

STRUCTURA SISTEMULUI DE TERMOFICARE, PRODUCERE, TRANSPORT, DISTRIBUȚIE

1.1. Elementele sistemelor centralizate de alimentare cu căldură

Ansamblul instalațiilor de producere combinată a energiei electrice și termice, precum și instalațiile de transport, de distribuție și de utilizare a căldurii constituie **un sistem centralizat de alimentare cu căldură**.

În general, structura sistemelor centralizate de alimentare cu căldură, depinde de tipul acestora, putând fi clasificate după natura necesarurilor de căldură acoperite în:

- sisteme centralizate de alimentare cu căldură urbane;
- sisteme centralizate de alimentare cu căldură industriale;
- sisteme centralizate de alimentare cu căldură mixte (urbane și industriale).

Sistemele centralizate de alimentare cu căldură, indiferent de tipul lor, cuprind (figura 1.1):

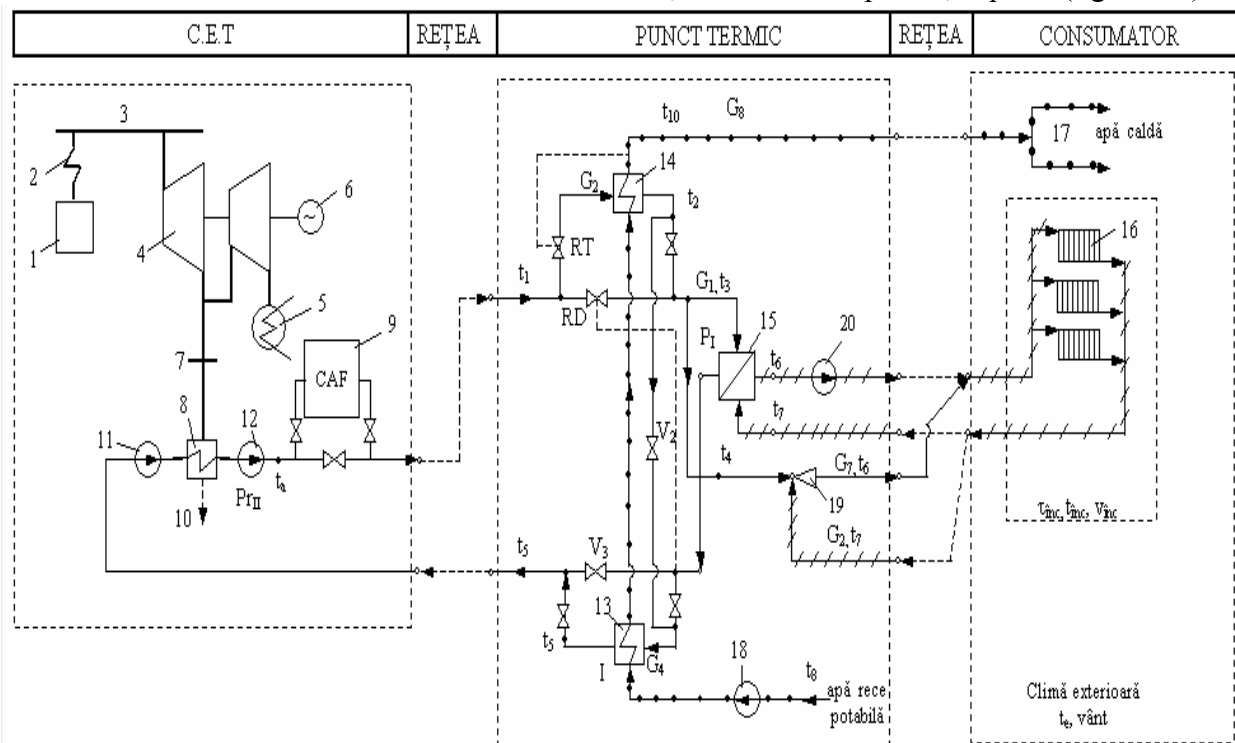


Figura 1.1. Schema de principiu a unui sistem de termoficare: 1 – cazan; 2 – supraîncălzitor de abur; 3 – bara de abur viu; 4 – turbine cu priză pentru termoficare urbană; 5 – condensator; 6 – generator electric; 7 – bară colectoare abur joasă presiune pentru termoficare urbană (0,5...2,5 bar); 8 – schimbător de bază într-o treaptă; 9 – cazan de apă fierbinte; 10 – colectoare puncte joase; 11 – pompe de rețea treapta I; 12 – pompe de rețea treapta a II-a; 13 – schimbător de căldură pentru prepararea apei calde treapta I; 14 – schimbător de căldură pentru prepararea apei calde treapta a II-a; 15 – preîncălzitor încălzire treapta I; 16 – consumatori de căldură pentru încălzire; 17 – consumatori de apă caldă; 18 – pompă apă rece potabilă; 19 – hidroelevator; 20 – pompă circulație agent termic pentru încălzire

- a) centrala sau centralele de termoficare care constituie principalele instalații de producere a celor două forme de energie;
- b) centralele termice și eventualele instalații de valorificare a resurselor energetice secundare industriale sau deșeurile menajere care sunt integrate în sistem;

- c) rețeaua de termoficare* formată din totalitatea magistralelor de transport și din conductele de distribuție, inclusiv derivațiile spre consumatori;
- d) punctele termice* utilizate în scopul cedării căldurii către instalațiile consumatorilor, ele reprezentând elementele de legătură dintre acestea și rețeaua de termoficare;
- e) instalațiile consumatorilor*, numai în măsura în care, datorită legăturilor hidraulice directe, devin elemente ale sistemului de termoficare propriu-zis.
- f) stațiile termice urbane* (dacă rețeaua de termoficare funcționează cu agenți termici sau cu parametri termici diferiți), *stațiile intermediare de pompare, transformatoarele de abur, stațiile de epurare și pompare a condensatului returnat la centrala sau centralele de termoficare.*

1.2. Amplasarea surselor de energie termică [1]

Fluxurile de masă și energie ce străbat instalațiile sursei de producere a căldurii sunt cele care determină unul dintre următoarele moduri de amplasare a sursei față de consumatori:

- *la consumator* – caracteristică centralelor de termoficare din cauza distanțelor limitate de transport a căldurii, precum și centralelor termoelectrice pentru rezervă și siguranță;
- *la sursa de apă de răcire* – caracteristică centralelor termoelectrice de condensatie, înregistrându-se o creștere a randamentului, ca urmare a temperaturii mai reduse a apei de răcire;
- *la sursa de combustibil (la gura minei)* – caracteristică centralelor termoelectrice care folosesc combustibili inferiori.

Centralele de termoficare, în funcție de destinația lor (urbane sau industriale) pot fi poziționate față de consumatori astfel:

A. Centralele de termoficare urbană pot fi amplasate astfel:

1) *amplasare interioară a centralei de termoficare* – în regiunea clădită a orașului, cât mai aproape de zona cu cel mai mare consum termic. Acest mod de amplasare prezintă următoarele aspecte caracteristice:

- evită magistralele de transport lungi și de diametre mari, cu scăderea implicită a investițiilor în rețeaua de termoficare și a pierderilor de căldură și presiune la transportul și distribuția energiei termice;
- permite o elasticitate la dezvoltarea în timp a consumului;
- permite utilizarea pentru fiecare zonă de consum a celui mai adecvat agent termic;
- poate livra energie electrică direct la medie tensiune, evitând astfel pierderile la dubla transformare de tensiune (ridicare-coborâre);
- terenul de amplasare fiind limitat și scump, impune o dezvoltare pe verticală a centralei, apărând astfel probleme legate de sursa de răcire și de posibilitatea alimentării cu combustibil;
- folosesc combustibil superior, lichid sau gazos, pentru a se evita poluarea atmosferei orașelor.

2) *amplasare periferică a centralei de termoficare* – la distanțe destul de mari de centrul de consum, la limita zonei clădite. Acest mod de amplasare este caracterizat prin:

- ușurința alimentării și depozitării combustibililor inferiori și a evacuării zgurii și cenușei;
- necesitatea existenței instalațiilor de epurare a gazelor de ardere mai puțin costisitoare;
- realizarea unor investiții specifice mai reduse, datorită costului mai redus al terenului, a dezvoltării pe orizontală și a rezolvării problemelor de alimentare cu apă de răcire și combustibil;
- posibilități ușoare de extindere ulterioară;
- creșterea investițiilor în rețeaua de termoficare și a pierderilor de căldură și presiune la transport.

3) *amplasarea exterioară a centralei de termoficare urbană* – la distanțe mai lungi de limita zonei clădite. Acest mod de amplasare este determinat de o serie de factori locali, cum ar fi: centrala de termoficare are și un consum de căldură industrial, amplasându-se pe platforma industrială sau în apropierea sursei de apă de răcire sau de combustibil.

B. Centralele de termoficare industrială pot fi amplasate, în raport cu consumatorii astfel:

1) *CET alimentând o întreprindere sau un complex de întreprinderi, integrat pe o platformă industrială* – prezintă avantajele concentrării și combinării alimentării cu energie, cocentrării unor servicii comune (alimentarea cu apă industrială, apă de răcire, aer comprimat, canalizare etc.) și posibilitatea utilizării în CET a unor resurse energetice secundare rezultate în industria sau pe platforma industrială alimentată.

2) *CET alimentând printr-o rețea de termoficare o serie de întreprinderi dintr-o zonă mai redusă* – este rezultatul unei raționalizări în alimentarea cu căldură a unor întreprinderi industriale mai vechi, răspândite teritorial și a căror modernizare sau extindere impune și modernizarea gospodăriei energetice.

3) *CET alimentând printr-o rețea de termoficare două sau mai multe platforme industriale* – o soluție rar întâlnită, deoarece este caracterizată printr-o putere mare instalată în sursă și, o distanță de transport de asemenea, mare.

4) *două sau mai multe CET alimentând printr-o rețea de termoficare comună o platformă industrială sau o zonă industrială mai largă* – este o soluție foarte rar întâlnită practic.

