirea locală cât și încălzirea centrală. Sistemul de încălzire local este utilizat pentru locuințele unifamiliale din zonele rurale și cartierele periferice ale zonelor urbane.

Sistemele de încălzire aplicate la clădirile de locuit sunt:

- încălzirea locală cu sobe sau aparate care utilizează combustibili convenționali;
 - încălzirea cu apă caldă cu temperatura maximă de 90 °C și un ecart maxim de temperatură de 20 °C;
 - încălzirea electrică;
 - încălzirea utilizând surse neconvenționale (energie solară, energie geotermală, pompe de căldură etc.)
- Implementarea unui sistem de încălzire

se face cu scopul de a realiza o încălzire cât mai independentă, care să fie controlată și dirijată de fiecare familie în parte.

8.1.1. Locuințe unifamiliale

Clădirile de locuit individuale, în România, folosesc preponderent, încălzirea locală și încălzirea centrală. Combustibilii folosiți sunt cei convenționali: cărbune, lemn, gaze naturale și de sondă, păcură, motorină și petrol.

8.1.1.1 Încălzirea locală cu sobe

Se realizează cu sobe amplasate în încăperi transmitând mediului înconjurător căldura eliberată prin arderea combustibilului.

Pentru încălzirea locuințelor necesitând o stabilitate termică în limite normale, se recomandă utilizarea de sobe cu acumulare de căldură, care să

poată menține în încăperi o temperatură a aerului cât mai uniformă și cât mai constantă în perioada rece a anului. Contradicția dintre caracterul relativ discontinuu al arderii și cel continuu al transmisiei de căldură se rezolvă prin elementele de construcții.

Se recomandă ca sobele să fie montate în fața elementelor de construcții exterioare, pentru uniformizarea repartiției căldurii pe verticală și eliminarea curenților de aer rece în apropierea pardoselii. La locuințele cu acoperișuri în șarpantă, soluția cea mai utilizată este, de regulă, montarea sobelor lângă pereții interiori.

Pentru economie de spațiu se recomandă concentrarea coșurilor într-un singur masiv (fig. 8.1.1.a) unde toate cele trei sobe sunt grupate către centrul apartamentului.

În cazul încăperilor de locuit, cu volum mic, se recomandă folosirea unei singure sobe care să deservească două încăperi, iar focarul sobei să fie

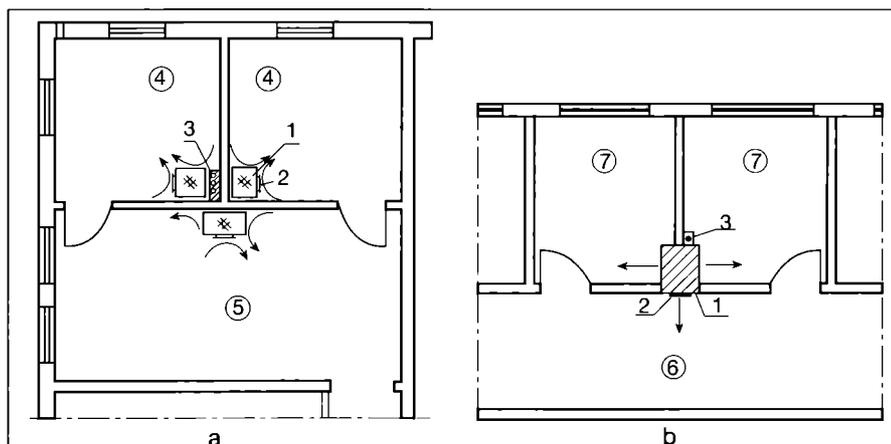


Fig. 8.1.1. Încălzirea locală cu sobe cu acumulare de căldură:

a - varianta cu sobe în fiecare încăpere; b - varianta cu sobă montată între două încăperi

1 - sobă; 2 - focar; 3 - coș; 4 - dormitor; 5 - cameră de zi; 6 - coridor; 7 - birou.

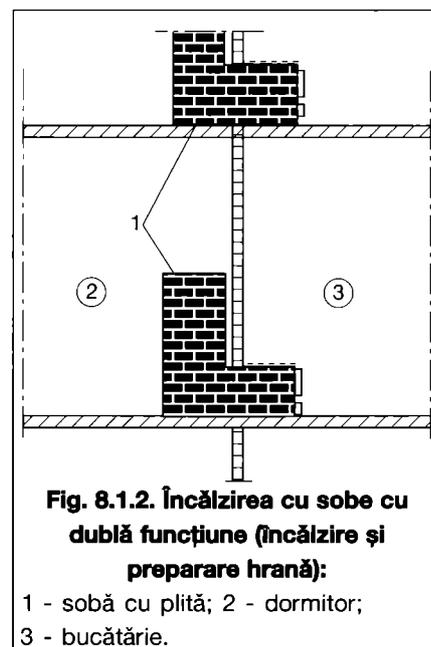


Fig. 8.1.2. Încălzirea cu sobe cu dublă funcțiune (încălzire și preparare hrană):

1 - sobă cu plită; 2 - dormitor; 3 - bucătărie.

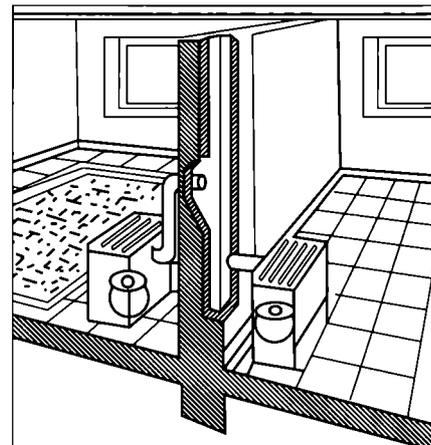


Fig. 8.1.5. Încălzirea locală cu aparate speciale amplasate în fața pereților.

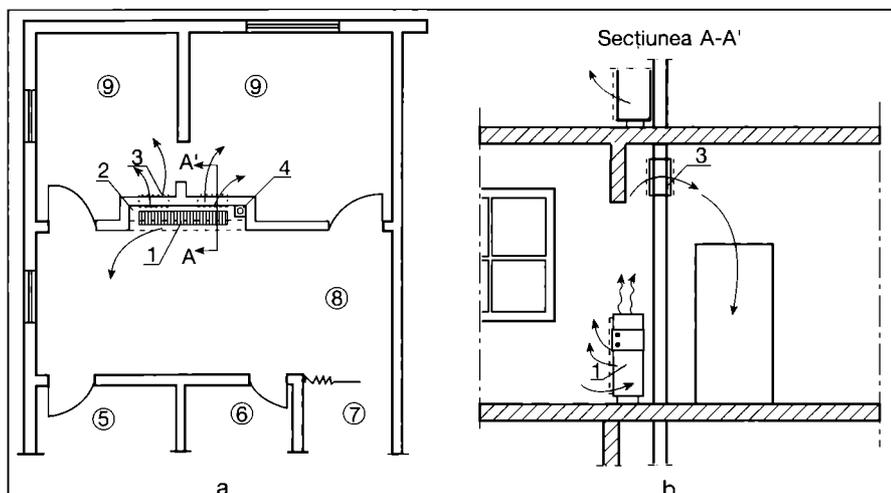


Fig. 8.1.4. Încălzirea locală cu aparate speciale cu combustibil lichid sau gazos, amplasate în nișă:

a - vedere în plan; b - secțiune;

1 - sobă de încălzire; 2 - nișă; 3 - orificii în pereții încăperii; 4 - coș de fum; 5 - bucătărie; 6 - baie; 7 - hol; 8 - sufragerie; 9 - dormitor.

prevăzut pe un coridor. (fig. 8.1.1 b)

La apartamentele în care bucătăria este limitrofă cu o încăpere de locuit se recomandă prevederea unei sobe cu dublă funcțiune: preparat hrană în bucătărie și încălzirea dormitorului (fig. 8.1.2.). Soba are o construcție specială și anume: în bucătărie soba este prevăzută cu plită iar în dormitor are forma normală, verticală, executată cu pereții din teracotă.

O altă soluție care se bazează pe principiul de recuperare a căldurii din gazele de ardere este prezentată în fig. 8.1.3.a și b. Pe canalul de evacuare a gazelor de ardere de la mașina de gătit din bucătărie se montează un recuperator de căldură (fig. 8.1.3.c) într-o cameră limitrofă bucătăriei. Gazele de ardere, înainte de a fi evacuate la coș, trec printr-un recuperator care încălzeș-

te aerul din cameră cedând acestuia căldură, în majoritate, prin convecție.

8.1.1.2 Încălzirea locală cu aparate speciale

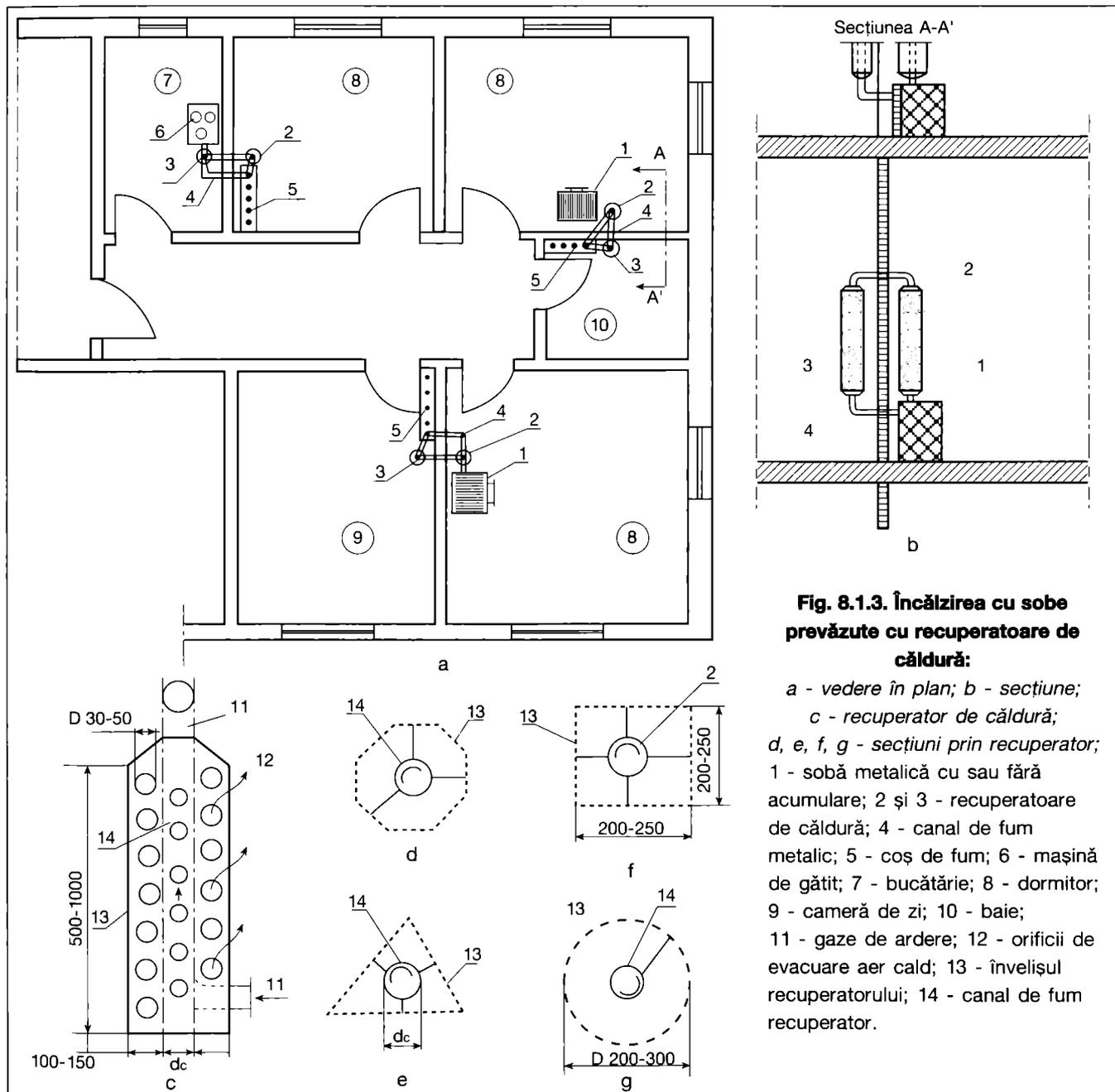
Încălzirea se face cu aparate de încălzire alimentate cu combustibil lichid sau gazos amplasate, de obicei, într-o nișă special amenajată în centrul apartamentului (fig. 8.1.4.)

Principalele încăperi ale apartamentului (dormitoarele și sufrageria) se încălzesc cu aer cald care circulă natural atât în camera în care este amplasată sursa caldă, cât și în celelalte camere. Aerul cald pătrunde în cele două camere prin orificiile prevăzute la partea superioară a nișei, în peretele interior despărțitor. Celelalte încăperi se încălzesc cu surse separate. Aceleași tipuri de aparate cu combustibili convențio-

nali sau aparate electrice cu acumulare de căldură se pot amplasa și în fața pereților exteriori sau interiori (fig. 8.1.5.), ca și radiatoarele. La aparatele care folosesc combustibili convenționali se are în vedere posibilitatea evacuării gazelor de ardere.

Varianta încălzirii unui apartament duplex cu cazan mural, amplasat în bucătărie, un distribuitor-colector, o rețea de conducte cu alimentare bitub a corpurilor de încălzire, amplasate la parter și etaj, este prezentată în fig. 8.1.6. Rețeaua de conducte poate fi din oțel sau din material plastic.

Varianta încălzirii prin radiație cu panouri de pardoseală, cu cazan mural amplasat în bucătărie, un distribuitor-colector amplasat într-o nișă din care se face alimentarea fiecărei serpentine din panouri executate cu țevi flexibile,



este prezentată în fig. 8.1.7.

O variantă combinată, încălzire cu corpuri de încălzire (radiatoare, convectoare etc.) și cu panouri radiante este prezentată în fig. 8.1.8. Distribuția apei calde la cele două tipuri de suprafețe încălzitoare se face prin intermediul a două distribuitoare-colectoare unde se realizează, prin amestec, parametrii agentului termic. Circulația apei calde la suprafețele încălzitoare se face cu pompe de conducte.

În cele 2 variante, temperatura aerului din încăperi este menținută în limitele confortului cu ajutorul termostaților de cameră sau de exterior sau a robinetelor termostactice de la corpurile de încălzire.

Firmele de specialitate au elaborat scheme de instalații, precum și echipamentul necesar asigurării încălzirii și preparării apei calde de consum pentru locuințe.

Firma LAING prezintă toate elementele componente ale sistemului de încălzire prin pardoseală radiantă, inclusiv modul de proiectare și execuție ale instalației.

Se mai pot cita firmele TERMACONT din Franța, TERMCONCEPT din Germania și REHAU care prezintă detalii privind modul cum se pot dimensiona și executa pardoselile radiante pentru încăperile de locuit.

8.1.1.3 Încălzirea individuală centralizată

La locuințele individuale, atât cele vechi cât, în special, la cele noi, se utilizează încălzirea cu prepararea și distribuția locală a agentului termic.

8.1.1.3.1 Încălzirea cu apă caldă

Este soluția cea mai folosită: cazanul de preparare a agentului termic se montează la subsol sau în bucătărie de unde, printr-o rețea de conducte, se face alimentarea corpurilor de încălzire.

Această independență energetică de preparare și distribuție a energiei termice este mult agreată întrucât dă posibilitatea utilizatorului să-și gestioneze singur cât mai rațional consumurile de energie.

Sistemul se compune din:

- sursa termică (cazan) care prepară apă caldă atât pentru încălzire, cât și pentru nevoi de consum;
- rețeaua de distribuție (bucla) de apartament;
- corpurile de încălzire.

La realizarea schemei instalației se au în vedere problemele care apar în timpul funcționării, atunci când au loc treceri de la regimul de încălzire la cel de preparare a apei calde menajere, solicitat fiind în special cazanul. Aceste solicitări de schimbare de regim de funcționare sunt cu atât mai mari cu cât cererile de apă caldă menajeră sunt mai dese și de scurtă durată. De aceea

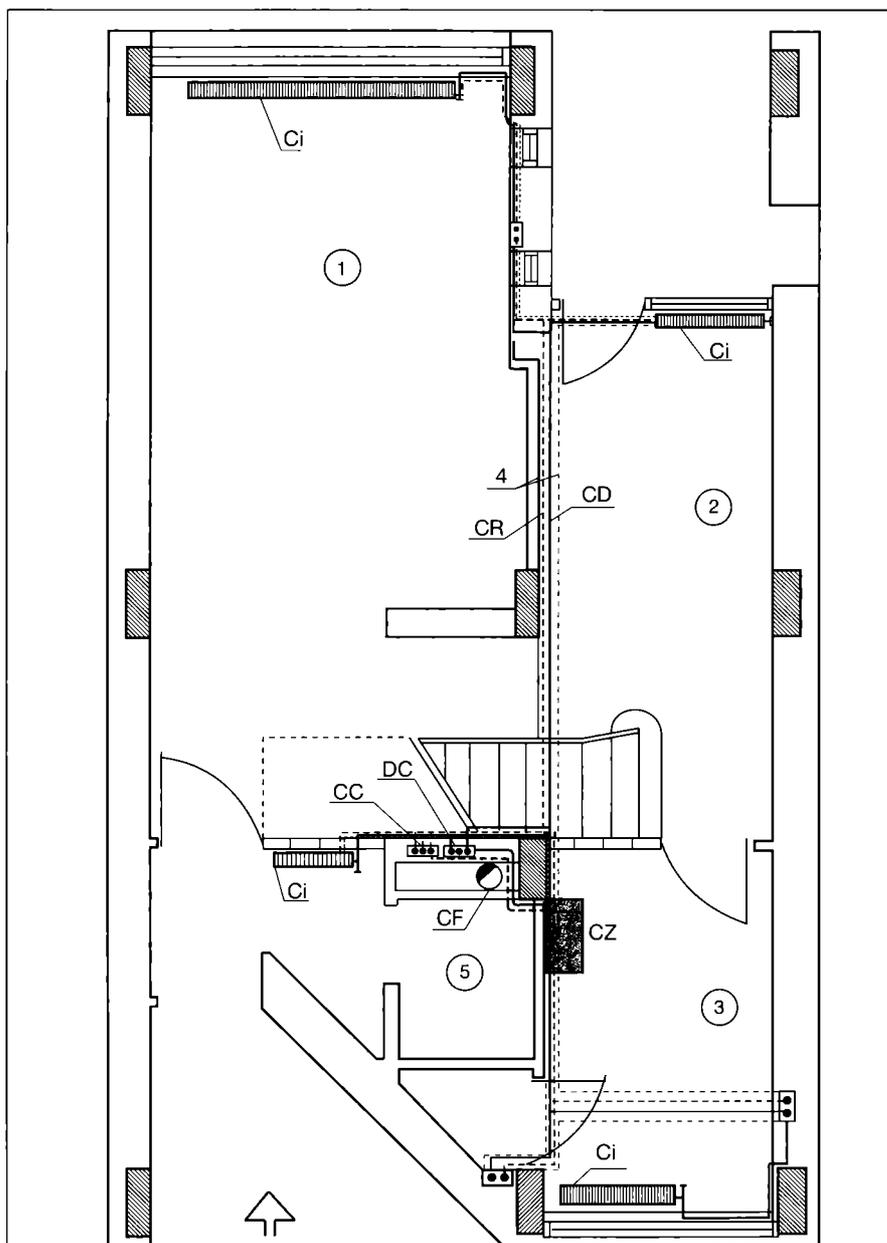
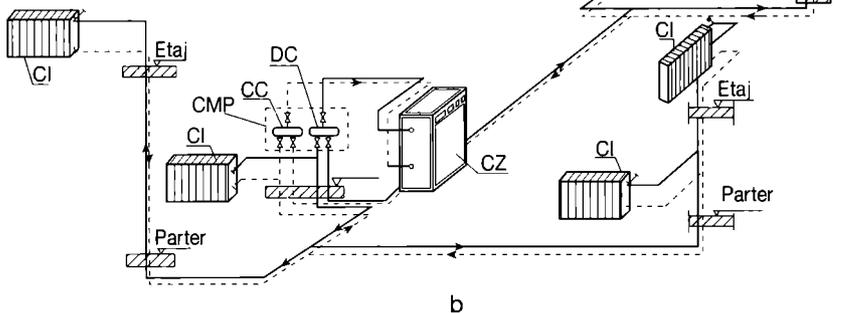
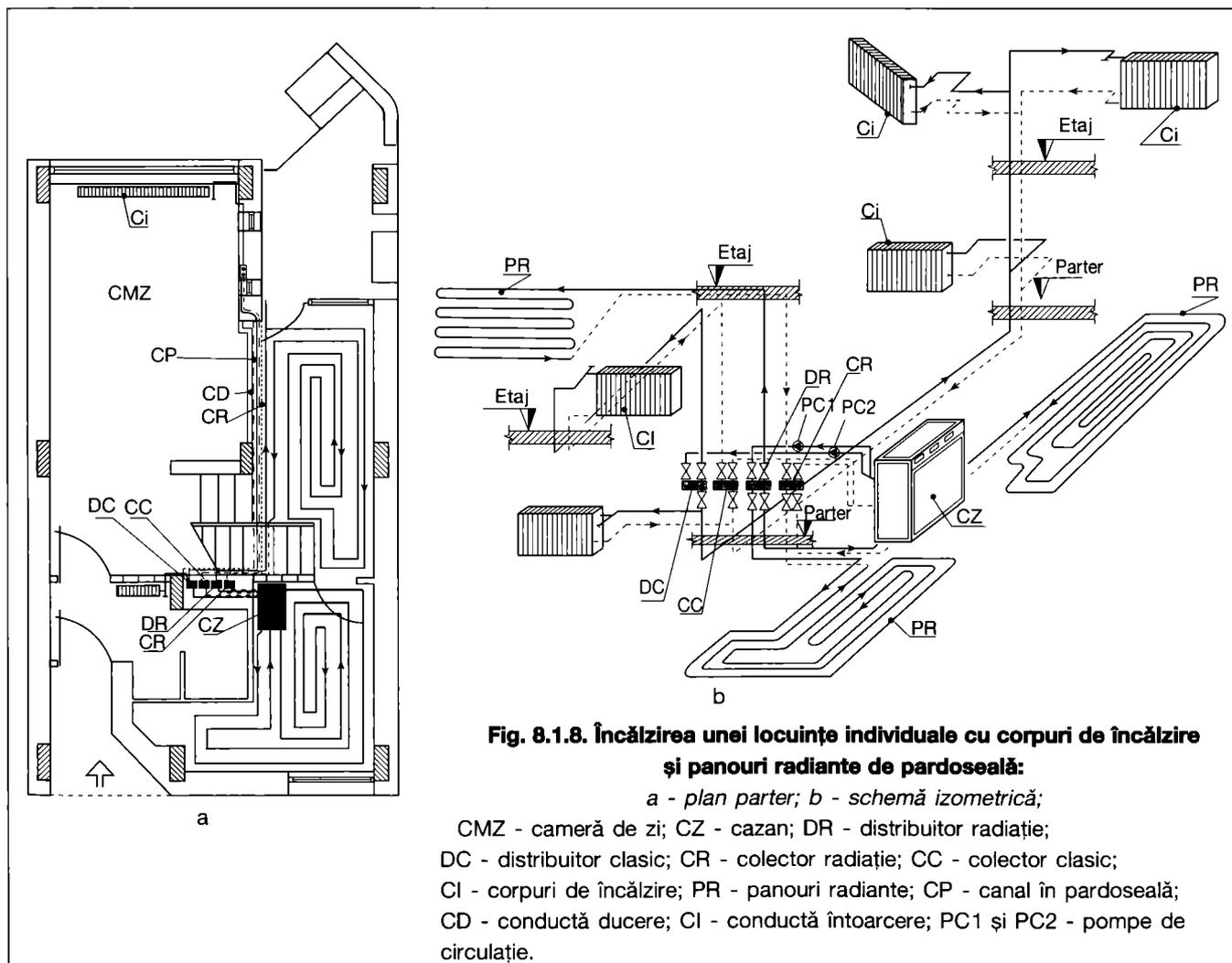
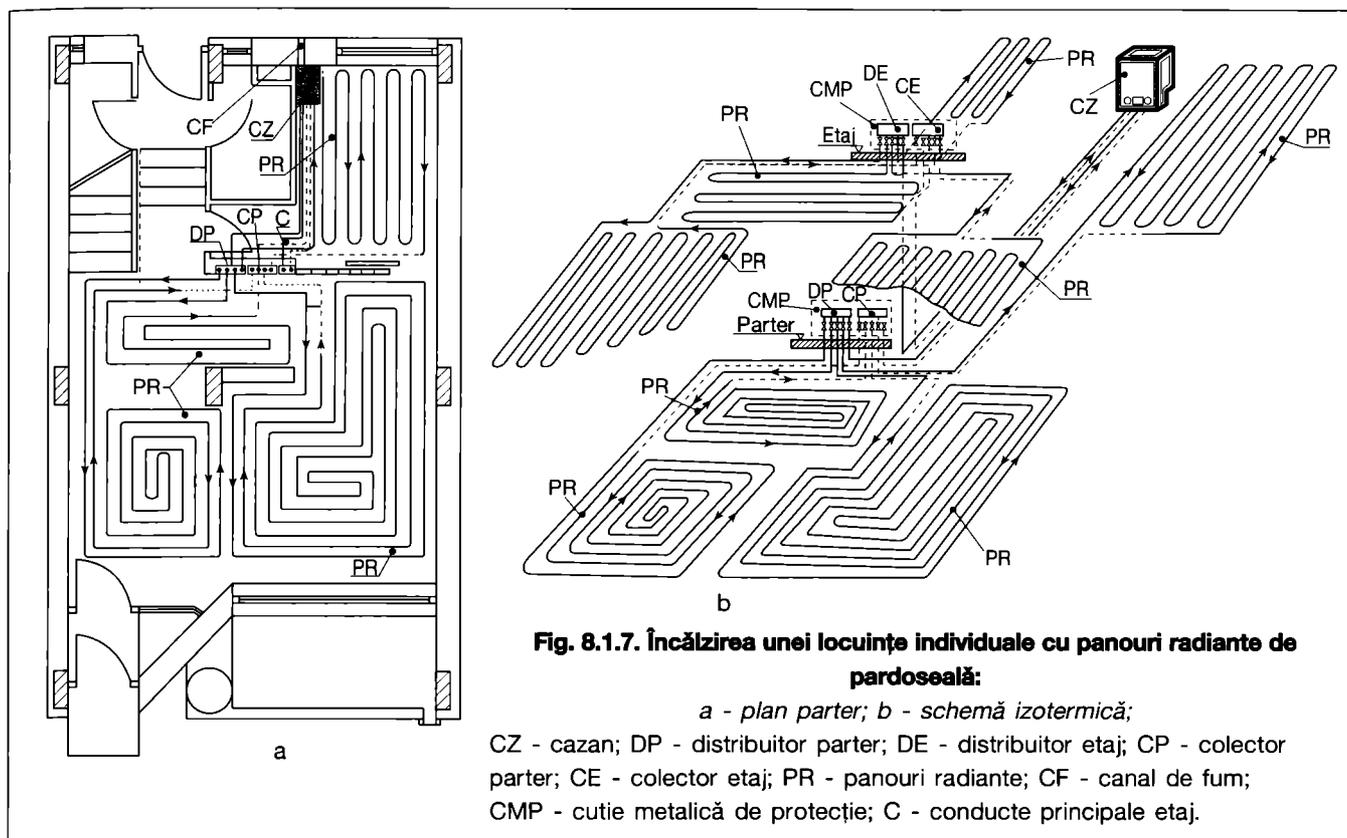


Fig. 8.1.6. Încălzirea unei locuințe individuale cu corpuri de încălzire:

a - plan; b - schemă izometrică;

CZ - cazan; D - distribuitor; C - colector; Ci - corp de încălzire; CD - conductă ducere; CR - conductă întoarcere; CF - coș de fum; CMP - cutie metalică de protecție; 1 - cameră de zi; 2 - sufragerie; 3 - bucătărie; 4 - canal în pardoseală; 5 - grup sanitar.





pentru a proteja cazanul; de solicitările dese de trecere de la un regim de funcționare la altul, care impun în multe cazuri și creșteri de temperatură ale agentului termic, este necesar ca instalația de preparare a apei calde menajere să fie prevăzută cu un schimbător de căldură cu acumulare (boiler). Schema unei astfel de instalații este prezentată în fig. 8.1.9. Instalația se compune dintr-un cazan, rețeaua de distribuție cu corpurile de încălzire, pompa de circulație de pe circuitul încălzirii, boilerul (cu o capacitate între 50...130 l) cu pompa de circulație proprie, ventilul cu 3 căi și vasul de expansiune închis.

În cazul în care numărul de persoane dintr-un apartament este mic (solicitări reduse de apă caldă de consum) se poate utiliza instalația prezentată în fig. 8.1.10. Această parte produce apă caldă menajeră instantaneu, la orice solicitare, întru-

pându-se circulația agentului termic în instalația de încălzire. Funcționarea este prioritară pe producerea de apă caldă de consum, comutarea făcându-se automat.

Cât privește racordarea corpurilor de încălzire la rețeaua de distribuție se face diferențiat, ținând seama, pe de o parte de sistemul de distribuție, iar pe de altă parte, de armăturile cu care sunt prevăzute corpurile de încălzire. Conductele sunt flexibile, executate din polietilenă reticulară, iar racordurile la corpurile de încălzire sunt prevăzute cu armături diferite (în funcție de modul de racordare) executate din alamă nichelată sau cromată.

8.1.1.3.2 Încălzirea cu aer cald

Prepararea aerului cald se face, în general, cu ajutorul unei pompe de căldură aer-aer amplasată în podul clădirii (fig. 8.1.11) sau în hol, la plafon, în cazul în care apartamentul nu are pod.

Distribuția aerului în încăperi se face prin canale amplasate la plafonul încăperilor. Pompa de căldură funcționează la parametri nominali numai pentru temperaturi exterioare de până la $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$, de aceea, pentru temperaturi exterioare mai scăzute, este necesar să se prevadă surse suplimentare de căldură, de preferință, radiatoare electrice. Intrarea în funcțiune a acestor surse de căldură secundare se face automat când pompele de căldură nu mai pot satisface necesarul de căldură. Acest mod de încălzire poate asigura circa 70...80 % din necesarul de căldură. Soluția prezintă interes și datorită faptului că în perioada caldă poate asigura și o climatizare a încăperilor.

8.1.2. Locuințe multifamiliale

Apartamentele din construcțiile de locuit sunt concentrate în cea mai mare parte în blocuri P + 10 sau P + 4 niveluri, blocuri grupate pe zone mai mult sau mai puțin întinse.

Problemele pe care le ridică încălzirea acestor clădiri sunt:

- modul de preparare a agentului termic, respectiv, locul de amplasare a sursei termice;
- modul de alimentare cu căldură, respectiv, de distribuție a agentului termic la consumatori;
- modul de gestiune a consumurilor de energie;
- tipul suprafeței încălzitoare din încăperi.

Ca suprafețe încălzitoare, în majoritatea cazurilor, se utilizează: radiatoare din aluminiu, din oțel și, mai rar, din fontă; convectoroare, convectoriatoare etc.

8.1.2.1 Încălzirea de apartament

Fiecare apartament este prevăzut cu o instalație proprie de încălzire, respectiv, cu o gestiune proprie a energiei termice. Câteva variante care diferă între ele prin modul în care se face alimentarea cu căldură a corpurilor de încălzire, precum și prin sistemul de asigurare a reglării calitative sunt prezentate în fig. 8.1.12.

Variantele I și II au asigurată reglarea calitativă a apei calde numai în secțiunea termostatului de cameră. Alimentarea cu căldură a corpurilor de încălzire se face în sistem bitub: la varianta I, printr-o rețea de distribuție comună, iar la varianta II, prin mai multe ramuri racordate la distribuitor-colector.

Variantele III și IV au asigurată reglarea calitativă a apei calde sub acțiunea echitermului, care este racordat cu cele două termostate de exterior și de interior. Alimentarea cu căldură a corpurilor de încălzire se face în sistem monotub, printr-o rețea comună, la varianta III, și prin mai multe ramuri, la varianta IV. Din

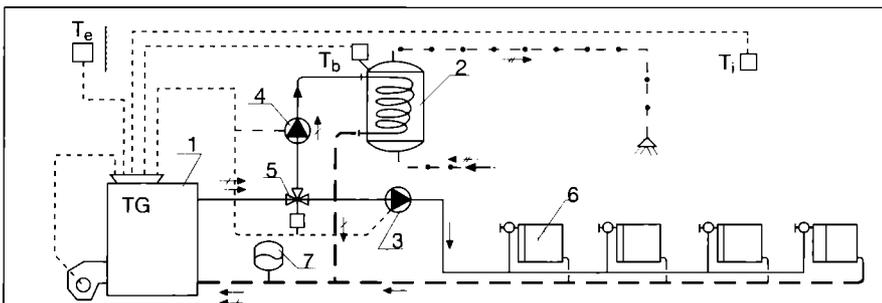


Fig. 8.1.9. Schema instalației de încălzire de apartament cu boiler:

1 - cazan; 2 - boiler; 3 - pompă de circulație pentru încălzire; 4 - pompă de circulație pentru apă caldă de consum; 5 - ventil cu 3 căi; 6 - corp de încălzire; 7 - vas de expansiune închis; T_e - sondă de temperatură exterioară; T_i - termostat de cameră; TG - tablou de comandă; T_b - termostat de boiler.
 → circuit de încălzire; ➔ circuit de preparare a apei calde de consum; # ➔ distribuție apă caldă de consum.

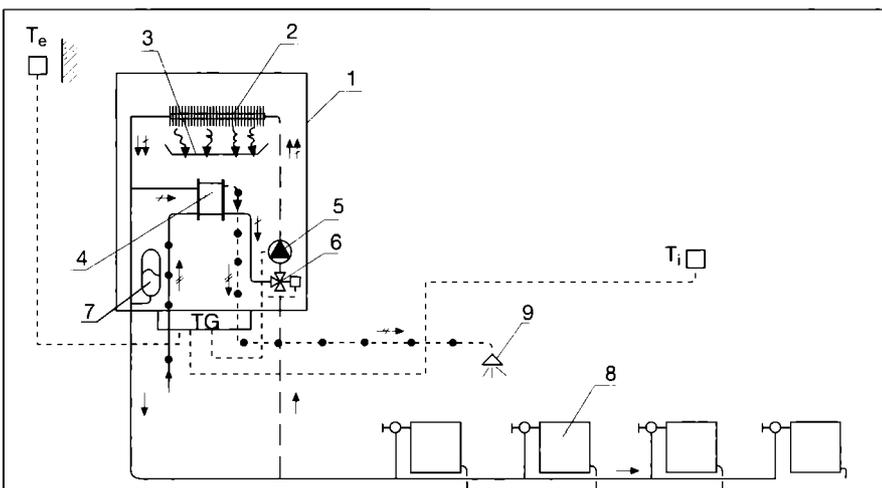


Fig. 8.1.10. Schema instalației de încălzire de apartament cu schimbător de căldură cu plăci:

1 - cazan; 2 - schimbător de încălzire; 3 - arzător; 4 - schimbător de căldură cu plăci; 5 - pompă de circulație; 6 - ventil cu 3 căi; 7 - vas de expansiune închis; 8 - corpuri de încălzire; 9 - punct de consum; T_e - sondă de temperatură exterioară; T_i - termostat de cameră; TG - tablou de comandă.
 → circuit de încălzire; ➔ circuit de preparare a apei calde de consum; # ➔ distribuție apă caldă de consum.

punct de vedere al modului de realizare a instalațiilor, schemele sunt asemănătoare celor prezentate la § 8.1.1.3.

8.1.2.2 Încălzirea centrală cu distribuție pe apartament

Folosește prepararea centralizată a agentului termic (cazane și distribuția generală amplasate în subsolul clădirii și coloane principale pentru distribuția verticală).

Distribuția agentului termic la fiecare apartament se face prin intermediul unor module termice (§ 4.2) cu vană de reglare, butelie de egalizare a presiunii etc.

În fig. 8.1.13 este prezentat modul de încălzire a unei clădiri multifamiliale; fiecare apartament are o rețea proprie de distribuție, în sistem bitub. La varianta I distribuția este mixtă (conducta de ducere, montată la plafon și cea de întoarcere, la pardoseală), iar la varianta II distribuția este inferioară (ambele conducte sunt montate sub planul corpurilor de încălzire). Alegerea uneia din cele două variante depinde de condițiile existente în fiecare apartament (traseul conductelor fiind condiționat de existența ușilor).

Variantele descrise prezintă multiple avantaje: gestiunea pe apartament a întregului consum de energie termică; independența circuitelor de încălzire pe fiecare apartament, asigurarea programului de funcționare a instalației și a condițiilor interioare după dorința locatarului etc.

8.1.2.3 Sursa termică

Având în vedere gabaritul redus al echipamentelor utilizate precum și schemele funcționale cât mai simple, există posibilitatea ca întregul ansamblu care alcătuiește sursa termică, folosind preparare centrală, să poată fi amplasat în:

- subsolul blocurilor, sacrificând unele spații cu destinație de depozitare privată;
- clădire nouă, subsol sau parter, alăturată altei construcții;
- spațiile prevăzute pentru punctele termice din ansamblurile de locuințe.

Caracteristicile tehnice ale acestor centrale sunt tratate în detaliu la § 5.3.

Centrala termică poate fi amplasată și pe terasă sau la ultimul nivel al blocului (fig. 8.1.14). Printre rațiunile de ordin constructiv și economic ale acestei soluții se pot menționa: nivelul ridicat al apelor freactice; întreruperea diafragmelor din subsol antrenează costuri ridicate de consolidare suplimentară; reducerea costurilor de executare a canalelor de fum; coroziunea echipamentelor din centrala termică este mai redusă întrucât atmosfera din centrala termică este mai uscată în perioada caldă.

Amplasarea unei centrale termice la partea superioară a unei clădiri prezintă

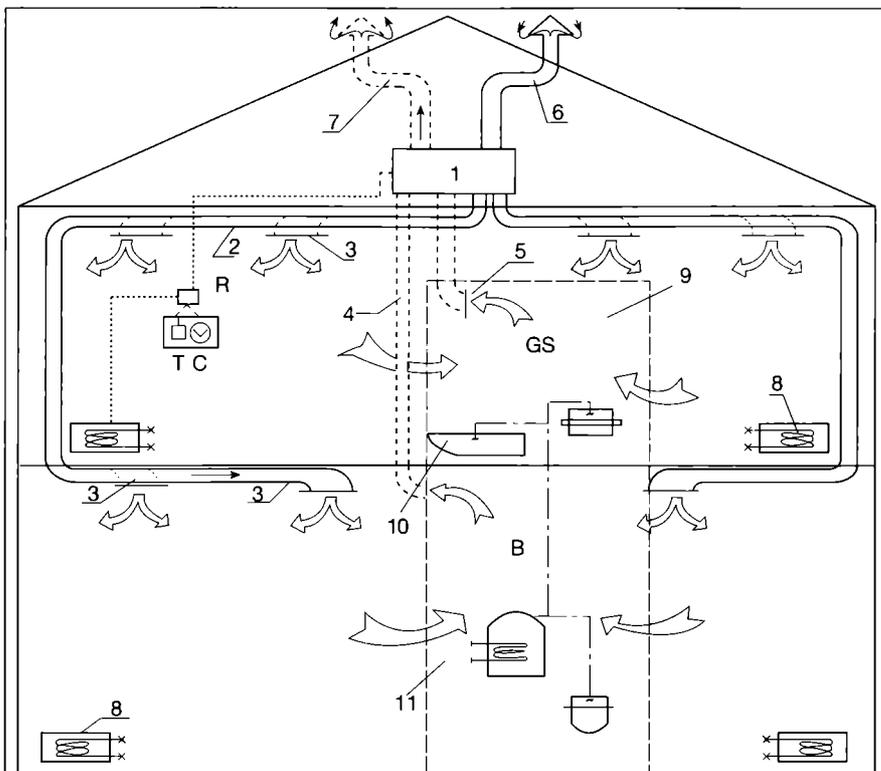


Fig. 8.1.11. Încălzirea unei locuințe unifamiliale cu pompă de căldură aer-aer.

- 1 - pompă de căldură aer-aer; 2 - canale de aer cald; 3 - orificii de introducere aer cald; 4 - canale de evacuare aer viciat; 5 - orificii evacuare aer viciat; 6 - canal de aer proaspăt; 7 - canal de evacuare în exterior; 8 - radiatoare electrice; 9 - prepararea și alimentarea cu apă caldă de consum; GS - grup sanitar; B - bucătărie; T - termostat de cameră; C - ceas programator; R - regulator.

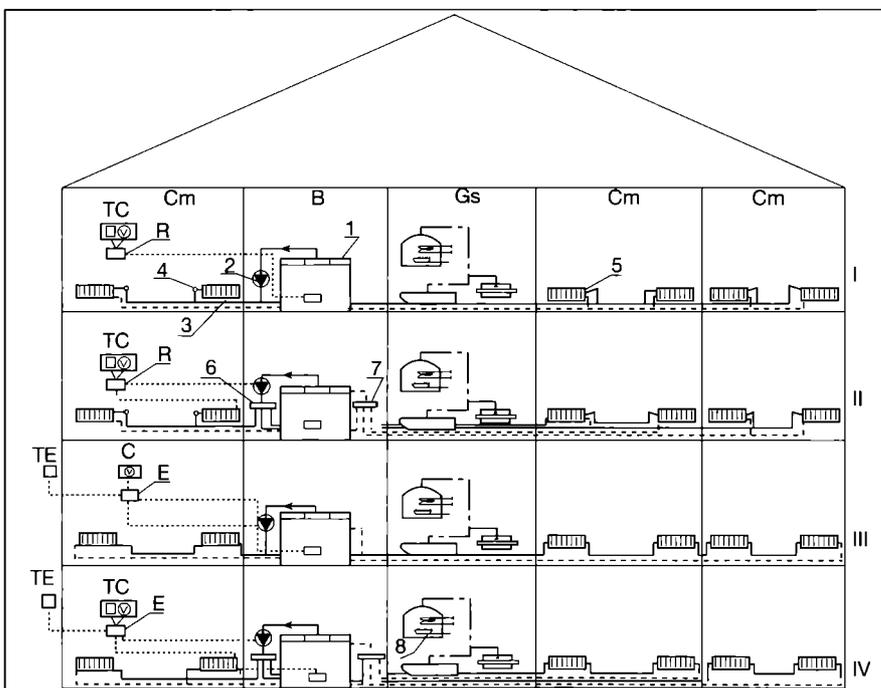


Fig. 8.1.12. Încălzirea unei locuințe multifamiliale cu sursa termică și distribuția la fiecare apartament:

- 1 - cazan (de pardoseală sau de perete); 2 - pompă de circulație; 3 - corp de încălzire; 4 - robinet termostatic; 5 - robinet de reglare normal; 6 - distribuitor; 7 - colector; T - termostat de cameră; TE - sondă de temperatură exterioară; E - echiterm; R - releu; C - ceas programator; Cm - cameră; B - bucătărie; GS - grup sanitar.

și unele greutateți: centrul de greutate se mută la partea superioară impunând o structură aparte a elementelor de construcții; măsuri speciale pentru a rezista mișcărilor seismice; greutateți în transportul echipamentelor la înălțime, mai ales în perioada de exploatare a centralei termice.

8.2. Săli de spectacole

8.2.1. Sisteme de încălzire

Majoritatea sălilor de spectacole sunt încălzite cu aer cald care asigură în același timp și ventilarea încăperilor. Încălzirea cu corpuri de încălzire nu este recomandabilă dat fiind inerția mare și imposibilitatea de adaptare rapidă la variațiile de sarcină termică.

Pentru încălzirea încăperilor cu volum mare de aer se recomandă încălzirea cu aer cald, combinată, dacă condițiile o cer, cu o instalație de climatizare. De asemenea, există posibilitatea ca unele încăperi adiacente sălii de spectacole sau scenei să fie prevăzute și cu încălzire cu corpuri de încălzire sau cu panouri radiante de pardoseală (foaierele, holurile). Când privesc încăperile anexe, în general, acestea sunt prevăzute cu încălzire cu corpuri de încălzire, agentul termic fiind apa caldă.

În alegerea soluției de încălzire trebuie să se țină seama și de programul de lucru al localului (teatru, cinema) care este destul de variat și impune, în același timp, și un regim de funcționare diferit pentru ansamblul încăperilor.

Când sălile de spectacol fac parte dintr-un imobil important, se recomandă ca sistemul de încălzire să țină seama de întregul ansamblu și să se adapteze cât mai bine acestuia astfel încât cheltuielile de investiții și de exploatare să fie cât mai reduse.

Pentru săli de spectacol - cinema - care sunt prevăzute, în general, cu un număr redus de încăperi (sala de spectacol, hol, camera de proiecție, grup sanitar), încălzirea poate fi asigurată cu aer cald, pentru sala de spectacol, și cu corpuri de încălzire, pentru restul încăperilor. Prepararea aerului cald se poate face cu:

- generatoare de aer cald (fig. 8.2.1. a)
- camere de tratare a aerului, compuse din filtru, baterii de încălzire și ventilatoare (fig. 8.2.1. b).

Pentru săli de spectacol precum cele de teatru, operă, concerte etc., care sunt prevăzute cu multiple săli cu destinații speciale și care, după importanța lor, necesită condiții de confort (termic, acustic, luminos etc.) speciale, în volumul „Instalații de ventilare și climatizare”, sunt tratate în detaliu soluțiile de climatizare a acestor tipuri de clădiri.

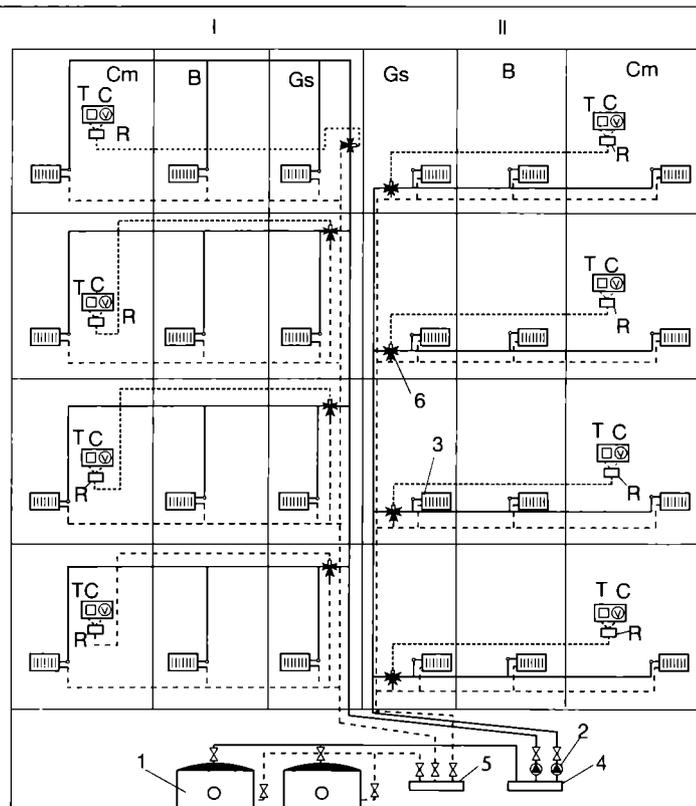


Fig. 8.1.13. Încălzirea unei locuințe multifamiliale cu prepararea centrală a căldurii și distribuția pe apartament:

- 1 - cazan; 2 - pompă de circulație; 3 - corp de încălzire; 4 - distribuitor; 5 - colector; 6 - robinet cu 3 căi; T - termostat de cameră; C - ceas programator; R - releu; Cm - cameră; B - bucătărie; Gs - grup sanitar.

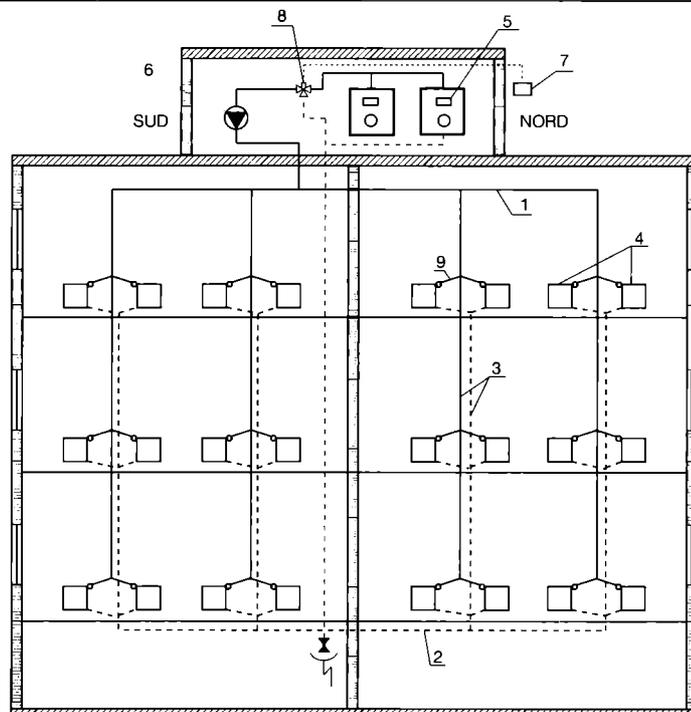


Fig. 8.1.14. Schema unei instalații de încălzire la un bloc de locuințe cu centrala termică amplasată pe terasă:

- 1 și 2 - conducte de distribuție; 3 - coloane; 4 - corpuri de încălzire; 5 - cazan; 6 - pompă de circulație; 7 - sondă de temperatură exterioară; 8 - robinet cu 3 căi; 9 - robinete termostactice.

8.2.2. Date de calcul

Calculul se rezumă la stabilirea debitului de aer necesar asigurării încălzirii. Celelalte probleme legate de încălzirea cu corpuri de încălzire, panouri radiante etc. sunt identice cu cele tratate la capitolele respective din prezentul volum.

Debitul de aer necesar pentru a asigura încălzirea și ventilarea se determină ținând seama, în primul rând, de cota parte de aer proaspăt de persoană pe oră. Aceasta variază, în general, între 20 și 40 m³/h-pers.

La stabilirea numărului de schimburi „n” pe oră se are în vedere ca volumul de aer pentru un spectator este de 4...6 m³. La o valoare medie de 5 m³ și ținând seama că debitul de aer variază între 20 și 40 m³/h-pers., rezultă numărul de schimburi $n = 4$ la 8 schimburi/oră.

Necesarul de căldură Φ pentru o sală de spectacol se compune din: Φ_p - pierderile de căldură ale sălii; Φ_a - aporturile de căldură de la spectatori; Φ_v - necesarul de căldură pentru încălzirea aerului proaspăt din exterior.

Pierderile de căldură Φ_p ale sălii de spectacol se calculează în conformitate cu STAS 1907. Ele sunt în general mici, întrucât sălile de spectacol sunt înconjurate, în cea mai mare parte, de încăperi anexe încălzite. Pentru calcule aproximative se pot lua ca valori ale pierderilor de căldură specifice $q_p = 15...20$ W/m³.

Aporturile de căldură Φ_a de la spectatori se calculează considerând degajarea specifică de căldură a spectatorilor $q_{sp} = 102$ W/pers.

Necesarul de căldură Φ_e pentru încălzirea aerului proaspăt din exterior se calculează ținând seama de debitul de aer rece \dot{V}_e [m³/h], de temperatura exterioară de calcul θ_e și temperatura aerului interior θ_i , adică

$$\Phi_e = \dot{V}_e \cdot c \cdot (\theta_i - \theta_e) \quad [\text{W}]$$

unde:

$c = 1,30$ kJ/m³·K - este capacitatea termică masică a aerului.

8.3. Clădiri cu caracter special

Din această categorie fac parte clădiri ca: biserici, castele, muzee care se diferențiază de celelalte clădiri prin aceea că:

- sunt executate din elemente de construcții cu inerție termică foarte mare (pereți și planșee foarte groase);
- au un program de lucru diferit: bisericile câteva ore, în unele zile sau perioade ale zilei; muzeele și castelele au un program de la 4 la 14 ore/zi;

- bisericile sunt clădiri executate dintr-o încăpăre cu volum mare, au o suprafață întinsă și înălțimi foarte mari;
- castelele sunt clădiri executate dintr-un număr destul de mare de camere, cu suprafețe și înălțimi diferite, prevăzute cu pereți și planșee foarte groase, cu inerție termică foarte mare;
- muzeele sunt clădiri, fie independent realizate din amenajarea unor spații, fie înglobate în cadrul altor complexe de clădiri;
- clădirile de cult adăpostesc, în general, obiecte de artă care trebuie conservate.

8.3.1. Încălzirea bisericilor

La biserici care au program zilnic, săptămânal sau de două ori pe săptămână, temperatura interioară se poate considera $\theta_i = 12...15$ °C, iar la bisericile în care se desfășoară, pe lângă activități religioase și concerte este ne-

cesar să se asigure o temperatură interioară mai ridicată $\theta_i = 16...18$ °C. De asemenea, este necesar să se asigure o temperatură de gardă de 6...8 °C în perioada de inactivitate, pentru a proteja obiectele de cult din interior.

Sistemul folosit, până în prezent, la majoritatea bisericilor, a fost de încălzire locală cu sobe, cu combustibili convenționali. La bisericile mai vechi s-a folosit și încălzirea cu aer cald, cu canale prin pardoseală și cu orificii de introducere a aerului în zona centrală, respectiv, în zona pereților exteriori.

La biserici se pot aplica sisteme de încălzire cu:

- panouri radiante de pardoseală care pot menține în zona picioarelor o temperatură cât mai uniformă;
- radianți electrici sau cu gaze, montarea lor făcându-se la înălțimi între 4 și 8 m. Prezintă dificultăți în evacuarea gazelor de ardere;

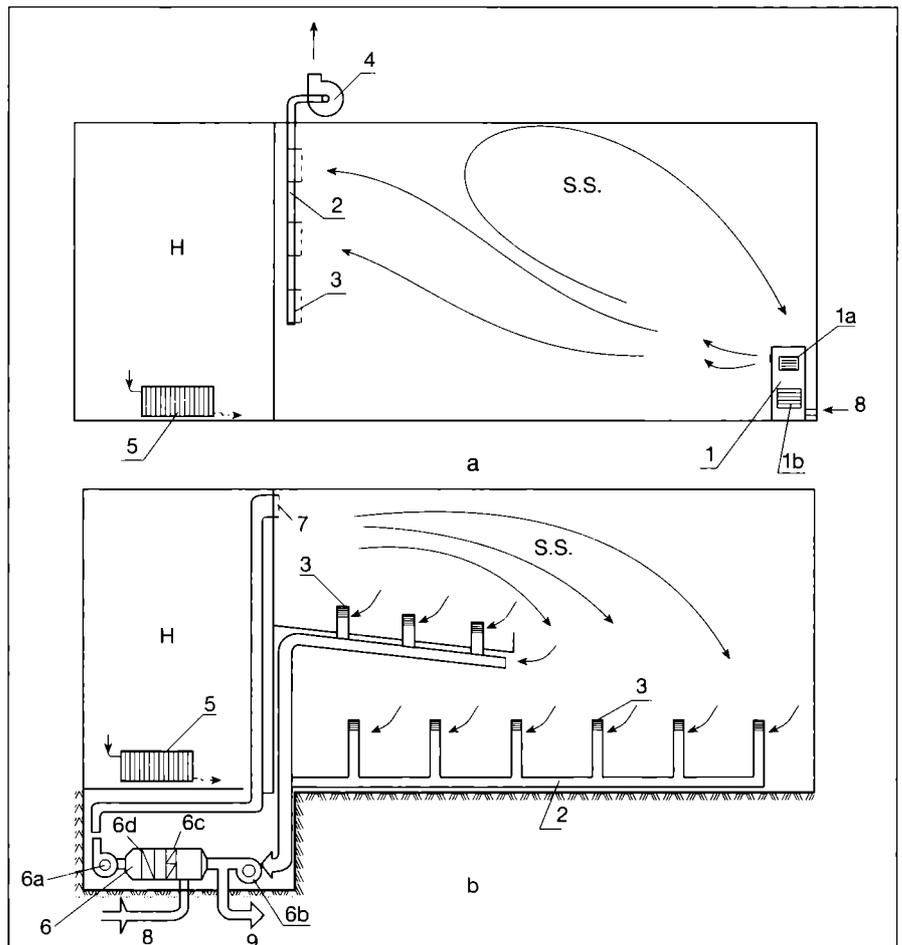


Fig. 8.2.1. Schema de principiu a instalației de încălzire la un cinematograf:

a - varianta cu generator de aer cald;

b - varianta cu cameră de tratare a aerului;

- 1 - generator de aer cald; 1a și 1b - orificii de aer recirculat și aer proaspăt;
- 2 - canal de aer viciat; 3 - orificii de absorbție aer viciat; 4 - ventilator evacuare aer viciat; 5 - corpuri de încălzire; 6 - camera de tratare a aerului;
- 6a și 6b - ventilator de introducere și evacuare aer; 6c - baterie de filtrare; 6d - baterie de încălzire; 7 - orificii de introducere aer cald; 8 - aer proaspăt;
- 9 - aer viciat; H - hol; SS - sală de spectacol.

- corpuri de încălzire: radiatoare, convectoradiatoare sau convectoare, plasate în fața pereților exteriori. Agenții termici pot fi apa caldă sau aburul de presiune joasă. Soluția prezintă dezavantajul că, în perioada rece, de utilizare a bisericii, există pericolul de îngheț al apei în instalație. Soluția este valabilă pentru biserici cu program permanent;
- cu covoare electrice montate pe grinzi, stâlpi sau bolți existente în biserică;
- aer cald cu preparare centrală și distribuție prin canale sub pardoseală. Prepararea aerului se poate face cu ajutorul unui generator de aer cald, amplasat de obicei într-o încăpere la subsol, sub altar, de unde, prin canale sub pardoseală, aerul se poate distribui în interiorul bisericii (fig. 8.3.1.)

Alegerea sistemului de încălzire depinde de mulți factori ca:

- tipul și vechimea bisericii,
- configurația arhitecturală, costul investițiilor și
- al cheltuielilor de exploatare etc.

În aglomerații urbane, încălzirea cu aer sau prin radiație, cu panouri radiante de pardoseală este de preferat. Dacă biserica face parte dintr-un complex cuprinzând clădiri de locuit, administrative etc., unde se dispune de un agent termic, se poate utiliza încălzirea centrală cu apă caldă.

Necesarul de căldură pentru clădiri cu funcționare intermitentă și cu elemente de inerție mare, din care fac parte și bisericile, se calculează aplicând relația:

$$\Phi = A_p \cdot a (\theta_i - \theta_o) + A_v \cdot U_v \cdot (\theta_i - \theta_e) \text{ [W]} \quad (8.2.1)$$

în care:

A_p - este suprafața elementelor de construcții inertiabile [m²]

A_v - suprafața elementelor de construcții vitrate [m²]

U_v - coeficientul de transmisie pentru suprafețele vitrate [W/m²·K]

θ_i - temperatura interioară [°C]

θ_o - temperatura inițială (considerată în general $\theta_o = 0$ °C);

θ_e - temperatura exterioară de calcul [°C];

a - coeficient de punere în stare de regim a instalației [W/m²·K]

Valoarea coeficientului a se calculează cu relația

$$a = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{2 \cdot z}{\sqrt{\lambda \cdot c \cdot \rho}}} \quad (8.2.2)$$

în care:

z - este timpul de punere în stare de regim (de preîncălzire) a instalației ($z = 3 \dots 4$ h), iar

$\sqrt{\lambda \cdot c \cdot \rho}$ - este caracteristica materialului din care sunt făcuți pereții. Pentru calculele practice, valoarea coeficientului „ a ” se găsește în monograma din fig. 3.4.1.

Consumul de energie anual se determină cu relația:

$$\Phi_c = \varphi \cdot \Phi \quad \text{[W]} \quad (8.2.3)$$

în care:

Φ - sunt pierderile de căldură ale clădirii calculate cu relația 8.2.1, iar

φ - un factor de utilizare a căldurii care ține seama de modul de utilizare a bisericii precum și de natura combustibilului (tab. 8.3.1.)

8.3.2. Încălzirea muzeelor

La alegerea sistemului de încălzire se au în vedere atât caracteristicile constructive și termotehnice ale clădirii cât și importanța muzeului respectiv, a obiectelor de artă pe care le adăpostește.

În cazul muzeelor cu încăperi mari ca suprafață și volum, se poate utiliza încălzirea cu aer cald sau chiar climatizarea, în funcție de condițiile din interior. Pentru încăperi cu destinație uzuală se poate utiliza încălzirea cu apă caldă cu corpuri de încălzire (radiatoare, convectoare etc.).

Sursa termică se recomandă să fie prevăzută numai pentru clădirea propriu-zisă, inclusiv anexele acesteia.

8.4. Clădiri comerciale, bănci și construcții similare

Aceste clădiri dispun de un hol central, de săli de conferințe, birouri de diverse mărimi, camere cu destinații speciale, garaje, săli de restaurante sau cantine etc.

Alegerea sistemelor de încălzire se face în funcție de destinația clădirii, de importanța ei și de posibilitățile financiare.

Este necesar ca soluțiile alese să țină seama atât de asigurarea parametrilor din interior, în perioada rece cât și în perioada caldă.

Ca soluții de încălzire se pot menționa:

- **Încălzirea cu apă caldă** cu temperatura sub 90 °C în sistem bitub sau monotub, cu circulație forțată. În funcție de mărimea clădirii și a consumatorilor pe care îi alimentează cu căldură, se recomandă realizarea mai multor rețele de distribuție, dând astfel posibilitatea ca toți consumatorii cu același regim de funcționare și cu aceiași parametri ai agentului termic să fie racordați la aceeași rețea de conducte. Se asigură astfel o repartizare a căldurii pe grupe de consumatori și o reglare calitativă și cantitativă în funcție de necesități. De asemenea, sursa termică poate fi echipată cu cazane atât pentru asigurarea încălzirii cât și pentru ventilare, climatizare și apă caldă de consum.

Schema de principiu a unei instalații de preparare și distribuție a apei calde la consumatori pentru o clădire administrativă care necesită încălzire, ventilare și apă caldă de consum este prezentată în fig. 8.4.1. Centrala termică este prevăzută cu cazane și recuperatoare de căldură. Este o soluție economică deoarece din căldura recuperată de la gazele de ardere se poate preîncălzi apa caldă de consum precum și aerul necesar ventilării. Se asigură astfel o economie importantă de combustibil și o eficiență ridicată a întregii instalații.

- **Încălzirea cu apă caldă** cu temperatura cuprinsă între 55 și 60 °C se folosește la imobile cu birouri.

Ca sistem de încălzire se folosește,

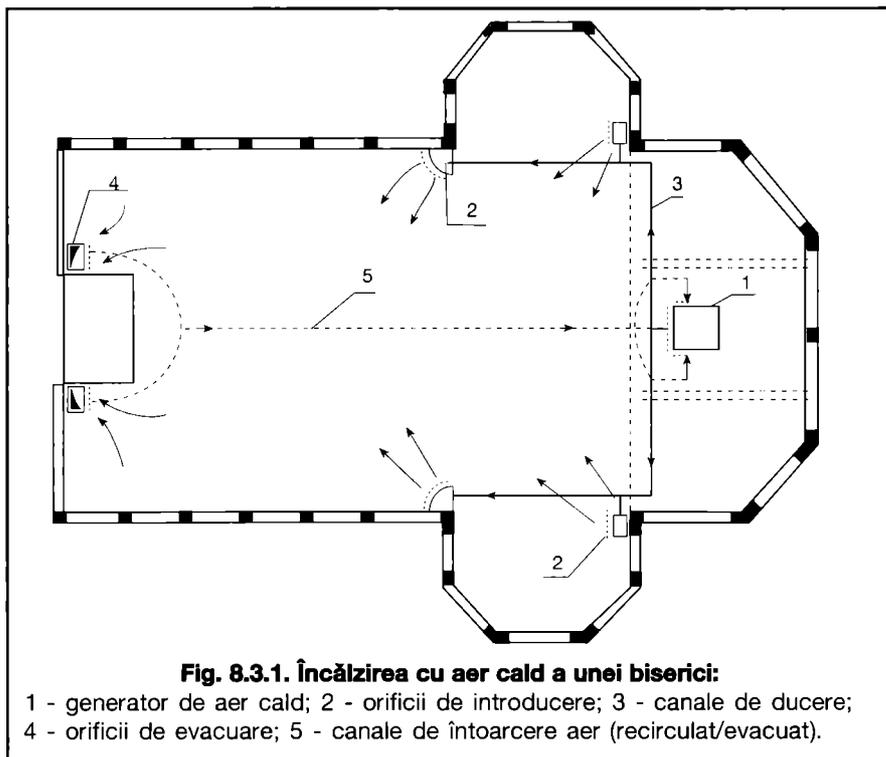


Fig. 8.3.1. Încălzirea cu aer cald a unei biserici:

- 1 - generator de aer cald; 2 - orificii de introducere; 3 - canale de ducere; 4 - orificii de evacuare; 5 - canale de întoarcere aer (recirculat/evacuat).

în general, încălzirea prin radiație de pardoseală sau de plafon. Agentul termic, în afară de cazane, mai poate fi asigurat de pompe de căldură sau din căldura recuperată.

- **Instalații de climatizare** unde, în perioada rece, se asigură încălzirea iar, în perioada caldă, răcirea aerului. Aceste instalații sunt prevăzute cu echipamente care pot asigura atât încălzirea cât și răcirea aerului (ex: instalațiile de încălzire cu ventiloconvectoare pot asigura iarna încălzirea iar vara răcirea aerului). Agentul termic este preparat într-o centrală termică și distribuit printr-o rețea de conducte la bateriile ventiloconvectoarelor, separate de cele de răcire sau comune.

De asemenea, se prevăd unități de climatizare splituri care să lucreze în pompă de căldură adică, iarna, să asigure total sau parțial încălzirea, iar, vara, să asigure răcirea.

În afara încăperilor ca: birouri, camere de dormit, coridoare, grupuri sanitare, anexe etc., unde încălzirea se poate asigura, în general, cu corpuri de încălzire, sunt și încăperi cu destinație specială ca: săli de reuniuni, holuri de intrare, săli de mese, bucătării și anexe, camere de tezaur etc., unde, de la caz la caz, se adoptă soluții comune de încălzire și ventilare sau climatizare.

Săliile de reuniuni sunt, în general, echipate cu corpuri de încălzire care asigură o temperatură de gardă între 12 și 15 °C, restul de necesar de căldură fiind completat de instalația de ventilare care asigură și o reîmprospătare a aerului din interior.

La holurile de intrare, care la clădirile moderne sunt, în majoritate, cu pereții exteriori complet vitrați, se recomandă încălzirea cu aer cald introdus prin orificii de pardoseală, în apropierea suprafețelor vitrate, sau încălzirea prin radiație prin pardoseală sau prin plafon. La deschideri mari de uși se recomandă, de asemenea, perdele de aer cald.

Săliile de mese sunt prevăzute, în general, cu corpuri de încălzire care acoperă o încălzire de bază (10...15 °C), restul de necesar de căldură fiind asigurat de instalația de ventilare sau climatizare pentru restaurantele de lux.

Bucătăriile și anexele sunt prevăzute cu radiatoare, registre etc. care, de

asemenea, asigură o încălzire de gardă, deficitul de căldură fiind acoperit de instalația de ventilare absolut necesară bucătăriilor și anexelor acestora.

Grupurile sanitare sunt încălzite, de obicei, cu radiatoare.

Camerele de tezaur sau similare acestora sunt, în general, amplasate la subsol, înconjurată de pereți groși și bine armați. Necesarul de căldură este foarte redus, de aceea se recomandă utilizarea corpurilor de încălzire electrice. Pentru camere de tezaur, importante, în care sunt depozitate valori care necesită condiții speciale de microclimă, se prevăd și instalații de ventilare sau climatizare complet independente. Gurile de introducere și evacuare sunt executate din oțel special. Aerul proaspăt este absorbit printr-o priză specială din oțel iar legătura cu interiorul se face printr-un canal circular tot din oțel, șicanat în formă de S care traversează peretele camerei. Se asigură o recirculare a aerului cald de ordinul a 2 până la 3 schimburi pe oră.

8.5. Spitale

Spitalele sunt clădiri cu caracter special întrucât, pe lângă necesarul de căldură pentru încălzire, solicită și alte cantități de căldură sub diverse forme (abur, apă caldă etc.) pentru procesele tehnologice ce se desfășoară în interior. La stabilirea soluțiilor și a puterii termice a sursei de căldură este necesar să se țină seama de toți consumatorii, de natura și ponderea lor.

Costul căldurii într-un spital reprezintă un procentaj de cca 70% din cheltuielile de exploatare globale; de aceea este necesară studierea cât mai detaliată a tuturor factorilor care intervin în stabilirea necesarului de căldură, de producerea căldurii și a modului ei de distribuție.

Spitalele se pot clasifica după mai multe criterii:

- după tipul de construcție:

- clădiri joase, desfășurate pe orizontală (pavilioane), cu un număr redus de niveluri;
- clădiri înalte, desfășurate pe verticală, cu un număr mare de niveluri;

- după numărul de paturi:

- spitale mici, până la 100 de paturi;
- spitale medii, între 100 și 500 paturi;
- spitale mari, peste 500 de paturi;

- după destinație:

- policlinici;
- spitale specializate (maternități, neurologie, sanatorii etc.);
- spitale generale;
- centre de cercetare pe specialități.

Spitalele, după mărime, destinație și importanța lor, necesită cantități de căldură cu temperaturi și presiuni diferite ca, de exemplu, pentru:

- instalații de încălzire: apă caldă cu diferite temperaturi în funcție de sistemul de încălzire ales;

- instalații de ventilare: apă caldă sau abur;

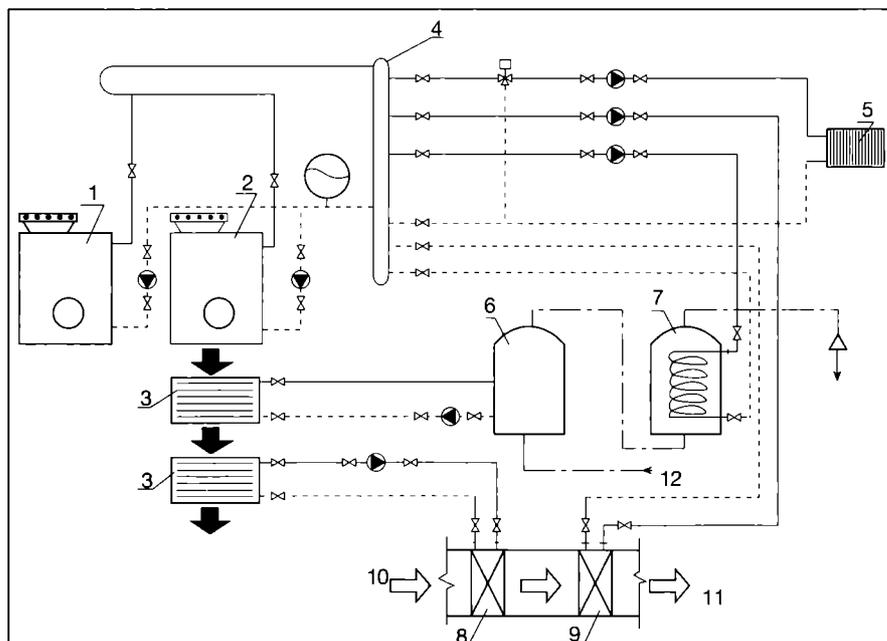


Fig. 8.4.1. Schema unei centrale termice pentru o clădire administrativă:

1 - cazan; 2 - cazan cu condensare; 3 - recuperatoare de căldură; 4 - butelie de egalizare a presiunii; 5 - consumator de încălzire; 6 - rezervor de preîncălzire a apei; 7 - boiler cu preparare rapidă; 8 - baterie de preîncălzire a aerului; 9 - baterie de reîncălzire a aerului; 10 - aer rece; 11 - aer cald; 12 - apă rece.

Tabelul 8.3.1. Valorile factorului φ de utilizare a căldurii

Natura combustibilului	Modul de asigurare a încălzirii	
	duminica	permanent
gaze naturale	0,090...0,110	0,26...0,31
lichid	0,035...0,043	0,11...0,13
cărbune	0,070...0,090	0,21...0,26
energie electrică	0,350...0,430	1,00...1,30

- instalațiile de preparat apă caldă de consum: apă caldă sau abur;
- operațiuni de dezinfectare și sterilizare: abur cu presiune cuprinsă între 2 și 4 bar;
- deshidratări și aparate speciale: abur cu presiunea cuprinsă între 10 și 14 bar;
- spălătorie și călcătorie: abur cu presiunea cuprinsă între 2 și 4 bar;
- bucătărie: abur cu presiunea de 0,5 bar.

Întrucât la spitale energia termică este solicitată sub diverse forme (apă caldă, abur, aer cald), cu parametri diferiți și cu un program destul de variat, este necesară asigurarea unei bune gestiuni a acestei energii urmărindu-se, în deosebi, posibilitățile de recuperare a căldurii reziduale și de refolosire a ei în diversele procese tehnologice. Se apreciază că posibilitățile de reducere a consumurilor termice se află undeva între 40 și 50 %, aceasta, ca urmare a recuperării căldurii din aerul viciat, din gazele de ardere ale cazanelor, din circuitele de răcire ale grupurilor frigorifice, din purja sau condensatul nerecuperabil al cazanelor și circuitelor de abur, din apele uzate evacuate de la spălătorii și bucătării.

8.5.1. Microclimatul în spitale

În spitale se impun anumite exigențe specifice climatului interior:

- temperaturi ale aerului interior mai ridicate (frecvent peste 22 °C în camerele bolnavilor);
- control al umidității aerului în încăperile de înaltă tehnicitate (săli de operație, săli post operatorii etc.);
- exigență în ceea ce privește puritatea aerului (se interzice recirculația aerului).

În tabelul 8.5.1. sunt prezentate, pe categorii de importanță, limitele superioare ale temperaturii aerului la încăperile dintr-un spital.

De asemenea, pentru încăperile dintr-un spital care au caracter administrativ se recomandă:

- în perioada de lucru $\theta_i = 18...20$ °C;
- în perioada de nefolosire temporară (24...18 ore), $\theta_i = 16$ °C;
- în perioada de nefolosire prelungită

Denumirea încăperii	Cantitatea de aer proaspăt [vol/h]
Cabinete de pediatrie	2
Laboratoare	4...6
Camere de anestezie	5
Camere de bolnavi contagioși	8
Săli de reanimare	5
Săli de operație	6...20

(peste 48 ore), $\theta_i = 8$ °C.

În cazul în care se adoptă încălzirea cu aer cald, este necesară asigurarea unei cantități minime de aer proaspăt, în funcție de destinația încăperii (tab. 8.5.2.)

8.5.2. Sisteme de încălzire

Se utilizează sistemele de încălzire: cu corpuri de încălzire, cu aer cald și prin radiație.

- *Sistemul cu corpuri de încălzire* este cel mai utilizat. Agentul termic este apa caldă cu temperatura maximă de 80 °C. Schema generală de distribuție este inelară sau arborescentă, verticală (inferioară sau superioară) cu una sau două conducte.

În cazul spitalelor înalte, cu multe niveluri, este necesară distribuția pe zone; soluția de amplasare a conductelor orizontale de distribuție în subsol sau într-un etaj tehnic se stabilește printr-o analiză tehnico-economică, luând în considerare toate instalațiile și construcțiile aferente.

Se folosesc corpurile de încălzire cu cele mai mici posibilități de depozitare a prafului ca, de exemplu, radiatoarele.

- *Sistemul cu aer cald* se poate adopta atunci când sistemul cu corpuri de încălzire nu mai asigură necesarul de căldură sau în cazul în care se prevede și ventilarea mecanică, a încăperilor. La instalațiile de încălzire cu aer cald, combinate cu ventilarea se recomandă recuperarea căldurii conținute

în aerul viciat evacuat și utilizarea acestuia pentru încălzirea aerului proaspăt introdus.

- *Sistemul de încălzire prin radiație* se realizează cu panouri radiante de pardoseală sau plafon. Utilizarea acestui sistem este recomandată la încăperile cu înaltă tehnicitate medicală precum și în saloanele de bolnavi.

8.5.3. Sursa termică

Echipamentele care asigură necesarul de căldură pentru un spital depind de mărimea și destinația lui.

La spitalele mici se prevăd cazane de apă caldă pentru încălzire și preparat apă caldă de consum. Numărul și puterea lor termică se alege astfel încât, dacă unul din cazane s-a defecțat, cele rămase în funcțiune să sigure necesarul de căldură maxim atât în perioada de iarnă cât și în perioada de vară. În locul cazanelor de abur necesare pentru nevoile tehnologice (spălătorie, bucătărie, sterilizare etc.) care, în general, sunt mici și care pot ridica mult investițiile, se recomandă utilizarea unor utilaje care pot folosi gazele naturale sau energia electrică. Cât privește instalațiile de climatizare care necesită căldură, ele pot fi deservite de cazanele de apă caldă cu care este utilată sursa termică.

La spitalele medii, sursa termică trebuie prevăzută în funcție de necesități, cu întregul echipament. Ca și la spita-

Tabelul 8.5.1. Limitele superioare ale temperaturilor interioare la spitale

Categoria	Denumirea încăperii	Limita superioară a temperaturii θ_i [°C]
1	Încăperi unde temperatura interioară constituie un mijloc de tratament sau investigație	Se stabilește de medicul specialist
2	Încăperi cu înaltă tehnicitate medicală: - intervenții chirurgicale - intervenții obstetrice - reanimare - supraveghere continuă - săli cu noi născuți - izolări speciale - radiologie	26
3	Încăperi în care pacienții sunt total sau parțial dezbrăcați - săli de consultații - birouri medicale - săli de cercetare, de explorare, de tratamente, de prelevări de probe - grup sanitar, dușuri și băi	24
4	Încăperi cu alte destinații - camerele bolnavilor - camere de gardă	24 (în medie 22)

lele mici, se prevăd cazane de apă caldă pentru încălzire, ventilare și prepararea apei calde de consum care pot funcționa cu combustibil lichid sau gazos, după posibilități. Alegerea se face astfel încât, prin defectarea unui cazan, cele rămase în funcțiune să asigure necesarul maxim de căldură în perioada rece. Se recomandă prevederea de recuperatoare de căldură pe circuitul de evacuare a gazelor de ardere de la cazane. Pentru nevoile tehnologice se recomandă utilizarea unor cazane de abur cu presiune ridicată (după necesități) având posibilități de reducere a presiunii în funcție de cerințele consumatorilor. Se are în vedere calitatea vaporilor de apă care, pentru instalațiile de sterilizare și de umidificare a aerului, trebuie să corespundă normelor sanitare. De aceea, este necesar ca pentru producerea aburului să se folosească schimbătoare de căldură executate din oțel inoxidabil.

La spitalele mari, nevoile de energie termică, frigorifică și electrică sunt importante și destul de variabile atât în cursul unei zile cât, mai ales, în cursul unui an. Este necesar un studiu pentru stabilirea necesarului și formei de energie, a modului de producere și de repartiție. Spitalele mari impun existența unei surse proprii de energie termică, cu posibilități de producere a căldurii la un nivel de temperatură ridicat (80 la 100 °C). De asemenea, mașinile frigorifice pot fi echipate cu motoare cu combustie, de unde se poate obține căldură cu temperatura de la 60 la 65 °C. În ambele cazuri se analizează posibilitatea recuperării căldurii și utilizării ei în diversele instalații (încălzire, ventilare, apă caldă de consum).

La alegerea echipamentului sursei termice se ține seama de faptul că procesele tehnologice au ponderea cea mai mare, ele solicitând cantități importante de căldură sub formă de apă caldă, fierbinte sau abur, la temperaturi și presiuni diferite.

Soluțiile posibile sunt cu:

- cazane de abur cu presiune înaltă, având posibilități de asigurare a căldurii sub diferite forme, la consumatori utilizând schimbătoare de căldură și reductoare de presiune;
- cazane de apă fierbinte, cu posibilități de asigurare a căldurii sub diferite forme, la consumatori utilizând schimbătoare de căldură;
- cazane de abur cu presiune medie pentru consumatorii tehnologici și cu cazane cu apă caldă pentru încălzire și, eventual, pentru ventilare și climatizare.

Schema principală a unei surse termice pentru un spital mare în care agentul termic principal este aburul de presiune ridicată (8 la 14 bar) preparat

în cazane speciale, distribuit la consumatori tehnologici (deshidratări, sterilizări, spălătorii, bucătării etc.); la consumatorii de încălzire, ventilare, climatizare și la consumatorii de apă caldă de consum este prezentată în fig. 8.5.1.

8.5.4. Consumuri de energie termică

La spitale, consumul de energie termică depinde de mulți factori:

- număr de paturi,
- tipul și numărul de unități specializate,
- tipul de clădire,
- gradul de utilare,
- posibilități de recuperare a căldurii etc.

Pentru instalațiile de încălzire, consumurile de căldură au la bază metodele obișnuite de determinare a necesarului de căldură, ținând seama că regimul de funcționare la un spital este continuu, cu reducere în perioada nopții.

Pentru instalațiile de ventilare și climatizare se are în vedere că la spitale este interzisă recircularea aerului; practic, se adoptă soluția cu 100% aer proaspăt. De aceea, pentru reducerea consumurilor de căldură pentru încălzirea aerului proaspăt se prevăd recuperatoare de căldură care pot asigura preîncălzirea aerului rece, preluând căldura de la aerul cald evacuat în exte-

rior. Debitele de aer variază între 5 și 25 m³/h·m² de suprafață utilă.

Pentru instalațiile de preparare a apei calde de consum se poate considera un consum de 115 la 225 l/zi-pat, apă de 60 °C.

Pentru calcule estimative, se pot considera următoarele consumuri de căldură:

- încălzire 2,5...5 kW/pat,
- ventilare și climatizare: 2...12 kW/pat,
- apă caldă de consum: 1...2 kW/pat,
- nevoi tehnologice: 2,5...5 kW/pat.

8.6. Săli de sport

Clădirile care adăpostesc sălile de sport sunt foarte diferite întrucât forma, mărimea și elementele componente depind de probele sportive care se desfășoară în incinta lor. De asemenea, se are în vedere că, în afara concursurilor și antrenamentelor care se desfășoară în sălile de sport, aici pot fi organizate și expoziții, reuniuni etc. Rezultă de aici că orarul de funcționare la aceste tipuri de clădiri este foarte variat.

Majoritatea sălilor de sport cuprind, în afara sălii propriu-zise unde se desfășoară competițiile sportive, și o serie de anexe (birouri, săli de antrenament, magazine, cabine ale sportivilor etc.).

Sălile de sport, după modul în care se desfășoară competițiile sportive, se

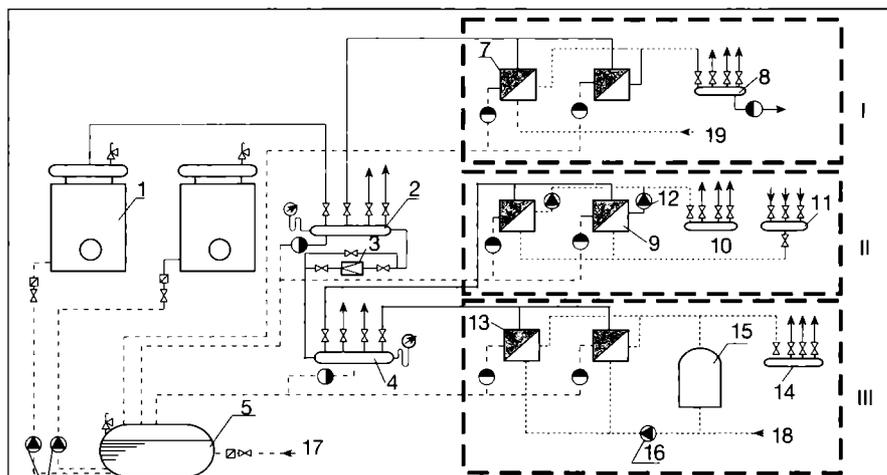


Fig. 8.5.1. Schema de principiu a unei surse termice pentru un spital cu peste 500 de paturi prevăzută cu cazane de abur de presiune înaltă:

I - gospodăria de abur pentru consumatorii tehnologici; II - gospodăria de abur pentru încălzire, ventilare și climatizare; III - gospodăria de abur pentru preparat apă caldă de consum;

- 1 - cazan de abur; 2 - distribuitor de abur de presiune înaltă; 3 - reductor de presiune; 4 - distribuitor de abur de presiune medie; 5 - rezervor de condensat; 6 - pompe pentru pomparea condensatului; 7 - schimbătoare de căldură pentru nevoi tehnologice; 8 - distribuitor de abur; 9 - schimbătoare de căldură cu plăci pentru încălzire și ventilare; 10 și 11 - distribuitor și colector de apă caldă; 12 - pompe de circulație apă caldă; 13 - schimbătoare de căldură cu plăci pentru preparat apă caldă de consum; 14 - distribuitor apă caldă de consum; 15 - rezervor de acumulare; 16 - pompă de circulație; 17 - apă tratată; 18 - apă rece; 19 - apă rece demineralizată.

împart în două categorii:

- pe suprafețe uscate - săli de sport comune;
- pe suprafețe umede - piscine, patinoare.

8.6.1. Săli de sport comune

Încălzirea spațiilor din sălile de sport se face diferențiat:

- pentru sala propriu-zisă, adoptând soluția cu aer cald;
- pentru anexe, adoptând soluția cu corpuri de încălzire, ventiloconvectoroare și, chiar, încălzire prin radiație de pardoseală.

Sursa termică cuprinde echipamentele necesare pentru asigurarea agenților termici pentru încălzire, ventilare, apă caldă de consum (băi, dușuri, bucătării etc.). Agenții termici sunt apa caldă cu temperatura până la 90 °C sau aburul de presiune joasă cu presiunea până la 1,7 bar.

În fig. 8.6.1 este prezentat modul de încălzire a unei săli de sport prevăzută cu tribune laterale. Clădirea este prevăzută cu toate echipamentele necesare preparării și distribuției aerului cald. Stația de tratare a aerului și centrala termică sunt amplasate în încăperi special amenajate la subsol. Introducerea aerului se face prin gradene, sub acestea fiind prevăzute camere de presiune, alimentate cu aer cald.

În fig. 8.6.2 este prezentată o sală de sport având 4000 m², care cuprinde săli de gimnastică, de judo, scrimă, culturism etc. Este desfășurată pe 6 niveluri, iar echipamentul instalațiilor care asigură microclimatul din interior este, în totalitate, bazat pe energia electrică. Încălzirea, răcirea și prepararea apei calde de consum sunt asigurate de o pompă de căldură apă-apă reversibilă cu o putere de 366 kW/frig și 463 kW/cald. Sala de gimnastică este echipată cu ventiloconvectoroare iar birourile și anexele cu corpuri de încălzire. Foaierul principal care are o suprafață de 350 m² este încălzit cu panouri radiante de pardoseală. De asemenea, sala principală de sport (1200 m²) este

încălzită prin radiație cu panouri radiante de pardoseală. În toate sălile de sport se asigură o ventilare mecanică cu împropătare de aer.