1.3. Natura și parametrii agenților termici de transport [1]

Natura agentului termic utilizat pentru transportul și distribuția căldurii în sistemele centralizate de alimentare cu căldură are o influență hotărâtoare asupra economicității termoficării. Astfel, ca agenți termici de transport se pot utiliza:

- aburul;
- apa fierbinte cu temperatura nominală de 150°C;
- apa caldă cu temperatura nominală mai mică de 100°C.

1.3.1. Natura agentului termic în cazul sistemelor centralizate de alimentare cu căldură urbane

În cazul sistemelor de termoficare urbană, nivelul termic cerut de consumatorii de căldură, 90...95°C – pentru încălzire și 50...60°C – pentru apa caldă de consum, nu impune utilizarea aburului drept agent termic de transport. Utilizarea apei fierbinți ca agent termic de transport prezintă atât unele avantaje cât și unele dezavantaje în comparație cu aburul:

Avantaje:

1. În cazul utilizării apei fierbinți se obține o producție specifică mare de putere sau de energie electrică pe unitatea de căldură livrată orar sau anual (figura 2.2). Acest lucru se datorează faptului că presiunea până la care se poate destinde aburul depinde numai de nivelul termic până la care trebuie încălzită apa în instalația de bază t_a și de coeficientul de termoficare.

2. Cantitatea de energie termică livrată în sistemul de termoficare este mare;

3. Investițiile în rețeaua de transport a apei fierbinți sunt mici;

4. Este posibilă reglarea centralizat-calitativă a sarcinii termice prin modificarea temperaturii apei din rețeaua de termoficare și menținând constant debitul de agent termic;

5. Permite păstrarea în circuitul termic al CET a întregii cantități de condensat, lucru deosebit de important deoarece ciclurile CET moderne au parametrii inițiali mai ridicați;

6. Schemele de racordare a consumatorilor în rețelele de apă fierbinte sunt mai simple decât cele de racordare în rețelele de abur.

Dezavantaje:

1. Consumul de putere și de energie pentru pomparea agentului termic este mai mare în cazul utilizării apei fierbinți ca agent termic din cauza debitelor mai mari vehiculate și a pierderilor de presiune pe rețea, mai mari;

2. Domeniul de aplicare este restrâns, agentul termic sub formă de apă fierbinte neputând fi utilizat la acoperirea unor eventuale consumuri tehnologice;

3. Densitatea și presiunea hidrostatică mari, nu permit o distribuție ușoară în zonele cu relief accidentat;

4. Defectele pe rețeaua de transport și distribuție a agentului termic se pot identifica și remedia mai greu, ceea ce conduce la o exploatare curentă puțin mai dificilă în comparație cu rețelele de transport a aburului.

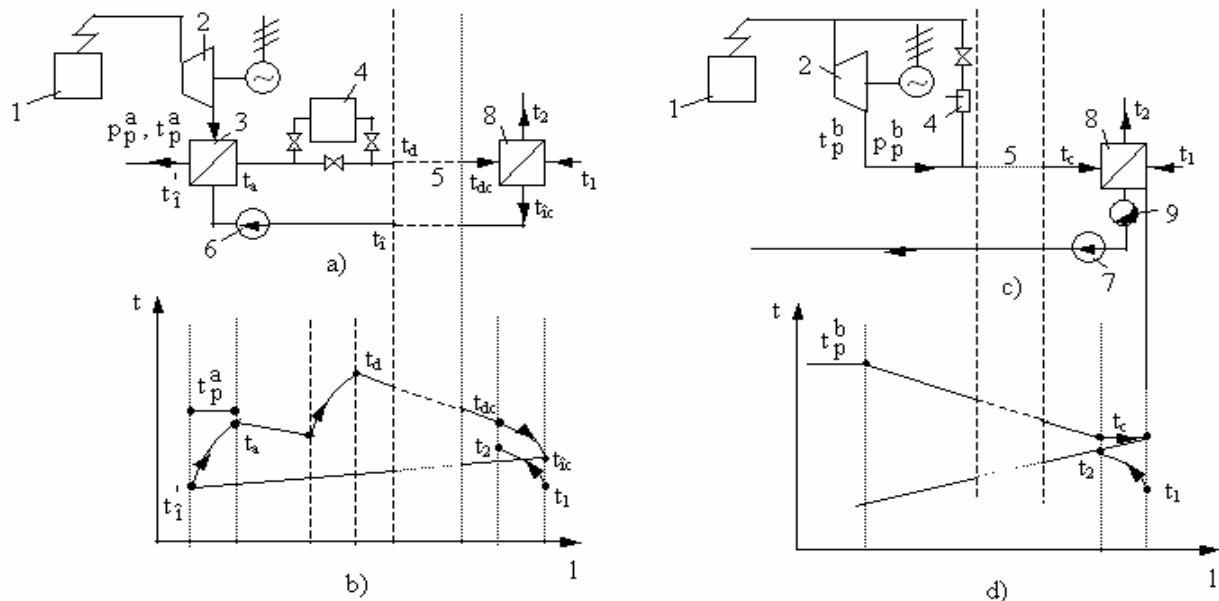


Figura 1.2. Schemele de principiu ale sistemelor centralizate de alimentare cu căldură și variația temperaturilor în rețea în cazul utilizării celor doi agenți termici (abur și apă fierbinte) de transport: a) schema sistemului de termoficare folosind apă fierbinte; b) variația temperaturii în rețeaua de termoficare cu apă fierbinte; c) schema sistemului de termoficare folosind abur; d) variația temperaturii de saturație în rețeaua de termoficare cu abur; 1 – cazan; 2 – turbină; 3 – instalație de bază pentru livrarea căldurii; 4 – instalație de vârf pentru livrarea căldurii; 5 – rețea de termoficare; 6 – pompă de rețea; 7 – pompă de condensat; 8 – instalație consumatoare; 9 – separator de condensat

1.3.2. Natura agentului termic în cazul sistemelor centralizate de alimentare cu căldură industriale

Având în vedere faptul că majoritatea consumatorilor tehnologici folosesc agent termic sub formă de abur, problema alegerii unui anumit tip de agent termic nu mai apare. De asemenea, în funcție de mărimea sarcinii termice pentru încălzire, ventilare și pentru prepararea apei calde de consum, de ponderea ei în mărimea sarcinii termice totale și de distanța de transport, se va alege și tipul agentului termic de transport pentru acoperirea acestor necesari de căldură.

1.3.3. Parametrii agentului termic de transport

Alegerea parametrilor agentului termic trebuie făcută de la caz la caz, ținând seama de condițiile concrete și în special de natura agentului termic, apă fierbinte sau abur.

Sistemele de termoficare care utilizează ca agent termic apa fierbinte sunt sisteme urbane, consumatorii fiind aceia care cer asigurarea unei temperaturi aproximative de 50°C pentru alimentarea cu apă caldă și (90...95)°C, în regim nominal pentru consumatorul de încălzire. Temperatura efectivă de livrare a agentului termic din instalațiile de producere este determinată pe baza calculului tehnico-economic, având în vedere numeroșii factori tehnici și economici care intervin.

Debitul de agent termic necesar în rețeaua de termoficare pentru care aceasta este dimensionată se determină cu relația 1.1:

$$G^c = \frac{q^c}{c \cdot (t_d^c - t_i^c)} \quad (1.1)$$

unde: G^c – debitul nominal de agent termic, [kg/s];
 q^c – necesarul nominal de căldură, [kW];

c – căldura specifică a apei, [J/(kg·°C)];

t_d^c - temperatura nominală a apei fierbinți în conducta de ducere la plecarea din CET, [°C];

$t_i^c = 70...75$ - temperatura nominală a apei în conducta de întoarcere la sosirea în CET, [°C].

Temperatura apei în conducta de întoarcere este dată de condițiile actuale de dimensionare ale instalațiilor interioare de cedare a căldurii la consumatori $t_i^c = 90/70^\circ\text{C}$ sau $95/75^\circ\text{C}$ și, ca urmare, mărimea debitului orar nominal de agent termic de transport este influențată numai de temperatura t_d^c . Cu cât această temperatură este mai mare apar o serie de *avantaje*, cum ar fi:

1. se reduce debitul de agent termic necesar transportului căldurii și, implicit, se reduce puterea pompelor și consumul de energie pentru vehicularea acestuia în rețeaua de termoficare;
2. se reduc investițiile în rețeaua de termoficare, deoarece la aceeași pierdere specifică de presiune considerată în calculul de dimensionare, rezultă diametre mai mici ale conductelor;
3. se reduce suprafața de schimb de căldură în schimbătoarele instalate în punctele termice.

Dezavantajele unei temperaturi mai mari a apei fierbinți în conducta de ducere mai mari sunt următoarele:

- în cazul considerării aceluiași coeficient de termoficare α_h^n se modifică și temperatura apei la ieșirea din schimbătorul de bază t_a^c , conform relației 1.2:

$$t_a^c = t_i^c + \alpha_h^n \cdot (t_d^c - t_i^c) \quad (1.2)$$

Pentru obținerea unei temperaturi mai ridicate a apei fierbinți la ieșirea din schimbătorul de bază este necesar să se crească presiunea la priza sau contrapresiunea turbinei, ceea ce conduce în final la:

- o producție specifică de putere (energie) raportată la unitatea de căldură livrată;
- un consum mai mare de combustibil;
- o creștere a cheltuielilor anuale și a investițiilor;
- creșterea temperaturii t_d^c peste valoarea de 150°C , ceea ce permite racordarea directă a consumatorilor de încălzire deoarece, presiunea din rețea depășește presiunea maximă admisibilă în instalațiile locale ale consumatorilor. Astfel, se evită vaporizarea agentului termic, indiferent de regimul de funcționare. Faptul că este posibilă doar o racordare directă a consumatorilor, conduce la o creștere a costului instalației. De asemenea, pierderile de căldură în rețelele de transport, sunt puțin influențate de creșterea temperaturii t_d^c , deoarece se realizează o compensare a acestora prin reducerea suprafeței de schimb de căldură cu mediul ambiant prin reducerea diametrului conductei.