Puterea instalată repartizată pe prin-

cipalele echipamente ale instalației este următoarea:

- iluminat = 60 kW;
- pompa de căldură = 136 kW;
- tratarea aerului și evacuarea lui = 15 kW;

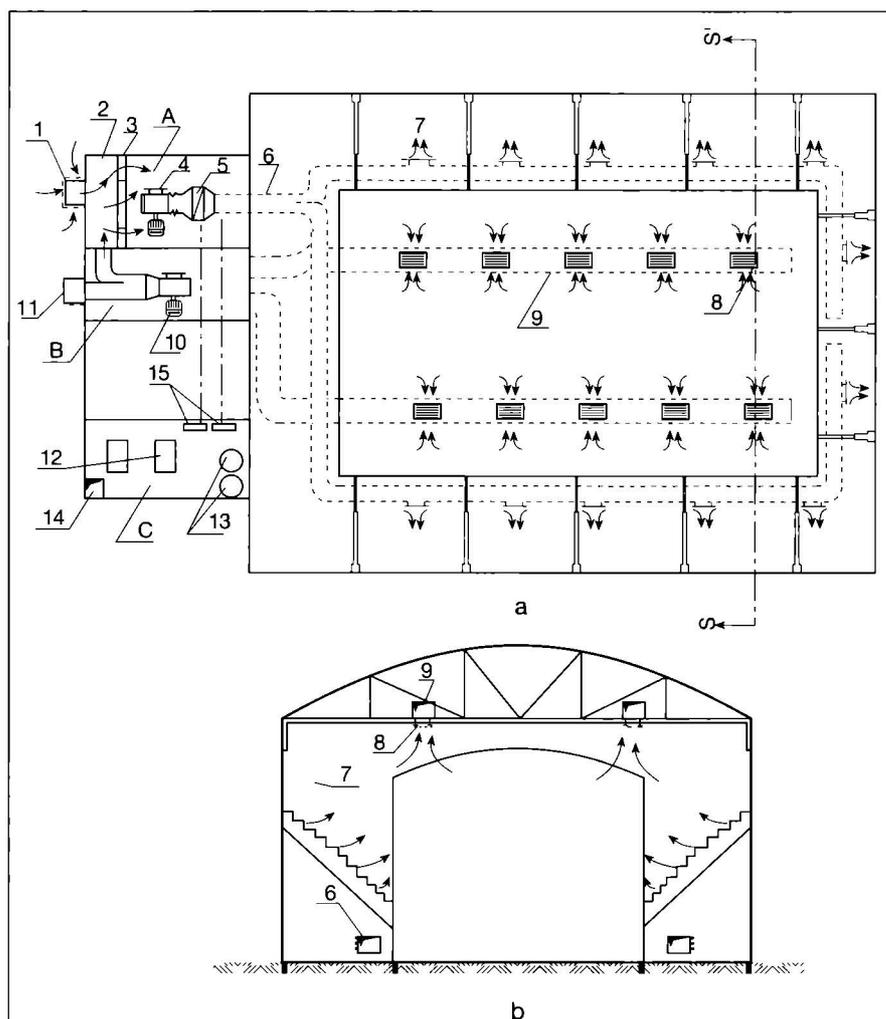
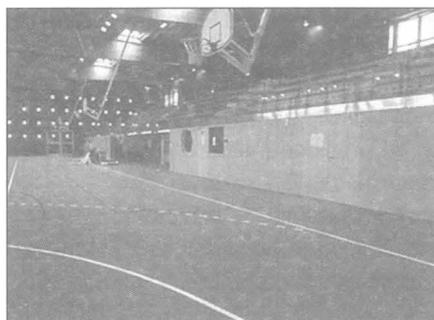


Fig. 8.6.1. Încălzirea cu aer cald a unei săli de sport:

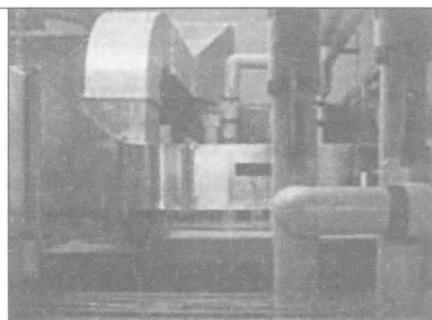
a - plan; b - secțiunea S-S';

A - camera de tratare a aerului; B - camera de absorbție a aerului din interior; C - centrala termică.

- 1 - priză de aer proaspăt; 2 - camera de amestec; 3 - baterie de filtrare;
- 4 - ventilator de introducere; 5 - baterie de încălzire; 6 - canal de aer cald;
- 7 - orificii de introducere sub gradene; 8 - orificii de absorbție; 9 - canal de evacuare;
- 10 - ventilator de evacuare; 11 - priză de evacuare aer viciat;
- 12 - cazane; 13 - boilere; 14 - coș de fum; 15 - distribuitor/colector.



a - vedere din sala de sport;



b - vedere din camera de tratare a aerului;



c - tabloul general de vizualizare și comandă.

Fig. 8.6.2. Sală de sport pentru anii 2000:

- apa caldă de consum = 15 kW.

O gestiune tehnică centralizată asigură reglarea, programarea și delestajul tuturor instalațiilor de încălzire, răcire, ventilare, iluminare etc.

8.6.2. Piscine

Piscinele sunt spații construite ca baze sportive sau de agrement, acoperite sau descoperite. Problemele termice se referă la: încălzirea apei din bazin; încălzirea sălii propriu-zise, inclusiv anexele, ventilarea și asigurarea cu apă caldă a dușurilor. Încălzirea apei din bazin se realizează cu aparate în contracurent, alimentate cu apă caldă de la o centrală termică (fig. 8.6.3).

Încălzirea aerului necesar încălzirii și ventilării sălii se realizează cu baterii de încălzire alimentate cu apă caldă. Necesarul de căldură pentru o piscină este acoperit în proporție de 50...60% cu corpuri de încălzire, restul cu aer cald.

Prepararea apei calde pentru dușuri se face în schimbătoare de căldură cu și fără acumulare de căldură.

La piscine și, în special, la cele destinate concursurilor se recomandă realizarea unei încălziri prin pardoseală a suprafeței din jurul bazinului, pentru a o păstra cât mai uscată.

Necesarul de căldură pentru piscine

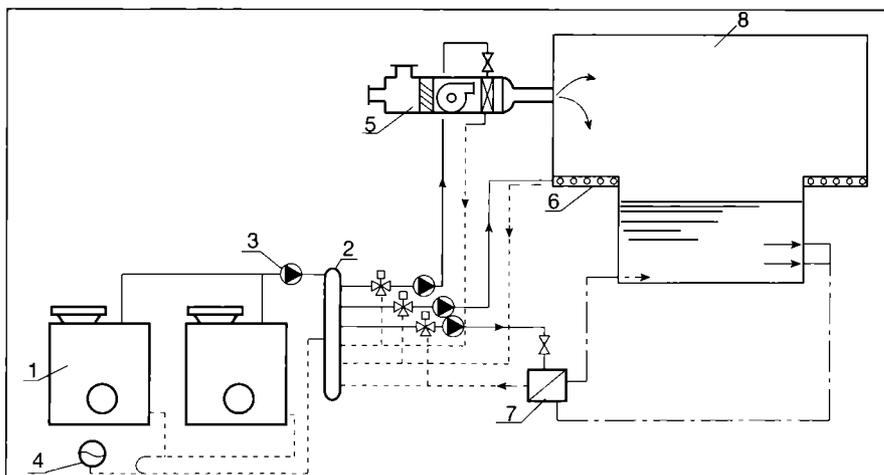


Fig. 8.6.3. Schema de principiu a unei instalații de încălzire și ventilare la o piscină publică:

1 - cazane de apă caldă; 2 - baterie de egalizare a presiunii; 3 - pompă de circulație; 4 - vas de expansiune; 5 - cameră de tratare a aerului; 6 - panouri de pardoseală; 7 - schimbător de căldură cu plăci; 8 - piscină.

depinde de: tipul construcției, suprafața bazinului, volumul de apă din bazin, numărul de dușuri, de spectatori etc.

Pentru calculele practice, se au în vedere datele tehnice din tabelul 8.6.1.

Repartizarea debitelor de căldură specifice pe consumatori, raportați la 1 m² de suprafață a bazinului, este dată în tabelul 8.6.2.

În diagrama din fig. 8.6.4. se pot citi,

orientativ, consumurile termice zilnice, medii, pentru piscine deschise și piscine private din cadrul hotelurilor.

8.7. Clădiri industriale

Clădirile industriale datorită specificului lor, pun probleme deosebite privind asigurarea climatului din interiorul încăperilor. Se are în vedere că sunt clădiri unde procesele tehnologice nu impun condiții speciale de asigurare a temperaturilor în interior, unele chiar nefiind încălzite. Sunt clădiri care nu numai că necesită încălzirea încăperilor, dar solicită asigurarea unui climat deosebit, fiind necesar în acest caz ca încălzirea să fie combinată cu climatizarea.

În general, sistemele de încălzire depind de specificul clădirii, de procesul tehnologic, și de dimensiunile acesteia.

Se pot utiliza atât sistemele de încălzire statice (radiatoare, registre, panouri radiante etc.) cât și sistemele de încălzire dinamice (aeroterme, generatoare de aer cald) independente sau în combinații cu ventilarea.

Clădirile cu gabarite reduse pot fi încălzite utilizând echipamente clasice, ca și la clădirile terțiare, radiatoare, convectoare, registre, folosind apă caldă, aburul, sau energia electrică.

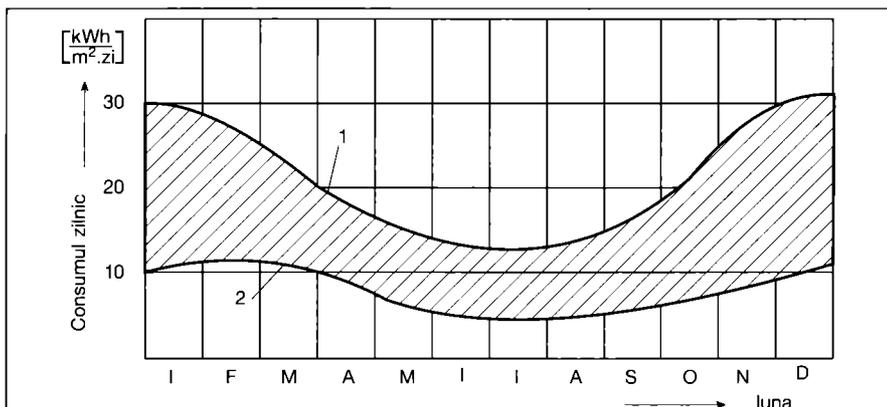


Fig. 8.6.4. Consumurile de căldură zilnice medii specifice pentru piscine:

1 - piscine acoperite; 2 - piscine de hotel.

Tabelul 8.6.1. Date tehnice privind piscinele

Denumirea	Valoarea
- temperatura apei	+28 °C
- temperatura aerului	+27 °C
- umiditatea relativă maximă	70%
- debitul specific minim de aer proaspăt	10 m ³ /h·m ²
- suprafața pardoselii cabinelor de dezbrăcare	0,5 m ² /m ²
- suprafața pardoselii holului de intrare	0,2 m ² /m ²
- suprafața încăperilor anexe	0,1 m ² /m ²
- numărul de dușuri	0,08 buc/m ²
- numărul de zile de funcționare	300 zile
- numărul de ore de funcționare/zi	12 h/zi
- necesarul de apă rece	50 kg/m ² ·zi

Obs. Raportarea se face la 1 m² de suprafață a bazinului

Tabelul 8.6.2. Repartizarea debitelor de căldură specifice pe consumatori

Denumirea consumatorului	Debitul de căldură specific [kW/m ²]	Procente
- evaporarea apei	0,16	3
- încălzire	0,92	31
- ventilare	0,76	26
- apă de adaos	0,13	4
- dușuri	1,03	36
Total	3,00	100

Clădirile cu gabarite mari, cu lungimi și lățimi de peste 10m și mai ales cu înălțimi mari, pot utiliza o gamă foarte variată de echipamente de încălzire, urmărindu-se pe lângă asigurarea desfășurării în bune condițiuni a procesului tehnologic și climatul optim din interior.

În tabelul 8.7.1 sunt indicate diferite sisteme de încălzire ce pot fi adaptate la clădirile industriale.

Clădirile industriale înalte ($h > 5m$) se echipează, din motive energetice cu sisteme de încălzire prin radiație, și în anumite cazuri cu instalații cu aer cald.

Clădirile industriale cu înălțime mică sau dispuse pe mai multe niveluri pot utiliza atât sistemele clasice de încălzire cât și încălzirea cu aer cald necentralizată sau racordată la un generator de aer cald de canale centrale.

Pe lângă aspectele tehnice și tehnologice la alegerea sistemului de încălzire a clădirilor industriale trebuie avut în vedere și costul instalațiilor. Pentru a lua o decizie, nu este suficientă compararea numai a costurilor de investiții și de exploatare de (energie), ci trebuie să se țină seama, mai ales la instalațiile mari, de un calcul economic cu o primare corespunzătoare a costurilor

generale ce pot apărea în cadrul duratei de viață preconizate a instalației. Important este ca în acest calcul dinamizat, să se poată ține seama de dezvoltarea ulterioară a costurilor în industrie, a pieții energiei și amortizărilor de capital.

Metodele de calcul economic sunt furnizate în mod simplificat în normele germane, prin metode de calcul al investițiilor, sub forma calculului unităților, calculului valorii capitalului, calculului valorii nete sau alte metode discontinue (în special pentru instalațiile consumatoare de căldură). Spre exemplificare, în tabelul 8.7.2, sunt date costurile medii ale energiei de încălzire a sistemelor individuale la nivelul anului 2005. Datele țin seama de costurile pe m^2 și pe cele ale suprafeței halei la o temperatură a încăperilor de $18^\circ C$.

Cât privesc costurile de investiții,

este greu de precizat întrucât ele depind în cea mai mare măsură de datele existente ale clădirii și de destinația ei. Orientativ, din aceeași sursă germană, pentru o primă evaluare a variantelor de sistem, luând ca mărime suprafața halei în m^2 , costurile la nivelul anului 2000 sunt:

- pentru încălzire cu aer cald 28...60 Euro/ m^2
- pentru încălzire prin radiație 25...57 Euro/ m^2 .

Aceste valori au valabilitatea pe o anumită perioadă, în condițiile respective privind piața de energie și de capital. Practica arată că, o modernizare din punct de vedere tehnic, poate fi și din punct de vedere economic: timpul de amortizare este de 2-3 ani și prin aceasta se află la $1/5...1/8$ din durata de viață estimată a unei instalații de încălzire.

Tabelul 8.7.2. Costurile medii ale energiei de încălzire la halele industriale

Sistemul de încălzire	Costurile medii ale energiei Euro/ m^2 an
Încălzire necentralizată cu aer cald	18...23
Încălzire centralizată cu aer cald cu canale de aer	19...28
Încălzire cu radianți cu gaze	14...18
Încălzire cu tuburi radiante	15...22

Tabelul 8.7.1. Sisteme de încălzire la clădirile industriale

	înălțime hală [m]	Transmisia căldurii		Desfășurare proces tehnologic		Utilizare pentru alți consumatori		Fluidul încălzitor		Energie primară	
		radiație	convecție	centralizat	descendentalizat	apă caldă de consum	racire climatizare	apă aer	electrică	combustibili rețele	termo-dinamic
Panouri încălzitoare electrice	$h < 20$	•			•					•	
Panouri încălzitoare cu apă caldă	$h < 20$	•		•		•	•	•		•	•
Radianți electrici	$h < 20$	•			•					•	
Panouri încălzitoare electrice	$3 < h < 12$	•									
Pardoseli încălzitoare electrice	$h < 6$	•			•					•	
Panouri radiante cu infraroșii scurte (IRC)	$h < 15$	•			•					•	
Panouri radiante luminoase	$h < 20$	•			•					•	•
Tuburi radiante	$5 < h < 15$	•			•						•
Panouri și tuburi radiante cu agent termic	$5 < h < 15$	•		•		•	•	•			•
Generatoare de aer cald	$3 < h < 6$		•		•				•		•
Aeroterme	$4 < h < 6$		•	•	•	•	•	•	•	•	•
Instalații aeraulice	indiferent		•	•	•	•	•	•	•	•	•
Ventilo-convectoare	$h < 4$		•	•	•	•	•	•	•	•	•
Radiatoare Registre	$h < 3,5$	•	•	•		•		•		•	
Convectoare electrice	$h < 3$		•		•				•		



I. Instalații de încălzire

Capitolul

9

Exploatarea și întreținerea instalațiilor de încălzire



9.1. Reglementări privind exploatarea și întreținerea instalațiilor de încălzire

Exploatarea și întreținerea instalațiilor de încălzire pe întreaga durată de funcționare se fac corespunzător unor reglementări tehnice specifice: legi, hotărâri, decrete, ordonanțe, normative, instrucțiuni, reglementări, standarde etc.

Legile, hotărârile, decretele și ordonanțele creează cadrul legislativ privind exploatarea și întreținerea instalațiilor de încălzire; ele sunt în principal următoarele: Legea nr. 10/1995 - privind calitatea în construcții, Legea 137/1995 - privind protecția mediului, H.G. 273/1994 - Regulamentul de recepție a lucrărilor de construcții și instalații cu anexa: Cartea tehnică a construcției, H.G. 425/1994 - Regulamentul privind acordul tehnic pentru produse, H.G. 166/1994 - Hotărârea privind durata normată de funcționare a mijloacelor fixe etc.

Exploatarea și întreținerea instalațiilor de încălzire este reglementată de I 13/1 „Normativ pentru exploatarea instalațiilor de încălzire centrală” și de o serie de alte prescripții specifice:

- prescripții tehnice ISCIR (C 1 - proiectarea, execuția, montarea, repararea, instalarea, exploatarea și verificarea cazanelor de apă fierbinte, C 30 - idem - cazane mici de abur, C 31 - idem - cazane de abur de joasă presiune și apă caldă, C 4 - idem - recipiente metalice sub presiune, C 38 - proiectarea și execuția instalațiilor de automatizare pentru cazane de abur, C 15 - montarea, exploatarea și verificarea conductelor de abur și apă fierbinte sub presiune, C 18 - regimul chimic al generatoarelor de abur și apa fierbinte, CR 9 - autorizarea sudorilor care execută lucrări de reparare și montare a instalațiilor sub presiune etc.);
 - prescripții tehnice RENEL (PE 204 - exploatarea punctelor termice, PE 215 - exploatarea rețelelor de termoficare, PE 227 - exploatarea gospodăriilor de combustibili solizi, lichizi și gazeți, PE 221 - recepția și punerea în funcțiune a rețelelor de termoficare etc.);
 - norme generale de prevenire și stingere a incendiilor pe durata execuției, reparației instalațiilor de încălzire.
- Ghid de proiectare, execuție și exploatare a centralelor termice mici - GP 51-2000.

La alte categorii de instalații aferente instalațiilor de încălzire vor fi utilizate reglementările specifice ale acestora, I 5, I 6, I 7, I 33 etc.).

Pentru exploatarea elementelor componente ale instalațiilor de încălzire se

utilizează standarde specifice (pentru conducte, pompe, rezervoare, schimbătoare de căldură, corpuri de încălzire, aparate și armături, dispozitive de siguranță, fittinguri, materiale de etanșare și de izolare etc.).

Pentru aparatura și materialele din import se utilizează agrementele tehnice specifice.

9.2. Punerea în funcțiune a instalațiilor

Se face după ce acestea au fost supuse unor verificări, încercări și probe care să confirme că instalațiile sunt etanșe, se comportă satisfăcător, rezistă mecanic la temperatura nominală a agenților termici și realizează parametrii proiectați.

Verificările se pot face atât pentru întreaga instalație cât și pentru părți din instalație, când acest lucru este posibil.

Se execută verificări atât la instalațiile propriu-zise și auxiliare, cât și la părțile de construcții aferente instalațiilor.

Instalațiile de încălzire noi sau la care s-au făcut reparații capitale se verifică și se încearcă înaintea punerii în funcțiune. Utilajele, aparatura și diversele materiale utilizate în instalații vor avea agremente tehnice sau, după caz, de calitate care să le ateste calitățile și caracteristicile. La verificările prelabile se are în vedere în primul rând:

- concordanța instalațiilor cu proiectul de execuție; concordanța caracteristicilor aparaturii și utilajelor montate cu cele indicate în proiect; dimensiunile și calitatea materialelor care compun instalațiile (tevi, armături, fittinguri, suporturi, materiale termoizolatoare și de protecție etc.); pozițiile și amplasarea echipamentelor; pozițiile și caracteristicile elementelor de automatizare de comandă și execuție; pozițiile conductelor corespunzător proiectului de execuție (cote de montare, pante etc.).

De asemenea, se verifică totodată: existența documentației prevăzută în Prescripțiile Tehnice I.S.C.I.R pentru părți din instalații care fac obiectul acestor prescripții (ex.: Cartea tehnică a construcției, plăcile de timbru la cazane și schimbătoare de căldură) și existența proceselor verbale de lucrări ascunse executate în diversele etape ale lucrării.

Încercările utilajelor, aparaturii și materialelor se fac de către producători și sunt specificate în certificatele de calitate care însoțesc produsele iar, după montarea în instalații, ele vor fi încercate în vederea verificării funcționării și a efectuării anumitor corecții de funcționare. Utilajele din instalații prevăzute cu elemente în mișcare se pot încerca racordate sau nu la instalație.

În timpul încercărilor de funcționare a utilajelor se efectuează și o serie de reglări ale acestora sau ale pozițiilor de montare, urmărindu-se și funcționarea elementelor auxiliare (electrice, automatizare, de siguranță etc.).

Instalațiile de încălzire se supun, de asemenea, la o serie de probe necesare verificării asigurării nivelurilor minime de performanță referitoare la cerințele de calitate. Probele se efectuează pentru întreaga instalație sau pentru porțiuni din instalație, dacă acest lucru este posibil.

Probele la care se supun instalațiile de încălzire sunt:

- la rece, la cald,
- de eficacitate,
- de funcționare.

Unele probe pot fi efectuate împreună (ex. proba de eficacitate poate să coincidă cu cea la cald).

Proba la rece se execută în scopul verificării etanșeității și rezistenței mecanice a instalațiilor de încălzire. Se realizează prin supunerea instalației de încălzire la o anumită presiune utilizând, de regulă, apa rece; pentru anumite instalații sau părți de instalații se admite pentru probe și utilizarea aerului.

În vederea constatării rezultatelor, probele la rece se fac înainte de a executa izolarea termică a conductelor sau utilajelor, finisajele, mascarea conductelor sau înainte de a astupa șanțurile sau a închide canalele termice.

Proba la cald se execută în scopul verificării etanșeității, a modului de comportare la dilatare - contractare a instalației de încălzire și a circulației agentului termic la temperatura nominală.

Proba de cald se face după executarea probei la rece și a operației pregătitoare. Ca și în cazul probei la rece, proba la cald se poate executa și pe anume părți ale instalațiilor (instalația interioară, rețelele termice, centrala termică etc.), urmând ca, în final, proba să fie efectuată pe ansamblul instalației de încălzire.

Proba la cald se face înainte de a executa termoizolațiile, finisajele, mascările sau de a îngloba instalațiile în elementele de construcții.

Pentru executarea probei la cald, instalațiile vor fi alimentate cu agent termic de la sursa termică definitivă, dacă acest lucru este posibil, sau de la o sursă termică provizorie capabilă să asigure debitul, presiunea și temperatura agentului termic necesar probei. Se execută cu respectarea riguroasă a succesiunii operațiilor indicate de către proiectant sau furnizorul de utilaje.

În vederea evitării șocurilor termice proba la cald se execută în două etape.

Proba de eficacitate constă în a verifica dacă instalația realizează para-

metrii prevăzuți în proiect. În acest scop proba se realizează, de regulă, în sezonul rece cu temperaturi exterioare sub 0 °C. În timpul probei instalația trebuie să funcționeze continuu iar clădirile aferente să se găsească în condiții normale de lucru (cu ușile și ferestrele închise).

Proba de eficacitate se efectuează după ce parametrii agentului termic au fost stabiliți la valorile cerute conform graficului de reglare cu 48 de ore înainte. Principalul parametru măsurat este temperatura interioară a încăperilor clădirii.

Proba de funcționare constă în verificări făcute asupra utilajelor și elementelor componente ale instalațiilor de încălzire în timpul funcționării acestora. Proba de funcționare poate să coincidă cu proba de eficacitate sau cu proba la cald sau poate fi făcută separat pentru elementele componente ale instalației în vederea efectuării anumitor reglări.

Probele se fac atât la utilajele cu elemente în mișcare (motoare, compresoare, arzătoare) cât și pentru utilaje fără elemente în mișcare (schimbătoare de căldură, sisteme de siguranță etc.).

9.3. Recepția lucrărilor

Recepția lucrărilor de instalații reprezintă una dintre componentele sistemului calității în construcții. Reprezintă acțiunea prin care investitorul acceptă să preia lucrarea în conformitate cu documentația de execuție și cartea tehnică a construcției certificându-se totodată că executantul și-a îndeplinit obligațiile contractuale.

Recepția lucrărilor se face atât pentru lucrările noi cât și pentru cele de reparații capitale, modificări, modernizări, extinderi etc.

Recepția lucrărilor este organizată de investitor și se face cu acordul investitorului și executantului lucrării; când aceștia nu ajung la un acord, recepția se face prin instanță judecătorească.

În urma recepției lucrării aceasta poate fi dată în exploatare.

Etapile de realizare a recepției sunt:

- recepția la terminarea lucrărilor;
- recepția finală.

9.3.1. Recepția la terminarea lucrărilor

Are loc la maximum 15 zile de la terminarea lucrărilor. În acest scop, investitorul numește o comisie de recepție alcătuită din cel puțin 5 membri (7 membri pentru lucrările de importanță excepțională). Din această comisie, pe lângă specialiști din domeniu, vor face parte obligatoriu un reprezentant al investitorului și un reprezentant al admi-

nistrației publice locale. Din comisia de recepție nu pot face parte reprezentanți ai executantului și proiectantului lucrării, aceștia având calitatea de invitați. La recepția unor clădiri de importanță deosebită și a instalațiilor aferente acestora (clădiri mai înalte de 28 m, săli cu capacități mai mari de 15 persoane, hoteluri, spitale, cămine) din comisia de recepție trebuie să facă parte și un reprezentant al Comandamentului teritorial al trupelor de pompieri.

Data recepției lucrării și componența comisiei va fi comunicată executantului și proiectantului, în scris, de către investitor. Investitorul are obligația să pună la dispoziția comisiei de recepție documentația de execuție a lucrării și alte documente necesare care să includă punctul de vedere al proiectantului privind execuția lucrării.

Examinările și constatările comisiei de recepție se fac prin: cercetare vizuală; analiza documentelor cuprinse în cartea tehnică a construcției.

Comisia de recepție examinează:

- dacă au fost respectate prevederile din autorizația de construcție, din avize și alte condiții de execuție;
- dacă executarea lucrărilor a fost făcută conform documentației de execuție, a reglementărilor specifice cu respectarea cerințelor de calitate;
- referatul prezentat de proiectant privind modul de execuție al lucrării;
- dacă toate lucrările au fost executate conform contractului.

Toate observațiile și concluziile se consemnează într-un proces verbal de recepție tipizat. Recepția la terminarea lucrărilor poate fi amânată sau, după caz, respinsă. Recepția se amână când se constată lipsa sau neterminarea unor lucrări, dacă lucrarea prezintă vicii care pot fi remediate sau dacă există dubii privind calitatea lucrărilor.

Admiterea recepției se face dacă, în final, nu există obiecții sau observațiile consemnate nu afectează lucrarea conform destinației sale. După acceptarea recepției investitorul nu mai poate emite pretenții, cu excepția viciilor ascunse constatate ulterior.

9.3.2. Recepția finală

Se face după expirarea perioadei de garanție prevăzută în contract. La recepția finală participă: investitorul, executantul lucrării, proiectantul, comisia de recepție numită de investitor.

Comisia de recepție examinează:

- a) procesele verbale, de recepție la terminarea lucrărilor, cu observațiile conținute în acestea;
- b) finalizarea lucrărilor cerute cu ocazia recepției la terminarea lucrărilor;
- c) referatul investitorului privind com-

portarea instalațiilor în perioada de garanție.

Dacă nu sunt respectate una sau mai multe din cerințele de calitate în construcția recepția finală se respinge. La terminarea recepției finale, comisia va consemna observațiile într-un proces verbal. Data admiterii recepției finale este data notificării de către investitor a hotărârii de acceptare a acesteia.

9.4. Cartea tehnică a construcției

Reprezintă un ansamblu de documente tehnice referitoare la proiectarea, execuția, recepția, exploatarea, comportarea în exploatare și evoluția în timp a construcției și a instalațiilor aferente acesteia. Se întocmește într-un singur exemplar de către investitor, înainte de recepția finală, împreună cu proiectantul general al lucrării și proiectanții pe specialități.

Cartea tehnică a construcției cuprinde capitole de documentare tehnică privind:

- proiectarea;
- execuția;
- recepția;
- exploatarea, întreținerea, repararea.

9.4.1. Documentele privind proiectarea, execuția și recepția

Documentația tehnică privind proiectarea va cuprinde:

- acte referitoare la tema de proiectare,
- avize,
- amplasarea construcției;
- documentația tehnică de execuție cu modificările apărute în timpul execuției;
- breviare de calcul pe specialități;
- caiete de sarcini.

Documentația tehnică de execuție va cuprinde:

- autorizația de execuție a construcției;
- documentația de calitate de pe parcursul lucrărilor,
- încercări, comunicări și dispoziții de șantier,
- procese verbale de lucrări ascunse;
- expertize tehnice și cercetări efectuate ca urmare a accidentelor tehnice sau greșeli de construcție;
- caiete de atașamente cu lucrări executate și evidența evenimentelor (cutremure, inundații, temperaturi excesive etc.).

Documentația tehnică privind recepția va cuprinde: procese verbale de recepție la terminarea lucrărilor și anexele acestora; alte acte încheiate la cererea comisiei de recepție.

9.4.2. Documentele privind exploatarea, întreținerea și repararea

Documentația privind comportarea și exploatarea va cuprinde:

- prescripțiile proiectantului privind exploatarea și întreținerea instalațiilor de încălzire aferente, inclusiv lista prescripțiilor de bază ce se cer respectate;
- proiectele modificatoare apărute pe parcursul execuției lucrărilor de instalații;
- jurnalul evenimentelor;
- procese verbale de predare - primire în cazul schimbării proprietarului.

Prescripțiile proiectantului vor fi însoțite de planuri și scheme de funcționare a instalațiilor. Pentru principalele utilaje în funcțiune se vor indica modul de exploatare a acestora în diverse regimuri de funcționare. Pentru cazane, recipiente sau alte utilaje care lucrează sub presiune vor fi întocmite instrucțiuni de exploatare conform prescripțiilor tehnice I.S.C.I.R.

Cartea tehnică a construcției se păstrează pe toată durata existenței construcției și instalațiilor aferente, până la demolarea lor.

9.5. Exploatarea instalațiilor de încălzire

9.5.1. Prevederi generale

Prin exploatarea instalațiilor de încălzire se urmărește realizarea distribuției corecte și continui a căldurii necesare încălzirii, corespunzător condițiilor climatice (temperatura exterioară, viteza vântului etc.) și temperaturilor interioare din încăperile clădirilor.

Exploatarea instalațiilor de încălzire în condiții de siguranță cuprinde operații de supraveghere a funcționării instalațiilor și de control al calității agentului termic (direct sau cu sisteme automatizate), lucrări de întreținere revizie și reparații. Exploatarea trebuie făcută astfel încât să fie evitate pe cât posibil avariile și defecțiunile iar în cazul apariției acestora să poată fi luate măsuri de repunere în funcțiune a instalației în condiții de siguranță.

9.5.2. Reglarea instalațiilor

Se efectuează prin modificarea regimului hidraulic și de temperatură a agentului termic în scopul asigurării în clădiri a condițiilor de temperatură corespunzător normelor în vigoare (Normativ I 13 etc.) și cerințelor consumatorilor.

În ceea ce privește reglarea furnizării căldurii aceasta se poate face prin:

- reglare calitativă (variația temperaturii agentului termic);

- reglare cantitativă (variația debitului agentului termic și

- reglare mixtă (calitativă - cantitativă).

Utilizarea metodelor de reglare se face în funcție de sistemul de alimentare cu căldură, agentul termic utilizat, tipul instalațiilor interioare, categoria clădirilor încălzite etc., cât și în funcție de sistemul de automatizare cu care este prevăzută instalația de încălzire.

Reglarea poate fi executată local (la consumatori) sau central (la sursa termică), prin acționare asupra instalațiilor din încăperi, grupuri de încăperi, clădiri sau grupuri de clădiri. Reglarea presupune, în general, executarea următoarelor operații:

- măsurarea parametrilor agentului termic (debit, temperatură, presiune etc.);

- compararea valorilor parametrilor naturali cu cei din proiect;

- comandarea și acționarea organelor de reglare.

Aceasta impune ca instalațiile de încălzire să fie dotate cu aparate de măsură, control și reglare necesare.

Ținând seama de modul de exploatare, reglarea instalațiilor impune două etape de acționare:

- la punerea în funcțiune și

- în timpul funcționării instalației.

Reglarea la punerea în funcțiune are drept scop realizarea parametrilor proiectați ai instalației (temperaturi, debite, presiuni etc.). Se reglează în primul rând sistemele care asigură protecția și siguranța instalației.

Reglarea în timpul funcționării are drept scop realizarea și menținerea parametrilor agenților termici în concordanță cu cerințele consumatorilor. Reglarea parametrilor agenților termici se poate face central, la sursa termică, local, la consumatorii de căldură, sau combinat (central + local). Alegerea uneia din aceste soluții se face ținând seama de regimul de funcționare a instalației. Reglarea se poate realiza manual sau automat, ultima variantă fiind caracterizată prin eficiență sporită. La clădirile prevăzute cu regimuri de funcționare definitivă, respectiv, cu parametri ai agentului termic diferiți, reglarea se asigură pe grupe de consumatori. În cazul reglării automate a parametrilor agenților termici, sesizarea și măsurarea temperaturilor interioare și exterioare precum și variația parametrilor agentului termic se face continuu în funcție de graficele de reglare. Acestea se stabilesc pentru fiecare zonă climatică, determinată de temperatura exterioară, ținând seama de acțiunea vântului asupra clădirii. În cazul reglării automate a funcționării instalației de încălzire, curbele de reglare sunt cuprinse în memoria regulatorului de căldură.

Sistemele de reglare mai complexe pot fi programate să includă unele corecții, în timpul funcționării, având în vedere acțiunea vântului, însorirea, programarea diurnă sau sezonieră.

În cadrul capitolelor destinate sistemelor de încălzire (4) și centralelor termice (5) sunt tratate și aspectele legate de reglarea instalațiilor în funcție de sistemul de încălzire, parametrii agentului termic, mod de funcționare etc.

9.5.3. Regimul chimic al agenților termici

Pentru a preveni avarierea sau reducerea eficienței funcționării instalațiilor de încălzire agenții termici utilizați trebuie să corespundă anumitor cerințe privind compoziția chimică. Deficiențele care apar în urma utilizării unei ape necorespunzătoare din punct de vedere chimic se datorează, în special, depunerii sărurilor conținute în apă sau coroziunii instalațiilor.

Apa utilizată ca agent termic în instalațiile de încălzire trebuie să corespundă anumitor indici de calitate stabiliți prin norme și prescripții specifice.

Cerințele privind indicii de calitate ai agenților termici sunt cu atât mai restrictive cu cât temperatura acestora este mai ridicată. În instalațiile care utilizează agent termic apa fierbinte sau abur se face obligatoriu tratarea apei. În instalațiile de încălzire care utilizează agent termic cu temperaturi de maximum 115 °C se recomandă utilizarea apei tratate. Această cerință nu este obligatorie dacă nu e menționată expres de fabricantul uneia din elementele componente ale instalației de încălzire centrală.

9.5.4. Protecția, siguranța și igiena muncii

În toate etapele cuprinse în operațiile de exploatare a instalațiilor de încălzire centrală (inclusiv revizii, reparații, înlocuiri, dezafectări) vor fi respectate cerințele esențiale referitoare la protecția, siguranța și igiena muncii și anume: siguranța în exploatare; igiena și sănătatea oamenilor, protecția împotriva zgomotului, siguranța la foc.

Verificările, probele și încercările echipamentelor componente ale instalațiilor de încălzire centrală vor fi efectuate respectându-se instrucțiunile de protecție a muncii în vigoare pentru fiecare categorie de echipamente.

Conducătorii unităților care exploatează instalații de încălzire centrală au obligația să asigure:

- luarea de măsuri organizatorice și tehnice pentru crearea condițiilor de securitate a muncii;
- realizarea instructajului de protecție a

- muncii a întregului personal de exploatare la cel mult 30 de zile și consemnarea acestuia în fișele individuale sau alte formulare specifice care urmează să fie semnate individual;
- controlul aplicării și respectării, de către întregul personal, a normelor și instrucțiunilor specifice;
 - verificarea cunoștințelor privind normele și măsurile de protecție a muncii.

9.5.5. Prevenirea și stingerea incendiilor

Respectarea reglementărilor de prevenire și stingere a incendiilor, precum și echiparea cu mijloace și echipamente de prevenire și stingere a incendiilor sunt obligatorii în toate etapele de exploatare a instalațiilor de încălzire centrală, inclusiv în timpul operațiilor de revizii, reparații, înlocuiri și dezafectări. În exploatarea instalațiilor de încălzire centrală se vor respecta prevederile specifice din „Normele generale de stingere a incendiilor” (Ord. MI nr. 381/94), a normativului C 300 (Normativul de prevenire și stingere a incendiilor pe perioada executării lucrărilor de construcții și instalații aferente acestora), precum și alte normative în vigoare. Măsurile de prevenire și stingere a incendiilor vor fi precizate și în instrucțiunile de exploatare. Obligațiile și răspunderile privind prevenirea și stingerea incendiilor revin atât beneficiarilor instalației în funcțiune cât și unităților și personalului care exploatează aceste instalații. În timpul reviziilor, reparațiilor, înlocuirilor, defectării instalațiilor, răspunderile privind prevenirea și stingerea incendiilor revin unităților și persoanelor care execută aceste operații. Activitatea de prevenire și stingere a incendiilor este permanentă și constă în organizarea acesteia atât la nivelul central al unității care exploatează instalațiile de încălzire cât și, local, la unitățile specifice (centrale termice, puncte termice, rețele termice, imobile etc.).

9.6. Exploatarea centralelor termice

- Cazanele se exploatează și se verifică după prescripțiile specifice ISCIR:
- C 31 - cazane de apă caldă și abur de presiune joasă;
 - C 1 - cazane de apă fierbinte și abur cu presiune peste 0,7 bar (suprapresiune);
 - C 30 - cazane mici de abur.

Pentru limitarea emisiilor de dioxid de carbon și a reducerii consumului de energie este necesar:

- inspecție periodică la intervale de 5 ani pentru cazanele cu putere nominală de 20-100 kW care utilizează

combustibil lichid sau solid. Inspecția se efectuează și pentru cazane care utilizează alte tipuri de combustibil.

- inspecție cel puțin o dată la doi ani pentru cazanele cu puterea nominală mai mare de 100 kW. Pentru cazanele care utilizează combustibil gazos această perioadă poate fi extinsă la 4 ani. Inspecția cazanelor se face conform legislației în vigoare.
- expertizarea tehnică a instalațiilor de încălzire echipate cu cazan cu putere nominală mai mare de 20 kW și o vechime mai mare de 15 ani. În baza expertizei care include evaluarea randamentului cazanului și dimensionarea acestuia în funcție de necesarul de căldură al clădirii, experții recomandă beneficiarilor înlocuirea acestora sau efectuarea de modificări ale sistemului de încălzire și preparare apă caldă de consum, precum și soluții alternative.

Centralele termice și instalațiile auxiliare ale acestora se supun unor verificări și probe înaintea punerii în funcțiune, după revizii și reparații.

În afara verificării ansamblului centralei termice se realizează o serie de verificări funcționale și de siguranță a elementelor componente ale acesteia (în afara verificărilor care s-au efectuat de către constructorii utilajelor sau aparatelor).

Toate verificările și rezultatele constatate se consemnează în documentația tehnică a centralei termice.

9.7. Exploatarea rețelelor termice de distribuție exterioare

Retelele termice exterioare sunt utilizate la transportul agenților termici de la sursele de producere (centrale termice sau puncte termice) la consumatori. Pentru rețelele noi și pentru cele la care au fost făcute reparații capitale se execută o serie de verificări și probe, prealabile punerii în funcțiune, pentru întreaga rețea sau pentru porțiuni de rețea.

9.8. Exploatarea instalațiilor interioare

Instalațiile interioare de încălzire a clădirilor preiau agentul termic furnizat de sursa de căldură și îl distribuie aparatelor de încălzire.

Clădirile care au una sau mai multe utilizări vor avea o organizare unitară a exploatarei care va ține seama de specificul fiecărei activități și modul de gestiune a cheltuielilor, astfel:

- în cazul încălzirii centrale, organizarea exploatarei instalațiilor interioare se face coordonat cu exploatarea sursei de alimentare cu căldură;

- în cazul alimentării cu căldură de la o sursă de căldură aflată în clădire, se prevede o exploatare comună pentru centrala termică și pentru instalația interioară;

- la clădirile industriale exploatarea instalațiilor de încălzire interioară se poate face pe secții, cu prevederea organizării unitare a exploatarei întregii clădiri. Exploatarea instalațiilor interioare se poate face atât cu personalul propriu cât și cu personalul aparținând unor firme specializate cu care s-au încheiat contracte în acest sens.

Punerea în funcțiune a instalațiilor interioare se face după executarea cu succes a verificărilor probelor instalațiilor și după executarea recepției. Se face reglarea instalațiilor în vederea realizării parametrilor proiectați. Aceste reglări pot fi făcute și în timpul funcționării de probă. Având în vedere că punerea în funcțiune a instalației interioare este în directă legătură cu existența și funcționarea sursei termice reglarea instalațiilor interioare va fi făcută coordonat cu cele efectuate asupra sursei.

Corectarea regimului de funcționare se face în scopul acordării permanente a parametrilor agenților cu cerințele consumatorilor, corespunzător condițiilor solicitate. Operația de corectare se face local, la aparatele de încălzire, pe grupuri de consumatori, la baza coloanelor, pe ramuri etc. Modificarea regimului de funcționare se face executând și corecții la sursa termică ori de câte ori acest lucru este posibil și necesar.

9.9. Întreținerea și reviziile instalațiilor de încălzire

Întreținerea instalațiilor de încălzire se face în scopul asigurării bunei funcționări și a înlăturării defectelor apărute în timpul exploatarei.

Ea se face la întregul echipament din centrala termică:

- cazane,
- arzătoare,
- schimbătoare de căldură,
- pompe,
- conducte etc.,
- la rețelele de distribuție și
- la instalațiile interioare.

Reviziile și reparațiile au scopul restabilirii capacității funcționale a centralelor termice. Se face obligatoriu periodic. La revizii se au în vedere constatările și observațiile personalului de exploatare în timpul funcționării. În timpul reviziilor se verifică și se estimează atât utilajele și instalațiile centralei termice cât și clădirea și alte părți ale construcției centrale termice.

Întreținerea rețelelor de distribuție se realizează în scopul asigurării alimentării cu energie termică corespunzător

cerințelor consumatorilor.

Întreținerea rețelelor termice se asigură prin efectuarea unor controale periodice planificate:

- a conductelor,
- termoizolațiilor și
- elementelor de sectorizare.

Întreținerea instalațiilor interioare se face în scopul funcționării normale a

instalației eliminând pe cât posibil defecțiunile.

Revizia instalației interioare se face în perioada de nefuncționare a instalației avându-se în vedere întreaga instalație. Ea se face de către personal specializat propriu sau firme cu profil specific.

Reparațiile capitale sunt planificate

având în vedere gradul de uzură al instalației, frecvența defecțiunilor, vechimea instalației, aspectul fizic și corodarea interioară sau exterioară. După executarea reparațiilor capitale se efectuează probe specifice și reglarea instalației.



II. Alimentarea cu căldură

Capitolul 10

**Caracteristicile generale
ale alimentării cu căldură**



10.1. Structura necesarului de căldură în ansamblurile urbane și industriale

Între soluțiile tehnice de asigurare cu energie termică a clădirilor civile și industriale un loc important îl ocupă realizarea de sisteme cu grad relativ ridicat de centralizare a producerii căldurii, implicând livrarea acesteia prin rețele de transport și distribuție până la utilizatori. Eficacitatea economică a soluțiilor aplicate depinde, în mod esențial, de baza energetică a societății, ca nivel al performanțelor tehnice, corelată cu costul de investiție al echipamentelor și de importanța care se acordă economisirii de combustibil și protecției mediului.

Ca urmare, se dezvoltă sisteme de alimentare cu căldură în care sursele funcționează pe baza ciclurilor termodinamice performante ce aduc importante economii de combustibil: cogenerare (producere combinată de energie electrică și căldură); recuperare; pompe de căldură etc.

Se creează condiții ca alimentarea cu căldură să devină publică putând remarca printre avantajele:

- reducerea apelului la rezervele de combustibil și la import;
- un grad de puritate a atmosferei mult ameliorată față de cel generat de gazele de ardere și cenușă, evacuate prin multe puncte de ardere izolate;
- reducerea circulației combustibilului;
- nivel sporit de confort în locuințe, ca urmare a regimului continuu de funcționare a instalațiilor de încălzire și de preparare a apei calde de consum, în condițiile prevederii echipamentelor de reglare automată.

Sursele sunt profilate la capacități, în general, mari, cu regimuri de funcționare ce impun prevederea instalațiilor de reglare automată și de telegestiune a activității de exploatare; se pun în evidență elementele de calcul necesare analizelor tehnico-economice și dimensionării rețelelor de transport și distribuție și a instalațiilor de racordare a consumatorilor.

Pentru transportul și distribuția căldurii la abonați se utilizează rețele de conducte cu configurații și rezolvări specifice sub aspectele amplasării, izolării termice, naturii agenților purtători de căldură etc.

Instalațiile de transformare a parametrilor constituie compartimentul de legătură între abonați și rețelele termice primare de apă fierbinte sau abur de presiune medie; funcționarea acestor instalații este strict dependentă atât de regimurile termice primare cât și de cerințele proceselor alimentate (încălzire, ventilare, prepararea apei calde de consum).

10.1.1. Clădirile alimentate cu căldură

Urbanizarea a generat o creștere importantă a volumului construcțiilor de locuințe colective. La nivelul orașelor, activitățile industriale au fost concentrate în cadrul platformelor industriale. A predominat regimul de construcție P+4 și P+10 niveluri.

Există, de asemenea, clădiri de locuit cu magazine și ateliere de servire, locuințe cu garaje și demisol, cu dotări culturale. Pe lângă acestea, blocurile conțin spații anexe ca: spălătorii, uscătorii, depozite, subsoluri tehnice etc.

Dotările de educație, învățământ, cele sanitare și culturale se amplasează, în general, izolat. Celelalte dotări, de comerț, alimentație, prestări servicii, asistență sanitară, magazine, agenții etc., sunt concentrate în puncte de maximă circulație.

10.1.2. Necesarul de căldură

După natura proceselor alimentate, necesarul de căldură al unui sistem este de tipul:

- încălzire;
- ventilare-climatizare;
- prepararea apei calde de consum;
- tehnologie.

Sarcina termică este solicitată, în general, la o singură temperatură, reglabilă în timpul anului (în scopul asigurării, încălzirii ventilării și apei calde de consum) sau la mai multe temperaturi și presiuni cerute de procesul tehnologic.

10.1.2.1 Necesarul de căldură pentru încălzirea clădirilor

10.1.2.1.1 Metode de calcul al necesarului orar de căldură

În procesul de încălzire a unei clădiri are loc un bilanț ce exprimă egalitatea dintre suma pierderilor de căldură și suma aporțurilor de căldură:

$$\Phi_i + \Phi_a = \Phi_i + \Phi_d + \Phi_r \quad [W] \quad (10.1.1)$$

în care:

- Φ_i - este fluxul de căldură ce traversează elementele de construcții delimitatoare;
- Φ_a - fluxul de căldură necesar încălzirii aerului infiltrat;
- Φ_i - fluxul de căldură emis de instalația de încălzire;
- Φ_d - fluxul de căldură degajat de oameni și aparate casnice;
- Φ_r - fluxul de căldură datorat radiației solare.

Din relația (10.1.1) rezultă:

$$\Phi_i = \Phi - \Phi_d - \Phi_r \quad [W] \quad (10.1.2)$$

în care:

$$\Phi = \Phi_i + \Phi_a$$

Începutul și sfârșitul perioadei de încălzire apar când $\Phi_i = 0$. Pe baza cal-

culelor și a datelor statistice privind temperatura aerului exterior și aporțurile de căldură s-a stabilit că limitele perioadei de încălzire, la clădiri civile, sunt marcate de apariția temperaturii aerului exterior la valori medii zilnice de +10 °C, timp de trei zile consecutiv.

Pentru sere, anumite întreprinderi industriale, construcții social-culturale etc., limitele perioadei de încălzire se stabilesc de la caz la caz.

La clădirile cu masivitate importantă este posibil ca temperatura de început a perioadei de încălzire să fie mai scăzută decât aceea care marchează oprirea instalației, primăvara.

În cazul clădirilor civile, la stabilirea

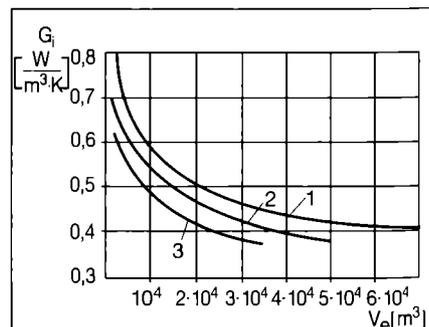
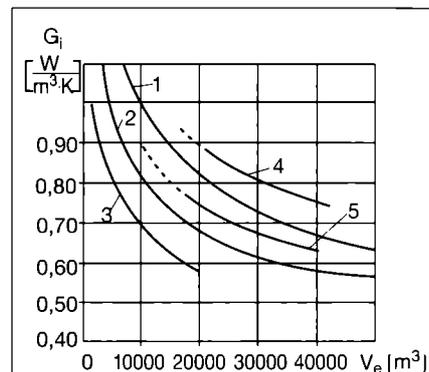


Fig. 10.1.2. Valorile G_i pentru clădirile din fondul vechi de construcții, cu pereți exteriori de 1 1/2 cărămidă:

necesarului maxim orar de căldură pentru încălzire se aplică STAS 1907, în premisa anulării aporturilor gratuite de căldură ($\Phi_g = 0$; $\Phi_r = 0$).

Pentru analize, studii etc., lucrări la care se acceptă un anumit grad de aproximare, la stabilirea necesarului maxim orar de căldură pentru încălzire, se folosesc metode de calcul simplificat.

• **Metoda de calcul pe contur**, bazată pe aplicarea STAS 1907 - cap. 3 la toată clădirea, considerată ca o singură încăpere.

Dintre adaosuri se ține seama numai de cel aferent compensării suprafețelor reci; adaosul de orientare se anulează, ca efect pe ansamblul clădirii; adaosul aferent regimului de funcționare se consideră nul având în vedere funcționarea continuă a instalației de încălzire.

• **Metoda caracteristicii termice de încălzire**, bazată pe folosirea indicelui G_i , [W/m³·K], cu valori diferite de la o clădire la alta, datorită volumului exterior al clădirilor V_e , gradului de vitrare, grosimii și structurii elementelor de construcții, zonei climatice etc. (fig. 10.1.1 și 10.1.2).

Datele necesare se obțin prin calcul sau prin măsurători directe la clădirile existente.

Pentru calculul necesarului nominal de căldură se utilizează relația:

$$\Phi_i = G_i \cdot V_e \cdot (\theta_i - \theta_{ec}) \quad [W] \quad (10.1.3)$$

în care;

- V_e - volumul exterior al clădirii [m³];
- θ_i - temperatura interioară preponderantă [°C];
- θ_{ec} - temperatura exterioară de calcul [°C].

• **Metoda indicilor specifici**, având un grad mai mare de aproximare constă în stabilirea unui indice pentru un apartament mediu convențional, cu o suprafață locuibilă de circa 56 m² (2 camere)

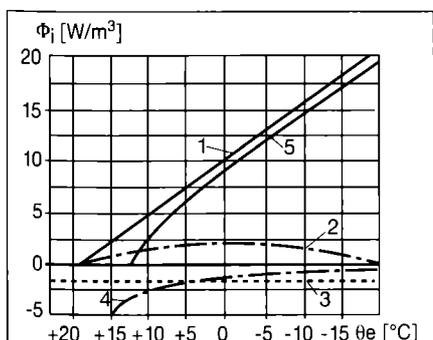


Fig. 10.1.3. Variația componentelor bilanțului termic:

- 1 - pierdere de căldură prin transfer;
- 2 - necesar de căldură pentru încălzirea aerului infiltrat;
- 3 - degajări de căldură de la sursele interioare, independente de θ_e ;
- 4 - aport de căldură prin radiație solară;
- 5 - variația necesarului real de căldură pentru încălzire (Φ_i).

și un volum exterior total de 170 m³.

Pentru stabilirea indicilor se folosesc, mai ales, proiecte de execuție, măsurătorile efective ale cantităților de căldură fiind mai dificil de efectuat. Se lucrează în mod curent cu valori:

$$\Phi = 4000 \dots 5000 \text{ W/ap.conv.}$$

Acest indice de consum se poate vedea pentru situații particulare, din perspectivă, după aplicarea unor măsuri de creștere a protecției termice a clădirilor. Metoda se folosește la aprecierea cantității de căldură necesară pentru întocmirea de studii tehnico-economice și la studii de perspectivă privind alimentarea cu căldură.

Pentru a ține seama și de căldura necesară încălzirii dotărilor social culturale aferente ansamblurilor de locuințe, se adaugă la consumul de căldură pentru un apartament mediu convențional circa 450...500 W/ap.conv., rezultând $\Phi_i = 4450 \dots 5500 \text{ W/ap.conv.}$

10.1.2.1.2 Variația necesarului de căldură pentru încălzirea clădirilor

În timpul perioadei de încălzire temperatura aerului exterior variază între temperatura de început (sfârșit) de încălzire (de ex. +10 °C) și valoarea de calcul normată (θ_{ec}). Necesarul de căldură pentru încălzire depinde liniar de θ_e (temperatura aerului exterior, variabilă în perioada de încălzire).

În fig. 10.1.3 s-a reprezentat variația componentelor bilanțului termic în funcție de temperatura aerului exterior; se observă că necesarul de căldură pentru încălzirea aerului infiltrat prezintă

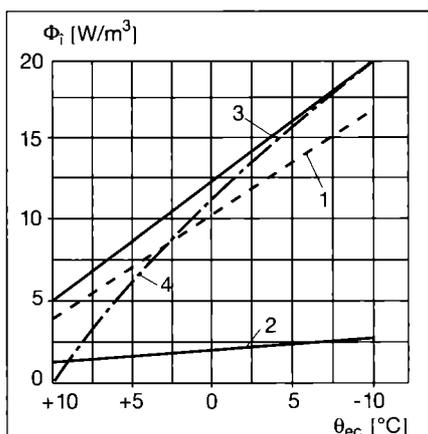


Fig. 10.1.4. Variația teoretică a necesarului de căldură pentru încălzire:

- 1 - variația pierderilor de căldură prin transfer;
- 2 - variația necesarului de căldură pentru încălzirea aerului infiltrat;
- 3 - variația necesarului de căldură pentru încălzirea încăperii;
- 4 - variația reală a necesarului de căldură.

tă valori mai mici în zona temperaturilor exterioare mai ridicate ca urmare a vitezelor mai reduse ale vântului, iar aportul de căldură prin radiație solară prezintă valori mai mari primăvara și toamna.

Curba rezultantă 5 reprezintă variația sarcinii termice reale de încălzire a unei clădiri în care s-au luat în calcul aporturile gratuite de căldură. Pentru fiecare încăpere există o structură diferită a bilanțului, astfel încât variația sarcinii termice se modifică pentru fiecare clădire sau încăpere, în funcție de destinație, de tipul construcției, de suprafața vitrată, de orientare etc.

În mod curent, în practica de proiectare se lucrează cu o curbă simplificată de variație orară (fig. 10.1.4) trasată în ipoteza unei variații liniare a necesarului de căldură aferent aerului infiltrat (viteza constantă a vântului, egală cu cea de calcul).

Curba rezultantă 3 reprezintă variația sarcinii termice de încălzire aproximată a încăperii, în care nu s-au luat în considerare aporturile gratuite (de la oameni, aparate și radiația solară). Față de variația liniară cu θ_e a curbei aproximată, curba reală 4 reprezintă valori mai scăzute, având o alură neliniară.

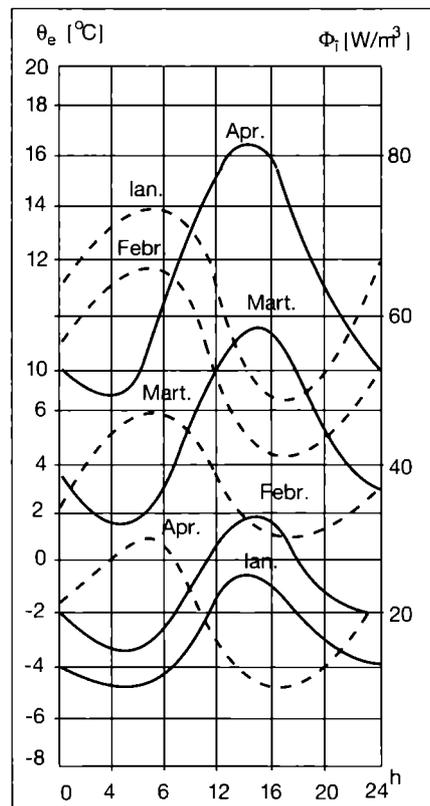


Fig. 10.1.5. Variația zilnică a temperaturii aerului exterior și a necesarului de căldură pentru încălzire:

- variația temperaturii aerului în 24 ore
- variația necesarului de căldură în 24 de ore.

Aproximația curbei necesarului de încălzire este cu atât mai mare cu cât în apropierea limitelor perioadei de încălzire (primăvara și toamna) cresc aporturile prin insolație. Curbele clasate ale temperaturii aerului exterior se construiesc pe baza datelor meteorologice pentru fiecare zonă geografică, ca valori medii într-o perioadă relativ lungă, de cca. 20...25 de ani (fig. 10.1.6). În general, se clasează temperaturile exterioare medii zilnice, exprimând în abscisă numărul de zile (ore) în care o anumită temperatură a aerului exterior, inclusiv temperaturile mai mici decât ea, apar în zona considerată.

Curba clasată a necesarului de căldură pentru încălzire se construiește astfel (fig. 10.1.7):

- în cadranul II se reprezintă curba de variație orară a necesarului de căldură, în funcție de temperatura θ_e : ca exemplu, (se reprezintă 3 variante de curbe): 1 și 2 reprezintă variația reală, respectiv, teoretică, a necesarului de căldură în cazul unor clădiri civile; 3 reprezintă variația necesară de căldură în cazul unor clădiri industriale.
- în cadranul III se reprezintă curba clasată a temperaturii aerului exterior din zona considerată;
- în cadranul I se intersectează valorile Φ_i , la diferite θ_e , cu liniile (rabătute) care marchează durata aferentă fiecărei temperaturi exterioare considerate. Se obțin trei curbe clasate corespunzând curbelor 1, 2 și 3 de variație orară. Din grafic rezultă:

În funcție de gradul de izolare termică a clădirii variază în jurul unei valori medii, curbele de variație având o alură sinusoidală (fig. 10.1.5). În general, valoarea minimă apare spre dimineață, între orele 5 și 7, iar valoarea maximă apare de obicei în jurul orelor 14-15; sinusoidale prezintă diferențe de la zi la zi, în toată perioada de încălzire.

În funcție de gradul de izolare termică a clădirii variază în jurul unei valori medii, curbele de variație având o alură sinusoidală (fig. 10.1.5). În general, valoarea minimă apare spre dimineață, între orele 5 și 7, iar valoarea maximă apare de obicei în jurul orelor 14-15; sinusoidale prezintă diferențe de la zi la zi, în toată perioada de încălzire.

Variațiile săptămânale și lunare ale necesarului de căldură pentru încălzire sunt determinate de variația temperaturii aerului exterior și a vitezei vântului.

10.1.2.1 Necesarul anual de căldură pentru încălzire

Se stabilește prin metoda „grade-zile”, gradul-zi fiind produsul dintre numărul de zile de funcționare a instalației de încălzire și diferența dintre temperatura interioară și cea medie a aerului exterior în perioada de încălzire considerată (SR 4839).

O altă metodă se bazează pe utilizarea curbei clasate a sarcinii termice orare.

Diagrama de durată (curba clasată) a necesarului de căldură pentru încălzire

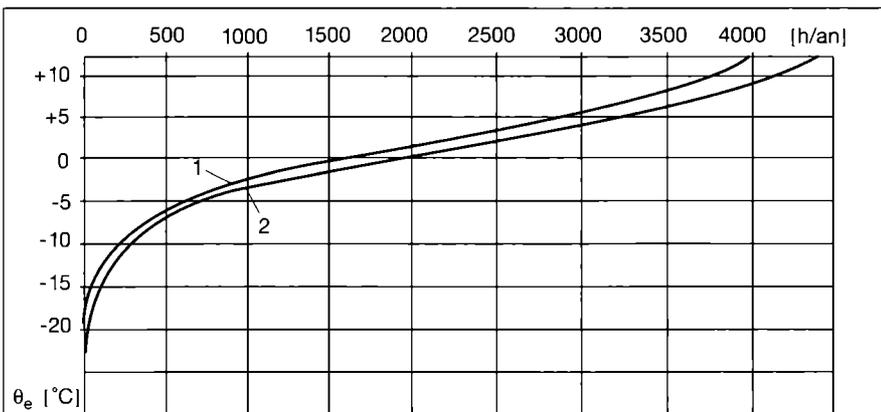


Fig. 10.1.6. Curbe clasate medii pentru valorile orare ale temperaturilor exterioare în:

1 - București; 2 - Tg. Mureș.

la axele de coordonate;

- valoarea medie a necesarului de căldură pentru încălzire:

$$\Phi_i^{med} = Q_i^{an} / N \text{ [W]} \quad (10.1.4)$$

În fig. 10.1.7 este reprezentată curba clasată 1, pentru clădiri de locuit, aferentă unei curbe $\Phi = f(\theta_e)$ reală, în care s-a ținut seama de pierderi și aporturi; curba 2, construită pe baza curbei aproximative $\Phi_i = f(\theta_e)$, în care nu se consideră aporturi, este valabilă, de asemenea, pentru clădiri de locuit.

Curba clasată 2 relevă un necesar anual de căldură mai mare cu circa 10...15 % față de curba 1.

Pentru consumatorii de încălzire industrială (curba 3) care evidențiază degajări masive de căldură în interiorul incintelor încălzite, se constată un consum mult diminuat de căldură și, de asemenea, scurtarea perioadei de încălzire.

Prin planimetrarea ariei de sub curba clasată a necesarului orar de căldură, se determină durata de utilizare a sarcinii de vârf:

$$N_v = \Phi_i^{an} / \Phi_i \text{ [h/an]} \quad (10.1.5)$$

în care: Φ_i - este necesarul maxim orar de căldură pentru încălzire.

În funcție de zona climatică $N_v = 1800...2000$ h/an (la clădiri civile).

Ținând seama și de factorii legați de regimul de funcționare a unor clădiri civile (culturale, administrative, comerciale etc.), care introduc pauze sau reduceri ale consumului, în plus față de efectul aporturilor, se poate ajunge la scăderea cererii de căldură, pe ansamblu, cu circa 15...20 % față de necesarul teoretic.

10.1.2.2 Necesarul de căldură pentru ventilare și climatizare

10.1.2.2.1 Calculul necesarului orar maxim de căldură

Calculul exact al necesarului de căldură pentru ventilare sau climatizare este prezentat în volumul Instalații de Ventilare și Climatizare.

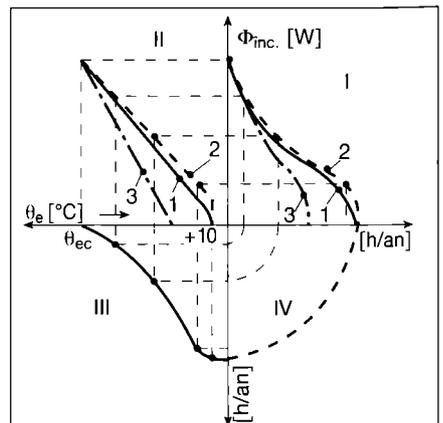


Fig. 10.1.7. Curba clasată a sarcinii termice de încălzire.

Estimarea debitului de aer pentru ventilare sau climatizare se poate face folosind indicii care exprimă numărul de schimburi de aer orare n ce se vîdiculează în încăperea:

$$L = n \cdot V_i \quad [\text{m}^3/\text{h}] \quad (10.1.6)$$

iar debitul de căldură necesar este:

$$\Phi_v = n \cdot V_i \cdot \rho \cdot c_p \cdot (\theta_i - \theta_e) \quad [\text{W}] \quad (10.1.7)$$

în care:

ρ - este densitatea aerului [kg/m³];

c_p - căldură masică a aerului [J/kg·K];

V_i - volumul interior ventilat [m³].

În relația 10.1.7 se consideră că numărul de schimburi orare se referă la cazul funcționării numai cu aer proaspăt și exprimă debitul de căldură necesar încălzirii aerului din exterior, ținând seama că necesarul de căldură pentru încălzirea clădirii este luat în considerare la estimarea sarcinii termice respective (cap.10.1.2.1.1)

10.1.2.2.2 Variația necesarului orar de căldură pentru ventilare și climatizare

Variația este o funcție directă de temperatură a aerului exterior (fig. 10.1.8).

Pentru temperaturi mai ridicate decât θ_{ec} , necesarul de căldură variază liniar cu θ_e .

În timpul perioadei de încălzire, Φ_v prezintă variații zilnice, legate nemijlocit de variația temperaturii exterioare, amplitudinile oscilațiilor fiind mult mai mari decât ale căldurii pentru încălzire. În funcție de destinația clădirilor ventilate apar, în cursul perioadei de încălzire, variații sezoniere ale căldurii Φ_v . Datorită caracterului intermitent al procesului de ventilare, nu se pot construi curbe clasate riguros, pentru acest consum. Având în vedere ponderea redusă a consumului de căldură pentru ventilare, în sistemele mari de alimentare, se acceptă aproximația de a considera o funcționare continuă a acestor instalații.

10.1.2.3 Necesarul de căldură pentru prepararea apei calde de consum

10.1.2.3.1 Calculul necesarului maxim (mediu) orar de căldură pentru prepararea apei calde de consum

Pentru stabilirea debitului maxim de apă caldă de consum ca și pentru dimensionarea instalațiilor prevăzute cu rezervoare de acumulare se va consulta volumul „Instalații Sanitare”.

Pentru dimensionarea sistemelor de alimentare cu căldură, ca urmare a unei simultaneități sporite, se ia în considerare debitul mediu de căldură pentru prepararea apei calde de consum.

La dimensionarea instalațiilor de preparare, pentru stabilirea debitului orar de căldură aferent alimentării cu apă caldă Φ_{ac} , se au în vedere diagramele auxiliare procentuale ale consumului zilnic de apă

caldă exprimat în procente din consumul total zilnic și normele de consum; se pot folosi datele obținute prin măsurări ale consumului de apă.

10.1.2.3.2 Variația necesarului de căldură pentru prepararea apei calde de consum

Debitul de căldură pentru prepararea apei calde de consum prezintă variații la nivelul instalațiilor locale, din ansamblul de clădiri, în funcție de tipul de consumatori și de gradul de centralizare a alimentării acestora.

Consumul de căldură pentru prepararea apei calde de consum este indirect influențat de θ_e , prin intermediul temperaturii apei reci ce oscilează între +5 și +20 °C.

În privința variațiilor debitului total de căldură pentru alimentarea cu apă caldă, ce trebuie asigurat din sursă, trebuie subliniat efectul atenuant al instalațiilor de acumulare a apei calde la consumatori, cât și al nesimultaneității debitelor maxime la diferiți consumatori racordați la rețea, datorită distribuirii diferite a consumului în timpul unei zile și a diferențelor întâmplătoare de consum orar la consumatorii de același tip.

Ca urmare, în capacitatea sursei și a rețelei de transport, se ia în considerare necesarul mediu de căldură pentru prepararea apei calde de consum din ziua cu consumul zilnic maxim.

Variațiile sezoniere se datorează, în general, variațiilor temperaturii apei reci. Curbele de variație se construiesc pe baza valorilor medii zilnice.

Curba clasată a sarcinii de preparare a apei calde de consum se poate aproxima cu o dreaptă (fig. 10.1.9) unde, pentru trasarea ei, s-a folosit valoarea medie orară zilnică.

Necesarul anual de căldură pentru prepararea apei calde de consum se obține prin planimetrarea ariei delimitate de curba clasată și de axele de coordonate sau luând în calcul necesarul zilnic mediu, diferențiat, eventual pe sezoane (iarnă și, respectiv, vară), multiplicat cu numărul corespunzător de zile.

10.1.2.4 Necesarul de căldură tehnologică

Sarcinile termice industriale se determină pe baza normelor specifice energetice, stabilite prin standarde, normative etc. Dependența debitelor de căldură Φ_t de temperatura exterioară este, practic, inexistentă.

Sarcina termică a consumurilor tehnologice industriale se obține pe baza unui bilanț energetic urmărindu-se valorificarea la maximum a resurselor energetice proprii ale procesului tehnologic, combinând procesele, utilizând

resursele energetice secundare etc.

În urma acestui bilanț rezultă sarcina termică tehnologică solicitată din exteriorul unității industriale (Φ_t).

În întreprinderile industriale, consumul tehnologic prezintă următoarele caracteristici generale:

- durată mare de utilizare a vârfului (între 3500 și 4000 h/an, în industria alimentară și textilă, 6000-6500 h/an, în industria de prelucrare a țiteiului și cca 7000 h/an, în industria chimică);
- variații mici între valorile debitelor de căldură maxime și medii;
- raportul dintre valori este de:

$$\Phi_t^{max} / \Phi_t^{med} = 1,11 \dots 1,13 \quad (10.1.8)$$

Datele necesare structurării sistemelor de alimentare cu căldură a proceselor tehnologice se stabilesc de către proiectanți și beneficiarii având în vedere parametrii agenților termici maximi, medii și minimi, curbele de sarcină termică etc.

În cadrul consumatorilor tehnologici se înscriu și serele legumicole, cu particularități privind încălzirea și sterilizarea solului, prepararea apei calde de stropit etc. Necesarul de căldură pentru încălzire este prezentat în capitolul 3.

Aceste consumuri de căldură sunt supuse modificărilor în timp prin introducerea de tehnologii noi, modificări în structura clădirilor etc.

10.1.2.5 Necesarul de căldură în alimentarea ansamblurilor urbane

Sarcina termică totală a sistemelor de alimentare cu căldură cuprinde suma componentelor (urbană și industrială) ce trebuie livrată din sursele ter-

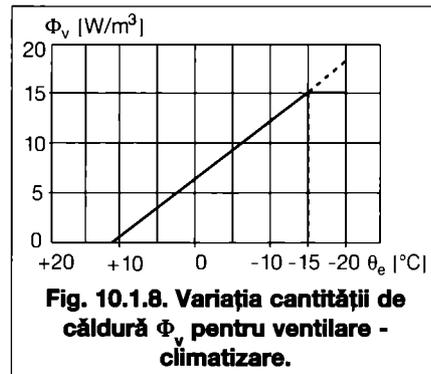


Fig. 10.1.8. Variația cantității de căldură Φ_v pentru ventilare - climatizare.

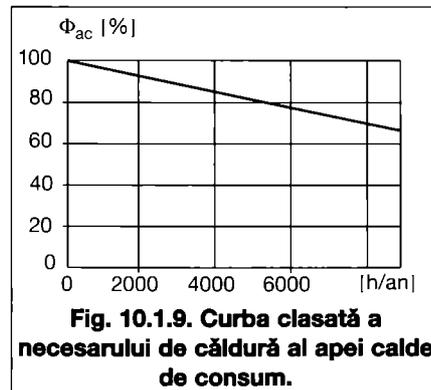


Fig. 10.1.9. Curba clasată a necesarului de căldură al apei calde de consum.

mice; acestea sunt surse zonale (centrale termice de apă fierbinte, centrale termice de abur de presiune medie, sau combinate) sau surse de termoficare (urbană, industrială sau mixtă - industrială și urbană).

10.1.2.5.1 Necesarul de căldură urban

Sarcina termică urbană Φ_u reprezintă necesarul sistemului de alimentare cu căldură al clădirilor urbane. Valoarea sa se obține prin însumarea necesarului de căldură al diferitelor categorii de consumatori la care se adaugă pierderile de căldură la transportul și distribuția căldurii:

$$\Phi_u = \Phi_i + \Phi_v + \Phi_{ac} + \Delta\Phi_{rt} \text{ [W]} \quad (10.1.9)$$

în care:

Φ_i , Φ_v și Φ_{ac} - au semnificațiile cunoscute anterior

$\Delta\Phi_{rt}$ - este căldura pierdută la transport și distribuție;

$$\Delta\Phi_{rt} = \Delta\Phi_{fl} + \Delta\Phi_{tp} + \Delta\Phi_{PT} + \Delta\Phi_{ts} \text{ [W]} \quad (10.1.10)$$

în care:

$\Delta\Phi_{fl}$ - este pierderea de căldură prin pierderile de fluid în zonele neetanșate ale sistemului;

$\Delta\Phi_{tp}$ - pierderea de căldură din rețeaua primară de transfer în mediul înconjurător;

$\Delta\Phi_{PT}$ - pierderea de căldură din instalațiile de racordare a consumatorilor (din punctele termice);

$\Delta\Phi_{ts}$ - pierderea de căldură din rețelele secundare de distribuție (între PT și clădiri).

În funcție de:

- starea izolației termice a conductelor;
- calitatea exploatării;
- fiabilitatea elementelor componente etc.

Ca indici orientativi ai pierderilor de căldură pentru rețelele ce transportă și distribuie căldura la 5-10 Km, se pot considera:

$$\Delta\Phi_{rt}^h = (0,05 \dots 0,10) \Phi_u^h \text{ [W]} \quad (10.1.11)$$

$$\Delta Q_{rt}^{an} = (0,10 \dots 0,20) Q_u^{an} \text{ [Wh]} \quad (10.1.12)$$

în care:

$\Delta\Phi_{rt}^h$ - este valoarea nominală orară (la $\theta_e = \theta_{ec}$) a pierderilor de căldură în rețele;

ΔQ_{rt}^{an} - valoarea anuală a pierderilor de căldură în rețele.

10.1.2.5.2 Curba clasată a necesarului de căldură urban

Curba ordonează, după durată, necesarul de căldură solicitat de sistemul de alimentare cu căldură la sursa termică. Curba clasată urbană se construiește pe baza curbelor de variație a sarcinii termice în raport cu temperatura θ_e și a curbei clasate medii a θ_e (fig. 10.1.10).

Întocmirea curbei clasate este similară cu cea indicată în cap. 10.1.2.1.3, pentru sarcina de încălzire. În plus față de aceasta, apare sarcina de apă caldă de consum (Φ_{ac}) și de ventilare-climatizare (Φ_v). Se ia în considerare și valoarea pierderilor de căldură ($\Delta\Phi_{rt}$). Durata maximă a sarcinii termice este de 8760 ore/an, dacă funcționarea rețelei este continuă, sau de 8000...8500 ore/an, dacă în timpul verii se intercalează perioada de revizii, cu durata între 10 și 30 zile.

Diagramele clasate ale sarcinilor termice se utilizează pentru dimensionarea și urmărirea în exploatare a încărcării agregatelor și la calculul consumului total de combustibil.

Durata de utilizare a vârfului de căl-

dură pe ansamblul sistemului este:

$$N_v = Q_u^{an} / \Phi_u^n = 2500-2600 \text{ [h/an]} \quad (10.1.13)$$

Dacă se ține seama de coeficienții de reducere a sarcinii anuale calculate se ajunge la durata de utilizare reală a vârfului de sarcină de 2100...2200 h/an, ceea ce permite calculul necesarului anual fără a trasa curba clasată, prin relația:

$$Q_u^{an} = \Phi_u^n \cdot N_v \text{ [Wh/an]} \quad (10.1.14)$$

în care:

Φ_u^n - reprezintă necesarul maxim orar (nominal) al ansamblului urban considerat.

10.2. Eficiența soluțiilor de alimentare cu căldură

Justificarea termodinamică a unui sistem de alimentare cu căldură nu este suficientă pentru a lua hotărârea de a efectua investiții importante cum sunt cele implicate în surse relativ mari și în rețele termice de transport.

Soluțiile ce se compară se aduc la echivalență din punctul de vedere al efectului lor energetic.

Dacă intră în competiție și soluții de cogenerare, în funcție de echipamentul adoptat, cantitatea de energie electrică produsă variază. Se echivalează toate soluțiile față de cea care produce cea mai mare cantitate de energie electrică. Acest supliment de energie electrică se presupune a fi produs în sistemul național energetic în care energia electrică se produce în condensatie, deci cu un consum specific ridicat.

Compararea soluțiilor se poate face pe baza criteriilor redată mai jos

10.2.1. Criteriul cheltuielilor de calcul

Metoda de comparare urmărește stabilirea unui indicator sintetic care să permită compararea. Se definesc cheltuielile anuale de calcul, conform relației:

$$C_c = C + p_n \cdot I \text{ [lei/an]} \quad (10.2.1)$$

în care:

C - reprezintă cheltuielile anuale totale ale soluției;

I - investițiile [lei];

p_n - coeficient normat de eficiență economică ($p_n = 0,1 - 0,12$).

Metoda se aplică pentru anul final de punere în funcțiune la capacitatea nominală a investiției, cea mai eficientă fiind soluția cu cele mai scăzute cheltuieli anuale de calcul.

Compararea soluțiilor este însă mult îngreunată atunci când intervin soluții cu timp mai mare de realizare, timp în care diferitele soluții comparate produc un venit net, ce diminuează valoarea cheltuielilor anuale efective.

Astfel, cheltuielile anuale de calcul pentru mai multe variante se determină

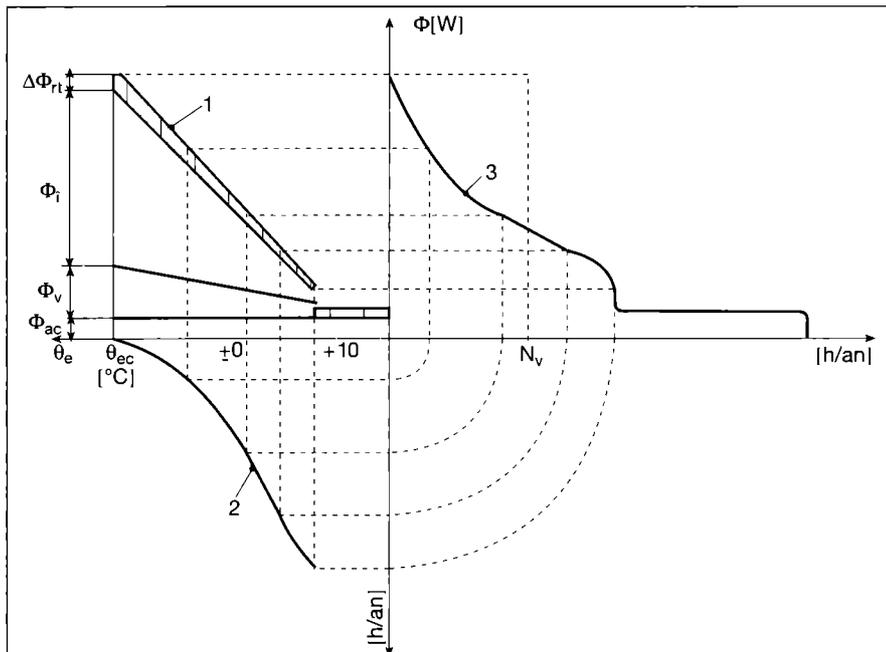


Fig. 10.1.10. Diagrama clasată a necesarului de căldură urban:

1 - variația necesarului total urban de căldură; 2 - curba clasată a temperaturii aerului exterior; 3 - curba clasată a necesarului urban de căldură.

pentru fiecare dintre ele, pentru profilul final al soluției, cu relația:

$$C_c = C + C_{ec} + p_n \left[\sum_{i=1}^m I_i (1 + p_n)^{m-i} + I_{ec} \right] + \left[\sum_{i=1}^f (V - C)_i (1 + p_n)^{f-i} \right] \quad \text{[lei/an]} \quad (10.2.2)$$

în care:

C - reprezintă cheltuielile anuale totale la profitul final [lei/an];

C_{ec} - cheltuielile anuale de echivalare [lei/an];

I_i - investiția în anul i , ca parte din investiția totală I , care se referă atât la instalația energetică cât și la investiții din alte ramuri (extracția și transportul de combustibil etc) [lei];

I_{ec} - investiții de echivalare [lei];

$(V - C)$ - venitul net realizat în anul i în perioada de la punerea în funcțiune parțială și până la anul n , în care s-a atins profitul final, dacă este cazul [lei/an];

m - numărul de ani cât durează lucrările, până ce se realizează soluția [an];

f - numărul de ani de funcționare parțială, în care timp investiția realizată parțial produce venit net [an];

Se observă că ultimul termen al relației (10.2. 2) reprezintă venitul net rezultat ca diferență între valoarea producției de energie și cheltuielile anuale în f ani de funcționare parțială.

Structura investițiilor și a cheltuielilor anuale este specifică soluțiilor comparate.

Pentru producerea separată a energiei electrice (în centrale termoelectrice - CTE) și căldurii (în centrale termice - CT) investițiile I_{sep} și cheltuielile anuale C_{sep} au următoarea structură:

$$I_{sep} = I_{CTE} + I_{CT} + I_{rt} + I_{Rg} + I_{es} + I_{\Delta B} \quad (10.2.3)$$

$$C_{sep} = C_{CTE} + C_{CT} + C_{rt} + C_{Rg} + C_{es} + C_{\Delta B} \quad (10.2.4)$$

În cazul producerii combinate (prin cogenerare) a energiei electrice și căldurii (în CET), investițiile și cheltuielile anuale au următoarea expresie:

$$I_T = I_{CET} + I_{PT} + I_{Rt} + I_{Rg} + I_{es} \quad (10.2.5)$$

$$C_T = C_{CET} + C_{PT} + C_{Rt} + C_{Rg} + C_{es} \quad (10.2.6)$$

în care:

I_{CTE} , I_{CT} , I_{CET} , (C_{CTE} , C_T , C_{CET}) sunt investițiile (cheltuielile anuale) în CTE, CT, CET [lei/an];

I_{PT} , (C_{PT}) - investiția (cheltuielile anuale) în punctele termice ale sistemului de termoficare [lei] ([lei/an]);

I_{Rg} , (C_{Rg}) - investiția (cheltuielile anuale) în rețelele de gaze naturale [lei] ([lei/an]);

I_{RT} , (C_{RT}) - investiția (cheltuielile anuale) în rețelele de termoficare magistrale și de distribuție [lei] ([lei/an]);

I_{rt} , (C_{rt}) - investiția (cheltuielile anuale)

în rețelele de distribuire a căldurii în rețelele termice [lei] ([lei/an]);

I_{rg} , (C_{rg}) - investiția (cheltuielile anuale) în rețelele de gaze naturale [lei] ([lei/an]);

I_{es} , (C_{es}) - investiția (cheltuielile anuale) în liniile și stațiile electrice de distribuire a energiei [lei] ([lei/an]);

I_B , (C_B) - investiția (cheltuielile anuale) aferente consumului suplimentar de combustibil din soluția de producere separată a energiei electrice și a căldurii [lei] ([lei/an]).

Investiția în rețelele de gaze este mai mare la producerea separată, asigurând căldura atât pentru încălzire, cât și pentru prepararea apei calde de consum.

10.2.2. Criteriul cheltuielilor totale actualizate (CTA)

În cadrul comparării tehnico-economice se are în vedere adoptarea soluției cu CTA minime.

Se disting următoarele noțiuni:

• **Cheltuielile totale actualizate (CTA)** reprezintă criteriul normat pentru analiza eficienței economice a investițiilor și cuprinde totalitatea cheltuielilor efectuate (investiții, producție și alte cheltuieli) pe perioada de studiu, raportată, prin tehnica actualizării, la un anumit moment, pentru a permite astfel compararea soluțiilor.

• **Actualizarea** este o tehnică de calcul cu ajutorul căreia resursele investite, cheltuielile anuale efectuate și efectele economice rezultate într-o perioadă de timp sunt reevaluate și raportate la un anumit moment, pentru a permite compararea.

• **Rata de actualizare (r)** este elementul de calcul cu ajutorul căruia se efectuează actualizarea. Rata, normată pentru calculul economic al obiectivelor energetice și al economiei de energie, este de 8 %.

• **Momentul actualizării** este cel la care se raportează cheltuielile (de investiții, de exploatare sau de producție, daunele și valoarea remanentă și reziduală). Pentru mai multe variante se stabilește un singur moment de actualizare, care corespunde cu cel al începerii execuției variantei cu durata de execuție cea mai lungă (momentul 0). Punerea în funcțiune a obiectivului trebuie considerată în același moment pentru toate variantele.

• **Durata de execuție (d)** a obiectivului de investiție este intervalul de timp în care se desfășoară lucrările de construcții-montaj ($C + M$), din momentul începerii lucrărilor de organizare de șantier până la punerea în funcție a primei capacități de

producție. Pentru etapele următoare, investițiile se actualizează pe baza graficului de execuție a investiției.

• **Durata de viață sau de serviciu (D)** este intervalul de timp de la punerea în funcțiune a obiectivului până la expirarea duratei de funcționare, interval în care obiectivul general produce efecte economice. Duratele de viață sunt normate.

• **Durata de studiu (D')** este perioada (convențional aleasă) pentru care se efectuează calculele de actualizare și începe de la momentul 0.

Expresia analitică a cheltuielilor totale actualizate (CTA), în forma ei sintetică, ce se aplică pentru fiecare din variantele comparate, este următoarea:

$$CTA = \sum_{t=1}^d \frac{I_t}{(1+r)^t} + \sum_{t=d+1}^{D'} \frac{C_t}{(1+r)^t} \quad (10.2.7)$$

în care:

I_t - este investiția din anul t ;

t - durata, în ani, de la începerea investiției;

C_t - cheltuielile anuale din anul t .

În termenul C_t nu se include amortizarea investiției.

10.2.3. Criteriul duratei de recuperare

Acest criteriu se poate aplica la compararea a două soluții de alimentare cu căldură cu termen apropiat de realizare, în care:

$I_1 > I_2$ (I_1 este investiția în soluția 1, I_2 - în soluția 2),

$C_1 < C_2$ (C_1 - cheltuieli anuale în soluția 1, C_2 - în soluția 2).

Soluția 1 se adoptă dacă plusul de investiții față de soluția 2 se recuperează într-o durată normată (de ex.: 10 ani) cu ajutorul economiei de cheltuieli anuale, pe baza relației:

$$n = (I_1 - I_2) / (C_2 - C_1) \leq 10 \text{ ani}$$

Acest criteriu este folosit în situația în care, prin aplicarea criteriului CTA, nu se obțin diferențe sensibile (peste 2 %) între soluțiile analizate.

10.3. Structura externă a sistemelor de alimentare centralizată cu căldură

Se caracterizează prin:

- sursele de căldură și amplasarea acestora în raport cu zonele de consum care influențează direct configurația rețelelor termice;
- natura agentului termic folosit la transportul și distribuția căldurii;
- rețelele de transport și distribuție;
- modul de racordare a consumatorilor.

10.3.1. Surse de energie

Sursele de energie ce pot alimenta centralizat cu căldură ansamblurile urbane sau consumatorii industriali și terțiari pot fi:

- centrale de cogenerare (centrale electrice de termoficare - CET)
- centrale nucleare electrice de termoficare (CNET);
- centrale termice de capacitate mare (peste 5 MW);
- centrale termice de capacitate medie (1...5 MW).

Combustibilii utilizați la producerea energiei termice sunt:

- gaze naturale;
- combustibili lichizi;
- combustibili solizi (cărbune, deșeuri etc.)

În general, centralele electrice de termoficare, în marea lor majoritate, funcționează cu două tipuri de combustibili, și anume:

- gazul natural și
- păcura.

Amplasarea surselor depinde de: condițiile locale, combustibilii disponibili, mărimea și ritmul de dezvoltare a consumului termic, existența unor surse de energie termică amplasate în zone industriale susceptibile de modernizare și extindere, cerințele de protecție a mediului.

Inconveniențele amplasării centralelor exterioare (CET și CT de mare capacitate), cum ar fi costurile mari pentru realizarea conductelor de transport, sunt compensate de economiile de investiții și cheltuielile anuale de exploatare datorate pretențiilor mai modeste în executarea finisajelor, posibilităților de alimentare preferențială cu gaze și apă industrială, accesului la liniile de transport feroviar etc.

Amplasarea la distanțe mari de centrele populate face posibilă realizarea unor centrale de mare capacitate, echipate cu turbine de gaz sau abur, având puteri unitare mari și performanțe superioare, apropiate de centralele de condensatie.

Acolo unde consumul de energie termică este relativ mic se acceptă realizarea unei centrale termice în imediata apropiere a consumatorului cu luarea în considerare a unor aspecte, ca acordul urbanistic, protecția mediului etc.

10.3.2. Agentul termic

Natura agentului termic folosit în sistemele de alimentare cu căldură diferă în funcție de felul sursei, precum și de tipul și necesitățile consumatorilor; se pot utiliza :

- apă fierbinte, cu temperatura nominală peste 115 °C;

- apă caldă cu temperatura nominală de maximum 115 °C;

- abur de presiune medie (6...15 bar).

Agentul termic sub formă de apă caldă, (în general, 95/75 °C), se utilizează numai în cazul centralelor termice de capacitate mică, cu un număr limitat de consumatori.

În general, toate centralele de cogenerare (CET) pot furniza apă fierbinte și/sau abur de presiune medie.

Avantajele utilizării apei fierbinți în sistemele de termoficare sunt:

- producția specifică de energie electrică pe unitatea de căldură livrată orar sau anual în rețeaua de transport este mai mare comparativ cu utilizarea aburului;
- raza de acțiune, respectiv, lungimea rețelei de transport a căldurii este mult mai mare, comparativ cu utilizarea aburului;
- este posibilă păstrarea în ciclul termic a întregii cantități de condensat;
- scheme relativ simple pentru racordarea consumatorilor urbani de energie termică.

Dezavantajul utilizării apei fierbinți constă în faptul că proiectarea și exploatarea unei astfel de rețele impune măsuri atente pentru menținerea sub control a regimurilor de funcționare, aspect compensat însă de posibilitatea unei reglări mai bune, elasticitate în exploatare și personal mai puțin numeros.

În unele sisteme de alimentare cu căldură, de dimensiuni relativ reduse, rezultă economic că poate să se utilizeze ca agent termic, apa caldă cu temperatura de 110/55 °C în rețelele de transport și distribuție.

Alegerea agentului termic specific fiecărei situații, precum și a parametrilor acestuia, constituie, prin implicațiile tehnice și economice care decurg, una dintre problemele importante ale sistemelor de alimentare centralizată cu căldură.

Întrucât la consumatorii urbani temperaturile sunt de 90/70 sau 95/75 °C, pentru agentul termic de încălzire și 55...60 °C, pentru apa caldă de consum, temperatura agentului termic livrat de sursele de energie depinde și de condițiile impuse de consumatori.

Utilizarea agentului termic cu temperatură cât mai ridicată în conducta de ducere prezintă ca avantaje faptul că se reduce:

- debitul nominal de apă care circulă în sistem, micșorând diametrul conductelor, greutatea și costul acestora, la aceeași pierdere specifică de sarcină;
- puterea pompelor din sistem precum și energia electrică consumată anual de acestea;
- suprafața de încălzire la consumatorii racordați direct și la schimbătoarele de căldură (la cei racordați indirect).

Utilizarea temperaturilor ridicate ale agentului termic furnizat de CET implică însă și unele dezavantaje prin faptul că:

- scade energia electrică produsă în turbine;
- crește consumul anual de combustibil și cheltuielile de exploatare precum și investițiile suplimentare comparativ cu celelalte soluții.

Influența creșterii temperaturii nominale a agentului termic asupra pierderilor de căldură este relativ mică deoarece mărimea valorii acestora este compensată de reducerea diametrelor conductelor, respectiv, a suprafețelor de schimb de căldură.

Fixarea temperaturii optime de alimentare are în vedere și mărimea sistemului. În general, la sistemele mici de cogenerare se alege temperatura de 120 (130) °C iar la cele mai mari temperatura de 130 (150) °C.

Se practică utilizarea aburului ca agent termic numai pentru satisfacerea necesităților tehnologice.

Aceasta se justifică nu numai prin inconvenientele legate de proiectarea și exploatarea instalațiilor la consumatori dar și printr-o serie de dezavantaje de natură energetică.

În cazul producerii combinate de energie, electrică și termică, utilizarea apei fierbinți în locul aburului conduce la avantaje energetice în sensul producerii unei cantități sporite de energie electrică, datorată posibilității destinderii aburului în turbină până la presiuni mai coborâte.

În anumite condiții, producând energie termică în centrale termice cu deșeuri menajere, cărbune etc., se pot justifica sisteme relativ mari, în care aburul de presiune medie este utilizat pentru transportul căldurii, prin rețele, până la punctele termice.

În ceea ce privește sursele de capacitate mică, amplasate în apropierea consumatorilor, agentul termic poate fi apă caldă cu temperatura de până la 115 °C.

Față de utilizarea apei fierbinți, apa caldă prezintă unele avantaje și anume:

- racordarea consumatorilor se poate face direct;
- se simplifică instalația de asigurare și de preluare a dilatării apei;
- distribuția agentului termic prin conducte se realizează la temperaturi și presiuni mai mici, simplificând mult problemele legate de compensarea dilatărilor;
- utilizarea de țevi și izolații cu grosimi mai reduse;
- asigurarea independenței alimentării consumatorilor racordați la sursă față de ceilalți consumatori.

10.3.3. Rețele de transport și distribuție

Asigură circulația agentului termic și alimentarea cu căldură a consumatorilor.

În cazul sistemelor centralizate de alimentare cu căldură, se consideră rețele de transport, conductele care fac legătura între sursă și zonele de amplasare a consumatorilor. În sistemele centralizate de alimentare cu căldură rețelele se împart în:

- rețele de transport, care fac legătura dintre sursa termică și zonele de amplasare a consumatorilor;
- rețele de distribuție, care fac legătura dintre rețeaua de transport și punctele termice (instalațiile de racordare);
- rețelele de distribuție secundare, care fac legătura dintre punctele termice și consumatori.

Rețelele de transport și distribuție, fiind rețele publice, trebuie astfel concepute, construite și exploatate încât să asigure, în orice condiții de funcționare, continuitatea alimentării cu căldură la parametrii necesari.

Factorii principali de care depinde eficiența unei rețele sunt:

- cheltuielile de amortizare și de întreținere,
- costul căldurii pierdute și
- cheltuielile pentru pompare.

Alegerea soluțiilor la proiectarea rețelelor are la bază, pe lângă considerente tehnicoeconomice și pe cele privind eventualele extinderi, în funcție de evoluția consumului de căldură.

Clasificarea rețelelor de transport și distribuție se poate face în funcție de:

- tipul agentului termic: apă fierbinte, apă caldă, abur;
- numărul conductelor care, ținând seama de parametrii agentului termic și de sistemul adoptat pentru distribuție și racordarea consumatorilor, poate fi:

- monotub: o singură conductă de ducere de la sursă la consumatori, fără conductă de întoarcere;
 - bitub: agentul termic este trimis la consumator cu aceeași parametri pentru toate utilitățile și revine printr-o singură conductă de întoarcere;
 - tritub: două conducte de ducere care transportă agentul termic la parametri diferiți, având conductă de întoarcere comună;
 - multitub, cu sau fără conductă de întoarcere.
- configurația rețelelor: arborescentă sau inelară;
- rețelele arborescente sunt mai simple, mai puțin costisitoare și mai comode în exploatarea normală însă, în caz de avarie, nu permit alimentarea consumatorilor situați în aval de avarie (o soluție pentru astfel de cazuri este realizarea unor bretele de legătură);
 - rețelele inelare permit, în caz de avarie, o alegere corectă a diametrelor buclor, menținerea alimentării tuturor consumatorilor, cu excepția celor racordați între două vane care izolează avaria: schemele inelare sunt mai costisitoare decât cele arborescente iar, în exploatare, prezintă dezavantajul determinării mai dificile a locului unei avarii. Configurația inelară conduce la economii de energie electrică pentru pompare, față de configurația arborescentă.

Soluții uzuale privind configurația rețelelor termice de transport și distribuție sunt prezentate în fig. 10.3.1.

- soluții constructive de amplasare a conductelor, care pot fi:

- supraterane (aeriene);
- subterane, în canale termice respectiv galerii edilitate sau direct în sol, caz în care sarcinile exterioare se transmit direct asupra conductelor și izolației acestora.

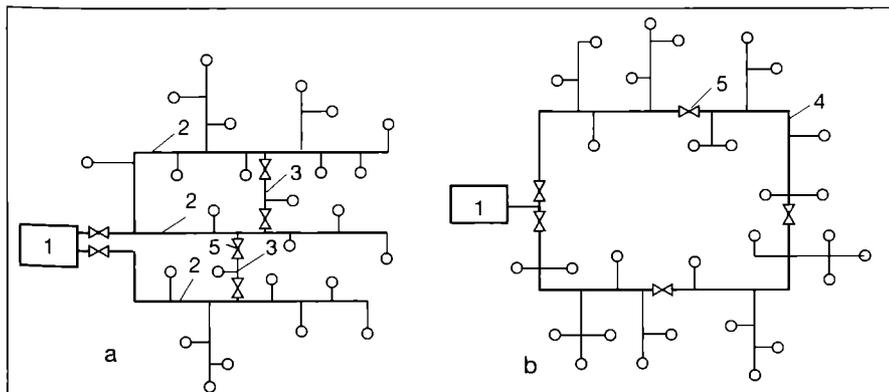


Fig. 10.3.1. Configurația rețelelor termice:

a - rețea arborescentă; b - rețea inelară;

1 - sursa; 2 - ramuri importante; 3 - rețea de legătură pentru rezervă în caz de avarie; 4 - inelul rețelei; 5 - armături de închidere.

10.3.4. Racordarea consumatorilor

Racordarea consumatorilor la rețelele de transport și distribuție ale sistemelor de alimentare centralizată cu căldură se poate realiza:

- direct sau indirect pentru instalațiile de încălzire, ventilare și tehnologice;
- deschis sau închis, pentru instalațiile de preparare a apei calde de consum și cele tehnologice, în care apa se consumă sau nu, efectiv, în proces.

Alegerea modului de racordare a consumatorului depinde de regimul de temperatură și presiune al agentului termic ce circulă în rețea precum și de condițiile impuse de regimul termic și de presiune din instalațiile de la consumatori.

Astfel racordarea directă (fig. 10.3.2) se adoptă în cazul utilizării agentului termic sub formă de apă caldă sau apă fierbinte

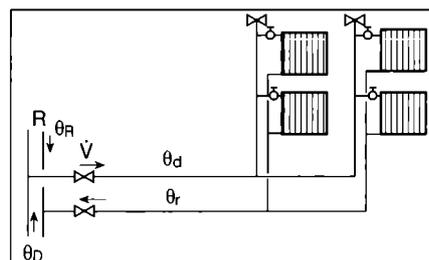


Fig. 10.3.2. Racordarea directă a instalațiilor de încălzire:

$\theta_{D,R}$ - temperatura din conducta de ducere, respectiv, de întoarcere a circuitului rețelei [°C]; $\theta_{d,r}$ - temperatura din conducta de ducere, respectiv, de întoarcere din instalația interioară [°C]; V - debitul de apă din instalația interioară [l/h]; R - rețea exterioară.

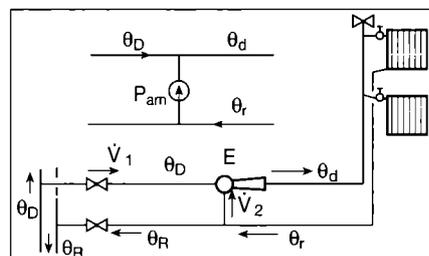


Fig. 10.3.3. Racordarea indirectă cu amestec prin pompa de amestec (Pam) sau elevator (E) a instalației de încălzire:

$\theta_{D,R}$ - temperatura din conducta de ducere, respectiv, de întoarcere a circuitului rețelei și a racordului la organul de amestec (circuitul primar) [°C]; $\theta_{d,r}$ - temperatura din conducta de ducere, respectiv, de întoarcere din instalația interioară (circuitul secundar) [°C]; V_1, V_2 - debitul de apă din racordul de ducere, respectiv, de întoarcere din conducta de amestec [l/h].

atât în sistemul de distribuție cât și în instalația interioară a consumatorului, cu respectarea prevederilor Normativului I13; nu se recomandă racordarea directă a locuințelor, spitalelor, creșelor etc. la rețelele de apă fierbinte din motive de ordin igienico-sanitar.

Racordarea directă cu amestec (fig. 10.3.3), prin elevator sau cu pompă de amestec, este de preferat, necesitând investiții mai mici în punctele termice și în rețea, prin eliminarea conductelor de distribuție (atunci când punctul termic se află în vecinătatea consumatorului).

Racordarea indirectă (fig. 10.3.4) este adoptată, de regulă, atunci când nu pot fi satisfăcute condițiile de temperatură sau presiune solicitate de consumatori. Are avantajul că asigură separarea circuitului primar de circuitul secundar (instalațiile consumatorilor) prin intermediul schimbătoarelor de căldură. În aceste cazuri, consumatorii au un regim hidraulic propriu, protecție împotriva suprapresiunilor (vase de expansiune deschise sau închise), pompe de adaos, precum și instalații de automatizare independente de circuitul primar. Acest mod de racordare conduce însă la investiții ridicate pentru realizarea punctelor termice, a rețelelor de distribuție precum și la cheltuieli de exploatare mai mari, materializate prin consum de energie, cheltuieli pentru reparații și cheltuieli cu forța de muncă.

10.4. Surse de energie

10.4.1. Criterii privind alegerea surselor de energie

Alimentarea cu energie a orașelor și, mai ales a marilor aglomerații, este supusă unor condiții și cerințe legate de dezvoltarea durabilă. Ea este dependentă de factorul economic și de finanțarea a soluțiilor, de îndeplinirea condițiilor-

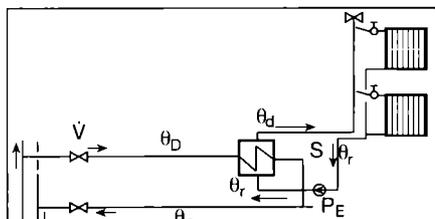


Fig. 10.3.4. Racordarea indirectă a instalației de încălzire prin schimbător de căldură (S):

$\theta_{D,R}$ - temperatura din conducta de ducere, respectiv, de întoarcere a rețelei și a racordului la schimbător (circuitul primar) [°C]; θ_d, θ_r - temperatura din conducta de ducere, respectiv, de întoarcere a instalației interioare (circuitul secundar) [°C]; V - debitul de apă din racordul la schimbător [l/h]; P_E - pompa de circulație în circuitul secundar.

lor legate de poluare a mediului, de modul în care este acceptată de populație și de autoritățile administrației locale.

- Se manifestă criterii și tendințe ca:
- prețul energiei să includă, în mod progresiv, costurile indirecte legate de impactul asupra mediului; consumatorul este penalizat la utilizarea energiei cu soluții poluante și ineficiente;
 - deciziile, în ceea ce privește producerea și vânzarea (distribuția) energiei necesare societății, să țină cont de încadrarea soluțiilor într-o strategie de durată și să se bazeze pe analize ale eficienței tehnico-economice;
 - sursele de combustibil fosil să rămână încă dominante pe piața energiei cel puțin 4-5 decenii de acum încolo, dincolo de durata de viață a soluțiilor tehnice moderne din generația actuală;
 - sursele nucleare, deși esențiale pentru închiderea balanței de energie și pentru limitarea efectului de seră, să aibă încă o dezvoltare frânată de inacceptarea lor de către societatea de astăzi;
 - educația în domeniul problemelor de energie și mediu și transparența în decizii și în tarife să fie de natură să ușureze urmarea căii celei mai directe pentru obținerea succesului și a eficienței energetice;
 - în structura și dezvoltarea orașelor să apară mutații asupra cerințelor de energie ale habitatului modern, mai

ales legate de marile construcții de imobile publice, comerciale și blocuri de locuit cu confort progresiv sporit.

Astfel, sunt de remarcat în această privință:

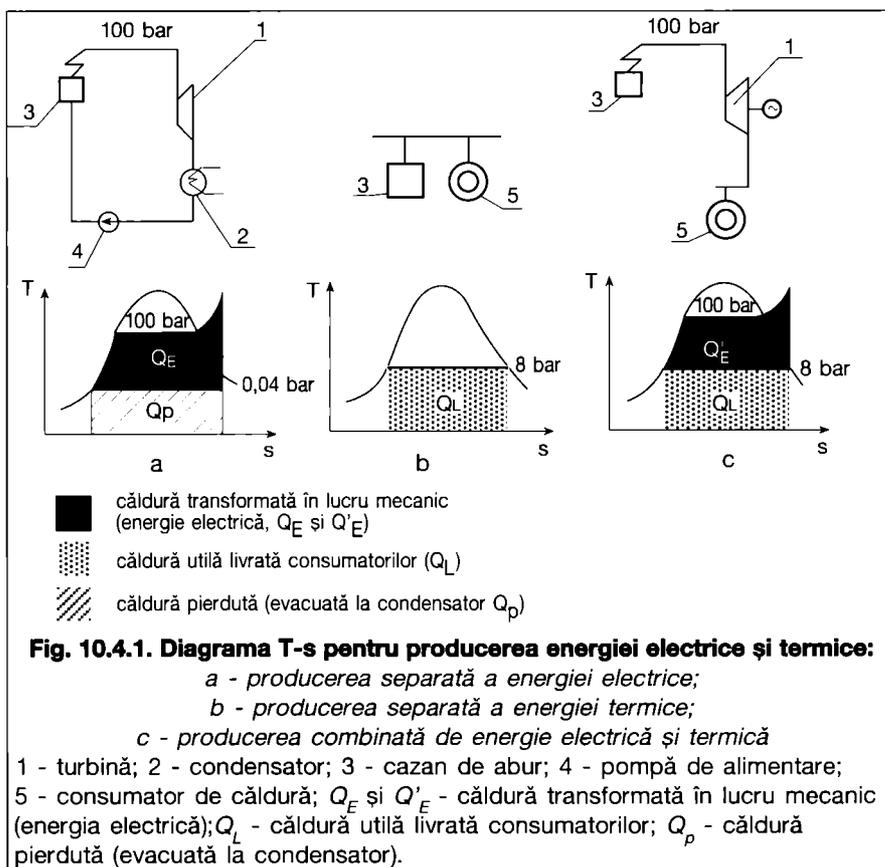
- reducerea progresivă a consumului de căldură prin mărirea eficienței încălzirii, în primul rând, pe seama unei arhitecturi și a unei execuții corespunzătoare etc.;
- realizarea tot mai frecventă a recuperării căldurii deșeu, din imobile, și a folosirii unor surse regenerative locale, inclusiv, a valorificării energetice a deșeurilor urbane;
- un apel mărit, dar totuși ponderat și plafonat, la energia electrică, efect al folosirii tot mai extinse a aparaturii electrocasnice și a iluminatului; plafonarea consumului se poate realiza în contextul unor tarife care să incite la economisirea energiei și la atenuarea vârfurilor de cerere.

10.4.2. Clasificarea centralelor

Producerea agenților termici pentru alimentarea cu căldură a ansamblurilor de clădiri se face în: centrale termice (CT) și centrale de termoficare (CET)

Centrala termică are drept scop producerea de căldură sub diferite forme (apă fierbinte, apă caldă, abur), pe care o distribuie centralizat la un grup de clădiri sau la un ansamblu urban (industrial).

Centrala de termoficare (de cogenerare), din sistemele de termoficare, se



caracterizează prin procesul de producere combinată și simultană a energiei electrice și termice.

Prezintă ca avantaje:

- economia de combustibil;
- posibilitatea de a folosi mai eficient combustibilul, cu evitarea poluării și a pierderilor de combustibil la distribuția în localități și a stocării acestuia la consumatori. Drept consecință a economiei de combustibil apare, ne mijlocit, și reducerea emisiilor de noxe și a emisiei de CO₂, mai ales, în cazul în care se folosesc combustibili cu raport C/H mai redus, cum ar fi gazul metan.

În funcție de instalațiile cu care sunt echipate, centralele de cogenerare sunt definite prin:

- turbine de abur (TA);
- turbine de gaz (TG);
- ciclu combinat (turbine de gaz și de abur);
- motoare Diesel.

10.4.3. Economia de combustibil realizată prin termoficare

Ciclul termodinamic al cogenerării, comparativ cu ciclul de condensatie și cu ciclul de producere a căldurii într-un cazan de încălzire, în cazul în care tot aburul care a traversat turbina este preluat la ieșire din turbină și trimis la consumator (turbină cu contrapresiune), este prezentat în figura 10.4.1

Diagramele presupun aceiași parametri inițiali la CTE și CET și returnarea condensatului fără pierderi de la consumatorul de căldură.

a) Randamentul în cazul ciclului de condensatie este

$$\eta_t = Q_E / (Q_E + Q_P) \quad (10.4.1)$$

Q_E - este energia electrică produsă, iar Q_P - energia pierdută de fluidul de răcire din condensator.

b) Randamentul termic pentru instala-

ția de încălzire este $\eta_t = 1$.

c) Randamentul termic al ciclului de termoficare este

$$\eta_t = (Q'_E + Q_L) / (Q'_E + Q_L) = 1 \quad (10.4.2)$$

Q'_E și Q_L au semnificația din fig. 10.4.1 c.

Se constată, în comparație cu ciclul de condensatie, că oprind destinderea, la o presiune superioară, puterea specifică este mai redusă cu atât mai mult cu cât consumatorul are nevoie de o presiune mai ridicată de abur; deci, pentru aceeași putere electrică, turbina de termoficare va avea un consum de abur mai mare decât cea de condensatie.

Pentru a stabili economia de combustibil aferentă termoficării se consideră cele două situații echivalente în privința livrării de căldură, și anume:

- producerea separată (în CTE-energie electrică și în CT-energie termică);
- producerea combinată de energie electrică și energie termică (în CET).

Cantitățile de combustibil consumate la producerea separată a energiei electrice și energiei termice și în cazul termoficării sunt următoarele:

- la producerea separată:

$$B_{SEP} = [Q_T / (H_i \cdot \eta_{CT})] + E \cdot g_{CTE} \quad (10.4.3)$$

- la producerea combinată în CET:

$$B_{CET} = [Q_T / (H_i \cdot \eta_C \cdot \eta_r)] + E_T \cdot g_{TCET} + (E - E_T) \cdot g_{CCT} \quad (10.4.4)$$

Neglijând pierderile electrice diferite între cele două soluții, E_C = E - E_T, economia de combustibil realizată este:

$$\Delta B = B_{SEP} - B_{CET} = (Q_T / H_i) \cdot [1 / \eta_{CT} - 1 / (\eta_C \cdot \eta_r)] - E_T \cdot (g_{TCET} - g_{CCT}) - E \cdot (g_{CCT} - g_{CTE}) \quad (10.4.5)$$

unde:

H_i - este puterea calorică a combustibilului [kJ/kg_{cc}];

Q_T - căldura livrată [kJ];

η_{CT} - randamentul centralei termice la producția separată;

η_C - randamentul mediu al cazanului din CET;

η_r - randamentul rețelei de transport a căldurii;

E_T - energia electrică produsă în termoficare [kWh];

E_C - energia electrică produsă în condensatie de turbina de termoficare [kWh];

E - energia electrică produsă în condensatie în CTE [kWh];

g_{CTE} - consumul specific pentru energia electrică produsă în centrala de condensatie (CTE) [kg_{cc}/kWh];

g_{TCET} - consumul specific - pentru energia electrică produsă în termoficare [kg_{cc}/kWh];

g_{CCT} - consumul specific pentru energia electrică produsă în condensatie, de CET [kg_{cc}/kWh].

Principala economie de combustibil se face pe seama energiei electrice produse în cogenerare. Economia de combustibil poate atinge valori de 35...40 %.

10.4.4. Scheme de centrale de termoficare echipate cu turbine de abur

Livrarea căldurii la consumator se poate face cu ajutorul turbinelor cu contrapresiune sau a turbinelor cu condensatie și prize reglabile de abur (fig. 10.4.2)

Schema unei turbine cu contrapresiune este prezentată în fig. 10.4.3 a. Puterea electrică livrată de aceasta este strict dependentă de debitul de abur furnizat, ceea ce implică funcționarea interconectată cu sistemul energetic. Regimul de lucru este dictat de consumul de căldură și grupul poate fi folosit la baza curbei de sarcină.

Turbina cu contrapresiune este o mașină constructiv simplă și ieftină. Din această cauză ea este folosită pentru:

- cotei de debit constant, cerută de consumatorii termici importanți;

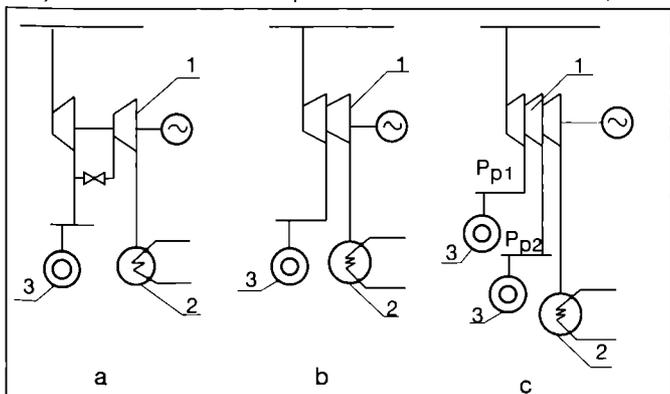


Fig. 10.4.2. Schemele turbinelor cu condensatie și priză:

a - cu o priză reglabilă și 2 corpuri;

b - cu o priză reglabilă, reprezentare simplificată;

c - cu două prize reglabile;

1 - turbină; 2 - condensator; 3 - consumator de căldură;

P_{p1} și P_{p2} - presiunea prizei 1 și, respectiv, 2.

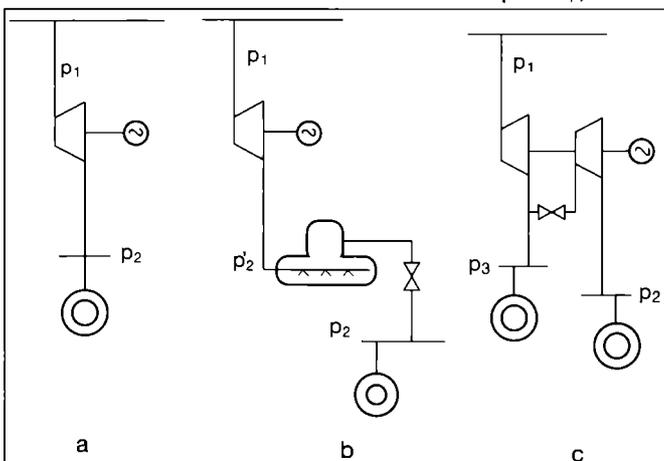


Fig. 10.4.3. Schemele turbinelor cu contrapresiune:

a - contrapresiune simplă; b - contrapresiune și acumulator;

c - contrapresiune și priză reglabilă (2 presiuni de consum).

• instalații de mică însemnătate, a căror putere nu este neapărat necesar să fie asigurată pentru sistem.

O independență limitată între puterea electrică și debitul de căldură se poate obține intercalând între ieșirea din turbină și consumator, un acumulator de căldură, (fig. 10.4.3 b). Acesta conține un volum de apă în contact cu o pernă de abur. În momentul când debitul spre consumator D_c este mai redus decât debitul din turbină D_T a cărei reglare este dictată de sarcina electrică, presiunea în acumulator crește și o parte din abur condensează, încălzind volumul de apă până la noua entalpie de saturație.

Când consumul de abur depășește producția, presiunea scade și o parte din apa acumulatorului se vaporizează.

Consumatorul este racordat la presiunea p_2 , prin intermediul unui regulator de presiune, în timp ce lucrează cu o contrapresiune variabilă p_2' . Deoarece $p_2' > p_2$ rezultă că introducerea acumulatorului atrage după sine o micșorare a indicelui de termoficare și, deci, a eficienței.

În cazul în care consumatorul de căldură are nevoie de două presiuni de abur, diferite între ele, aceasta se poate obține prin folosirea a două turbine de contrapresiune distincte sau printr-un singur grup de contrapresiune și priză reglabilă.

Funcționarea turbinelor cu condensatie și prize reglabile, în sistemul energetic, este independentă de cererea de abur a consumatorului; ele pot avea o infinitate de regimuri de lucru, după puterea electrică și debitul cerut. Turbina cu contrapresiune și priză reglabilă este reprezentată în fig. 10.4.3 c. Presiunea prizei (p_3) este cuprinsă în domeniul 7...15 bar și servește pentru alimentarea consumatorilor cu regim ridicat de presiune; contrapresiunea p_2 (în domeniul 2...4 bar) este utilă consumatorilor cu regim relativ redus de presiune.

Randamentul intern al turbinelor cu condensatie și priză reglabilă este mai coborât deoarece:

• fiecare regulator de priză constituie o rezistență în calea curgerii aburului și cauzează o pierdere de sarcină prin laminare;

• turbina cu prize reglabile are corpurile dimensionate pentru situația limită în care cererea de abur pe priză este maximă. În numeroase perioade corpurile nu funcționează cu debitul maxim și, de aceea, randamentul intern este și mai scăzut.

Regimurile limită ale turbinei cu condensatie și o priză reglabilă pot fi puse în evidență prin analiza din tabelul 10.4.1 Pentru simplificare, s-au neglijat debitele de abur pentru preîncălzirea apei de alimentare.

Puterea disponibilă în regim de condensatie P_k , obținută când prin corpul de joasă presiune trece debitul maxim $D_{k\ max}$ depinde de dimensionarea acestuia. Puterea poate fi mai mică, egală sau mai mare decât puterea disponibilă în regim de termoficare.

Funcționând în regim de condensatie, grupul va avea un consum specific mai mare decât grupul de condensatie pură cu aceeași parametri inițiali și finali.

Puterea disponibilă a turbinei, în regim de termoficare este dată, exclusiv, de corpul de înaltă presiune, în cel de joasă presiune circulând numai un debit minim de abur D_{KO} necesar menținerii temperaturii paletajului (răcirii lui).

Consumul de căldură în acest regim este mai mare decât al turbinei în regim de termoficare cu valoarea Q_{KO} , corespunzător debitului D_{KO} :

$$Q_1 = Q_T + Q_{KO} \text{ [kJ]} \quad (10.4.6)$$

Puterea electrică disponibilă maximă are loc în momentul când amândouă corpurile sunt complet încărcate cu abur, iar la priză se dă consumatorului diferența de debit $D_p = D_{1\ max} - D_{k\ max}$; această turbină constituie pentru sistemul energetic un mijloc de a avea o rezervă caldă de putere de vârf, folosibilă imediat, în măsura în care consumatorul de căldură poate fi redus temporar (situație posibilă pentru consumatorii de căldură pentru încălzire).

Se definește puterea adițională P_{ad}

diferența:

$$P_{ad} = P_{max} - P_T \text{ [kW]} \quad (10.4.7)$$

Mărimea puterii adiționale și regimul cu putere maximă depind de dimensionarea părții de condensatie a turbinei (D_k) și de dimensionarea corpului de înaltă presiune (D_1).

10.4.5. Centrale cu turbine de gaz (ITG)

Instalația cu turbină de gaz (ITG) este o mașină termică ce realizează conversia energiei chimice în energie mecanică, utilizând ca agent termic un gaz. Gazele utilizate frecvent în acest scop sunt: aer, gaze de ardere, dioxid de carbon, heliu etc.

Ciclul termodinamic, după care evoluează instalațiile moderne cu turbine de gaz, este ciclul Brayton, întâlnit în literatura de specialitate și sub denumirea Joule. În fig. 10.4.4 este prezentată, în coordonate T-s (temperatură-entalpie), forma ciclului Brayton teoretic, pentru care se disting următoarele transformări termodinamice:

- 1-2 compresie izentropică;
- 2-3 încălzire izobară;
- 3-4 destindere izentropică;
- 4-1 răcire izobară.

Din punct de vedere al modului de interacțiune între agentul termic și produsele de combustie corespunzătoare sursei calde a ciclului se disting: ITG în circuit deschis și ITG în circuit închis.

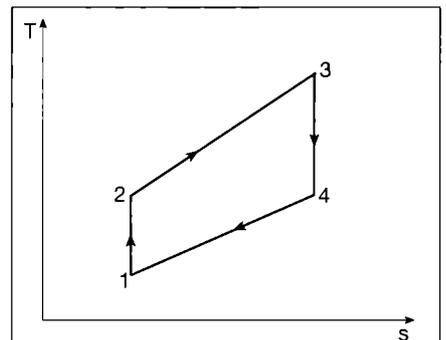


Fig. 10.4.4. Ciclul Brayton teoretic, în coordonate T-s.

Tabelul 10.4.1. Regimurile limită ale turbinei de condensatie și priză reglabilă

Regimul	Condensatie pură	Termoficare (maximă)	Putere maximă
Schema de funcționare			
Caracteristicile debitelor - în condensator - la intrarea în turbină - la priză	$D_k = D_{k\ max}$ $D_1 < D_{1\ max}$ $D_p = 0$	$D_k = D_{ko} \text{ (min)}$ $D_1 = D_{1\ max}$ $D_p = D_{p\ max}$	$D_k = D_{k\ max}$ $D_1 = D_{1\ max}$ $D_p = D_{1\ max} - D_{k\ max}$
Puterea disponibilă	P_k	$P_T < P_K$	P_{max}

10.4.5.1 ITG - în circuit deschis

Agentul de lucru se amestecă cu produsele de combustie la sursa caldă și apoi se destind împreună în turbină pentru a fi ulterior eșapate în atmosferă. Închiderea ciclului se realizează prin intermediul atmosferei care reprezintă în același timp și sursa rece a ciclului.

Schema de principiu pentru ITG în circuit deschis și procesul real în coordonate T-s se prezintă în fig. 10.4.5. Se disting următoarele transformări:

- 0-1 căderea de presiune (laminare) în filtrul de aspirație a aerului în compresor (FA);
- 1-2 compresie politropică în compresor (K);
- 2-3 ardere în camera de combustie, cu pierdere de sarcină (CA);
- 3-4 destindere politropică în turbina de gaz (T);
- 4-5 pierdere de sarcină (laminare) în amortizorul de zgomot (AZ).

Pe scurt, modul de funcționare a ITG în circuit deschis poate fi descris astfel:

- aerul este aspirat de compresor prin intermediul unui filtru de aer FA, care are rolul de a opri eventualele impurități mecanice ceea ce ar duce la degradarea paletajului compresorului;
- după ce este comprimat, aerul pătrunde în camera de combustie unde se amestecă cu combustibilul; energia necesară compresiei este furnizată de turbina de gaz (compresorul și turbina de gaz sunt dispuse pe aceeași linie de arbori).
- produsele de ardere ies din camera de combustie și se destind în turbina de gaz producând lucru mecanic; o parte din lucrul mecanic produs este

utilizat pentru antrenarea compresorului iar cealaltă parte este transmisă către generatorul electric;

- gazele de ardere sunt eșapate în atmosferă prin intermediul unui amortizor de zgomot care are rolul de a reduce poluarea fonică; când turbina de gaz intră în componența unui ciclu combinat gaz-abur, rolul AZ este îndeplinit de cazanul de abur.

10.4.5.2 ITG-în circuit închis

Turbina de gaz în circuitul închis urmărește:

- apropierea ciclului turbinei de gaz de ciclu ideal Carnot prin răciri și încălziri repetate în timpul compresiei și al destinderii (fig. 10.4.6).
- folosirea unui mediu de lucru perfect curat pentru compresor și turbină;
- realizarea ciclului cu presiuni ridicate, cu ajutorul cărora să se reducă volumul specific al gazelor, dimensiunile mașinii și să se poată spori puterea unitară;
- folosirea oricărui combustibil pentru sursa caldă.

Turbina de gaz în circuit închis este o instalație cu ardere externă, la care transmitia de căldură de la gazele de ardere la mediul de lucru se face prin suprafața metalică a unui cazan de aer cald.

Întrebuințarea unor răciri și încălziri multiple nu a fost posibilă în practică, turbina în circuit închis realizându-se în două trepte de compresie și una, cel mult două, trepte de destindere, dar fără încălzire intermediară, așa cum este prezentat în fig. 10.4.7.

Cele două trepte de comprimare au între ele un răcitor de aer, combinat cu un recuperator de căldură pentru termoficare. Aerul comprimat se încălzeș-

te suplimentar în schimbătorul de căldură recuperativ, apoi în cazanul de aer cald și se destind în turbină. Turbina are o turație mai mare de 3000 rot/min și antrenează generatorul printr-un reductor de turație. Aerul care părăsește turbina traversează din nou recuperatorul 6 și se răcește apoi în răcitoarele 10 și 11, reluându-și parcursul în circuit închis.

Instalația are nevoie de apă pentru răcirea aerului după ieșirea din recuperator și între treptele de presiune. Necesarul de apă de răcire este de trei ori mai mic decât la turbinele cu abur.

În cazul ITG în circuit închis masa de agent termic se conservă în interiorul ciclului, deci se pot utiliza în acest scop gaze mai scumpe dar cu proprietăți termodinamice mai bune: CO₂, He.

La turbinele de gaz, recuperarea de căldură pentru livrare la consumatori externi se face la ieșirea gazelor din turbină și la răcirile intermediare între treptele de comprimare.

Schema unei instalații prevăzută cu schimbătoare de căldură pentru termoficare adaptate unei turbine cu gaz în circuit deschis pe două axe este prezentată în fig. 10.4.8.

Recuperarea internă de căldură, cu ajutorul schimbătorului de căldură 5, reducând temperatura gazelor de ardere de la punctul J la K, micșorează cantitatea de căldură Q_{RG} pentru termoficare. În perioadele când nu există consum termic, suprafața de schimb de căldură din gazele de ardere se ocolește prin by-pass-ul 12.

Cazanul recuperator poate avea o ardere suplimentară folosind excesul de aer din gazele de ardere sau poate funcționa independent, chiar dacă

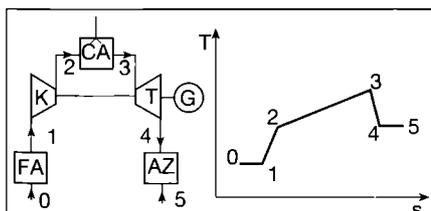


Fig. 10.4.5. Schema de principiu pentru ITG în circuit deschis: Procesul real în coordonate T-s.

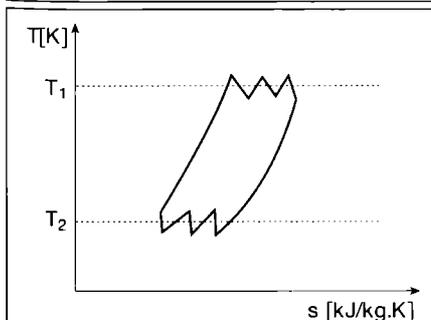


Fig. 10.4.6. Schema unui ciclu de turbină de gaz în circuit închis cu trei trepte de compresie și de destindere.

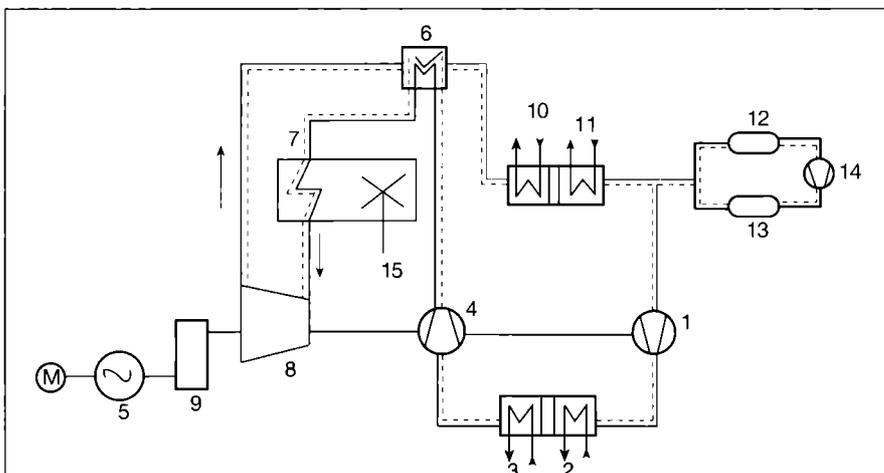


Fig. 10.4.7. Turbina cu circuit închis 12,5 MW SIEMENS:

- 1 - compresor treapta I; 2 - 10 - recuperator de căldură pentru termoficare;
- 3 - răcitor de aer; 4 - compresor treapta II; 5 - generator; 6 - schimbător de căldură recuperativ; 7 - cazan de aer cald; 8 - turbină; 9 - reductor de turație;
- 11 - răcitor de aer; 12, 13 - butelii de aer pentru reglare; 14 - compresor pentru reglare; 15 - alimentare cu combustibil.

turbina de gaz este oprită. În acest caz, cazanul primește aerul de ardere cu ajutorul ventilatorului special 11. Recuperarea căldurii se face în modul cel mai ușor cu ajutorul apei fierbinți, instalația pretându-se ca sursă de căldură pentru termoficarea urbană.

Cantitatea de căldură recuperată depinde de nivelul de temperatură de pe

conducta de întoarcere a rețelei și de temperatura aerului exterior.

Cantitățile de căldură recuperabilă din gazele de ardere și de la răcirea intermediară sunt puse în evidență prin suprafețele hașurate Q_{RG} și Q_{RR} din diagrama T-s a ciclului reprezentat în fig. 10.4.9.

10.4.6. Centrale cu ciclu mixt abur-gaze

Din combinarea unui ciclu cu turbină de gaz și un ciclu cu turbină de abur se pot realiza, în condiții avantajoase de investiții, instalații cu randament superior ambelor cicluri luate individual.

Sunt posibile mai multe scheme de combinare; se prezintă ca exemplu: instalația cu turbină de gaz constituie primul segment al sursei, iar gazele evacuate sunt trimise în cazanul de abur devenit recuperator, în care se efectuează o ardere suplimentară. Aburul obținut la cazanul recuperator alimentează o turbină cu abur.

În fig. 10.4.10 este prezentată schema de centrală cu ciclu mixt a cărei realizare practică este cea mai avansată.

Căldura preluată de la turbina de gaz de către un cazan recuperator (CR) este cedată sub formă de abur unei turbine de abur și unui circuit paralel de apă fierbințe în cazanul recuperator (CR), de unde este condusă într-o rețea de termoficare. Această schemă prezintă multă flexibilitate în funcționare și se remarcă prin economicitate în producerea energiei din combustibili fosili.

10.4.7. Centrale cu motoare Diesel

Centrale de cogenerare cu motoare Diesel se folosesc pentru alimentarea unor consumatori mai mici de energie termică. Se recuperează căldura din circuitele de răcire și de ungere a motoarelor și din gazele de ardere. Până nu de mult motoarele Diesel erau folosite în centrale doar pentru producerea de energie electrică constituind grupuri electrogene de rezervă.

Datorită compactizării, simplității în exploatare și siguranței în alimentare cu energie electrică și termică, acest tip de centrală este din ce în ce mai des folosit în zone cu necesar relativ scăzut de energie termică.

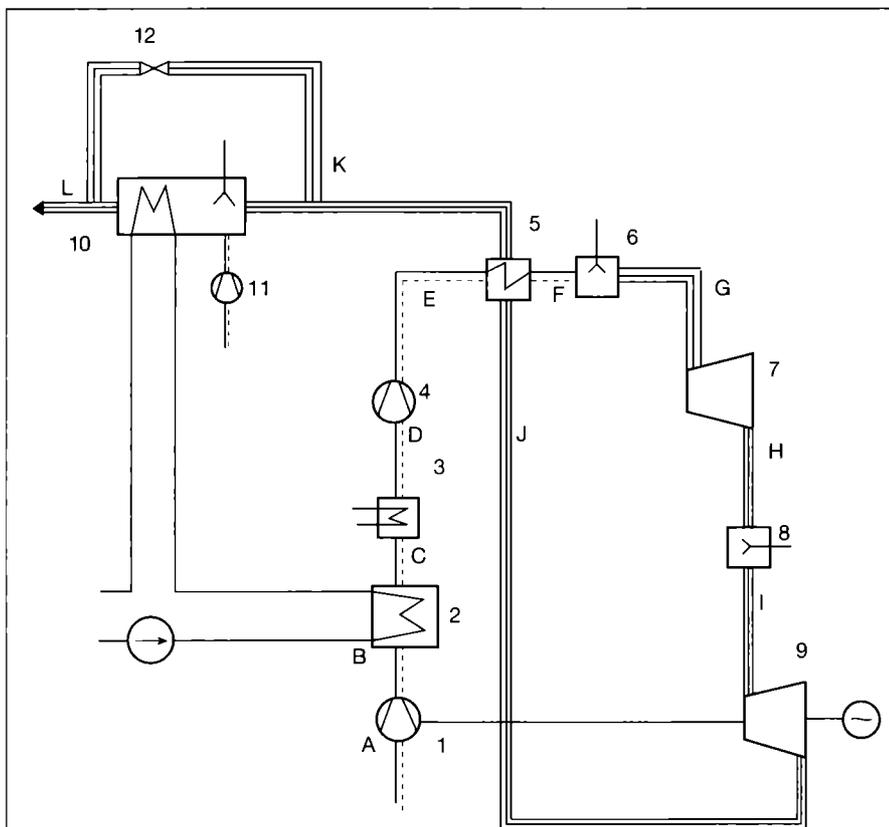


Fig. 10.4.8. Ciclu de turbine de gaz în circuit deschis cu termoficare:

1,4 - compresor; 6,8 - camere de ardere pentru turbina de gaz; 7,9 - turbina de înaltă și joasă presiune; 2 - schimbător de căldură pentru termoficare; 3 - răcitor cu apă; 5 - recuperator de căldură; 10 - cazan cu recuperare de căldură și ardere suplimentară; 11 - ventilatorul cazanului recuperator; 12 - ocolirea cazanului recuperator.

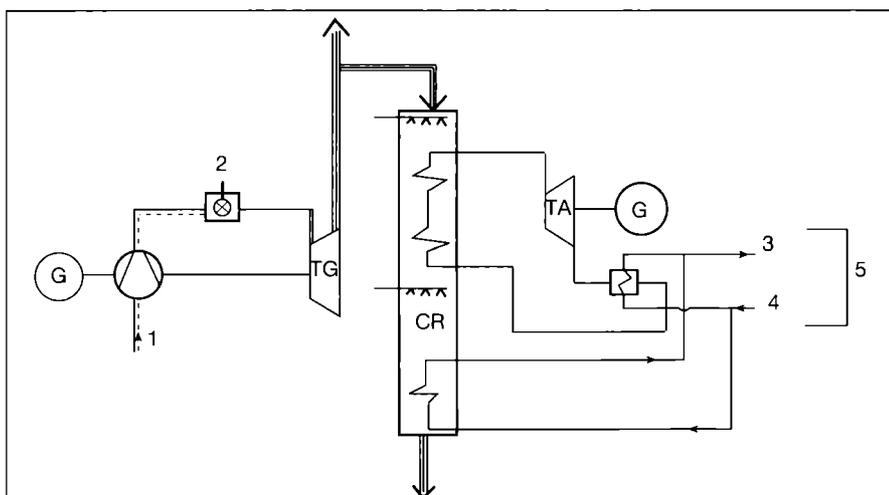


Fig. 10.4.10. Ciclu mixt gaze - abur cu termoficare:

1 - aer; 2 - combustibil; 3 - ducere; 4 - întoarcere; 5 - rețea de termoficare; TG - turbină de gaz; TA - turbină de abur.

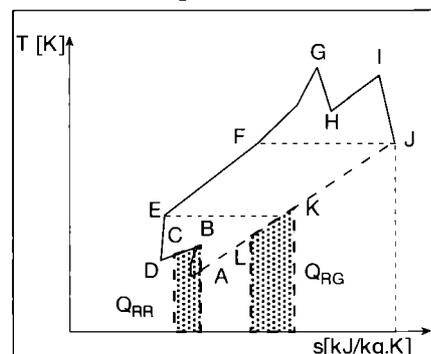


Fig. 10.4.9. Diagrama T-s a unei ITG cu recuperarea căldurii pentru termoficare urbană.

10.4.8. Centrale termice

Sunt surse de producere numai a energiei termice care se pretează la alimentarea centralizată, de la mari distanțe, folosind ca agent termic apă fierbinte (cu temperatura, în condiții de calcul, mai mare de 115 °C) sau abur cu parametrii medii (presiunea absolută situată în domeniul 6...16 bar).

10.4.8.1 Centrale termice de apă fierbinte

Folosirea apei fierbinți ca agent termic, în astfel de surse, este economică față de cazul apei calde ca urmare a

concentrării debitelor instalate în mari unități de cazane și a reducerii debitelor vehiculate în rețea, efectul fiind diminuarea investițiilor și a cheltuielilor anuale pentru pompare.

Dintre caracteristicile principale ale cazanelor de apă fierbinte se menționează:

- randamentul ridicat (0,85...0,9), datorită sistemului constructiv și al caracteristicilor îmbunătățite ale arderii;
- prezența focarelor ecranate;
- impunerea restricțiilor privind temperatura minimă a apei la intrarea în cazan, a presiunii minime și maxime a apei la ieșirea din cazan și a debitului minim al acesteia;

- asigurarea cazanelor cu ventile de siguranță;
- tratarea chimică a apei de adaus (dedurizarea până la maximum 1°d și degazarea până la maximum 0,1 mg/l oxigen dizolvat);
- amplasarea în clădiri independente.

În funcție de mărimea centralelor termice se practică, în prezent, două soluții de scheme funcționale. În cazul centralelor cu un debit instalat de maximum 15...20 MW (fig. 10.4.11), echipamentul de bază (CAF) realizează o temperatură constantă la ieșire, de exemplu 150 °C, ceea ce garantează obținerea unui randament maxim.

Rezolvarea schemei funcționale implică o legătură „bloc” între CAF și pompele de circulație astfel încât modificarea sarcinii termice produse să fie posibilă prin modificarea numărului de cazane care funcționează, implicit a pompelor aferente.

Instalațiile moderne rezolvă această problemă cu ajutorul pompelor de circulație cu turație variabilă.

În scopul realizării parametrilor impuși de consumatori se prevede instalarea de amestec, clapeta de reținere și elementele de reglare automată, incluzând robinetul cu trei căi și regulatorul electronic; se obține astfel o corelare între temperatura apei de rețea pe conducta de ducere și parametrul climatic de bază, temperatura aerului exterior.

Graficul de reglare a parametrilor rețelei și variația debitului de agent preluat din cazanele de apă fierbinte, în procesul de amestec, este prezentat în fig. 10.4.12, debitul de agent se calculează cu relația:

$$M'_{CAF} = M_r \cdot [(\theta_D - \theta_R) / (\theta_{CAF} - \theta_R)] \text{ [kg/h]} \tag{10.4.8}$$

în care:
 θ_D și θ_R - sunt temperaturile agentului termic de ducere și întoarcere [°C];

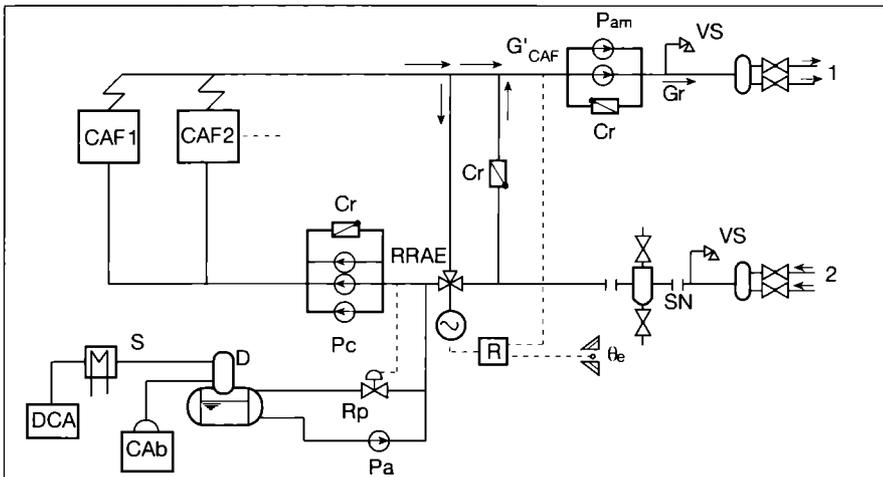


Fig. 10.4.11. Schema termică de principiu a unei centrale termice de apă fierbinte cu capacitate instalată redusă:

CAF - cazan de apă fierbinte; Pc - pompe de circulație; Pam - pompe de amestec; Pa - pompe de adaus; Rp - regulator de presiune; Cr - clapetă de reținere; D - degazator; SN - separator nămol; S - schimbător de căldură; VS - ventila siguranță; DCA - dedurizare chimică a apei; CAB - cazan de abur de presiune joasă; 1 - spre rețeaua de apă fierbinte; 2 - de la rețeaua de apă fierbinte.

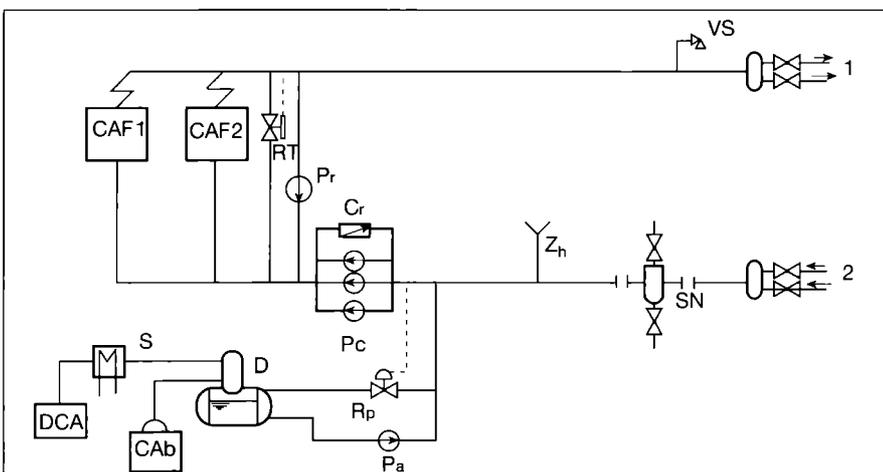


Fig. 10.4.13. Schema termică de principiu a unei centrale termice de apă fierbinte cu capacitate instalată mare:

CAF - cazan apă fierbinte; CAB - cazan abur joasă presiune; Pc - pompe de circulație; Pa - pompe de adaus; Rp - regulator de presiune; Pr - pompă de recirculație; RT - regulator de temperatură; Zh - zăvor hidrolic; Cr - clapetă de reținere; DCA - dedurizare chimică a apei; VS - ventila siguranță; SN - separator de nămol; S - schimbător de căldură; D - doma cazan; 1 - spre rețeaua de apă fierbinte; 2 - de la rețeaua de apă fierbinte.

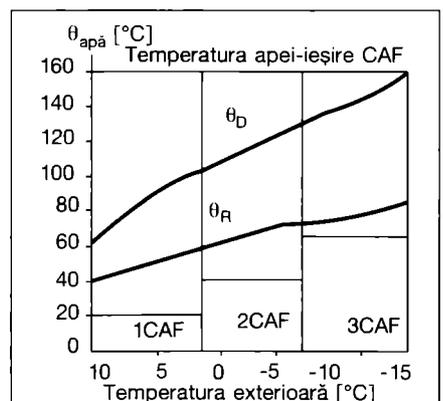


Fig. 10.4.12. Graficul de reglare și variația debitului de agent vehiculat în centrale termice mici, de apă fierbinte.

θ_{CAF} - temperatura agentului furnizat de CAF [°C];

\dot{M}_f - debitul apei din rețea [kg/h].

Schema funcțională din fig. 10.4.13 dă posibilitatea realizării parametrilor de temperatură ai agentului termic pe conducta de ducere, în principal, prin reglarea arderii combustibilului în cazane.

Se prevede o sursă auxiliară de abur de presiune joasă pentru degazarea apei de adaos (la 1,2 bar presiune absolută) și o pompă de recirculare, care au ca efect ridicarea temperaturii apei din rețea, din conducta de întoarcere, înaintea cazanelor de apă fierbinte, când consumatorii returnează agentul la temperaturi situate, ca valoare, sub cea impusă de producătorul acestui echipament (de exemplu 60 °C, la cazanele cu debite unitare mari).

Reglarea temperaturii pe conducta de ducere se realizează prin modificarea numărului de arzătoare în funcțiune (a debitului de combustibil); în cazul în care această temperatură depășește valoarea prescrisă, se corectează amestecând apa ce iese din CAF cu o cantitate de apă, preluată din conducta

de întoarcere, controlată cu ajutorul unui regulator de temperatură RT.

Instalația de adaos trebuie să asigure introducerea unei cantități de agent, ca urmare a pierderilor de apă ce apar prin neetanșeități și a variațiilor de volum generate de diferențele între căderea de temperatură din instalațiile consumatoare și sporul de temperatură introdus de cazane. Se cere ca instalația de adaos să răspundă cerinței ca presiunea agentului în zona de injecție (aspirația pompelor de circulație) să se mențină constantă, respectiv, la valoarea impusă de regimul hidraulic (pus în evidență cu ajutorul graficului piezometric al întregului sistem). Această cerință se asigură prin efectul funcționării regulatorului de presiune Rp.

În ciclul teoretic al centralelor termice de apă fierbinte, în diagrama T-s (fig. 10.4.14), s-a considerat o evoluție de la 70...150 °C a temperaturii apei în cazan pe izobara de 4,85 bar (presiunea absolută corespunzătoare fierberii apei la temperatura de 150 °C), agentul preluând cantitatea de căldură aferentă suprafeței 1-2-3-4 și redând-o, teoretic integral, consumatorilor. Randamentul teoretic este egal cu 100%. Pentru a evita producerea vaporizării apei în zonele cu schimb intens de căldură se impune asigurarea unei presiuni la ieșirea din cazan, corespunzătoare temperaturii, în condiții de saturație, obținută din temperatura de regim cu un ecart de 20...30 K.

Randamentul real scade la 80...90% din cauza pierderilor de căldură prin gazele de ardere, manta, conducte, armături, cenușă etc.

10.4.8.2 Centrale termice de abur de presiune medie

În incintele sau platformele industriale unde nu se justifică introducerea unor centrale electrice de termoficare se prevăd centrale termice echipate cu cazane de abur, funcționând la parametrii medii (în domeniul 6...20 bar); aburul este livrat în stare de saturație sau, la unele tipuri de cazane, în stare de supraîncălzire (cu cel mult 20...30 °C peste temperatura de saturație corespunzătoare presiunii). Când se impune transportarea aburului la distanțe mai mari de 0,8...1,0 km, se aleg cazane cu supraîncălzire.

De obicei, aburul livrat din astfel de centrale este utilizat pentru acoperirea nevoilor de căldură în procese tehnologice și, mai rar, în procese de ventilare, încălzire și preparare a apei calde de consum. În mod curent, aceste ultime procese utilizează, ca agent termic, apa fierbinte, ca urmare a avantajelor pe care le prezintă în comparație cu aburul. De aceea, centralele termice de abur (fig. 10.4.15) pot fi prevăzute și cu o instalație de preparare a apei fierbinți, unde se folosește condensatul recuperat din procesele tehnologice ce folosesc aburul ca agent termic primar; pentru obținerea temperaturii finale condiționate de sistem, pe conducta de ducere, se prevede o a doua treaptă în instalația de preparare a apei fierbinți, alimentată cu abur (în schimbătorul de vârf), având parametrii corecți într-o instalație de reducere-răcire.

Întrucât condensatul recuperat și pompat de la consumatori nu are temperatura mai mare de 90...95 °C, apa de rețea nu poate fi încălzită în schimbătorul de bază la mai mult de 80...85 °C; de aceea, la dimensionarea sistemelor ce utilizează apa fierbinte la temperatura nominală de 150 °C, este necesar ca aburul livrat schimbătorului de vârf de IRR să aibă presiunea absolută de 5,5...6 bar în stare de saturație.

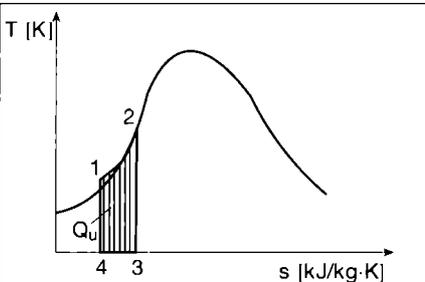


Fig. 10.4.14. Reprezentarea în diagramă T-s a ciclului termodinamic în cazul centralelor termice de apă fierbinte.

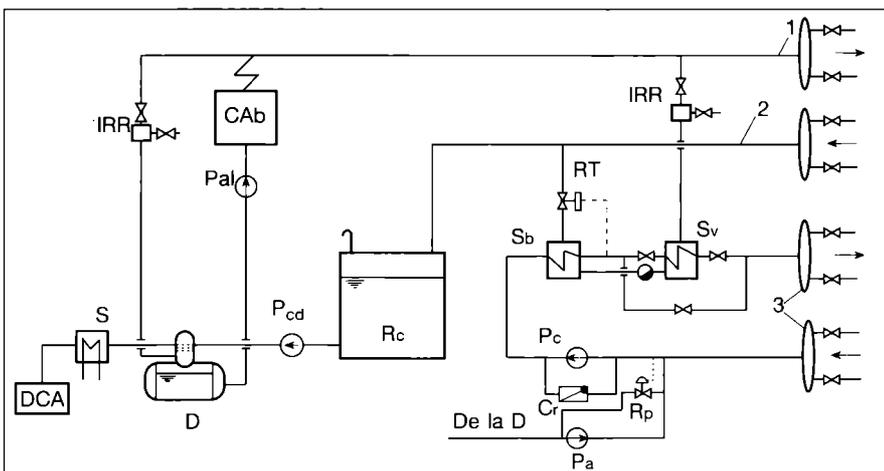


Fig. 10.4.15. Schema termică de principiu a unei centrale termice de abur de presiune medie:

CAB - cazan abur de presiune medie; Rc - rezervor de condensat; D - degazor; Pal - pompă de alimentare; Pcd - pompe de condensat; Pa - pompă de adaos; Pc - pompă de circulație; Rp - regulator de presiune; Sb - schimbător de bază; Sv - schimbător de vârf; RT - regulator de temperatură; IRR - instalația de reducere - răcire; Cr - clapetă de reținere; DCA - dedurizarea chimică a apei; 1 - abur; 2 - condensat; 3 - apă fierbinte.

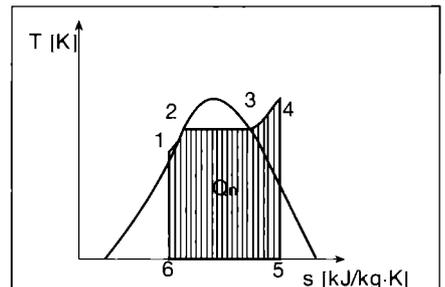


Fig. 10.4.16. Reprezentarea în diagramă T-s a ciclului termodinamic în cazul centralelor termice de abur:

1-2 încălzirea apei în cazan; 2-3 vaporizare; 3-4 supraîncălzirea aburului.

În ciclul teoretic din diagrama T-s a procesului de obținere a aburului în centrala termică (fig. 10.4.16) se consideră, teoretic, o evoluție inversă a agentului termic dintr-o instalație consumatoare de căldură, respectiv, aburul cedează aici căldură de supraîncălzire, apoi condensează, cedând căldură latentă după care, condensatul se subrăcește. Rezultă deci, un randament teoretic de 100 %, întreaga arie 1-2-3-4-5-6-1 reprezentând energie utilă. Randamentul real al centralelor termice este de 70...90 % în funcție de: felul combustibilului, tipul constructiv al cazanelor, gradul de echipare cu elemente de reglare, calitatea execuției și exploatării etc. Dacă se ține seama și de randamentul rețelelor și al instalațiilor consumatoare de căldură, randamentul pe ansamblul sistemului poate atinge valori de 50...80 %.

În anumite situații, determinate de mărimea și structura sarcinilor termice ce trebuie acoperite, se justifică realizarea unor centrale termice echipate atât cu cazane de abur, cât și cu cazane de apă fierbinte. O parte din echipamentul de bază și din cel auxiliar se poate amplasa în aer liber. În rezolvările practice, efective, privind amplasarea echipamentului și construcția centralelor termice, se impune respectarea condițiilor înscrise în prescripțiile tehnice ale echipamentului, normelor de tehnică a securității muncii și normelor de prevenire a incendiilor (C 300; P118; Norme generale PSI/1994; NRPM).

sarcină, nu se dimensionează pentru valoarea vârfului maxim al consumului de căldură. O asemenea situație ar fi neeconomică, în tot restul anului, instalațiile funcționând neîncărcate. Capacitatea de livrare a căldurii se dimensionează pentru a acoperi cantitatea de căldură Q_{CET}^h , mai mică decât cantitatea orară maximă. Diferența se preia prin instalații de vârf, care în ora de consum livrează debitul de căldură $Q_{vârf}^h$. Se definește coeficient orar de termoficare raportul:

$$\alpha_h = Q_{CET}^h / (Q_{CET}^h + Q_{vârf}^h) \quad (10.4.10)$$

Q_{CET}^{an} - cantitatea de căldură livrată anual din prizele turbinelor, raportată la cantitatea totală de căldură reprezintă coeficientul anual de termoficare:

$$\alpha_{an} = Q_{CET}^{an} / (Q_{CET}^{an} + Q_{vârf}^{an}) \quad (10.4.11)$$

Mărimea coeficientului anual de termoficare este dependentă de mărimea coeficientului orar. Coeficientul orar de termoficare optim depinde de alura curbei de consum, de indicele de termoficare și de prețul combustibilului și are valoarea optimă $\alpha_h = 0,4...0,5$, ceea ce corespunde unui coeficient anual 0,85...0,88 (pentru condițiile din România).

În mod obișnuit, valoarea temperaturii maxime de ducere, care are loc la temperatura exterioară de calcul, este de 130...150 °C cu temperatura corespunzătoare de calcul la întoarcere de 70...80 °C.

În timpul verii, temperatura apei în rețea este dictată de nevoia de a încălzi apa caldă de consum și are valori constante de circa 70/35 °C. Încălzirea apei din rețea, cu abur de la priză, se face în schimbătorul de căldură de bază.

Nivelul de presiune de la priza turbinei definește nivelul maxim de temperatură a apei încălzite în schimbătorul de bază.

Pentru presiunea de 2 bar, căreia îi corespunde temperatura de saturație $\theta_s \approx 120$ °C, temperatura maximă a apei încălzite în schimbătorul de bază este de circa 115 °C.

Pentru preluarea cantității de căldură suplimentară necesară în perioada vârfului de încălzire, sunt posibile următoarele soluții (fig. 10.4.18)

- alimentarea cu abur dintr-o a doua priză de presiune ridicată a turbinei cu ajutorul unui schimbător de căldură de vârf (fig. 10.4.18 a)
- alimentarea cu abur din rezerva de abur a cazanelor energetice prin instalație de reducere-răcire și un schimbător de căldură de vârf (fig. 10.4.18 a);
- cazane de apă fierbinte (CAF) pentru vârf, instalate în serie cu schimbătoarele de căldură de bază ale turbinei (fig. 10.4.18 b).

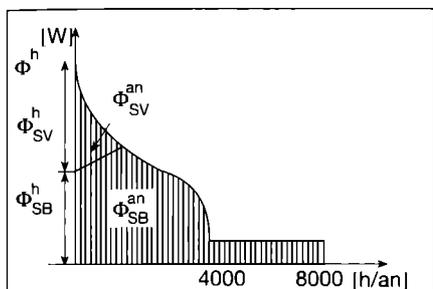


Fig. 10.4.17. Curba clasată a consumului de căldură:

Q_{CET}^{an} - necesarul anual de căldură produs în centrală; Q_{SB}^{an} - necesarul anual de căldură produs în schimbătorul de vârf (sau CAF); Q_{SB}^{an} - necesarul anual de căldură produs în schimbătorul de bază (în ciclul combinat); Q_{SV}^h - necesarul maxim orar de căldură produs în schimbătorul de vârf (CAF); Q_{SB}^h - necesarul orar de căldură produs în schimbătorul de bază (în ciclul combinat).

10.4.9. Sarcina termică a centralelor de termoficare urbană

Consumul de căldură pentru nevoile urbane se împarte în următoarele categorii:

- pentru încălzire Φ_i [W],
- pentru alimentarea cu apă caldă de consum - Φ_{ac} [W],
- pentru ventilare - Φ_v [W].

Consumul de căldură pentru încălzire depinde de temperatura exterioară a aerului, de viteza vântului și de aporturi (cap. 3).

Sezonul de încălzire are o durată dependentă de climă; limitele sezonului rece sunt marcate de valoarea temperaturii exterioare medii zilnice (de ex. pentru România, 10 °C).

$$Q_{CET}^{an} = Q_i^{an} + Q_{ac}^{an} + Q_v^{an} \quad (10.4.9)$$

Curba clasată a consumului de căldură este reprezentată în fig. 10.4.17.

Turbinele centralei de termoficare, care acoperă o asemenea curbă de

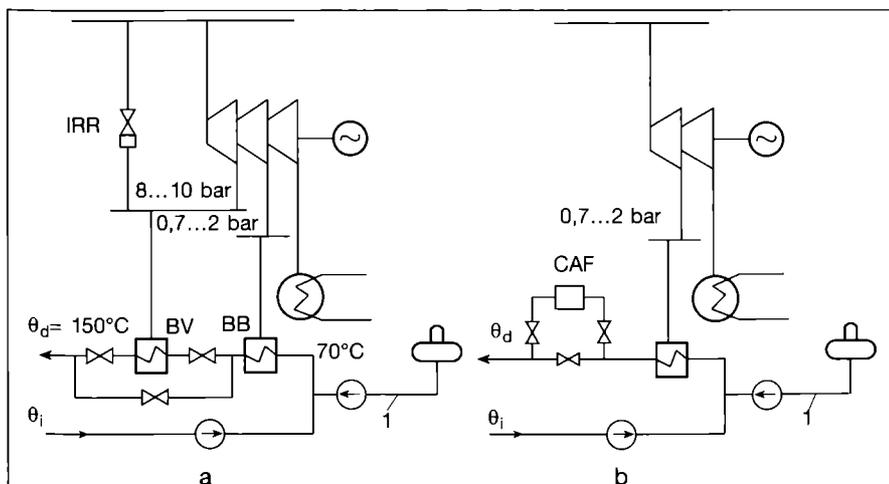


Fig. 10.4.18. Scheme pentru prelucrarea debitului de căldură la vârf:

- a - cu abur preluat din priza de presiune ridicată și prin reductor de presiune;
- b - cu încălzire suplimentară a apei în cazane de vârf;
- 1 - apă de adaos; IRR - instalație de reducere - răcire.

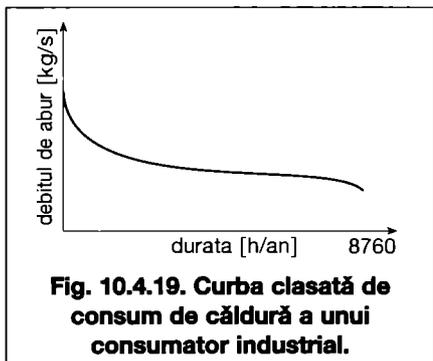
Cazanele de vârf asigură, totodată, rezerva pentru alimentarea cu căldură a consumatorilor la ieșirea din funcțiune a turbinelor. Soluția cu cazane de vârf de apă fierbinte este cea mai economică și se aplică, în prezent, în mod generalizat.

10.4.10. Sarcina termică a centralelor de termoficare industrială

Curba clasată a consumului de căldură industrial este mai aplatizată decât cea urbană, după cum se poate vedea din fig. 10.4.19.

Din această cauză coeficientul orar de termoficare optim este mai ridicat, $\alpha_h = 0,6...0,8$.

Consumatorii industriali folosesc, în principal, abur. Aburul necesar pentru vârf se asigură din rezerva cazanelor de presiune ridicată, prin instalații de reducere-răcire, sau din cazane de abur suplimentare, cu presiunea corespunzătoare consumatorului. Rezerva de abur este deosebit de importantă și, de cele mai multe ori, impune să se instaleze cel puțin trei cazane, la o centrală de termoficare industrială.



Concentrarea mai multor consumatori pe o platformă industrială are consecințe favorabile asupra dimensionării centralei de termoficare. Ea conduce, însă, la mai multe presiuni de abur la consumatori.

Folosind o parte din căldura aburului livrat, consumatorii industriali returnează numai o cotă de condensat, în general, redusă. Instalațiile pentru tratarea apei de adaos devin ample și complexe și, în alternativă, se pune problema alimentării indirecte, cu folosirea transformatoarelor de abur. În acest caz, apa de calitate din circuitul cazanului este menținută în centrală iar la consumator este trimis abur provenit din vaporizatoare, folosind o apă de calitate inferioară celei din circuitul cazanului și produsă cu un cost de tratare redus.

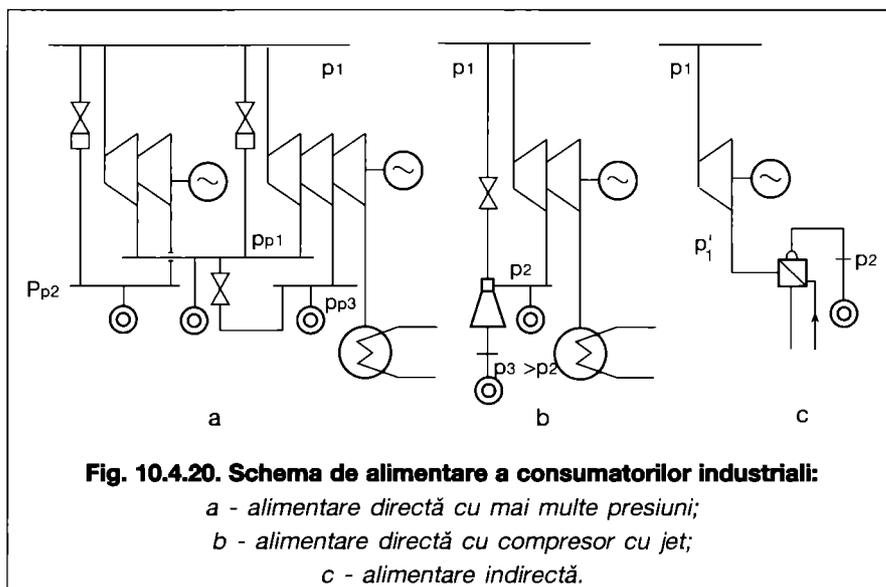
În fig. 10.4.20 a este prezentată o

schemă de centrală de termoficare industrială cu livrare directă de abur la trei presiuni, folosind prizele turbinelor, contra-presiunea și reductoare de presiune.

În fig. 10.4.20 b este prezentată o schemă în care se comprimă abur de la priză cu ajutorul unui compresor cu jet care folosește abur de presiune înaltă p_1 și joasă p_2 pentru a obține o presiune intermediară p_3 .

Racordarea unui transformator de abur este arătată în fig. 10.4.20 c. Din cauza condițiilor de schimb de căldură presiunea prizei este în acest caz mai mare decât în cazul livrării directe, reducând indicele de termoficare.

La centralele de termoficare care alimentează marile platforme industriale, consumatorii au un caracter mixt, cu o parte de căldură livrată pentru tehnologie și alta pentru încălzire.





II. Alimentarea cu căldură

Capitolul 11

Rețele termice de transport și distribuție



11.1. Elemente privind construcția rețelelor termice

11.1.1. Criterii privind construcția rețelelor termice

Conductele de transport și distribuție a energiei termice sunt instalații complexe ce cuprind: țevi îmbinate prin sudură, flanșe sau elemente de legătură, izolație termică, armături de închidere și control, compensatoare de dilatare, dispozitive de aerisire și golire, reazeme fixe și mobile și alte elemente de construcții specifice.

Conductele termice pot fi pozate aerian sau subteran, modalitatea de amplasare depinzând de situația caracteristică din teren, independent sau corelat și cu traseele altor conducte (canalizare, apă potabilă etc.) În acest sens se au în vedere prevederile Normativului I 13 referitoare la distanțele maxim admise pe traseele paralele și la intersecții între conductele rețelelor termice și alte categorii de conducte, canale, cabluri etc.

Conductele termice au nevoie de prevederea unor cămine speciale de vizitare, în cazul amplasării în canale termice, sau de platforme de acces, pentru conductele amplasate aerian.

Pentru conductele termice se utilizează țevi din oțel (trase sau sudate) cu izolație termică din vată minerală, spumă de polyuretan pentru conductele preizolate). În acest domeniu se mai pot utiliza țevi flexibile (din polietilenă reticulată) cu izolație din polietilenă.

Conductele din oțel se montează pe reazeme fixe și mobile, iar pentru preluarea deformațiilor se prevăd elemente de compensare. Conductele preizolate și cele flexibile montate subteran se amplasează direct în sol, sprijinirea fiind uniform continuă, pe toată lungimea acestora. Pentru conductele preizolate amplasate aerian se mențin aceleași principii de montare (pe suporturi fixe și mobile), fiind necesară respectarea prescripțiilor tehnice recomandate de firmele producătoare.

11.1.2. Amplasarea subterană în canale

Este utilizată pe traseele din zonele urbane unde este necesară coordonarea traseului rețelelor termice cu traseul celorlalte rețele subterane. Amplasarea subterană se realizează în canale circulabile, semicirculabile și necirculabile.

11.1.2.1 Canale circulabile

Montarea conductelor în canale circulabile asigură accesul permanent și ușor al personalului de întreținere, în

schimb, prezintă din punct de vedere economic investiții mari. Ele se justifică numai în cazul unui număr mai mare de conducte, cu trasee paralele, în incinta marilor întreprinderi industriale și la limita centralelor de termoficare. Pereții canalelor circulabile se execută din beton armat, din blocuri de beton sau din zidărie de cărămidă, soluția constructivă fiind dictată de condițiile locale și de considerente economice. Executarea întregului canal din elemente prefabricate este rațională în cazul în care lucrările presupun un volum mai mare.

Dacă traseul conductelor străbate ape freatice este necesară amenajarea unui pat de drenare sau de impermeabilizare a fundului și pereților canalului până la cota apelor freatice. Pentru ca apa provenind din infiltrații sau scăpări din rețea să se poată evacua, este necesar să se asigure în lungul canalelor o pantă de cel puțin 2 ‰. Înălțimea acestor canale subterane circulabile (fig. 11.1.1) este de minimum 1,8...2 m; spațiul de acces are o lățime de cel puțin 0,8...1 m. Este necesară asigurarea unui iluminat artificial la tensiuni nepericuloase de 24 (36 V), precum și de o ventilație naturală sau mecanică pentru ca temperatura din interiorul canalului să nu depășească 40 °C.

Reazemele în canale se execută din perne (blocuri) din beton simplu, din grinzi din oțel încastrate în console în pereți sau sprijinite pe stâlpi. Reazemele pot fi glisante sau rulante (§ 11.1.6 și 11.1.7).

În zone urbane sau industriale sistematizate se prevăd galerii edilitare în care se pot amplasa toate categoriile de conducte, cu excepția celor de gaz.

11.1.2.2 Canale semicirculabile.

Sunt utilizate în cazurile în care săpăturile pentru repararea conductelor sunt, din anumite motive, excluse sau de evitat (este cazul subtraversării străzilor, căilor ferate etc.). Ele se execută cu o înălțime de 1,2...1,6 m cu un spațiu liber în lățime de 0,5...0,6 m, din beton armat monolit sau din elemente prefabricate (fig. 11.1.2).

Conductele se montează pe suporturi prinse pe radier sau pe pereții canalului.

11.1.2.3 Canale necirculabile

Se execută din cărămidă sau beton armat, cu secțiuni dreptunghiulare, ovale sau cilindrice (fig. 11.1.3).

În soluția curentă, se folosesc elemente prefabricate ceea ce asigură o execuție rapidă a lucrărilor.

Se urmărește, în general, ca montarea conductelor să se realizeze cât mai la suprafață (pentru micșorarea volumului săpăturilor), deasupra nivelului apelor freatice. În caz contrar este ne-

cesară executarea lucrărilor de drenare pentru apele infiltrate din pânza de apă freatică, ploi sau defecțiuni ale rețelei. Amplasarea canalelor necirculabile sub nivelul apelor freatice fără ca nivelul acestora să fie coborât prin drenare, este posibilă numai în situația când ele sunt executate cu izolație hidrofugă exterioară.

11.1.3. Amplasarea subterană fără canal

Realizarea sistemelor de rețele termice subterane, în special, cu conducte preizolate, necesită următoarele operațiuni:

- executarea elementelor componente ale rețelei în cadrul firmelor producătoare

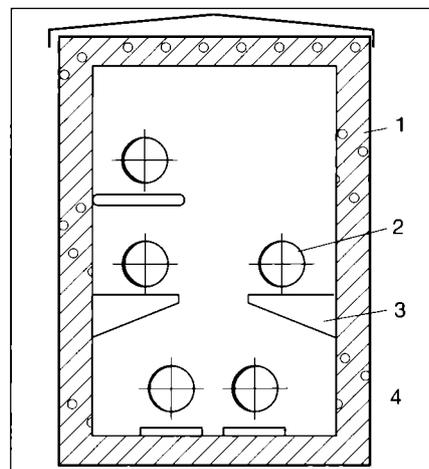


Fig. 11.1.1. Canal circulabil din beton armat monolit:

1 - peretele canalului; 2 - conductă; 3 - consolă; 4 - reazem.

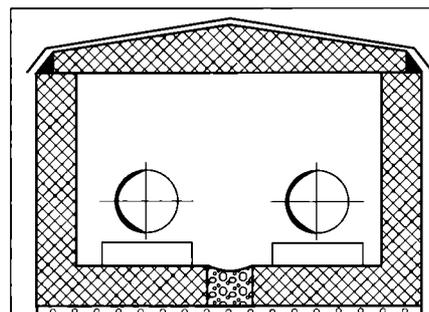


Fig. 11.1.2. Canal semicirculabil cu elemente prefabricate din beton armat în formă de L.

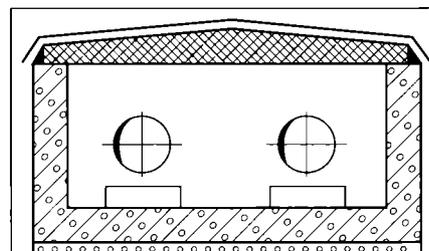


Fig. 11.1.3. Canal necirculabil din beton armat monolit, acoperit cu plăci prefabricate.

- specializate, inclusiv transportul și depozitarea acestora în condiții specifice;
- transportul și pozarea elementelor de conducte în șanțurile deschise prin săpătură conform traseelor prevăzute prin proiectare;
- sprijinirea conductelor pe suporturi provizorii (bucăți de lemn sau spumă rigidă de polyuretan etc.) amplasate la distanțe de 3...4 m, pe fundul șanțurilor;
- executarea îmbinărilor prin sudură între conducte, realizarea trecerilor prin pereți, executarea ramificațiilor, coturilor etc.;
- efectuarea probelor de presiune;
- executarea izolării conductelor în zonele de îmbinare între elementele componente (conducte rectilinii, coturi, ramificații etc.);
- acoperirea conductelor cu nisip compactat (10...15 cm); se completează deasupra cu pamânt de umplură, compactând straturile succesiv, până la nivelul solului.

Adâncimea de pozare a acestor conducte se situează în jurul valorilor de 0,6...1,5 m, în funcție de cotele terenului și de panta ce trebuie prevăzută în vederea efectuării golirii rețelei.

Lățimea șanțurilor depinde de numărul, diametrul conductelor și de spațiile libere dintre conducte (10...20 cm) - (fig. 11.1.4)

Modul de preluare a deformațiilor conductelor provenite din variațiile de temperatură este, în general, același ca și la conductele montate în stil clasic (adică se utilizează compensatoare naturale elastice, compensatoare curbate în formă de U etc.), amplasarea acestora realizându-se cu respectarea indicațiilor în ceea ce privește delimitarea brațelor compensatoarelor și a tehnologiei de execuție, recomandate de firmele producătoare (cap. 11.1.8).

11.1.4. Amplasarea aeriană

Amplasarea aeriană (supraterană) a conductelor termice se execută pe stâlpi din beton armat sau metalici. Construcțiile metalice sunt agreate la realizarea platformelor (estacadelor), la realizarea podurilor (podetelor), cumulând și alte funcțiuni (circulația pietonală, a vehiculelor etc.).

Înălțimea stâlpilor trebuie să asigure gabaritul de liberă trecere în zonele de supratraversare a drumurilor, a căilor ferate etc. Dacă nu există restricții din acest punct de vedere, conductele pot fi amplasate aproape de sol, pe construcții joase rezultate dintr-o fundație din beton simplu și un cuzinet din beton armat sau simplu deasupra acestei fundații (fig. 11.1.5).

În general, se preferă stâlpii prefabricați din beton armat, datorită durabilității lor în timp și a investiției mai redu-

se. Forma stâlpilor (fig. 11.1.6) este de „T” sau dublu „T”, de cadru (cu una sau mai multe rigle, console etc.)

Izolajia conductelor aeriene se protejează contra intemperțiilor prin înfășurări cu materiale bitumate și prevederea unor mantale metalice din tablă zincată. Pentru deservirea conductelor amplasate aerian se prevăd, în anumite puncte, scări de acces și platforme permanente.

Aceleași principii de pozare aeriană se pot aplica și în cazul utilizării conductelor preizolate (cu spumă de polyuretan și manta metalică de protecție).

11.1.5. Tevi, elemente de legătură

Pentru sistemul de conducte termice se utilizează, de regulă, tevi din oțel trase (STAS 404 și STAS 6898 fabricate din oțel cu mărcile OLT 32, OLT 35 și OLT 45) și tevi sudate elicoidal (STAS 6898 fabricate din oțel cu mărcile OL 38, OL 42, OL 50, OL 52). Datele privind țevile STAS 404 sunt redată în anexa 6.1; țevile STAS 6898 (cu mărimi uzuale în domeniul rețelilor termice) sunt prezentate în tabelul 11.1.1 a.

Pe lângă conductele din oțel izolate cu vată minerală și protejate cu mantale, se pot utiliza conducte preizolate, cu izolație termică din spumă de polyuretan și mantale de protecție (din

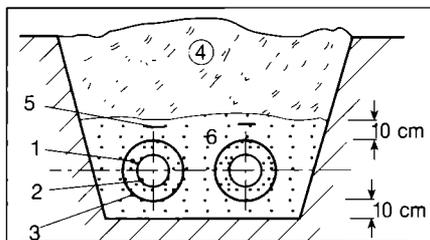


Fig. 11.1.4. Secțiune transversală pentru o rețea de conducte preizolate:

- 1 - spumă PUR; 2 - conductă;
- 3 - manta; 4 - șanț; 5 - panglică de marcare; 6 - pat de nisip.

plastic sau metalice) - figura 11.1.7 a.