În cazul utilizării aburului ca agent termic de transport, parametrii acestuia joacă un rol important atât în sistemele urbane, din cauza legăturii directe dintre distanța de transport și producția specifică de energie electrică (indicele de termoficare), cât și în cele industriale, din cauza nivelului ridicat de temperaturi impus de consumatori. În ceea ce privește nivelul de presiune la care se livrează aburul, acesta trebuie să asigure nivelul de presiune necesar consumatorului, care trebuie verificat în permanență, deoarece unii consumatori cer presiuni mai mari pentru dimensionarea schimbătoarelor de căldură, în vederea reducerii suprafețelor de schimb de căldură. În cazul temperaturii aburului, aceasta trebuie să aibă o valoare suficient de mare pentru ca, ținând seama de pierderile de căldură la transport, aburul să nu condenseze de-a lungul rețelei de transport, ajungând la consumator ușor supraîncălzit.

În concluzie, parametrii aburului utilizat ca agent termic de transport sunt funcție de nivelul termic impus de consumator, de tipul aparatelor consumatoare (de suprafață sau de amestec), de distanțele de transport și de modul de dimensionare al rețelei de transport și de distribuție.

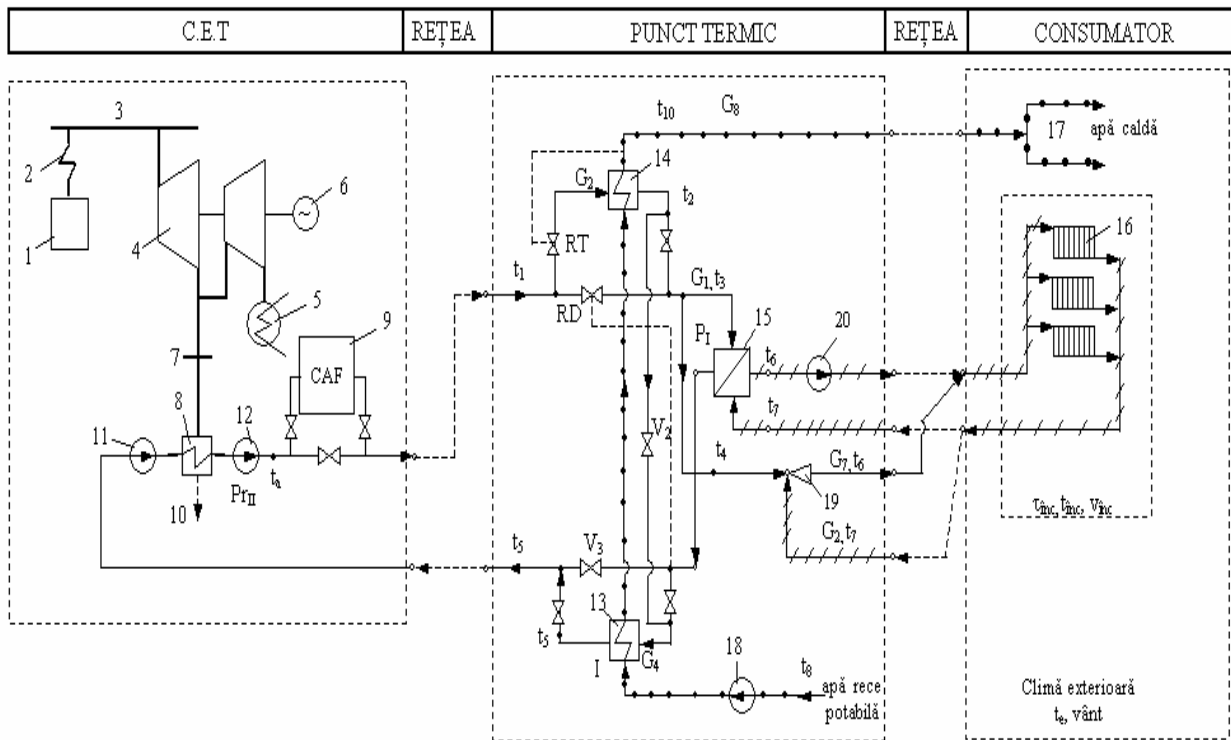


Figura 1.1. Schema de principiu a unui sistem de termoficare: 1 – cazan; 2 – supraîncălzitor de abur; 3 – bară de abur viu; 4 – turbine cu priză pentru termoficare urbană; 5 – condensator; 6 – generator electric; 7 – bară colectoare abur joasă presiune pentru termoficare urbană (0,5...2,5 bar); 8 – schimbător de bază într-o treaptă; 9 – cazan de apă fierbinte; 10 – colectoare puncte joase; 11 – pompe de rețea treapta I; 12 – pompe de rețea treapta a II-a; 13 – schimbător de căldură pentru prepararea apei calde treapta I; 14 – schimbător de căldură pentru prepararea apei calde treapta a II-a; 15 – preîncălzitor încălzire treapta I; 16 – consumatori de căldură pentru încălzire; 17 – consumatori de apă caldă; 18 – pompă apă rece potabilă; 19 – hidroelevator; 20 – pompă circulație agent termic pentru încălzire

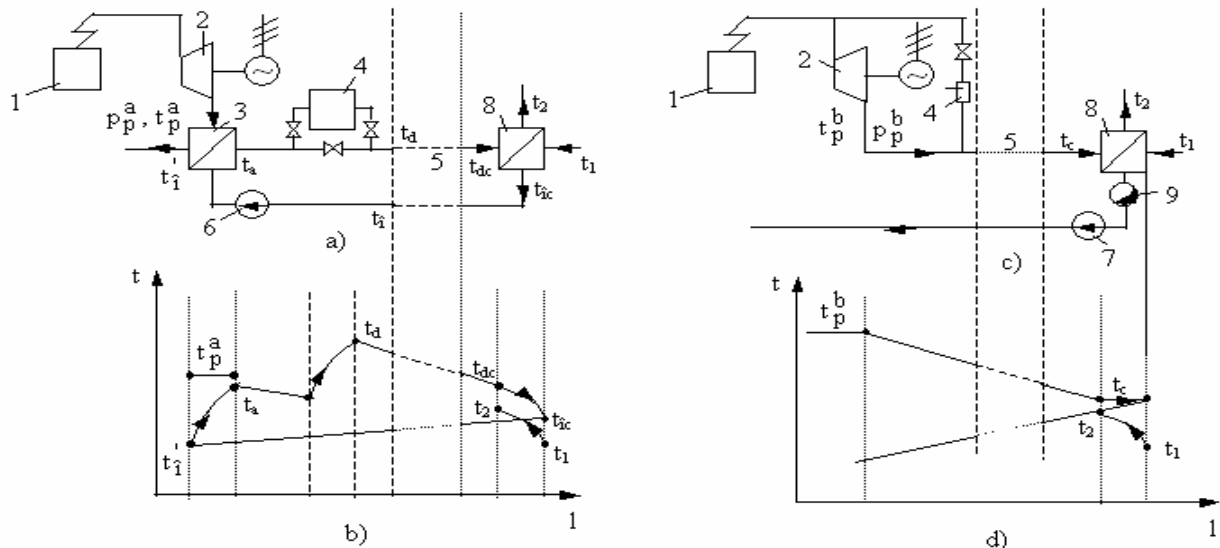


Figura 1.2. Schemele de principiu ale sistemelor centralizate de alimentare cu căldură și variația temperaturilor în rețea în cazul utilizării celor doi agenți termici (abur și apă fierbinte) de transport: a) schema sistemului de termoficare folosind apă fierbinte; b) variația temperaturii în rețeaua de termoficare cu apă fierbinte; c) schema sistemului de termoficare folosind abur; d) variația temperaturii de saturație în rețeaua de termoficare cu abur; 1 – cazan; 2 – turbină; 3 – instalație de bază pentru livrarea căldurii; 4 – instalație de vârf pentru livrarea căldurii; 5 – rețea de termoficare; 6 – pompă de rețea; 7 – pompă de condensat; 8 – instalație consumatoare; 9 – separator de condensat

CONFORTUL CLĂDIRILOR

2.1. Noțiuni generale

Reducerea consumului energetic în clădiri, este una dintre principalele direcții actuale de cercetare în domeniul construcțiilor, dar cu o permanentă atenție îndreptată asupra satisfacerii cerințelor obiective și subiective legate de funcțiile vitale ale omului privind:

- posibilitatea efectuării cu eficiență maximă atât a muncii fizice cât și a celei intelectuale;
- posibilitatea efectuării unor activități de recreere, odihnă și somn în condiții optime.

Proiectarea spațiilor închise (a clădirilor) este o problemă complexă care poate fi rezolvată prin acțiunea simultană a unor factori de natură tehnică, socială, psihologică și ergonomică, ca urmare a unui calcul de optimizare multicriterială, având în vedere confortul (tehnic și psihologic) și economia de energie.

Noțiunea de **confort tehnic** cuprinde toți parametrii realizați și controlați cu instalații, care influențează direct dispoziția omului și acționează asupra simțurilor acestuia, cum ar fi: confortul termic, acustic, olfactiv și vizual.

Perceperea și aprecierea elementelor de bază ale confortului de către om sunt influențate atât de unii factori psihologici cât și de evoluția și echilibrul psihologic al omului. Psihicul omului depinde și de factori independenți cum ar fi: vârsta, sexul etc., care influențează și aprecierea nivelului de confort tehnic. Astfel poate apare senzația de plăcut ca optimul rezultat al parametrilor de confort tehnic și psihologic (figura 2.1).

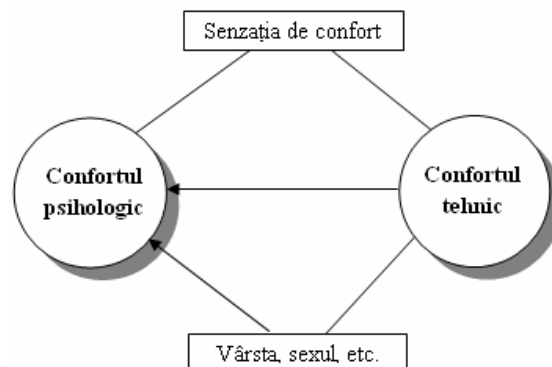


Figura 2.1. Parametrii care determină senzația de confort

Confortul reprezintă senzația subiectivă ce apare în corpul uman pe baza acțiunii complexe a unor parametrii fizici și psihici.