Avantajele sistemelor de rețele din conducte preizolate constă în faptul că nu necesită construcția canalelor termice de protecție, permit reducerea punctelor fixe și a compensatoarelor (§ 11.4.9) și au un coeficient mult redus de pierderi de căldură. Aceste conducte prezintă posibilitatea detectării eventualelor defecțiuni, având încorporat un sistem de conductoare de avertizare cu ajutorul căruia se poate găsi, cu precizie de 1 m, locul avariei. În acest scop, în elementele conductei preizolate sunt introduse, încă din faza de fabricație, conductoare de semnalizare (de regulă, din cupru cositorit) care se leagă la locul de execuție conform cerințelor de măsurare propuse de firmele furnizoare. Sistemul de control urmărește și sesizează defecțiunile interioare și exterioare ale conductei și funcționează după principiul reducerii rezistenței electrice a spumei PUR odată cu apariția umidității în acest strat. Sub o anumită valoare limită, sistemul de urmărire dă semnalul de alarmă vizuală sau sonoră. Astfel de sisteme de supraveghere sunt: BRANDES, ST 2000 (pentru control continuu) etc.

Firme producătoare ce livrează astfel de conducte sunt: STIZO, ISOTEROM, ISOPLUS, ABB etc.

În domeniul rețelilor termice (pe circuitele secundare cu parametrii de temperatură de până la 95 °C) se pot utiliza și conducte flexibile la care conducta centrală este din material plastic (polietilena de înaltă densitate) cu manta din polietilenă (fig. 11.1.7 b). Aceste

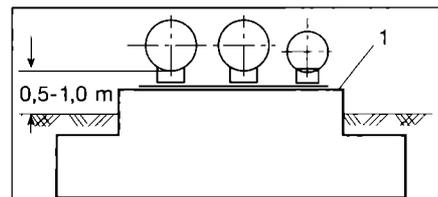


Fig. 11.1.5. Amplasarea aeriană a conductelor la înălțime mică:

- 1 - cuzinet.

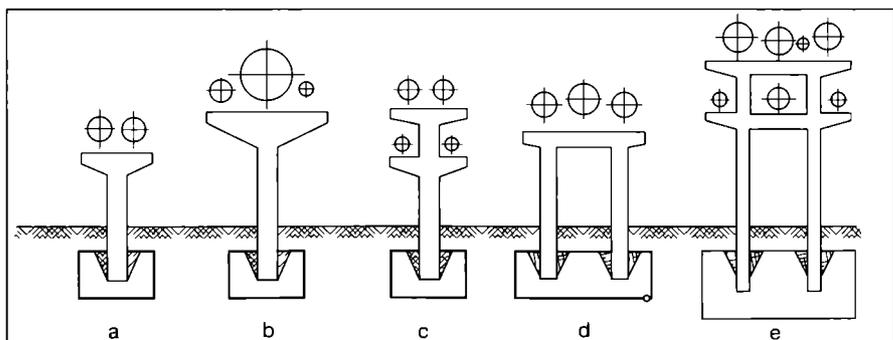


Fig. 11.1.6. Amplasarea aeriană a conductelor termice pe stâlpi prefabricați din beton armat:

- a, b - stâlpi în formă de „T”; c - stâlp dublu „T”; d - stâlp portal; e - stâlp dublu portal.

conducte au următoarele avantaje: greutate redusă, rezistență mare la coroziune și izolare la difuziile de oxigen, posibilitatea montării direct în sol și fără elemente de compensare. Firme producătoare de astfel de conducte sunt: WIRSBO-PEX, GIACOFLEX, ECOFLEX etc.

În tabelele 11.1.1 b și 11.1.1 c sunt redate, informativ, câteva date caracteristice conductelor preizolate și conductelor flexibile.

Modul de îmbinare a conductelor din oțel este, în general, prin sudură.

Îmbinările consolidate cu manșoane se recomandă pentru situațiile în care trebuie asigurată o calitate și o siguranță deosebită (amplasare sub căile ferate, străzi cu trafic important etc.).

Îmbinările cu flanșe se utilizează la racordarea țevilor cu armăturile turnate. Flanșele folosite sunt, de obicei, netede, fără gulere, forjate, putând fi îmbinate cu țevile prin sudură, direct pe țeava bordurată sau cu ajutorul unui inel sudat.

Părțile curbate ale conductelor se execută din țevi trase, cu raza de curbă de cel puțin 1,5 DN. Forma coturilor poate fi netedă sau cu pliuri (cute). La diametre mari (în domeniul țevilor sudate) coturile se realizează în construcție rigidă, din segmente îmbinate prin sudare.

În domeniile de temperatură caracte

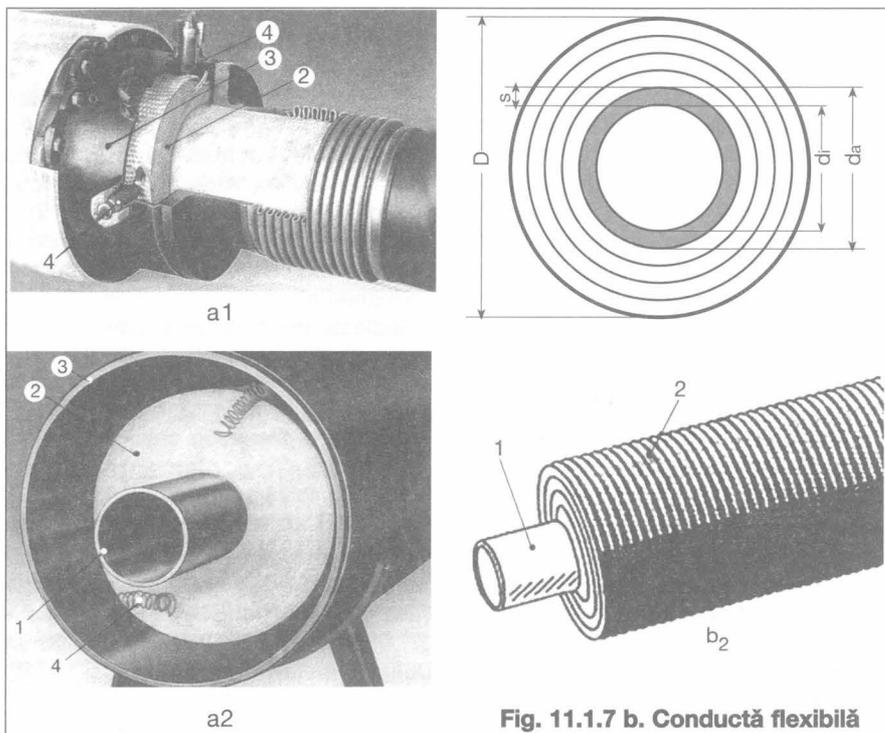


Fig. 11.1.7 a.

a1 - vedere conductă preizolată; a2 - secțiune transversală la conducte preizolate;

- 1 - conductă; 2 - spumă PUR;
- 3 - manta de protecție;
- 4 - conductori de semnalizare.

Fig. 11.1.7 b. Conductă flexibilă din plastic:

D - diametrul exterior al mantalei;
 d_i , d_a - diametrele interior/exterior ale țevii centrale;
 s - grosimea peretelui țevii centrale;
 1 - țeavă din polietilenă de înaltă densitate;
 2 - strat protector din polietilenă.

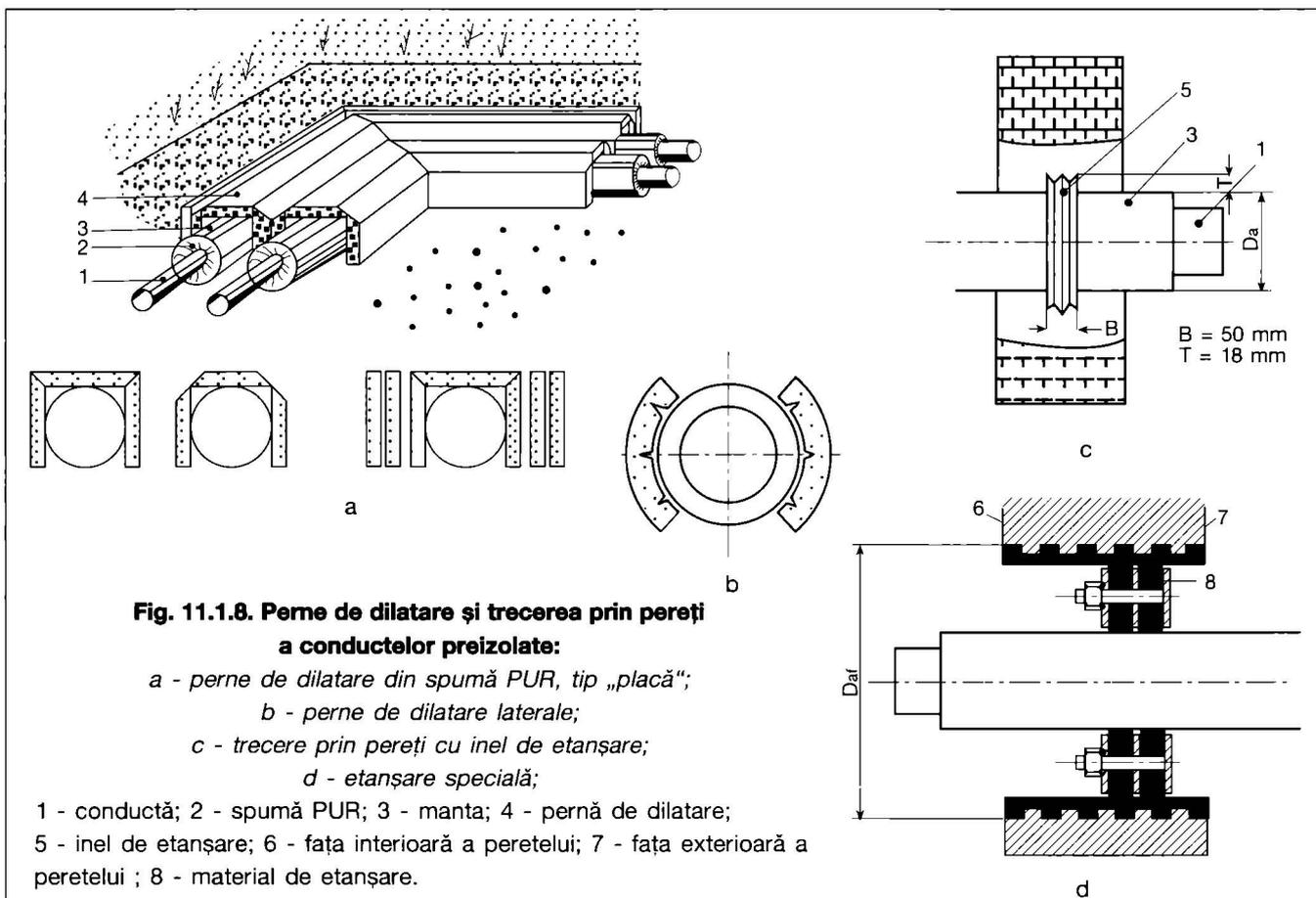


Fig. 11.1.8. Perne de dilatare și trecerea prin pereți

a conductelor preizolate:

a - perne de dilatare din spumă PUR, tip „placă”;

b - perne de dilatare laterale;

c - trecere prin pereți cu inel de etanșare;

d - etanșare specială;

- 1 - conductă; 2 - spumă PUR; 3 - manta; 4 - pernă de dilatare;
- 5 - inel de etanșare; 6 - fața interioară a peretelui; 7 - fața exterioră a peretelui;
- 8 - material de etanșare.

ristice rețelelor termice ce transportă apă caldă, apă fierbinte sau abur se indică gama de conducte preizolate la care țeava centrală să fie din oțel iar mantaua exterioară din aluminiu (pentru pozarea aeriană) sau din plastic (polietilenă, polipropilenă) pentru pozarea subterană.

Îmbinarea conductelor preizolate se realizează prin sudare, inclusiv a cotelor și ramificațiilor, și prin brazare pentru cazul țevilor din oțel zincat.

În zona cotelor este necesară prevederea unor perne de dilatare realizate în câteva tipuri constructive (fig. 11.1.8 a și b), în funcție de diametrul conductelor.

Trecerea prin pereți se realizează utilizând elemente de protecție a conductelor și ținând seama de prescripțiile tehnice și tehnologiile de execuție a lucrărilor de montare pentru astfel de conducte preizolate (fig. 11.1.8 c și d).

În cazul conductelor flexibile se utilizează elemente de legătură speciale (racorduri, mufe, flanșe) - (fig. 11.1.9), cu ajutorul cărora etanșarea este realizată în interiorul țevii. La asamblarea fittingurilor se recomandă respectarea instrucțiunilor firmelor furnizoare: în cazul țevii Wirsbo - radiPEX se îndepărtează manșonul din polietilenă din zona de cuplare.

11.1.6. Reazeme mobile

Reazemele mobile sunt utilizate pentru transmiterea greutății conductelor termice asupra construcțiilor portante, ele asigurând în același timp libertatea deformațiilor determinate de variațiile de temperatură ale agentului termic. Se utilizează reazeme cu frecare de alunecare, cu frecare de rostogolire (reazeme cu role, rulouri) și reazeme suspendate.

Cele mai utilizate în practică sunt reazemele alunecătoare joase și înalte (pentru conductele de abur).

Reazemele cu role (rulante) se utilizează, de obicei, pe stâlpi și în canalele circulabile, în scopul reducerii eforturilor longitudinale suportate de construcții portante. În acest caz, coeficientul de frecare este mult redus (fig. 11.1.10).

Se indică următoarele valori pentru coeficientul de frecare:

- pentru reazeme mobile cu frecare de alunecare, coeficientul de frecare oțel pe oțel este de 0,3...0,6.
- pentru reazeme mobile cu frecare de rostogolire, se indică un coeficient de frecare de 0,03...0,1.

Când țevile sunt pozate în încăperi (subsoluri tehnice) pe stâlpi sau pe console, se utilizează și reazeme suspendate (fig. 11.1.11).

În cazul utilizării conductelor preizolate amplasate aerian, modul de sprijinire pe reazeme mobile (fig. 11.1.12) este similar

cu cel menționat pentru conductele clasice, cu respectarea recomandărilor furnizate de producători.

11.1.7. Reazeme fixe

În scopul orientării deformațiilor con-

ductelor spre compensatoare, se prevăd reazeme fixe (puncte sau suporturi fixe). Reazemele fixe solidarizează anumite puncte ale conductelor cu construcții portante.

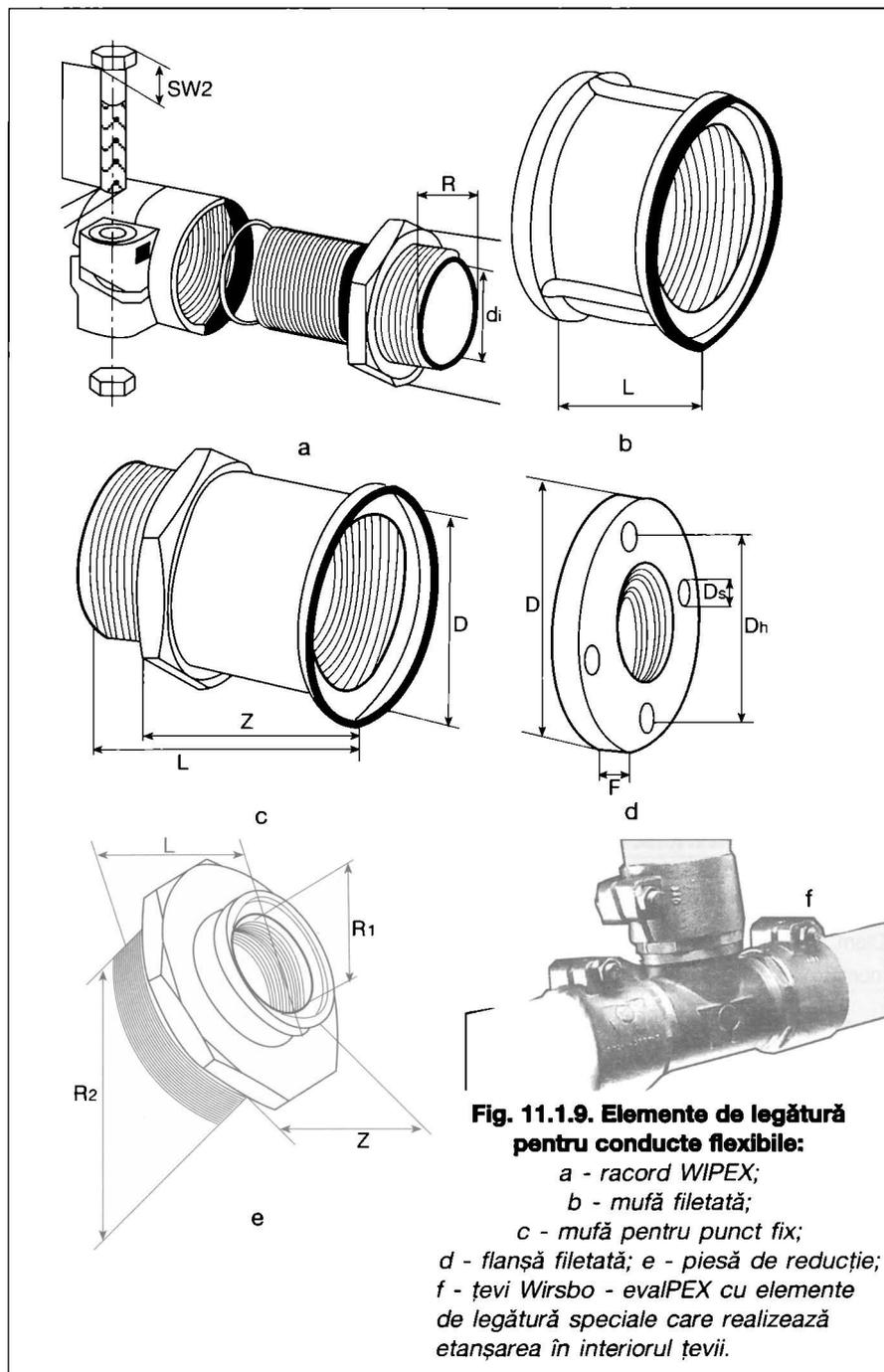
Între două reazeme fixe trebuie să existe, obligatoriu, un singur sistem de

Tabelul 11.1.1a. Dimensiuni și mase pentru conducte STAS 6898 (extras)

Diametrul exterior [mm]	Grosimea peretelui, [mm]						
	7,1	7,9	8,7	9,5	10,3	11,1	11,9
	Masa liniară, [kg/m]						
406,4	69,91	77,73	85,32	92,98	100,61	108,20	115,77
508	87,70	97,43	107,12	116,78	126,41	136,01	145,58
610	105,56	117,30	129,00	140,18	153,32	163,93	175,54
711	123,24	136,97	150,67	164,34	177,98	191,58	205,15
813	141,10	156,84	172,56	188,24	203,88	219,50	235,09
914	158,79	176,52	194,22	211,90	229,54	247,85	264,72
1016		196,30	216,11	235,79	255,45	275,07	294,06
1118			237,99	259,69	281,35	302,99	324,59
1219			259,66	285,35	307,01	330,63	354,23
1321			282,00	307,25	332,92	358,55	384,16
1422			303,70	330,91	358,57	386,20	413,80
1524			325,62	355,69	384,89	415,00	444,15
1626			347,54	378,70	410,38	442,04	473,66

Tabelul 11.1.1b. Dimensiuni și mase pentru conducte preizolate

Țeavă din oțel					Diam. ext. manta		Masa conductei preizolate [kg/m]		
Diam. nom.	Diam. exter. D	Grosimea peretelui			KPVC, PP, KPE		Diam. interior	Cu manta	
DN	[mm]	Zincată [mm]	Fără sudură [mm]	Sudat elicoid. [mm]	Stand. D [mm]	Cazuri speciale [mm]	Spiro [mm]	KPVC PP, KPE	Spiro
1/2"	21,3	2,6			90		80	2,8	2,7
3/4"	26,9	2,6			90		80	3,2	3,1
1"	33,7	3,2			90		80	3,9	3,8
1 1/4"	42,4	3,2			110		100	5,6	4,8
1 1/2"	48,3	3,2			110		100	7,1	6,3
2"	60,3	3,6			110		100	8,5	7,2
2 1/2"	76,1	3,6			160		150	10,4	8,9
3"	88,9	4,0			160		150	12,4	10,9
4"	114,3	4,5			200		200	18,1	16,0
20	25,0		2,6		90		80	*2,7	2,5
25	30,0		2,6		90		80	3,1	3,0
32	38,0		2,6		90		80	3,6	3,5
40	44,5		2,6		110		100	5,2	4,3
50	57,0		2,9		110	125	100	6,3	5,4
65	76,1		2,9		160	140	150	9,3	7,8
80	88,9		3,2		160	180	150	10,7	9,2
100	108,0		3,6		200		200	15,5	12,9
125	133,0		4,0		250	200	200	18,6	6,5
150	159,0		4,5		250		250	26,5	1,6
200	219,1		6,3		315		315	48,0	38,7
250	273,0		7,1		400		400	70,0	55,0
300	324,0			6,0	500	450	500	80,0	74,0
350	368,0			6,0	500		500	85,0	83,0
400	419,0			6,0	630		600	116,0	98,0
500	508,0			8,0			710		116,0



compensare. Punctele fixe au multiple rezolvări constructive, în funcție de locul unde acestea sunt prevăzute. Ele se execută sub forma unor scuturi din beton armat încastate în teren sau în pereții canalelor. Conductele sunt legate rigid cu scutul din beton armat prin intermediul unor plăci opritoare din oțel, sudate.

În cazul amplasării conductelor în canale circulabile sau pozate aerian, reazemele fixe au forma unor construcții metalice solidarizate cu conductele respective prin sudură sau cu șuruburi (fig. 11.1.13).

În diverse cataloage sau „proiecte tip” (IPCT, ISPE etc.) sunt prezentate tipurile de reazeme mobile și fixe cu domeniile de aplicare în sistemele de rețele termice.

Forțele care acționează asupra reazemelor fixe sunt generate de: greutatea conductelor, frecarea pe reazemele mobile, reacțiunile elastice din compensatoarele de dilatare și forțele datorate presiunii interne (§ 11.4.7).

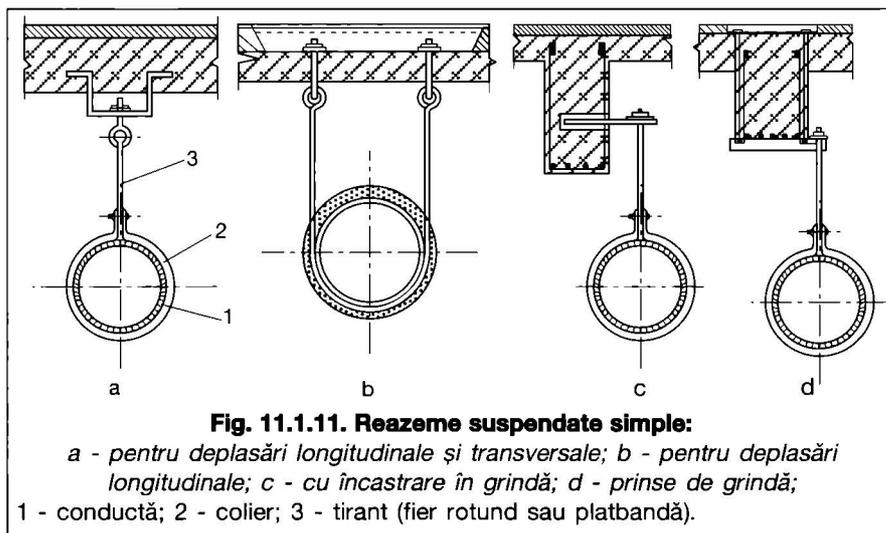
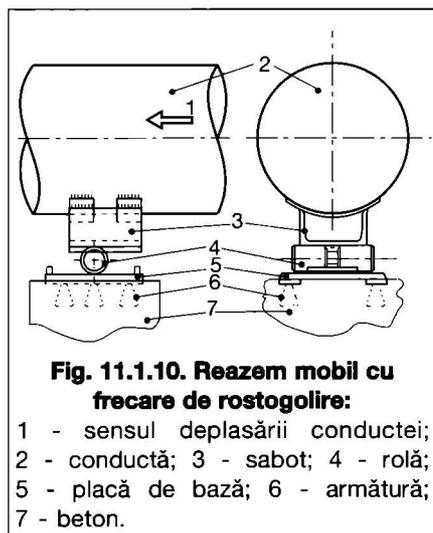
În cazul conductelor preizolate utilizarea punctelor fixe este recomandabilă în următoarele situații:

- pentru dirijarea direcției deformațiilor (de exemplu: în zona curbelor cu unghiuri mici, în cazul configurațiilor „L” și „Z” etc.)
- condiții deosebite de teren (de exemplu: teren cu pantă mare).

Mărimea blocului din beton (fig. 11.1.14) depinde de: condițiile impuse de traseu, forțele transmise de conducte, diametrul țevii, numărul țevilor și distanța dintre conducte.

11.1.8. Compensatoare de dilatare

Sunt utilizate pentru preluarea dilatării conductelor datorate variațiilor de temperatură a agentului termic. În general, în construcția rețelelor termice se uti-



lizează îndeosebi compensatoare: curbate în formă de „U”, cu presgarnitură, natural elastice și lenticulare.

11.1.8.1 Compensatoare curbate în formă de „U”

Se prevăd, de regulă, pe tronsoanele rectilinii ale conductelor. Ele pot avea brațe egale dar pot fi și inegale, dacă situația din teren o impune, cu recomandarea de a le amplasa în segmentul de mijloc, rezultat prin împărțirea în trei segmente a tronsonului respectiv (fig. 11.1.15).

Aceste compensatoare prezintă avantajul că sunt sigure în funcționare și dau o încărcare relativ mică asupra reazemelor fixe. Dezavantajul constă în faptul că ocupă spațiu mai mare, limitând astfel utilizarea lor în spații carosabile.

Din categoria compensatoarelor curbate mai fac parte și compensatoarele sub formă de liră, ele putând fi confecționate din țevă trasă, cu coturi (curbe) netede sau cutate.

11.1.8.2 Compensatoare cu presgarnitură

Se utilizează pentru preluarea deformațiilor tronsoanelor rectilinii de conducte, în situațiile în care nu se dispune de suficient spațiu pentru amplasarea compensatoarelor curbate în formă de „U”. Etanșarea necesară pentru aceste compensatoare se realizează cu ajutorul unei garnituri (din azbest grafitat cu inserție metalică etc.). Compensatoarele (fig. 11.1.16) au dimensiuni mici și rezistență hidraulică mică. Ca dezavantaj se poate menționa faptul că necesită întrețineri periodice pentru a se asigura o etanșare corespunzătoare și creează posibilitatea încălcării reazemelor fixe cu forțe de presiune interioară.

11.1.8.3 Compensatoare natural elastice

Sunt realizate prin schimbările de direcție pe care le au traseele conductelor termice. Ele sunt delimitate de reazemele fixe prevăzute de o parte și de alta a schimbărilor de direcție, la distanțe convenabil alese față de vârful de unghi. Astfel, se pot delimita compensatoare în formă de „L” sau „Z”, capabile să se deformeze în domeniul elastic sub influența variațiilor de temperatură a agentului termic (fig. 11.1.17).

Modul de delimitare a acestor configurații este dat de respectarea următoarelor recomandări:

- raportul laturilor: $L2/L1=1...5$
- $\alpha = 90...135^\circ$
- pentru $\alpha = 90^\circ$; $L2_{max} = 70...80$ m
- pentru $\alpha > 90^\circ$; $L2_{max} = 35...40$ m

După alegerea lungimii brațelor, configurațiile se verifică prin calcul (cap. 11.4.4 și 11.4.5)

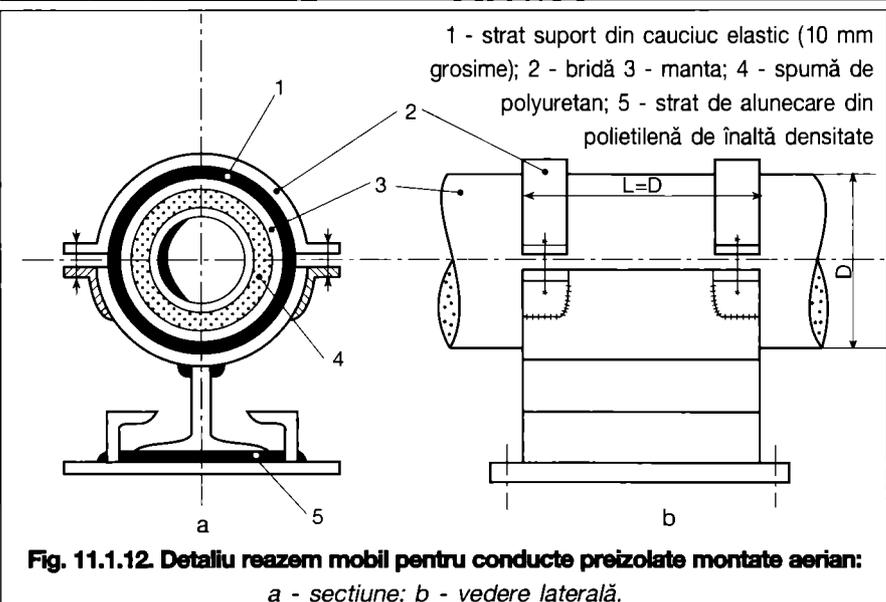
Tabelul 11.1.1c. Dimensiuni și mase pentru conducte din PEX (polietilenă recirculată)

ECOFLEX® AQUA SINGLE								
Domeniu de temperatură și presiune (+ 95 °C/10 bar = 10 ⁶ Pa)								
Număr articol	Conductă centrala da/di/s [mm]	DN [mm]	Înveliș de protecție da [mm]	Masă [kg/m]	Volum [l/m]	Lungimea de livrare [m**]	Raza de curbura [m]	Grosimea izolatoare [mm]
525020	25/18,0/3,5	20	128	1,20	0,25	200	0,35	44,5
525021	32/23,2/4,4	25	128	1,30	0,42	150	0,40	41,0
525022	40/29,0/5,5	32	160	2,23	0,66	100	0,45	52,5
525023	50/36,2/6,9	40	160	2,53	1,03	100	0,55	47,5
525024	63/45,6/8,7	50	160	3,03	1,63	100	0,65	41,0

Dimensiunile standard ale tevi Wirsbo-evalPEX				
De x grosime perete [mm*]	Di [mm]	Masă [kg/100 m]	Volum [l/100 m]	Lungimi standard [m]
12 x 2,0**	8,00	6,00	4,80	120
14 x 2,0	10,00	7,20	7,60	100
15 x 2,5**	10,00	9,30	7,60	100
16 x 2,0	12,00	8,80	11,00	100
18 x 2,0	14,00	10,20	15,40	100
18 x 2,5	13,00	11,60	13,00	100
20 x 2,0	16,00	11,70	19,70	120
22 x 3,0**	16,00	18,20	19,60	100
25 x 2,3	20,40	18,20	30,60	100
28 x 4,0	20,00	28,80	30,90	100
32 x 2,9	26,20	27,40	49,70	6,100
40 x 3,7	32,60	42,90	84,50	6,50
50 x 4,6	40,80	65,80	131,70	6,50
63 x 5,8	51,40	103,80	208,30	6,50
75 x 6,8	61,20	146,80	295,60	6,50
90 x 8,2	73,60	210,00	424,90	6,50
110 x 10,0	90,00	311,30	629,10	6,50

Wirsbo-evalPEX P I P			Wirsbo-radiPEX		
Dimensiunile tevi [mm]	Teava de protecție De./Di. [mm]	Lungimea de livrare [m]	Dimensiunile tevi [mm]	Teava de protecție De./Di. [mm]	Lungimea de livrare [m]
14 x 2,0	25/20	50	12 x 2,0	15	100
16 x 2,0	25/20	50	14 x 2,0	17	100
-	-	-	16 x 2,0	19	100

*) N.B. Conform standardelor obligatorii, dimensiunile date se referă la țeava centrală.
**) Dimensiuni valabile pentru 1,0 MPa (10 bar)



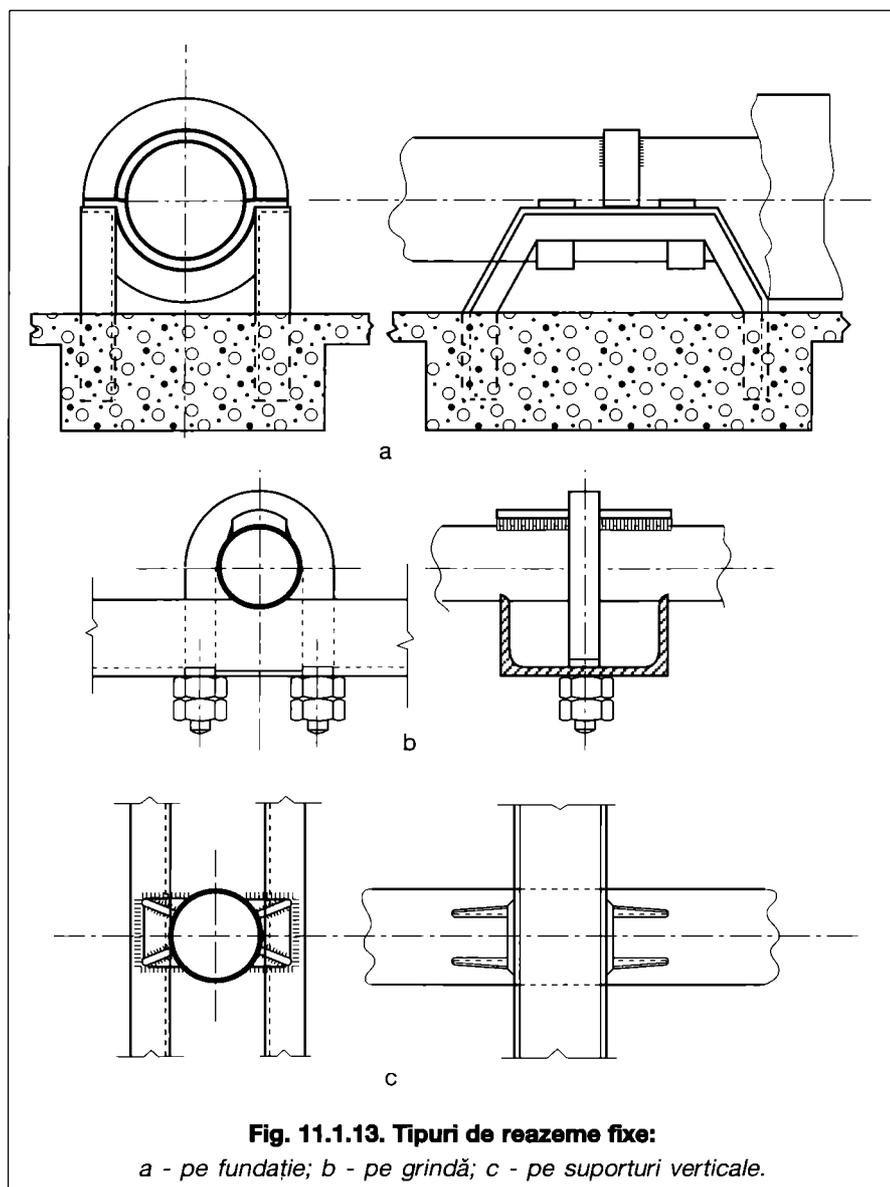


Fig. 11.1.13. Tipuri de reazeme fixe:

a - pe fundație; b - pe grindă; c - pe suporturi verticale.

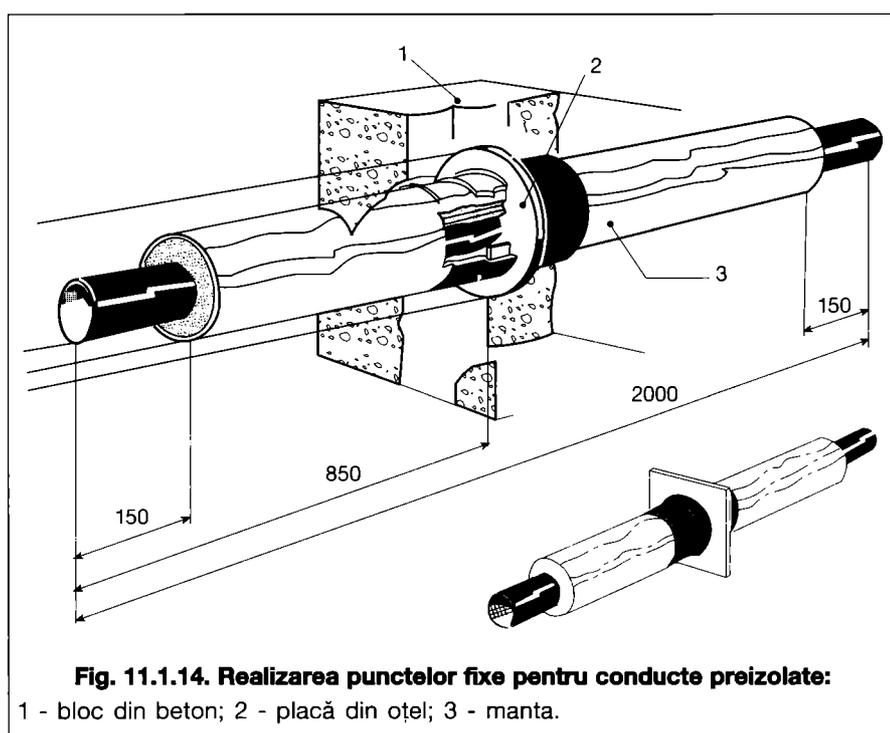


Fig. 11.1.14. Realizarea punctelor fixe pentru conducte preizolate:

1 - bloc din beton; 2 - placă din oțel; 3 - manta.

11.1.8.4 Compensatoare lenticulare (cu burduf)

În condiții dificile de montare a conductelor (spații mici, densitate mare de rețele subterane etc.) se justifică utilizarea compensatoarelor lenticulare: axiale (fig. 11.1.18); laterale (fig. 11.1.19) sau unghiulare (fig. 11.1.20).

Compensatoarele laterale pot prelua dilatările termice prin deformarea elementului lenticular într-o direcție perpendiculară pe ax, iar cele unghiulare preiau deformările sistemului de conducte prin deformarea elementului lenticular sub forma unei rotații unghiulare.

Lentilele acestor compensatoare se realizează, de regulă, din oțel carbon OL-32-2-K, din oțel inoxidabil austenitic sau din oțel refractar.

În funcție de tipul acestor compensatoare, calculul presupune stabilirea numărului de compensatoare necesare, numărul elementelor ce intră în componența fiecăruia și determinarea forțelor pe care le transmit asupra reazemelor fixe (paragrafele 11.4.6 și 11.4.7).

11.2. Calculul hidraulic al rețelilor termice

Se urmărește determinarea diametrelor conductelor și stabilirea pierderilor de sarcină pe fiecare tronson al rețelei și pe fiecare circuit de alimentare, în funcție de debitele vehiculate.

Calculul hidraulic de verificare urmărește care este variația pierderilor de sarcină pe tronsoanele unei rețele date, în cazul modificării unor tronsoane de rețele (din punct de vedere al diametrelor sau rugozității) sau a disponibilității sursei într-o anumită situație de funcționare a sistemului de rețele.

Corespunzător calculului hidraulic se determină distribuția presiunilor în sistemul de conducte, regimurile de funcționare și caracteristicile principale ne-

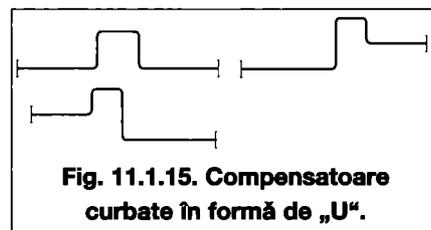


Fig. 11.1.15. Compensatoare curbate în formă de „U”.

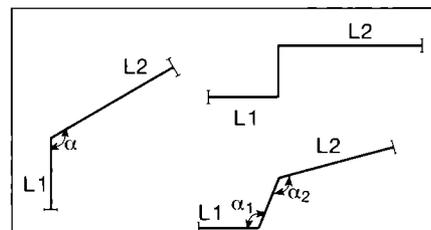


Fig. 11.1.17. Compensatoare naturale elastice în formă de „L” și „Z”.

cesare alegerii schemelor de racordare și echipamentelor din punctele termice.

Calculul hidraulic este însoțit, de cele mai multe ori, de un calcul economic comparativ, deoarece, în multe cazuri, micșorarea pierderilor de sarcină într-o măsură excesivă poate conduce la valori mari ale diametrelor conductelor, la consumuri de metal exagerate (chiar dacă acest lucru produce economii la energia de pompare).

Pentru calculul hidraulic este necesar să se dispună de date privind natura agentului termic din rețea (apă fierbinte, apă caldă, abur) de parametri nominali ai acestuia, de soluția de reglare a furnizării căldurii, de sarcinile nominale termice în procesele consumatoare de căldură și de natura agentului termic din instalațiile fiecărui abonat.

Pierderile de sarcină în conductele termice sunt formate din pierderi liniare de sarcină și pierderi locale. Pentru calculul pierderilor liniare specifice se utilizează formulele pentru țevi rugoase, în care coeficientul de frecare depinde, în exclusivitate, de gradul de rugozitate al țevilor k_p și este independent de numărul Reynolds.

Pentru determinarea pierderilor locale de sarcină se consideră că acestea pot fi echivalate cu circa 20 ... 30 % la rețelele de apă fierbinte și cu 60 ... 70 % la rețelele de abur, din totalul pierderilor liniare de sarcină.

La stabilirea diametrelor și determinarea pierderilor de sarcină se are în vedere totodată rezolvarea problemei echilibrării hidraulice a tuturor circuitelor de alimentare a consumatorilor.

11.2.1. Calculul hidraulic al rețelelor de apă fierbinte

Elementele necesare pentru întocmirea calculului hidraulic sunt:

- planul de situație al rețelei termice și consumatorilor;
- schemele de racordare la rețea a consumatorilor;
- necesarul de căldură în procesele consumatoare de căldură;
- parametri nominali ai agentului termic primar (apă fierbinte) și ai celui secundar, pentru fiecare consumator.

Pe baza acestor date se elaborează schemele de calcul hidraulic și se calculează debitul maxim de agent termic necesar fiecărui abonat.

Debitele de apă fierbinte preluate din rețea de fiecare consumator depind de sarcinile termice și de parametri nominali de temperatură ai proceselor ce consumă căldură:

$$\dot{M} = \frac{\Phi_i}{c \cdot \Delta T_i} + \frac{\Phi_v}{c \cdot \Delta T_v} + \frac{\Phi_{ac}}{c \cdot \Delta T_{ac}} \quad [\text{kg/s}] \quad (11.2.1)$$

unde:

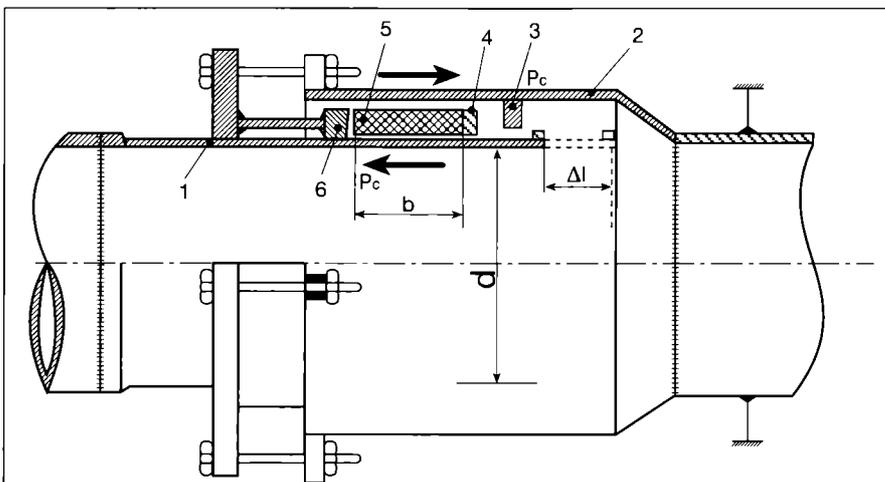


Fig. 11.1.16. Compensator axial cu presgarnitură:

1 - pahar; 2 - corp; 3 - inel fix; 4 - inel mobil; 5 - garnitură (azbest); 6 - inel de presiune (presetupă).

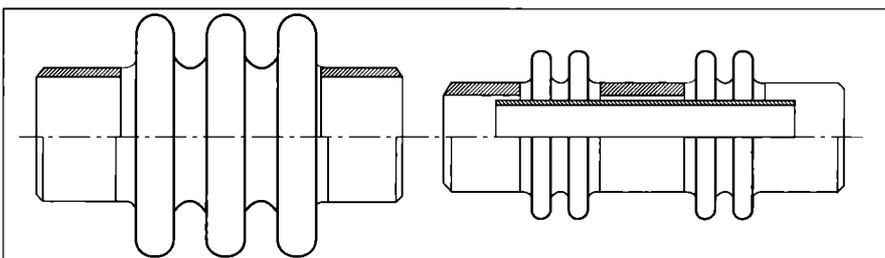


Fig. 11.1.18. Compensator lenticular axial:

a - simplu; b - dublu.

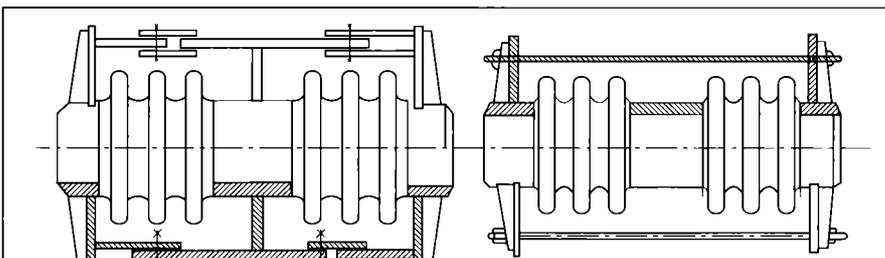


Fig. 11.1.19. Compensator lenticular lateral:

a - articulat cu cuple rotative; b - articulat cu cuple sferice.

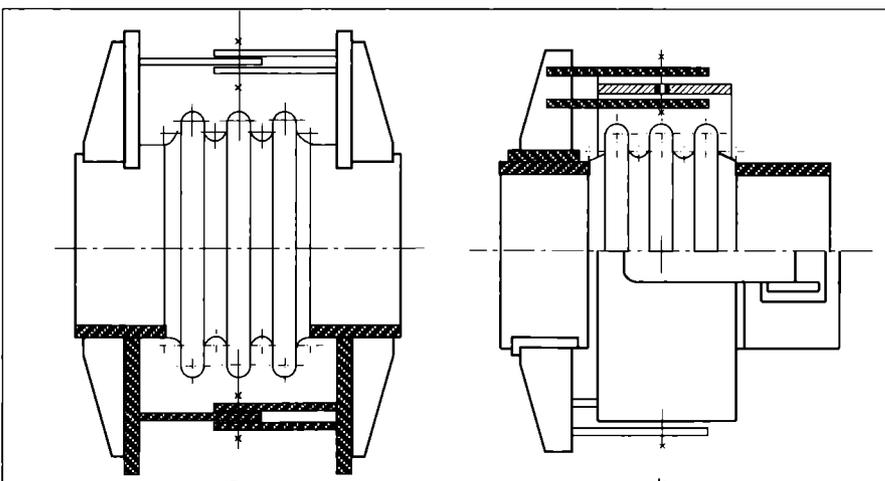


Fig. 11.1.20. Compensator de dilatare lenticular unghiular:

a - cu cuplă de rotație; b - cu articulație cardanică.

Φ_p , Φ_v și Φ_{ac} - sunt sarcinile termice necesare pentru procesele de încălzire, ventilare și apă caldă de consum [W];

c - capacitatea termică [J/kg·K];

ΔT_p , ΔT_v , ΔT_{ac} - ecarturile de temperatură în regim nominal pe fiecare proces consumator de căldură [K].

Datorită vitezelor de circulație acceptate (0,5...3 m/s) și a diametrelor relativ mari, curgerea apei în conducte se situează în domeniul deplin turbulent; în acest caz coeficientul λ al pierderilor liniare de sarcină rezultă din relația Prandtl-Nikuradse:

$$\lambda = \frac{1}{\left(1,14 + 2 \cdot \lg \frac{D}{k_e}\right)^2} \quad (11.2.2)$$

unde:

k_e - este rugozitatea echivalentă [mm],
 D - diametrul conductei [mm].

În cazul utilizării conductelor noi cu diametre relativ mici sau al celor date de curând în exploatare ($k_e = 0,2$ mm), pentru calculul coeficientului λ , corespunzător regimului turbulent rugos prepastric, se poate aplica relația lui Frenkel:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \cdot \lg \left[\frac{k_e}{3,7 \cdot D} + \left(\frac{6,81}{Re} \right)^{0,9} \right] \quad (11.2.3)$$

unde:

Re - este numărul Reynolds corespunzător regimului de curgere în sistemul de conducte.

Pierderile locale se consideră ca fiind egale cu pierderile liniare corespunzătoare unei lungimi echivalente de conductă de (20 ... 30 %) din lungimea fizică a tronsonului respectiv.

În scopul obținerii stabilității hidraulice a rețelei se recomandă ca diametrul conductelor să se aleagă astfel încât pierderea de sarcină specifică să se înscrie într-un anumit domeniu recomandat în funcție de tipul tronsonului:

- 30 ... 60 Pa/m pentru tronsoanele de magistrală;
- 80 ... 100 Pa/m pentru tronsoanele rețelei de distribuție;
- 150 ... 300 Pa/m pentru tronsoanele de bransamente - valoarea maximă poate fi depășită pentru cazul unor presiuni disponibile mari în punctul de racord, cu condiția nedepășirii valorii de 3 m/s pentru viteza în conducte.

În cazul utilizării conductelor flexibile coeficientul pierderilor liniare de sarci-

nă „ λ ” se calculează cu relația:

$$\lambda = 0,0032 + 0,221 Re^{-0,237} \quad (11.2.3)$$

relație valabilă pentru $10^4 < Re < 10^8$

Specific acestor conducte este rugozitatea ($k_e = 0,0005$ mm) mult redusă în comparație cu conductele metalice sau cele din PVC.

În fig. 11.2.1 c și d sunt prezentate, informativ, diagrame de alegere a diametrelor pentru conducte flexibile din gama de fabricație WIRSBO-PEX, WIRSBO-evalPEX.

Pe ansamblul sistemului, pierderea de sarcină maximă este determinată de circuitul de alimentare cel mai dezavantajat, la care se adaugă pierderea de sarcină din instalațiile de racordare a consumatorului.

Pe celelalte circuite de alimentare a consumatorilor dimensionarea ține seama de realizarea echilibrului hidraulic între consumatori. Atunci când nu este posibilă echilibrarea hidraulică din faza de dimensionare, este necesar să se prevadă rezistențe locale cu rol de anulare a excidentelor de presiune.

La alegerea diametrelor se utilizează, de regulă, diagrame de calcul (fig. 11.2.1 a și b) sau pot fi utilizate programe de calcul implementate pe calculatoare de proces.

Tabelul 11.2.1. Calculul hidraulic al rețelelor de apă fierbinte (exemplul de calcul 1)

Denumire	M	L	Le	Lc	Dn	Δp_s	v	Δp_{tr}	Δp_{tot}	Δp_{exc}
tronson	[t/h]	[m]	[m]	[m]	-	[Pa/m]	[m/s]	[Pa]	[Pa]	[Pa]
CET-1	3175	3000	900	3900	2x800	35	1,75	136500	136500	
1-2	2771	285	86	371	2x700	50	2,10	18525	155100	
2-3	2500	250	75	325	2x700	47	2,0	15275	170400	
3-4	2231	195	59	254	2x700	37	1,6	9379	179679	
4-5	1962	275	83	358	2x600	55	2,0	19663	199342	
5-12	1692	100	30	130	2x600	37	1,6	4870	204212	
12-13	1128	165	50	215	2x500	43,5	1,5	9331	213543	
13-PT12	564	300	90	390	2x500	180	2,4	70200	283743	
13-PT11	564	125	38	163	2x300	180	2,4	29250	242793	40950x2
13-PT13	564	165	50	215	2x300	180	2,4	38610	252153	31590x2
5-6	269,5	100	30	130	2x250	110	1,5	14300	213642	
6-SC2	135	110	33	143	2x175	160	1,5	22750	236392	47351x2
6-SC1	135	100	30	130	2x175	160	1,5	20800	234442	49301x2
4-11	269,5	125	38	163	2x250	110	1,5	18645	198324	
11-SC3	135	150	45	195	2x175	160	1,5	31200	229524	54219x2
11-SC4	135	100	30	130	2x175	160	1,5	20800	250324	33419x2
3-10	270	105	32	137	2x250	110	1,5	15015	244539	
10-SC6	135	110	33	143	2x175	160	1,5	22800	267339	16404x2
10-SC7	135	150	45	195	2x175	160	1,5	31200	275739	8004x2
2-9	270	110	33	143	2x250	110	1,5	15730	170830	
9-SC5	135	175	53	228	2x175	160	1,5	36400	207230	76513x2
9-SC8	135	110	33	143	2x175	160	1,5	22880	193630	90113x2
1-7	405	100	30	130	2x250	240	1,5	31200	167700	
7-SC11	135	175	53	228	2x175	160	2,3	36400	204100	79643x2
7-8	270	100	30	130	2x250	110	1,5	14300	182000	
8-SC9	135	180	54	234	2x175	160	1,5	37440	219440	64303x2
8-SC10	135	200	60	260	2x175	160	1,5	41600	223600	60143x2

Exemplu de calcul

Se consideră sistemul de rețele arborescent din fig. 11.2.2 pentru care datele geometrice (lungimi fizice de tronsoane), hidraulice (debite) și sarcinile termice sunt indicate în figură. Schema are un număr de consumatori urbani alimentați din 11 puncte termice centralizate (SC) propuse a fi racordate direct cu amestec, iar prepararea apei calde de consum se realizează în două trepte serie cu instalația de încălzire.

Rețeaua mai alimentează și un număr de 3 consumatori industriali racordați prin intermediul unor puncte termice industriale (PTI) racordate direct

simplu, pentru instalațiile de încălzire. Pentru aceștia, prepararea apei calde de consum se realizează într-o treaptă, în paralel cu instalația de încălzire și este prevăzută acumularea apei calde de consum.

Rezolvare

- schema de calcul hidraulic are înscrise debitele de agent termic calculate cu relația corespunzătoare modului de racordare a instalațiilor de încălzire și de preparare a apei calde (§ 13.4.4);
- pentru fiecare tronson s-au însumat debitele de fluid (apă fierbinte) pentru încălzire și cel pentru prepararea apei calde de consum, obținându-se debitul

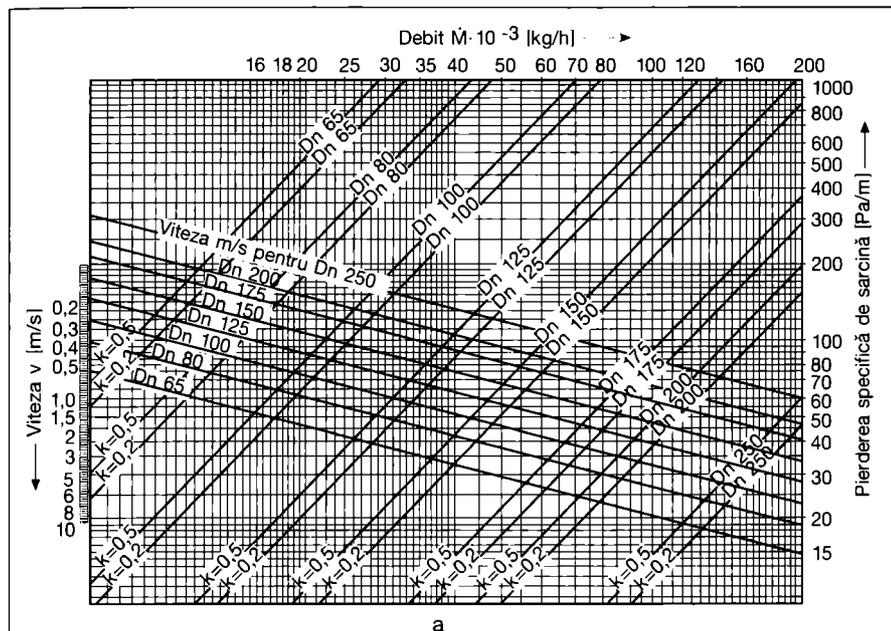


Fig. 11.2.1 a. Diagramă pentru calculul hidraulic al conductelor din oțel pentru rețelele termice: domeniul Dn 65 - Dn 250.

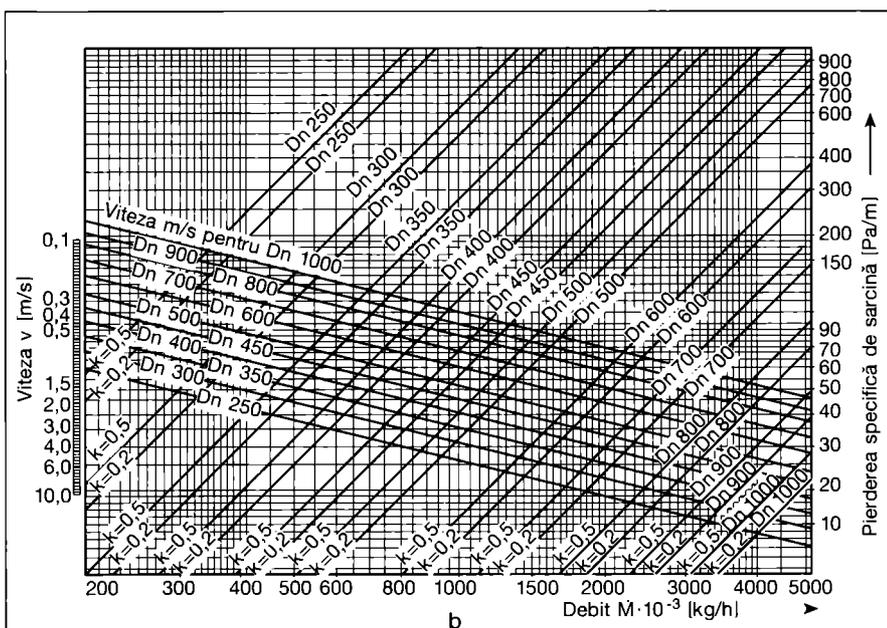


Fig. 11.2.1 b. Diagramă pentru calculul hidraulic al conductelor din oțel pentru rețelele termice: domeniul Dn 250 - Dn 1000.

- de apă fierbinte total de la sursă;
- pierderile locale s-au considerat ca fiind cca 30% din pierderile liniare de sarcină, astfel că lungimea echivalentă $L_e = 0,3 \cdot L$ (unde L este lungimea reală a tronsonului [m]);
- lungimea de calcul cumulează cele două lungimi $L_c = L + L_e$;
- la stabilirea diametrelor s-au utilizat pierderile de sarcină indicate la începutul paragrafului și s-au utilizat diagrame de dimensionare pentru conducte din oțel pentru agent termic apă fierbinte, la rugozitate de 0,5 (fig. 11.2.1 a și b);
- domeniul de variație al vitezei în conducte s-a considerat 0,5...3 m/s;
- rezultatul calculului hidraulic de dimensionare a sistemului de rețele considerat a fost centralizat în tabelul 11.2.1.

Ultima coloană a tabelului cuprinde valorile presiunilor disponibile excedentare rezultate în urma calculului pentru fiecare abonat. Aceste presiuni se obțin prin diferența între pierderile de sarcină pe circuitul celui mai dezavantajat consumator și cele de pe circuitul consumatorului în discuție având în vedere și rezistența hidraulică a instalațiilor fiecărui abonat.

Consumatorul cel mai dezavantajat este PTI 2, deci pentru consumatorul SC3 presiunea excedentară se deduce cu relația:

$$\Delta P_{exc(SC3)} = 2 \cdot \Delta P_{CET-PTI2} + \Delta P_{PTI2} - (2 \cdot \Delta P_{CET-SC3} + \Delta P_{SC3}) \quad (11.2.4)$$

Pentru consumatorul industrial PTI 1 presiunea disponibilă excedentară se calculează cu relația 11.2.5.

$$\Delta P_{exc(PTI1)} = 2 \cdot \Delta P_{CET-PTI2} + \Delta P_{PTI2} - (2 \cdot \Delta P_{CET-PTI1} + \Delta P_{PTI1}) \quad (11.2.5)$$

În relațiile 11.2.4. și 11.2.5 ΔP_{SC3} , $\Delta P_{(PTI1)}$ și $\Delta P_{(PTI2)}$ reprezintă pierderile de sarcină din instalațiile consumatorilor SC3 și, respectiv, PTI 1 și PTI 2.

11.2.2. Graficul piezometric al rețelelor de apă fierbinte

În rețelele de apă fierbinte presiunea în conducte are o variație impusă de funcționarea acestor rețele care cuprinde, în general, mai multe sisteme închise. Regimul hidraulic al rețelei este determinat de debitul și presiunea apei, precum și de caracteristicile hidraulice ale elementelor componente.

Pe baza calculului hidraulic de dimensionare și verificare se întocmesc graficele ce stabilesc elementele caracteristice ale regimurilor de funcționare:

- în regim dinamic de funcționare:
 - presiunea relativă în instalațiile aferente surselor, rețelelor de conducte și abonaților consumatori de căldură;
 - presiunea disponibilă în fiecare

- punct al rețelei de conducte;
- presiunea realizată de instalația de adaos;
- înălțimea de pompare a pompelor de circulație;
- în regim static (caracteristic momentului când pompele de circulație sunt oprite):
- nivelul presiunii manometrice în diverse puncte din sistem;
- presiunea realizată de pompe în regim static - linia x-x din fig. 11.2.3.;

- zarea a presiunilor se pot determina:
- modul de racordare a instalațiilor consumatorilor de căldură la rețeaua termică;
 - posibilitatea de consumare a presiunilor disponibile excedentare prin dimensionarea corespunzătoare a bransamentelor;
 - măsuri necesare în vederea echilibrării hidraulice a rețelelor de conducte;
 - măsuri vizând realizarea unor regimuri hidraulice optime din punct de vedere tehnico-economic;

Pentru întocmirea graficului piezometric sunt necesare următoarele elemente:

- profilul longitudinal al terenului de-a lungul rețelei (asimiliat cu profilul longitudinal al conductelor);
- presiunile maxime admise de instalațiile consumatorilor;
- înălțimile hidrostatice din instalațiile interioare ale abonaților;
- parametri nominali ai agentului termic și pierderile de sarcină din instalațiile de racordare și interioare ale consumatorilor.

În vederea trasării liniilor piezometrice se procedează, în prealabil, la desenarea profilului de teren (ținând cont de cotele geodezice cunoscute). Corespunzător fiecărui consumator se trasează înălțimile hidrostatice ale acestora și presiunile maxime admise (în funcție de corpurile de încălzire cu care sunt echipate instalațiile interioare). Pe baza calculului hidraulic efectuat anterior fazei de trasare a graficului, având la dispoziție mărimea pierderilor de sarcină pe fiecare tronson al sistemului de rețea, se poate elabora graficul piezometric ținând seama de respectarea unor condiții care vizează buna funcționare a sistemului și anume:

- pe conducta principală de întoarcere în centrală presiunea agentului termic trebuie menținută la o valoare constantă (la minimum 1,2...1,5 bar), respectiv, la valoarea care rezultă drept convenabilă pentru evitarea cavității la pompele de circulație;
- presiunea din conducta de ducere la intrarea în instalațiile interioare ale consumatorilor este necesar să fie mai mică decât presiunea maximă admisă de instalațiile respective (pentru evitarea avariilor în instalațiile racordate);
- presiunea pe conducta de întoarcere din instalațiile interioare ale consumatorilor racordați direct este necesar să fie mai mare decât înălțimea hidrostatică a instalațiilor interioare pentru evitarea golirii acestora;
- în orice punct al sistemului se impune ca presiunea să fie mai mare decât presiunea de vaporizare a apei la temperatura maximă de funcționare în punctul respectiv, condiție necesară pentru evitarea fenomenului de vaporizare;
- presiunea disponibilă la limita instalațiilor de racordare a consumatorilor este necesar să fie egală cu suma pierderilor de sarcină din instalațiile acestuia. În caz contrar este necesar a fi luate măsuri de remediere a necoordonanței, fie prin introducerea unor rezistențe locale (în cazul existenței unei presiuni excedentare) sau, dimpotrivă, introducerea unor pompe de ridicare a presiunii în cazul în care presiunea în punctul de racord este

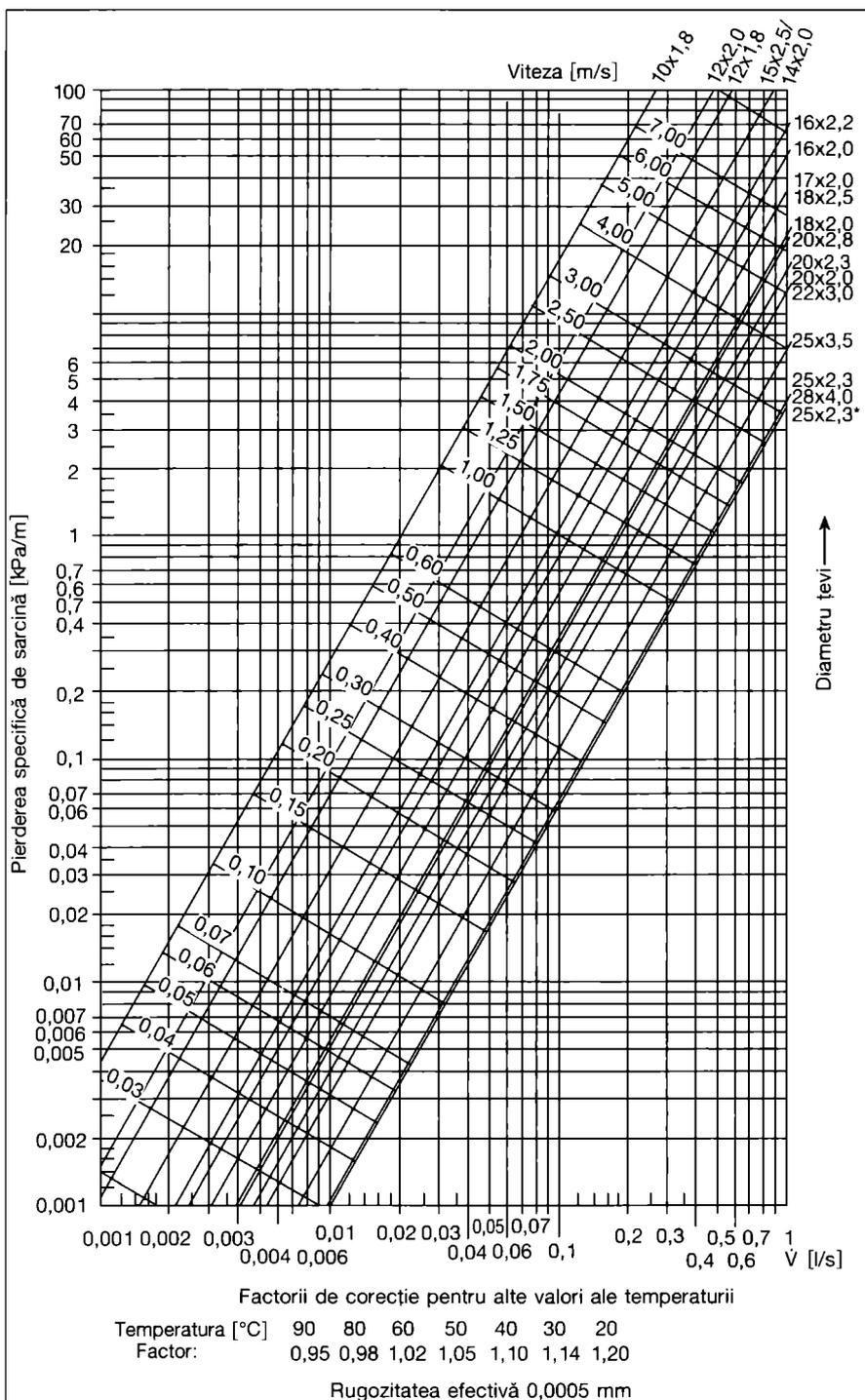


Fig. 11.2.1c. Diagramă pentru calculul hidraulic al conductelor rețelelor termice:
domeniul $D 16 \times 2,2 - D 25 \times 2,3$
pentru țevi Wirsbo - PEX și Wirsbo - evalPEX cu temperaturi ale apei + 70 °C.

insuficientă pentru acoperirea pierderilor de sarcină din instalațiile consumatorului.

Graficul piezometric pentru un sistem de rețele bitubular, închis, cu agent termic de tipul apei fierbinți, la care sunt racordați consumatori urbani și industriali, este prezentat în fig.11.2.3. În scopul corelării energiei de poziție cu presiunile relative ale fluidului, în graficul piezometric, presiunile relative ale agentului termic sunt exprimate în mH₂O.

11.2.3. Graficul piezometric al rețelelor de condensat aferente rețelelor de abur de presiune medie

Transportul condensatului se realizează prin pompă printr-o rețea comună tuturor consumatorilor până la sursa de abur. Deoarece temperatura condensatului recuperat și pompat este de 90...120 °C, calculul hidraulic al conductelor ce transportă condensatul este similar cu cel pentru transportul apei fierbinți, aplicând corecțiile corespunzătoare de temperatură.

Diametrele conductelor se aleg astfel încât pierderile liniare specifice de sarcină să se situeze în domeniul 50...200 Pa/m (pierderi de sarcină specifice mai mici spre centrală).

La stabilirea înălțimilor de pompă a pompelor de condensat pentru fiecare abonat este necesar cunoașterea presiunii minime pe care trebuie să o aibă la sosire în centrală „p_{CET}”, a pierderii totale de sarcină pe rețeaua de transport și a diferențelor de cote geodezice dintre centrală și abonați.

La calculul hidraulic al conductelor de condensat ramificate se recomandă să se construiască, în prealabil, graficul de presiuni. Deoarece presiunile nu sunt aceleași la toți abonații, problema care se pune este de a alege astfel presiunile încât să fie posibil ca fiecare pompă să funcționeze independent.

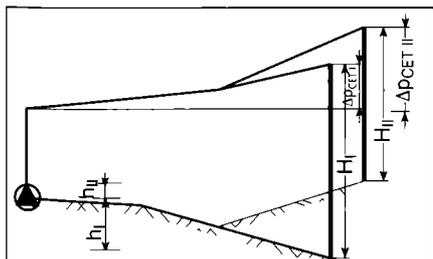


Fig. 11.2.4. Graficul presiunilor într-o conductă ramificată de condensat:
 h_I, h_{II} - cote geodezice față de cota sursei; H_I, H_{II} - înălțimea de pompă a pompelor de condensat;
 Δp_{CET-I}, Δp_{CET-II} - pierderi de sarcină cumulate pe traseul condensatului.

În fig. 11.2.4 este prezentat un grafic al presiunilor într-o conductă ramificată de condensat.

Pentru calculul înălțimii de pompă a pompei de condensat la cei doi consumatori I și II din fig. 11.2.4 se poate scrie:

$$H_I = p_{CET} + h_I \cdot \rho \cdot g + \Delta p_{CET-I} \text{ [Pa]} \text{ (11.2.6)}$$

$$H_{II} = p_{CET} - h_{II} \cdot \rho \cdot g + \Delta p_{CET-II} \text{ [Pa]} \text{ (11.2.7)}$$

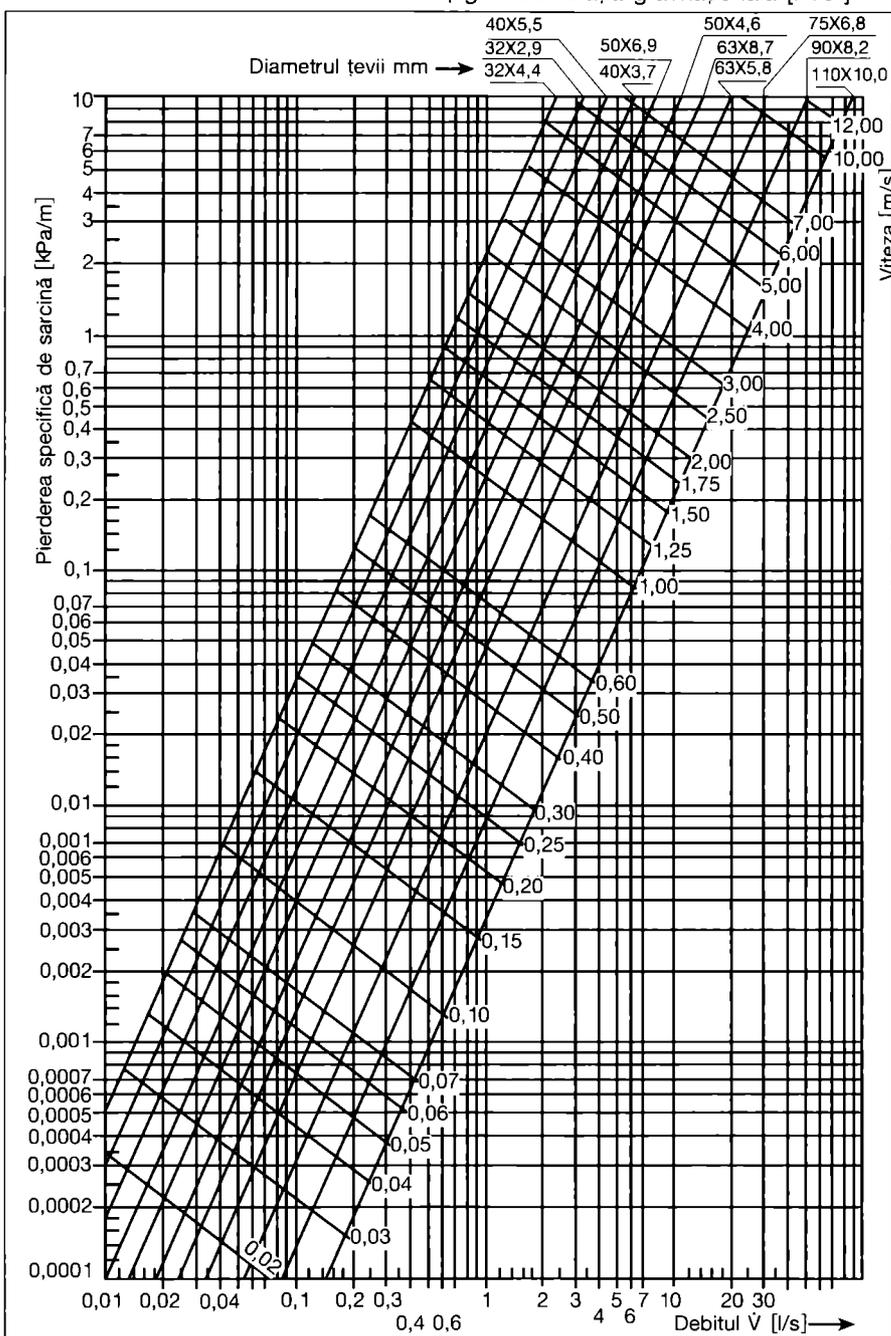
unde:
 h_p, h_{II} - sunt diferențele cotelor geodezice ale celor doi consumatori

față de cota sursei [m];
 Δp_{CET-I}, Δp_{CET-II} - sunt pierderile de sarcină cumulate pe traseul condensatului de la consumator la sursă [Pa];

H_I și H_{II} - sunt înălțimile de pompă pentru pompele de condensat ale celor doi abonați [Pa];

ρ - masa volumică a condensatului [kg/m³];

g - accelerația gravitațională [m/s²].



Factorii de corecție pentru alte valori ale temperaturii

Temperatura [°C]	90	80	60	50	40	30	20
Factor	0,95	0,98	1,02	1,05	1,10	1,14	1,20

Rugozitate efectivă 0,0005 mm

Fig. 11.2.1d. Diagramă pentru calculul hidraulic al conductelor rețelelor termice:
 domeniul D 32 x 4 - 110 x 10
 pentru țevi Wirsbo - PEX și Wirsbo - evalPEX cu temperaturi ale apei + 70 °C.

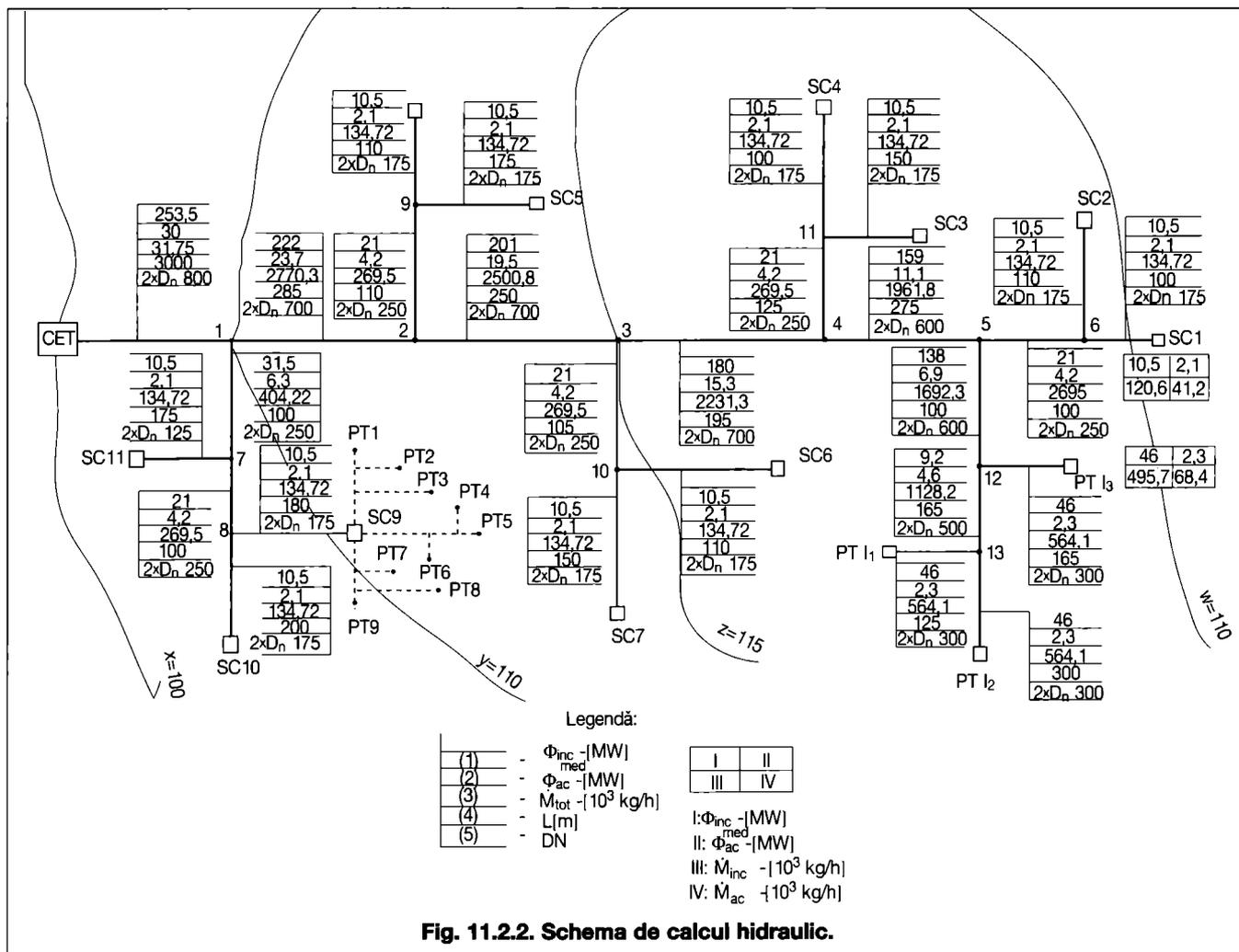


Fig. 11.2.2. Schema de calcul hidraulic.

11.2.4. Calculul hidraulic al rețelelor de abur de presiune medie

Elementele necesare pentru întocmirea calculului hidraulic de dimensionare sunt următoarele:

- schema și configurația rețelei termice;
 - debitul orar de abur și parametrii acestuia la sursă și la consumatori;
- Calculul se poate efectua analitic, grafic-analitic (cu ajutorul nomogramelor și tabelor) sau automat.

Calculul de dimensionare se efectuează pentru debitele de abur orare simultane care se transportă asigurând fiecărui consumator condițiile de debit, presiune și temperatură solicitate.

Calculul hidraulic de verificare se realizează în scopul determinării posibilității de transport al debitelor minime, al determinării capacității de transport a unei rețele existente și al determinării pierderilor de sarcină și temperatură ale unei conducte, pentru un debit dat. La stabilirea pierderilor de sarcină în conductele de abur se utilizează tabele sau nomograme (fig. 11.2.5.) întocmite pe baza relației întâlnită și la rețelele de apă fierbinte:

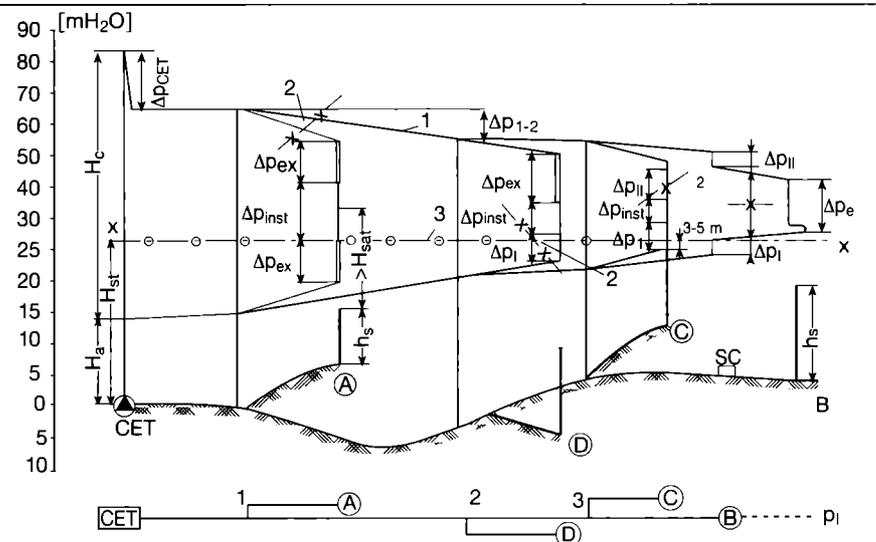


Fig. 11.2.3. Graficul piezometric al unui sistem cu rețea de apă fierbinte, bitubulară închisă:

- (1) — lineia presiunii în regim dinamic de funcționare;
 - (2) — x — lineia presiunii maxime admise;
 - (3) — o — lineia presiunii în regim static;
- h_s - înălțimea hidrostatică a instalației interioare de încălzire; H_c - înălțimea de pompare a pompelor de circulație; H_a - presiunea realizată la instalația de adaos; H_{st} - presiunea în regim „static” (necesară la sursă); Δp_{ex} - presiunea disponibilă excedentară; Δp_{inst} - pierderea de sarcină în instalația de încălzire; Δp_{II} - pierderea de sarcină în treptele I și II de preparare a apei calde de consum; Δp_I - pierderea de sarcină în elevator și instalația de încălzire.

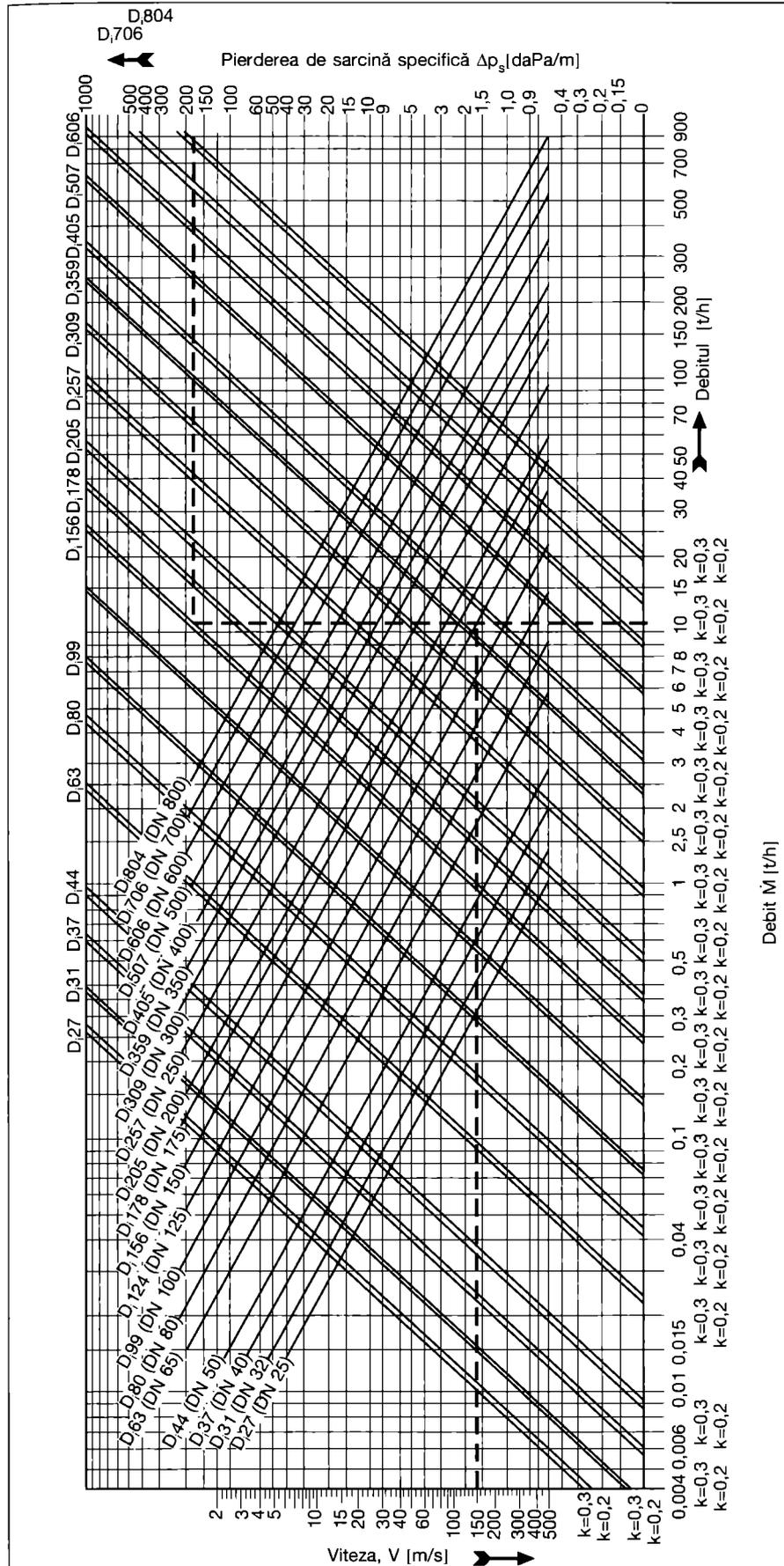


Fig. 11.2.5. Nomogramă pentru calculul hydraulic al conductelor de abur, pentru $\rho = 1 \text{ kg/m}^3$
 Exemplu de calcul: Se da: $M = 10,5 \text{ t/h}$; $k = 0,2 \text{ mm}$.
 Rezultă: $D_i = 156 \text{ mm}$; $\Delta p_s = 1650 \text{ Pa/m}$; $v = 150 \text{ m/s}$.

$$\Delta p_s = \frac{\Delta p}{L} = \frac{\lambda \cdot v^2}{2} \cdot \rho \cdot \frac{1}{D_i} = 0,81 \cdot \frac{\lambda \cdot M^2}{\rho \cdot D_i^5} \quad [\text{Pa/m}] \quad (11.2.8)$$

unde:
 ρ - masa volumică a aburului [kg/m³];
 M - debitul de abur [kg/s];
 D_i - diametrul interior al conductei [m];
 λ - coeficientul de rezistență hidraulică;
 v - viteza aburului în conductă [m/s].
 Întrucât densitatea aburului variază cu presiunea și temperatura, în calculul hidraulic se operează cu o valoare medie a densității corespunzând parametrilor medii de presiune și de temperatură de pe fiecare tronson.

În calculul preliminar valoarea densității se aproximează.

Pentru ușurarea calculului, în practică, se stabilesc ca valori de referință pentru pierderile specifice de sarcină și viteze, valorile corespunzătoare unei mase volumice de $\rho = 1 \text{ kg/m}^3$. Astfel pierderea de sarcină și viteza la o densitate medie ρ_m se calculează cu relațiile:

$$\Delta p_s = \frac{\Delta p_s (\text{pentru } \rho = 1)}{\rho_m} \quad [\text{Pa}] \quad (11.2.9)$$

$$v = \frac{v (\text{pentru } \rho = 1)}{\rho_m} \quad [\text{m/s}] \quad (11.2.10)$$

Pentru conductele de abur viteza recomandată este de 30...60 m/s.

După stabilirea diametrelor preliminare ale conductelor de abur și calcularea pierderilor de sarcină și temperatură, se determină presiunea și temperatura la sfârșitul fiecărui tronson, în funcție de care se calculează valorile medii ale densității.

Valoarea rezultată este necesar să nu depășească cu mai mult de 3...5 % pe cea estimată; în caz contrar, se reia calculul iterativ de dimensionare printr-o nouă apreciere a densității medii pe tronson.

Diametrul fiecărui tronson se alege începând calculul hidraulic de la sursă spre consumatori pe traseul ce conduce spre cel mai dezavantajat consumator. Alegerea diametrelor se realizează utilizând nomograme specifice conductelor de abur de presiune medie (fig. 11.2.5).

Căderea de temperatură se calculează cu relația:

$$\Delta T = \frac{\Delta \Phi}{M \cdot c_p} \quad [\text{K}] \quad (11.2.11)$$

în care:
 $\Delta \Phi$ - sunt pierderile de căldură către mediul exterior [W];
 c_p - capacitatea termică masică la presiune constantă [kJ/kg·K];
 M - debitul de abur [kg/s];

Pierderea de căldură către mediul înconjurător se determină cu relația:

$$\Delta \Phi = \frac{\theta_m - \theta_e}{\sum R} \cdot L \cdot (1 + \beta) \quad [\text{W}] \quad (11.2.12)$$

în care:

θ_m - este temperatura medie a agentului termic [°C];

θ_e - temperatura mediului ambiant [°C];

L - lungimea tronsonului [m];

β - coeficientul de corecție care ține seama de pierderile de căldură prin elementele neizolate (exprimată procentual și care pot lua valori de 3...10 %).

ΣR - suma rezistențelor termice la trecerea căldurii de la agentul termic la mediul ambiant, pentru o grosime considerată cunoscută a izolației termice [m·K/W], (§ 11.3), care are structura generală:

$$\Sigma R = R_i + R_{iz} + R_e = \frac{1}{\pi \cdot D_i \cdot h_i} + \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{iz}} \cdot \ln \frac{D_{iz}}{D_e} + \frac{1}{\pi \cdot D_e \cdot h_e}$$

[m·K/W] (11.2.13)

unde:

D_i, D_e - reprezintă diametrul interior, respectiv exterior al conductei [m];

D_{iz} - diametrul conductei izolate;

h_i, h_e - coeficientul de transfer de căldură prin convecție de la abur la suprafața interioară a conductei, respectiv, prin convecție și radiație de la conducta izolată la mediul ambiant [W/m²·K];

λ_{iz} - conductivitatea termică a izolației [W/m·K].

În cazul unei căderi de temperatură ΔT calculată cu relația (11.2.11) mai mare de 6...7 K se va utiliza relația exponențială:

$$\Delta T = (\theta_i - \theta_e) \cdot \left(1 - e^{\frac{UL}{Mc}}\right) \text{ [K]} \quad (11.2.14)$$

în care:

θ_i - este temperatura inițială la începutul tronsonului [°C];

U - coeficientul global de transfer de căldură (de la abur la aerul exterior) raportat la unitatea de lungime [W/m·K], $U = 1/\Sigma R$.

Calculul este iterativ, valorile obținute pentru masa volumică se compară cu

cele inițiale, calculul considerându-se finalizat când acestea se înscriu în limita toleranțelor admisibile.

Rugozitatea conductelor se poate considera $k = 0,2$ mm.

În calculul hidraulic al conductelor de abur este necesar să se țină seama de următoarele recomandări:

- în cazul în care presiunea finală rezultată din calcul este diferită de cea solicitată de consumator se fac următoarele corecții:

- dacă presiunea rezultată este mai mare decât cea necesară, se refac calculele anterioare, pentru unul sau mai multe tronsoane, alegându-se diametre mai mici, cu respectarea condiției de încadrare a vitezei în valorile maxime admise; dacă nu este posibil a se respecta condiția menționată, se prevede la consumator un dispozitiv de reducere a presiunii;
- dacă presiunea rezultată este mai mică decât cea necesară se refac calculele pentru unul sau mai multe tronsoane, luându-se în considerare diametre superioare, cu respectarea condiției de încadrare a temperaturii finale a aburului în valorile cerute de consumatori;

- în cazul în care temperatura finală rezultată din calcul este diferită de cea solicitată de consumator, se fac următoarele corecții:
- dacă temperatura finală este mai mică decât cea necesară se refac calculele de dimensionare pentru unul sau mai multe tronsoane luându-se în considerare grosimi de izolație mai mari, cu respectarea condiției de încadrare a presiunii finale în valorile cerute de consumatori;
- dacă temperatura finală rezultată este mai mare decât cea cerută de consumatori se studiază posibilitatea montării, la consumator, a unei instalații de recuperare a căldurii sau reglarea temperaturii prin injecție.

Exemplu de calcul

Se dimensionează sistemul de abur de presiune medie, a cărui schemă este prezentată în fig. 11.2.6, în care sunt înscrise debitele și parametrii ceruți de consumatori (presiuni și temperaturi). Sistemul de conducte este montat aerian și izolația este din vată minerală.

Rezolvare

Se constată, din analiza caracteristicilor geometrice și din parametrii ceruți de consumatori, că cel mai dezavantajat este consumatorul A.

Calculul de dimensionare presupune parcurgerea următoarelor etape:

1. Se determină lungimile echivalente (l_e) procentual din lungimea fizică (l) a conductelor, cu relația:

$$l_e = 1,4 \cdot l$$

2. Se determină lungimile de calcul pentru fiecare tronson cu relația:

$$l_c = l + l_e$$

Lungimile fizice, echivalente și de calcul, se înscriu în tabel (tab. 11.2.2 - coloanele 5, 6 și 7).

3. Se face calculul aproximativ al pierderii de sarcină pe tronsoanele rețelei:

$$\Delta p_{1-2} = \frac{p_1 - p_3}{L_{1-2} + L_{2-3}} \cdot L_{1-2} = \frac{10 \cdot 10^5 - 9 \cdot 10^5}{0,5 + 0,3} \cdot 0,5 = 6,25 \cdot 10^4 \text{ Pa}$$

$$\Delta p_{2-3} = \frac{p_1 - p_3}{L_{1-2} + L_{2-3}} \cdot L_{2-3} = \frac{10 \cdot 10^5 - 9 \cdot 10^5}{0,5 + 0,3} \cdot 0,3 = 3,75 \cdot 10^4 \text{ Pa}$$

$$\Delta p_{2-4} = (p_1 - \Delta p_{1-2}) - p_4 = (10 \cdot 10^5 - 6,25 \cdot 10^4) - 8,5 \cdot 10^5 = 8,75 \cdot 10^4 \text{ Pa}$$

Parametrii inițiali ai aburului la plecarea din sursă se stabilesc ținând seama de parametrii impuși de cel mai dezavantajat consumator și de pierderile de presiune apreciate la etapa 3. Se poate considera, în acest sens, pentru 1 km de traseu, o pierdere de sarcină de circa 1 bar și o cădere de temperatură de circa 10 K/km.

Aceste recomandări conduc, în exemplul de calcul, la o estimare a parametrilor de plecare din sursă, de $p_1 = 10$ bar și $\theta_1 = 190$ °C

Se recomandă ca temperatura aburului la limita sursei să se deducă și prin analiza destinderii reale a aburului în turbină până la priza de livrare a aburului.

4. Se evaluează preliminar pierderea specifică de sarcină pentru tronsonul 1-2:

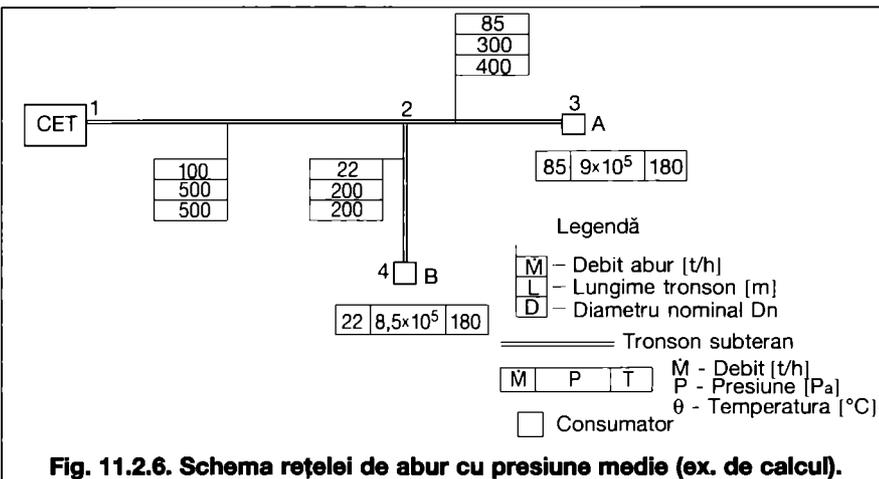


Fig. 11.2.6. Schema rețelei de abur cu presiune medie (ex. de calcul).

$$\Delta T = \frac{2\pi(\theta_{m1-2} - \theta_0) \cdot L \cdot (1 + \beta) \cdot \lambda}{\ln \frac{r_e}{r_i} \cdot \dot{M} \cdot c_p} \quad [\text{K}] \quad (11.2.15)$$

unde:

θ_0 - este temperatura exterioară (+20 °C - vara), (θ_{ec} = în exemplul de calcul, -15 °C iarna) și +40 °C pentru amplasarea subterană în canale termice;

r_e și r_i - razele, exterioară și interioară, ale conductei izolate;

λ - coeficientul de conductivitate termică ce se poate calcula cu relația:

$$\lambda = 0,033 + 0,00018 \theta_m^2 \text{ [W/m}\cdot\text{K]} \quad (11.2.16)$$

Rezultă, în exemplul de calcul, o cădere de temperatură de:

$$\Delta T = 1,6 \text{ K}$$

- se determină temperatura la ieșirea din tronsonul 1-2;

$$\theta_2 = \theta_1 - \Delta T = 190 - 1,6 = 188,4 \text{ }^\circ\text{C}$$

Întrucât valoarea obținută diferă de cea aproximată de 185 °C se reface calculul reevaluând temperatura θ_2 chiar la temperatura obținută.

7. Se determină parametrii aburului la ieșirea din tronson:

$$\rho_2 = 9,375 \cdot 10^5 \text{ Pa,}$$

$$\theta_2 = 188,37 \text{ }^\circ\text{C,}$$

$$\rho_2^{prox} = 4,57 \text{ kg/m}^3.$$

8. Se determină masă volumică specifică medie a aburului pe tronsonul 1-2:

$$\rho_{m1-2} = \frac{\rho_1 + \rho_2 \text{ aprox}}{2} = \frac{4,88 + 4,57}{2} = 4,73 \text{ kg/m}^3$$

Pierdere specifică de sarcină pe tronson a aburului cu densitatea $\rho_2 \text{ aprox}$ rezultă:

$$\Delta p_{s1-2} = \frac{\Delta p (\rho=1)}{\rho_{med1-2}} = \frac{345}{4,73} = 72,88 \text{ Pa/m}$$

Viteza aburului cu ρ_{med1-2} rezultă

$$v_{1-2} = \frac{v (\rho=1)}{\rho_{med1-2}} = \frac{146}{4,73} = 30,86 \text{ m/s}$$

Pierdere totală de sarcină pe tronson rezultă;

$$\Delta p_{1-2} = \Delta p_{s1-2} \cdot l_{c1-2} = 72,88 \cdot 700 = 5,1 \cdot 10^4 \text{ Pa}$$

Presiunea aburului la ieșirea din tronson rezultă:

$$\rho_2 = \rho_1 - \Delta p_{1-2} = 10 \cdot 10^5 - 5,1 \cdot 10^4 = 9,49 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

$$\theta_2 = 188,37 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\rho_2 = 4,61 \text{ kg/m}^3$$

Se constată o diferență mică (care se încadrează în valorile recomandate) între masa volumică apreciată

$$\rho_2 \text{ aprox} = 4,579 \text{ kg/m}^3 \text{ și cea rezultată } \rho_2 = 4,61 \text{ kg/m}^3.$$

Calculule pe tronsoanele 2-3 și 2-4 se efectuează similar.

În final, se apreciază înscrierea parametrilor de presiune și temperatură rezultată din calculul în valorile parametri-

lor ceruți prin temă la consumatori. Se va ține seama de recomandările generale enunțate anterior.

Calculule de dimensionare au fost sistematizate în tabelul 11.2.2.

11.3. Calculul termic al rețelelor termice

În procesul de exploatare și întreținere a rețelelor termice este importantă cunoașterea pierderilor de căldură, a căderilor de temperatură, a temperaturii la suprafața exterioară a izolației termice și a grosimii optime a acesteia; în esență, toate acestea sunt echivalente cu limitarea pierderilor de energie odată cu asigurarea parametrilor normali de funcționare.

11.3.1. Calculul pierderilor de căldură

Într-un sistem de alimentare cu căldură apar următoarele categorii de pierderi de căldură:

- datorată scăpărilor de fluid prin zonele neetanșe ale sistemului;
- prin transfer termic de la agentul termic din conductele de transport și distribuție către mediul înconjurător.

11.3.1.1 Pierderi de căldură datorate scăpărilor de fluid prin zonele neetanșe ale sistemului

Se calculează cu relația:

$$\Delta q_{ff} = \dot{M}_{ad} \cdot c \cdot (\theta_{ad} - \theta_d) \quad [\text{W}] \quad (11.3.1)$$

în care:

\dot{M}_{ad} - debitul masic al apei de adaos [kg/s];

θ_{ad} - temperatura medie a apei de adaos [°C] (circa 90...95 °C);

θ_d - temperatura medie a apei brute (apa netratată chimic) [°C] (circa 15...20 °C);

c - căldura masică a apei [J/kg·K]

Debitul apei de adaos poate fi stabilit prin măsurări sau prin aplicarea relației:

$$\dot{M}_{ad} = 0,5 \cdot V_s / 100 \quad [\text{m}^3/\text{h}] \quad (11.3.2)$$

în care:

V_s - volumul de apă din sistem (rețea termică puncte de transformare a parametrilor-consumatori) [m³].

Pierderile de căldură datorate scăpărilor de fluid în regim de durată nu pot fi stabilite analitic datorită modului de funcționare aleator, fiind influențate de calitatea executării lucrărilor de reparații, de numărul de pompe în funcționare etc. Prin urmare, aceste pierderi se stabilesc pe baza măsurătorilor cantității apei de adaos introdusă în sistem (înregistrările contoarelor) și a regimului termic de funcționare a acestuia (temperatura apei brute și temperatura apei de adaos).

11.3.1.2 Pierderi de căldură prin transfer termic în mediul înconjurător

Calculul pierderilor de căldură se face aplicând relațiile clasice particularizate în funcție de situațiile specifice:

- tipul de izolație termică a conductelor:
 - izolație cu saltele din vată minerală sau
 - izolație din spumă rigidă de poliuretanic;
- modul de amplasare: subteran sau aerian;
- regimul termic de funcționare pe durata de calcul în corelație cu parametrii climatici exteriori;
- starea izolației termice concretizată prin degradarea caracteristicilor fizice ce determină protecția termică a conductelor (gradul de degradare a izolației termice);
- diametrul și lungimea diferitelor tronsoane de conducte.

Expresia generală a pierderilor de căldură din conductele ce transportă agent termic este:

$$\Delta \Phi = q \cdot (1 + \beta) \cdot L = \frac{\theta_m - \theta_0}{R} \cdot (1 + \beta) \cdot L \quad [\text{W}] \quad (11.3.3)$$

în care:

q - este pierdere specifică de căldură [W/m];

θ_m - temperatura medie a agentului termic [°C];

θ_0 - temperatura mediului înconjurător [°C];

R - rezistența la transfer termic de la fluid la mediul înconjurător [m·K/W];

L - lungimea conductei [m];

β - coeficient de corecție care ține seama de pierderile de căldură prin reazemele neizolate ale conductelor $\beta = 0,1...0,2$.

a) Pierderi de căldură ale conductelor montate supateran (aerian):

Pentru o conductă pierdere de căldură specifică se calculează cu relația:

$$\Delta q = \frac{\theta_m - \theta_e}{R} \cdot (1 + \beta) \quad [\text{W/m}] \quad (11.3.4)$$

unde:

θ_e - este temperatura aerului exterior [°C];

R - rezistența la transfer termic a sistemului conductă + strat izolator [m·K/W].

Ceilalți termeni au semnificația cunoscută.

Rezistența la transfer termic R se determină cu relația:

$$R = R_i + R_{iz} + R_e = \frac{1}{\pi \cdot D_i \cdot h_i} + \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{iz}} \cdot \ln \frac{D_{iz}}{D_e} + \frac{1}{\pi \cdot D_{iz} \cdot h_e} \quad [\text{m}\cdot\text{K/W}] \quad (11.3.5)$$

unde:

D_{iz} - este diametrul exterior al izolației termice a conductei [m];

D_i, D_e - diametrul interior, respectiv, exterior al conductei [m];

λ_{iz} - conductivitatea termică a stratului izolator [W/m·K];

h_i, h_e - coeficientul de transfer al căldurii prin convecție, de la fluid la suprafața interioară a conductei, respectiv, prin convecție și radiație de la conducta izolată la mediul ambiant [W/m²·K].

Primul termen al relației 11.3.5. (R_i - rezistența la transfer termic prin perețele conductei) este foarte mic și prin urmare el se neglijează în toate calculele tehnice.

Conductivitatea termică a stratului de izolație, în funcție de natura izolației și de temperatura medie a acesteia, se determină cu relațiile:

- vată minerală cochilii:

$$\lambda_{iz} = 0,059 + 0,000186 \cdot \theta_{miz} \quad [\text{W/m}\cdot\text{K}]$$

- vată minerală saltele:

$$\lambda_{iz} = 0,051 + 0,00016 \cdot \theta_{miz} \quad [\text{W/m}\cdot\text{K}]$$

- vată de sticlă:

$$\lambda_{iz} = 0,047 + 0,00031 \cdot \theta_{miz} \quad [\text{W/m}\cdot\text{K}]$$

Pentru h_e se pot folosi relațiile:

• pentru conducte situate în interiorul clădirii:

$$h_e = 9,4 + 0,052 \cdot (\theta_{iz} - \theta_i) \quad [\text{W/m}^2\cdot\text{K}] \quad (11.3.6)$$

• pentru conducte situate în exterior:

$$h_e = 9,28 + 0,046 \cdot \theta_{iz} + 6,96 \cdot v^{1/2} \quad [\text{W/m}^2\cdot\text{K}] \quad (11.3.7)$$

în care:

θ_i - este temperatura aerului interior [°C];

θ_{iz} - temperatura suprafeței exterioare a izolației conductei [°C];

v - viteza vântului [m/s].

În lipsa unor valori precise, pentru viteza vântului se pot lua valori de 5...10 m/s specifice zonelor climatice din țara noastră.

Pentru determinarea valorii rezistenței termice R se face un calcul iterativ, procedându-se astfel:

• se aproximează inițial θ_{iz} și se calculează: $\theta_{miz}, \lambda_{iz}, h_e, R_e, R_{iz}$.

Temperatura medie a izolației θ_{miz} se calculează cu o bună aproximație ca o medie aritmetică între temperatura pe suprafața interioară (ce acoperă conducta - deci poate fi considerată egală cu temperatura medie a fluidului) și temperatura pe suprafața exterioară a izolației θ_{iz} . Pentru această temperatură medie se calculează și celelalte mărimi.

• din ecuația de bilanț termic,

$$\frac{\theta_m - \theta_e}{R_e + R_{iz}} = \frac{\theta_m - \theta_e^{(1)}}{R_{iz}} \quad [\text{W/m}] \quad (11.3.8)$$

se determină valoarea reală a temperaturii izolației termice la suprafața exterioară, la prima iterație indicele (1):

$$\theta_{iz}^{(1)} = \theta_m - \frac{\theta_m - \theta_e}{R_e + R_{iz}} \cdot R_{iz} \quad [^\circ\text{C}] \quad (11.3.9)$$

• se compară temperatura izolației dedusă cu relația 11.3.9 cu aceea aproximată. Valoarea este considerată bună dacă este îndeplinită condiția:

$$-3\% \leq \left| \frac{\theta_{iz}^{(1)} - \theta_m}{\theta_{iz}} \right| \leq 3\%$$

Dacă condiția nu este satisfăcută se realege θ_{iz} .

• cu relația 11.3.4 se calculează pierderea specifică de căldură Δq .

Exemplu de calcul

Se cere să se determine pierderile de căldură specifice ale unei conducte amplasată aerian, într-o zonă cu temperatura aerului $\theta_e = +2$ °C și o viteză a vântului: $v = 5$ m/s. Diametrul conductei este DN 300 ($D_e = 325$ mm x 8 mm), iar grosimea stratului de izolație termică este $s = 80$ mm. Agentul termic transportat este apa caldă având temperatura $\theta_1 = 100$ °C

Ipoteza simplificatoare: se neglijează transferul de căldură prin convecție de la fluid la suprafața interioară a conductei utile.

Rezolvare

1. aproximează inițial temperatura exterioară a stratului de izolație: $\theta_{iz} = 20$ °C;

2. Se determină, pe baza acestei temperaturi, celelalte mărimi necesare calculului rezistențelor de transfer termic:

• conductivitatea termică a izolației:

$$\lambda_{iz} = 0,059 + 0,000186 \cdot \theta_{miz} = 0,059 + 0,000186 \cdot 60 = 0,07 \text{ W/m}\cdot\text{K}$$

unde:

$\theta_{miz} = 60$ °C - este temperatura medie a izolației, calculată ca o medie aritmetică între temperatura la suprafața interioară considerată ca fiind egală cu temperatura agentului termic ($\theta_m = 100$ °C) și temperatura la suprafața exterioară aproximată ($\theta_{iz} = 20$ °C).

• coeficientul de transfer termic prin convecție de la izolație la aerul exterior:

$$h_e = 9,28 + 0,046 \cdot \theta_{iz} + 6,96 \cdot v^{1/2} = 9,28 + 0,046 \cdot 20 + 6,96 \cdot 5^{1/2} = 25,76 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$$

3. Se determină rezistențele la transfer termic:

$$R_e = \frac{1}{\pi \cdot D_{iz} \cdot h_e} = \frac{1}{3,14 \cdot 0,485 \cdot 25,76} = 0,025 \text{ m}\cdot\text{K/W},$$

$$R_{iz} = \frac{1}{2\pi \cdot \lambda_{iz}} \cdot \ln \frac{D_{iz}}{D_e} = \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,07} \cdot \ln \frac{0,485}{0,325} = 0,91 \text{ m}\cdot\text{K/W}.$$

4. Se verifică temperatura la suprafața izolației:

$$\theta_{iz} = \frac{R_e \cdot \theta_m + R_{iz} \cdot \theta_e}{R_{iz} + R_e} = \frac{0,025 \cdot 100 + 0,91 \cdot 2}{0,025 + 0,91} = 4,62 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Deoarece valoarea rezultată pentru temperatura la suprafața izolației este mult diferită de temperatura pe care am presupus-o inițial se reia calculul cu noua valoare $\theta_{iz} = 5$ °C;

• conductivitatea termică a izolației:

$$\lambda_{iz} = 0,059 + 0,000186 \cdot \theta_{miz} = 0,059 + 0,000186 \cdot 52,5 = 0,068 \text{ W/m}\cdot\text{K}$$

unde:

$\theta_{miz} = 52,5$ °C - este temperatura medie a izolației.

• coeficientul de transfer termic prin convecție de la izolație la aerul exterior:

$$h_e = 9,28 + 0,046 \cdot \theta_{iz} + 6,96 \cdot v^{1/2} = 9,28 + 0,046 \cdot 5 + 6,96 \cdot 5^{1/2} = 25,07 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$$

• Se determină rezistențele la transfer termic:

$$R_e = \frac{1}{\pi \cdot D_{iz} \cdot h_e} = \frac{1}{3,14 \cdot 0,485 \cdot 25,07} = 0,026 \text{ m}\cdot\text{K/W}.$$

$$R_{iz} = \frac{1}{2\pi \cdot \lambda_{iz}} \cdot \ln \frac{D_{iz}}{D_e} = \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,068} \cdot \ln \frac{0,485}{0,325} = 0,93 \text{ m}\cdot\text{K/W}.$$

• Se verifică temperatura la suprafața izolației:

$$\theta_{iz} = \frac{R_e \cdot \theta_m + R_{iz} \cdot \theta_e}{R_{iz} + R_e}$$

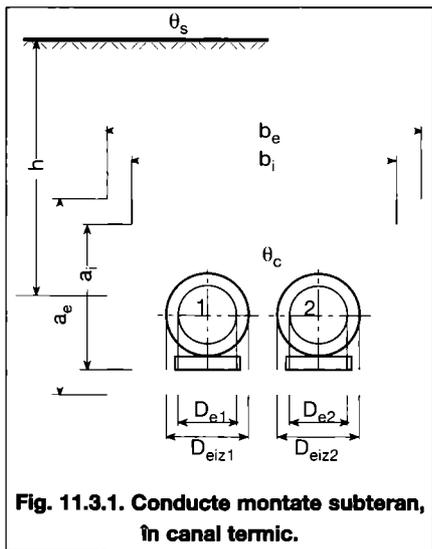


Fig. 11.3.1. Conducte montate subteran, în canal termic.

$$= \frac{0,026 \cdot 100 + 0,93 \cdot 2}{0,026 + 0,93} = 4,56 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Deci, cu o eroare minimă sub 3 %, se poate considera că temperatura la suprafața exterioară a izolației este $\theta_{iz} = 5 \text{ } ^\circ\text{C}$

Se calculează pierderea specifică de căldură:

$$\Delta q = \frac{\theta_i - \theta_e}{R_{iz} + R_e} = \frac{100 - 2}{0,026 + 0,93} = 97,4 \text{ W/m}.$$

b) Pierderi de căldură ale conductelor montate subteran în canale

Pentru calculul pierderilor de căldură ale conductelor pozate subteran în canale (fig. 11.3.1) sunt necesare următoarele date de bază:

- diametrul conductelor;
- dimensiunile canalului termic;
- adâncimea de pozare h a canalului subteran [m];
- grosimea izolației termice a fiecărei conducte;
- starea izolației (executată și întreținută normal, tasată, umedă etc.);
- temperatura la suprafața solului θ_s ;
- natura solului λ_s ;
- lungimea traseului de conducte.

Se determină succesiv:

1. diametrul echivalent al canalului termic $D_{ec(e/i)}$ pentru suprafața exterioară (e) și interioară (i):

$$D_{ec(e/i)} = 4 \cdot A_{e(i)} / P_{e(i)} \text{ [m]} \quad (11.3.10)$$

unde:

$A_{e(i)}$ - este suprafața secțiunii transversale exterioare (interioare) a canalului;

$P_{e(i)}$ - perimetrul secțiunii transversale exterioare (interioare) a canalului.

2. coeficientul de conductivitate termică a izolației.

Se apreciază temperatura medie a stratului izolant pentru fiecare din cele două conducte:

- θ_{miz1} , θ_{miz2} , pentru care se determină λ_{iz} , utilizând metodologia de calcul indicată la cap. 11.3.1.2 a.

3. coeficientul global de transfer de la agentul termic la aerul din canal:

$$U = \frac{1}{R} = \frac{1}{\frac{1}{\pi \cdot D_{eiz} \cdot h_c} + \frac{1}{2\pi \cdot \lambda_{iz} \cdot \ln \frac{D_{eiz}}{d_e}}} \quad (11.3.11)$$

unde:

D_{eiz} - este diametrul exterior al conductei izolate [m];

d_e - diametrul exterior al conductei utile [m];

h_c - coeficientul de transfer termic prin convecție de la suprafața izolației la aerul din interiorul canalului $h_c = 10,5 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$.

4. rezistența termică a aerului din canalul termic (la peretele canalului);

$$R_{ac} = \frac{1}{\pi \cdot D_{ec} \cdot h_c} \text{ [m} \cdot \text{K/W]} \quad (11.3.12)$$

5. rezistența termică a solului:

- când $h/D_{ece} \leq 2$, atunci:

$$R_{sol} = \frac{1}{2\pi\lambda_{sol}} \cdot \ln \frac{2h + \sqrt{4h^2 - D_{ece}^2}}{D_{ece}} \text{ [m} \cdot \text{K/W]} \quad (11.3.13)$$

- când $h/D_{ece} \geq 2$, relația devine:

$$R_{sol} = \frac{1}{2\pi\lambda_{sol}} \cdot \ln \frac{4h}{D_{ece}} \text{ [m} \cdot \text{K/W]} \quad (11.3.14)$$

Pentru coeficientul de conductivitate termică a solului se pot lua valorile:

- sol afânat uscat - $\lambda_s = 0,8 \div 1 \text{ W/m} \cdot \text{K}$
- sol umed legat - $\lambda_s = 2 \div 2,5 \text{ W/m} \cdot \text{K}$
- sol jilav nelegat - $\lambda_s = 1,1 \div 1,5 \text{ W/m} \cdot \text{K}$

6. rezistența termică a canalului

$$R_c = \frac{1}{2\pi\lambda_b} \cdot \ln \frac{D_{ece}}{D_{eci}} \text{ [m} \cdot \text{K/W]} \quad (11.3.15)$$

unde:

$D_{ec(e/i)}$ - vezi relația (11.3.10);

λ_b - conductivitatea termică a betonului din care este realizat canalul termic;

- pentru beton simplu: $\lambda_b = 1,27 \text{ W/m} \cdot \text{K}$;

- pentru beton armat: $\lambda_b = 1,54 \text{ W/m} \cdot \text{K}$

7. rezistența termică a sistemului canal termic - sol, cu relația:

$$R_0 = R_{ac} + R_c + R_{sol} \text{ [m} \cdot \text{K/W]} \quad (11.3.16)$$

8. temperatura aerului din canal, cu ajutorul relației:

$$\theta_c = \frac{\frac{\theta_1}{R_1} + \frac{\theta_2}{R_2} + \frac{\theta_{sol}}{R_0 \cdot (1 + \beta)}}{\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} + \frac{1}{R_0}} \text{ [} ^\circ\text{C]} \quad (11.3.17)$$

unde:

R_1, R_2 - sunt rezistențele la transfer termic ale conductelor 1 și 2, calculate cu relația 11.3.5;

θ_1, θ_2 - temperaturile medii ale agenților termici;

θ_{sol} - temperatura la suprafața solului.

9. pierderile de căldură specifice Δq , pentru fiecare conductă, pe baza relației generale:

$$\Delta q = k \cdot (\theta_m - \theta_c) \cdot (1 + \beta) \text{ [W/m]} \quad (11.3.18)$$

Exemplu de calcul

Se cere să se determine pierderile de căldură $\Delta\Phi$ pentru două conducte montate într-un canal termic subteran (fig. 11.3.1.) în lungime $L = 1000 \text{ m}$. Conductele au diametrele egale $2 \times D_n 800$ ($820 \times 8 \text{ mm}$) și sunt izolate termic cu saltele din vată minerală cu grosimea $s_1 = 60 \text{ mm}$ și $s_2 = 30 \text{ mm}$. Starea izolației este: normal executată și întreținută.

Agentul termic transportat (apa caldă) are parametrii:

$\theta_1 = 70 \text{ } ^\circ\text{C}$; $\theta_2 = 40 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Canalul este de zidărie din beton având gabaritul interior:

$a_i \times b_i = 2800 \times 1500 \text{ mm}$,

cu pereții de $\delta = 100 \text{ mm}$ grosime, fiind montat la o adâncime de pozare:

$h = 1,5 \text{ m}$.

Temperatura solului la adâncimea de pozare este $\theta_{sol} = +5 \text{ } ^\circ\text{C}$; natura solului: nisipos, umiditate medie, $\lambda_{sol} = 2,3 \text{ W/m} \cdot \text{K}$. Coeficientul de corecție care ține seama de pierderile de căldură prin reazemele neizolate ale conductelor $\beta = 0,2$.

Ipoteza simplificatoare: se neglijează transferul de căldură prin convecție de la fluid la suprafața interioară a conductei utile.

Rezolvare

Se determină:

1. Diametrul echivalent al canalului:

• interior:

$$D_{eci} = \frac{4A_i}{P_i} = \frac{4(2,8 \cdot 1,5)}{2(2,8 + 1,5)} = 1,95 \text{ m}$$

• exterior:

$$D_{ece} = \frac{4A_e}{P_e} = \frac{4(3 \cdot 1,7)}{2(3 + 1,7)} = 2,17 \text{ m}$$

2. Coeficientul de conductivitate termică a izolației:

- temperaturile medii ale izolației sunt:

$\theta_{miz1} = 40 \text{ } ^\circ\text{C}$; $\theta_{miz2} = 20 \text{ } ^\circ\text{C}$;

Aceste temperaturi au fost obținute printr-o aproximare inițială urmată de un calcul iterativ conform metodologiei indicate în § 11.3.1.2 a.

Deci:

$$\lambda_{iz1} = 0,059 + 0,000186 \cdot \theta_{miz1} = 0,059 + 0,000186 \cdot 40 = 0,066 \text{ W/m} \cdot \text{K}$$

$$\lambda_{iz2} = 0,059 + 0,000186 \cdot \theta_{miz2} = 0,059 + 0,000186 \cdot 20 = 0,063 \text{ W/m} \cdot \text{K}$$

3. Coeficienții globali de transfer termic:

$$U_1 = \frac{1}{\frac{1}{\pi \cdot D_{eiz1} \cdot h_c} + \frac{1}{2\pi \cdot \lambda_{iz1} \cdot \ln \frac{D_{eiz1}}{D_{e1}}}} = \frac{1}{\frac{1}{3,14 \cdot 0,94 \cdot 10,5} + \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,066 \cdot \ln \frac{940}{820}}} = 2,76 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

$$U_2 = \frac{1}{\frac{1}{\pi \cdot D_{eiz2} \cdot h_c} + \frac{1}{2\pi \cdot \lambda_{iz2} \cdot \ln \frac{D_{eiz2}}{D_{e2}}}} = \frac{1}{\frac{1}{3,14 \cdot 0,88 \cdot 10,5} + \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,063 \cdot \ln \frac{880}{820}}} = 4,73 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

Rezistențele termice:

$$R_1 = \frac{1}{U_1} = 0,362 \text{ m} \cdot \text{K/W} \text{ și}$$

$$R_2 = \frac{1}{U_2} = 0,21 \text{ m} \cdot \text{K/W}.$$

4. Rezistența termică a aerului din canalul termic:

$$R_{ac} = \frac{1}{\pi \cdot D_{eci} \cdot h_c} = \frac{1}{\pi \cdot 1,95 \cdot 10,5} = 0,015 \frac{m \cdot K}{W}$$

5. Rezistența termică a solului:

$$R_{sol} = \frac{1}{2\pi\lambda_{sol}} \cdot \ln \frac{2h + \sqrt{4h^2 - D_{ece}}}{D_{ece}} =$$

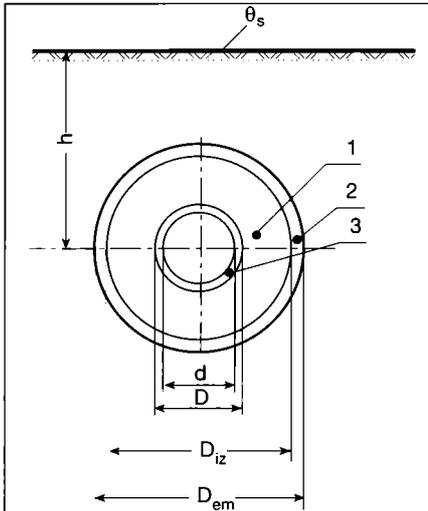


Fig. 11.3.2. Conductă preizolată unică montată direct în pământ:

1 - izolație; 2 - manta de protecție; 3 - conductă din oțel.

$$= \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot 2,3} \cdot \ln \frac{2 \cdot 1,5 + \sqrt{4 \cdot 1,5^2 - 2,17}}{2,17} = 0,066 \text{ m} \cdot \text{K}/\text{W}.$$

6. Rezistența termică a canalului:

$$R_c = \frac{1}{2\pi \cdot \lambda_o} \cdot \ln \frac{D_{ece}}{D_{eci}} = \frac{1}{2\pi \cdot 1,3} \cdot \ln \frac{2,17}{1,95} = 0,013 \text{ m} \cdot \text{K}/\text{W}.$$

7. Rezistența termică a sistemului:

$$R_0 = R_{ac} + R_{sol} + R_c = 0,015 + 0,066 + 0,013 = 0,094 \text{ m} \cdot \text{K}/\text{W}$$

8. Temperatura aerului din canal:

$$\theta_c = \frac{\frac{\theta_1}{R_1} + \frac{\theta_2}{R_2} + \frac{\theta_{sol}}{R_0 \cdot (1 + \beta)}}{\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} + \frac{1}{R_0}} = \frac{\frac{70}{0,362} + \frac{40}{0,21} + \frac{5}{0,094 \cdot 1,2}}{\frac{1}{0,362} + \frac{1}{0,21} + \frac{1}{0,094 \cdot 1,2}} = 26,12 \text{ }^\circ\text{C}.$$

9. Pierderile specifice de căldură:

$$\Delta q_1 = U_1 \cdot (\theta_1 - \theta_c) \cdot (1 + \beta) = 2,76 \cdot (70 - 26,12) \cdot 1,2 = 145,33 \text{ W/m}$$

$$\Delta q_2 = U_2 \cdot (\theta_2 - \theta_c) \cdot (1 + \beta) = 4,73 \cdot (40 - 26,12) \cdot 1,2 = 78,8 \text{ W/m}$$

- pierderile specifice totale:

$$\Delta q = \Delta q_1 + \Delta q_2 = 145,33 + 78,8 = 224,13 \text{ W/m}$$

Pierdere totală de căldură pentru tronsonul de conducte având lungimea $L = 1000 \text{ m}$ este:

$$\Delta \Phi = \Delta q \cdot L = 224 \cdot 130 \text{ W}$$

c) Pierderi de căldură ale conductelor montate direct în pământ

Cazul 1. Conducta unică:

Pierdere de căldură specifică pentru o conductă preizolată montată direct în pământ (fig. 11.3.2), se calculează cu relația:

$$\Delta q = \frac{U \cdot (\theta_m - \theta_s)}{1 + U \cdot R_s} \text{ [W/m]} \quad (11.3.19)$$

unde coeficientul global de transfer termic de la agentul termic la suprafața solului U se calculează cu relația:

$$U = \frac{1}{R_{iz} + R_m} = \frac{1}{\frac{1}{2\pi\lambda_{iz}} \cdot \ln \frac{D_{iz}}{D} + \frac{1}{2\pi\lambda_m} \cdot \ln \frac{D_{em}}{D_{iz}}} \text{ [W/m} \cdot \text{K]} \quad (11.3.20)$$

în care:

D_{iz}, D_{em} - este diametrul interior, exterior al mantalei de protecție a conductei preizolate (diametrul interior al mantalei de protecție este considerat egal cu diametrul exterior al izolației) [m];

d, D - diametrul interior, exterior al conductei (diametrul exterior al con-

Tabelul 11.3.1. Diferența de temperatură ΔT admisă între temperatura la suprafața solului θ_s și temperatura aerului exterior θ_e la diferite valori ale umidității relative a aerului.

Temperatura aerului exterior [°C]	Umiditatea relativă a aerului [%]													
	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95
-20	-	10,4	9,1	8,0	7,0	6,0	5,2	4,5	3,7	2,9	2,3	1,7	1,1	0,5
-15	12,3	10,8	9,6	8,3	7,3	6,4	5,4	4,6	3,8	3,1	2,5	1,8	1,2	0,6
-10	12,9	11,3	9,9	8,7	7,6	6,6	5,7	4,8	3,9	3,2	2,5	1,8	1,2	0,6
-5	13,4	11,7	10,3	9,0	7,9	6,8	5,8	5,0	4,1	3,3	2,6	1,9	1,2	0,6
0	13,9	12,2	10,7	9,3	8,1	7,1	6,0	5,1	4,2	3,5	2,7	1,9	1,3	0,7
2	14,3	12,6	11,0	9,7	8,5	7,4	6,4	5,4	4,6	3,8	3,0	2,2	1,5	0,7
4	14,7	13,0	11,4	10,1	8,9	7,7	6,7	5,8	4,9	4,0	3,1	2,3	1,5	0,7
6	15,1	13,4	11,8	10,4	9,2	8,1	7,0	6,1	5,1	4,1	3,2	2,3	1,5	0,7
8	15,6	13,8	12,2	10,8	9,6	8,4	7,3	6,2	5,1	4,2	3,2	2,3	1,5	0,8
10	16,0	14,2	12,6	11,2	10,0	8,6	7,4	6,3	5,2	4,2	3,3	2,4	1,6	0,8
12	16,5	14,6	13,0	11,6	10,1	8,8	7,5	6,3	5,3	4,3	3,3	2,4	1,6	0,8
14	16,9	15,1	13,4	11,7	10,3	8,9	7,6	6,5	5,4	4,3	3,4	2,5	1,6	0,8
16	17,4	15,5	13,6	11,9	10,4	9,0	7,8	6,6	5,4	4,4	3,5	2,5	1,7	0,8
18	17,8	15,7	13,8	12,1	10,6	9,2	7,9	6,7	5,6	4,5	3,5	2,6	1,7	0,8
20	18,1	15,9	14,0	12,3	10,7	9,3	8,0	6,8	5,6	4,6	3,6	2,6	1,7	0,8
22	18,4	16,1	14,2	12,5	10,9	9,5	8,1	6,9	5,7	4,7	3,6	2,6	1,7	0,8
24	18,6	16,4	14,4	12,6	11,1	9,6	8,2	7,0	5,8	4,7	3,7	2,7	1,8	0,8
26	18,9	16,6	14,7	12,8	11,2	9,7	8,4	7,1	5,9	4,8	3,7	2,7	1,8	0,9
28	19,2	16,9	14,9	13,0	11,4	9,9	8,5	7,2	6,0	4,9	3,8	2,8	1,8	0,9
30	19,5	17,1	15,1	13,2	11,6	10,1	8,6	7,3	6,1	5,0	3,8	2,8	1,8	0,9

Obs.: Zona marcată în tabel conține valorile parametrilor climatici uzuali.

ductei este considerat egal cu diametrul interior al izolației [m];
 D, D_{iz} - diametrul interior, exterior al izolației [m];
 λ_{iz} - conductivitatea termică a izolației (din poliuretan) [W/m·K];

λ_m - conductivitatea termică a mantalei protectoare (din P.V.C.) [W/m·K];
 Pentru izolație din polyuretan la:
 - temperatura medie $\theta_{miz} = 50 \text{ }^\circ\text{C}$ și
 - densitatea $\rho_{P.U.R.} = 80 \dots 90 \text{ kg/m}^3$:
 $\lambda_{iz} = 0,027 \text{ W/m}\cdot\text{K}$.

căldură cu ajutorul relației 11.3.19, ca și cum fiecare din cele două conducte ar fi singulară;

- se calculează rezistența la transfer datorată influenței reciproce a celor două conducte;

$$R_{1,2} = \frac{1}{2\pi\lambda_c} \ln \sqrt{1 + \frac{(2h)^2}{b^2}} \quad [\text{m}\cdot\text{K}/\text{W}] \quad (11.3.23)$$

unde:

b - este distanța între axele celor două conducte măsurată pe orizontală [m];

- se determină un coeficient de corecție (impus de influența reciprocă a celor două conducte):

$$\varphi = \frac{1}{\frac{\Delta q_1}{\Delta T_1} - \frac{R_{1,2}}{\Delta T_1}} \cdot \frac{1}{\frac{\Delta q_2}{\Delta T_2} - \frac{R_{1,2}}{\Delta T_2}} \quad (11.3.24)$$

- se calculează pierderile specifice de căldură corectate pentru fiecare din cele două conducte (ținând seama de influența reciprocă a conductelor), cu următoarele relații de calcul:

$$\Delta q_{1c} = \frac{\Delta q_1}{1 + \varphi \cdot \Delta q_1 \cdot \frac{R_{1,2}}{\Delta T_1}} \quad [\text{W}/\text{m}] \quad (11.3.25)$$

$$\Delta q_{2c} = \frac{\Delta q_2}{1 + \varphi \cdot \Delta q_2 \cdot \frac{R_{1,2}}{\Delta T_2}} \quad [\text{W}/\text{m}] \quad (11.3.26)$$

Exemplu de calcul

Cazul 1. Se cere să se determine pierderea de căldură specifică pentru o conductă montată direct în pământ având diametrul exterior $D = 219 \text{ mm}$; diametrul exterior al mantalei de protecție este $D = 315 \text{ mm}$ (grosimea peretelui mantalei $s = 8,5 \text{ mm}$).

Adâncimea de montare este $h = 1 \text{ m}$, solul având un coeficient de conductivitate termică $\lambda_s = 1,2 \text{ W/m}\cdot\text{K}$. Conducta este izolată cu poliuretan, coeficientul de conductivitate termică a izolației fiind $\lambda_{iz} = 0,027 \text{ W/m}\cdot\text{K}$. De asemenea, se cunosc: temperatura la suprafața solului: $\theta_s = 5 \text{ }^\circ\text{C}$ și temperatura agentului termic (apa fierbinte): $\theta_1 = 150 \text{ }^\circ\text{C}$.

Rezolvare

1. Se determină rezistența la transfer termic a solului:

$$R_s = \frac{1}{2\pi\lambda_s} \ln \left[\frac{2h}{D} + \sqrt{\left(\frac{2h}{D}\right)^2 - 1} \right] =$$

$$= \frac{1}{2\pi \cdot 1,2} \ln \left[\frac{2 \cdot 1}{0,315} + \sqrt{\left(\frac{2 \cdot 1}{0,315}\right)^2 - 1} \right] =$$

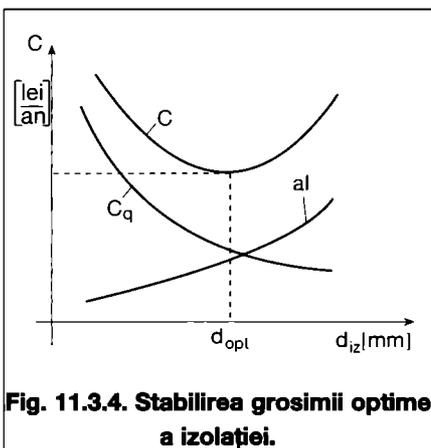
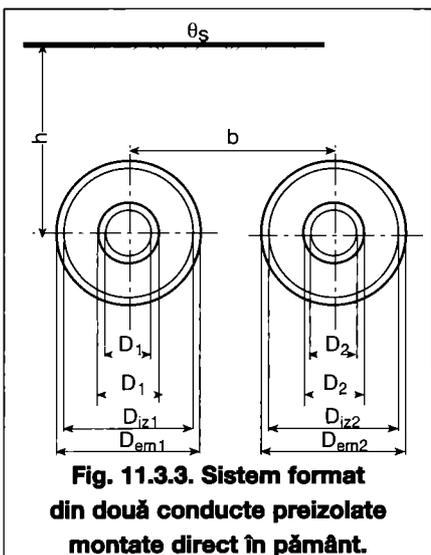
$$= 0,175 \text{ m}\cdot\text{K}/\text{W}.$$

2. Rezistența termică a izolației:

$$R_{iz} = R_{P.U.R.} + R_{P.V.C.}$$

Tabelul 11.3.2. Grosimi optime ale izolației

Dn	De	Conducte subterane montate în canal		Conducte aeriene	
		Grosimea izolației [mm] duce-întoarcere			
1200	1219	60	30	90	50
1100	1116	60	30	90	50
1000	1016	60	30	90	50
900	914	60	30	90	50
800	813	50	30	90	50
700	711	50	30	90	50
600	609	50	30	90	50
500	508	50	30	90	50
400	406	50	30	80	50
300	325	40	20	80	50
250	273	40	20	60	30
200	219	40	20	60	30



Pentru mantaua de protecție din P.V.C. la $20 \text{ }^\circ\text{C}$: $\lambda_{iz} = 0,44 \text{ W/m}\cdot\text{K}$;
 În expresia coeficientului global de transfer termic poate să apară și rezistența la transfer termic de la agentul termic la peretele conductei, însă este foarte mică și, de aceea, se neglijează în calculele tehnice (§ 11.3.1.1.). Din aceleași considerente se poate neglija și rezistența la transfer termic a mantalei de protecție, R_m .

Rezistența termică a solului se determină astfel:

- pentru: $h/D_{em} \leq 2$.

$$R_s = \frac{1}{2\pi\lambda_s} \ln \left[\frac{2h}{D_{em}} + \sqrt{\left(\frac{2h}{D_{em}}\right)^2 - 1} \right] \quad [\text{m}\cdot\text{K}/\text{W}] \quad (11.3.21)$$

- pentru $h/D_{em} \geq 2$, relația 11.3.21. devine:

$$R_s = \frac{1}{2\pi\lambda_s} \ln \frac{4h}{D_{em}} \quad [\text{m}\cdot\text{K}/\text{W}] \quad (11.3.22)$$

unde:

h - este adâncimea de pozare [m];
 λ_s - conductivitatea termică a solului [W/m·K]; (§ 11.3.1.2). Semnificațiile celorlalți termeni sunt cunoscute.

La stabilirea temperaturii θ_s se au în vedere normele internaționale ISO/DIS 12241 care redau o dependență între temperatura la suprafața solului și temperatura aerului exterior la diferite valori ale umidității relative conform tabelului 11.3.1.

Din tabelul 11.3.1. rezultă:

$$\Delta T = \theta_s - \theta_e; \theta_s = \Delta T + \theta_e$$

Exemplu de calcul

- pentru $\theta_e = -10 \text{ }^\circ\text{C}$ și o umiditate relativă a aerului 75% $\Rightarrow \Delta T = 3,2 \text{ K}$
 $\theta_s = -10 + 3,2 = -6,8 \text{ }^\circ\text{C}$
- pentru $\theta_e = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ și o umiditate relativă a aerului 70% $\Rightarrow \Delta T = 5,6 \text{ K}$
 $\theta_s = 20 + 5,6 = 25,6 \text{ }^\circ\text{C}$
- pentru $\theta_e = 2 \text{ }^\circ\text{C}$ și o umiditate relativă a aerului 70% $\Rightarrow \Delta T = 4,6 \text{ K}$
 $\theta_s = 2 + 4,6 = 6,6 \text{ }^\circ\text{C}$

În calculele privind pierderile de căldură în regim de durată (la temperaturi exterioare medii lunare) se poate considera:

- $\theta_s = \pm 0 \dots 6 \text{ }^\circ\text{C}$ - iarna
- $\theta_s = 15 \dots 25 \text{ }^\circ\text{C}$ - vara

Cazul 2. Sistem format din două conducte:

Pentru calculul pierderilor de căldură a două conducte montate direct în pământ (fig. 11.3.3), se procedează după cum urmează:

- se calculează pierderile specifice de

$$R_{P,U,R} = \frac{1}{2\pi \cdot \lambda_{P,U,R}} \ln \frac{D_{iz}}{D} =$$

$$= \frac{1}{2\pi \cdot 0,027} \ln \frac{298}{219} = 1,816 \text{ m} \cdot \text{K/W}.$$

$$R_{P,V,C} = \frac{1}{2\pi \cdot \lambda_{P,V,C}} \ln \frac{D_{em}}{D_{iz}} =$$

$$= \frac{1}{2\pi \cdot 0,44} \ln \frac{315}{298} = 0,02 \text{ m} \cdot \text{K/W}.$$

3. Pierderea de căldură specifică a conductei este determinată ca fiind:

$$\Delta q = \frac{\Delta T}{R_{iz} + R_s} = \frac{\theta_1 - \theta_s}{R_{iz} + R_s} =$$

$$= \frac{150 - 5}{2,011} = 72,1 \text{ W/m}.$$

Cazul 2. Se cere să se determine pierderile de căldură specifice pentru două conducte preizolate montate direct în pământ ținând seama de influența lor reciprocă, având diametrul exterior egal $D = 219$ mm; diametrul exterior al mantalei de protecție $D_{em} = 315$ mm (grosimea peretelui mantalei: $s = 8,5$ mm). Conductele sunt izolate cu poliuretan având un coeficient de conductivitate termică: $\lambda_{iz} = 0,027$ W/m·K. Adâncimea de pozare a conductelor este $h = 1$ m, iar coeficientul de conductivitate termică a solului: $\lambda_s = 1,2$ W/m·K.

Se mai cunosc temperatura la suprafața solului: $\theta_s = 5$ °C; temperatura agentului termic transportat (apă fierbinte): $\theta_1 = 150$ °C, $\theta_2 = 70$ °C; distanța între axele celor două conducte: $b = 0,5$ m;

Rezistențele la transfer termic sunt: $R_1 = 2,011$ m·K/W; $R_2 = 2,153$ m·K/W (în cazul în care aceste valori nu sunt cunoscute, ele se determină conform exemplului de calcul 5, cazul 1).

Rezolvare

1. Se determină pierderile specifice de căldură ale fiecăreia din cele două conducte:

$$\Delta q_1 = \frac{\Delta T_1}{R_1} = \frac{150 - 5}{2,011} = 72,1 \text{ m} \cdot \text{K/W},$$

$$\Delta q_2 = \frac{\Delta T_2}{R_2} = \frac{70 - 5}{2,153} = 30,2 \text{ m} \cdot \text{K/W}.$$

2. Se calculează rezistența la transfer termic datorată influenței reciproce a celor două conducte:

$$R_{1,2} = \frac{1}{2\pi\lambda_{sol}} \ln \sqrt{1 + \left(\frac{2h}{b}\right)^2} =$$

$$= \frac{1}{2\pi \cdot 1,2} \ln \sqrt{1 + \left(\frac{2 \cdot 1}{0,5}\right)^2} = 0,225 \frac{\text{m} \cdot \text{K}}{\text{W}}$$

3. Coeficientul de corecție:

$$\varphi = \frac{1}{\frac{\Delta q_1}{R_{1,2}} + \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}} = \frac{1}{\frac{0,225}{72,1} + \frac{65}{145}} =$$

$$= 0,332$$

4. Se calculează pierderile specifice de căldură corectate:

$$\Delta q_{1c} = \frac{\Delta q_1}{1 + \varphi \cdot \Delta q_1 \cdot \frac{R_{1,2}}{\Delta T_1}} =$$

$$= \frac{\Delta q_1}{1 + 0,337 \cdot 70,9 \cdot \frac{0,225}{145}} = 69,5 \frac{\text{W}}{\text{m}}.$$

$$\Delta q_{2c} = \frac{\Delta q_2}{1 + \frac{\Delta q_2 \cdot R_{1,2}}{\varphi \cdot \Delta T_2}} =$$

$$= \frac{\Delta q_2}{1 + \frac{30,2 \cdot 0,225}{0,337 \cdot 65}} = 23,05 \frac{\text{W}}{\text{m}}.$$

11.3.2. Calculul căderii de temperatură

Pierderea de căldură pentru conductele rețelelor de transport și distribuție a agentului termic se traduce în modificări ale parametrilor agentului termic transportat:

- pentru apă: scăderea temperaturii;
- pentru abur: scăderea temperaturii și presiunii.

Căderea de temperatură pe un tronson de conductă se calculează în funcție de pierderea de căldură și debitul agentului termic transportat pe tronsonul respectiv:

$$\Delta T = \frac{\Delta \Phi}{c \cdot M} \quad [\text{K}] \quad (11.3.27)$$

unde:

$\Delta \Phi$ - este pierderea de căldură [W] (calculată cu relația 11.3.3);

M - debitul total de agent termic transportat [kg/s];

c - căldura masică a agentului termic [J/kg·K].

În general, valorile căderilor de temperatură se plasează în domeniul;

- (0,01...2) K/km, în funcție de debitul de agent termic, pentru conductele de apă fierbinte montate subteran în canale termice;
- (0,02...3) K/km, în funcție de debitul de agent termic, pentru conductele de apă fierbinte montate aerian;

În cazul aburului supraîncălzit, calculul căderii de temperatură se determină cu relația:

$$\Delta T = (\theta_1 - \theta_0) \cdot (1 - e^{-UL/Mc}) \quad [\text{K}] \quad (11.3.25)$$

în care:

θ_1 - este temperatura inițială a aburului

[°C];

θ_0 - temperatura mediului ambiant [°C];

M - debitul masic de abur [kg/h];

L - lungimea conductei [m];

U - coeficientul global de transfer termic de la abur la mediul ambiant raportat la unitatea de lungime [W/m·K];

c - căldura masică a aburului [J/kg·K].

Se impune verificarea stării aburului la sfârșitul tronsonului; în acest sens temperatura aburului la sfârșitul tronsonului (θ_2) trebuie să fie mai mare decât temperatura de saturație corespunzătoare presiunii (p_2).

$$\theta_2 = \theta_1 - \Delta T; \theta_2 > \theta_{ab}$$

cu:

θ_{ab} - temperatura de saturație a aburului [°C] stabilită la presiunea p_{ab} .

11.3.3. Verificarea temperaturii la suprafața exterioară a izolației termice

Atunci când se impune o anumită limită a temperaturii suprafeței exterioare a izolației θ_{iz} (de regulă pe considerente de protecție sanitară) este necesară verificarea acesteia.

Se folosește relația:

$$\theta_{iz} = \frac{R_e \cdot \theta_m + R_{iz} \cdot \theta_o}{R_e + R_{iz}} \quad [^\circ\text{C}] \quad (11.3.26)$$

cu: $R_e = \frac{1}{\pi D_{iz} h_e}$ și $R_{iz} = \frac{1}{2\pi \cdot \lambda_{iz}} \cdot \ln \frac{D_e}{D_{iz}}$

în care semnificațiile mărimilor ce intervin sunt descrise în § 11.3.1.2.

Temperatura la suprafața izolației θ_{iz} , care rezultă, se compară cu valoarea limită admisă de norme (de ex., 50 °C). În cazul depășirii temperaturii maxime admisă, se mărește grosimea stratului izolator și se reverifycă.

Dacă este impusă o valoare finală a temperaturii agentului termic (de ex.: pentru aburul tehnologic), grosimea izolației termice rezultă din explicitarea rezistenței la trecerea căldurii de la fluid la aerul exterior (θ_e):

$$R = \frac{L}{M \cdot c} \cdot \ln \frac{\theta_m - \theta_e}{\theta_m - \theta_o} \quad [\text{m} \cdot \text{K/W}] \quad (11.3.27)$$

unde:

$$R = R_e + R_{iz} \text{ (calculată cu relația 11.3.5.)}$$

Se apreciază temperatura suprafeței exterioare a izolației calculându-se coeficientul de transfer termic prin convecție de la conducta izolată la mediul ambiant, h_e .

$$R_{iz} = \frac{1}{2\pi \cdot \lambda_{iz} \cdot \ln \frac{D_{iz}}{D_e}} =$$

$$= R - \frac{1}{2\pi \cdot D_{iz} \cdot h_e} \quad [\text{m} \cdot \text{K/W}] \quad (11.3.28)$$

cu determinarea diametrului exterior al izolației D_{iz} prin metoda analitică

(calcul iterativ) sau prin metoda grafică prin reprezentarea celor doi membri ai egalității de mai sus. La intersecția curbelor de variație a celor doi membri ai egalității se determină valoarea necesară diametrului exterior al izolației D_{iz} . În final se verifică temperatura suprafeței exterioare a izolației cu relația:

$$\theta_{iz} = \frac{R_e \cdot \theta_i + R_{iz} \cdot \theta_o}{R_e + R_{iz}} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (11.3.29)$$

sau:

$$\theta_{iz} = \frac{R_e \cdot \theta_i + (R_i + R_{iz}) \cdot \theta_o}{R_e + R_{iz} + R_i} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (11.3.30)$$

dacă se ține seama și de transferul de căldură prin convecție de la fluid la suprafața interioară a conductei.

11.3.4. Calculul grosimii optime a stratului de izolație termică

Criteriul de bază pentru stabilirea grosimii optime a izolației termice este cel al cheltuielilor anuale minime:

$$C = C_q + a \cdot I \quad [\text{lei/an}] \quad (11.3.31)$$

unde:

a - este coeficientul (rata) de amortizare a investiției (cu valori $a = 0,3 \dots 0,4$);
 I - investiția aferentă izolației termice;
 C_q - cheltuielile anuale pentru plata pierderilor de căldură;

$$C_q = \Delta Q \cdot \theta_q \quad (11.3.32)$$

unde:

θ_q - este tariful de vânzare a energiei termice;

ΔQ - pierderile de căldură anuale aferente conductei pentru care se stabilește grosimea optimă a izolației.

Corespunzător cheltuielilor anuale minime se determină grosimea optimă a izolației (fig. 11.3.4).

Grosimile optime ale izolației pentru diverse diametre ale conductelor din oțel sunt prezentate în tabelul 11.3.2.

Observații:

La conductele de apă fierbinte, grosimea izolației conductei de ducere este cuprinsă în domeniul 30 ... 80 mm, iar pentru conducta de întoarcere, izolația are grosimea aproximativ egală cu jumătate din grosimea izolației conductei de ducere.

Pentru amplasarea supratereană, grosimea izolației este de 1,5 ori mai mare decât cea pentru aceleași diametre amplasate subteran.

11.4. Calculul mecanic al rețelilor termice

11.4.1. Considerații privind calculul mecanic

Calculul mecanic al ansamblului unei rețele termice cu conducte din oțel ține seama de stările de tensiune în mate-

rialul conductei rețelei, generate de sarcini (încărcări) cu acțiune:

- permanentă: provenind, în general, din greutatea conductelor și armăturilor;
- temporară (cvasi-permanentă): determinate de vânt, de frecarea pe reazemele mobile și în compensatoarele axiale, de presiunea internă, de pre-tensionare etc.;
- temporară (variabilă): provenite din încălzirea neuniformă rapidă a conductelor, tasarea unor reazeme mobile etc.;
- accidentală - în eventualitatea unor seisme sau la închiderea bruscă a unor vane.

În calculul mecanic al rețelilor termice se au în vedere:

- calculul grosimii pereților de conductă pe baza tensiunii generate de presiunea internă;
- calculul distanțelor între reazemele mobile;
- verificarea deplasării în zona coturilor și a tensiunii de încovoiere datorită deformației termice pentru configurațiile naturale clasice în formă de „L” și „Z”.
- calculul compensatoarelor curbate în formă de „U”;
- calculul compensatoarelor lenticulare;
- calculul forțelor ce acționează asupra reazemelor fixe ale conductelor;
- verificarea rezistenței țevilor în secțiunea de solicitare maximă.

11.4.2. Calculul grosimii pereților conductelor

Conform instrucțiunilor de proiectare oficiale (Instrucțiuni RT-1 M.E.E.-I.S.P.E) calculul de rezistență a conductelor termice este fundamentat pe metoda tensiunii mecanice admisibile.

Grosimea peretelui conductelor rezultă din relația:

$$s = \frac{p_i \cdot D_i}{2 \cdot \varphi \cdot \sigma_a} + c \quad [\text{cm}] \quad (11.4.1)$$

în care:

p_i - este presiunea interioară maximă de funcționare (presiunea nominală) [daN/cm²];

D_i - diametrul interior al țevii (care se poate asimila cu diametrul nominal) [cm];

φ - coeficientul de calitate a sudurii depinzând de tehnologia de sudură aplicată la realizarea conductei (cu valori cuprinse între 0,8 și 1);

σ_a - rezistența admisibilă a materialului aferentă solicitării determinate de presiunea interioară pe direcția tangențială [daN/cm²], în funcție de calitatea materialului:

$$\sigma_a = \sigma_r / c_s \quad [\text{daN/cm}^2] \quad (11.4.2)$$

unde:

σ_r - este rezistența la rupere a materialului [daN/cm²];

c_s - coeficientul de siguranță, egal cu 3,75, pentru țevi trase și 3, pentru țevi sudate;

c - adaosul de coroziune și uzură egal cu 0,05 cm pentru diametre $D_n \leq 250$ și de 0,1 cm pentru țevi cu $D_n > 250$.

În urma efectuării calculelor se aleg mărimile standard ale țevilor din producția curentă, grosimea peretelui conductelor fiind aleasă cea corespunzând valorii standard imediat superioare valorii rezultate prin calcul cu relația 11.4.1.

Calculul de verificare a tensiunii generate de presiunea interioară se face alegându-se o grosime a pereților conductelor din seria care se fabrică în mod curent, cu relația:

$$\sigma = \frac{p_i \cdot D_i}{2 \cdot \varphi \cdot (s - c)} \leq \sigma_a \quad [\text{daN/cm}^2] \quad (11.4.3)$$

Exemplu de calcul

Se calculează grosimea peretelui conductei cu diametrul D_n 900 care face parte dintr-un sistem de rețele termice în care presiunea nominală este P_n 16 daN/cm².

Marca oțelului din care este confecționată conducta este OLT 52, care are $\sigma_r = 5200$ daN/cm² și coeficientul de siguranță $c_s = 3$.

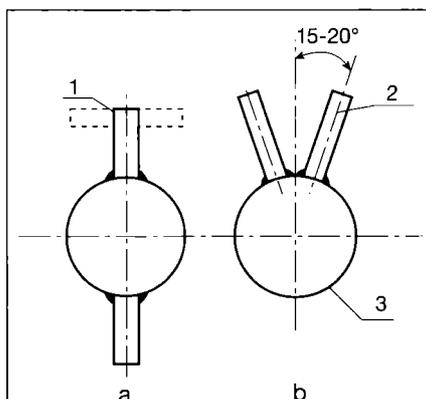


Fig. 11.4.1. Soluții de mărire a autoportanței conductelor:

- a - sudarea unui profil metalic;
- b - sudarea a două nervuri din tablă;
- 1 - profilul metalic; 2 - nervuri;
- 3 - conductă.

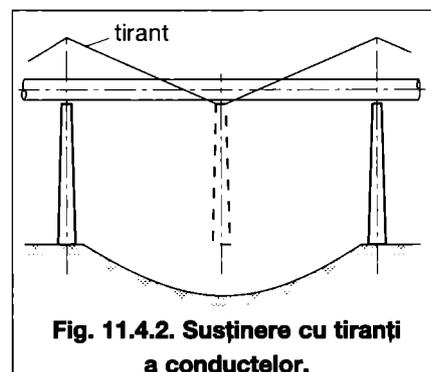


Fig. 11.4.2. Susținere cu tiranți a conductelor.

Tabel 11.4.1. Date tehnice de calcul al conductoarelor de termoficare

Nr. crt.	Nominal D _n	Grosimea peretelui D _e	Aria secțiunii transversale		Suprafața exteroară a țevii	Momentul de inerție I	Modulul de rezistență al țevii W	Greutatea conductei										
			Peretele țevii A _p	Liberă interioară A _i				În pozare subterană		În pozare supraterană								
								Teava	Apa	Grosimea izolației la ducere [m]	Greutatea instalației cu 2 straturi de carton asfaltat [daN/m]	Total [daN/m]	Teava	Apa	Grosimea izolației la ducere [m]	Greutatea izolației zincată [daN/m]	Total	
[mm]	[mm]	[cm ²]	[cm ²]	[m ² /m]	[cm ⁴]	[cm ²]	[daN/m]	[daN/m]	[daN/m]	[daN/m]	[daN/m]	[daN/m]	[daN/m]	[daN/m]	[daN/m]			
1	40	48	3,5	4,89	13,20	0,150	12,164	6,06	3,76	1,29	30	7,28	12,34	3,76	1,29	50	12,55	17,61
2	40	48	4,0	5,25	12,57	0,150	13,476	5,61	4,25	1,22	30	7,28	12,76	4,25	1,22	50	12,55	18,02
3	50	57	3,5	5,88	19,63	0,179	21,099	7,40	4,53	1,92	30	7,35	13,80	4,53	1,92	50	13,35	20,00
4	50	57	4,0	6,66	18,85	0,179	23,476	8,32	5,12	1,84	30	7,35	14,32	5,12	1,84	50	13,55	20,50
5	65	70	3,5	7,31	31,17	0,219	40,4599	11,55	5,62	3,06	30	8,13	16,81	5,62	3,06	50	13,72	22,41
6	65	70	4,0	8,36	30,12	0,219	45,244	12,92	6,38	2,45	30	8,13	17,46	6,38	2,95	50	13,72	23,06
7	80	89	3,5	9,40	52,81	0,279	85,897	19,30	7,23	5,17	30	9,41	21,83	7,23	5,17	50	15,34	27,76
8	80	89	4,0	10,68	51,53	0,279	96,508	21,68	8,21	5,05	30	9,41	22,68	8,21	5,05	50	15,34	28,61
9	100	108	4,0	13,07	78,53	0,339	176,639	32,70	10,06	7,69	30	10,83	10,06	10,06	7,69	50	16,90	34,66
10	100	108	4,4	14,63	76,97	0,339	196,947	36,65	11,26	7,54	30	10,83	29,67	11,26	7,54	50	16,90	35,71
11	125	133	4,0	16,21	122,71	0,417	336,924	50,66	12,48	12,03	30	12,45	36,96	12,48	12,03	50	18,95	43,47
12	125	133	4,5	18,16	120,76	0,417	374,748	56,35	13,98	11,83	30	12,45	38,27	13,98	11,83	50	18,95	44,77
13	150	162	5,5	25,31	156,14	0,477	678,849	89,32	19,48	15,30	40	14,17	48,96	19,48	15,30	60	25,78	60,58
14	200	219	7,0	46,62	330,06	0,688	2617,36	239,02	35,88	32,35	50	26,48	94,73	35,88	32,35	80	41,90	110,15
15	200	219	8,0	53,03	326,65	0,688	2950,17	269,42	40,82	32,02	50	26,48	99,33	40,82	32,02	80	41,90	114,75
16	250	273	8,0	66,60	518,64	0,857	5841,29	427,93	51,26	50,85	50	30,90	133,00	51,26	50,85	80	47,89	150,01
17	250	273	9,0	74,64	510,70	0,857	6498,97	476,97	57,46	50,08	50	30,96	138,50	57,46	50,08	80	47,89	155,43
18	300	325	8,0	79,67	749,90	1,021	9996,09	615,14	61,32	73,53	60	41,65	176,50	61,32	76,53	90	54,65	189,52
19	300	325	9,0	89,34	740,23	1,021	11141,40	685,62	68,78	72,60	60	42,48	183,00	68,78	72,60	90	54,65	196,00
20	350	377	9,0	104,05	1012,23	1,184	11759,26	933,29	80,09	99,20	60	41,66	225,90	80,09	99,20	80	66,75	246,10
21	350	377	10,0	115,30	1000,98	1,184	19391,30	1028,71	88,75	99,20	60	41,66	233,30	88,75	99,20	90	66,75	253,60
22	400	419	7,0	90,60	1288,25	1,316	19195,60	916,23	69,62	126,30	60	50,44	246,30	69,62	126,30	90	71,82	267,70
23	400	419	8,0	103,29	1275,56	1,316	21780,40	1039,63	80,40	125,10	60	50,44	255,90	80,40	125,10	90	71,82	277,30
24	500	521	7,0	113,03	2018,86	1,636	37269,50	1430,7	88,25	197,90	60	59,98	346,20	88,25	197,90	90	84,06	370,30
25	500	521	8,0	128,93	200290	1,636	42348,00	1625,6	100,02	196,40	60	59,98	356,40	100,02	196,40	90	84,06	380,50
26	600	620	8,0	153,81	2865,20	1,947	71895,90	2319,2	119,63	280,90	60	69,09	469,70	119,63	280,90	90	95,89	496,50
27	700	720	8,0	178,94	3892,50	2,261	113206,30	3146,1	149,22	381,70	60	78,62	600,50	149,22	381,70	90	107,88	629,80
28	800	820	8,0	204,08	5076,90	2,576	167913,70	4095,3	159,83	497,80	60	88,03	745,70	159,83	497,80	90	118,62	776,30
29	900	920	8,0	229,21	6418,40	2,890	237899,70	5171,7	180,43	629,40	60	97,45	907,20	180,43	629,40	90	131,87	941,70
30	1000	1020	8,0	254,34	7916,90	3,202	325045,90	6373,4	199,06	776,30	60	106,74	1081,20	199,06	776,30	90	143,88	1419,20
31	1100	1120	10,0	348,71	9503,30	3,516	536154,80	9574,2	275,80	931,80	60	113,70	1321,50	275,80	931,80	90	161,70	136,950
32	1200	1230	11,0	421,26	11461,03	3,862	781133,40	12960,5	333,25	1123,80	60	122,50	1579,70	333,25	1123,80	90	176,50	1633,60
33	1300	1330	12,0	496,88	13396,03	4,176	1077083,90	16196,7	393,12	1313,60	70	147,09	1853,80	393,12	1313,60	100	198,20	1895,90
34	1400	1430	13,0	578,72	15481,90	4,490	1450025,10	20280,1	457,90	1518,10	70	167,58	2143,70	457,90	1518,10	100	201,00	2177,00
35	1500	1530	14,0	666,38	17709,60	4,804	2044832,70	26729,8	527,50	1736,60	70	177,48	2441,00	527,50	1736,60	100	215,70	2479,80

Rezolvare

- Se calculează rezistența admisibilă σ_a :
 $\sigma_a = \sigma_r / c_s = 5200/3 = 1700 \text{ daN/cm}^2$
- Se calculează grosimea „s” cu relația 11.4.1:

$$s = \frac{p_i \cdot D_i}{2 \cdot \varphi \cdot \sigma_a} + c =$$

$$= \frac{16 \cdot 90}{2 \cdot 0,85 \cdot 1700} + 0,1 = 0,598 \text{ cm},$$

unde s-a considerat adaosul de coroziune $c = 0,1$, iar coeficientul de calitate a sudurii $\varphi = 0,85$.

- Se alege din STAS 6898 conducta de diametru D_n 900 cu grosimea peretelui de 7,1 mm (914 x 7,1 mm)

11.4.3. Calculul distanței între reazemele mobile și fixe

Indiferent de tipul reazemelor mobile utilizate (cu frecare de alunecare sau frecare de rostogolire) distanța între aceste suporturi se determină cu relația pentru calculul la încovoire a grinzilor continue cu sarcina uniform repartizată:

$$l = \sqrt{\frac{10 \cdot W \cdot \sigma_{ai}}{g_t}} \quad [\text{cm}] \quad (11.4.4)$$

în care:

σ_{ai} - este rezistența admisibilă la încovoire datorată greutății proprii [daN/cm^2] cu valori cuprinse între 200 și 250 daN/cm^2 pentru poziția conductelor în canale nevizibile și în zona coturilor, indiferent de amplasare, iar în restul cazurilor (amplasare aeriană și în canale vizibile) cu valori de 500...600 daN/cm^2 ;

W - modulul de rezistență al secțiunii conductei [cm^3];

g_t - greutatea totală a conductei, apei și izolației [daN/cm] - (informativ valorile pentru W și g_t sunt date în tabelul 11.4.1, pentru alte dimensiuni de conducte fiind necesar a se calcula după relațiile aplicate în rezistența materialelor);

În funcție de rezolvarea constructivă a reazemelor mobile, la conducte cu diametrul $D_n \geq 700$ există posibilitatea ca prin calcule suplimentare de consolidare a țevilor să se mărească distanța dintre reazemele mobile. Acest

lucru se poate realiza prin creșterea momentului de inerție (a modulului de rezistență W) al secțiunii țevilor în zona momentelor de încovoire maxime; în acest scop se sudează, în planul vertical al secțiunii țevii, fie o nervură din tablă cu grosimea de 10...30 mm și lățimea corespunzătoare, fie un profil metalic (fig. 11.4.1 a). Îmbunătățirea modulului de rezistență se face și prin sudare, în partea superioară a conductei, a două nervuri din tablă, în planuri făcând un unghi de 15...20° cu planul vertical (fig. 11.4.1 b). Introducerea unor susțineri intermediare cu tiranți constituie o altă soluție de mărire a distanțelor dintre reazeme (fig. 11.4.2).

La calculul distanței între reazemele fixe este necesar să se țină seama de valoarea forțelor de reacțiune generate de compensatorul de dilatare existent între cele două reazeme fixe. Forța critică de flambaj (P_{cr}) se calculează considerând conducta încastrată în reazemul fix și articulată în compensator.

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{(0,7 \cdot L)^2} = 20,2 \cdot \frac{E \cdot I}{L^2} \quad [\text{daN}]$$

(11.4.5)

Tabelul 11.4.2. Distanțele între suporturile mobile și fixe ale conductelor de termoficare

Nr. crt.	Diametrul nominal [mm]	Grosimea s [mm]	Distanțe între suporturile mobile, [m]					Distanțe între suporturile fixe, [m]					Observații
			Compensatoare \perp		Poza-re su-prate-rană	Compensatoare cu presetupă		Compensatoare \perp		Compensatoare cu presetupă			
			Canal nevizitabil	Canal vizitabil		Canal vizitabil	Poza-re su-prate-rană	Canal nevizitabil	Canal vizitabil	Canal vizitabil	Poza-re su-prate-rană		
1	40	3,5	3,0	4,5	4,0	-	-	45	50	50	-	-	
2	50	3,5	3,5	5,0	4,5	-	-	50	55	55	-	-	
3	65	3,5	4,5	5,5	5,0	-	-	55	60	60	-	-	
4	80	3,5	5,0	5,5	6,0	-	-	65	70	70	-	-	
5	100	4,0	5,5	7,5	7,0	-	-	70	75	75	-	-	
6	125	4,0	6,0	8,5	8,0	7,0	6,5	75	80	80	65	65	TEVI TRASE
7	150	5,5	7,0	9,5	9,0	8,0	7,5	85	90	90	70	70	STAS 404
8	200	7,0	7,5	11,5	10,5	9,5	9,0	100	100	100	75	75	
9	250	8,0	8,5	13,0	12,0	11,0	10,5	100	105	105	85	85	
10	300	8,0	9,5	14,0	13,5	13,0	12,0	115	115	115	95	95	
11	350	9,0	11,0	15,0	14,5	14,0	13,5	115	135	135	105	105	
12	400	7,0	10,5	14,5	14,0	13,5	13,0	120	150	150	115	115	
13	500	7,0	10,5	15,5	15,0	13,5	13,0	125	160	160	130	130	
14	600	8,0	11,5	16,5	16,0	13,5	13,0	125	170	170	140	140	TEVI SUDATE
15	700	8,0	12,0	17,0	16,5	13,5	13,0	130	170	170	140	140	ELICOIDAL
16	800	8,0	12,5	18,0	17,5	14,5	14,0	130	180	180	150	150	STAS 6898
17	900	8,0	13,0	19,0	18,5	15,0	14,5	135	180	180	150	150	
18	1000	8,0	13,5	20,0	18,5	16,0	15,0	135	200	200	160	160	
19	1100	10,0	14,0	21,0	20,0	16,5	15,5	140	205	205	160	160	
20	1200	11,0	15,0	22,5	21,5	16,5	16,0	140	210	210	160	160	TEVI SUDATE
21	1300	12,0	15,5	24,0	23,0	17,0	16,5	150	215	215	160	160	LONGITUDINAL
22	1400	13,0	16,0	25,0	24,0	17,0	16,5	150	220	220	160	160	STAS 7656, 7657
23	1500	14,0	17,0	27,0	25,5	17,5	17,0	160	225	225	160	160	

în care:

E - este modulul de elasticitate al materialului [daN/cm²];

I - momentul de inerție al secțiunii conductei [cm⁴] (tab. 11.4.1);

L - distanța între reazemul fix și compensator [cm].

Punând condiția ca forța critică de flambaj să fie superioară valorii forței de reacțiune a compensatorului se determină distanța limită între reazemul fix și compensator. Aceste distanțe limită sunt redată în tabelul 11.4.2. pentru compensatoarele curbate în formă de „U” și pentru cele axiale cu presgarnitură.

Exemplu de calcul

Se calculează distanța între suporturile mobile pentru o conductă cu D_n 900 (914 x 7,9 mm) amplasată suprateran.

Rezolvare

Aplicând relația 11.4.4. se obține:

$$l = \sqrt{\frac{10 \cdot W \cdot \sigma_{ai}}{g_i}} = \sqrt{\frac{10 \cdot 5171,73 \cdot 600}{9,417}} = 1815 \text{ cm} = 18,15 \text{ m}$$

unde:

$W = 5171,7 \text{ cm}^3$ (valoare preluată din tabelul 11.4.1. pentru țeava cu D_n 900);

$\sigma_{ai} = 600 \text{ daN/cm}^2$ pentru conducte amplasate suprateran; iar

$g_i = 9,417 \text{ daN/cm}$ (valoare preluată din tabelul 11.4.1. pentru conducte cu D_n 900 și amplasate suprateran).

11.4.4. Calculul configurațiilor natural elastice

11.4.4.1 Calculul unei configurații natural elastice în formă de „L”

Se consideră un sistem ABC fixat în extremitățile A și C (fig. 11.4.3) cu un unghi $\varphi = 90^\circ + \beta$ între laturile sale.

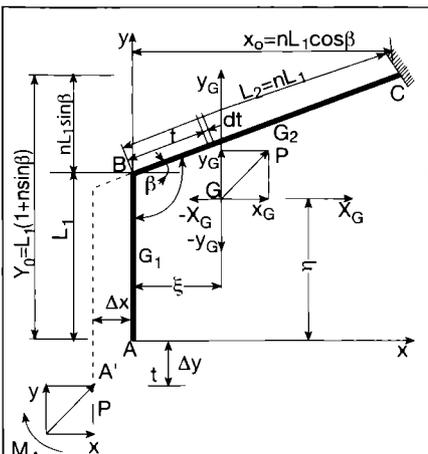


Fig. 11.4.3. Schema de calcul a configurației elastice în formă de „L”.

Pentru a stabili starea de încărcare din funcționarea reală se consideră eliberată extremitatea A și deformarea configurației care face ca această extremitate să ajungă în A'. Starea reală se obține prin readucerea punctului A' în A prin introducerea unei forțe P și a momentului de încovoiere M_A (care reprezintă, de fapt, reacțiuni ale reazemului fix).

Etapele de calcul pot fi organizate în mod concret astfel:

- se calculează deplasările laterale maxime în zona cotului conductelor:

$$D_1 = \alpha_t \cdot (\theta_f - \theta_0) \cdot L_1 \cdot \frac{n + \sin \beta}{\cos \beta} \quad [m] \quad (11.4.6 \text{ a})$$

$$D_2 = \alpha_t \cdot (\theta_f - \theta_0) \cdot L_1 \cdot \frac{1 + n \cdot \sin \beta}{\cos \beta} \quad [m] \quad (11.4.6 \text{ b})$$

în care:

α_t - este coeficientul de dilatare a materialului utilizat [mm/mm·K] (tab.

11.4.3.);

θ_f - temperatura fluidului în regim nominal [°C];

θ_0 - temperatura mediului ambiant în perioada de montare [°C];

L_1, L_2 - valorile brațelor configurației [m];

n - raportul laturilor configurației

$$(n = L_2 / L_1);$$

β - suplementul peste 90° al unghiului φ cuprins între brațele compensatorului.

Aceste deplasări se impun a fi mai mici decât valorile deplasărilor maxime admise (0,16...0,17 m) pentru a preîntâmpina căderea conductelor de pe reazeme sau apariția unor reacțiuni din partea pereților laterali ai canalelor termice în care sunt pozate conductele.