Confortul subiectiv al persoanelor dintr-un spațiu închis depinde de foarte mulți factori, care pot fi grupați astfel (conform principiului lui Blanchere):

- temperatură;
- umiditate și circulație a aerului;
- miros și respirație;
- pipăit și atingere;
- factori acustici;
- văz și efecte ale culorilor;
- vibrații și mișcări ale clădirii;
- factori speciali (aporturi solare, ionizație);
- factori de siguranță;
- factori legați de programul zilnic;
- pericole neprevăzute;
- factori economici.

2.2. Factori de confort termic

Realizarea confortului în clădiri, presupune cunoașterea unui complex de factori care definesc confortul în ansamblu și care pot fi grupați în factori higrotermici.

Noțiunea de confort termic are un caracter subiectiv, ea depinzând de comportamentul fiecărui individ în raport cu mediul ambiant.

Prin factori de confort termic se înțelege acel grup de factori legați de ambientul termic, care definește starea de confort la un moment dat.

S-a constatat o corelație între confortul termic și parametrii microclimatului, care pot fi:

a) Parametrii fizici:

- temperatura aerului interior;
- temperatura medie de radiație a suprafețelor delimitatoare;
- umiditatea relativă a aerului interior, respectiv presiunea parțială a vaporilor de apă în aer;
- viteza aerului interior;

b) Parametrii legați de capacitatea de acomodare a corpului uman în vederea menținerii echilibrului termic:

- producția de căldură a corpului uman, căldura cedată, termoreglarea;
- rezistența termică a îmbrăcăminte și influența acesteia asupra evaporării.

Echilibrului termic este influențat la rândul său de doi factori de bază:

- 1) căldura produsă de corp, care depinde în primul rând de activitățile depuse, de vârstă, sex etc.;
- 2) căldura cedată de corp, care depinde de îmbrăcăminte, dar și de ceilalți parametri enumerați anterior.

Senzația de confort termic se definește ca fiind acea stare conștientă care exprimă satisfacție (mulțumire) față de ambientul termic existent și a cărei evaluare se realizează cu ajutorul scării subiective de confort cu șapte nivele: +3 (foarte cald); +2 (cald); +1 (ușor cald); 0 (neutru); -1 (răcoare); -2 (rece); -3 (frig).

Senzația de confort termic este definită prin indicele de confort B :

$$B = C + 0,25 \cdot (t_i + \theta_{mr}) + 0,1 \cdot x - 0,1 \cdot (37,8 - t_i) \cdot \sqrt{v_i} \quad (2.1)$$

unde: C – constantă care are valoarea $-9,2$ în perioada rece și $-10,6$ în perioada caldă;

t_i – temperatura interioară, [°C];

θ_{mr} – temperatura medie de radiație a încăperii, [°C];

x – conținutul de umiditate al aerului interior, [gr/kg aer uscat];

v_i – viteza curenților de aer interior, [m/s].

2.2.1. Temperatura aerului interior

Condiția ca în încăperi să se realizeze un confort termic corespunzător este ca, la o anumită temperatură a aerului interior t_i să se realizeze o temperatură medie optimă a suprafețelor delimitatoare pentru realizarea unui schimb normal de căldură prin radiație între corpul uman și mediul ambiant.

Criteriul de confort termic în clădiri poate fi ilustrat printr-o relație grafică (figura 2.2) între temperatura aerului din încăpere, temperatura aerului exterior și temperatura peretelui, rezultând că valoarea medie a temperaturii aerului interior poate fi cuprinsă între 17 și 24°C pentru realizarea unui confort termic corespunzător în încăperi, conform reglementărilor în vigoare din România.

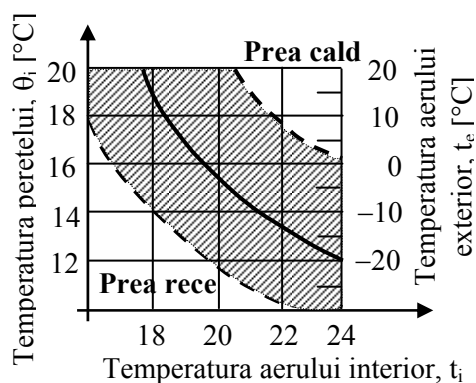


Figura 2.2. Realizarea confortului termic în funcție de temperatura interioară, temperatura exterioară și temperatura peretelui

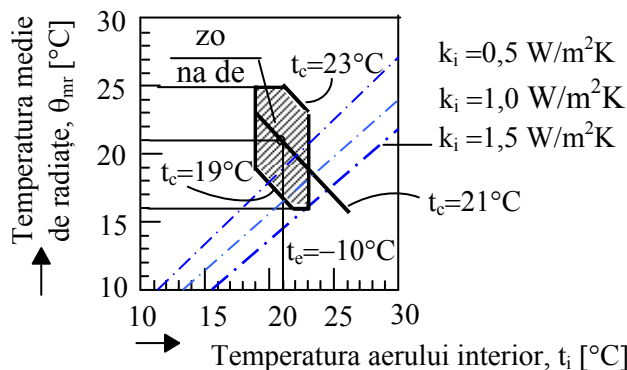


Figura 2.3. Diagrama de confort în funcție de temperatura aerului interior, de temperatura medie de radiație și de temperatura resimțită

2.2.2. Temperatura medie de radiație (θ_{mr})

Din punct de vedere matematic, temperatura medie de radiație reprezintă, o medie ponderată a produselor suprafețelor specifice și temperaturile specifice ale acestora, fiind de fapt, o rezultantă a efectului de radiație asupra unui corp aflat în interiorul încăperii, a suprafețelor calde (corpuri de încălzire) și suprafețelor reci:

$$\theta_{mr} = \frac{\sum S_j \cdot \theta_j}{\sum S_j} \quad (2.2)$$

Din grafic rezultă că temperatura t_i poate fi aleasă între 19 și 23°C, în condițiile în care temperatura θ_{mr} are valori echivalente cuprinse între 16 și 25°C, cu respectarea corelației dată de zona hașurată și anume: la creșterea lui t_i trebuie să scadă θ_{mr} și invers. Temperatura de confort, care mai este denumită și temperatura resimțită, poate fi considerată ca medie aritmetică între temperatura aerului interior și temperatura medie de radiație a suprafețelor delimitatoare ale încăperii (relația 2.3).

$$t_c = \frac{t_i + \theta_{mr}}{2} \quad [^\circ\text{C}] \quad (2.3)$$

De asemenea, în diagrama din figura 2.3 sunt trasate și dreptele de variație a coeficienților globali de transfer termic, k_i , ai elementelor exterioare de construcție, ce asigură temperaturile interioare necesare. Din analiza lor rezultă faptul că în țara noastră, până în anul 1997, gradul de izolare termică al pereților exteriori ne situează în afara zonei de confort ($k_i = 1,4 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$).

2.2.3. Umiditatea relativă a aerului interior

Formele sub care acționează apa asupra clădirilor și a materialelor de construcții pot fi menționate astfel:

- apa din teren acționează prin presiune sau prin ascensiune capilară asupra anvelopei clădirilor;
- apa meteorologică, sub forma intemperiilor (ploaie, zăpadă), acționează asupra elementelor de închidere ale clădirilor (acoperiș, pereți exteriori);
- apa inițială de construcție rezultă în urma procesului de punere în operă a clădirii (turnări de beton, tencuieli umede etc.) acționează în masa elementelor de construcție;
- apa de exploatare rezultă din procesul funcțional-tehnologic care se desfășoară în clădiri (băi, bucătării, laboratoare etc.);
- apa higroscopică derivă din umiditatea aerului interior și exterior, funcție de structura fizică a materialului de construcție;

- *apa de condens* rezultă în urma condensării vaporilor de apă pe suprafața și în masa elementelor de construcție exterioare (pereți de închidere, terase, planșee de pod etc.);
- *apa de natură biologică* rezultă din procesele de respirație și de evaporare a apei de pe suprafața pielii omului.

Umiditatea aerului interior poate fi exprimată prin:

- *umiditatea absolută* x_i , definită prin masa apei conținută într-un volum de aer, iar pentru o temperatură și o presiune dată, umiditatea absolută este limitată de o valoare maximă numită umiditate de saturație x_s , a cărei valoare este influențată de valoarea temperaturii din încăperea (figura 2.4).

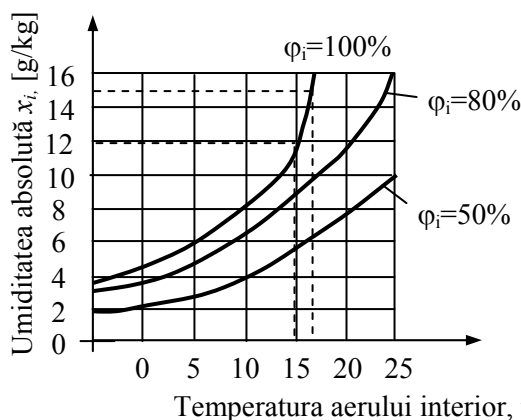


Figura 2.4. Diagrama de confort umiditate absolută – temperatura aerului interior

- *umiditatea relativă a aerului interior* ϕ_i , reprezintă raportul între umiditatea absolută și cea de saturație și are valori cuprinse între 50 și 90%, în funcție de destinația încăperilor și de modul de ventilare a acestora. Valorile optime ale umidității relative a aerului în încăperile clădirilor civile și social-culturale sunt de 55...65%, funcție de temperatura aerului interior de 20...23°C (figura 2.5).