- se calculează deplasarea AA':

$$AA' = \sqrt{\Delta x^2 + \Delta y^2} \quad [m] \quad (11.4.7)$$

$$\Delta x = \epsilon_t \cdot x_0 = \alpha_t \cdot L_2 \cdot \Delta T = \alpha_t \cdot n L_1 \cdot \cos \beta \cdot (\theta_f - \theta_0) \quad [m] \quad (11.4.8)$$

Tabelul 11.4.3. Valorile coeficientului de dilatare liniară (α_t) pentru oțelurile utilizate curent în construcția de țevi [10⁻⁶ mm/mm·K]

Nr. crt.	Marca oțelului	Standard	Interval de temperatură [°C]			
			20...100	20...200	20...300	20...400
1	OLT - 32	ROMANIA STAS - 2881	11,5	12,4	13,1	14,5
2	St - 34 - 2	GERMANIA DIN - 17100	11,8	12,2	13,0	13,3
3	OLT - 35	ROMANIA STAS - 2881	11,5	12,3	13,1	13,3
4	St - 37 - 2	GERMANIA DIN - 17100	11,2	12,1	12,8	13,4
5	OL - 38	ROMANIA STAS - 500	11,2	12,1	12,8	13,4
6	OL - 42	ROMANIA STAS - 500	11,1	12,0	12,5	13,5
7	OLT - 45	ROMANIA STAS - 2881	11,2	12,1	12,8	13,4
8	St - 50 - 2	GERMANIA DIN - 17100	11,1	-	12,7	-
9	St - 52 - 3	GERMANIA DIN - 17100	11,0	-	12,9	-

Tabelul 11.4.4. Valorile modulului de elasticitate longitudinal (E) pentru oțelurile utilizate curent în construcția de țevi [10⁶ daN/cm²]

Nr. crt.	Marca	Standard	Temperatura [°C]				
			20	100	200	300	400
1	OLT - 32	ROMANIA STAS 2881	2,07	2,10	1,86	1,56	1,44
2	St - 34 - 2	GERMANIA DIN - 17100	2,03	1,93	1,84	1,72	1,60
3	OLT - 35	ROMANIA STAS 2881	2,03	1,93	1,84	1,72	1,60
4	St - 37 - 2	GERMANIA DIN - 17100	2,02	1,87	1,79	1,70	1,61
5	OL - 38	ROMANIA STAS - 500	2,02	1,87	1,79	1,70	1,61
6	OL - 42	ROMANIA STAS 500	2,04	1,90	1,81	1,72	1,63
7	OLT - 45	ROMANIA STAS 2881	2,03	1,88	1,79	1,71	1,61
8	St - 50 - 2	GERMANIA DIN - 17100	2,01	2,01	1,90	1,79	1,71
9	St - 52 - 3	GERMANIA DIN - 17100	2,10	-	-	1,85	-

$$\Delta y = \varepsilon_t \cdot y_0 = \alpha_t \cdot L_2 \cdot \Delta T = \alpha_t \cdot L_1 \cdot (1 + n \cdot \sin \beta) \cdot (\theta_t - \theta_0) \quad [m] \quad (11.4.9)$$

- se calculează coordonatele centrelor de greutate ale tronsoanelor AB și BC

$$G_1 \left\{ \begin{array}{l} x_{G1} = 0 \\ y_{G1} = \frac{L_1}{2} \end{array} \right. \quad G_2 \left\{ \begin{array}{l} x_{G2} = \frac{1}{2} nL_1 \cos \beta \\ y_{G2} = L_1 + \frac{1}{2} nL_1 \sin \beta \end{array} \right. \quad [m] \quad (11.4.10)$$

- se calculează momentele statice ale sistemului în raport cu axele x și y
- $$M_{sx} = y_{G1} \cdot L_1 + y_{G2} \cdot L_2 \quad [m^2] \quad (11.4.11 a)$$
- $$M_{sy} = x_{G1} \cdot L_1 + x_{G2} \cdot L_2 \quad [m^2] \quad (11.4.11 b)$$

- se calculează coordonatele centrului de greutate al sistemului:

$$\xi = \frac{M_{sy}}{L_1 + nL_1} \quad \eta = \frac{M_{sx}}{L_1 + nL_1} \quad [m] \quad (11.4.12)$$

- se calculează momentele de inerție ale sistemului în raport cu axele x și y:

$$I_x = L_1^3 \left(\frac{1}{3} + n + n^2 \cdot \sin^2 \beta + \frac{1}{3} n^3 \cdot \sin^2 \beta \right) \quad [m^3] \quad (11.4.13 a)$$

$$I_y = \frac{1}{3} (L_1^3 \cdot n^3 \cdot \cos^2 \beta) \quad [m^3] \quad (11.4.13 b)$$

$$I_{xy} = L_1^3 \left(\frac{1}{3} \cdot n^3 \cdot \sin \beta \cdot \cos \beta + \frac{1}{3} n^2 \cos \beta \right) \quad [m^3] \quad (11.4.13 c)$$

- se calculează momentele de inerție ale sistemului în raport cu axele x_G și y_G :

$$I_{xG} = I_x - \eta^2 (L_1 + L_2) \quad [m^3] \quad (11.4.14 a)$$

$$I_{yG} = I_y - \xi^2 (L_1 + L_2) \quad [m^3] \quad (11.4.14 b)$$

$$I_{xyG} = I_{xy} - \eta \xi (L_1 + L_2) \quad [m^3] \quad (11.4.14 c)$$

- se calculează componentele X și Y (X_G și Y_G) care se obțin din relațiile generale:

$$X = EI \frac{\Delta x \cdot I_{yG} + \Delta y \cdot I_{xyG}}{I_{xG} I_{yG} - I_{xyG}^2} \quad [daN] \quad (11.4.15 a)$$

$$Y = EI \frac{\Delta y \cdot I_{xG} + \Delta x \cdot I_{xyG}}{I_{xG} I_{yG} - I_{xyG}^2} \quad [daN] \quad (11.4.15 b)$$

în care:

E - este modulul de elasticitate longitudinal pentru oțelul din care este confecționată conducta [daN/cm²] (tab. 11.4.4);

I - momentul de inerție al secțiunii conductei [cm⁴] - (se pot utiliza informa-

tiv valori din tabelul 11.4.1);

- se calculează momentele de încovoiere în punctele A, B, C plasând forțele X și Y în centrul de greutate G al configurației;

$$M_A = X_G \cdot \eta - Y_G \cdot \xi \quad [daN \cdot m] \quad (11.4.16 a)$$

$$M_B = X_G \cdot (\eta - L_1) - Y_G \cdot \xi \quad [daN \cdot m] \quad (11.4.16 b)$$

$$M_C = Y_G \cdot (n L_1 \cos \beta - \xi) - X_G [L_1 (1 + n \sin \beta) - \eta] \quad (11.4.16 c)$$

- se calculează tensiunea maximă de încovoiere:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{W} \leq \sigma_{at} \quad [daN/cm^2] \quad (11.4.17)$$

unde:

σ_{at} - este rezistența admisibilă a oțelului conductei (1000-1100 daN/cm²);
W - modulul de rezistență al secțiunii conductei [cm³] - (tab.11.4.1);

Exemplu de calcul

Se verifică tensiunea maximă de încovoiere pentru configurația elastică în formă de „L” (fig. 11.4.3) având următoarele caracteristici constructive: conducta este din țevă din oțel OL 38, diametrul conductei este D_n 600 (620 x 8 mm); lungimile brațelor configurației sunt $L_1 = L_2 = 40$ m, $\varphi = 110^\circ$; $\beta = 20^\circ$; temperatura agentului termic $\theta_t = 150^\circ C$; temperatura de montare $\theta_0 = 0^\circ C$; $\alpha_t = 12 \cdot 10^{-6}$ mm/mm·K;

Rezolvare

Etapele calculului sunt următoarele:

- se calculează deplasările laterale din zona cotului configurației natural elastice:

$$D_1 = \alpha_t \cdot (\theta_t - \theta_0) \cdot L_1 \frac{n + \sin \beta}{\cos \beta} = 12 \cdot 10^{-6} \cdot (150 - 0) \cdot 40 \cdot 10^2 \frac{1 + 0,34}{0,94} = 10,27 \text{ cm.}$$

$$D_2 = \alpha_t \cdot (\theta_t - \theta_0) \cdot L_1 \frac{1 + n \cdot \sin \beta}{\cos \beta} = 12 \cdot 10^{-6} \cdot (150 - 0) \cdot 40 \cdot 10^2 \frac{1 + 1 \cdot 0,34}{0,94} = 17,92 \text{ cm.}$$

- se calculează componentele deplasării punctului A sub efectul de-

formației termice:

$$\Delta x = \alpha_t \cdot n L_1 \cdot \cos \beta \cdot (\theta_t - \theta_0) = 12 \cdot 10^{-6} \cdot 1 \cdot 40 \cdot 0,94 \cdot (150 - 0) = 0,068 \text{ m}$$

$$\Delta y = \alpha_t \cdot L_1 \cdot (1 + n \cdot \sin \beta) \cdot (\theta_t - \theta_0) = 12 \cdot 10^{-6} \cdot 1 \cdot 40 \cdot (1 + 1 \cdot 0,34) \cdot (150 - 0) = 0,096 \text{ m}$$

- se calculează coordonatele centrelor de greutate ale laturilor configurației elastice:

$$G_1 \left\{ \begin{array}{l} x_{G1} = 0 \\ y_{G1} = \frac{L_1}{2} = 20 \end{array} \right. \quad [m]$$

$$G_2 \left\{ \begin{array}{l} x_{G2} = \frac{1}{2} nL_1 \cos \beta = 18,8 \\ y_{G2} = L_1 + \frac{1}{2} nL_1 \sin \beta = 46,8 \end{array} \right. \quad [m]$$

- se calculează momentele statice ale sistemului în raport cu axele x și y.

$$M_{sx} = y_{G1} \cdot L_1 + y_{G2} \cdot L_2 = 20 \cdot 40 + 46,8 \cdot 40 = 2672 \text{ m}^2$$

$$M_{sy} = x_{G1} \cdot L_1 + x_{G2} \cdot L_2 = 0,40 + 18,8 \cdot 40 = 752 \text{ m}^2$$

- se calculează coordonatele centrului de greutate al sistemului:

$$\xi = \frac{M_{sy}}{L_1 + nL_1} = \frac{752}{40 + 1 \cdot 40} = 9,4 \text{ m}$$

$$\eta = \frac{M_{sx}}{L_1 + nL_1} = \frac{2672}{40 + 1 \cdot 40} = 33,4 \text{ m}$$

- se calculează momentele de inerție în raport cu axele x și y:

$$I_x = L_1^3 \left(\frac{1}{3} + n + n^2 \cdot \sin^2 \beta + \frac{1}{3} n^3 \cdot \sin^2 \beta \right) = (40 \cdot 10^2)^3 \left(\frac{1}{3} + 1 + 1^2 \cdot 0,34 + \frac{1}{3} \cdot 1^3 \cdot 0,34^2 \right) = 1,09 \cdot 10^{11} \text{ cm}^3$$

$$I_y = \frac{1}{3} \cdot (L_1^3 \cdot n^3 \cdot \cos^2 \beta) = \frac{1}{3} \cdot [(40 \cdot 10^2)^3 \cdot 1^3 \cdot 0,94^2] = 1,88 \cdot 10^{10} \text{ cm}^3$$

$$I_{xy} = L_1^3 \left(\frac{1}{3} n^3 \sin \beta \cos \beta + \frac{1}{2} n^2 \cos \beta \right) = (40 \cdot 10^2)^3 \left(\frac{1}{3} \cdot 1^3 \cdot 0,34 \cdot 0,94 + \frac{1}{2} \cdot 1^2 \cdot 0,94 \right) = 3,69 \cdot 10^{10} \text{ cm}^3$$

- se calculează momentele de inerție ale sistemului în raport cu axele x_G și y_G :

$$I_{xG} = I_x - \eta^2 (L_1 + L_2) = 1,09 \cdot 10^{11} - (33,4 \cdot 10^2)^2 \cdot (40 \cdot 10^2 + 40 \cdot 10^2) = 1,97 \cdot 10^{10} \text{ cm}^3$$

$$I_{yG} = I_y - \xi^2 (L_1 + L_2) = 1,88 \cdot 10^{10} - (9,4 \cdot 10^2)^2 \cdot (40 \cdot 10^2 + 40 \cdot 10^2) = 1,17 \cdot 10^{10} \text{ cm}^3$$

$$I_{xyG} = I_{xy} - \eta \xi (L_1 + L_2) = 3,69 \cdot 10^{10} - (33,4 \cdot 9,4 \cdot 10^2) \cdot (40 \cdot 10^2 + 40 \cdot 10^2) = 1,178 \cdot 10^{10} \text{ cm}^3$$

- se calculează componentele forței de reacțiune elastică:

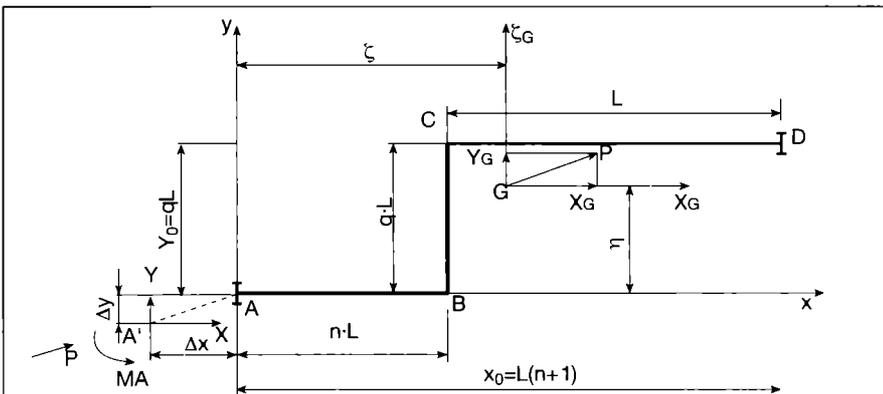


Fig. 11.4.4. Schemă de calcul a configurației natural elastice în formă de „Z”.

$$X = EI \frac{\Delta x \cdot I_{y_G} + \Delta y \cdot I_{xy_G}}{I_{x_G} I_{y_G} - I_{xy_G}^2} = 1,83 \cdot 10^6 \cdot 71895,96 \cdot \frac{(6,8 \cdot 1,17 + 9,6 \cdot 1,178) 10^{10}}{(1,97 \cdot 1,17 - 1,178^2) 10^{20}} = 276,34 \text{ daN}$$

$$Y = EI \frac{\Delta y \cdot I_{x_G} + \Delta x \cdot I_{xy_G}}{I_{x_G} I_{y_G} - I_{xy_G}^2} = 1,83 \cdot 10^6 \cdot 71895,96 \cdot \frac{(9,6 \cdot 1,97 + 6,8 \cdot 1,178) 10^{10}}{(1,97 \cdot 1,17 - 1,178^2) 10^{20}} = 386,18 \text{ daN}$$

unde valoarea modului de elasticitate $E = 1,83 \cdot 10^6 \text{ daN/cm}^2$ a fost extrasă din tabelul 11.4.4 la temperatura fluidului de $150 \text{ }^\circ\text{C}$ iar momentul de inerție $I = 71895,96 \text{ cm}^4$ - din tabelul 11.4.1. corespunzător diametrului $D_n 600 (620 \times 8 \text{ mm})$.

• se calculează momentele de încovoiere în punctele A, B și C:

$$M_A = X_G \cdot \eta - Y_G \cdot \xi = 276,34 \cdot 33,4 - 386,18 \cdot 9,4 = 5599,61 \text{ daN}\cdot\text{m}$$

$$M_B = X_G \cdot (\eta - L_1) - Y_G \cdot \xi = 276,34(33,4 - 40) - 386,18 \cdot 9,4 = -5453,93 \text{ daN}\cdot\text{m}$$

$$M_C = Y_G \cdot (n L_1 \cos \beta - \xi) - X_G \cdot [L_1 \cdot (1 + n \sin \beta) - \eta] = 276,34 \cdot (40 \cdot 0,94 - 9,4) - 386,18[40 \cdot (1 + 1 \cdot 0,34) - 33,4] = -8,04 \text{ daN}\cdot\text{m}$$

• se verifică tensiunea maximă de încovoiere:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{W} = \frac{5599,61 \cdot 10^2}{2319,22} = 241,44 < \sigma_{at} = 1000 \text{ daN/cm}^2$$

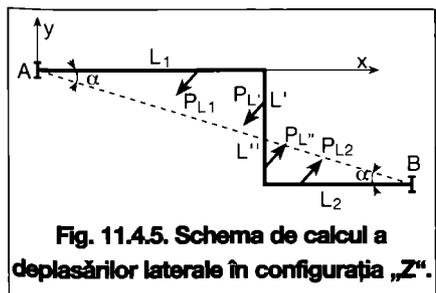
11.4.4.2 Calculul unei configurații naturale elastice în formă de „Z”

Se consideră sistemul ABCD fixat în extremitățile A și D (fig. 11.4.4.) cu unghiuri de 90° între laturile sale.

Stabilirea componentelor forțelor elastice dezvoltate de acest tip de compensator și a tensiunii maxime de încovoiere presupune parcurgerea următoarelor etape:

• se calculează deplasarea punctului A sub efectul dilatării termice:

$$\Delta x = \alpha_t (\theta_f - \theta_0) \cdot L \cdot (n + 1)$$



$$\Delta y = \alpha_t (\theta_f - \theta_0) \cdot q \cdot L \quad [m] \quad (11.4.18)$$

unde:

α_t - este coeficientul de dilatare al materialului utilizat [mm/m·K] - (tab. 11.4.3.);

θ_f - temperatura fluidului în regim nominal [°C];

θ_0 - temperatura mediului ambiant în perioada de montare [°C];

L - latura compensatorului (fig. 11.4.4.);

n, q - raportul laturilor configurației (fig. 11.4.4.);

• se calculează momentele statice ale sistemului în raport cu axele x și y:

$$M_{sx} = nL \cdot 0 + qL \frac{qL}{2} + L \cdot qL \quad [m^2] \quad (11.4.19a)$$

$$M_{sy} = nL \cdot \frac{nL}{2} + qL \cdot nL + L \cdot \left(nL + \frac{L}{2} \right) \quad [m^2] \quad (11.4.19 b)$$

• se calculează coordonatele centrului de greutate al sistemului:

$$\xi = \frac{M_{sy}}{L(1+n+q)} \text{ și } \eta = \frac{M_{sx}}{L(1+n+q)} \quad [m] \quad (11.4.20)$$

• se calculează momentele de inerție ale sistemului în raport cu axele x și y

$$I_x = L^3 \left(\frac{q^3}{3} + q^2 \right) \quad [m^3] \quad (11.4.21 a)$$

$$I_y = \frac{L^3}{3} \left[3n^2 q + (1+n)^3 \right] \quad [m^3] \quad (11.4.21 b)$$

$$I_{xy} = \frac{L^3}{3} (nq^2 + q + 2nq) \quad [m^3] \quad (11.4.21 c)$$

• se calculează momentele de inerție în raport cu axele x_G și y_G :

$$I_{x_G} = I_x - \eta^2 L \cdot (1+n+q) \quad [m^3] \quad (11.4.22 a)$$

$$I_{y_G} = I_y - \xi^2 L \cdot (1+n+q) \quad [m^3] \quad (11.4.22 b)$$

$$I_{xy_G} = I_{xy} - \eta \xi L \cdot (1+n+q) \quad [m^3] \quad (11.4.22 c)$$

• se calculează componentele forței elastice:

$$X = E \cdot I \frac{\Delta x \cdot I_{y_G} + \Delta y \cdot I_{xy_G}}{I_{x_G} \cdot I_{y_G} - I_{xy_G}^2} \quad [daN] \quad (11.4.23 a)$$

$$Y = E \cdot I \frac{\Delta y \cdot I_{x_G} + \Delta x \cdot I_{xy_G}}{I_{x_G} \cdot I_{y_G} - I_{xy_G}^2} \quad [daN] \quad (11.4.23 b)$$

• se calculează momentele de încovoiere în punctele A, B, C și D considerând că forțele X și Y acționează în centrul de greutate G al sistemului elastic. Ele devin X_G și Y_G :

$$M_A = X_G \eta - Y_G \xi \quad [daN\cdot m] \quad (11.4.24 a)$$

$$M_B = X_G \eta - Y_G (\xi - nL) \quad [daN\cdot m] \quad (11.4.24 b)$$

$$M_C = -X_G (qL - \eta) - Y_G (\xi - nL) \quad [daN\cdot m] \quad (11.4.24 c)$$

$$M_D = -X_G (qL - \eta) + Y_G (nL + L - \xi) \quad [daN\cdot m] \quad (11.4.24 d)$$

• se verifică tensiunea maximă de încovoiere:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{W} < \sigma_{at} \quad [daN/cm^2] \quad (11.4.25)$$

unde: σ_{at} - este tensiunea maximă admisibilă de încovoiere a conductei din oțel.

Pentru gama de fabricație a conductelor din oțel utilizate în sistemele de rețele termice se pot utiliza valori:

$$\sigma_{at} = 1000 - 1100 \text{ daN/cm}^2.$$

Deplasările laterale ale vârfurilor de unghi cuprinse între laturile configurației „Z” se calculează cu relațiile 11.4.6 a și 11.4.6 b aplicate celor două configurații „L” rezultate prin trasarea unei drepte ce unește extremitățile A și D (fig. 11.4.5)

Exemplu de calcul

Se verifică tensiunea maximă de încovoiere pentru configurația elastică naturală în formă de „Z” (fig. 11.4.4.) având următoarele caracteristici: conducta are diametrul $D_n 800 (820 \times 8 \text{ mm})$, țevă din oțel OL 38; lungimile brațelor configurației sunt $L_1 = L = 60 \text{ m}$, $L_2 = qL = 50 \text{ m}$; $L_3 = nL = 40 \text{ m}$; unghiurile h și β cuprinse între laturile configurației sunt de 90° ; temperatura agentului termic $\theta_f = 150 \text{ }^\circ\text{C}$; temperatura de montare $\theta_0 = 0 \text{ }^\circ\text{C}$; $\alpha_t = 12 \cdot 10^{-6} \text{ mm/mm}\cdot\text{K}$ pentru țevă OL 38 și $\theta_f = 150 \text{ }^\circ\text{C}$ (tab. 11.4.3.);

Calculul cuprinde următoarele etape:

• se calculează n și q :

$$n = L_3/L_1 = 40/60 = 0,66$$

$$q = L_2/L_1 = 50/60 = 0,83$$

• se calculează componentele deplasării punctului A sub efectele dilatării termice:

$$\Delta x = h \cdot (\theta_f - \theta_0) \cdot L \cdot (n + 1) = 12 \cdot 10^{-6} \cdot (150 - 0) \cdot 60 \cdot (0,66 + 1) = 0,18 \text{ m}$$

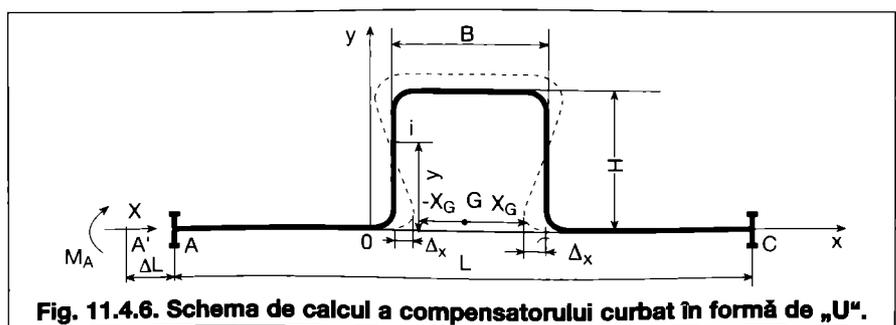


Fig. 11.4.6. Schema de calcul a compensatorului curbat în formă de „U”.

$$\Delta y = \alpha_t \cdot (\theta_f - \theta_0) \cdot qL = 12 \cdot 10^{-6} \cdot (150 - 0) \cdot 0,83 \cdot 60 = 0,09 \text{ m}$$

- se calculează momentele statice ale sistemului în raport cu axele x și y:

$$M_{sx} = nL \cdot 0 + qL \frac{qL}{2} + L \cdot qL = 40 \cdot 0 + 50 \cdot \frac{50}{2} + 60 \cdot 50 = 4250 \text{ m}^2$$

$$M_{sy} = nL \cdot \frac{nL}{2} + qL \cdot nL + L \cdot \left(nL + \frac{L}{2} \right) = 40 \cdot \frac{40}{2} + 50 \cdot 40 + 60 \cdot \left(40 + \frac{60}{2} \right) = 7000 \text{ m}^2$$

- se calculează coordonatele centrului de greutate al sistemului

$$\xi = \frac{M_{sy}}{L(1+n+q)} = \frac{7000}{60(1+0,66+0,83)} = 46,62 \text{ m}$$

$$\eta = \frac{M_{sx}}{L(1+n+q)} = \frac{4250}{60(1+0,66+0,83)} = 28,33 \text{ m}$$

- se calculează momentele de inerție ale sistemului în raport cu axele x și y:

$$I_x = L^3 \left(\frac{q^3}{3} + q^2 \right) = 60^3 \left(\frac{0,83^3}{3} + 0,83^2 \right) = 191\,496,8 \text{ m}^3$$

$$I_{xy} = \frac{L^3}{2} (nq^2 + q + 2nq) = \frac{60^3}{2} \cdot (0,66 \cdot 0,83^2 + 0,83 + 2 \cdot 0,66 \cdot 0,83) = 259\,706,3 \text{ m}^3$$

$$I_{yy} = \frac{L^3}{2} (nq^2 + q + 2nq) = \frac{60^3}{2} \cdot (0,66 \cdot 0,83^2 + 0,83 + 2 \cdot 0,66 \cdot 0,83) = 259\,706,3 \text{ m}^3$$

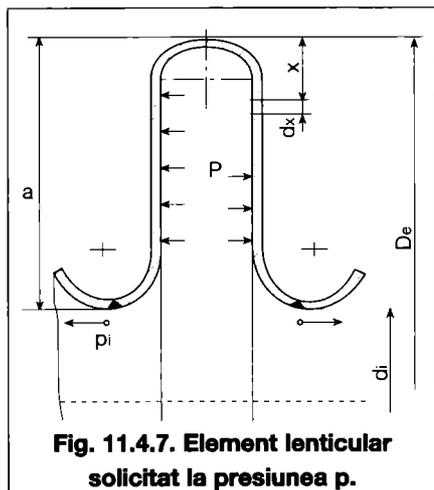


Fig. 11.4.7. Element lenticular solicitat la presiunea p.

- se calculează momentele de inerție ale sistemului în raport cu axele x_G și y_G :

$$I_{xG} = I_x - \eta^2 \cdot L \cdot (1+n+q) = 191\,496,8 - 28,33^2 \cdot 60 \cdot (1+0,83+0,66) = 71\,166,62 \text{ m}^3$$

$$I_{yG} = I_y - \xi^2 \cdot L \cdot (1+n+q) = 412\,741,6 - 46,62^2 \cdot 60 \cdot (1+0,83+0,66) = 86\,858,37 \text{ m}^3$$

$$I_{xyG} = I_{xy} - \eta \cdot \xi \cdot L \cdot (1+n+q) = 259\,706,3 - 28,33 \cdot 46,62 \cdot 60 \cdot (1+0,83+0,66) = 61\,673,84 \text{ m}^3$$

- se calculează componentele forței elastice:

$$X = E \cdot I \cdot \frac{\Delta x \cdot I_{yG} + \Delta y \cdot I_{xyG}}{I_{xG} \cdot I_{yG} - I_{xyG}^2} = 1,83 \cdot 10^6 \cdot 167\,913,7 \cdot \frac{(18 \cdot 8,6 + 9 \cdot 6,17) \cdot 10^{10}}{(7,1 \cdot 8,6 - 6,17^2) \cdot 10^{20}} = 297,18 \text{ daN}$$

$$Y = E \cdot I \cdot \frac{\Delta y \cdot I_{xG} + \Delta x \cdot I_{xyG}}{I_{xG} \cdot I_{yG} - I_{xyG}^2} = 1,83 \cdot 10^6 \cdot 167\,913,7 \cdot \frac{(9 \cdot 7,12 + 18 \cdot 6,17) \cdot 10^{10}}{(7,1 \cdot 8,6 - 6,17^2) \cdot 10^{20}} = 230,68 \text{ daN}$$

Valorile numerice pentru E (modulul de elasticitate) [daN/cm²] și I (momentul de inerție) [cm⁴] sunt redată în tabelele 11.4.4. și respectiv 11.4.1.

- se calculează momentele de încovoiere în punctele A, B, C și D:

$$M_A = X_G \cdot \eta - Y_G \cdot \xi = 279,18 \cdot 28,33 - 230,69 \cdot 46,62 = -2845,5 \text{ daN} \cdot \text{m}$$

$$M_B = X_G \cdot \eta - Y_G \cdot (\xi - nL) = 279,18 \cdot 28,33 - 230,69 \cdot (46,62 - 0,66 \cdot 60) = 6372,78 \text{ daN} \cdot \text{m}$$

$$M_C = -X_G \cdot (qL - \eta) - Y_G \cdot (\xi - nL) = -279,18 \cdot (0,83 \cdot 60 - 28,33) - 230,68 \cdot (46,62 - 0,66 \cdot 60) = -7580,63 \text{ daN} \cdot \text{m}$$

$$M_D = -X_G \cdot (qL - \eta) + Y_G \cdot (nL + L - \xi) = -279,18 \cdot (0,83 \cdot 60 - 28,33) + 230,68 \cdot (0,66 \cdot 60 + 60 - 46,62) = 6260,65 \text{ daN} \cdot \text{m}$$

- se calculează tensiunea maximă de încovoiere și se verifică:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{W} = \frac{M_C}{W} = \frac{7580,63 \cdot 10^2}{4095,33} = 185,1 \text{ daN/cm}^2 < s_{at} = 1000 \text{ daN/cm}^2$$

Se constată că tensiunea maximă de încovoiere este sub valoarea tensiunii admisibile pentru conducta din OL 32.

11.4.5. Calculul compensatoarelor curbate în formă de „U”

Aceste compensatoare sunt, în general, simetrice, în acest caz centrul de greutate aflându-se foarte aproape de direcția tronsonului a cărui deformare este preluată. Această observație conduce la posibilitatea neglijării momentelor de încovoiere de-a lungul tronsonului și din coturile compensatorului. Se consideră, deci, că de-a lungul tronsonului rectiliniu nu intervine decât forța de reacțiune elastică a compensatorului (fig. 11.4.6).

Deformația totală preluată de compensator este:

$$\Delta L = \alpha_t \cdot L \cdot (\theta_f - \theta_0) \quad [\text{m}] \quad (11.4.26)$$

unde:
 α_t - este coeficientul de dilatare a materialului conductei [mm/mm·K] - (tab. 11.4.3);

L - lungimea totală a liniei elastice [m];

θ_f - temperatura finală a fluidului [°C];

θ_0 - temperatura de montare [°C].

Calculul acestor compensatoare este similar celui aplicat compensatoarelor natural elastice.

Pentru forța de reacțiune elastică se poate utiliza relația:

$$X = \frac{\Delta L \cdot E \cdot I}{A} \quad [\text{daN}] \quad (11.4.27)$$

unde:

E - este modulul de elasticitate [daN/cm²] - (tab. 11.4.4);

I - momentul de inerție al conductei [cm⁴] (tab. 11.4.1);

A - momentul de inerție al liniei elastice [cm³] care se poate calcula cu expresia generală:

$$A = (1/m \cdot K) \cdot (1,4R^3 - 2,28R^2H + 3,14RH^2) - 1,33R^3 + 2R^2H - 4RH^2 + 0,67H^3 + H^2B \quad [\text{m}^3] \quad (11.4.28)$$

în care:

K - este coeficientul lui Karman - pentru

coturi (curbe) netede sau cutate;

m_1 - coeficientul de repartizare a tensiunii în secțiunea conductei;

R - raza de curbură a coturilor compensatorului [m];

H - înălțimea compensatorului [m];

B - lățimea (deschiderea) compensatorului [m].

În cazul coturilor rigide $m_1 = 1$ și $K = 1$.

Coeficientul K se poate determina cu relația:

$$K = \frac{1 + 12h^2}{10 + 12h^2}; \quad \text{pentru } h > 0,3 \quad (11.4.29)$$

$$K = \frac{3 + 536h^2 + 4800h^4}{105 + 4136h^2 + 4800}; \quad \text{pentru } 0,2 < h < 0,3 \quad (11.4.30)$$

în care:

h - este coeficientul țevii care se determină cu relația:

$$h = \frac{4sR}{D_m^2} \quad (11.4.31)$$

unde:

s - este grosimea peretelui țevii [m];
 D_m - diametrul mediu în secțiunea transversală a țevii [m].

Coeficientul m_1 , se determină cu relația:

$$m_1 = \frac{2}{3K} \sqrt{\frac{5+6h^2}{18}}; \text{ pt. } h < 1,47 \quad (11.4.32)$$

$$m_1 = \frac{12h^2 - 2}{12h^2 - 1}; \text{ pt. } h > 1,47 \quad (11.4.33)$$

În ipoteza pretensionării inițiale a compensatorului (de regulă, în proporție de 50 %) deformația ΔL devine $\Delta L/2$, iar relația forței elastice devine:

$$X = \frac{\Delta L \cdot E \cdot I}{2A} \quad [\text{daN}] \quad (11.4.34)$$

Tensiunea maximă de încovoiere se deduce cu relația:

$$\sigma_{\max} = \frac{\Delta L \cdot E \cdot D \cdot H}{2A} \quad [\text{daN/cm}^2] \quad (11.4.35)$$

unde:

D - este diametrul conductei (care se poate asimila cu diametrul nominal al acesteia) [m].

Se recomandă pentru raza de curbură valori de $R = (1...2) D_n$ pentru coturi rigide, $R = (4...4,5) D_n$ pentru coturi îndoite și pentru $H = (10...12) D_n$.

Etapele de calcul necesare pentru dimensionarea și deducerea forței de reacțiune elastică a unui compensator „U” sunt următoarele:

- Se aleg constructiv valorile razei de curbură R și înălțimea H.
- Se calculează deformația totală preluată de compensator utilizând relația 11.4.26.
- Se determină deschiderea compensatorului „B” considerând o valoare a tensiunii admisibile de încovoiere $\sigma_{at} = 800...1000$ daN/cm², utilizând relația 11.4.35. În cazul în care valoarea calculată a lui B $\approx (1...2) H$ se trece la etapa următoare. În caz contrar se alege o altă valoare pentru H și se reia calculul.
- Se calculează valoarea forței de reacțiune elastică cu relația 11.4.27. în ipoteza nepretensionării și cu relația 11.4.34 în ipoteza pretensionării.

Exemplu de calcul

Se dimensionează și se determină forța de reacțiune elastică dezvoltată de un compensator curbat în formă de „U” cu următoarele caracteristici: diametrul conductei este D_n 600 (620 x 8 mm); conducta este din oțel OL 38; lungimea totală a liniei elastice este de $L = 120$ m; temperatura agentului ter-

mic este $\theta_f = 150$ °C; temperatura mediului în perioada de montare $\theta_0 = 0$ °C;

Compensatorul este montat la mijlocul tronsonului considerat; are coturi rigide și este pretensionat în proporție de 50 %.

Rezolvare

• Deoarece coturile compensatorului sunt rigide, se consideră $R = 1 \cdot D_n = 1 \cdot 0,6$ m = 0,6 m. Înălțimea compensatorului se alege $H = 5$ m.

• se calculează deformația termică totală preluată de compensator:

$$\Delta L = hL(\theta_f - \theta_0) = 12 \cdot 10^{-6} \cdot 120 \cdot (150 - 0) = 0,218$$

• Se calculează deschiderea B a compensatorului în ipoteza unei tensiuni maxime admisibile de $\sigma_{\max} = 1000$ daN/cm² utilizând relația 11.4.35 și înlocuind expresia lui A cu relația 11.4.28 pentru $m_1 = 1$ și $K = 1$. În relația obținută necunoscuta este B:

$$\Delta L = \frac{4\sigma_{\max}}{E \cdot D \cdot H} \cdot (0,07 \cdot R^3 - 0,28 \cdot R^2 \cdot H - 0,86 \cdot R \cdot H^2 + 0,67 \cdot H^3 + B \cdot H^2)$$

Cu valorile numerice pentru $\Delta L, E, D, H$ și σ_{\max} se obține ecuația cu necunoscuta B de forma:

$$21,8 = (4 \cdot 1000 / 2 \cdot 10^6 \cdot 60 \cdot 500) \cdot (0,07 \cdot 60^3 - 0,28 \cdot 60^2 \cdot 500 - 0,86 \cdot 60 \cdot 500^2 + 0,67 \cdot 500^3 + B \cdot 500^2)$$

Rezultă $B = 10,28$ m $\approx 10,5$ m, valoare care se înscrie în recomandările generale ca $B \approx (1...2)H$.

• Se calculează forța elastică cu relația (11.4.34) corespunzătoare ipotezei de pretensionare 50 % a compensatorului:

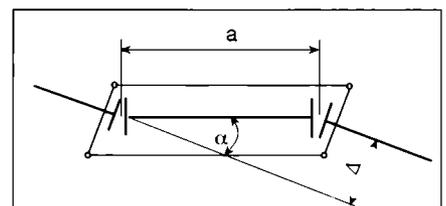


Fig. 11.4.9. Deformarea compensatorului lenticular unghiular.

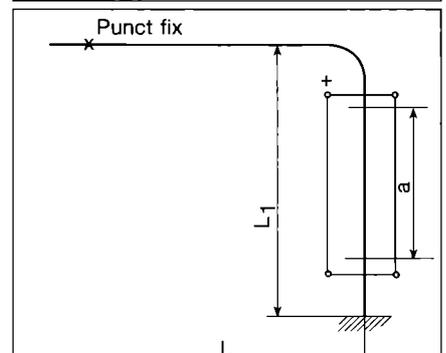


Fig. 11.4.10. Compensator lenticular lateral montat pe conductă.

Tabelul 11.4.5. Mărimile $\alpha, \Delta, 1 - \Delta, E/E_{20}$

Temperatura θ [°C]	100	150	200	250	300	350	400
Coeficientul de dilatare liniară între 20 °C și θ [10^{-6} mm/m·K]	11,1	11,6	12,1	12,5	12,9	13,2	13,5
Predimensionarea Δ	0,50	0,50	0,50	0,52	0,55	0,65	0,70
$1 - \Delta$	0,50	0,50	0,50	0,48	0,45	0,35	0,30
E/E_{20}	0,99	0,98	0,96	0,93	0,90	0,86	0,81

Tabelul 11.4.6. Valorile forței P_1 de pretensionare specifică

D [mm]	80	100	121	150	175	200	250	300	350	400
D [mm]	325	350	375	400	440	475	525	575	625	700
P_1 [daN/mm]	135	135	140	140	150	165	240	255	260	265
D [mm]	500	600	700	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000
D [mm]	800	900	1000	1100	1350	1550	1750	2000	2150	2400
P_1 [daN/mm]	360	396	480	520	720	780	830	830	840	1000

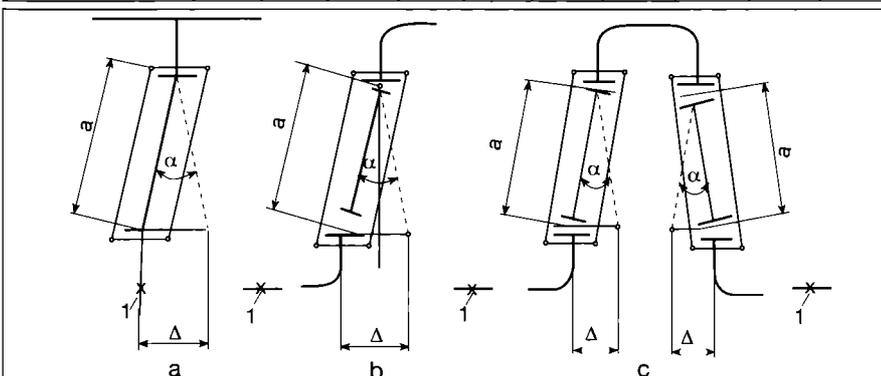


Fig. 11.4.8. Posibilități de montare a compensatorului lenticular unghiular:
 1 - punct fix.

$$X = \frac{\Delta L \cdot E \cdot I}{2A} = \frac{21,8 \cdot 2 \cdot 10^6 \cdot 71895,9}{2 \cdot 341876021,4} = 4584,5 \text{ daN}$$

Valoarea lui A s-a obținut cu relația 11.4.28 pentru coturi rigide (m_1 și K egale cu 1).

11.4.6. Calculul compensatoarelor lenticulare (cu burduf)

Calculul mecanic urmărește determinarea caracteristicilor geometrice ale compensatorului, respectiv, numărul de elemente care îl alcătuiesc (fig. 11.4.7), astfel încât compensatorul să aibă capacitatea de preluare a dilatării conductei pe care acesta este montat.

Caracteristicile de dilatare ale compensatorului lenticular depind de modul de realizare a acestuia (din elemente sudate sau din elemente continue). Astfel, pentru compensatorul cu elemente sudate, pentru o presiune interioară până la 4 daN/cm² se poate considera ca dilatare maximă a unui element o valoare de 10...12 mm.

Lungimea compensatorului nu poate depăși o anumită limită, deoarece compensatorul se poate deforma asimetric datorită greutății proprii și a fluidului transportat sau a montării defectuoase. Considerând „ Δl ” deformarea axială totală a unui compensator, numărul necesar de compensatoare pentru preluarea dilatării totale „ ΔL ” a conductei este:

$$n_c = \frac{\Delta L}{\Delta l} \text{ [buc]} \quad (11.4.36)$$

Deformarea axială totală „ Δl ” a unui compensator compus din „ n ” elemente se determină cu relația:

$$\Delta l = \frac{n \cdot \Delta l_i}{0,9 + 0,1 \cdot n} \text{ [m]} \quad (11.4.37)$$

Diametrul nominal - DN [mm]	Deformația de com- presiune Y [mm]	Lungimea totală liberă [mm]	Coefficient elastic axial „c” [N/mm]
80	41,0	574,0	46,0
100	43,0	380,0	62,0
125	46,0	416,0	115,5
150	35,0	365,0	162,0
200	43,5	401,5	224,0
250	44,0	381,0	200,0
300	52,0	448,0	348,0
400	70,0	505,0	320,0
500	85,0	437,0	440,0

în care:
 Δl_i - reprezintă deformarea axială a unui element lenticular.
 Numărul lentilelor poate varia de la 2 până la maximum 6 bucăți.

Forța totală de reacțiune se compune din:
 $P = P_i + P_t + P_r$ [daN] (11.4.38)
 unde:

P_i - este forța datorată presiunii interioare [daN];
 P_t - forța datorată dilatării conductei [daN];
 P_r - este forța datorată frecării de reazemele mobile [daN].

Forța P_i este alcătuită din două componente:
 P'_i - forța datorată presiunii interioare în elementul lenticular [daN];
 P''_i - forța datorată presiunii interioare în conductă în cazul schimbărilor de direcție pe tronsoanele adiacente alăturate punctului fix de calcul, al reducățiilor sau existenței robinetelor [daN].

Practic, forța P'_i se poate calcula cu relația:

$$P'_i = p_i \frac{\pi}{4} (D_m^2 - D_i^2) \text{ [daN]} \quad (11.4.39 \text{ a})$$

unde:
 D_m - este diametrul mediu calculat ca $(D_e + D_i)/2$ [m];
 D_e, D_i - sunt elemente precizate în fig. 11.4.7;

p_i - presiunea maximă de funcționare [daN/cm²].

Forța P''_i se calculează cu relația:
 $P''_i = \pi D_i^2 \frac{p_i}{4}$ [daN] (11.4.39 b)

Forța P_i se calculează cu relația:
 $P_i = \pi D_i^2 \frac{p_i}{4}$ [daN] (11.4.40)

Forța de reacțiune datorată dilatării și pretensionării conductei se calculează cu relația:

$$P_t = \frac{\Delta L}{n} \cdot \frac{E_t}{E_{20}} (1 - \Delta) P_i \text{ [daN]} \quad (11.4.41)$$

în care:

ΔL - este dilatarea totală a conductei între două reazeme fixe [m];
 n - numărul de elemente lenticulare;
 Δ - este pretensionarea (tab. 11.4.5);
 E_t/E_{20} - raportul modulelor de elasticitate ale materialului compensatorului la temperatura de regim și la cea de montare (tab. 11.4.5);

P_i - forța unitară pentru o pretensionare de 1 mm [daN/mm] - (tab. 11.4.6).

Forța elastică a compensatorului lenticular axial mai poate fi calculată și cu relația:

$$P_t = c \cdot y \text{ [N]} \quad (11.4.42)$$

unde:
 c - este coeficientul elastic [N/mm] - (tab. 11.4.7);

y - alungirea axială în direcția pozitivă la 1000 curse duble maxime, respectiv, deformația de compresiune [mm] - (tab. 11.4.7).

Exemplu de calcul

Se consideră o conductă ce transportă abur, din OL32, cu diametrul nominal de D_n 200 (219 x 6 mm) având o lungime de 100 m și parametrii de lucru de:

- presiunea aburului $p_i = 2$ daN/cm² și o temperatură $\theta_i = 140$ °C;
- temperatura de montare se consideră că este de $\theta_0 = 20$ °C.

Dilatarea conductei este preluată de compensatoare lenticulare.

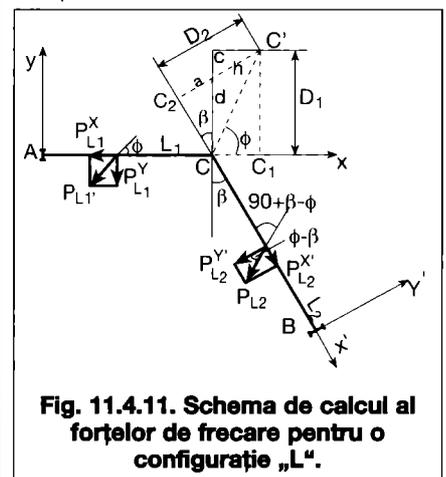


Fig. 11.4.11. Schema de calcul al forțelor de frecare pentru o configurație „L”.

Tabelul 11.4.8. Unghiul de deformare α_{max} pentru compensatorul lenticular unghiular

Diam. nominal	2 x 1 element	2 x 2 elemente	2 x 3 elemente	2 x 4 elemente
100	3°20'	12°	16°50'	19°20'
200	2°50'	6°10'	9°40'	12°30'
300	1°50'	4°	6°	8°30'
400	1°20'	3°10'	5°10'	6°30'
500	1°10'	2°30'	4°30'	5°30'
600	1°	2°10'	3°30'	4°20'
800	0°50'	1°40'	2°30'	3°40'
1000	0°40'	1°20'	2°20'	2°50'
1200	0°30'	1°10'	2°	2°20'

Se determină numărul compensatoarelor, presupunând că fiecare compensator este alcătuit din 4 elemente de dilatare.

Rezolvare

Conducta se împarte într-un număr de tronsoane (ce urmează a fi stabiliți) egale, pe fiecare tronson montându-se câte un compensator lenticular.

- se calculează dilatarea conductei de lungime L.

$$\Delta L = h_f \cdot L \cdot \Delta T = 11,4 \cdot 10^{-6} \cdot 100 \cdot 10^3 \cdot (140 - 20) = 136,8 \text{ mm}$$

- se calculează deformarea axială totală „ Δl ” a unui compensator lenticular format din 4 elemente.

$$\Delta l = \frac{n \cdot \Delta l_i}{0,9 + 0,1 \cdot n} = \frac{4 \cdot 10}{0,9 + 0,1 \cdot 4} = 30,6 \text{ mm}$$

în care s-a admis pentru un element de deformare de $\Delta l_i = 10 \text{ mm}$.

- se calculează numărul de compensatoare necesare:

$$n_c = \frac{\Delta L}{\Delta l} = \frac{136,8}{30,6} = 4,46$$

Rezultă deci că pe lungimea de 100 m de conductă, aceasta va avea 5 compensatoare lenticulare a câte 4 elemente fiecare și un număr de 6 puncte fixe la distanță de 20 m care delimitează tronsoanele.

În cazul în care se utilizează compensatoare lenticulare laterale sau unghiulare (fig. 11.1.8; 11.1.9) acestea asigură preluarea, atât a unor deformații axiale, cât și a deformațiilor pe direcție perpendiculară față de axul conductei (compensatoarele laterale) sau a unor deformații ce se înscriu pe un arc de cerc (compensatoare unghiulare).

Capacitatea de compensare este cu atât mai mare cu cât sunt mai multe elemente lenticulare și cu cât lungimea

compensatorului este mai mare. Capacitatea de compensare este, de asemenea, influențată de presiunea din conductă, de diametrul conductei și de temperatură. În tabelul 11.4.8 sunt indicate mărimile admisibile ale unghiului „ α ” de deformare pentru un compensator unghiular de tipul celui din figura 11.4.9.

La determinarea forței de reacțiune pentru compensatorul lenticular unghiular trebuie să se țină seama de:

- dilatarea porțiunii de conductă pe care este montat

$$\Delta L = \alpha_t \cdot L \cdot \Delta T \quad [m] \quad (11.4.43)$$

unde:

α_t - este coeficientul de dilatare liniară [mm/mm·K] - (tab. 11.4.3);

- pretensionarea conductei

$$\Delta L' = \Delta L \cdot \Delta \quad [m] \quad (11.4.44)$$

unde:

Δ - este pretensionarea considerată (0,5...0,7).

Forța totală P are valoarea:

$$P = \Delta L' \cdot P_u \quad [daN] \quad (11.4.45)$$

unde:

P_u - este forța unitară ce apare la deplasarea laterală a brațului compensatorului cu 1 mm ca urmare a dilatării conductei.

Se verifică, totodată, mărimea unghiului α de deformare a compensatorului, astfel încât să nu depășească limita maximă admisă (tab. 11.4.8).

Alegerea unui compensator de acest tip se bazează pe determinarea grafo-analitică a deplasărilor pe direcțiile amintite, inclusiv, a unghiurilor de rotație a componentelor compensatorului.

În acest sens, la faza de proiectare a rețelilor din punct de vedere mecanic, se impune consultarea cataloagelor firmelor producătoare de astfel de compensatoare, din țară sau străinătate.

11.4.7. Calculul forțelor în reazemele fixe

Reazemele fixe sunt solicitate de forțe care apar simultan sau parțial în funcție de soluțiile adoptate pentru preluarea deformațiilor, de diametrul și lungimea tronsoanelor.

În calculul rezultatelor ce acționează asupra unui reazem fix, se iau în considerare următoarele tipuri de forțe:

- de frecare din reazemele mobile;
- de reacțiune elastică dezvoltată de compensatoarele naturale elastice („L”, „Z”), cele generate de compensatoarele curbate în formă de „U”

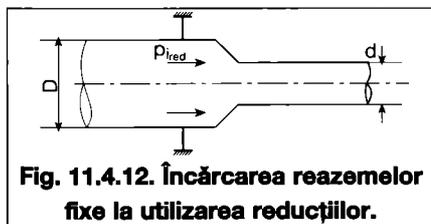


Fig. 11.4.12. Încărcarea reazemelor fixe la utilizarea reducărilor.

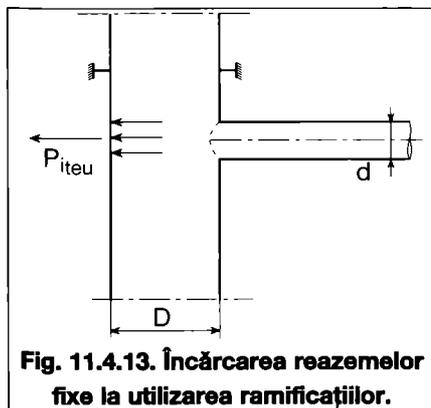


Fig. 11.4.13. Încărcarea reazemelor fixe la utilizarea ramificațiilor.

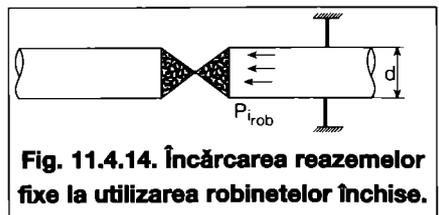


Fig. 11.4.14. Încărcarea reazemelor fixe la utilizarea robinetelor închise.

- sau lenticulare;
- de frecare în compensatoarele cu presetupă;
- generate de presiunea interioară neechilibrată.

11.4.7.1 Forțe de frecare din reazemele mobile

În funcție de valoarea forței normale la suprafața de contact, de tipul de reazem, de natura materialelor, în fiecare reazem apare o forță de frecare ce solicită infrastructura reazemului în sensul deformării, iar conducta (inclusiv punctul fix), în sens invers deformării.

Sarcina verticală preluată de reazem provine, în general, din greutatea conductei „ g_c ”, a izolației „ g_z ” și a fluidului „ g_f ”.

Forța de frecare pentru un reazem mobil este:

$$P_f = \mu \cdot g_t \cdot l \quad [daN] \quad (11.4.46)$$

unde:

μ - este coeficientul de frecare, cu valori recomandate în capitolul 11.1.6,

g_t - greutatea totală a conductei pline și izolate, pe unitatea de lungime care se calculează în funcție de masa conductei [daN/m] - (tab. 11.4.1);

l - distanța dintre suporturile mobile [m] - (relația 11.4.4).

Forța de frecare ce solicită conducta

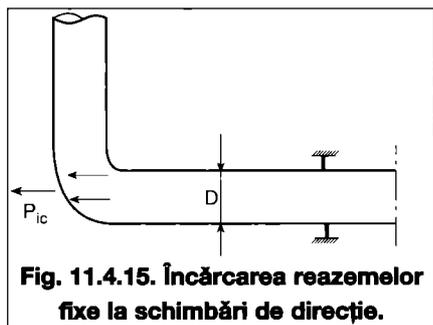


Fig. 11.4.15. Încărcarea reazemelor fixe la schimbări de direcție.

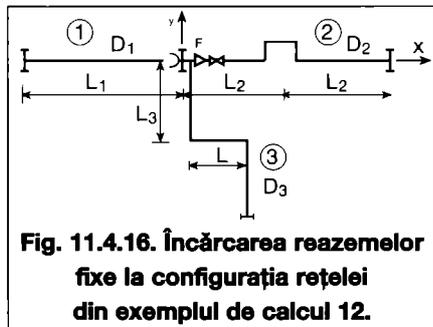


Fig. 11.4.16. Încărcarea reazemelor fixe la configurația rețelei din exemplul de calcul 12.

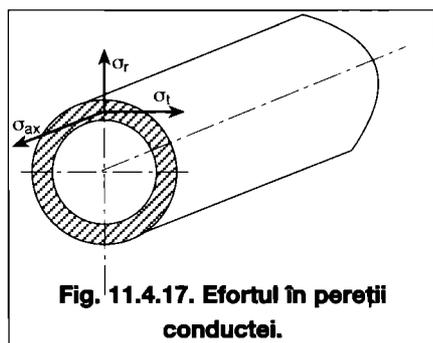


Fig. 11.4.17. Efortul în pereții conductei.

crește pe măsură ce secțiunea considerată se apropie de reazemul fix prin adăugarea succesivă a forțelor de frecare aferente reazemelor mobile.

În cazul configurațiilor elastice în formă de „L” forțele de frecare vor fi orientate pe direcția deplasării cu sens invers sensului de deformare.

Astfel, solicitarea reazemelor fixe A și B pe direcțiile considerate, utilizând schema de calcul din fig. 11.4.11, este:

$$P_A^x = \mu g_i L_1 \cos \varphi + \frac{1}{2} \mu g_i L_2 \cos(\varphi - \beta) \cos \beta \quad [\text{daN}] \quad (11.4.47 \text{ a})$$

$$P_A^y = \frac{1}{2} \mu g_i L_1 \sin \varphi + \frac{1}{2} \mu g_i L_2 \cos(\varphi - \beta) \sin \beta \quad [\text{daN}] \quad (11.4.47 \text{ b})$$

$$P_B^x = \frac{1}{2} \mu g_i L_2 \sin(\varphi - \beta) + \frac{1}{2} \mu g_i L_1 \cos \beta \sin \varphi \quad [\text{daN}] \quad (11.4.47 \text{ c})$$

$$P_B^y = \frac{1}{2} \mu g_i L_2 \cos(\varphi - \beta) + \frac{1}{2} \mu g_i L_1 \sin \beta \sin \varphi \quad [\text{daN}] \quad (11.4.47 \text{ d})$$

Pentru configurațiile în formă de „Z” calculul forțelor de frecare se realizează prin separarea în două configurații „L” ce rezultă prin unirea punctelor extreme A și B ale configurației „Z” (fig. 11.4.5).

Forțele de frecare pentru o configurație „Z” cu unghiuri de 90° sunt:

$$P_A^x = \mu g_i \left(L_1 + \frac{L'}{2} \right) \cos \alpha \quad [\text{daN}] \quad (11.4.48 \text{ a})$$

$$P_A^y = \mu g_i \frac{L'}{2} \sin \alpha \quad [\text{daN}] \quad (11.4.48 \text{ b})$$

$$P_B^x = \mu g_i \left(L_2 + \frac{L''}{2} \right) \cos \alpha \quad [\text{daN}] \quad (11.4.48 \text{ c})$$

$$P_B^y = \mu g_i \frac{L_2}{2} \sin \alpha \quad [\text{daN}] \quad (11.4.48 \text{ d})$$

11.4.7.2 Forțe de reacțiune elastică din compensatoarele elastice sau lenticulare.

Sensul, direcția și valoarea acestor forțe rezultă prin aplicarea metodologiei descrise la § 11.4.4.; 11.4.5 și 11.4.6.

11.4.7.3 Forțe de frecare în compensatoarele axiale cu presgarnitură

Aceste forțe iau naștere între garnitura de etanșare și paharul compensatorului și se transmit prin intermediul conductei asupra reazemelor fixe.

Forța de frecare este constantă, între compensator și punctele fixe, indiferent de poziția compensatorului (la o extremitate sau cealaltă a tronsonului).

Valoarea forței se poate determina utilizând relația:

$$P_c = \mu \cdot a \cdot p_i \cdot \pi \cdot D_e \cdot b \quad [\text{daN}] \quad (11.4.49)$$

unde:
 μ - este coeficientul de frecare între garnitura de azbest grafitat cu inserție metalică și conductă (egal cu 0,1);
 a - coeficientul de presare a garniturii (1,5...2,0);
 p_i - presiunea interioară a fluidului [daN/cm²];
 D_e - diametrul exterior al conductei [cm];
 b - lățimea garniturii ($b = 1/3 \dots 1/4 D_e$) - [cm].

11.4.7.4 Forțe de presiune interioară

Aceste forțe determină încărcarea reazemelor fixe în situația neechilibrării lor în materialul conductei. Situațiile care conduc la apariția solicitărilor datorate presiunii interioare p_i sunt următoarele:

- reductii (fig. 11.4.12):

$$P_{ired} = p_i \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \quad [\text{daN}] \quad (11.4.50)$$

- ramificații (fig. 11.4.13):

$$P_{iteu} = p_i \frac{\pi}{4} d^2 \quad [\text{daN}] \quad (11.4.51)$$

- robinete închise (fig. 11.4.14):

$$P_{irob} = p_i \frac{\pi}{4} d^2 \quad [\text{daN}] \quad (11.4.52)$$

- schimbările de direcție (fig. 11.4.15.):

$$P_{ic} = p_i \frac{\pi}{4} D^2 \quad [\text{daN}] \quad (11.4.53)$$

Pentru rezolvarea problemei calculului forțelor ce solicită un reazem fix se parcurg următoarele etape:

- se întocmește schema termomecanică a rețelei care conține toate elementele caracteristice ale acesteia;
- se analizează reazemul fix de calcul observând tronsoanele adiacente de conductă și compensatoarele de pe acestea;
- se alege un sistem de axe de referință;
- se analizează fiecare tronson în parte, stabilindu-se forțele pe fiecare direcție (în plan vertical și pe cele două direcții în plan orizontal);
- se deduc expresiile forțelor rezultante, luându-se, în final, în considerare rezultantele cu efectul cel mai defavorabil asupra reazemului fix (pentru aceasta, se vor lua în calcul toate situațiile posibile - cu robinete deschise sau închise).

Exemplu de calcul

Se stabilesc expresiile forțelor rezul-

tante pe cele trei direcții ce acționează asupra reazemului fix F din fig. 11.4.16.

Se consideră situația de încălzire a sistemului de conducte.

Forțe de frecare pe suporturile mobile:

$$\vec{P}_{fz} \quad \begin{matrix} \uparrow P_{f3y} \\ \rightarrow P_{f3x} \end{matrix}$$

Forțe de reacțiune elastică:

$$\leftarrow X_2 \quad \leftarrow X_3 \quad \uparrow Y_3$$

Forțe de frecare în compensatorul axial cu presgarnitură:

$$\rightarrow P_{c1}$$

Forțe datorate presiunii interioare generată la închiderea robinetului:

$$P_{ic3} \downarrow \quad \uparrow P_{iteu} \quad \vec{P}_{ired} \quad \left| \begin{matrix} \rightarrow P_{irob} \\ \rightarrow P_{ic2} \end{matrix} \right.$$

Rezultanta pe direcție verticală:

$$R_v = g_{i1} \frac{l_1}{2} + g_{i2} \frac{l_2}{2} + g_{i3} \frac{l_3}{2} \quad [\text{daN}]$$

unde:

l_1, l_2, l_3 - în m, sunt distanțele între reazemele mobile pentru diametrele D_1, D_2, D_3 calculate cu relația 11.4.4. și

g_i - greutatea conductelor cu diametrele D_1, D_2, D_3 [daN/m].

Rezultanta pe direcție Ox în plan orizontal (robinet deschis):

$$R_x^{RD} = -P_{f2} + 0,5P_{f3x} - X_2 - X_3 + P_{c1} + P_{ired} + P_{ic2} \quad [\text{daN}].$$

Dacă sistemul care acționează asupra reazemelor fixe conține forțe identice, de o parte și de alta a acestora, forței mai mici (în valoare absolută) i se aplică un coeficient de dezechilibru (cu valoare de 0,3...0,5). Acest coeficient se justifică prin faptul că la compensatoarele identice din punct de vedere constructiv este posibilă apariția unor reacțiuni mai mici decât cele de calcul sau este posibilă apariția stărilor instabile din punct de vedere termic datorită încălzirii sau răcirii diferite a conductelor.

Rezultanta pe direcție Ox în plan orizontal (robinet închis):

$$R_x^{Ri} = P_{f3x} - X_3 + P_{c1} + P_{ired} + P_{irob} \quad [\text{daN}]$$

Forțele P_{f2}, X_2 nu își mai manifestă prezența datorită închiderii robinetului.

Rezultanta pe direcție Oy în plan orizontal (robinet deschis):

$$R_y^{RD} = P_{f3y} - Y_3 + P_{iteu} + P_{ic3} = P_{f3y} + Y_3$$

[daN]

Rezultanta pe direcția Oy în plan orizontal (robinet închis):

$$R_y^{Ri} = R_y^{RD} \quad [\text{daN}].$$

11.4.8. Verificarea rezistenței țevilor în secțiunea cu solicitare maximă

Conductele rețelilor termice sunt solicitate după mai multe direcții, apărând necesitatea verificării rezistenței materialului din care sunt confecționate conductele.

Relația de verificare impune ca:

$$\sigma_{ech} = f(\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3) < \sigma_a \quad [\text{daN/cm}^2] \quad (11.4.54)$$

unde:

σ_{ech} - este efortul unitar normal echivalent celor trei eforturi $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ după direcțiile axială, tangențială și radială [daN/cm²];

σ_a - rezistența admisibilă a materialului, corespunzătoare temperaturii de funcționare [daN/cm²] calculată cu relația 11.4.2.

Se recomandă verificarea rezistenței materialului după teoria energiei potențiale de deformație. Efortul unitar după cele trei direcții se calculează conform relațiilor generale:

- pe direcție axială

$$\sigma_{ax} = \frac{\sum P}{A} \pm \frac{M}{W} \quad [\text{daN/cm}^2] \quad (11.4.55)$$

unde:

$\sum P$ - este suma forțelor axiale totale ce acționează în secțiunea de verificat [daN];

A - aria secțiunii peretelui conductei [cm²] - (tab. 11.4.1);

M - momentul total dat de greutatea proprie a conductei M_g , de forțele de reacțiune elastică M_e și, în cazul amplasării aeriene, momentul dat de vânt M_v [daN/cm];

M - se poate calcula după relația generală:

$$M = \sqrt{M_g^2 + (M_e + M_v)^2} \quad [\text{daN/cm}] \quad (11.4.56)$$

W - este modulul de rezistență al conductei [cm³] - (tab. 11.4.1)

- pe direcție tangențială - efortul se datorează de cele mai multe ori presiunii interioare p_i

$$\sigma_t = \frac{p_i D_i}{2s} \quad [\text{daN/cm}^2] \quad (11.4.57)$$

unde:

D_i - este diametrul interior al conductei [cm];

s - grosimea peretelui țevii [cm];

- pe direcție radială:

$$\sigma_r = -p_i \quad [\text{daN/cm}^2] \quad (11.4.58)$$

În situația în care coeficientul mediu:

$$\sigma = (\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3) / 3$$

în care:

σ_1, σ_2 și σ_3 - sunt eforturile pe cele trei direcții în ordine descrescătoare, este pozitiv (cu efect de întindere), relația de verificare este:

$$\sigma_{ech} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - 2\nu(\sigma_1\sigma_2 + \sigma_2\sigma_3 + \sigma_3\sigma_1)} \leq \sigma_a \quad [\text{daN/cm}^2] \quad (11.4.59)$$

în care:

ν - este coeficientul lui Poisson, cu valoarea 0,3;

σ_a - rezistența admisibilă [daN/cm²], calculată după relația 11.4.2.

În cazul unui efort mediu negativ (cu efect de compresiune), relația de verificare este:

$$\sigma_{ech} = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]} \leq \sigma_a \quad [\text{daN/cm}^2] \quad (11.4.60)$$

În ipoteza în care relația 11.4.54 nu se verifică, se recomandă alegerea unei conducte cu grosimea „s” a peretelui conductei superioară celei luate în calcul sau alegerea unei mărci de oțel astfel încât relația să fie satisfăcută. Se mai poate preceda, de asemenea, la modificarea elementelor schemei termomecanice în scopul reducerii forțelor de frecare și a celor de elasticitate.

11.4.9. Calculul mecanic în ipoteza utilizării conductelor preizolate

11.4.9.1 Elemente generale de proiectare

În principiu, calculul mecanic pentru cazul utilizării conductelor preizolate presupune parcurgerea aceluiași etape ca și în cazul utilizării conductelor clasice. Pentru conductele preizolate tehnologia montării lor direct în sol (sprijinirea fiind uniform continuă) conferă anumite particularități ce se impun a fi cunoscute.

În exploatare, rețelele de conducte de termoficare preizolate, îngropate, sunt solicitate cu încărcări având caracter:

- *permanent* - din greutatea proprie și acoperirea cu pământ;
- *temporar (cvasi-permanent)* - din greutatea apei din conducta utilă, din efectul variației de temperatură și, eventual, al pretensionării (dacă este cazul);
- *temporar (variabil)* - din acțiunea locală a vehiculelor de la suprafața terenului;
- *accidental* - din acțiunea undelor seismice sau ca efect al închiderii bruște a vanelor.

Deformarea unui tronson de lungime L se produce atunci când tensiunea internă σ_t (care crește odată cu creșterea temperaturii) egalează tensiunea σ_f generată de forța de frecare. Astfel, pentru o anumită lungime a tronsonului L se poate determina variația de temperatură ΔT_k care corespunde antrenării în procesul de deformare a întregului tronson.

Din egalitatea $\sigma_t = \sigma_f$, rezultă:

$$\Delta T_k = \frac{\mu \cdot q \cdot L}{\alpha_t \cdot E \cdot A} \quad [\text{K}] \quad (11.4.61)$$

în care:

μ - este coeficientul de frecare între sol și mantaua de protecție a conductei (se pot utiliza valori de 0,5...0,55);

q - forța verticală generată de greutatea solului de deasupra conductei [N/m];

α_t - coeficientul de dilatare [mm/mm·K];

E - modulul de elasticitate al conductei [daN/cm²];

A - aria secțiunii transversale prin perețele conductei [cm²].

Ca urmare a observației anterioare se justifică determinarea unei lungimi maxime de conductă L_{max} caracterizată prin nedepășirea tensiunii admisibile a oțelului σ_a . Rezultă astfel:

$$L_{max} = \frac{\alpha_t \cdot \Delta T_a \cdot E \cdot A}{\mu \cdot q} \quad [\text{m}] \quad (11.4.62)$$

unde:

ΔT_a - este variația admisibilă de temperatură, corespunzătoare tensiunii maxime admisibile, adică:

$$\Delta T_a = \frac{\sigma_a}{\alpha_t \cdot E} \quad [\text{K}] \quad (11.4.63)$$

Pentru calculul forței de apăsare a solului q se utilizează relația:

$$q = \pi D h \rho g \quad [\text{N/m}] \quad (11.4.64)$$

unde:

D - este diametrul mantalei [m];

h - adâncimea de pozare (considerată față de axul conductei) [m];

ρ - densitatea solului [kg/m³];

g - accelerația gravitațională [m/s²].

În ipoteza montării conductelor fără pretensionare termică, dilatarea poate fi blocată în limite admise pe tronsoane rectilinii, dacă se prevăd puncte fixe la extremități fără compensatoare de dilatare, cu condiția ca variația de temperatură să nu conducă la depășirea tensiunii admisibile; altfel spus, tronsoane rectilinii, cu $L \geq L_{max}$ pot suporta încălzirea până la ΔT_a fără compensator de dilatare dacă $\Delta T_n \leq \Delta T_a$.

În cazul pretensionării termice, în proporție de 50 %, lungimea unui tronson rectiliniu situat de o parte a compensatorului poate depăși L_{max} dacă $\Delta T_n \leq 2 \cdot \Delta T_a$; în acest caz, pe tronsoanele rectilinii se renunță la compensatoarele de dilatare, având prevăzute puncte fixe la extremități.

Pentru L_{max} variația maximă (admisibilă) a temperaturii (ΔT_a) este egală cu variația limită a temperaturii (ΔT_k).

În funcție de calitatea oțelului se pot accepta valori de:

$\sigma_a = 1200$ daN/cm² pentru OL37, OLT 35
 $\sigma_a = 1500$ daN/cm² pentru OL 50

Pentru valori de:

$\alpha_t = 12 \cdot 10^{-6}$ mm/mm·K

$E = 2 \cdot 10^6$ daN/cm²

rezultă $\Delta T_a = 50$ K pentru

$\sigma_a = 1200$ daN/cm² și $\Delta T_a = 62,5$ K

pentru $\sigma_a = 1500$ daN/cm²

Dacă lungimea unui tronson rectiliniu se limitează la L_{max} pentru a-l încălzi peste ΔT_a este nevoie de introducerea unui compensator de dilatare. Tensiunea internă va crește până la σ_a , rămânând constantă la depășirea variației de temperatură ΔT_a , până la variația nominală de temperatură (ΔT_n).

Variația nominală de temperatură este:

$$\Delta T_n = \theta_n - \theta_0 \text{ [K]} \quad (11.4.65)$$

unde:

θ_n - este temperatura nominală a agentului termic, iar θ_0 este temperatura de montare (se poate considera +10°C).

11.4.9.2 Configurații elastice

Conductele pozate în pământ se descompun în tronsoane cu ajutorul punctelor fixe. Descompunerea se realizează având în vedere satisfacerea si-

multană a cerințelor de evitare a solicitărilor nepermise și formarea economică a sistemelor de conducte după următoarele criterii:

- dilatarea termică a conductelor se preia prin compensare naturală (în clădiri, canale termice) și prin compensatoare curbate în formă de „U”, axiale, de construcție specială, sau lenticulare.
- distanța maximă între mijlocul compensatorului „U” și punctul fix învecinat (fig. 11.4.18) este de:

$$L < 0,9 \cdot L_{max} \text{ [m]}$$

unde:

L_{max} - este lungimea maximă teoretică de mișcare calculată cu relația 11.4.62

- distanța maximă între două puncte fixe consecutive în cazul compensatoarelor montate la mijlocul tronsonului nu poate depăși valoarea de $(1,8...2) L_{max}$ - (fig. 11.4.18).
- de o parte și de alta a punctului fix, compensatoarele trebuie poziționate la distanțe egale sau aproape egale (pentru echilibrarea forțelor în punctul fix).
- în cazul compensatoarelor natural elastice, acestea se delimitează în modul următor:

- pentru compensatoare „L” (fig. 11.4.19);

$$L_1/L_2 \leq 5 \text{ pentru } Dn < 150$$

$$L_1/L_2 \leq 3 \text{ pentru } Dn > 150$$

$$L_1, L_2 \leq 0,9 L_{max}$$

- pentru compensatoare „Z” (fig. 11.4.20):

În cazul acestor configurații, în apropierea vârfului de unghi, se lasă porțiuni

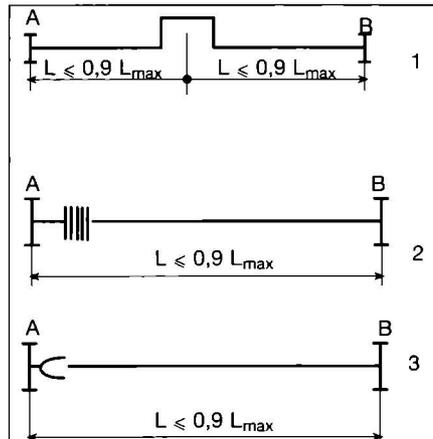


Fig. 11.4.18. Distanța maximă între două puncte fixe consecutive:
 1 - compensator curbat în „U”;
 2 - compensator lenticular;
 3 - compensator axial cu presgarnitură.

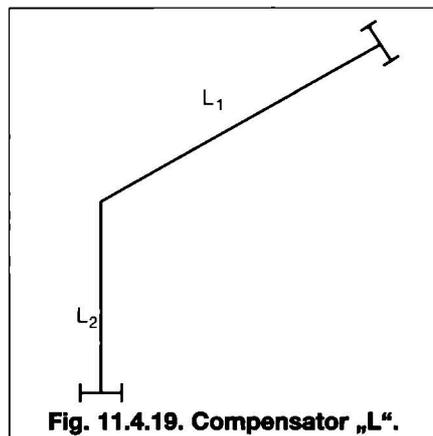


Fig. 11.4.19. Compensator „L”.

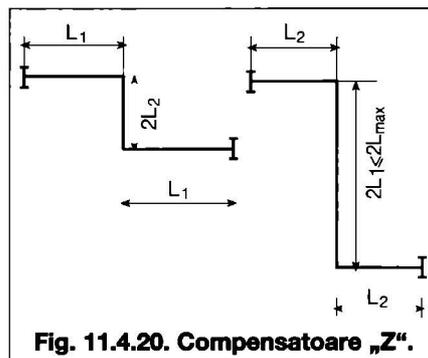


Fig. 11.4.20. Compensatoare „Z”.

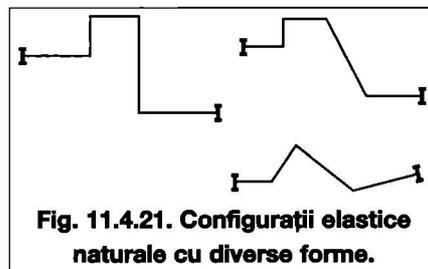


Fig. 11.4.21. Configurații elastice naturale cu diverse forme.

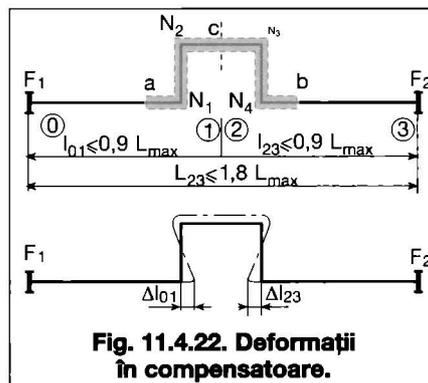


Fig. 11.4.22. Deformații în compensatoare.

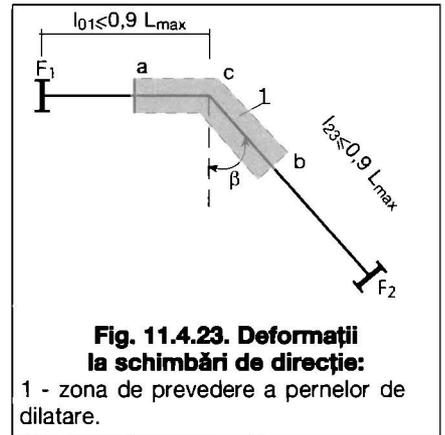


Fig. 11.4.23. Deformații la schimbări de direcție:
 1 - zona de prevedere a pernelor de dilatare.

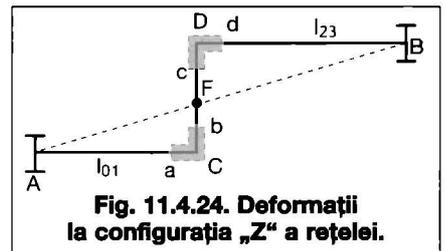


Fig. 11.4.24. Deformații la configurația „Z” a rețelei.

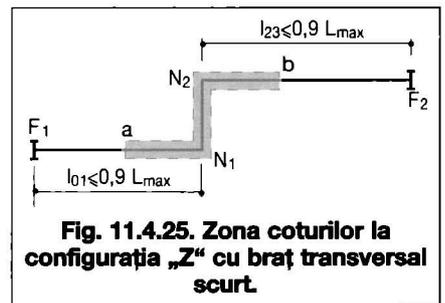


Fig. 11.4.25. Zona coturilor la configurația „Z” cu braț transversal scurt.

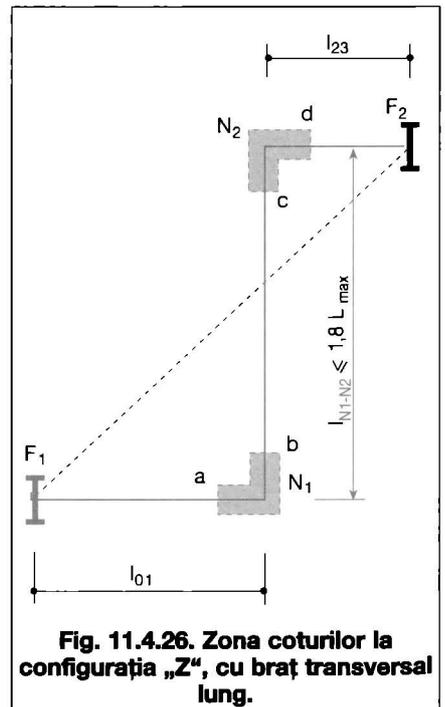


Fig. 11.4.26. Zona coturilor la configurația „Z”, cu braț transversal lung.

libere (fără nisip de compactare a conductelor), porțiuni protejate cu perne de dilatare din poliuretlan (fig. 11.1.10).

În scopul utilizării economice a compensatoarelor se recomandă, în general, pretensionarea acestora. Pretensionarea se calculează în funcție de temperatura de montaj (cap. 11.4.9.3 punctul B).

Pe lângă compensatoarele amintite se mai pot utiliza compensatoare unghiulare, laterale, pentru preluarea dilatărilor în canale termice, tunele, clădiri etc. În situații mai rare, dar totuși posibil de întâlnit, configurațiile elastice naturale au forme atipice (fig. 11.4.21).

Pentru aceste configurații calculele de verificare au la bază relații generale care se particularizează pentru cazurile uzuale (configurații „L”, „Z” și compensatoare „U” simetrice).

11.4.9.3 Calculul deformațiilor termice (generate de variațiile de temperatură)

A. În ipoteza montării conductelor fără pretensionare:

Se prevăd puncte fixe și compensatoare de dilatare:

- pe tronsoane rectilinii (fig. 11.4.22):

În cazul general când $\Delta T_n > \Delta T_k$ se parcurg următoarele etape:

- se calculează L_{max} după relația 11.4.62
- se determină variația de temperatură (ΔT_k) ce corespunde antrenării în dilatare a brațelor configurației l_{01} (l_{23}) cu ajutorul relațiilor:

$$\Delta T_{k01} = \frac{\mu \cdot q \cdot l_{01}}{\alpha_t \cdot E \cdot A} \quad [K] \quad (11.4.66 \text{ a})$$

$$\Delta T_{k23} = \frac{\mu \cdot q \cdot l_{23}}{\alpha_t \cdot E \cdot A} \quad [K] \quad (11.4.66 \text{ b})$$

- se calculează deformația fiecărui tronson:

$$\Delta l_{01} = \alpha_t \cdot l_{01} \cdot \left(\Delta T_n - \frac{\Delta T_{k01}}{2} \right) \quad [m] \quad (11.4.67 \text{ a})$$

$$\Delta l_{23} = \alpha_t \cdot l_{23} \cdot \left(\Delta T_n - \frac{\Delta T_{k23}}{2} \right) \quad [m] \quad (11.4.67 \text{ b})$$

- se calculează deformația întregului tronson de lungime L:

$$\Delta L = \Delta l_{01} + \Delta l_{23} \quad [m] \quad (11.4.68)$$

În cazul în care $\Delta T_n < \Delta T_k$ numai o parte din tronsonul de lungime l se dilată, deformația fiind:

$$\Delta L = \alpha_t \cdot l' \cdot \frac{\Delta T_n}{2} = \frac{\mu \cdot q \cdot l'^2}{2 \cdot E \cdot A} \quad [m] \quad (11.4.69)$$

în care:

l' - este lungimea zonei din lungimea tronsonului l care se deformează:

$$l' = \frac{\alpha_t \cdot \Delta T_n \cdot E \cdot A}{\mu \cdot q} \quad [m] \quad (11.4.70)$$

În cazul în care $\Delta T_n = \Delta T_k$ deformația este:

$$\Delta L = \frac{\mu \cdot q \cdot l^2}{2 \cdot E \cdot A} \quad [m] \quad (11.4.71)$$

Dacă se urmărește prevederea unui compensator „U” de dimensiuni mai reduse, se execută pretensionarea mecanică a acestuia în proporție de 50% (cu $\Delta L/4$ de fiecare parte a compensatorului „U”). De asemenea, este necesar să se prevadă perne elastice de deplasare laterală pe toată zona compensatorului „U”.

- pe tronsoane cu schimbări de direcție (configurații „L” și „Z”):

* Cazul configurației „L” (fig. 11.4.23).

Operațiile de calcul sunt următoarele:

- se calculează L_{max} (relația 11.4.62)
- se determină variația de temperatură ΔT_{k01} și ΔT_{k23} (cu relațiile 11.4.66 a și b)
- deformația fiecărui tronson Δl_{01} și Δl_{23} se calculează cu relațiile 11.4.67 a și b.
- se calculează deplasările laterale ale brațelor configurației;
- * deplasarea laterală a brațului l_{01} :

$$D_{01} = \frac{\Delta l_{23} + \Delta l_{01} \cdot \sin \beta}{\cos \beta} \quad [m] \quad (11.4.72 \text{ a})$$

* deplasarea laterală a brațului l_{23} :

$$D_{23} = \frac{\Delta l_{01} + \Delta l_{23} \cdot \sin \beta}{\cos \beta} \quad [m] \quad (11.4.72 \text{ b})$$

În aceste relații, β este unghiul suplementar (peste 90°) dintre brațe. Calculul deplasărilor laterale în zona schimbărilor de direcție este necesar pentru stabilirea grosimii pernelor de dilatare din zona coturilor.

* Cazul configurației „Z” (fig. 11.4.24 și 11.4.25):

Se observă că prin unirea extremităților configurației „Z” se obțin două configurații „L”;

$$\overline{CF} = \overline{DC} \cdot \frac{l_{01}}{l_{01} + l_{23}} \quad [m] \quad (11.4.73 \text{ a})$$

$$\overline{DF} = \overline{DC} \cdot \frac{l_{23}}{l_{01} + l_{23}} \quad [m] \quad (11.4.73 \text{ b})$$

Operațiile de calcul sunt:

- se calculează L_{max} (relația 11.4.62)
- se determină variația de temperatură ΔT_k pentru fiecare segment în parte;

$$\Delta T_{k01} = \frac{\mu \cdot q \cdot l_{01}}{\alpha_t \cdot E \cdot A} \quad [K] \quad (11.4.74 \text{ a})$$

$$\Delta T_{k23} = \frac{\mu \cdot q \cdot l_{23}}{\alpha_t \cdot E \cdot A} \quad [K] \quad (11.4.74 \text{ b})$$

$$\Delta T_{kCF} = \frac{\mu \cdot q \cdot l_{CF}}{\alpha_t \cdot E \cdot A} \quad [K] \quad (11.4.74 \text{ c})$$

$$\Delta T_{kDF} = \frac{\mu \cdot q \cdot l_{DF}}{\alpha_t \cdot E \cdot A} \quad [K] \quad (11.4.74 \text{ d})$$

- se calculează deformația fiecărui segment;

$$\Delta l_{01} = \alpha_t \cdot l_{01} \cdot \left(\Delta T_n - \frac{\Delta T_{k01}}{2} \right) \quad [m] \quad (11.4.75 \text{ a})$$

$$\Delta l_{23} = \alpha_t \cdot l_{23} \cdot \left(\Delta T_n - \frac{\Delta T_{k23}}{2} \right) \quad [m] \quad (11.4.75 \text{ b})$$

$$\Delta CF = \alpha_t \cdot CF \cdot \left(\Delta T_n - \frac{\Delta T_{kCF}}{2} \right) \quad [m] \quad (11.4.75 \text{ c})$$

$$\Delta DF = \alpha_t \cdot DF \cdot \left(\Delta T_n - \frac{\Delta T_{kDF}}{2} \right) \quad [m] \quad (11.4.75 \text{ d})$$

- se calculează deplasările laterale ale brațelor configurației;

- deplasarea laterală a brațului „D₀₁” este egală cu deformația segmentului CF

$$D_{01} = \Delta CF \quad [m] \quad (11.4.76 \text{ a})$$

- deplasarea laterală a segmentului CF este egală cu deformația brațului l_{01}

$$D_{CF} = \Delta l_{01} \quad [m] \quad (11.4.76 \text{ b})$$

- deplasarea laterală a brațului l_{23} este egală cu deformația segmentului DF

$$D_{23} = \Delta DF \quad [m] \quad (11.4.76 \text{ c})$$

- deplasarea laterală a segmentului DF este egală cu deformația brațului l_{23} .

$$D_{DF} = \Delta l_{23} \quad [m] \quad (11.4.76 \text{ d})$$

Observație: În cazul în care lungimea brațului transversal are o lungime relativ mică se prevăd perne de dilatare pe toată zona coturilor (fig. 11.4.25).

În cazul unui braț transversal de lungime mare (fig. 11.4.26) se prevăd perne de dilatare strict în zona coturilor. În calculele de verificare a tensiunilor și de stabilire a eforturilor se consideră un punct fix natural pe intervalul N₁-N₂, obținând două configurații „L”.

B. În ipoteza montării conductelor cu pretensionare termică

Prin pretensionarea termică a conductelor în faza de montare, se urmărește reducerea costului de investiții ca urmare a diminuării dilatărilor, deci și a dimensiunii compensatoarelor; în anumite condiții este posibilă chiar eliminarea compensatoarelor de dilatare pe tronsoanele rectilinii ale rețelei dacă ($\Delta T_n \leq 2\Delta T_a$).

Fazele de executare a pretensionării termice sunt următoarele:

- Conductele se așează în șanț, pe un pat de nisip de 10...20 cm, omogen, uscat și bine compactat, respectându-se schema termomecanică prevăzută prin proiectare. În această fază punctele fixe au executată numai infrastructura de rezistență, fără ca țevile să fie prinse de aceasta. Se exceptează un punct fix de la o extremitate sau din zona de mijloc a rețelei, care se execută în soluție definitivă. Conductele sunt libere să se dilate odată cu creșterea temperaturii.
- Conductele din oțel sunt legate la o sursă caldă (punct termic, centrală termică, o sursă termică sau electrică mobilă etc.) și sunt încălzite de la temperatura inițială θ_0 , cu o variație

de temperatură egală cu ΔT . Ca temperatură inițială se poate considera $+10\text{ }^{\circ}\text{C}$, această temperatură fiind asimilată cu temperatura solului la adâncimea de montare înainte de punerea în funcțiune. Temperatura de pretensionare poate fi deci:

$$\theta_p = \frac{\Delta T_n}{2} + \theta_0$$

Prin încălzire conductele se dilată înspre extremitățile libere. Se pun în evidență, prin măsurări, valorile dilatărilor.

- După obținerea regimului termic stabilit, timp de cel puțin 3...4 ore, și verificarea dilatărilor, se trece la faza de rigidizare (prindere) a conductelor de infrastructura reazemelor fixe de la extremități și de pe traseu, menținând temperatura de pretensionare. Suporturile provizorii se îndepărtează.
- Menținând regimul termic de pretensionare se astupă șanțul, cu nisip și pământ, până la cotele finale conform tehnologiei de execuție.
- Se întrerupe sursa de căldură, conductele răcindu-se până la temperatura solului.

În această fază apar tensiunile de întindere generate de răcire, cu efect de contracție progresivă, pe măsură ce este egalată forța de frecare.

În ceea ce privește calculul deformațiilor termice, a eforturilor și a tensiunilor, în cazul pretensionării, se ia în considerare o variație de temperatură egală cu jumătate din variația totală, nominală de temperatură a conductelor.

Pentru efectuarea calculului mecanic complet al rețelelor de conducte preizolate, amplasate direct în sol, se utilizează programe de calcul automat fundamentate pe literatura de specialitate și pe normele europene EN 253.

11.5. Executarea rețelelor termice

11.5.1. Probleme generale

Executarea rețelelor termice are la bază „Proiectul tehnic” și „Detaliile de execuție” elaborate în urma avizelor și acordurilor emise de beneficiar, instituția finanțatoare etc.

În general, odată stabilit constructurul (executantul) prin licitație sau, după caz, prin adresare directă, se parcurg următoarele etape:

- Analiza proiectelor privind rețeaua termică, lucrările conexe și modificările în rețelele edilitare afectate.
- Verificarea existenței avizelor și acordurilor legale ce cad în sarcina beneficiarului (proiectantului).
- Obținerea acordurilor și autorizațiilor legate de executarea rețelei (Poliția rutieră, Administrația domeniului pu-

blic (ADP) etc).

- Elaborarea proiectului de organizare a șantierului: eșalonarea lucrărilor; depozitarea materialelor; programarea utilajelor; aprovizionarea etc.
- Executarea, pe etape, a rețelei.