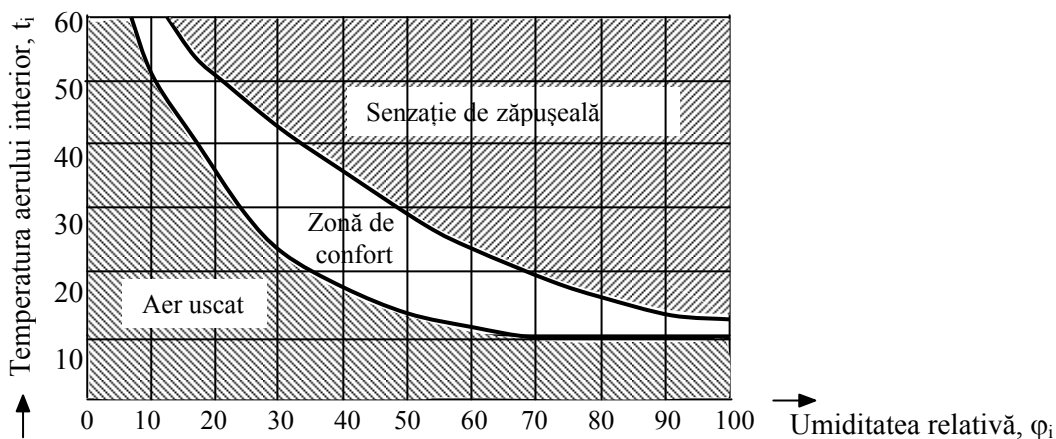


Figura 2.5. Diagrama de confort umiditate relativă – temperatura aerului interior

2.2.4. Viteza aerului

Este indicat ca viteza de mișcare a aerului din încăperea să nu fie accentuată, deoarece apare senzația de curent dacă aerul în mișcare are o temperatură mai mică decât aerul interior și jetul este îndreptat spre părți ale corpului. În zona cuprinsă de la pardoseală până la 2 m înălțime în camerele de locuit și birouri cu o temperatură de 20...22°C, viteza de mișcare a aerului de 0,1...0,15 m/s este considerată admisibilă (figura 2.6).

Conform lui Mayer și Fanger, inconfortul curentului de aer (ICA), poate fi calculat în funcție de gradul de turbulență a aerului interior (T_u), de viteza de mișcare a aerului interior (v_i) și de temperatura resimțită (t_c) cu relația 2.4:

$$ICA = (34 - t_i) \cdot (v_i - 0,05)^{0,62} \cdot (0,37 \cdot v_i \cdot T_u + 3,14) \quad [\%] \quad (1.4)$$

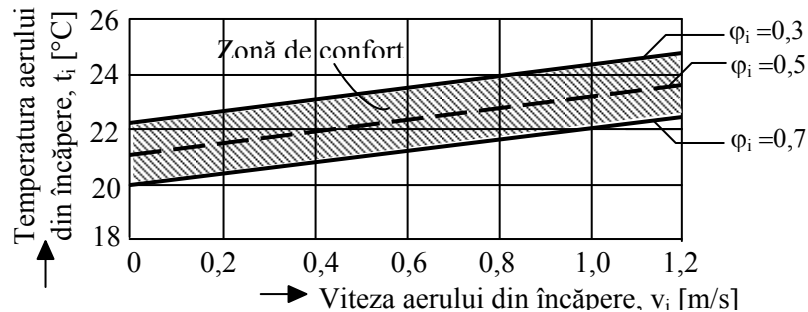


Figura 2.6. Diagrama de confort funcție de temperatură și viteză aerului

1.2.5. Felul activității și îmbrăcămintea

Organizația Internațională pentru Standardizare (ISO-7730) a prevăzut pentru definirea confortului termic șase factori principali, adăugând la cei patru parametri ai microclimatului interior și intensitatea muncii i_M , exprimată în met^1 (degajare de căldură a omului) și rezistența termică a îmbrăcămintei R_{cl} , exprimată în clo^2 . Confortul termic ținând seama de felul activității și al îmbrăcămintei, poate fi apreciat și sub formă grafică (figura 2.7) pentru o valoare a umidității relative a aerului în încăperea $\phi_i = 50\%$ și, indică astfel, temperatura optimă resimțită t_c în corelație cu rezistența termică a îmbrăcămintei R_{cl} sau R_h , cu intensitatea muncii i_M și cu energia metabolică M . Viteza aerului trebuie considerată $v_i = 0$ pentru activități cu $i_M \leq 1$ met și $v_i = 0,3$ pentru $i_M > 1$.

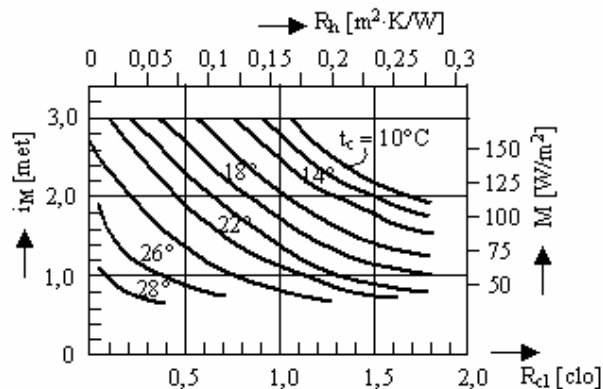


Figura 2.7. Temperatura optimă resimțită în corelație cu rezistența termică a îmbrăcămintei, cu intensitatea muncii și cu energia metabolică

¹ 1 met = 58 W/m²

² 1 clo = 0,155 m²K/W

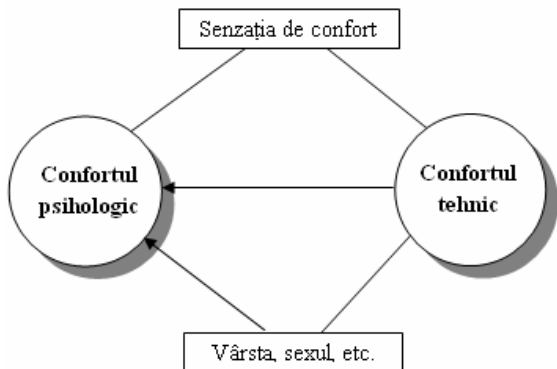


Figura 2.1. Parametrii care determină senzația de confort

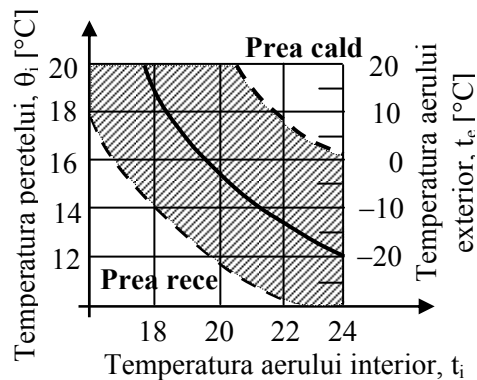


Figura 2.2. Realizarea confortului termic funcție de temperatura interioară, temperatura exterioră și temperatura peretelui

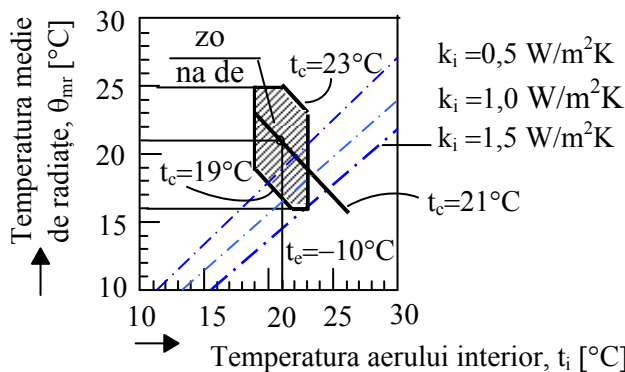


Figura 2.3. Diagrama de confort în funcție de temperatura aerului interior, de temperatura medie de radiație și de temperatura resimțită

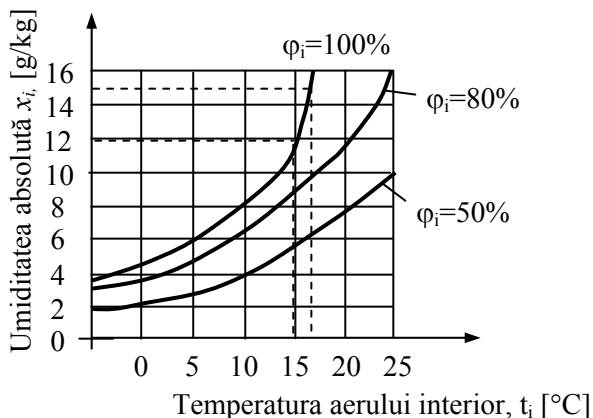


Figura 2.4. Diagrama de confort umiditate absolută – temperatura aerului interior

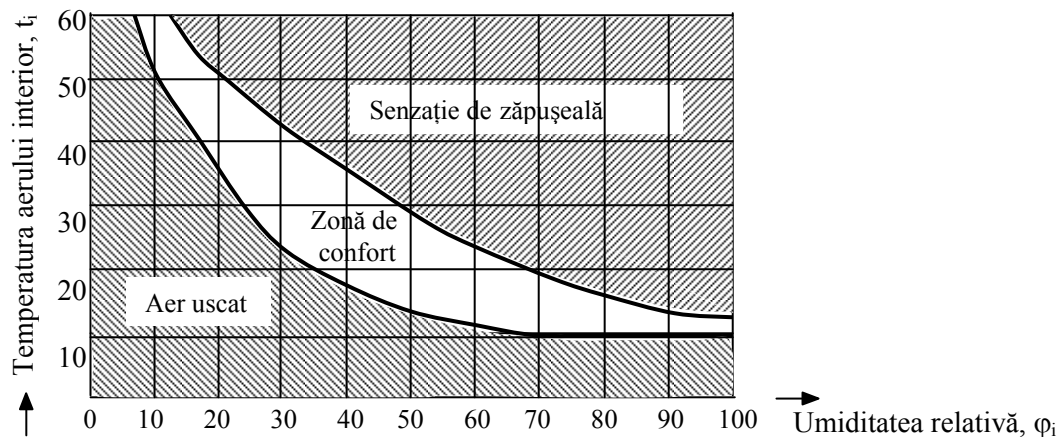


Figura 2.5. Diagrama de confort umiditate relativă – temperatura aerului interior

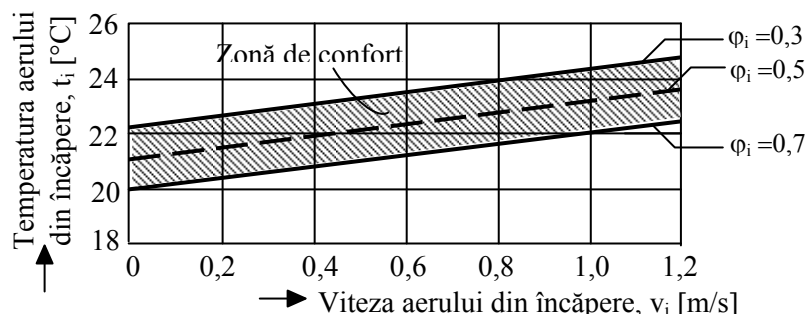


Figura 2.6. Diagrama de confort funcție de temperatură și viteza aerului

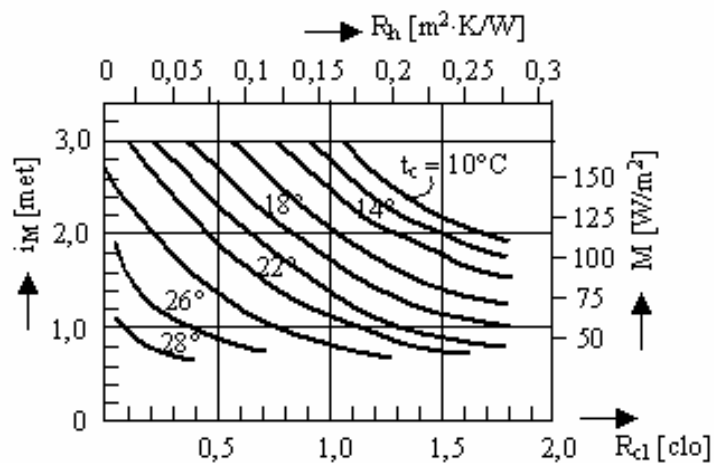


Figura 2.7. Temperatura optimă resimțită în corelație cu rezistența termică a îmbrăcăminteii, cu intensitatea muncii și cu energia metabolică

METODE DE EVALUARE A NECESARULUI DE CĂLDURĂ PENTRU ÎNCĂLZIRE ȘI APĂ CALDĂ DE CONSUM

3.1. Noțiuni generale despre necesarul de căldură în clădiri

Necesarul de căldură pentru asigurarea parametrilor de confort termic în cadrul unui obiectiv (clădire) cuprinde, în general, necesarul de căldură pentru: încălzire, preparare apă caldă de consum (acc), ventilație, tehnologie și pierderi în rețelele de transport și distribuție.

$$Q_T = Q_{inc} + Q_{acc} + Q_v + Q_{th} + \Delta Q_{rt,d} \text{ [kW]} \quad (3.1)$$

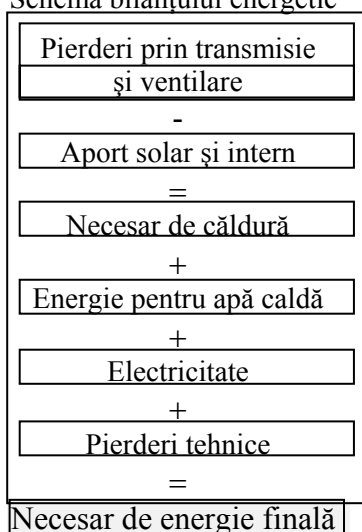
Pentru aprecierea cantitativă a fenomenelor de transfer de căldură și masă prin elementele de construcție care intră în componența structurilor ce delimitează încăperile clădirilor se impune cunoașterea proprietăților termice și higrotermice ale materialelor de construcție omogene.

Alegerea modului de alcătuire a elementelor de construcție se face pe baza proiectării din punct de vedere termotehnic în scopul realizării:

- rezistenței minime necesare la transferul termic, prin limitarea fluxului termic și evitarea condesului pe suprafața interioară a elementului de construcție;
- stabilității termice necesare, pentru evitarea oscilațiilor temperaturii aerului interior și pe suprafața interioară a elementelor de construcție;
- rezistenței la permeabilitate la vapori, pentru limitarea condensării vaporilor în interiorul elementelor de construcție;

- rezistenței la infiltrația aerului, pentru asigurarea capacității de izolare termică.

Schema bilanțului energetic



Evaluarea consumului anual de energie pentru încălzire este necesară pentru eficientizarea energetică în domeniul construcțiilor. Consumul anual se referă la *energia finală (EF)* (căldură și electricitate) folosită în clădire pentru încălzirea spațiilor și sub formă de apă caldă și la *energia primară (EP)* conținută de combustibilii utilizați și din care se obține *energia secundară (ES)* care acoperă necesarul de energie finală al clădirii (figura 3.1).

Calculul necesarului de căldură se bazează în principal, pe un calcul simplificat-estimativ, pe experiența celui care proiectează și pe experiențe anterioare.

Figura 3.1. Componentele consumului de energie luat în considerare pentru eficientizarea energetică a clădirilor civile

3.2. Calculul necesarului de căldură pentru prepararea apei calde de consum

Necesarul de căldură pentru scopuri igienico-sanitare se determină în funcție de natura consumatorului cu relația:

$$Q_{ac} = \frac{1}{3,6} \cdot G_{ac} \cdot c \cdot (t_{ac} - t_{ar}) \text{ [W]} \quad (3.2)$$

unde: G_{ac} – debitul de apă caldă de consum¹, [kg/h];
 $c=4,18$ – căldura specifică a apei, [kJ/(kg·°C)];

¹ parametru greu de determinat

$t_{ac}=60$ – temperatura apei calde, [°C];

$t_{ar}=(10...15)$ – temperatura apei reci, [°C].

Indicii de consum pentru necesarul de căldură pentru prepararea apei calde menajere sunt dependenți de numărul de persoane N (relația 3.3) și de căldura consumată pentru prepararea apei calde menajere Q_{ac}^c (tabelul 3.1).

$$Q_{ac} = \frac{Q_{ac}^c \cdot N}{2...2,5} \quad (3.3)$$

Tabelul 3.1. Căldura consumată pentru prepararea apei calde menajere

Nr.crt.	Tipul clădirii	Q_{ac}^c	
		[W/loc]	[kcal/h·loc]
1.	Case de locuit	290...320	250...275
2.	Cămine	260...320	225...275
3.	Spitale	410...490	350...420
4.	Școli	93...105	80...90
5.	Instituții	350...465	300...400
6.	Valoare medie	-	700...800

Consumul specific de apă caldă menajeră pentru diferite clădiri este prezentat în tabelul 3.2.

Tabelul 3.2. Consumul specific de apă caldă menajeră

Nr. crt.	Destinația clădirii		l/zi/pers	
1.	Locuințe	Preparare locală	- lemne	30
			- gaze	60
		Preparare centrală	- permanent	75
			După program	120
2.	Cămine	- duș comun	60	
3.	Hoteluri		60	
4.	Spitale		120	
5.	Spălătorii		20...60	
6.	Intreprinderi	- duș	20...60	

3.3. Calculul necesarului de căldură pentru încălzire

3.3.1. Calculul necesarului de căldură pentru încălzire folosind metoda caracteristicii termice a clădirii

Metoda are la bază relația 3.4 în condițiile în care se consideră un regim staționar:

$$Q_i = x_i \cdot V_e \cdot (\theta_i - \theta_e) \cdot a \quad [W] \quad (3.4)$$

unde: Q_i – necesarul de căldură datorită pierderilor prin elementele de construcție, [W];

x_i – caracteristica (coeficientul) termic al clădirii (tabelul 3.3), [W/(m³·°C)];

V_e – volumul exterior construit, [m³];

θ_i – temperatura interioară convențională de calcul, [°C];

θ_e – temperatura spațiilor exterioare încăperii considerate, [°C], care se ia după caz;

a – coeficient în funcție de temperatura exterioară θ_e (tabelul 3.4), [°C].

Calculul necesarului de căldură pentru încălzire conform metodei caracteristicii termice a clădirii impune determinarea necesarului suplimentar pentru încălzirea aerului infiltrat ca urmare a neetanșeităților (relația 3.5).

$$Q_{vm} = f \cdot Q_i \quad [W] \quad (3.5)$$

unde: f – coeficient de corecție în funcție de temperatura exterioară (tabelul 3.5);

Tabelul 3.3. Coeficientul termic al clădirii

Nr. crt.	Felul clădirii	$V_e \cdot 10^{-3} [m^3]$	X_i	
			$[W/m^3 \cdot ^\circ C]$	$[kcal/m^2 \cdot grd]$
1.	Clădiri: de locuit, social-culturale și administrative	1	0,58...0,765	0,5...0,65
		1...5		
		5...10		
		10...25		
2.	Ateliere	> 25	0,53...0,58	0,46...0,5
		5...20		
		20...200		
3.	Garaje	5...10	0,75...1,33	0,65...1,15

Tabelul 3.4. Coeficientul "a" în funcție de temperatura exterioară θ_e

$\theta_e, [^\circ C]$	-12	-15	-18	-21
a	1,35	1,29	1,21	-

Tabelul 3.5. Coeficientul "f" de corecție în funcție de temperatura exterioară θ_e

$\theta_e, [^\circ C]$	>0	-5...-10	-10...-15	-15...-20
f	0,15...0,2	0,1...0,15	0,07...0,1	0,05...0,07

3.3.2. Calculul necesarului de căldură pentru încălzire folosind metoda de calcul pe conturul exterior al clădirii

Metoda presupune efectuarea unui calcul aproximativ de transfer de căldură pe conturul exterior al unei clădiri, indiferent de destinația acesteia. Necesarul total de căldură este:

$$Q_i = 1,2 \cdot (Q_p + Q_v) \quad [W] \quad (3.6)$$

unde: Q_p - pierderile de căldură prin suprafețele pline (zidite), [W]:

$$Q_p = S_p \cdot (\theta_i - \theta_e) \cdot k_p \quad (3.7)$$

Q_v - pierderile de căldură prin suprafețele vitrate, [W]:

$$Q_v = S_v \cdot (\theta_i - \theta_e) \cdot k_v \quad (3.8)$$

Coeficienții globali de transfer de căldură prin suprafețe pline, k_p , respectiv vitrate, k_v , sunt dependenți de condițiile meteorologice exterioare (tabelul 3.6).