11.5.2. Executarea rețelelor termice amplasate subteran, în canal

Etapele (fazele) de execuție a rețelei:

- Trasarea pe teren, cu marcarea punctelor caracteristice: reazeme fixe, compensatoare în formă de U, cămine de vizitare, ramificații, schimbări de direcție etc.; participă: maestrul lucrării, proiectantul și topometrul șantierului.
- Se transmit echipelor și se marchează pe trasee dimensiunile săpăturii (lățime, adâncime) pe baza detaliilor conținute în planșe (desene). După ce se verifică, prin sondaje, situația rețelelor edilitare subterane, se execută săpătura, manual sau mecanic, cu sprijinirile laterale necesare, conform proiectului.
- Se asigură transportul pământului excedent ce rezultă din săpătură.
- Se execută canalul și căminele de vizitare, din elemente prefabricate sau în structură monolit, conform proiectului. Se execută apoi infrastructura reazemelor mobile (perne pe radier, console, cadre metalice etc.) și a reazemelor fixe.
- Lansarea și montarea conductelor, inclusiv a ramificațiilor, coturilor reazemelor fixe, cu verificarea respectării pantelor, conform proiectului; în această fază se execută și pretensionarea în formă de U.
- Spălarea hidropneumatică a rețelei, pe zone.
- Proba hidraulică a sudurilor.
- Executarea izolației termice a conductelor.
- Montarea robinetelor de secționare.
- Acoperirea cu plăci prefabricate a canalelor și executarea izolației hidrofuge a acestora (inclusiv a camioanelor), acoperirea cu pământ a canalelor și căminelor și refacerea situației inițiale de la suprafața solului (strat vegetal, structură de drum etc.).
- Efectuarea recepției lucrărilor conform Regulamentului aprobat prin H.G. nr. 273/1994.

În cazul amplasării supraterane a conductelor, etapele de execuție sunt, în principiu, identice cu cele de mai sus, cu deosebirea legată de partea de construcție; în acest sens, apare etapa de săpare a gropilor de fundare a stâlpilor și de turnare a fundațiilor din beton; se execută apoi „plantarea” (montarea) stâlpilor, de regulă, prefabricați din beton armat

sau metalici.

11.5.3. Executarea rețelelor termice, amplasate direct în sol utilizând țevi preizolate cu spumă de poliuretan

Fazele de execuție a rețelei:

- Trasarea pe teren a rețelei, cu marcarea punctelor (zonelor) caracteristice: reazeme fixe, ramificații, compensatoare de dilatare, cămine de vizitare etc.; participă: maestrul lucrării, proiectantul și topometrul șantierului.
 - Se transmit echipelor și se marchează pe traseu, dimensiunile săpăturii (lățime și adâncime). După ce se verifică, prin sondaje, situația rețelelor edilitare subterane, se execută săpătura, manual sau mecanizat, cu sprijinirile laterale necesare, conform proiectului.
 - Se asigură transportul pământului excedent ce rezultă din săpătură.
 - Se plasează pe radier, suporturile provizorii ale conductelor la cotele ce asigură continuitatea rezemării și panta acestora.
 - Turnarea fundațiilor suporturilor fixe.
 - Lansarea și pozarea conductelor, pe zone, cu verificarea respectării pantelor din proiect.
 - Executarea îmbinărilor între tronsoanele de conducte, inclusiv, montarea ramificațiilor, coturilor etc.
 - Realizarea primului strat de nisip, bine compactat.
 - Spălarea hidropneumatică a rețelei, pe zone.
 - Proba hidraulică a sudurilor.
 - Realizarea continuității sistemului de avertizare.
 - Executarea căminelor de vizitare.
 - Montarea robinetelor.
 - Executarea izolației termice în zonele de îmbinare, inclusiv etanșarea acestora. Montarea pernelor la coturi.
 - Executarea pretensionării termice a rețelei conform proiectului. În proiect, este necesar să se detalieze: tehnologia de pretensionare, sursa de căldură, parametrii de lucru, deformațiile extremităților zonei de rețea ce se pretensionează etc.
- În cadrul operației de pretensionare intră și acoperirea cu nisip compactat și cu pământ.
- Pretensionarea se încheie cu răcirea conductelor și verificarea deformațiilor.
 - Refacerea situației inițiale de la suprafața solului (strat vegetal, structură de drum etc.).
 - Proba tehnologică.
 - După executarea rețelei se efectuează recepția lucrărilor conform regulamentului aprobat prin H.G. nr. 273/1994.



II. Alimentarea cu căldură

Capitolul 12

Reglarea furnizării căldurii



12.1. Principii

Obiectivul reglării în procesele de încălzire, ventilare și de preparare a apei calde de consum constă în menținerea mărimii reglate (temperatura, presiunea sau debitul fluidului purtător de căldură) la valoarea prescrisă.

Scopul reglării vizează satisfacerea nevoilor reale de căldură ale abonaților în condițiile unor costuri minime și respectării cerințelor privind parametrii optimi de confort.

În general, funcția simplă de reglare a proceselor menționate se poate asocia (completa) cu alte funcții ale buclelor de automatizare și anume de:

- *programare*, preluată de reglatoarele electronice, care constă în modificarea, în timp, a valorii mărimii reglate după preferințe specifice, locale (de exemplu: regim de zi/noapte, regim de lucru/repaus etc.);
- *optimizare*, care constă în controlul a mai multor mărimi pe baza cărora se comandă organele de execuție (de exemplu: temperatura agentului termic și temperatura interioară din clădiri; temperatura apei calde de consum și temperatura agentului termic primar în schimbătoarele de căldură);
- *securitate*, care constă în operarea de comenzi în scopul protecției, atât a utilizatorilor și personalului de exploatare cât și a echipamentului instalației.

Un sistem reglat cuprinde:

- clădirile cu instalațiile interioare de alimentare;
- rețeaua de distribuție a fluidelor purtătoare de căldură;
- schimbătoarele de căldură, pompele de circulație, pompele de amestec și pompele de adaos constituind, după caz, echipamentul tehnologic de bază;
- componentele buclelor de reglare: robinete de reglare, tractoare, reglatoare;
- rețeaua de transport și distribuție a fluidelor purtătoare de căldură la parametrii medii (apă fierbinte sau abur de presiune medie).

Pentru îndeplinirea funcției de reglare a proceselor se pot utiliza două metode:

- a) Mărimia reglată este măsurată, valoarea acesteia este comparată cu valoarea prescrisă și se acționează asupra puterii termice pentru ca valoarea mărimii reglate să se apropie, în limite strânse, de valoarea prescrisă. În acest caz, reglarea se face „în buclă închisă” fiind specifică controlului temperaturii interioare în procesul de încălzire a clădirilor sau controlului temperaturii de preparare a apei calde de consum.
- b) Mărimia reglată este măsurată și

comparată cu valoarea prescrisă, în corelare cu variația perturbațiilor care influențează nevoile de căldură, fără controlul mărimii care reflectă strict calitatea serviciului. În acest caz, reglarea se face „în buclă deschisă”, un exemplu fiind realizarea corespundenței dintre temperatura apei fierbinți (calde) din conducta de ducere a rețelei care alimentează cu căldură un ansamblu de clădiri și temperatura exterioară a aerului.

Fluxul de energie emis de un fluid purtător de căldură este exprimat cu relația:

$$\Phi = \dot{M} \cdot c(\theta' - \theta'') \quad [\text{W}] \quad (12.1.1)$$

în care:

- Φ - este puterea termică emisă [W];
- \dot{M} - debitul de fluid [kg/s];
- c - căldura masică a fluidului [J/kg·K];
- θ' - temperatura fluidului la intrarea în schimbătorul de căldură [°C];
- θ'' - temperatura fluidului la ieșirea din schimbătorul de căldură [°C].

Pentru modificarea puterii termice implicate în desfășurarea procesului (de încălzire sau de preparare a apei calde de consum) se poate acționa în variabilele:

- \dot{M} = constant; θ' = variabil;
- θ' = constant; \dot{M} = variabil;
- \dot{M} = variabil; θ' = variabil.

În fiecare variantă, temperatura θ'' a fluidului la ieșirea din schimbător este variabilă, depinzând de parametrii fluidului secundar.

Dintre metodele de reglare menționate, cea bazată pe variația atât a debitului de fluid cât și a temperaturii acestuia (reglarea mixtă) este cea mai avantajoasă, fiind elastică, eficientă, economică.

12.2. Construcțiile în procesul de încălzire

Necesarul de căldură pentru încălzirea unei clădiri are o structură cu două componente variabile și anume:

Φ_i - „pierderile” de căldură ce rezultă prin transfer de la mediul interior la cel exterior traversând pereții exteriori, ferestrele, planșeele delimitatoare etc.;

Φ_a - „pierderile” de căldură pentru încălzirea aerului infiltrat (introdus) în clădire.

Corespunzător acestor fluxuri de căldură, coeficientul global X_i (§ 10.1.2) denumit și „caracteristica termică de încălzire” are structura:

$$X_i = X_i + X_a \quad [\text{W/m}^3 \cdot \text{K}] \quad (12.2.1)$$

putând fi folosit la determinarea necesarului de căldură, fără considerarea aporturilor exterioare și interioare de căldură:

$$\Phi = X_i \cdot V_e \cdot (\theta_i - \theta_e) \quad [\text{W}] \quad (12.2.2)$$

în care:

θ_i - este temperatura interioară medie

(preponderentă) din clădire [°C];

θ_e - temperatura exterioară [°C].

Relația 12.2.2 exprimă „comportamentul static al clădirii”, la nivel teoretic, dacă nu se ține seama de aporturi - datorită radiației solare (ca aport exterior) și datorită prezenței oamenilor și aparatelor în funcționare (ca aporturi interioare).

În fig. 12.2.1 se prezintă atât curba caracteristică teoretică, conform relației 12.2.2, cât și curba reală a puterii termice de încălzire ținând seama, informativ, de contribuția aporturilor gratuite de căldură la realizarea temperaturii interioare:

$$\Phi_i = X_i \cdot V_e \cdot (\theta_i - \theta_e) - \Sigma \Phi_{ap} \quad [\text{W}] \quad (12.2.3)$$

în care:

$\Sigma \Phi_{ap}$ - reprezintă suma fluxurilor de energie termică ce provin, ca aporturi, de la radiația solară, oameni și aparate.

Un alt factor influent, din punctul de vedere al definirii curbei reale a puterii termice necesare, este viteza vântului diferită de viteza de calcul, cu efect direct asupra debitului de aer infiltrat prin neetanșeități și deci asupra nevoii de căldură pentru încălzire.

O modalitate de a ține seama de diminuarea nevoilor de încălzire ca urmare a contribuției aporturilor gratuite de căldură, ca efect global, constă în asigurarea unei temperaturi a agentului termic pe conducta de ducere a rețelei cu 1...3 °C mai mică decât temperatura teoretică din graficul de reglare. Local, în încăperi, soluția recomandată pentru corectarea fluxului de căldură emis de corpurile (aparatele) de încălzire constă în prevederea de robinete de reglare termostatică, la fiecare din aceste emițătoare.

Comportamentul static al construcțiilor în procesul de încălzire are ca premisă schimburile de căldură în flux permanent (stabil). Deoarece în plan real, pe de o parte, intervin factorii pertur-

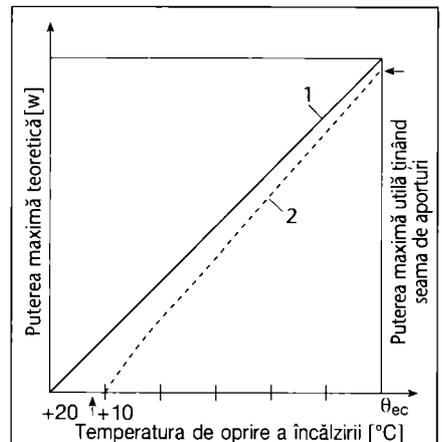


Fig. 12.2.1 - Caracteristica teoretică și reală a procesului de încălzire:

- 1 - caracteristica teoretică;
- 2 - caracteristica reală.

batori (temperatura, vântul, aporturile gratuite etc.) dintre care unii sunt cu totul aleatori iar, pe de altă parte, se introduc în mod deliberat, diferite regimuri de funcționare, schimburile de căldură se desfășoară în mod nepermanent; astfel, parametrii de climă interioară suferă variații, cu o anumită viteză, ca urmare a elementelor de construcții și obiectelor din clădiri care, în funcție de capacitățile de acumulare (inertă termică), absorb sau restituie energia termică. Aceste fenomene definesc „comportamentul dinamic” al clădirilor în procesul de încălzire.

Se distinge „inertă elementelor de construcții exterioare (a anvelopei)” și „inertă masei interne”; inertă globală a clădirii și, pe segmente, a încăperilor, determină răspunsul dinamic al parametrilor de climă interioară la o variație în treaptă sau în impulsuri a parametrilor activi în proces (temperatura agentului termic, apariția însoririi, anularea sau reducerea debitului de fluid etc.).

Dacă relația de bilanț în comportamentul static al unei clădiri oferă elementele necesare dimensionării instalațiilor de încălzire, studiul comportamentului dinamic este necesar pentru conceperea structurii elementelor de construcții și a arhitecturii clădirii și pentru fixarea (programarea) regimurilor de funcționare în cadrul gestiunii energetice a sistemului și pentru alegerea componentelor buclelor de reglare.

12.3. Soluții de reglare

Sunt definite prin modul în care regulatorul corectează mărimea reglată, ca urmare a unei anumite abateri a acesteia față de valoarea de referință (de consemn).

Astfel, se distinge:

- a) *reglarea „tot sau nimic”*, aplicabilă la instalațiile de preparare a apei calde de consum cu acumulare și la centralele termice de puteri mici sau relativ mici, controlând temperatura apei la ieșirea din cazan, prin anclanșarea și declanșarea arderii.
- b) *reglarea flotantă* (cu regulator tripotenzional):

- poziție mediană (de echilibru) a organului de execuție (de exemplu, un robinet de reglare);
- poziția „deschis” (100 %), obținută prin comanda de deschidere a organului de execuție la o anumită abatere, în minus, a valorii mărimii reglate față de valoarea de consemn;
- poziția „închis”, obținută prin comanda de închidere a organului de execuție la o anumită abatere, în plus, a valorii mărimii reglate față de valoarea de consemn.

Pentru a obține rezultate satisfăc-

toare de la acest mod de reglare este necesar ca viteza de deplasare a organului de reglare să fie mai mare decât viteza de apariție a perturbației (a abaterii mărimii reglate).

Acest mod de reglare se poate folosi la reglarea temperaturii interioare dintr-o clădire (încăpere) prin modificarea debitului de fluid (deci a puterii termice emise).

De asemenea, acest mod de reglare se poate aplica la reglarea temperaturii, prin amestec, a fluidului purtător de căldură, pe conducta de ducere care alimentează o instalație de încălzire. Apare indicat ca într-o astfel de buclă de reglare să se utilizeze un regulator P (proporțional) sau PI (proporțional integral) astfel încât comenzile „pornit” sau „oprit” ale motorului organului de execuție să poată corespunde și unor poziții intermediare, între cele extreme: „închis complet” și „dechis complet”.

c) *reglarea progresivă*, în care organul de execuție își modifică poziția, comandat de regulator, în funcție de valoarea abaterii, de viteza de schimbare a puterii termice emise etc.

În acest mod de reglare, regulatorul poate fi:

- proporțional (P);
- integral (I)
- proporțional - integral (PI);
- proporțional - integral - derivativ (PID).

În cazul regulatorului *proporțional* ventilul robinetului de reglare este deplasat cu aceeași valoare pentru fiecare unitate a variației (abaterii) mărimii reglate. Diferența dintre valoarea maximă a mărimii reglate (de exemplu, temperatura ambiantă sau temperatura unui fluid) și valoarea minimă admisă a acesteia reprezintă „banda de proporționalitate”.

În fig. 12.3.1 se prezintă principiul de funcționare al unei bucle de reglare echipate cu regulator proporțional (P). Acest mod de reglare poate fi aplicat în procesul de încălzire, controlând temperatura ambiantă sau temperatura agentului termic secundar din instalația interioară.

Se pune condiția ca banda de proporționalitate să nu fie prea mică pentru a evita regimul de „pompare” caracterizat prin poziții ciclice extreme „tot sau nimic” cu frecvență mare. Dacă banda de proporționalitate este reglabilă, ea se fixează la punerea în funcțiune a instalației, prin „acordarea” regulatorului.

În cazul modului de reglare *integral* (I) viteza de deplasare a organului de execuție este proporțională cu valoarea ecartului abaterii, respectiv cu diferența dintre valoarea mărimii reglate și valoarea de consemn (de referință) a acesteia.

În acest mod de reglare, atâta timp cât există un ecart al mărimii reglate, regulatorul operează o corecție a pozi-

ției robinetului de reglare ceea ce conduce, în final, la anularea ecartului.

În fig. 12.3.2 se prezintă, în principiu, relația între poziția robinetului de reglare și mărimea reglată, la o variație „treaptă” a puterii termice necesare, în cazul utilizării regulatorului integral (I).

În cazul modului de reglare *proporțional - integral* (PI), poziția robinetului de reglare rezultă prin corectarea ecartului proporțional cu modul de reglare integral, tendința fiind de anulare a abaterii mărimii reglate. Modul de reglare integral este caracterizat prin „constanta de timp de integrare” care reprezintă timpul după care corecția poziției robinetului de reglare generată de acțiunea „proporțional” este repetată prin acțiunea „integral”.

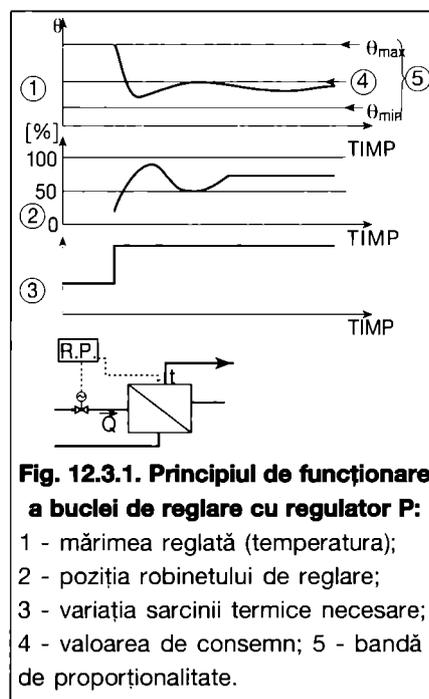


Fig. 12.3.1. Principiul de funcționare a buclei de reglare cu regulator P:

- 1 - mărimea reglată (temperatura);
- 2 - poziția robinetului de reglare;
- 3 - variația sarcinii termice necesare;
- 4 - valoarea de consemn;
- 5 - bandă de proporționalitate.

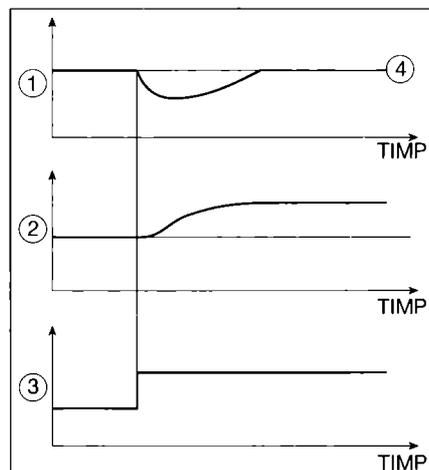


Fig. 12.3.2. Principiul de funcționare a buclei de reglare cu regulator (I):

- 1 - mărimea reglată;
- 2 - variația poziției robinetului de reglare;
- 3 - variația sarcinii termice;
- 4 - valoarea de consemn.

Constanta de timp de integrare depinde de viteza de deplasare a organului de execuție și se măsoară în minute.

În fig. 12.3.3 se prezintă modul de reglare (PI); el se poate aplica în bucle-

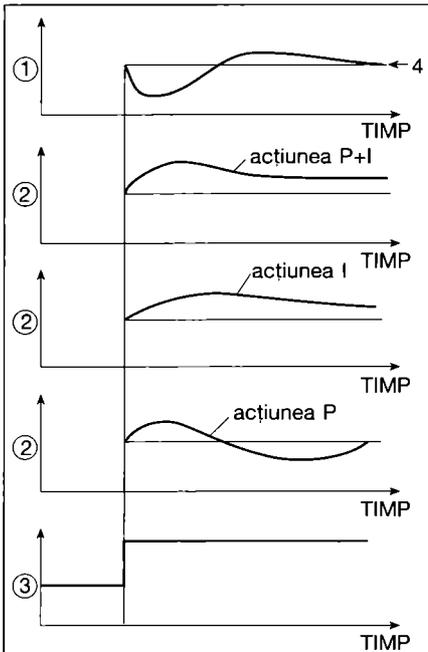


Fig. 12.3.3. Principiul de funcționare a buclei de reglare cu regulator PI:
 1 - mărimea reglată; 2 - variația poziției robinetului de reglare;
 3 - variația sarcinii termice;
 4 - valoarea de consemn.

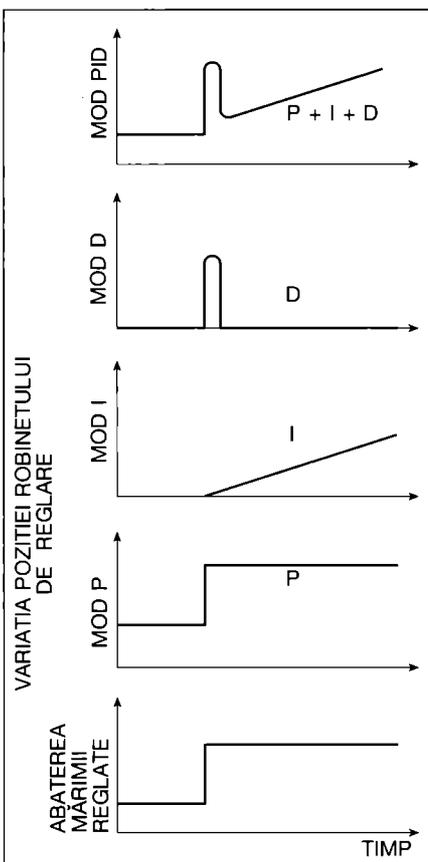


Fig. 12.3.4. Principiul de funcționare a buclei de reglare cu regulator PID.

le de reglare a temperaturii apei calde de consum preparată instantaneu și în buclele de reglare deschise cu pompe de amestec.

În cazul modului de reglare *proporțional - integral - derivativ (PID)* - figura 12.3.4, se ține seama, suplimentar față de modul (PI), de viteza cu care mărimea reglată se îndepărtează de valoarea de consemn.

Astfel:

- modul (P) corectează poziția robinetului de reglare proporțional cu valoarea abaterii față de valoarea de consemn a mărimii controlate;
- modul (I) corectează poziția robinetului de reglare cu o viteză proporțională cu valoarea abaterii;
- modul (D) corectează poziția robinetului de reglare proporțional cu viteza de variație a abaterii aducând astfel, cel mai repede posibil, mărimea reglată la valoarea sa de consemn, în urma unei perturbații importante.

Un regulator (PID) se adaptează la o buclă de reglare prin trei mărimi caracteristice:

- banda de proporționalitate (BP)
- constanta de timp de integrare (τ_i)
- constanta de timp de derivare (τ_d)

De aceste mărimi țin seama producătorii de regulatoare cunoscând procesele în care aceste componente sunt utilizate.

La punerea în funcțiune a instalațiilor și deci a buclelor de reglare, se efectuează operațiile de acordare a regulatoarelor, intervenind asupra parametrilor:

- limitarea efectelor modului integral și derivativ (τ_i - maxim și $\tau_d = 0$);
- reglarea benzii de proporționalitate (BP) la valoarea maximă permisă de regulator;
- diminuarea progresivă a BP odată cu provocarea de mici variații, în treaptă, a valorii mărimii reglate;
- se urmărește stabilirea valorii BP care provoacă instabilitatea reglării (BP_i), respectiv mărimea de ieșire este oscilantă și se stabilește constanta de timp de integrare corespunzătoare (τ_{ii}) egală cu perioada unei oscilații.

Sunt indicate următoarele valori ale parametrilor de reglare:

- în cazul regulatorului P: BP = 2BP_i
- în cazul regulatorului PI: $\begin{cases} BP = 2,3 BP_i \\ \tau_i = \tau_{ii} \\ BP = 1,7 BP_i \end{cases}$
- în cazul regulatorului PID: $\begin{cases} \tau_i = 0,75 \tau_{ii} \\ \tau_d = 0,125 \tau_{ii} \end{cases}$

Regulatoarele PID prezintă maximum de precizie a reglării, fiind indicate în instalațiile de reglare a temperaturii prin schimbătoare de căldură apă - apă, apă - aer etc.

12.4. Calculul graficelor de reglare

În scopul stabilirii regimului termic de funcționare a instalațiilor de încălzire, a punctelor termice (substațiilor) de racordare a abonaților și a surselor de producere a căldurii este necesar să se calculeze graficele de reglare a sistemului.

Graficele de reglare se definesc pentru a răspunde cerințelor instalațiilor de încălzire; pentru celelalte instalații, de ventilare-condiționare și de preparare a apei calde de consum se adaptează regimul termic de funcționare, prin soluții de reglare specifice, în baza graficului aferent procesului de încălzire.

Calculul graficelor de reglare ține seama de următoarele premise:

- coeficienții de transfer de căldură prin elementele de construcții nu prezintă modificări importante în condițiile curente, față de valorile nominale (de calcul);
- viteza vântului este constantă și egală cu cea de calcul (conform STAS 1907);
- nu se ține seama de aporturile de căldură ce provin din radiația solară, prezența utilizatorilor în spațiile încălzite și funcționarea aparatelor casnice.

Ca urmare, graficele de reglare nu pot conține, decât la nivel global și acoperitor, temperaturile fluidului purtător de căldură în funcție de temperatura exterioară și, eventual, de viteza vântului. În consecință, pentru a se corecta fluxul de căldură preluat din instalația de încălzire în vederea înscrierii în nevoile reale ale procesului, se impune aplicarea reglării locale, manual sau automat, prin robinete prevăzute la corpurile de încălzire (de exemplu, robinete termostatic).

Graficele de reglare au o structură distinctă, în funcție de soluția de racordare la rețea a instalației de încălzire.

12.4.1. Racordarea directă

Este cazul construcțiilor urbane sau industriale racordate la o rețea de distribuție de apă caldă sau de apă fierbinte, fără modificarea temperaturii agentului termic (fig. 12.4.1).

Relația de calcul a temperaturii apei din aceste instalații de încălzire este:

$$\theta_{d,r} = \theta_i \pm 0,5 \cdot \Delta T_n \cdot \frac{\Delta T}{\Delta T_n} \cdot \frac{M_n}{M} + \delta_n \left(\frac{\Delta T}{\Delta T_n} \right)^{\frac{1}{m+1}} \cdot \left(\frac{M_n}{M} \right)^{\frac{p}{m+1}} \quad [^\circ\text{C}] \quad (12.4.1)$$

în care:

- θ_i - este temperatura interioară din spațiul încălzit [°C];
- $\Delta T_n = (\theta_d - \theta_r)_n$ - căderea de temperatură nominală în cor-

purile de încălzire [K];
 $\Delta T = \theta_i - \theta_e$ - diferența dintre temperatura interioară și cea exterioară [K];

$\Delta T_n = \theta_i - \theta_{ec}$; θ_{ec} este temperatura exterioară convențională de calcul [K];

• \dot{M} , \dot{M}_n - debitul de agent termic în condiții curente și, respectiv, în condiții nominale [kg/s];

m , p - exponenții cu valori specifice corpurilor (aparatele) de încălzire (tabelul 12.4.1).

Valorile exponenților m și p pentru corpurile (aparatele) de încălzire uzuale:

Tabelul 12.4.1		
Corpul (aparatur) de încălzire	Exponentul m	p
Radiator din fontă	0,33	0,023
Convecteur	0,34	0,023
Registru de țevi (76x3,5)	0,27	0,013
Convecto radiator tip panou	0,30	0,054
Radiator de tablă	0,30	-
Radiator din aluminiu	0,30	0,023
Baterie de aer cald	0,00	0,040

➤ (pentru $v_{ap\grave{a}} > 0,4$ m/s)

În cazul reglării calitative, relația 12.4.1 se simplifică deoarece $\dot{M} = \dot{M}_n$. În fig. 12.4.1 b se prezintă informativ graficul de reglare în această ipoteză.

12.4.2. Racordarea directă, cu amestec

În acest caz, temperatura din conducta de ducere a rețelei (fig. 12.4.2) se obține cu ajutorul relației:

$$\theta_D = \theta_d + u \cdot (\theta_d - \theta_r) \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (12.4.2)$$

în care:

u - este coeficientul de amestec definit de raportul dintre debitul recirculat și debitul preluat din rețea:

$$u = \frac{\dot{M}_2}{\dot{M}_1} = \frac{\theta_D - \theta_d}{\theta_d - \theta_r} \quad (12.4.3)$$

Coeficientul de amestec u se stabilește pentru valorile cunoscute (cele nominale) ale temperaturilor agenților ce participă la procesul de amestec. În fig. 12.4.2 b se prezintă, informativ, graficul de reglare calitativă în cazul racordării directe cu amestec.

12.4.3. Racordarea indirectă

Dacă racordarea instalației interioare de încălzire la rețeaua de apă fierbinte (apă caldă) se face indirect, prin schimbătoare de căldură în contracurent (fig. 12.4.3), calculul temperaturilor apei de rețea (θ_D , θ_R) are la bază relațiile:

$$\theta_D - \theta_R = (\theta_d - \theta_r) \cdot \frac{\theta_{D,n} - \theta_{R,n}}{\theta_{d,n} - \theta_{r,n}} \text{ [K]} \quad (12.4.4)$$

$$U \cdot \delta = (\theta_d - \theta_r) \cdot \frac{U_n \cdot \delta_n}{\theta_{d,n} - \theta_{r,n}} \quad (12.4.5)$$

în care:

U - este coeficientul global de transfer termic în schimbătorul de căldură,

δ - este diferența medie logaritmică de temperatură între cele două fluide (primar și secundar). Indicele n definește valorile nominale ale temperaturii apei din circuitul primar și cel secundar.

Pentru simplificarea calculului se poate adopta o relație liniarizată a diferenței medii de temperatură:

$$\delta = 0,28 \cdot \delta_{max} + 1,1 \cdot \delta_{min} \text{ [K]} \quad (12.4.6)$$

valabilă în domeniul $9 \text{ K} < \delta < 21 \text{ K}$

Acceptând neglijarea rezistenței termice a peretelui de separare a fluidelor ce schimbă căldura, inclusiv a stratului admisibil al depunerii de piatră, coefi-

cientul global de schimb de căldură depinde numai de coeficienții convectivi h_1 și h_2 , conform relației:

$$U = \frac{\bar{h}_1 \cdot \bar{h}_2}{\bar{h}_1 + \bar{h}_2} \text{ [W/m}^2\text{-K]} \quad (12.4.7)$$

În cazul schimbătoarelor de căldură tubulare (fascicul de țevi într-o manta exterioară), coeficienții de schimb convectiv se pot determina cu relațiile simplificate:

$$\bar{h}_1 = (1346 + 14 \cdot \bar{\theta}_1) \cdot \frac{v_1^{0,8}}{d_1^{0,2}} \text{ [W/m}^2\text{-K]} \quad (12.4.8)$$

$$\bar{h}_2 = (1752 + 15,8 \cdot \bar{\theta}_2) \cdot \frac{v_2^{0,8}}{d_2^{0,2}} \text{ [W/m}^2\text{-K]} \quad (12.4.9)$$

valabile pentru domeniile:

$\bar{\theta}_1$ - temperatura medie în circuitul primar, în țevi: $60 < \bar{\theta}_1 < 110$ °C

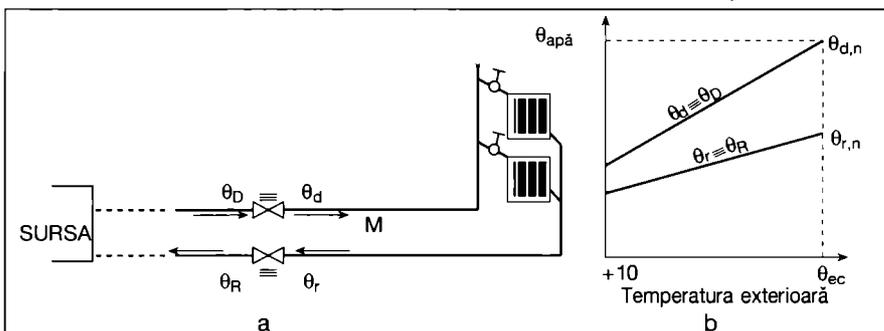


Fig. 12.4.1. Schema de principiu a racordării directe simple:
 a - schema instalației; b - graficul de reglare calitativă.

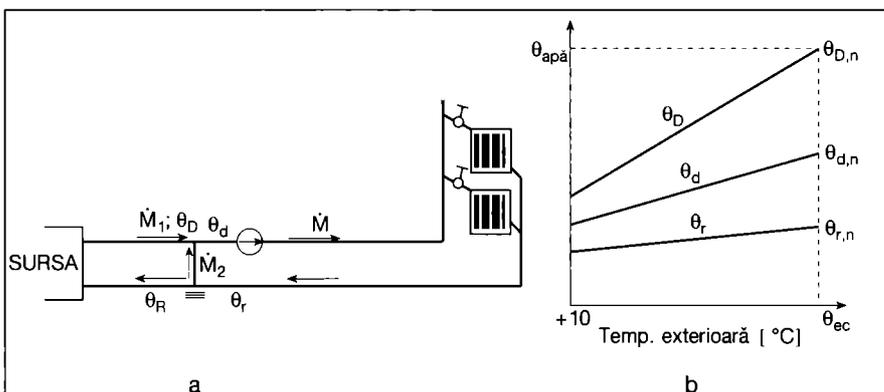


Fig. 12.4.2. Schema de principiu a racordării directe cu amestec:
 a - schema instalației; b - graficul de reglare calitativă.

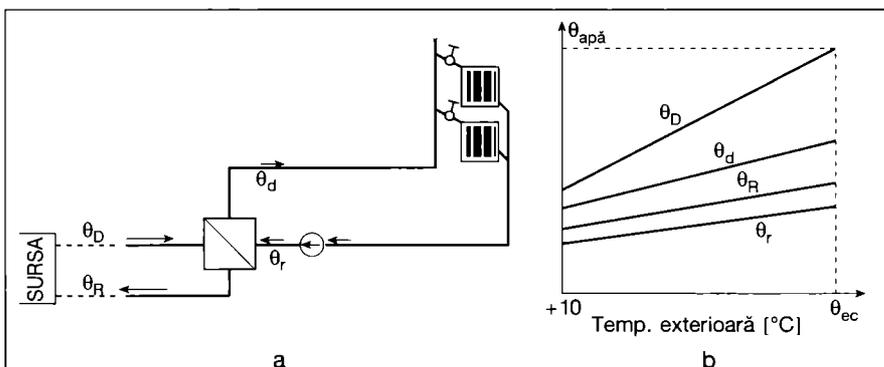


Fig. 12.4.3 - Schema de principiu a racordării indirecte:
 a - schema instalației; b - graficul de reglare calitativă.

$\bar{\theta}_2$ - temperatura medie în circuitul secundar, între țevi: $45 < \bar{\theta}_2 < 85$ °C;
 d_1 - diametrul echivalent în circuitul primar: $0,016 < d_1 < 0,03$ m;
 d_2 - diametrul echivalent în circuitul secundar: $0,03 < d_2 < 0,06$ m;
 $v_{1,2}$ - viteza agenților termici
 $0,4 < v_{1,2} < 1,2$ m/s.

În cazul schimbătoarelor de căldură cu plăci, coeficienții de schimb convectiv au relațiile de calcul (pentru graficul de reglare a racordării indirecte):

$$\bar{h}_1 = (5535 + 174 \cdot \bar{\theta}_1) \cdot \frac{v_1^{0,3}}{(2s)^{0,3}} \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right] \quad (12.4.10)$$

$$\bar{h}_2 = (4672 + 234 \cdot \bar{\theta}_2) \cdot \frac{v_2^{0,7}}{(2s)^{0,3}} \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right] \quad (12.4.11)$$

în care:

s - este distanța dintre plăci având valori de 3; 4; 6 mm.

În fig. 12.4.3 b se reprezintă, informativ, graficul de reglare în cazul racordării indirecte a instalațiilor de încălzire.

În fig. 13.2.7 se prezintă, ca exemplu, un grafic de reglare mixtă în premissa variației în trepte a temperaturii apei de rețea și a obținerii, în cazul ra-

cordării indirecte, a graficului de reglare calitativă a circuitului secundar (instalației interioare de încălzire); se pune condiția ca variația debitului de agent primar să fie limitată (debitul minim de cel puțin 40...50 % din debitul nominal).

La nivelul surselor, instalația de pompare trebuie să se adapteze la modificările de debit impuse de PUNCTELE TERMICE de racordare a consumatorilor.

Lanțul acțiunii complexe de reglare, prezentat în fig. 12.4.4, conține:

- Reglarea temperaturii apei de rețea din conducta de ducere, în funcție de temperatura medie a aerului exterior și, eventual, și de viteza medie a vântului din modulul de timp de 6 (12) ore adoptat - treapta a I-a, primară, de reglare.
- Reglarea temperaturii agentului termic secundar la PT, în funcție de temperatura exterioară momentană și, eventual, de viteza vântului (pe ramurile mai expuse ale rețelei de distribuție, în cazul reglării distincte, pe segmente specifice); apar, generate de intervenția buclor de reglare din PT, modificări ale debitului de agent termic primar în schimbătoarele de căldură - treapta a II-a, secundară, de reglare.

Dacă acțiunea de reglare se limitează la această treaptă, efectele prezintă imperfecțiuni din punctul de vedere al realizării parametrilor de climă interioară în încăperi. Se pot lua, cel mult, înformații privind temperatura interioară din unele încăperi putând modifica, după caz, curbele de reglare pe care funcționează PUNCTELE TERMICE.

- Reglarea temperaturii interioare din fiecare încăpere prin modificarea locală a debitului de agent din corpurile (aparatele) de încălzire, după decizia utilizatorilor, folosind, de exemplu, robinetele termostatiche de radiator.

Această acțiune constituie treapta a III-a, terțiară, de reglare, cea care poate răspunde, la modul optim, cerințelor procesului de încălzire: adaptarea la condiții specifice agreeate de utilizatori, elasticitate, gestiune rațională (economică) etc.

12.5. Influența vitezei vântului asupra parametrilor de furnizare a căldurii pentru încălzire

Deoarece deplasarea aerului atmosferic (vântul) în spațiul construcțiilor poate produce efecte importante în structura bilanțului schimbului de căldură din clădiri, se recomandă, mai ales la viteze mari ale vântului, să se corecteze valorile temperaturilor cuprinse în graficul de reglare întocmit inițial în funcție numai de temperatura aerului exterior; corecțiile se introduc în funcție de viteza vântului.

Între necesarul de căldură pentru va-

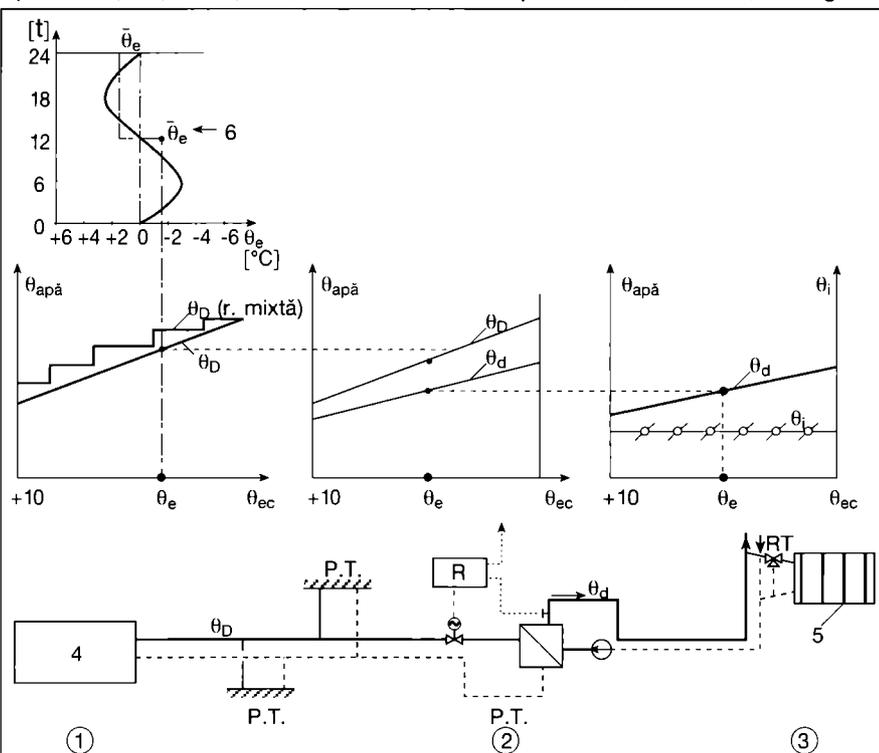


Fig. 12.4.4. Succesiunea etapelor (treptelor) de reglare în cazul sistemelor mari de alimentare cu căldură:

PT - punctul termic; R - regulator; RT - robinet termostatic de radiator;

θ_e - temperatura exterioară medie într-un modul de timp de 12 ore;

θ_i - temperatura interioară din spațiul de încălzire;

1 - treapta I (reglare primară); 2 - treapta II (reglare secundară); 3 - treapta III (reglare terțiară)

4 - sursă; 5 - clădire consumator; 6 - variația temperaturii exterioare într-o zi de iarnă.

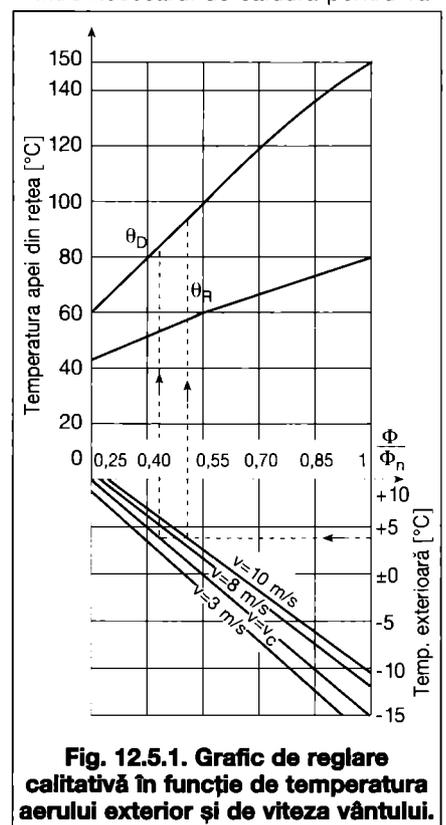


Fig. 12.5.1. Grafic de reglare calitativă în funcție de temperatura aerului exterior și de viteza vântului.

lori curente ale temperaturii exterioare și vitezei vântului și cel corespunzător condițiilor nominale (temperatura minimă de calcul θ_{ec} și viteza vântului de calcul v_c se scrie raportul:

$$\beta = \frac{\Phi_{i,n}}{\Phi_{i,n}} = \frac{C_1 \cdot (\theta_i - \theta_e) + C_2 \cdot v_c^{4/3} \cdot (\theta_i - \theta_e)}{C_1 \cdot (\theta_i - \theta_{ec}) + C_2 \cdot v_c^{4/3} \cdot (\theta_i - \theta_{ec})} \quad (12.5.1)$$

unde:

C_1 - este o constantă care depinde de pierderile de căldură nominale prin transfer în mediul înconjurător ($\Phi_{i,n}$):

$$C_1 = \Phi_{i,n} / (\theta_i - \theta_{ec}) \quad (12.5.2)$$

C_2 - este o constantă care depinde de mărimile ce influențează, în condiții normale, fluxul de căldură necesar încălzirii aerului infiltrat ($\Phi_{a,n}$)

$$C_2 = \frac{\Phi_{a,n}}{v_c^{4/3} \cdot (\theta_i - \theta_{ec})}$$

În vederea trasării graficului ajutor de corecție, atașat graficului de reglare de bază, se acordă raportului β diverse valori; la fiecare valoare a raportului se dau vitezei vântului mai multe valori din câmpul de variație posibilă a acestui parametru climatic (2; 4; 6; 8; 10; 12 m/s) și rezultă temperatura aerului exterior, conform relației:

$$\theta_e = \theta_i - \frac{\Phi_{i,n}}{C_1 + C_2 \cdot v_c^{4/3}} \quad (12.5.3)$$

Se unesc apoi punctele de coordonate β , θ_e care corespund la aceeași viteză de vânt.

În fig. 12.5.1 se prezintă, ca exemplu, un grafic de reglare calitativă, comple-

tat cu diagrama de corecție ținând seama de efectul vântului.

Întrucât există diferențe de la o clădire la alta din punctul de vedere al lungimii rosturilor, al coeficienților de infiltrație și al orientării față de direcția vântului, rezultă valori specifice pentru constantele C_1 și C_2 și deci grafice de corecție specifice fiecărui tip de clădire.

În cazul unui ansamblu de clădiri trebuie să fie aplicat un grafic de corecție acoperitor care corespunde valorii maxime preponderente a raportului dintre sarcina termică aferentă încălzirii aerului infiltrat și sarcina termică totală de încălzire. Local, în clădirile (zonele) adăpostite trebuie să se aplice corecții de temperatură și (sau) debit de agent termic în scopul evitării supraîncălzirii acestora.



II. Alimentarea cu căldură

Capitolul 13

Instalații de transformare a parametrilor



13.1. Stațiile de transformare

În cazul sistemelor mari și relativ mari de alimentare cu căldură se aplică soluții în care fluidul purtător de energie este emis de surse la parametri (presiune, temperatură) superiori celor impuși de consumatori.

Fluidul purtător de energie termică (agentul termic primar) asigurat de surse este, de regulă, apa fierbinte sau aburul de presiune medie; fluidul este transportat și distribuit la abonați unde este necesară schimbarea nivelului parametrilor până la valorile cerute de instalațiile consumatorilor (încălzire, ventilație, preparare a apei calde de consum).

Instalațiile în care au loc transformări (modificări) ale valorii parametrilor sunt cunoscute, în România, sub denumirea de PUNCTE TERMICE. În alte țări aceste instalații au diverse denumiri, de exemplu, stații, substații, posturi de racordare etc.

PUNCTELE TERMICE, sub aspectul amplasării, schemei de principiu, echipării cu utilaje și aparatură, se fundamentează pe o serie de date (informații) de bază, și anume: puterea termică pe procese, aria de valori ale parametrilor (circuit primar și circuit secundar), soluția de reglare agreată, natura agenților termici etc.

13.2. Soluții privind racordarea consumatorilor la rețelele de apă fierbinte (apă caldă)

În schemele de racordare se utilizează notațiile și semnele convenționale din tabelul 13.2.1.

13.2.1. Racordarea instalațiilor aferente clădirilor industriale

În cazul întreprinderilor industriale se prevede, de regulă, câte un PUNCT TERMIC (PT) la fiecare hală de producție (PTH). Se poate prevedea și un PT pentru întreaga incintă (PTC) în care să se realizeze măsurarea parametrilor realizați și contorizarea generală a energiei consumate.

În fiecare PTH instalația interioară de încălzire se racordează direct simplu sau, dacă este cazul, direct cu pompe de ridicare a presiunii. Într-un PTH se poate prevedea și instalația de preparare a apei calde de consum.

În fig. 13.2.1 se prezintă schema de amplasare a PT din incintele industriale.

Schemele uzuale ale PT au o rezolvare distinctă după cum agentul termic este apa fierbinte (apa caldă) sau aburul de presiune medie.

Pentru apa fierbinte (apa caldă) se

disting următoarele categorii de puncte termice având racordarea:

- directă simplă;
- directă și cu pompe de ridicare a presiunii;
- directă și cu buteli de egalizare a presiunii.

În oricare din variantele menționate

Tabel 13.2.1. NOTAȚII ȘI SEMNE CONVENȚIONALE	
F	Filtru de impurități
	Manometru
	Termometru
Rm	Robinet de reglare manual, pentru echilibrare
	Contor de căldură
	Contor de fluid
RPD	Regulator de presiune diferențială
VS	Ventil de siguranță
CS	Clapetă de reținere (de sens)
Pc 1, 2	Pompe de circulație
Pr	Pompă de recirculație
Ac	Rezervor de acumulare a apei calde de consum
S _{I, II}	Schimbătoare de căldură pentru prepararea apei calde de consum
RRA	Robinet de reglare a temperaturii apei calde de consum
RRI	Robinet de reglare a încălzirii
RD	Rezervor de descărcare
VEI	Vas de expansiune închis
Pa	Pompă de adaos
RN	Regulator de nivel
DCA	Dedurizare chimică a apei de adaos
VD	Ventil de descărcare
s _{1, 2}	Sonde (traductoare) de temperatură
RG	Regulator electronic
TP _d	Traductor de presiune diferențială
RTS	Robinet termostatic de corp de încălzire
Pm	Pompă de amestec
H	Hupă de semnalizare sonoră
RO	Robinet de ocolire
Rcd	Rezervor de condensat
Pcd	Pompă de condensat
BP	Butelie de purje
Ra	Răcitor de abur
RP	Regulator de presiune
Sp	Separator de condensat

se poate atașa instalația de preparare a apei calde de consum alimentată în paralel cu instalația de încălzire și prevăzută cu rezervor de acumulare.

13.2.1.1 PUNCT TERMIC de hală cu racordare directă simplă

Racordarea directă simplă a instalațiilor de încălzire la rețelele de apă fierbinte are ca premise:

- compatibilitatea instalației de încălzire la regimul termic și hidraulic al rețelei primare din perioada rece a anului;
- regimul „static” al rețelei primare este admis și pentru instalațiile secundare;

La realizarea racordării se au în vedere prevederea unor:

- robinete de închidere pentru izolarea instalației secundare;
- armături de reglare în scopul corectării presiunii disponibile la valoarea proprie pierderii de sarcină din instalația secundară;
- armături de protecție a instalației secundare în situațiile în care există pericolul ca presiunea maximă din conducta de ducere să devină mai mare decât presiunea maximă admisă de instalația secundară;
- regulatoare de presiune diferențială în situațiile în care se produc variații mari ale presiunii disponibile în rețeaua primară (este cazul rețelelor în care se admite, în procesul de reglare, variația debitului de agent termic primar).

În fig. 13.2.2 se prezintă schema de principiu a unui PTH în ipoteza funcționării cu debit variabil în rețeaua primară.

Această schemă se aplică în situațiile în care $(p_D - p_R) > (p_D - p_R)_n$, ceea ce exprimă că presiunea disponibilă din zona de racordare este mai mare decât presiunea disponibilă necesară nominală (corespunzătoare vehiculării debitului nominal de agent termic primar); p_D este presiunea din conducta de du-

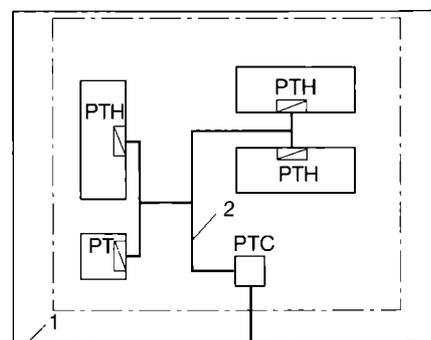


Fig. 13.2.1. Schema rețelei și a P.T. dintr-o incintă industrială:

1- rețeaua exterioară (primară) de apă fierbinte (abur);

2 - rețeaua din incintă; PTH - punct termic de hală; PTC - punct termic central; PT - punct termic aferent clădirii administrative.

cere: p_R este presiunea din conducta de întoarcere.

În cazul în care schimbătorul de căldură S pentru prepararea apei calde de consum este de tipul „cu plăci” se pune condiția ca $\theta_A = 70...75^\circ\text{C}$ (temperatura fluidului primar), în scopul evitării depunerilor importante de piatră; în acest caz se prevede o pompă de amestec P_m cu turație variabilă.

În situațiile în care se impune funcționarea sistemului cu debit constant în rețeaua primară de apă fierbinte, chiar cu riscul unor cheltuieli mai mari pentru energia electrică necesară pompării, se prevăd robinete de reglare cu trei căi pentru procesele de încălzire și de preparare a apei calde de consum.

Schema de principiu a unui PTH în ipoteza funcționării cu debit constant de apă fierbinte în rețeaua primară este prezentată în fig. 13.2.3.

Prin prevederea robinetelor de reglare cu trei căi nu se schimbă rezistența hidraulică a circuitelor de alimentare a instalațiilor racordate.

Pe fiecare circuit este prevăzut câte un robinet de reglare manual în scopul realizării echilibrării acestora și înscrierii debitului de agent în valorile nominale impuse de procese.

Aceeași precizare trebuie reținută (ca la schema din fig. 13.2.2) în legătură cu justificarea prevederii pompei de amestec P_m .

În instalația de preparare a apei calde de consum, traductorul T_m determină pornirea pompei de circulație P_c atunci când temperatura apei are o valoare minimă admisă (în zona de montare a traductorului) de exemplu, $\approx 35 - 40^\circ\text{C}$; traductorul T_M determină oprirea pompei de circulație atunci când la partea inferioară a acumulatorului Ac se atinge valoarea maximă a temperaturii apei, de exemplu, de $50...55^\circ\text{C}$.

Este necesar ca sonda de temperatură care apare în bucla de reglare a temperaturii apei calde de consum să fie cât mai aproape de punctul de ieșire a acesteia din schimbătorul S.

13.2.1.2 Punct termic de hală cu racordare directă și pompe de ridicare a presiunii

În cazul în care, din analiza graficului piezometric al rețelei primare de apă fierbinte (apă caldă), se constată că presiunea disponibilă din zona de racordare a abonaților este mai mică decât suma pierderilor de sarcină aferentă vehiculării debitului nominal (maxim) de agent se impune prevederea unor pompe de ridicare a presiunii; pompele se prevăd fie pe conducta de ducere, fie pe cea de întoarcere din PTH, soluția rezultând din analiza condițiilor ce trebuie respectate privind

evitarea vaporizării fluidului, evitarea avariilor și evitarea golirii instalațiilor de încălzire.

Atunci când există mai multe circuite, delimitate de distribuitor (Ds) și colector (Ci), este indicat să se monteze pompe de ridicare a presiunii, proprii fiecărui circuit. Debitul acestora este constant sau variabil, după cum s-a acceptat premisa funcționării într-un regim hidraulic sau altul (fig. 13.2.2 și 13.2.3).

În cazul funcționării cu debit variabil, pompele de ridicare a presiunii trebuie să fie alese corespunzător (cu turația variabilă continuă sau în trepte).

În situația în care $p_D > p_R$ (presiunea din conducta de ducere p_D este mai mare decât presiunea din conducta de întoarcere p_R) și $(p_D - p_R) \ll (p_D - p_R)_n$, deci presiunea disponibilă este nesatisfăcătoare, se recomandă prevederea

unei butelii de egalizare a presiunii și pompe de ridicare a acesteia, pe fiecare circuit de alimentare. Se obține astfel o independență a consumatorilor față de rețea, din punctul de vedere al regimului hidraulic.

În fig. 13.2.4 se prezintă schema unui PTH cu butelie de egalizare a presiunii în premisa debitului variabil de fluid. În acest caz pompa de ridicare a presiunii din instalația de preparare a apei calde de consum P_m are și rol de amestec; P_m are debitul constant, valoarea acestuia stabilindu-se, practic, la punerea în funcțiune, cu ajutorul robinetului de reglare manual R_m punând condiția ca robinetul de reglare RRA să răspundă cerinței ca $\theta_A = 70...75^\circ\text{C}$, iar temperatura apei calde de consum, la ieșirea din schimbătorul S să fie de $50...55^\circ\text{C}$. Debitul pompei de circulație

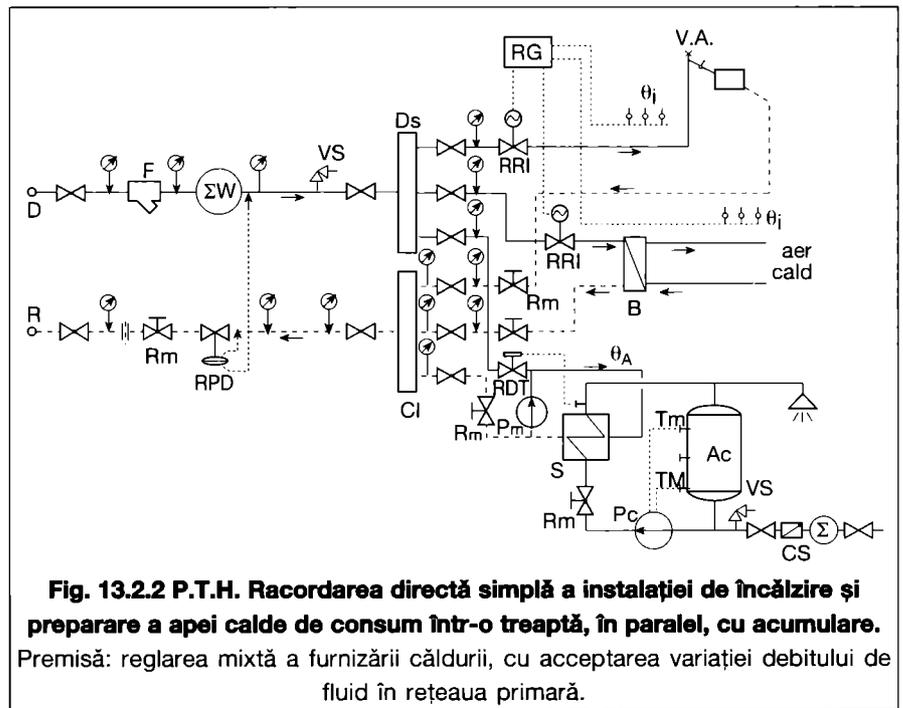


Fig. 13.2.2 P.T.H. Racordarea directă simplă a instalației de încălzire și preparare a apei calde de consum într-o treaptă, în paralel, cu acumulare. Premisă: reglarea mixtă a furnizării căldurii, cu acceptarea variației debitului de fluid în rețeaua primară.

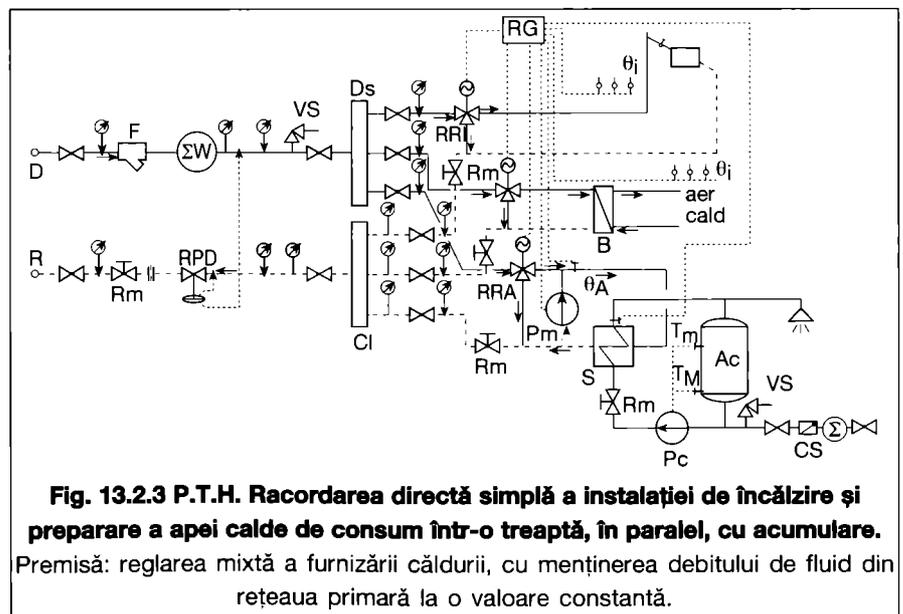


Fig. 13.2.3 P.T.H. Racordarea directă simplă a instalației de încălzire și preparare a apei calde de consum într-o treaptă, în paralel, cu acumulare. Premisă: reglarea mixtă a furnizării căldurii, cu menținerea debitului de fluid din rețeaua primară la o valoare constantă.

P_c , de asemenea, constant, se stabilește practic acționând asupra robinetului de reglare manual R_m al acestui circuit; se acordează astfel instalația de preparare având puterea termică a schimbătorului S cu cerința de a realiza pentru apa caldă de consum temperatura de $50...55\text{ }^\circ\text{C}$ (măsurată cu sonda s_1).

Dacă, în urma micșorării necesarului de căldură pentru prepararea apei calde de consum (de exemplu, generată de creșterea temperaturii apei reci) temperatura apei calde de consum crește și atinge o valoare maximă admisă ($60...65\text{ }^\circ\text{C}$) este necesar ca regulatorul RG să comande blocarea căii de acces în RRA a agentului primar, pompa P recirculând întregul debit de agent, în S , din conducta de întoarcere.

În timpul exploatarei instalației, pompa P_m poate avea același regim de funcționare ca P_{c2} , adică să se oprească la atingerea temperaturii de $50...55\text{ }^\circ\text{C}$, măsurată cu sonda T_m (în partea inferioară a acumulatorului), și să pornească la atingerea unei valori minime admise ($35...40\text{ }^\circ\text{C}$) măsurată cu sonda T_m (din zona de mijloc a acumulatorului de căldură A_c).

În circuitul primar al buteliei de egalizare a presiunii (BE) debitul de fluid poate fi acceptat cu un spor de $5...10\%$ față de debitul însumat al fluidului din circuitele secundare; în funcționarea corectă a BE nu trebuie să apară fenomenul de amestec între fluidul din conducta de ducere și cel din conductele de întoarcere; ceea ce se poate verifica prin indicațiile termometrelor montate pe aceste conducte, în apropierea de butelie. De asemenea, trebuie să se constate o diferență foarte mică de presiune între punctele care marchează, la nivelul BE, conductele de ducere și, respectiv, de întoarcere. Debitul total necesar în PTH se obține prin acționarea asupra robinetului de reglare manual (R_m) și asupra robinetului de reglare RPD a presiunii diferențiale.

13.2.2. Racordarea instalațiilor aferente clădirilor civile

Clădirile civile cuprind: locuințe, instituții de învățământ, administrative, culturale, financiare etc.

13.2.2.1 Criterii privind racordarea instalațiilor la rețelele de apă fierbinte (apă caldă)

Se delimitează două categorii de soluții de racordare a instalațiilor de încălzire aferente clădirilor urbane, și anume:

- directă, cu amestec prin pompe;
- indirectă.

Din punct de vedere economic este indicat să se adopte racordarea direc-

tă cu amestec a instalațiilor de încălzire, cu condiția ca parametrii fluidului termic primar să nu pună în pericol instalațiile de la consumator. În acest caz, nu trebuie să apară fenomenul de golire a instalațiilor de încălzire (de pătrundere a aerului) sau de vaporizare a fluidului. De asemenea, nu trebuie să apară pericolul de avariere a instalațiilor, fenomen generat de depășirea, în funcționare curentă, a presiunii maxime admise de acestea.

Racordarea indirectă a instalațiilor de încălzire apare, frecvent, ca o soluție impusă, din punct de vedere tehnic, în toate situațiile în care nu se poate respecta cel puțin una din cerințele de evitare a pericolului de golire, de vaporizare și de avariere în microsistemul de alimentare cu căldură al consumatorului.

Racordarea instalațiilor de preparare a apei calde de consum poate avea mai multe rezolvări, în funcție de numărul de trepte (etaje) de schimbătoare de căldură și de poziția acestora față de compartimentul aferent procesului de încălzire.

Apar diferențe între soluțiile de racordare, după cum prepararea apei calde de consum se face instantaneu (cu schimbătoare de căldură de tipul „în contracurent”) sau semiinstantaneu (cu schimbătoare de căldură și rezervoare de acumulare, fără serpentină).

Astfel, pentru prepararea apei calde de consum, se pot utiliza următoarele soluții:

- o treaptă de schimbătoare, în serie cu sistemul de încălzire (după acesta) cu injecție și acumulare;
- două trepte de schimbătoare, în paralel cu sistemul de încălzire, cu acumulare (preparare semiinstantanee) sau fără acumulare (preparare instantanee);
- o treaptă de schimbătoare, în serie (prima treaptă) și în paralel (a doua treaptă) cu sistemul de încălzire, cu acumulare sau fără acumulare;
- două trepte de schimbătoare, ambele în serie cu sistemul de încălzire (înain-

te și după acesta), fără acumulare.

În principiu, orice soluție de preparare a apei calde de consum se poate combina cu orice soluție de racordare a instalațiilor de încălzire la rețelele de apă fierbinte sau de apă caldă.

Soluția optimă de racordare a instalației de încălzire și de preparare a apei calde de consum rezultă în urma unei analize tehnicoeconomice în care intervin:

- investițiile și cheltuielile de exploatare;
- mărimea și variația debitelor de fluid;
- nivelul (valorile) temperaturii din conducta de întoarcere a rețelei; acest parametru este foarte important în determinarea indicilor tehnico - economici ai centralelor cu ciclu de cogenerare.

13.2.2.2 Racordarea directă cu amestec prin pompe a instalațiilor de încălzire și prepararea apei calde de consum într-o treaptă, în paralel cu sistemul de încălzire

Schema de principiu a unui PT urban în care racordarea instalațiilor de încălzire se face direct cu amestec, prin pompe, la rețeaua de apă fierbinte sau de apă caldă, este prezentată în fig. 13.2.5.

Pompele de amestec se pot monta pe conducta de ducere sau pe conducta de întoarcere; soluția de amplasare rezultă din analiza graficului piezometric evitându-se, în orice regim hidraulic de funcționare, pericolul de pătrundere a aerului în instalație, de avariere a acesteia și de vaporizare a fluidului.

Pompele de amestec aferente instalației de încălzire au debitul constant. Temperatura din conducta de ducere la instalația interioară este controlată de sonda s_1 , valoarea ei corelându-se cu temperatura aerului exterior prin modificarea raportului de amestec între cele două fluide (cel primar și cel recirculat) cu ajutorul robinetului de reglare RRI, comandat de regulatorul RG .

Soluția de reglare, în varianta debitu-

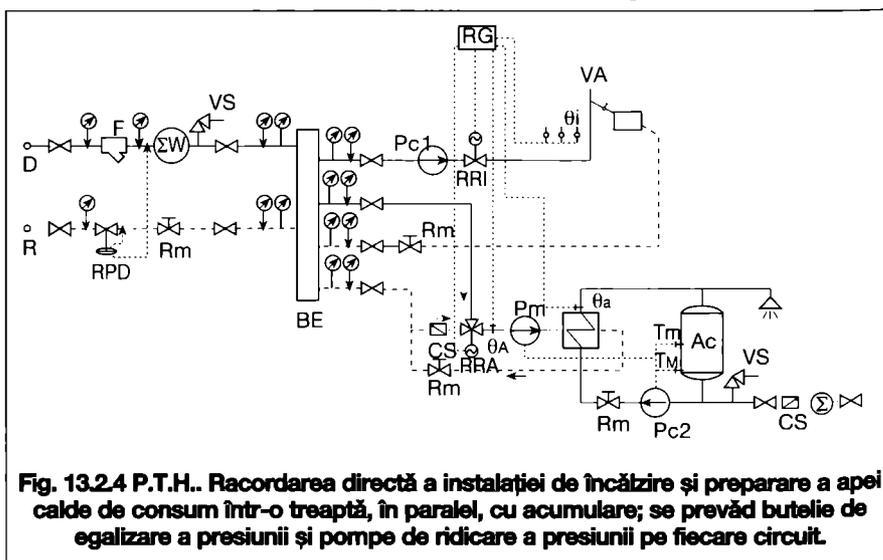


Fig. 13.2.4 P.T.H.. Racordarea directă a instalației de încălzire și prepararea apei calde de consum într-o treaptă, în paralel, cu acumulare; se prevăd butelie de egalizare a presiunii și pompe de ridicare a presiunii pe fiecare circuit.

lui constant de agent, prezintă avantajul unui regim hidraulic stabil dar și dezavantajul recirculării unui debit de fluid nerăcit, cu consecința ridicării temperaturii din conducta generală de întoarcere a rețelei primare (ceea ce diminuează eficiența ciclurilor termodinamice din centralele de cogenerare). Pentru a limita aceste efecte este indicat ca temperatura fluidului, asigurată de producător (gestionarul sursei), să se situeze cât mai aproape de valorile indicate în graficul de reglare.

Pentru oprirea funcționării instalației de încălzire se acționează, în sensul

închiderii, asupra robinetului de pe conducta de ducere a ramurii respective, fie manual, fie automat (programat) prin regulatorul electronic RG.

În varianta funcționării cu debit variabil de agent termic primar, robinetul de reglare a procesului de încălzire RRI este de tipul cu două căi făcând posibilă obținerea de economii importante de energie electrică pentru pomparea apei de rețea. Se impune însă condiția ca instalațiile de pompare din sursă, inclusiv echipamentul de producere a căldurii, să fie concepute și realizate astfel încât să se adapteze la acest regim, cu

limitele raționale ale domeniului în care poate varia debitul de agent primar.

Schema PT se poate adopta dacă în aceeași clădire apare justificată o reglare distinctă, astfel încât să existe mai multe ramuri din distribuitor - colector, fiecare cu reglarea proprie.

Prepararea apei calde de consum se face semiinstantaneu, cu schimbătorul de căldură S și acumulatorul Ac; pompa de circulație Pc se oprește când la partea inferioară a Ac se atinge temperatura maximă (50..55 °C) a apei calde de consum (măsurată cu traductorul Tm) și pornește când temperatura se situează sub valoarea minimă admisă (35..40 °C), măsurată cu traductorul Tm).

Recircularea apei calde de consum se realizează cu pompa Pr.

Pentru reglarea temperaturii apei calde de consum (măsurată cu sonda s2) se prevede robinetul de reglare RRA cu trei căi, comandat de regulatorul RG. În varianta funcționării cu debit variabil, robinetul de reglare RRA este cu două căi.

În cazul în care schimbătorul de căldură S este de tipul „cu plăci” și se pune condiția limitării temperaturii $\theta_A \leq 70..75 \text{ }^\circ\text{C}$ se prevede o pompă de amestec Pm între conducta de ducere și cea de întoarcere a circuitului primar. Această pompă este indicat să aibă turația variabilă, comandată de regulatorul RG, condiția fiind ca θ_A să aibă, constant, valoarea impusă.

Robinetele de reglare cu acționare manuală Rm sunt prevăzute pentru echilibrarea circuitelor și pentru acordarea instalației, astfel încât să se vehiculeze debitele nominale de agent necesare pe fiecare circuit.

În scopul asigurării instalațiilor racordate față de pericolul de avarie generat de posibila depășire a presiunii maxime admise se prevăd ventile (supape) de siguranță (VS); acestea protejează instalațiile, în special, în cazul anulării circulației prin manevre greșit executate în rețea sau în PT.

13.2.2.3 Racordarea directă cu amestec prin pompe a instalațiilor de încălzire și preparare a apei calde de consum într-o treaptă, în serie cu sistemul de încălzire, cu injecție și acumulare

Schema de principiu privind soluția de racordare directă, cu amestec prin pompe, a instalației de încălzire la rețelele de apă fierbinte în care nivelul temperaturii din conducta de întoarcere a circuitului primar este relativ ridicat (60..75 °C), o lungă perioadă din sezonul rece este prezentată în fig. 13.2.6. Această particularitate permite prepararea apei calde de consum

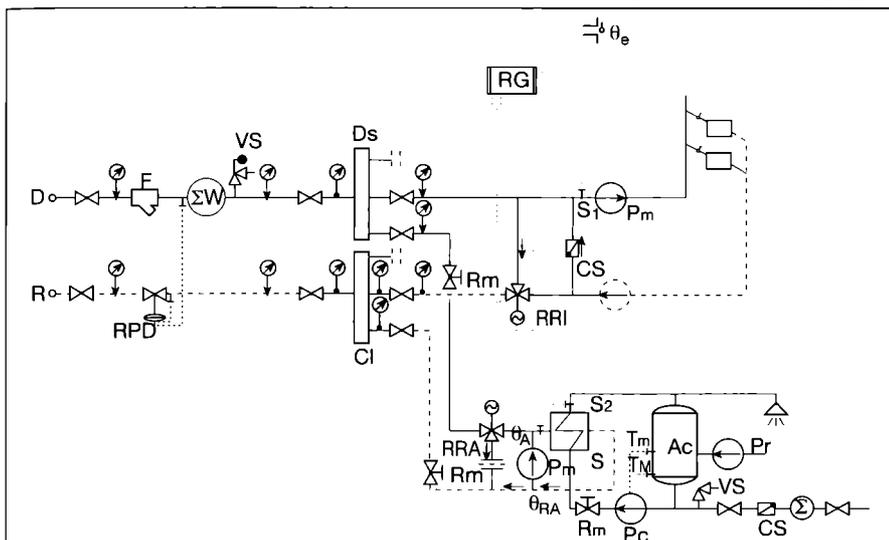


Fig. 13.2.5. PT urban-racordarea directă cu amestec prin pompe a instalației de încălzire și preparare a apei calde de consum într-o treaptă, în paralel, cu acumulare.

Premisă: reglarea mixtă a furnizării căldurii cu menținerea debitului de agent primar la o valoare constantă.

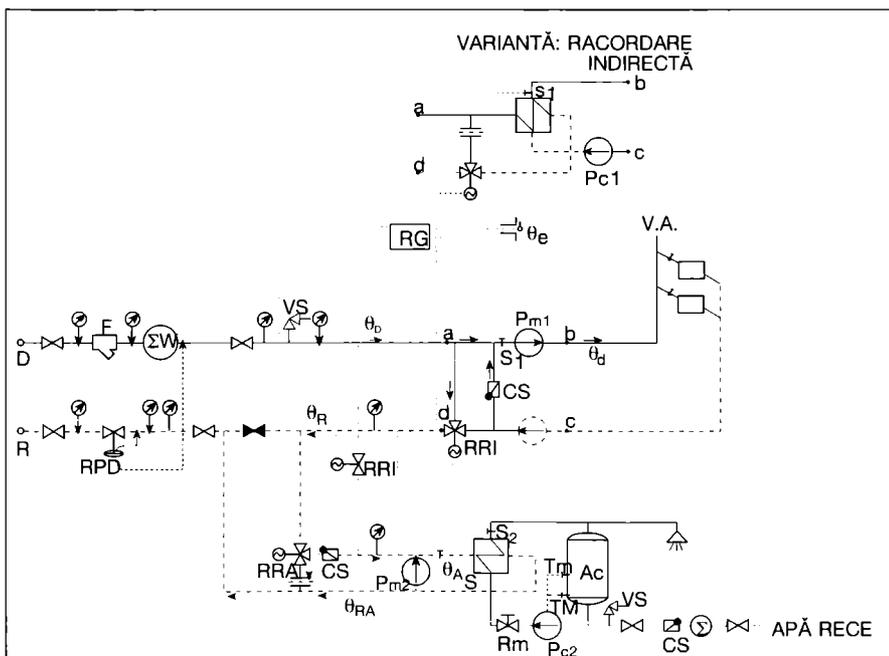


Fig. 13.2.6. PT urban-racordarea directă cu amestec prin pompe a instalației de încălzire și preparare a apei calde de consum într-o treaptă, în serie cu sistemul de încălzire, cu injecție și acumulare.

într-o treaptă de schimbătoare de căldură, înseriată cu compartimentul de încălzire, cu posibilitatea ridicării temperaturii fluidului din conducta de întoarcere, până la valoarea cerută de procesul de preparare, cu ajutorul unei cantități de fluid primar, direct din conducta de ducere. Se folosește, astfel, un debit „de injecție” în conducta de intrare aferentă circuitului primar al schimbătorului de preparare a apei calde de consum.

Funcționarea compartimentului de încălzire din PT este identică cu cea descrisă la § 13.2.2.2. Alături de soluția cu racordare directă cu amestec, este prezentată și varianta de racordare indirectă a instalației de încălzire (cu schimbătoare de căldură).

În echiparea schemei PT cu elemente de reglare s-a avut în vedere varianta funcționării cu debit constant de fluid primar prevăzându-se robinetul de reglare RRI cu trei căi. Este de reținut precizarea că debitul de fluid primar crește peste valoarea nominală aferentă procesului de încălzire în regimurile termice în care temperatura din conducta de întoarcere a circuitului primar, aferent procesului de încălzire, este sub valoarea cerută de prepararea apei calde de consum (70 °C) sau când temperatura din conducta de ducere atinge valoarea minimă admisă (70 °C). Debitul „de injecție” generat de aceste regimuri poate fi diminuat (mergând chiar până la anulare) dacă se acceptă o diminuare a fluxului de căldură pentru prepararea apei calde de consum, debitul de injecție scade când livrarea agentului primar de către sursă se face după un grafic de reglare mixtă (fig. 13.2.7), în care temperatura din conducta de ducere are valori mai mari decât cele din graficul calitativ, cu efectul direct de scădere a debitului de agent primar necesar procesului de încălzire, în favoarea procesului de preparare a apei calde de consum.

În situația în care se impune funcționarea cu debit variabil de agent în rețeaua primară, robinetul de reglare RRI este „cu două căi”. În acest caz debitul de agent primar necesar preparării apei calde de consum, peste cel ce se poate obține din conducta de întoarcere a compartimentului de încălzire, se preia prin conducta de injecție prevăzută cu robinetul de reglare RRI.

Instalația de preparare a apei calde de consum, alimentată după sistemul de încălzire, are patru regimuri de funcționare, din care trei regimuri în sezonul de iarnă și un regim în sezonul de vară (fig. 13.2.8).

Regimul de funcționare I,

în care $\theta_R = 70...80$ °C.

Robinetul de reglare RRI funcționează

ză pentru a realiza θ_d în funcție de θ_e . Robinetul de reglare RRA funcționează pentru a se realiza temperatura dorită a apei calde de consum de 50...55 °C, măsurată cu sonda s₂. Robinetul de reglare RRI nu funcționează. Pompa de amestec P_{m2}, cu turația variabilă, funcționează pentru a răspunde la cerința ca $\theta_A = 70...75$ °C (în cazul utilizării schimbătoarelor de căldură cu plăci).

Regimul de funcționare II,
în care $\theta_R = 50...70$ °C și $\theta_D = 75...120$ °C

Robinetul de reglare RRI funcționează pentru a realiza θ_d în funcție de θ_e . Robinetul RRI și RRA funcționează pentru a realiza condiția ca temperatura apei calde de consum să fie de 50...55 °C. Este necesar ca robinetul RRI să se deschidă atunci când temperatura acestuia, măsurată cu sonda s₂, este cu 2...3 °C mai mică decât valoarea minimă de consum (50 °C).

Pompa de amestec P_{m2} funcționează pentru a se răspunde la cerința ca $\theta_A = 70...75$ °C

Regimul de funcționare III,
în care $\theta_R = 40...50$ °C și $\theta_D = 70...75$ °C

Robinetul de reglare RRI funcționează pentru a se realiza corelarea dintre temperatura θ_d și temperatura exterioară θ_e .

Robinetul de reglare RRA este închis pe calea ce alimentează schimbătorul de căldură pentru apa caldă de consum (nu mai are rol de reglare). Robinetul de reglare RRI funcționează pentru a se obține temperatura de 50...55 °C a apei calde de consum. În acest regim, ca urmare a intervenției robinetului RRI, debitul de agent în PT nu este constant; este posibil ca la scăderea necesarului de căldură pentru încălzire, cu atât mai mult la anularea acestuia (de exemplu, în timpul zilei, primăvara și toamna), să nu fie nevoie de funcționarea robinetului de reglare RRI deoarece robinetul RRI poate conduce, direct în retur, o cantitate suficientă de agent nerăcit, iar robinetul RRA intervine pentru controlul temperaturii apei calde de consum.

La observația generală, în cazul prevederii unui robinet de reglare RRI „cu două căi” pentru procesul de încălzire, debitul de fluid în PT este variabil, determinat strict de acest proces, atât timp cât nu este nevoie de intervenția robinetului de reglare RRI (în regimul I de funcționare). În regimul II, robinetul RRI are rolul de a permite preluarea unui debit variabil pentru apa caldă de consum, care se adaugă la cota parte din debitul asigurat de RRI, necesar preparării acesteia.

În regimul III cele două procese, încălzire și preparare apă caldă de consum, au debite de fluid proprii, funcționând în general în paralel. La limită, debitul aferent încălzirii se poate anula (primăvara

și toamna, în timpul zilei).

Pompa de amestec P_m funcționează pentru a asigura ca $\theta_A = 70...75$ °C, în ipoteza în care θ_D atinge, eventual, valori mai mari de 75 °C.

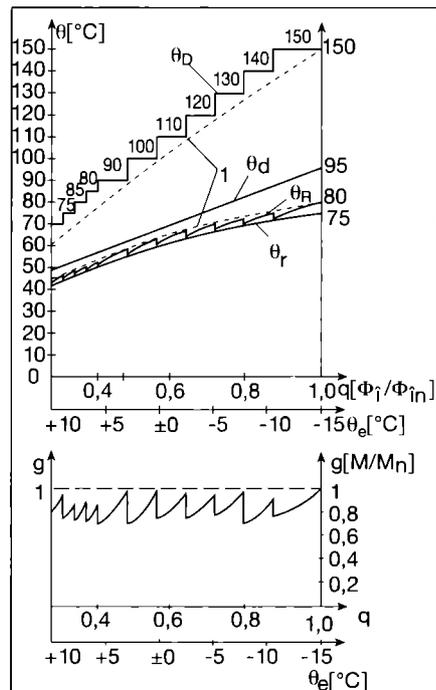


Fig. 13.2.7. Grafic de reglare mixtă (informativ) în cazul racordării indirecte a instalației de încălzire (fig. 12.4.3):

- 1 - reglare calitativă;
- θ_D - temperatura apei în conducta de ducere [°C];
- θ_R - idem, în conducta de întoarcere (racordare indirectă) [°C];
- θ_d - temperatura apei din rețeaua secundară, pe conducta de ducere [°C];
- θ_r - idem, în conducta de întoarcere [°C].

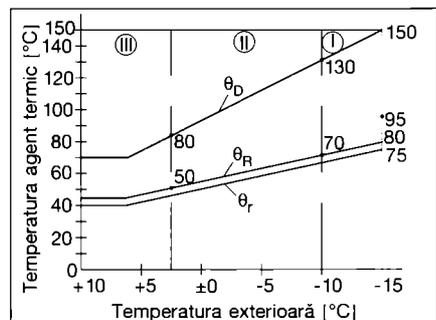


Fig. 13.2.8. Regimurile termice de funcționare (I, II, III) a instalației de preparare a apei calde de consum alimentate în serie, după instalația de încălzire:

- θ_D - temperatura apei de rețea în conducta de ducere [°C];
- θ_R - temperatura apei de rețea în conducta de întoarcere, în cazul racordării indirecte [°C];
- θ_r - temperatura apei din conducta de întoarcere a instalației de încălzire, implicit din rețea în cazul racordării directe, cu amestec [°C].

Regimul de funcționare IV (de vară), în care $\theta_D = 70^\circ\text{C}$

În acest regim, robinetele RRI și RRA nu funcționează. Robinetul RRI funcționează pentru a se obține pentru apa caldă de consum temperatura de 50...55 °C.

Pompa de amestec P_m nu funcționează; ea poate fi programată să funcționeze și în situațiile în care consumul de apă este foarte mic, în scopul evitării depunerilor pe circuitul primar; de asemenea, pe circuitul secundar este indicat să existe un debit minim de recirculație, pentru a se evita depunerile. Aceste precizări sunt valabile pentru toate regimurile de funcționare prezentate mai sus.

13.2.2.4 Racordarea indirectă a instalațiilor de încălzire și preparare a apei calde de consum în două trepte serie - paralel

Schema de principiu a PT cu racordarea indirectă a instalațiilor de încălzire și preparare a apei calde de consum în două trepte de schimbătoare de căldură este prezentată în fig. 13.2.9. Prima treaptă este înseriată cu sistemul de încălzire, iar a doua treaptă este alimentată în paralel cu acesta. Soluția de echipare cu aparatura de reglare are ca premisă funcționarea cu debit variabil în circuitul primar al schimbătoarelor de căldură dar constant în PT (rețeaua exterioară). În cazul funcționării cu debit variabil de agent termic în PT (rețeaua exterioară) robinetele de reglare RRI și RRA sunt cu „două căi”. Este posibil să apară necesitatea ca robinetul de reglare RRA să fie prevăzut tot cu trei căi, ceea ce prezintă avantajul menținerii unui debit de agent în rețea în

cazul în care debitul de agent pentru încălzire s-ar anula (robinetul de trecere R_2 este deschis, iar robinetul de trecere R_1 este închis), chiar în lipsa consumului de căldură pentru prepararea apei calde de consum.

În regimul de vară, robinetul de trecere R_2 este închis iar robinetul de trecere R_1 este deschis.

În procesul de reglare a încălzirii, robinetul de reglare RRI este acționat de regulatorul electronic RG pentru a se obține valoarea temperaturii din conducta de ducere a instalației interioare θ_g , măsurată cu sonda s_1 în funcție de temperatura exterioară, conform graficului de reglare. Robinetul RRI primește comanda de închidere a alimentării schimbătorului de căldură pentru încălzire în cazul în care sonda de protecție s_2 indică depășirea temperaturii nominale pe conducta de ducere a instalației de încălzire (θ_g), de exemplu, 97 °C, dacă valoarea nominală este 95 °C.

Procesul de încălzire poate fi reglat suplimentar, într-o rezolvare avansată, în care corpurile de încălzire din încăperile clădirilor sunt prevăzute cu robinete termostactice, implicând fie debit constant, fie debit variabil, în rețeaua secundară de distribuție, situație în care apare benefică prevederea pompei de circulație P_{c1} cu turație variabilă sau cu funcționare secvențială, în trepte, a acestora.

Reglarea instalației de preparare a apei calde de consum urmărește realizarea valorii de consenm a temperaturii de 50...55 °C (măsurată cu sonda s_3) și a acumulării acesteia în recipientul Ac. În acest caz, robinetul de reglare RRA modifică debitul de agent primar în schimbătorul din treapta a II-a (SII),

iar pompa P_{c2} asigură circulația apei de consum între Ac și schimbătoarele de preparare. Pompa P_{c2} intră în funcțiune când temperatura indicată de traductorul T_m a atins o valoare sub limita minimă admisă (de exemplu, 35...40 °C). De asemenea, pompa este oprită când temperatura apei calde a atins valoarea indicată de traductorul T_M (de exemplu, 50...55 °C)

Pentru evitarea accidentelor, în cazul în care se produce depășirea temperaturii maxime admise a apei calde de consum (65 °C) sau a apei calde din instalația de încălzire (de exemplu, 95 °C), ca urmare a defectării robinetelor de reglare RRA și RRI, se prevede robinetul de descărcare (ocolire) RO montat pe o conductă de legătură între conducta principală de ducere și cea de întoarcere (fig. 13.2.11); acest robinet se deschide când se ating, la sondele de securitate s_2 și s_4 , valorile maxime (limita de pericol).

În ceea ce privește siguranța funcționării instalațiilor interioare de încălzire cu apă caldă se pot aplica următoarele soluții, similare cu cele prezentate în cap.5.3 - Centrale termice cu apă caldă:

- vas de expansiune deschis, montat la cota maximă din ansamblul urban alimentat prin PT; soluția se poate aplica în situațiile în care temperatura nominală a apei calde este sub 100 °C (95; 90; 80 °C) și se pot respecta condițiile de amplasare;
- vas de expansiune închis și rezervor de descărcare, cu supape de siguranță; toate componentele se amplasează în PT; se aplică indiferent de temperatura conductei de ducere, sub 115 °C (110; 105; 95; 90 °C) - fig. 13.2.10.
- vas de expansiune deschis, cu pompă de asigurare a presiunii și ventil de descărcare (fig. 13.2.9.).