Tabelul 3.6. Coeficienții globali de transfer de căldură în funcție de starea vremii

k	Fără vânt	Vânt+ploaie	Conform normativelor în vigoare
$k_p, [W/(m^2 \cdot grd)]$	0,79	1,7	1,5...1,98
$k_v, [W/(m^2 \cdot grd)]$	3,82	8,26	3,25...5,23

Ținând cont de faptul că suprafața exterioară a clădirii este determinată cu relația 3.9, se va aprecia aportul suprafețelor pline (zidite) S_p , față de cele vitrate S_v , astfel:

- pentru hale industriale $S_v = (0,1 \dots 0,3) S_E$;
- pentru locuințe $S_v = (0,1 \dots 0,2) S_E$;
- pentru clădiri social-culturale și administrative $S_v = (0,2 \dots 0,4) S_E$;

$$S_E = S_p + S_v \quad [m^2] \quad (3.9)$$

3.3.3. Calculul necesarului de căldură pentru încălzire prin metoda coeficienților globali de izolare termică „G”

Metoda de calcul ține seama de condițiile climatice ale amplasamentului (clădirii), precum și de aporturile de căldură internă și solară (pasivă) și se poate folosi la determinarea prin calcul a necesarului anual de căldură atât pentru clădirile noi, cât și pentru cele existente (reabilitate sau nereabilitate).

Pentru un m^3 de volum interior al clădirii, necesarul anual de căldură se determină cu relația:

$$Q = \frac{24}{1000} \cdot C \cdot N_{12}^{0_i} \cdot G - (Q_i + Q_s) \quad [\text{kW} \cdot \text{h}/(\text{m}^3 \cdot \text{an})] \quad (3.10)$$

unde: G – coeficientul global de izolare termică a clădirii, $[\text{W}/(\text{m}^3 \cdot ^\circ\text{C})]$, determinat cu relația 3.11 [14], [16]:

$$G = \frac{1}{V_{\text{clad}}} \cdot \left(\sum \frac{A}{R'_m} \right) + 0,34 \cdot n \quad [\text{W}/(\text{m}^3 \cdot ^\circ\text{C})] \quad (3.11)$$

unde: A – aria anvelopei clădirii, $[\text{m}^2]$;

R'_m - rezistența termică corectată, medie, a anvelopei clădirii, $[(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})/\text{W}]$, determinată prin calcul funcție de structura elementelor perimetrice;

n – viteza de ventilare naturală a clădirii, respectiv numărul de schimburi de aer pe oră, $[\text{h}^{-1}]$ (tabelul 3.7).

Tabelul 3.7. Numărul schimburilor de aer pe oră “ n ” $[\text{h}^{-1}]$ la clădiri, conform INCERC

Nr. crt.	Categoria clădirii	Clasa de adăpostire	Clasa de permeabilitate			
			Ridicată	Medie	Scăzută	
1.	Clădiri individuale (case unifamiliale, cuplate sau înșiruite etc.)	Neadăpostite	1,5	0,8	0,5	
		Moderat adăpostite	1,1	0,6	0,5	
		Adăpostite	0,7	0,5	0,5	
2.	Clădiri cu mai multe încăperi (cămine, internate, spații de învățământ etc.)	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	

C – coeficient de corecție, care ține seama de reducerea temperaturii interioare pe durata nopții, de variația în timp a temperaturii exterioare, de dotarea instalației interioare de încălzire cu dispozitive de reglare termostată a temperaturii interioare, de regimul de exploatare a instalației de încălzire și care se determină din diagrame în funcție de N_{12}^{20} (figura 3.2);

$N_{12}^{0_i}$ - numărul anual de grade-zile de calcul, corespunzător localității unde este amplasată clădirea, calculat pentru temperatura interioară medie în perioada de încălzire θ_i și pentru temperatura exterioară medie zilnică care marchează începerea și oprirea încălzirii θ_{e0} , $[\text{K} \cdot \text{zile}]$, determinat astfel:

a) se stabilește temperatura medie anuală θ_a pentru localitatea respectivă, cu relația:

$$\theta_a = \theta_{a0} - 0,005 \cdot h \quad (3.12)$$

unde: θ_{a0} - temperatura exterioară medie anuală corectată pentru nivelul mării, pentru localitatea respectivă, $[\text{°C}]$;

h – altitudinea localității, $[\text{m}]$.

b) se determină grafic valoarea coeficientului de corelare climatică K în funcție de θ_a și θ_{e0} ;

- c) se încadrează localitatea într-una din cele două zone de corelație (K , $N_{\theta_{co}}^{20}$), în funcție de poziția ei geografică;
- d) se determină grafic, din diagrame, în funcție de valoarea coeficientului de corelare climatică, K și de zona de corelație, valorile numărului anual de grade – zile de calcul, $N_{\theta_{co}}^{20}$;
- e) se determină grafic, în funcție de valoarea coeficientului K , durata convențională a perioadei de încălzire, $D_{\theta_{co}}$.

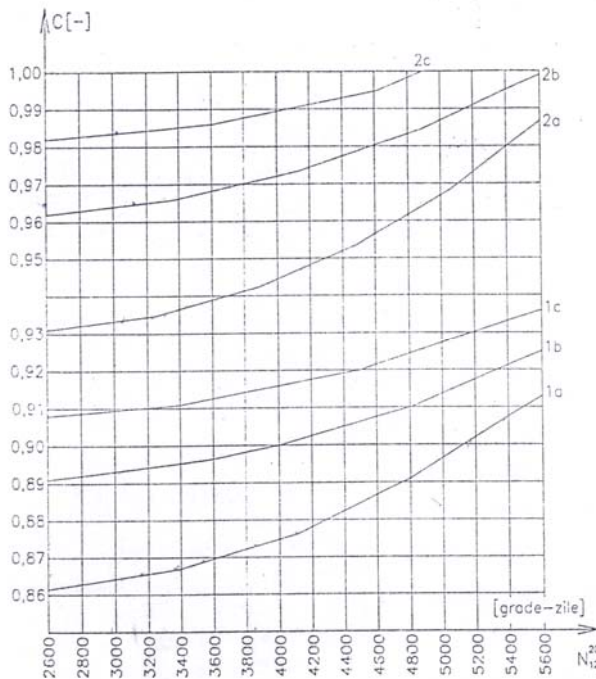


Figura 3.2. Diagrama de determinare a coeficientului de corecție „C”: 1 – instalații dotate cu dispozitive de reglare termostată; 2 - instalații fără dispozitive de reglare termostată; a) punct termic/stație termică compactă/centrală termică locală – automatizate; b) punct termic cu reglaj manual; c) centrală termică de cartier, neautomatizată

Q_i – aportul util de căldură rezultat din locuirea clădirii, aferent unui m^3 de volum încălzit, (pentru clădirile de locuit se consideră ca fiind egal cu $7 [(kW \cdot h)/(m^3 \cdot an)]$, iar pentru celelalte tipuri de clădiri se calculează funcție de gradul de dotare cu aparatură electrică, în funcție de numărul de persoane, în funcție de gradul de ocupare, în funcție de gradul de utilizare a iluminatului general și local și a ventilatoarelor, a aparatelor de aer condiționat, a calculatoarelor etc.);

Q_s – aportul util de căldură provenită din radiația solară, aferent unui m^3 de volum încălzit, $[(kW \cdot h)/(m^3 \cdot an)]$, determinat cu relația:

$$Q_s = 0,40 \cdot \sum_{ij} I_{Gj} \cdot g_i \cdot \frac{A_{Fij}}{V} \quad [kW \cdot h/(m^3 \cdot an)] \quad (3.13)$$

unde: I_{Gj} – radiația solară globală disponibilă corespunzătoare unei orientări cardinale „j”, $[(kW \cdot h)/(m^2 \cdot an)]$, (S – $I_{GS} = 420$, SE sau SV – $I_{GS} = 340$, E sau V – $I_{GS} = 210$, NE sau NV – $I_{GS} = 120$, N – $I_{GS} = 100$, suprafețe orizontale – $I_{GS} = 360$);

g_i – gradul de penetrare a energiei pe geamurile „i” ale tâmplăriei exterioare (0,75 – pentru geamuri simple, sau un geam termoizolant dublu; 0,65 – pentru trei geamuri simple, sau un geam simplu + un geam termoizolant dublu, sau un geam termoizolant triplu; 0,50 – geam termoizolant dublu; 0,45 – pentru geamuri triple; 0,40 – pentru geam termoizolant triplu);

A_{Fij} – aria tâmplăriei exterioare prevăzută cu geamuri clare de tipul „i” și dispusă după orientarea cardinală „j”, $[m^2]$.