Procesul de asigurare se realizează astfel:

- odată cu creșterea temperaturii apei calde din sistemul de încălzire, se produce dilatarea acesteia, realizându-se și creșterea presiunii, sesizată de traductorul unui ventil de descărcare (VD). În momentul în care presiunea depășește valoarea pentru care este reglat VD, acesta se deschide și lasă să treacă fluid în rezervorul de descărcare (RD) până când presiunea atinge valoarea maximă fixată de proiectant;
- odată cu scăderea temperaturii apei calde, ca urmare a diminuării nevoilor de căldură sau la oprirea funcționării instalației de încălzire, presiunea scade datorită scăderii volumului apei. În momentul în care presiunea atinge valoarea minimă admisă, este pusă în funcțiune pompa de adaos (Pa) care funcționează până când presiunea din zona de injecție atinge valoarea maximă.

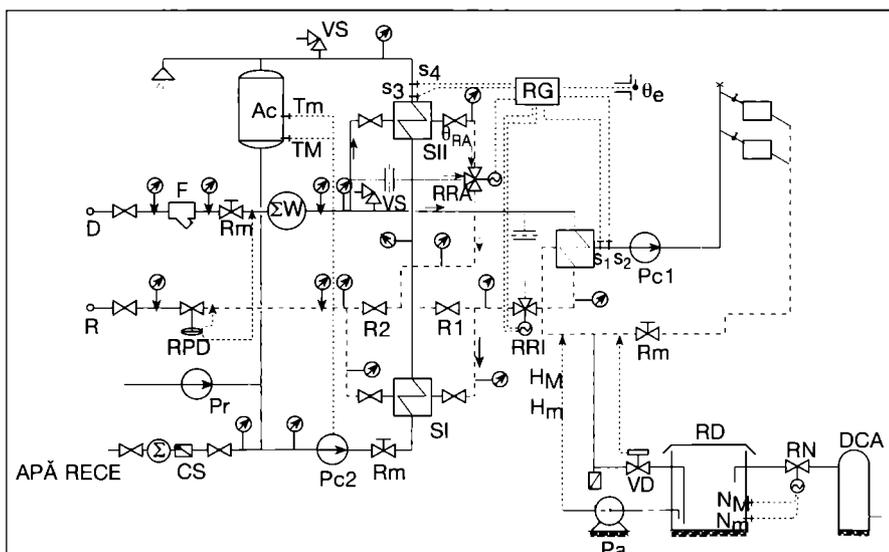


Fig. 13.2.9. PT urban-racordarea indirectă a instalației de încălzire și preparare a apei calde de consum în două trepte, serie-paralel, cu acumulare.

Premisă: reglarea mixtă a furnizării căldurii și menținerea debitului de fluid primar în PT la o valoare constantă.

În situația defectării ventilului de descărcare sau a pompei de adaos presiunea poate să crească până la valori periculoase; de aceea se recomandă prevederea unui traductor de presiune de securitate care declanșează alarma sonoră și închiderea robinetului de reglare RRI în scopul anulării debitului de agent primar.

În scopul compensării pierderilor de fluid, se prevede o instalație de dedurizare a apei (de completare) DCA și un regulator de nivel RN, conținând un robinet care se deschide la nivelul minim N_m admis în RD și se închide la nivelul maxim N_m .

13.2.2.5 Racordarea indirectă a instalațiilor de încălzire și preparare a apei calde în două trepte - serie

Schema tehnologică în cazul racordării indirecte a instalației de încălzire la rețelele de apă fierbinte cu prepararea apei calde de consum în două trepte în serie cu sistemul de încălzire, este prezentată în fig. 13.2.10. Treapta I de preparare este amplasată după schimbătoarele de căldură pentru încălzire iar treapta II este amplasată înaintea acestora.

Din punct de vedere al acțiunii de reglare a furnizării căldurii, soluția conduce la rezultate bune în cazul funcționării cu debit constant de agent primar în PT; în acest sens, este necesar echiparea instalației din PT cu robinete de reglare cu trei căi. Astfel, pentru procesul de încălzire se prevede robinetul de reglare RRI care face oficiul, comandat de regulatorul RG, de modificare a debitului în schimbătorul de căldură S, pentru obținerea corelării între temperatura din conducta de ducere a circuitului secundar măsurată cu sonda s_1 și temperatura exterioară.

În ipoteza utilizării RRI cu două căi, în scopul menținerii în funcțiune a instalației de preparare a apei calde de

consum, atunci când debitul de fluid aferent încălzirii s-ar diminua foarte mult sau chiar s-ar anula (de exemplu, în zilele relativ călduroase, primăvara și toamna) este necesar să se prevadă deschiderea automată a robinetului Rv de pe conducta care leagă cele două trepte de preparare în perioada de vârf.

În scopul reducerii consumului de energie electrică pentru pomparea fluidului secundar, corelat cu prevederea de robinete termostactice la corpurile de încălzire din clădiri, se recomandă ca pompele de circulație P_{c1} din circuitul secundar să fie de tipul cu turație variabilă. Este, de asemenea, indicat să se pună condiția de a se menține o presiune disponibilă constantă la intrarea în clădiri din ansamblu.

În ceea ce privește asigurarea instalației de încălzire, în fig. 13.2.10 este prezentată soluția cu vas de expansiune închis, rezervor de descărcare și ventile de siguranță. În acest compartiment, traductorul de presiune, montat pe VEI, comandă pornirea pompei de adaos la presiunea minimă și oprirea acesteia la presiunea maximă. Atunci când presiunea depășește cu 0,1...0,2 bar valoarea maximă (de oprire a pompei de adaos) se deschide ventilul de siguranță V6 pentru preluarea creșterii volumului de apă în RD cauzată de creșterea temperaturii acesteia până când presiunea scade cu puțin sub valoarea maximă din VEI.

În cazul în care temperatura din conducta de ducere a circuitului secundar depășește cu 1...2 °C temperatura nominală, traductorul de temperatură s_2 (de securitate) va genera închiderea robinetului de reglare RRI, anulând debitul de agent primar în schimbătorul de căldură; simultan se va anclanșa și un semnal acustic.

Pentru compensarea pierderilor de fluid, în instalație se prevede, de asemenea, o stație de dedurizare DCA a

cărei funcționare a fost arătată în § 13.2.2.4.

La dimensionarea componentelor instalației de asigurare se ține seama de prevederile cuprinse în STAS 11132.

Treapta II de preparare a apei calde sanitare este prevăzută cu o buclă de reglare care are rolul de menținere, în limite apropiate, a temperaturii la ieșirea din schimbătorul de căldură (în jurul valorii dorite, de 50...55 °C), prin modificarea debitului de fluid primar. Ca organ de execuție, în bucla de reglare se prevede robinetul RRA cu trei căi. În principiu, robinetul RRA cu trei căi poate fi înlocuit cu două robinete cu două căi din care un robinet normal închis este montat pe conducta de alimentare a schimbătorului, iar al doilea, normal deschis, este montat pe conducta de ocolire a schimbătorului de căldură treapta II. Cele două robinete funcționează în mod compensator, comandate de RG în funcție de evoluția temperaturii apei calde de consum (sonda s_3). La depășirea temperaturii maxime admise (de exemplu, 60...62 °C) sonda de securitate s_4 comandă închiderea robinetului RRA pe calea de alimentare cu agent primar și semnalizarea acustică.

13.2.2.6 Substații de ansamblu urban și puncte termice la consumatori

În sistemele relativ mici de alimentare cu căldură, poate apărea necesitatea realizării unor instalații intermediare de transformare a parametrilor agentului termic, înainte de racordarea efectivă la rețelele termice ale consumatorilor. Într-un decu, în această soluție, trei trepte de valori ale temperaturii agenților termici și anume: prima treaptă o constituie temperatura apei θ_D din rețeaua primară (conducta de ducere), cu valori posibile nominale de 150, 130 sau 120 °C, adoptate în multe sisteme mari de producere a căldurii (CET, CT de apă fierbinte); a doua treaptă o constituie temperatura θ_D din conducta de ducere a rețelei secundare, cu valori nominale uzuale, recomandate: 110, 105 sau 100 °C; a treia treaptă o constituie temperatura θ_D din conducta de ducere a instalațiilor interioare cu valori nominale uzuale, de 95, 90, 80 °C.

Soluția în care prima transformare a parametrilor se obține într-o SUBSTAȚIE de ansamblu urban, utilizând schimbătoare de căldură iar a doua transformare se realizează în PUNCTE TERMICE amplasate la consumatori la fiecare bloc (clădire) sau la fiecare scară de bloc este prezentată în fig. 13.2.11.

Prin prevederea substațiilor de ansamblu se obține o protecție a consumatorilor față de efectele, relativ ample, pe care le pot genera parametrii ridicați

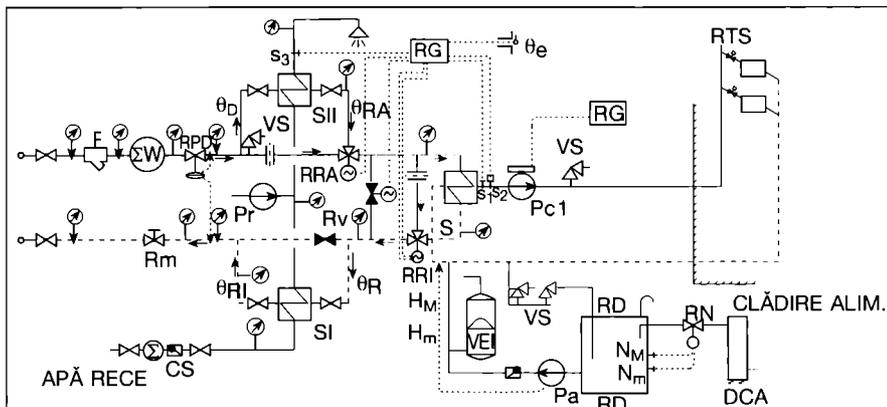


Fig. 13.2.10. PT urban-racordarea indirectă a instalației de încălzire și preparare a apei calde de consum în două trepte serie:

Premisă: reglarea mixtă a furnizării căldurii și menținerea debitului de fluid primar în PT la o valoare constantă.

ai rețelei de apă fierbinte. De asemenea, se pot fructifica avantajele racordării instalațiilor interioare de încălzire în mod direct cu amestec, avantaje concretizate prin economii de investiții și de cheltuieli anuale în comparație cu racordarea indirectă a acestora.

În schema din fig. 13.2.11 s-a considerat că prepararea apei calde de consum se realizează instantaneu (fără acumulare), într-o instalație alimentată în paralel cu cea de încălzire. Evident, în cazuri justificabile, se poate prevedea și acumularea de apă caldă de consum.

Partea de reglare automată este rezolvată în premisa menținerii constante a debitului în rețeaua secundară; dacă robinetele de reglare din PT se prevăd cu două căi, atunci, în rețeaua secundară, funcționarea are loc cu debit variabil, ceea ce impune adaptarea pompelor de circulație Pc, din substația SS, la un astfel de regim.

În PT se pot prevedea butelii de egalizare a presiunii în loc de distribuitor (D) și colector (C) pentru circuitele (ramurile) rețelei de distribuție, condiția fiind ca pe fiecare din aceste circuite să se prevadă pompe proprii de amestec și, implicit, de ridicare a presiunii, în scopul acoperirii pierderilor de sarcină. S-ar obține, astfel, avantajul degrevării pompelor de circulație din SS de pierderile de sarcină aferente PT și al independenței funcționale a diverselor circuite alimentate din PT.

Buclele de reglare din PT sunt identice cu cele cuprinse în schema din fig. 13.2.5.

În SS este prevăzut controlul tempe-

raturii θ_D din conducta de ducere a rețelei dintre SS și punctul termic, corelat cu temperatura exterioară; debitul de agent primar este modificat prin acționarea robinetului de reglare RR, cu două căi, comandat de regulatorul RG. Deoarece în PT se prepară apa caldă de consum (la temperatura de 50 ... 55 °C) se pune condiția ca $\theta_D \geq 70$ °C.

Asigurarea instalației se realizează în SS utilizând varianta prezentată în fig. 13.2.9 (fără vas de expansiune închis) sau varianta prezentată în fig. 13.2.10 (cu vas de expansiune închis).

În scopul prevenirii încălzirii excesive a fluidului secundar se prevede sonda de securitate s₂ care va determina, prin RG, închiderea robinetului de reglare RR când temperatura θ_D depășește cu 2...3 °C valoarea nominală; în același timp se anclanșează și un semnal acustic.

În cazul în care este posibilă depășirea presiunii maxime admise pe circuitul primar al SS se prevăd ventile (supape) de siguranță VS pe conducta de ducere.

Dacă se impune menținerea circulației fluidului primar în rețea, la închiderea robinetului de reglare RR, se prevede robinetul de ocolire RO; acesta este comandat să se deschidă atunci când se închide robinetul RR cu două căi.

Pe diversele circuite ale SS și PT sunt prevăzute robinete de reglare manuală Rm, utilizate la echilibrarea inițială a acestora, în baza verificării prin măsurări ale debitelor de fluid.

13.3. Soluții privind racordarea consumatorilor la rețelele de abur de presiune medie

Cu excepția consumatorilor tehnologici, aburul este utilizat într-o măsură restrânsă la alimentarea cu căldură a proceselor de încălzire și de preparare a apei calde de consum. Aburul poate fi utilizat în transportul și distribuția căldurii pentru centre urbane, ca urmare a unor avantaje pe care le prezintă și anume:

- lipsa unui consum de energie electrică pentru vehicularea aburului și a unui consum relativ mic pentru aducerea condensatului la sursă;
- permite o distribuție ușoară chiar în zone cu relief accidentat;
- consum mai mic de metal, în comparație cu apa fierbinte;
- identificarea și remedierea mai ușoară a defectelor în rețea.

Schema de principiu privind racordarea la o rețea de abur, de presiune medie, a instalațiilor de încălzire cu apă caldă din clădiri urbane și a instalațiilor de preparare a apei calde de consum este prezentată în fig. 13.3.1.

În funcție de caracteristicile echipamentului de bază din surse și de distanțele de transport, aburul este produs la presiuni de calcul de ordinul 6, 10, 16, 20 bar și la temperaturi în domeniul stării de supraîncălzire, de 180...250 °C.

În PT aburul parcurge butelia de purje (BP) pentru eliminarea condensa-

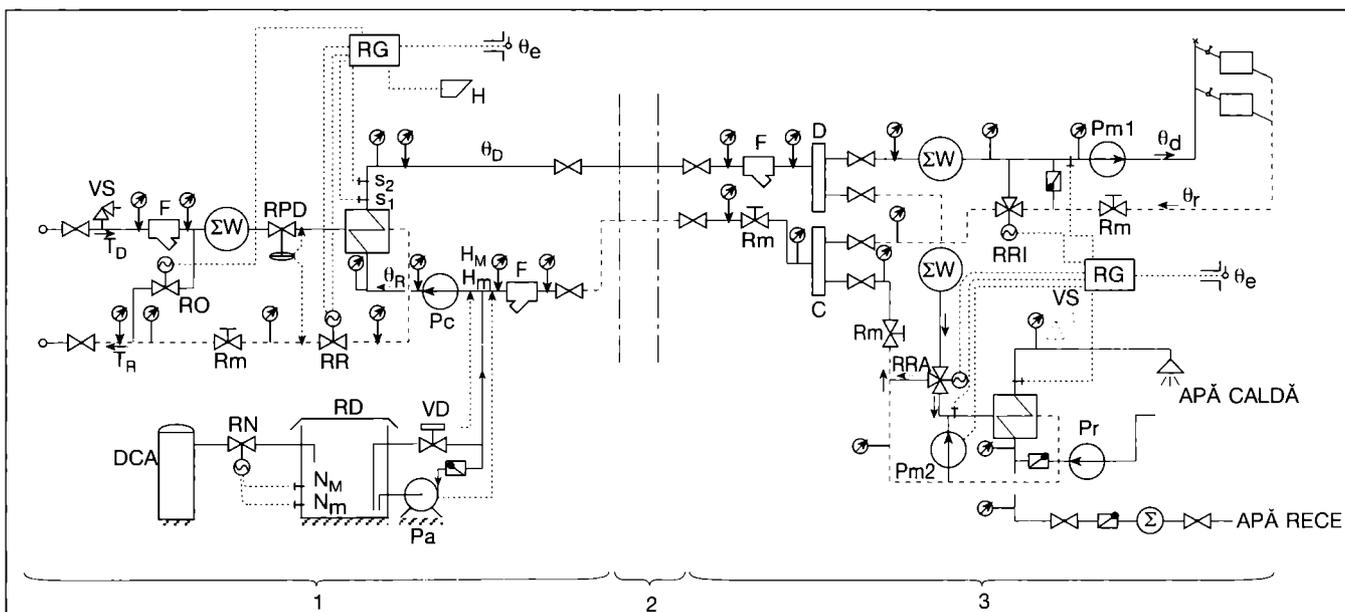


Fig. 13.2.11. Substație (SS) de ansamblu urban și PT de bloc (scară) - racordarea directă cu amestec prin pompe a instalației de încălzire și preparare a apei calde de consum în paralel, fără acumulare:

Premise: reglarea mixtă a furnizării căldurii; debitul de fluid este constant în rețeaua intermediară (între SS și PT) și variabil în rețeaua primară a SS:

1 - SS de ansamblu; 2 - rețea termică secundară; 3 - PT de bloc.

tului format, eventual, la transport și, apoi, i se reduc parametrii prin regulatorul (reductorul) de presiune (RP) și răcitorul Ra (prin injecție de condensat); aburul devine „de presiune joasă” (0,4...0,5 bar, suprapresiune). Se prevede reglarea temperaturii apei calde de încălzire în funcție de temperatura aerului exterior, cu ajutorul robinetului de reglare RRI, comandat de regulatorul RG. Sonda s_2 este un termostat de securitate care determină, prin regulator, închiderea robinetului de reglare RRI la depășirea cu 1...2 °C temperatura maximă admisă în instalația de încălzire.

Instalația de preparare a apei calde de consum este prevăzută cu acumulatorul Ac. În rezervorul de condensat Rcd se face o preîncălzire a apei calde de consum preluând o parte din căldura condensatului. Bucla de reglare automată are ca premisă menținerea temperaturii apei calde de consum la o valoare constantă (50...55 °C) prin modificarea debitului de abur cu ajutorul robinetului RRA. Traductorul s_4 este un termostat de securitate.

În ambele compartimente (încălzire și apă caldă) se poate aplica soluția de reglare prin modificarea debitului de condensat; în acest sens, în schimbătoarele de căldură se realizează preluarea căldurii conținute de agentul primar și prin subrăcirea condensatului.

Cantitatea de căldură livrată consumatorilor se determină cu ajutorul contorului C care măsoară cantitatea de condensat din instalație.

Pompa de condensat funcționează cu intermitență, cu cel puțin 10 cicluri/h, comanda fiind dată de senzorii din rezervorul de condensat, de nivel minim (oprire) și nivel maxim (pornire).

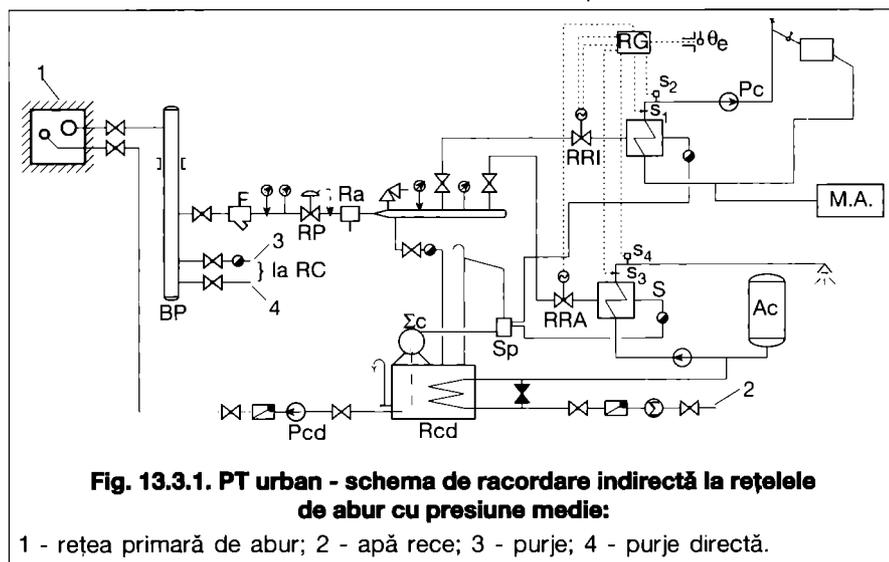


Fig. 13.3.1. PT urban - schema de racordare indirectă la rețelele de abur cu presiune medie:

1 - rețea primară de abur; 2 - apă rece; 3 - purje; 4 - purje directă.

13.4. Proiectarea instalațiilor de racordare a consumatorilor la rețelele termice

13.4.1. Măsurile privind proiectarea

La proiectarea instalațiilor de racordare a utilizatorilor de energie la rețelele termice se impune aplicarea unor măsuri:

- delimitarea clară și facilă, în plan fizic, a patrimoniului societății (regiei) de distribuție a energiei termice, pe de o parte, și a patrimoniului utilizatorilor (consumatorilor), pe de altă parte;
- asigurarea spațiului necesar atât controlului stării echipamentului, conductelor și armăturilor cât și intervențiilor pentru întreținere și reparații, pentru demontarea și remontarea echipamentului de bază;
- respectarea normelor de protecție a muncii și PSI;
- reducerea volumului de lucru pe șantier prin realizarea de module prefabricate, delimitate pe criterii funcționale: „încălzire și apă caldă de consum”, „expansiune și asigurare”, „dedurizare” etc;
- prevederea aparatelor de măsură și control montate în poziții ușor accesibile, pentru urmărirea parametrilor de exploatare (calitatea serviciului, consumul de energie etc).

13.4.2. Etapele elaborării proiectului

Se tratează proiectarea în fazele legale: studiul de fezabilitate, proiect tehnic, detalii de execuție.

Ținând seama de normativele, instrucțiunile și standardele privind proiectarea, execuția și exploatarea punctelor termice, se rezolvă, în general, următoarele probleme:

- stabilirea schemei tehnologice;
- stabilirea caracteristicilor echipamentului (schimbătoare de căldură, pompe, contoare, recipiente etc);
- amplasarea echipamentului într-un spațiu existent sau propus a se realiza;
- stabilirea traseului circuitului primar și al celui secundar;
- calculul hidraulic al rețelelor de conducte;
- alegerea robinetelor de reglare;
- calculul mecanic al circuitelor și dimensionarea structurilor de construcții;
- elaborarea detaliilor de execuție;
- elaborarea antemăsurătorilor și a documentației economice.

13.4.3. Alegerea schimbătoarelor de căldură pentru încălzire

În scopul stabilirii schimbătoarelor de căldură pentru procesul de încălzire sunt necesare următoarele date:

- tipul constructiv („cu plăci”, tubular etc);
- natura agenților termici primar/secundar;
- temperaturile de calcul (nominale) ale agenților termici la intrare/ieșire;
- puterea termică de calcul (maximă) corespunzătoare parametrilor nominali;
- numărul schimbătoarelor de căldură;
- presiunea maximă de regim pe circuitul primar și pe cel secundar;
- recomandări sau condiții restrictive privind viteza de circulație a agenților termici în schimbătoare și pierderea de sarcină hidraulică.

În calculele de alegere a schimbătoarelor de căldură este necesar să se țină seama de prevederile cuprinse în Normativul I13.

Calculul de alegere a schimbătoarelor de căldură se poate efectua de proiectantul instalației de racordare aplicând metodologia elaborată de fabricantul acestora. În altă variantă, practică în majoritatea situațiilor, schimbătoarele de căldură sunt fixate de fabricant, inclusiv, sub aspectul costurilor, în baza cererii de ofertă emisă de beneficiari sau proiectanți. Acest mod de alegere se justifică, mai ales în cazul schimbătoarelor cu plăci, ca urmare a unei mari diversități de tipodimensiuni și existenței unor factori experimentali legați de forma gofrajului plăcilor, de distanța între plăci, de numărul de treceri etc.

13.4.4. Alegerea schimbătoarelor de căldură pentru prepararea apei calde de consum

13.4.4.1 Sarcina termică

La alegerea schimbătoarelor de căldură aferente procesului pentru prepararea apei calde de consum sunt

necesare, în general, aceleași date de bază, enumerate la subcapitolul 13.4.3.

Elemente particulare ale calculului apar însă legate de schema tehnologică a instalației de racordare, sub aspectul numărului de trepte de preparare, poziția acestora față de sistemul de încălzire și al existenței (inexistenței) acumulatorilor de apă caldă.

Astfel, în cazul preparării instantanee a apei calde de consum, puterea termică totală a schimbătoarelor trebuie să acopere necesarul maxim orar de căldură:

$$\Phi_{ac}^{max} = M_{max} \cdot c \cdot (\theta_{ac} - \theta_{ar}) \quad [W] \quad (13.4.1)$$

în care:

\dot{M}_{max} - este debitul maxim de apă caldă [kg/s], stabilit pe baza relațiilor de calcul pentru clădirile alimentate, ținând seama și de temperatura de livrare a apei calde (din volumul Instalații sanitare);

θ_{ac} - temperatura apei calde de consum a cărei valoare de calcul se recomandă a fi de +55 °C în vederea limitării depunerilor de piatră;

θ_{ar} - temperatura apei reci potabile, cu valoarea de +5 °C (iarna) și 15°C (vara);

c - căldura masică a apei [J/kg·K].

În cazul prevederii de acumulatori de apă caldă (schimbător de căldură în contracurent + recipient de acumulare fără serpentină) necesarul de căldură care afectează „sursa“ (de fapt, puterea termică a schimbătorului de căldură) se consideră egală cu o cotă procentuală din Φ_{ac}^{max} .

Volumul rezervorului de acumulare se stabilește cu ajutorul diagramei integrale „livrare-consum“ din care rezultă cantitatea maximă de apă caldă, acumulată în rezervor, capabilă să contribuie, împreună cu schimbătorul de căldură, la acoperirea consumului maxim de apă caldă sanitară.

În cazul schemelor de preparare a apei calde de consum într-o treaptă de schimbătoare, întreaga sarcină termică este preluată de acestea (fig. 13.2.5 și 13.2.6), cu particularitățile legate de prevederea sau neprevăderea de acumulatori de apă caldă.

În cazul schemelor de preparare a apei calde în două trepte de schimbătoare, sarcina termică totală, stabilită în premisa preparării instantanee sau semiinstantanee (cu rezervoare de acumulare fără serpentină), se repartizează în condițiile cele mai defavorabile sub aspectul temperaturii agentului termic primar, astfel:

- în treapta I

$$\Phi_{acI} = \frac{\Phi_{ac\ tot} \cdot (\theta_{int} - \theta_{ar})}{(\theta_{ac} - \theta_{ar})} \quad [W] \quad (13.4.3)$$

în care:

$\Phi_{ac\ tot}$ - este necesarul total (afert

ambelor trepte de schimbătoare de căldură) pentru prepararea apei calde de consum [W];

θ_{int} - temperatura apei calde între cele două trepte de preparare:

$$\theta_{int} = \theta_R - (8 \dots 10) \quad [^\circ C] \quad (13.4.4)$$

În această relație θ_R este temperatura apei din circuitul primar al sistemului de încălzire pe conducta de întoarcere, la punctul de frângere a graficului de reglare; are valoarea de 40...45 °C, în condițiile României:

- în treapta II

Sarcina termică este:

$$\Phi_{acII} = \Phi_{ac\ tot} - \Phi_{acI} \quad [W] \quad (13.4.5)$$

13.4.4.2 Temperaturile agentului termic primar

În cazul preparării apei calde de consum într-o treaptă (fig. 13.2.5; 13.2.6), pentru fluidele care schimbă căldura în aparatele de contracurent se consideră temperaturile:

• $\theta_D = 65 \text{ }^\circ C$; $\theta_{RA} = 35 \text{ }^\circ C$;

• $\theta_{ac} = 55 \text{ }^\circ C$; $\theta_{ar} = 5 \text{ }^\circ C$

unde:

θ_{RA} - este temperatura fluidului primar la ieșire din schimbătorul de căldură pentru prepararea apei calde de consum.

În cazul prevederii a două trepte de preparare (fig. 13.2.9; 13.2.10) se consideră valorile:

- în treapta I

• $\theta_R = 40 \dots 45 \text{ }^\circ C$ (conform graficului de reglare);

• θ_{Ri} - se calculează cu relația:

$$\theta_{Ri} = \theta_R - \frac{\Phi_{acI}}{c \cdot \dot{M}_I} \quad [^\circ C] \quad (13.4.6)$$

în care:

\dot{M}_I - este debitul de agent primar;

• $\theta_{int} = 30 \dots 35 \text{ }^\circ C$; $\theta_{ar} = 5 \text{ }^\circ C$;

- în treapta II, paralelă cu sistemul de încălzire (fig. 13.2.9) temperaturile agentului termic sunt:

• $\theta_D = 70 \text{ }^\circ C$; $\theta_{RA} = 35 \dots 40 \text{ }^\circ C$;

• $\theta_{ac} = 55 \text{ }^\circ C$; $\theta_{int} = 30 \dots 35 \text{ }^\circ C$

- în treapta II, în serie cu sistemul de încălzire (fig. 13.2.10) temperatura agentului primar,

• $\theta_D = 70 \text{ }^\circ C$ iar temperatura agentului, la ieșirea din treapta II, θ_{RA} se calculează cu relația:

$$\theta_{RA} = \theta_D - \frac{\Phi_{acII}}{c \cdot \dot{M}_{II}} \quad [^\circ C] \quad (13.4.7)$$

în care:

\dot{M}_{II} - este debitul de agent primar.

De asemenea, se consideră:

• $\theta_{ac} = 55 \text{ }^\circ C$; $\theta_{int} = 30 \dots 35 \text{ }^\circ C$

13.4.4.3 Debitul de agent termic primar

În cazul schemelor de preparare a apei calde într-o treaptă, debitul de agent termic primar în schimbătorul de căldură se calculează cu relația:

$$\dot{M}_{ac} = \frac{\Phi_s}{c \cdot (\theta_D - \theta_{RA})} \quad [kg/s] \quad (13.4.8)$$

în care:

Φ_s - este puterea termică necesară a schimbătorului.

În cazul utilizării a două trepte de preparare debitul de agent se stabilește astfel:

- în treapta I (fig. 13.2.9):

$$\dot{M}_I = \frac{\Phi_i}{c \cdot (\theta_{D,n} - \theta_{R,n})} \quad [kg/s] \quad (13.4.9)$$

în care:

Φ_i - este necesarul maxim orar de căldură pentru încălzire [W], iar

$\theta_{D,n}$ și $\theta_{R,n}$ - sunt temperaturile nominale ale agentului primar pentru dimensionarea sistemului de încălzire;

- în treapta I (fig. 13.2.10):

$$\dot{M}_I = \frac{\Phi_i}{c \cdot (\theta_{D,n} - \theta_{R,n})} + \frac{\Phi_{acII}^{med}}{c \cdot (\theta_{D,m} - \theta_{R,m})} \quad [kg/s] \quad (13.4.10)$$

în care (în afara mărimilor cunoscute):

Φ_{acII}^{med} - este necesarul mediu de căldură pentru prepararea apei calde de consum, în treapta II [W];

$\theta_{D,m}$, $\theta_{R,m}$ - temperatura medie a apei de rețea din conducta de ducere, respectiv, din conducta de întoarcere (corespunzătoare temperaturii exterioare medii din perioada de încălzire θ_{em}). Temperaturile $\theta_{D,m}$ și $\theta_{R,m}$, se citesc din graficul de reglare, cu aproximație acceptabilă pentru condițiile climatice din România, la $\theta_{em} = +1,5 \dots +2 \text{ }^\circ C$.

Necesarul de căldură mediu acoperit de treapta II se determină cu relația:

$$\Phi_{acII}^{med} = \frac{\Phi_{ac}^{med} \cdot (\theta_{ac} - \theta_{int})}{\theta_{ac} - \theta_{ar}} \quad [W] \quad (13.4.11)$$

în care:

$\theta_{int} = \theta_{Rm} - (5 \dots 6) \text{ }^\circ C$, iar

Φ_{ac}^{med} - reprezintă debitul mediu total de căldură pentru prepararea apei calde de consum:

$$\Phi_{ac}^{med} = \frac{\Phi_{ac, zi}}{n_f} \quad [W] \quad (13.4.12)$$

în care:

$\Phi_{ac, zi}$ - este necesarul zilnic de căldură pentru prepararea apei calde de consum, iar

n_f - este numărul de ore de livrare a acesteia într-o zi (10, 14 sau 17 h/zi);

- în treapta II (fig. 13.2.9):

$$\dot{M}_{II} = \frac{\Phi_{acII}}{c \cdot (\theta_D - \theta_{RA})} \quad [kg/s] \quad (13.4.13)$$

în care:

$$\theta_D = 70 \text{ }^\circ\text{C};$$

$\theta_{RA} = 35 \dots 40 \text{ }^\circ\text{C}$ (temperatura agentului primar la ieșire din treapta II);

- în treapta II (fig. 13.2.10):

$$\dot{M}_{II} = \dot{M}_I \text{ calculat cu relația (13.4.10).}$$

După stabilirea valorilor fluxului de căldură necesar pentru fiecare schimbător, a temperaturilor și debitelor agenților termici, se trece la alegerea acestora utilizând metodologia fabricantului (producătorului) sau metodologia cuprinsă în normative și ghiduri de proiectare.

13.4.5. Alegerea pompelor

În prima fază se alege tipul de pompă, în funcție de caracteristicile fluidului vehiculat:

- natura și caracteristicile fizice; temperatura maximă a fluidului; presiunea de vaporizare; viscozitatea.

Se alege pompa necesară, ținând seama de:

- debitul vehiculat; înălțimea manometrică dorită; NPSH disponibil.

În general, în instalațiile de încălzire sau de alimentare cu apă (rece și caldă) se folosesc pompe centrifugale radiale cu ax orizontal sau vertical (§. 6.3).

Este recomandabil să nu se supraestimeze înălțimea manometrică dorită deoarece este posibil să se antreneze, în rețeaua reală, un debit mult mai mare decât cel necesar.

În cazul PT de mare capacitate (2...5 MW) se prevăd 2 (3) pompe de circulație (instalate în paralel), din care o pompă este de rezervă. La puteri instalate mici, cu pompe montate „pe conductă”, nu se prevede pompă de rezervă.

Puterea absorbită (la cuplajul pompei) se calculează cu relația:

$$N = \frac{\dot{M} \cdot h}{102 \cdot \eta} \quad [\text{kW}] \quad (13.4.14)$$

în care:

\dot{M} - este debitul de apă [l/s];

h - înălțimea de pompare [m];

η - randamentul global al pompei, egal cu 0,5...0,8 în funcție de tipul pompei și de zona de funcționare pe caracteristica pompei.

Puterea motorului de antrenare este precizată de producător.

La alegerea pompelor se urmărește ca regimurile de funcționare să se situeze în zona randamentelor maxime.

În cazul instalațiilor care cuprind pompe de apă fierbinte sau pompe care aspiră apă din rezervoare deschise (instalații de asigurare, rezervoare de condensat etc.) este necesar să se verifice dacă se respectă condiția de evitare a fenomenului de cavitație; în acest caz se folosește mărimea NPSH a cărei variație este reprezentată grafic și însoțește curbele caracteristice ale pompelor.

Pentru evitarea fenomenului de cavitație se impune:

$$NPSH_{disp} \geq NPSH_{nec}$$

în care:

$NPSH_{disp}$ - este asigurat de instalație,
 $NPSH_{nec}$ - este stabilit de constructor în funcție de debitul și caracteristicile fluidului.

Pentru aspirația fluidului din rezervoare cu nivel liber:

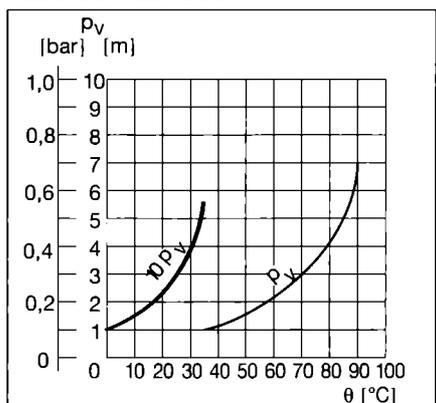


Fig. 13.4.2. Presiunea de vaporizare p_v în funcție de temperatura apei.

$$NPSH_{disp} = \frac{P_a}{\rho \cdot g} + H - h - \frac{p_v}{\rho \cdot g} - \frac{\alpha \cdot v^2}{2 \cdot g} \quad (13.4.15)$$

în care:

P_a - este presiunea absolută atmosferică la suprafața liberă a fluidului în rezervor [Pa];

ρ - densitatea fluidului [kg/m³];

H - diferența de cote între nivelul liber minim din rezervor și axa secțiunii de intrare în rotor [m];

h - pierderea de sarcină pe traseul conductei de aspirație [m];

p_v - presiunea absolută de vaporizare a fluidului la temperatura de lucru [Pa];

v - viteza de intrare în rotor [m/s];

α - coeficient cu valoarea 0,9 ... 1 (se adoptă valoarea 1).

Înălțimea de aspirație H este pozitivă, dacă nivelul lichidului este deasupra axei pompei, și negativă, dacă nivelul lichidului este sub axa pompei.

Valoarea disponibilă a NPSH rezultată se compară cu valoarea necesară indicată de constructorul de pompe.

Valorile termenilor din relația (13.4.15) se pot stabili astfel, în cazul apei:

- presiunea atmosferică P_a , în valoarea absolută, exprimată în mH₂O se poate extrage din diagramă (fig. 13.4.1) în funcție de altitudinea A ;

- diferența de cote H se măsoară;

- pierderea de sarcină h se calculează în funcție de debit, diametru, lungime etc.; în cazul unor trasee scurte, h se poate neglija;

- presiunea de vaporizare p_v , în valoare absolută, se poate extrage din tabelele de caracteristici pentru abur-apă sau din diagrama cuprinsă în fig. 13.4.2, în funcție de temperatura maximă de lucru;

- pierderea de sarcină locală la intrarea în rotorul pompei, egală cu $\alpha \cdot v^2 / 2 \cdot g$, se determină considerând $\alpha = 1$, iar viteza la intrarea în rotor este corespunzătoare unei secțiuni circulare cu diametrul egal cu $0,7 \cdot d_{as}$ (70% din diametrul de aspirație al pompei) și debitului volumic vehiculat.

13.4.6. Alegerea robinetelor de reglare în cazul folosirii apei ca agent termic

Robinetele de reglare utilizate în centralele și punctele termice constituie elementele de execuție din buclele de reglare a proceselor de încălzire, ventilare și preparare a apei calde de consum. Rolul robinetelor de reglare, în astfel de instalații, constă în realizarea unei pierderi locale de sarcină hidraulică astfel încât debitul de agent termic să se înscrie în valoarea cerută de procesul alimentat cu căldură (de

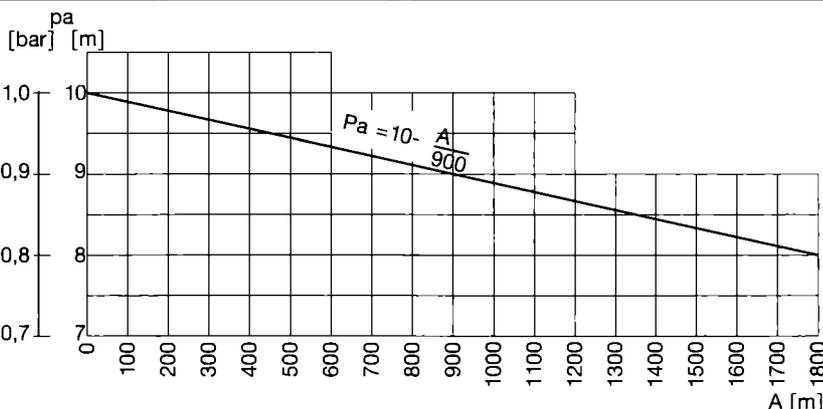


Fig. 13.4.1. Înălțimea atmosferică de presiune p_a în funcție de altitudinea A în raport cu nivelul mării.

puterea termică necesară). Altă variantă de reglare a puterii termice necesare într-o instalație se bazează pe menținerea unui debit constant în instalație, modificând temperatura agentului prin amestec; raportul de amestec variază ca urmare a variației rezistenței locale introduse de robinetul de reglare.

În fig. 13.4.3. se prezintă situațiile obișnuite în care se pot înscrie robinetele de reglare, în PT pentru instalațiile de încălzire, ventilare sau preparare a apei calde de consum. Schemele se deosebesc prin tipul robinetului (cu două sau trei căi) și, funcțional, prin regimul hidraulic al circuitelor (cu debit variabil sau cu debit constant).

Astfel:

- în schema „a”, debitul de agent este variabil în circuitul primar al schimbătorului, inclusiv, în rețea;
- în schema „b”, debitul de agent este variabil, în circuitul primar al schimbătorului, și constant, în rețea;
- în schemele „c” și „e”, debitul de agent este constant, în circuitul primar al schimbătorului, și variabil, în rețea;
- în schema „d”, debitul de agent este constant, atât la circuitul primar al schimbătorului cât și în rețea.

Schimbătorul de căldură poate fi de tipul apă-apă, în general în contracurent, sau apă-aer (baterii de aer cald, corpuri de încălzire).

Schemele „a” și „b” se folosesc în punctele termice atât pentru procesul de încălzire cât și pentru cel de preparare a apei calde de consum. De asemenea, se aplică la corpurile și aparatele de încălzire, unde robinetele sunt termostactice.

Schemele „c”, „d” și „e” care conțin pompă de amestec se folosesc în centralele și punctele termice cu racordarea directă sau indirectă, robinetele controlând parametrii agentului termic din instalația de încălzire și din instalațiile de preparare a apei calde de consum (când se pune problema limitării temperaturii agentului primar în schimbătorul de preparare).

Datele de bază, în scopul alegerii robinetelor de reglare, sunt:

- schema de principiu a circuitului reglat;
- natura agentului termic;
- temperatura de lucru;
- debitul nominal de agent;
- debitul minim de agent;
- pierderea de sarcină din circuitul parcurs de agentul termic (conducte, armături, schimbătoare de căldură) corespunzător debitului nominal ($\Delta p_{i,n}$);
- disponibilul minim de presiune la intrarea în circuitul parcurs de fluid ($\Delta p_{rac} = p_D - p_R$).

La stabilirea pierderii de sarcină într-un robinet de reglare complet deschis se ține seama că „pierderea de sarcină a unui robinet trebuie să fie apropiată

de suma pierderilor de sarcină prin celelalte elemente din circuitul parcurs de debitul variabil”. La limită, pierderea de sarcină prin robinet trebuie să fie cel puțin egală cu jumătate din suma pierderilor de sarcină prin celelalte elemente ale circuitului.

Pentru alegerea unui robinet de reglare se parcurg etapele care urmează:

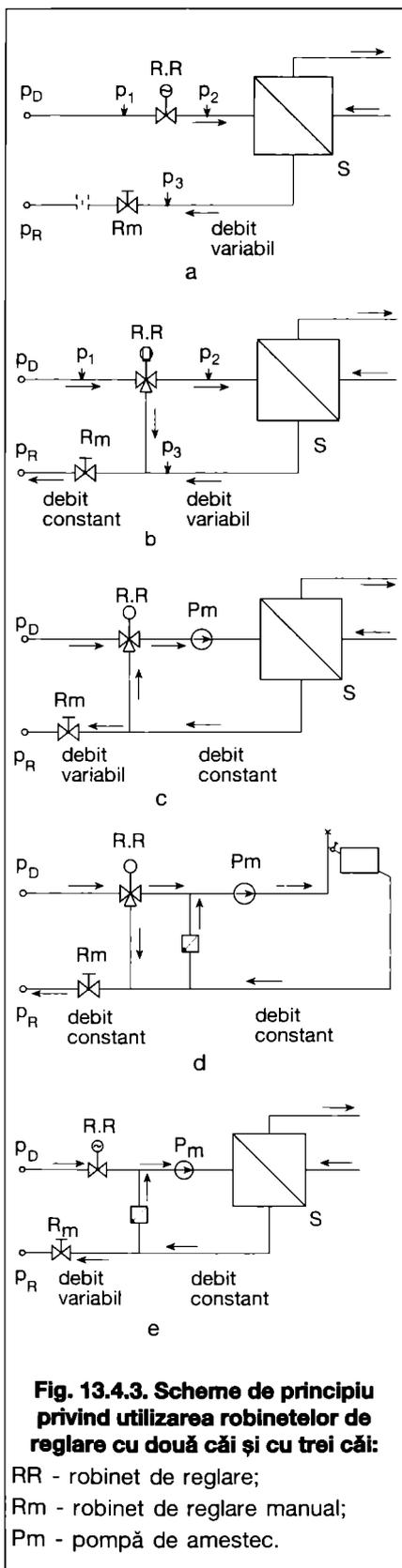


Fig. 13.4.3. Scheme de principiu privind utilizarea robinetelor de reglare cu două căi și cu trei căi:

- RR - robinet de reglare;
- Rm - robinet de reglare manual;
- Pm - pompă de amestec.

13.4.6.1 Alegerea caracteristicii intrinseci a robinetului și a autorității de reglare

Urmărindu-se ca, în condiții de funcționare, caracteristica de lucru a robinetului să se apropie de liniaritate, se recomandă valoarea de 0,33 pentru autoritatea de reglare în cazul robinetelor cu caracteristică intrinsecă logaritmică (egal procentaj) și valoarea de 0,5...0,6 pentru autoritatea de reglare în cazul robinetelor cu caracteristica intrinsecă liniară.

Autoritatea de reglare este definită de raportul:

$$a = \frac{\Delta p_{r,100}}{\Delta p_{s,100}} = \frac{\Delta p_{r,100}}{\Delta p_{r,100} + \Delta p_{i,n}} \quad (13.4.16)$$

în care:

- $\Delta p_{r,100}$ - este pierderea de sarcină pe robinetul de reglare ($p_1 - p_2$ în fig. 13.4.3) complet deschis;
- $\Delta p_{s,100}$ - pierderea de sarcină totală din sistem ($p_1 - p_3$ în fig. 13.4.3);
- $\Delta p_{i,n}$ - pierderea de sarcină din circuitul parcurs de fluid (conducte, schimbător), la debitul nominal ($p_2 - p_3$ în fig. 13.4.3).

Cunoscând valoarea pierderii de sarcină din instalație ($\Delta p_{i,n}$) și valoarea autorității de reglare, se deduce pierderea de sarcină pe robinetul complet deschis parcurs de debitul nominal.

13.4.6.2 Stabilirea coeficientului specific de debit și a robinetului de reglare

Coeficientul maxim de debit care corespunde debitului maxim de agent termic (de regulă, cel nominal) și căderea minimă de presiune pe robinetul de reglare complet deschis, se determină cu relația:

$$k_{v,max} = \frac{\dot{V}_{max}}{\sqrt{\frac{\Delta p_{r,100}}{\rho}}} \quad [m^3/h] \quad (13.4.17)$$

în care:

- \dot{V}_{max} - este debitul volumic maxim de agent [m^3/h];
- $\Delta p_{r,100}$ - pierderea de sarcină pe robinetul de reglare, complet deschis [bar];
- ρ - densitatea apei, la temperatura de lucru [kg/dm^3].

Nomograma de calcul pentru coeficientul specific de debit este prezentată în fig. 13.4.4.

Relația (13.4.17) poate fi utilizată în cazul apei, cu aproximație acceptabilă, considerând $\rho = 1 \text{ kg/dm}^3$.

Din catalogul cu caracteristicile robinetelor se alege robinetul de reglare cu k_{vs} cel mai apropiat de $k_{v,max}$. Se calculează căderea de presiune în robinetul ales și, dacă rezultă o altă autoritate de reglare a cărei valoare iese în afara limitelor recomandate, se alege

un alt robinet, cu dimensiunea apropiată de cea necesară.

La alegerea robinetelor de reglare și la verificarea condițiilor de funcționare se utilizează caracteristicile de lucru ale acestora; în acest sens, este important să se stabilească ce modificare suferă autoritatea de reglare în situația în care presiunea disponibilă la limitele sistemului se schimbă (element frecvent în cazul PT de racordare la rețelele termice), iar debitul de fluid trebuie menținut constant (cerut de proces).

În fig. 13.4.5 și 13.4.6 se prezintă curbele caracteristice de lucru ale ro-

binetelor de reglare liniare și logaritmice.

De asemenea, cu ajutorul caracteristicilor de lucru se poate deduce regimul de funcționare a robinetelor de reglare la debitul minim de fluid fie că se menține $\Delta p_s = \text{constant}$ (cazul influenței unui regulator de presiune diferențială) fie că $\Delta p_s = \text{variabil}$, ca urmare a unor perturbații din sistem (în rețeaua exterioară, la pompe etc).

13.4.6.3 Verificarea producerii cavității în robinetele de reglare

Căderea de presiune critică, la care se produce cavităția se calculează cu

relația:

$$\Delta p_{crit} = (p_1 - p_v) \cdot z \quad (13.4.18)$$

în care:

p_v - este presiunea de vaporizare la temperatura maximă, în valoare absolută [bar];

p_1 - presiunea în amonte de robinet, în valoare absolută [bar];

z - factor dependent de construcția robinetului, exprimând raportul dintre căderea de presiune $\Delta p = p_1 - p_2$ și căderea de presiune din interiorul robinetului (fig. 13.4.7).

Firma SAUTER, de exemplu, produce robinete de reglare în care $z = 0,35 \dots 0,65$. Pentru calcule aproximative se consideră $z = 0,5$.

Pentru ca să nu se producă fenomenul de cavităție trebuie verificată relația: $\Delta p \leq \Delta p_{crit}$ (13.4.19)

În legătură cu acest fenomen se recomandă ca, în cazul apei fierbinți, robinetele de reglare să se monteze în aval

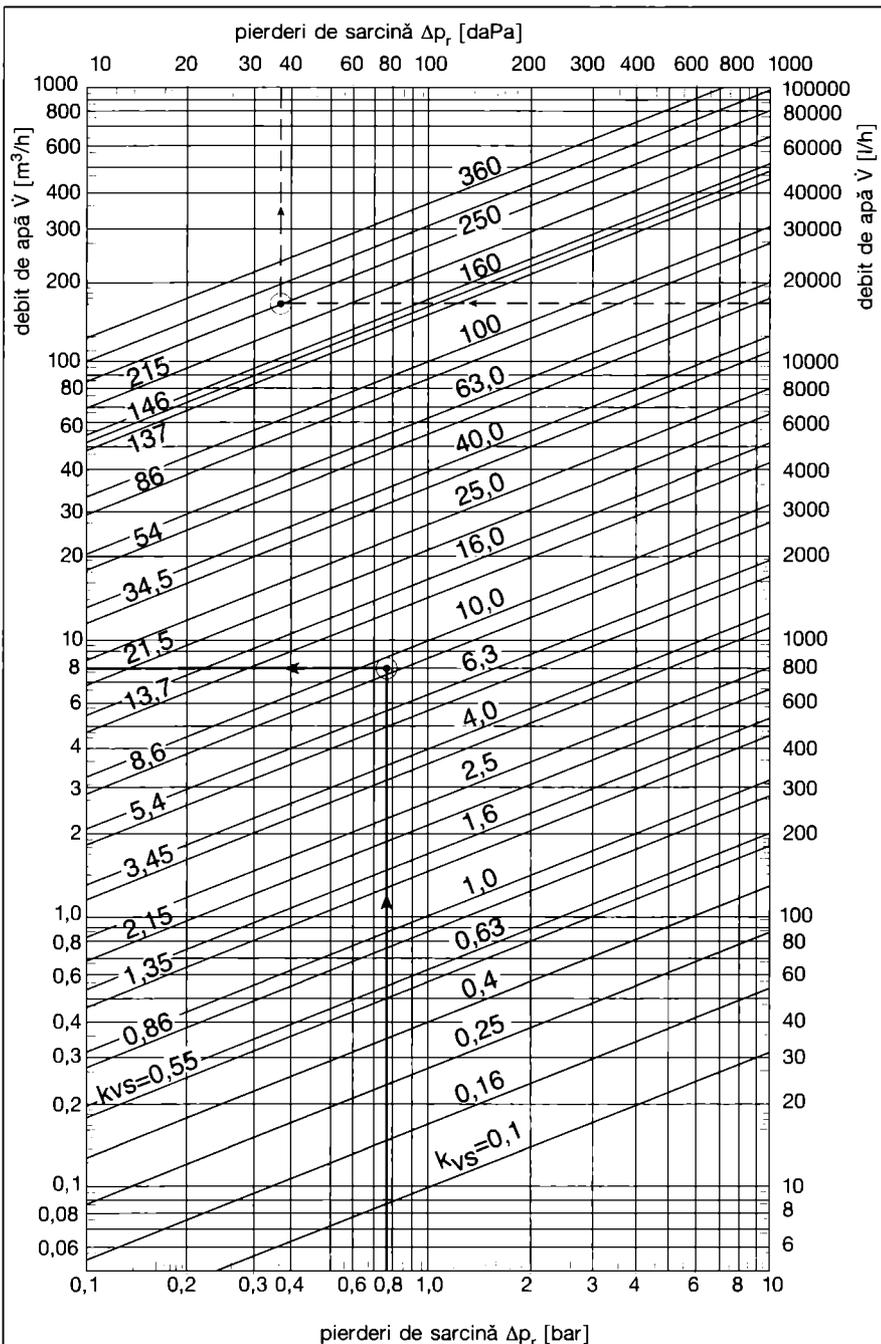


Fig. 13.4.4. Diagrama de calcul a factorului k_{vs} pentru apă:

- Valorile Δp_r [bar] corespund valorilor debitului \dot{V} , [m³/h];
- Valorile Δp_r [daPa] corespund valorilor debitului, [l/h].

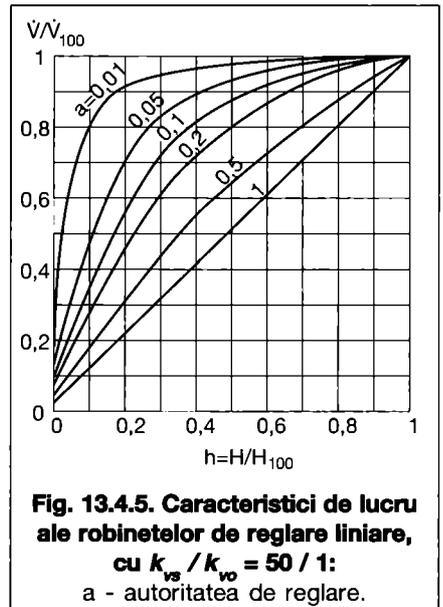


Fig. 13.4.5. Caracteristici de lucru ale robinetelor de reglare liniare, cu $k_{vs} / k_{vo} = 50 / 1$: a - autoritatea de reglare.

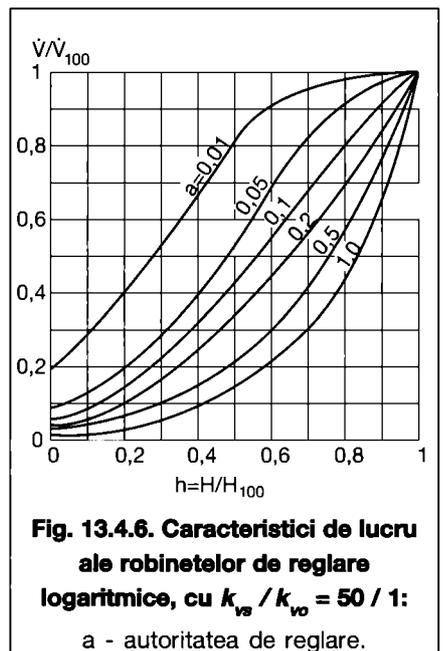


Fig. 13.4.6. Caracteristici de lucru ale robinetelor de reglare logaritmice, cu $k_{vs} / k_{vo} = 50 / 1$: a - autoritatea de reglare.

de schimbătoare de căldură (pe conducta de întoarcere a circuitului primar).

13.4.6.4 Stabilirea pierderii de sarcină în robinetul de reglare manual R_m din schemele PT

Dacă se cunoaște pierderea de sarcină în sistem și disponibilul minim de presiune din punctul de racordare a circuitului la rețea ($p_D - p_R$) rezultă căderea de presiune ce revine rezistenței locale (R_m sau diafragmelor de laminare) (fig. 13.4.3):

$$\Delta p_m = \Delta p_{rac} - \Delta p_s \quad (13.4.20)$$

în care:

$$\Delta p_{rac} = p_D - p_R; \Delta p_s = \Delta p_{r100} + \Delta p_{i,n}$$

Exemplul de calcul 1

Se alege robinetul de reglare a procesului de încălzire dintr-un punct termic cu racordare directă prin pompe de amestec (fig. 13.4.8) cunoscând următoarele: necesarul nominal de căldură $\Phi_i = 1,16$ MW; temperaturile nominale în rețeaua primară $\theta_D/\theta_R = 120/70$ °C; temperaturile nominale în circuitul secundar $\theta_d/\theta_r = 90/70$ °C; disponibilul minim de presiune între conducta de ducere (D) și cea de întoarcere (R) în zona de racordare:

$$p_D - p_R = \Delta p_s = 2 \text{ bar} = 2 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

Rezolvare

a) se determină debitul nominal de agent primar, din circuitul în care se inserează robinetul de reglare (RR).

$$\dot{M}_n = \frac{\Phi_i}{c \cdot (\theta_D - \theta_R)} = \frac{1,16 \cdot 10^6 \cdot 3600}{4185 \cdot (120 - 70) \cdot 1000} = 20 \text{ t/h}$$

Având în vedere abaterile posibile de la graficul normal de reglare se consideră o creștere cu 50% a debitului nominal $\dot{M}_{max} = 1,5 \cdot \dot{M}_n = 1,5 \cdot 20 = 30$ t/h; b) în cazul considerat, pierderea de sarcină pe circuitul reglat (D ... C - C' ... R din schemă) este egal cu disponibilul de presiune conform relației:

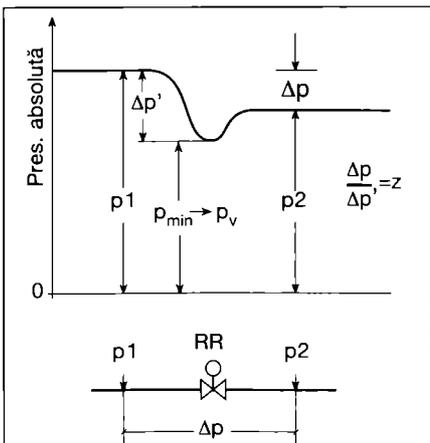


Fig. 13.4.7. Variația presiunii fluidului în zona robinetului de reglare (RR).

$$p_D - p_R = \Delta p_r + \Delta p_{cond} + \Delta p_{DL} = 2 \text{ bar} = 2 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

în care:

Δp_r - este pierderea de sarcină pe robinetul de reglare;

Δp_{cond} - pierderea de sarcină pe conducte;

Δp_{DL} - pierderea de sarcină pe diafragma de laminare [Pa];

c) se consideră valoarea 0,5 pentru autoritatea de reglare a robinetului (cu caracteristica intrinsecă liniară);

$$a = \frac{\Delta p_r}{p_D - p_R} = 0,5$$

Rezultă căderea de presiune pe robi-

netul de reglare complet deschis;

$$\Delta p_r = 0,5 \cdot (p_D - p_R) = 0,5 \cdot 2 = 1 \text{ bar}$$

d) se calculează $k_{v,max}$

$$k_{v,max} = \frac{\dot{M}_{max}}{\sqrt{\Delta p}} = \frac{30}{\sqrt{1,0}} = 30 \text{ m}^3/\text{h}$$

Din catalogul firmei producătoare a-greate se alege robinetul de reglare cu valoarea k_{vs} cea mai apropiată de $k_{v,max}$; de exemplu, din catalogul firmei SAMSON se alege robinetul de reglare tip 241 cu Dn 50 având $k_{vs} = 31$ m³/h.

d) se calculează autoritatea de reglare a robinetului ales. Pierderea de sarcină pe robinetul ales este:

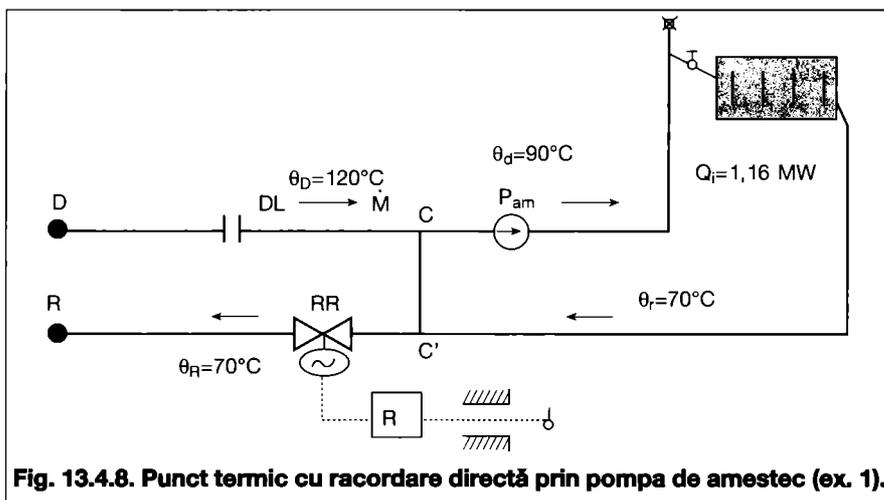


Fig. 13.4.8. Punct termic cu racordare directă prin pompa de amestec (ex. 1).

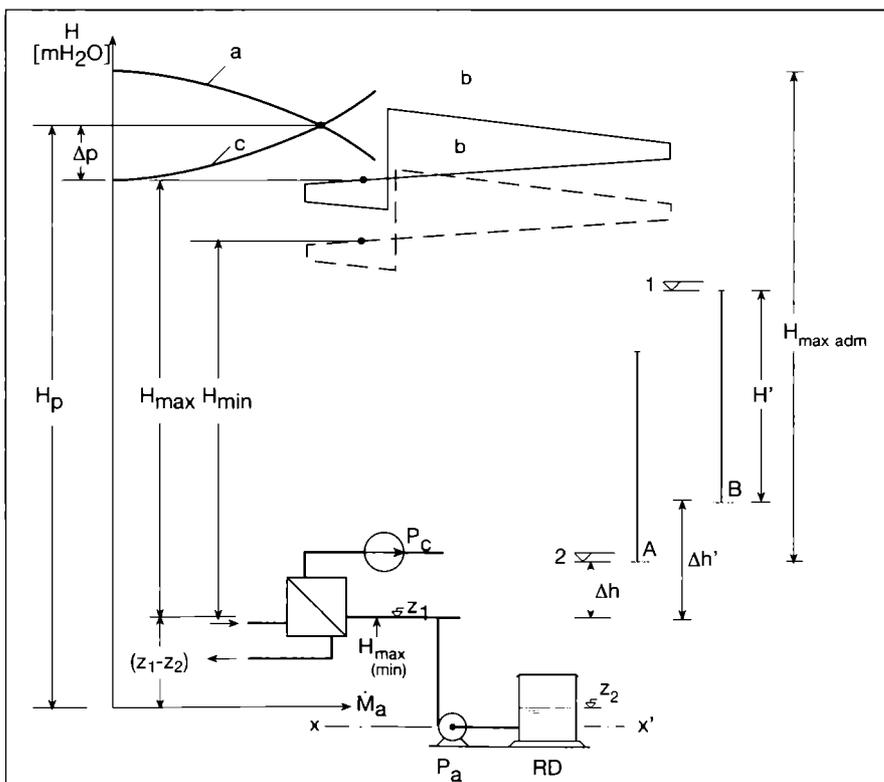


Fig. 13.4.9. Graficul piezometric și regimul de funcționare a pompei de adaos:
 a - caracteristica pompei de adaos; b - graficul piezometric al sistemului de încălzire; c - caracteristica circuitului apei de adaos;
 1 - cota maximă din ansamblu; 2 - cota minimă din ansamblu.

$$\Delta p_r = \frac{M_{max}^2}{k_{vs}^2} = \frac{30^2}{31^2} = 0,94 \text{ bar} \quad (13.4.22)$$

Autoritatea de reglare este:

$$a = \frac{\Delta p_r}{\rho_D - \rho_R} = \frac{0,94}{2} = 0,47$$

Având în vedere domeniul recomandat pentru autoritatea de reglare (0,33...0,6) se consideră alegerea robinetului de reglare ca fiind corectă.

e) se determină pierderea de sarcină necesară, prin diafragma de laminare (sau pe un robinet de reglare manual) cunoscând, prin calcul, pierderea de sarcină pe conductele și armăturile obișnuite ale circuitului (se presupune că $\Delta p_{cond} = 0,3$ bar).

Rezultă:

$$\Delta p_{DL} = (\rho_D - \rho_R) \cdot (\Delta p_r + \Delta p_{cond}) = 2 - 0,94 - 0,3 = 0,76 \text{ bar}$$

f) se precizează tipul motorului electric de acționare, inclusiv tensiunea de alimentare. Din catalogul SALMSON rezultă tipul 5802 cu tensiunea 24 V (220 V).

13.4.7. Caracteristicile pompelor de adaos

Schema de funcționare a pompelor de adaos din instalațiile de asigurare și expansiune este prezentată în fig. 13.4.9. Aceste pompe funcționează cu intermitență, anclanșarea și declanșarea lor având valorile limită ale presiunii măsurate în conducta de refulare: la atingerea presiunii maxime (H_{max}) pompa de adaos își întrerupe funcționarea iar la atingerea presiunii minime (H_{min}) pompa de adaos reintră în funcțiune.

Presiunea generată de pompa de adaos împreună cu pompele de circulație, în partea inferioară a instalațiilor de încălzire din clădiri, trebuie să fie cel mult egală cu presiunea maximă admisă de acestea.

În cazul unui ansamblu de consumatori, presiunea maximă asigurată de pompa de adaos în zona de injecție (H_{max}) trebuie să satisfacă relația:

$$H_{max} \leq H_{maxad} + 0,1 \cdot \Delta h - \Delta h_r \text{ [bar]} \quad (13.4.21)$$

în care:

H_{maxad} - este presiunea maximă admisă în instalația interioară de încălzire cu cota minimă din ansamblu (clădirea A din fig. 13.4.9) [bar];

Δh - diferența de cote geodezice dintre cota minimă din ansamblu (clădirea A) și cota de montare a traductorului de presiune [m];

Δh_r - pierderea de sarcină din rețeaua de distribuție, inclusiv din instalația de la consumatori [bar].

Presiunea minimă asigurată de pompa de adaos în zona de injecție trebuie să satisfacă condiția:

$$H_{min} \geq 0,1 \cdot H' + 0,1 \cdot h' + H_s + 0,1 \cdot H_p \text{ [bar]}$$

în care:

H' - este înălțimea hidrostatică a instalației de încălzire din clădirea B (fig. 13.4.9), având cota geodezică a ultimului nivel cu valoarea maximă din ansamblu [m];

h' - diferența de cote geodezice între cota terenului aferentă clădirii B și cota axului pompei de adaos [m];

H_s - suprapresiunea de saturație (la $t_d > 100$ °C) [bar];

H_p - rezervă preventivă, de 2...3 m.

Odată stabilită presiunea minimă de pornire a pompei de adaos, cu relația (13.4.23) se obține presiunea maximă:

$$H_{max} = H_{min} + 0,1 \cdot (4...6) \text{ [bar]} \quad (13.4.23)$$

cu condiția verificării relației (13.4.21). Pompa de adaos se alege pentru debitul minim de apă de completare și pentru înălțimea de pompare corespunzătoare presiunii maxime de funcționare (H_{max}).

Înălțimea de pompare a pompei de adaos se deduce cu relația:

$$H_p = H_{max} + 0,1 \cdot (z_1 - z_2) + \Delta p \text{ [bar]} \quad (13.4.24)$$

în care:

z_1 - este cota punctului de montare a traductorului de presiune din zona de injecție a apei de adaos, față de planul de referință x - x, în [m];

z_2 - este cota nivelului minim al apei din rezervorul de descărcare față de planul de referință;

Δp - este pierderea de sarcină pe circuitul apei de adaos, [bar].

Întrucât pierderea de sarcină pe circuitul apei de adaos este relativ mică, termenul Δp din relația 13.4.24 se poate neglija; debitul minim al pompei de adaos (la H_{max}) trebuie să acopere contractia de volum a apei din sistem la oprirea funcționării instalației (corespunzătoare unei scăderi a temperaturii de 25...30 °C/h) plus debitul orar admisibil al pierderilor de fluid prin neetanșeități (0,1 ... 0,15% din volumul de apă al sistemului).

13.4.8. Instalația de expansiune-asigurare

În ceea ce privește respectarea cerințelor de asigurare și expansiune aferente instalațiilor de încălzire și de preparare a apei calde de consum racordate indirect la rețelele de apă fierbinte (apă caldă) se aplică, după caz, următoarele soluții:

a) Vas de expansiune deschis, montat la cota maximă din ansamblul urban alimentat prin PT; soluția se poate aplica în situațiile în care temperatura nominală a apei calde este sub 100°C (95; 90; 80 ... °C) și se pot respecta condițiile de amplasare;

Pentru dimensionarea instalației de expansiune-asigurare în această solu-

ție se folosesc prevederile din § 5.3;

b) Vas de expansiune închis, cu membrană, amplasat în PT; soluția se aplică la oricare temperatură nominală a apei calde din conducta de ducere (115; 110; 95; 90 ... °C) pentru puteri termice instalate relativ mici (max. 1 MW). Pentru dimensionare se folosesc prevederile din § 5.3;

c) Vas de expansiune închis și vas de expansiune deschis (de descărcare), cu supape de siguranță; toate componentele se amplasează în PT; soluția se aplică la oricare temperatură a apei calde din conducta de ducere (115; 110; 105; 95; 90 ... °C).

În § 13.2.2.5. se prezintă funcționarea instalației în această soluție.

Pentru dimensionarea elementelor componente se folosesc prevederile din § 5.3;

d) Vas de expansiune deschis, cu ventil de descărcare (fig. 13.2.9 și 13.2.11).

Funcționarea instalației de expansiune-asigurare din această soluție este prezentată în § 13.2.2.4; soluția nu este cuprinsă în STAS 7136 dar este utilizată de firme de specialitate (de exemplu, URANUS din Franța etc); și este agrementată de MLPAT pentru promovare în aplicații din România.

În această soluție, rezervorul de descărcare are rolul de a prelua cantitatea de apă ce corespunde creșterii volumului de apă din instalație odată cu creșterea temperaturii cerute de proces și de a constitui sursa de apă de completare în faza de răcire a agentului termic la oprirea instalației de încălzire sau de reducere a regimului termic odată cu diminuarea nevoii de căldură.

În scopul stabilirii aproximative a volumului de apă din sistem se utilizează indicii:

- instalații de încălzire având radiatoare din oțel sau aluminiu 8 l/1160 W;
- instalații de încălzire având radiatoare din fontă 12 l/1160 W;
- rețele de distribuție de apă caldă (rețele de distribuție în clădiri și rețele de distanță) 2 - 3 l/1160 W;
- conducte și aparate în PT 1 l/1160 W.

Rezultă deci, acoperitor, volumul de apă, considerând 14 - 15 l/1160 W.

Volumul util al vasului (rezervorului) de descărcare reprezintă o cotă din volumul total al apei din sistemul asigurat, proporțional cu variația volumului specific al apei (între temperatura inițială și temperatura medie nominală); în acest sens se consideră:

- în cazul instalațiilor de încălzire cu temperatura medie nominală de 80-85 °C;

$$V_n = 0,03 \cdot V_{inst}$$

- în cazul instalațiilor cu temperatura medie nominală de 70 - 75 °C:

$$V_n = 0,025 \cdot V_{inst}$$

Calculul exact al volumului de apă din sistem se poate efectua numai prin inventarierea tuturor componentelor instalației (corpuri de încălzire, coloane, conducte de distribuție, schimbătoare de căldură etc.).

Umplerea sistemului consumatorului se poate asigura folosind ca sursă de apă fie circuitul primar din PT, cu condiția obținerii acordului societății (regiei) care gestionează rețeaua de transport și distribuție, fie rețeaua de apă potabilă, a cărei presiune este asigurată prin stația de hidrofor din zonă; în acest caz, dacă duritatea apei de adaos și de umplere este mai mare de 10 °d, se prevăd instalații de dedurizare cu capacitate corespunzătoare unui timp de umplere de cel mult 6 - 7 h.

13.5. Echipamente și materiale pentru puncte termice

Punctele termice ca instalații de transformare a parametrilor agenților termici (presiuni și temperaturi), de la valorile proprii rețelelor la cele impuse (necesare) consumatorilor cuprind, în general, următoarele categorii de echipamente: schimbătoare de căldură, pompe, recipiente, stații de dedurizare etc.

Dintre tipurile schimbătoare de căldură o largă utilizare au avut schimbătoarele tubulare realizate din fasci-

cule din țevi de alamă (pentru prepararea apei calde de consum) sau din oțel (pentru încălzire) montate într-o manta din oțel; aceste schimbătoare, fabricate de ICMA - București, mai pot fi folosite în cazul efectuării unor lucrări de reparații sau cu caracter de provizorat.

În prezent sunt agreate schimbătoarele de căldură de tipul „cu plăci” de oțel inoxidabil, fabricate într-o gamă largă de dimensiuni: dintre producători se menționează: SCHMIDT-BRETTEN-România; ICPIAF - Cluj - România; ALFA LAVAL - Suedia; SWEP - Suedia; APV - Danemarca etc.

Caracteristicile schimbătoarelor de căldură cu plăci sunt prezentate în § 6.4.

Pompele, cu diverse funcțiuni (circulație, adaos, ridicarea presiunii, amestec etc.) sunt, în general, de tipul „centrifugale, cu ax orizontal”, montate pe fundație sau direct pe conductă (la dimensiuni relativ mici). Ca producători, se menționează: AVERSA - București; GRUNDFOS - Danemarca; WILO - Germania.

Caracteristicile pompelor sunt prezentate în § 6.3.

Circuitele tehnologice din PT (între echipamente, inclusiv legăturile la rețeaua primară și la cea secundară) conțin conducte (tevi) și robinete.

În circuitul primar sunt recomandate conductele din oțel (OLT 32; OLT 35 sau OLT 45), trase, conform STAS 404

(§ 6.6); în circuitul secundar se folosesc conducte din oțel (OL 32 sau OL 38) sudate longitudinal, conform STAS 7656 și conducte trase conform STAS 404.

Robinetele din circuitul primar al PT sunt de tipul „cu sertar-pană” sau „cu ventil” (în punctele de golire și aerisire), turnate din oțel, Pn 16 sau Pn 25, STAS 8091, STAS 1054 și STAS 1357. Robinetele din circuitul secundar sunt de același tip dar se pot accepta la Pn 10 sau Pn 16, turnate din fontă, conform STAS 1518, STAS 1519, STAS 8090.

Sunt foarte eficiente robinetele sferice. În România se produc astfel de robinete la I A Z - Zalău (Dn 15 ... 100) VEXVE Finlanda și la ARIO SA din Bistrița (Dn 40 ... 1200).

În ceea ce privește izolarea conductelor se aplică soluții similare cu cele precizate pentru cazul centralelor termice (§ 6.7).

Componentele instalațiilor de asigurare-expansiune din PT sunt similare cu cele prevăzute în centrale termice, conținând pompe, recipiente, rezervoare, armături etc. Recipientele sunt de tipul celor utilizate în instalațiile de ridicare a presiunii prin hidrofor (STAS 2156).

În cazul prevederii recipientelor cu membrană în instalațiile de expansiune, se recomandă consultarea producătorilor de astfel de echipamente.

BIBLIOGRAFIE

1. Antonescu, N. și Caluianu, V.: Cazane și aparate termice. Editura Didactică și Pedagogică, București, 1975.
2. Antonescu N.: Calculul coșurilor centralelor termice ținând seama de noile norme internaționale de protecția mediului. Colocviul III Național pentru Protecția atmosferei - București, nov. 1993.
3. Antonescu N.: Curs procese și instalații de ardere, curs Editura UTCB, 1996.
4. Antonescu N. ș.a.: Coșuri și instalații de tiraj. Editura Matrix, 2000.
5. Athanasovici, V., Mușatescu, V., Dumitrescu, S.: Termoenergetica industrială și termoficare. Editura Didactică și Pedagogică, București, 1981.
6. Athanasovici, V.: Utilizarea căldurii în industrie, volumul I. Editura Tehnică, București, 1995.
7. Beldiman, M.: Contribuții la optimizarea reglării în sistemele de termoficare alimentând consumatorii cu inerție termică mică. Teza de doctorat, Institutul Politehnic București, 1982.
8. Bernier, J. - La pompe de chaleur, mode d'emploi, tome I, P.Y.C. Edition, 1979.
9. Cadiergues, R: Le comptage de la chaleur. Promoclim. A.1976.
10. Cadiergues, R: Un nouveau procédé de comptage: les systèmes métrostatiques. Promoclim B. 1975.
11. Chiriac, F.: Instalații frigorifice. Editura Didactică și Pedagogică, București, 1981.
12. H.L von Cube, Steimle, F. Warmepumpen, Grundlagen und praxis. VDI - Verlag GmbH, Dusseldorf, 1978.
13. Cyssau, R: Regulation. Programation. Optimisation. Q.R - CEGIBAT 1985. Paris.
14. Cocora O: Auditul și expertiza termică a clădirilor și instalațiilor aferente. Editura Matrix 2004.
15. Dinculescu, C., Lecca, A.: Rețele termice și hidropneumatice. Editura Didactică și Pedagogică, București, 1968.
16. Duffie I., Beckmann, W.A.: Solar Energy Thermal Processes. J. W. & Sons, New York, 1974.
17. Drăghici, N.N.: Conducte pentru transportul fluidelor. Editura Tehnică, București, 1972.
18. Dima, E. Compensatoare lenticulare de dilatație. Editura Tehnică, București, 1976
19. Dumitrescu, L.: Instalații sanitare pentru ansamblu de clădiri. Editura Tehnică, București, 1980.
20. Ilina, M. ș.a: Instalații de încălzire și rețele termice. Editura Didactica și Pedagogică, București, 1985.
21. Ilina, M. ș.a: Energii neconvenționale utilizate în instalațiile din construcții. Editura Tehnică, București, 1987.
22. Ilina, M: Încălzirea locuințelor cu combustibili clasici. Seria Tehnică la zi. Editura Tehnică, București, 1990.
23. Ilina, M. ș.a: Instalații de încălzire. Îndrumător de proiectare. Editura Tehnică, București, 1992.
24. Ilina, M, Lungu, C.: 100 de probleme practice de instalații de încălzire. Editura Matrix 2005.
25. Kondrat, R. A., Linstroth, R.L.: Heating Distribution Systems and Equipment for UNit Heaters. Handbook of HVAC Design Industrial Press - New York.
26. Lecca, A. ș.a.: Conducte și rețele termice. Editura Tehnică, București, 1974.
27. Lefevre, J.: Comtage des frais de chauffage. Kempes Editeur, Gladenbach, 1986.
28. Lificiu, P.: Centrale termice Buderus. Rev. Instalatorul nr.2/1998, București.
29. Luță, C: Încălzirea grupurilor mici de locuință. Editura Tehnică, București, 1978.
30. Moțit, M.: Contoare. Editura Artecno București SRL, 1997.
31. Niculescu, N., Ilina, M., Bandrabur, C., Beldiman, M., Crăciun, M.: Instalații de încălzire și rețele termice. Editura Didactică și Pedagogică, București, 1985.
32. Niculescu, N. ș.a.: Instalații de ventilare și climatizare. Editura Didactică și Pedagogică, București, 1982.
33. Petrescu, A., Beldiman, M., Furtunescu, H.: Utilizarea apei fierbinți pentru încălziri centrale. Editura Tehnică, București, 1981.
34. Petrescu, A., Duță, Gh., Vasilescu, P.: Instalații de încălzire în ansamblu de clădiri. Editura Tehnică, București, 1966.
35. Petrescu, A., Duță, Gh., Vasilescu, P.: Încălzirea clădirilor industriale. Editura Tehnică, București, 1981.
36. Recknagel, Sprenger: Taschenbuch fur Heizung Luftung und Klimoteknik. Editura 58, Editura Oldenbourg, Munchen-Wien 1980.
37. Rietchel, H., Raiss, W.: Traite de chauffage et de climatisation, Paris, Dunod, 1974.
38. Țopa, N., Balcu, M., Beldiman, M. ș.a.: Studiu și măsurări privind solicitările mecanice ale conductelor termice preizolate cu spumă rigidă de poliuretan, 1997.
39. Vintilă, Șt. ș.a.: Instalații sanitare și de gaze. Editura Didactică și Pedagogică, R.A. - București, 1995.

40. MEE-ICCE, ICEMENERG București - Utilizarea pompelor de căldură, Sinteza documentară privind tehnologia pompei de căldură și modul actual de aplicare, 1981;
41. Corporation des maîtres mécaniciens et tuyauterie du Québec- Système de chauffage et de climatisation à air pulsé, Montréal-Québec, 1991.
42. Dr. Hera-Auditul energetic al clădirilor și al sistemelor de alimentare cu căldură, cap. 6 Încălzirea cu pompe de căldură, p 364-429, Ed. Conspress București, 2005;
43. Dr. Hera-Instalații frigorifice, vol I Agenți frigorifici, Ed. Matrix Rom București, 2007;
44. Dr. Hera, A. Girip-Instalații frigorifice, vol II Scheme și cicluri frigorifice, Ed. Matrix Rom București, 2007.*** STAS 1907/90 - Instalații de încălzire. Necesarul de căldură de calcul.
- *** Co. S.T. I.C. Manuel de la regulation et de la gestion de l'énergie. PYC. Edition, Paris, 1996.
- *** Dimensionarea corpurilor de încălzire. Prescripții generale. STAS 1797/1.
- *** C107-2005 - Normativ privind calculul termotehnic al elementelor de construcție ale clădirilor (publicată în Monitorul Oficial, partea I, nr. 1124 bis din 13 decembrie 2005):
- Partea 1 - Normativ privind calculul coeficienților globali de izolare termică la clădirile de locuit C107/1;
 - Partea a 2-a - Normativ privind calculul coeficienților globali de izolare termică la clădirile cu altă destinație decât cea de locuire C107/2;
 - Partea a 3-a - Normativ privind calculul performanțelor termoenergetice ale elementelor de construcție ale clădirilor C107/3;
 - Partea a 4-a - Ghid privind calculul performanțelor termotehnice ale clădirilor C107/4;
 - Partea 5 - Normativ privind calculul termotehnic al elementelor de construcție în contact cu solul C107/5.
- *** C107/6-2002 Normativ general privind calculul transferului de masă (umiditate) prin elementele de construcție (înlocuiește STAS 6472/4) - (Buletinul Construcțiilor nr. 14/2002).
- *** C107/7-02 Normativ pentru proiectare la stabilitate termică a elementelor de închidere ale clădirilor - (Revizuire NP200/89) - (Buletinul Construcțiilor nr. 8/2003).
- *** GP 058/2000 Ghid privind optimizarea nivelului de protecție termică la clădirile de locuit (Buletinul Construcțiilor nr. 2/2002 și Broșură IPCT 2001).
- *** GT 039-02 Ghid de evaluare a gradului de confort higrotermic din unitățile funcționale ale clădirilor existente (Buletinul Construcțiilor nr. 8/2003).
- *** NP 060 - 02 Normativ privind stabilirea performanțelor termo-higro-energetice ale anvelopei clădirilor de locuit existente, în vederea reabilitării și modernizării lor termice (publicat în broșura IPCT - ianuarie 2003, Buletinul Construcțiilor nr. 18-2003).
- *** SC 007 - 02 Soluții cadru pentru reabilitarea termo-higro-energetice a anvelopei clădirilor de locuit existente (publicat în broșură IPCT noiembrie 2002, Buletinul Construcțiilor nr. 18-2003).
- *** STAS 7462/2. Fizica construcțiilor. Hidrotermica. Parametrii climatici exteriori.
- *** STAS 6472/6. Fizica construcțiilor. Proiectarea termotehnică a elementelor de construcții cu punți termice.
- *** STAS 6472/7. Fizica construcțiilor. Termotehnica. Calculul permeabilității la aer a elementelor și materialelor de construcții.
- *** STAS 13149. Fizica construcțiilor, ambianțe termice moderate. Determinarea indicilor PMV și PPD și nivelele de performanță pentru ambianțe.
- *** STAS 11984/2002 - Suprafața echivalentă termică a corpurilor de încălzire.
- ***- GP 067-02 - Ghid privind determinarea suprafeței echivalente termice a corpurilor de încălzire.
- *** I. 36. Instrucțiuni tehnice pentru proiectarea automatizării instalațiilor din centrale și puncte termice.
- *** I. 13. Normativ pentru proiectarea și executarea instalațiilor de încălzire centrală.
- *** I 13/1. Normativ pentru exploatarea instalațiilor de încălzire.
- *** Legea nr.10/1995 privind calitatea în construcții.
- *** Legea nr.123/2007 privind calitatea în construcții.
- *** HG. 349/1993. Hotărâre privind contorizarea apei și a energiei termice la consumatori urbani, instituții și agenți economici.
- *** I - 36. Instrucțiuni de proiectare a instalațiilor de automatizare pentru centrale și puncte termice.
- *** SC-005-00. Ghid - Soluții cadru pentru instalații interioare de încălzire utilizând sisteme de producere a agentului termic - Centrală termică de apartament, de scară, de bloc.
- *** Mc001/I-1-2006- Metodologia de calcul a performanței energetice a clădirilor - anvelopa clădirii.
- *** Mc001/II-1-2006. Metodologia de calcul a performanței energetice a instalațiilor de încălzire.
- *** Mc001/II-2-2006. Metodologia de calcul a performanței energetice a instalațiilor de ventilare și climatizare.
- *** Mc001/II-3-2006. Metodologia de calcul a performanței energetice a instalațiilor de alimentare cu apă caldă menajeră.

-
- *** Mc001/III -1-2006 - Metodologia de calcul a performanței energetice a clădirilor. Auditul și certificatul de performanță energetică a clădirii.
 - *** NP 048-2000. Normativ pentru expertizarea termică și energetică a clădirilor existente și a instalațiilor de încălzire și preparare a apei calde de consum aferente acestora.
 - *** Legea 372/2005. Performanța energetică a clădirilor.
 - *** I36-01. Ghid - Proiectarea automatizării instalațiilor din centrale și puncte termice.
 - *** GP 066/02. Transformarea punctelor termice alimentate de la industrie, în centrale termice pentru ansambluri urbane.
 - *** SREN 12096-1. Reglatoare pentru sisteme de încălzire.
 - *** SREN 13384. Coșuri de fum. Metode de calcul de termodinamică a fluidelor.
 - *** SREN 15265. Performanța energetică a clădirilor. Calculul necesarului de energie pentru încălzire și răcire utilizând metode dinamice.
 - *** SREN ISO 15927. Performanța hidrotermică a clădirilor.
 - *** SC 002. Soluții cadru de contorizare a consumurilor de apă, gaze naturale și energie termică aferente instalațiilor din blocurile de locuințe.
 - *** ME 005. Măsuri pentru întocmirea instrucțiunilor de exploatare privind instalațiile aferente construcțiilor.
 - *** NP 029. Normativ de proiectare, execuție și exploatare pentru rețelele termice cu conducte preizolate.
 - *** C-125. Normativ privind proiectarea și exploatarea măsurilor de izolare.
-

artecno

www.artecno.ro



ISBN 978-973-85936-5-7

ISBN 978-973-85936-6-4