Schema bilanțului energetic

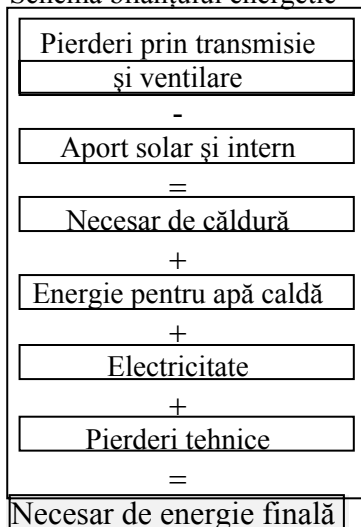


Figura 3.1. Componentele consumului de energie luat în considerare pentru eficientizarea energetică a clădirilor civile

Tabelul 3.1. Căldura consumată pentru prepararea apei calde menajere

Nr.crt.	Tipul clădirii	Q_{ac}^c	
		[W/loc]	[kcal/h·loc]
1.	Case de locuit	290...320	250...275
2.	Cămine	260...320	225...275
3.	Spitale	410...490	350...420
4.	Școli	93...105	80...90
5.	Instituții	350...465	300...400
6.	Valoare medie	-	700...800

Tabelul 3.2. Consumul specific de apă caldă menajeră

Nr. crt.	Destinația clădirii		l/zi/pers	
1.	Locuințe	Preparare locală	- lemne	30
			- gaze	60
		Preparare centrală	- permanent	75
			După program	120
2.	Cămine	- duș comun	60	
3.	Hoteluri		60	
4.	Spitale		120	
5.	Spălătorii		20...60	
6.	Intreprinderi	- duș	20...60	

Tabelul 3.3. Coeficientul termic al clădirii

Nr. crt.	Felul clădirii	$V_e \cdot 10^{-3}$ [m ³]	X_i	
			[W/m ³ ·°C]	[kcal/m ² ·grd]
1.	Clădiri: de locuit, social-culturale și administrative	1	0,58...0,765	0,5...0,65
		1...5		
		5...10		
		10...25		
2.	Ateliere	> 25	0,53...0,58	0,46...0,5
		5...20		
		20...200		
3.	Garaje	5...10	0,75...1,33	0,65...1,15

Tabelul 3.4. Coeficientul "a" în funcție de temperatura exterioară θ_e

θ_e , [°C]	-12	-15	-18	-21
-------------------	-----	-----	-----	-----

a	1,35	1,29	1,21	-
---	------	------	------	---

Tabelul 3.5. Coeficientul “f” de corecție în funcție de temperatura exterioară θ_e

θ_e , [°C]	>0	-5...-10	-10...-15	-15...-20
f	0,15...0,2	0,1...0,15	0,07...0,1	0,05...0,07

Tabelul 3.6. Coeficienții globali de transfer de căldură în funcție de starea vremii

k	Fără vânt	Vânt+ploaie	Conform normativelor în vigoare
k_p , [W/(m ² ·grd)]	0,79	1,7	1,5...1,98
k_v , [W/(m ² ·grd)]	3,82	8,26	3,25...5,23

Tabelul 3.7. Numărul schimburilor de aer pe oră “n” [h⁻¹] la clădiri, conform INCERC

Nr. crt.	Categoria clădirii	Clasa de adăpostire	Clasa de permeabilitate			
			Ridicată	Medie	Scăzută	
1.	Clădiri individuale (case unifamiliale, cuplate sau înșiruite etc.)	Neadăpostite	1,5	0,8	0,5	
		Moderat adăpostite	1,1	0,6	0,5	
		Adăpostite	0,7	0,5	0,5	
2.	Clădiri cu mai multe încăperi (cămine, internate, spații de învățământ etc.)	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

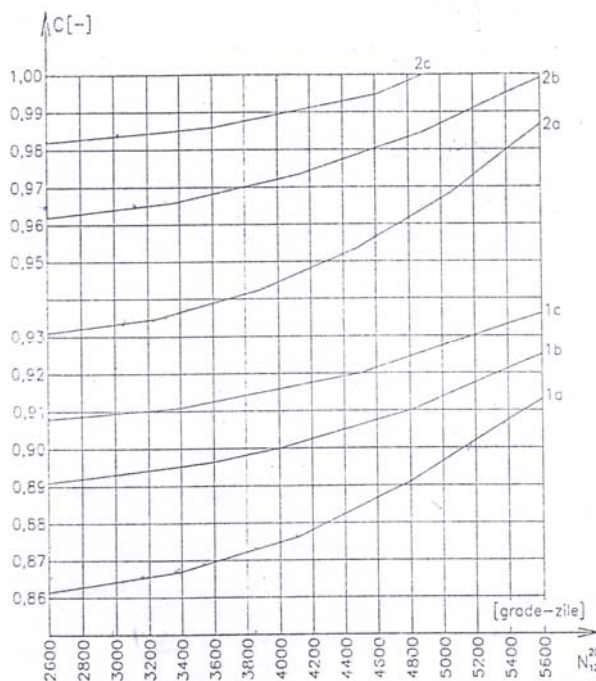


Figura 4.2. Diagrama de determinare a coeficientului de corecție „C”: 1 – instalații dotate cu dispozitive de reglare termostată; 2 - instalații fără dispozitive de reglare termostată; a) punct termic/stație termică compactă/centrală termică locală – automatizate; b) punct termic cu reglaj manual; c) centrală termică de cartier, neautomatizată

EVALUAREA NECESARULUI DE CĂLDURĂ PENTRU ÎNCĂLZIRE PRIN METODA SR 1907-1/2000

4.1. Calculul pierderilor de căldură prin transmisie

Metoda de calcul conform SR 1907-1/2000 este o metodă complexă de calcul a necesarului de căldură pentru încălzire care permite evaluarea acestuia pentru fiecare încăpere în parte și presupune, în vederea determinării pierderilor de căldură prin transmisie prin elementele anvelopei clădirilor, parcurgerea următoarelor etape:

1. Se notează pe planul clădirii, într-un cerc desenat în fiecare încăpere, numărul încăperii și temperatura interioară de calcul, conform SR 1907-2/2000;
2. Se înscriu în formularul de calcul caracteristicile geometrice și termotehnice ale elementelor de construcție prin care încăperea pierde căldură: dimensiuni, rezistențe termice, diferențe de temperatură;
3. Se calculează pierderea de căldură prin transmisie, Q_T , în funcție de care se calculează rezistența termică specifică medie:

$$Q_T = \sum C_M \cdot m \cdot A \cdot \frac{\theta_i - \theta_e}{R'} + Q_s \quad [W] \quad (4.1)$$

unde: C_M – coeficient de corecție al necesarului de căldură de calcul funcție de masa specifică a construcției (m_{pi})¹;

m – coeficient de masivitate termică a elementelor de construcție exterioare, determinat conform relației 5.2:

$$m = 1,225 - 0,05 \cdot D \quad (4.2)$$

în care: D – indicele inerției termice a elementului de construcție, calculat cu relația²:

$$D = \sum_{j=1}^n R_{stj} \cdot s_{mj} \quad (4.3)$$

unde: R_{stj} - rezistența specifică la permeabilitate termică a stratului j , [(m²·°C)/W];

s_{mj} - coeficient de asimilare termică al materialului stratului j , [W/(m²·°C)], conform SR1907-1/2000.

A – aria suprafeței fiecărui element de construcție, determinată conform STAS 6472/3, [m²];

R' - rezistența termică specifică corectată a elementului de construcție considerat, determinată prin calcul termotehnic întocmit în conformitate cu prevederile reglementărilor tehnice în vigoare (STAS 6472/3), [(m²·°C)/W] cu relația 4.4. Aceasta rezistența termică pe care trebuie să o aibă un element de conducție exterior pentru a permite obținerea pe suprafața interioară a unei temperaturi θ_i (de confort) și care să fie mai mare decât temperatura punctului de rouă θ_{ti} .

$$\frac{1}{R'} = \frac{1}{R} + \sum_{j=1}^n \frac{\Psi_j \cdot l_j}{A} \quad [(m^2 \cdot ^\circ C) / W] \quad (4.4)$$

în care: R - rezistența termică unidirecțională, [(m²·°C)/W], determinată în funcție de elementul de anvelopă cu una din relațiile:

¹ pentru clădiri de locuit și similare lor și pentru clădiri social-culturale cu pereți interiori realizați din beton celular autoclavizat, cărămidă cu grosime mai mică de 0,125 m, având planșee despărțitoare din beton armat cu grosime ≤0,10 m, sau din alte materiale de construcție ușoară ($m_{pi} \leq 400 \text{ kg/m}^2$) $C_M=1$, iar pentru celelalte construcții ($m_{pi} \geq 400 \text{ kg/m}^2$) $C_M=0,94$.

² pentru elementele de construcție cu $D \geq 4,5$, se consideră $m=1$; pentru tâmplăria exterioară se consideră $D=0,5$; pentru elementele de construcție în contact cu solul precum și planșeele pentru subsolurile neîncălzite se consideră $m=1$.

- pentru elemente exterioare:

$$R = \frac{1}{\alpha_i} + \Sigma \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_e} \quad [(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})/\text{W}] \quad (4.5)$$

- pentru elemente interioare:

$$R = \frac{1}{\alpha_i} + \Sigma \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_i} \quad [(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})/\text{W}] \quad (4.6)$$

- pentru pardoseli în contact cu solul:

$$R = \frac{1}{\alpha_i} + \Sigma \frac{\delta}{\lambda} \quad [(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})/\text{W}] \quad (4.7)$$

unde: α_i – coeficientul de convecție termică de la aerul din interiorul încăperii la suprafața elementului de anvelopă cu care acesta vine în contact, $[\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})]$;

α_e – coeficientul de convecție termică de la suprafața exterioară a elementului de anvelopă la aerul din mediul înconjurător, $[\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})]$;

$\Sigma \frac{\delta}{\lambda}$ - rezistența termică la transmiterea căldurii prin conducție prin straturile elementelor de anvelopă caracterizate de grosimea δ în [m] și coeficientul de conductivitate termică specific materialelor utilizate λ $[\text{W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})]$.

Ψ_j – coeficientul liniar de transfer termic, pentru puntea termică de tip j (colțuri clădiri, intersecții pereți, boiandrugii, plăci pe sol, centuri în ziduri, grinzi de rezistență, soclu subsol, tâmplărie etc.), $[\text{W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})]$;

l_j – lungimea punții termice de tip j, [m];

Q_s – flux termic cedat prin sol, [W], determinat cu relația [17]:

$$Q_s = A_p \cdot \frac{\theta_i - \theta_p}{R_p} + C_M \cdot \frac{m_s}{n_s} \cdot \frac{\theta_i - \theta_e}{R_{bc}} \cdot A_{bc} + \frac{1}{n_s} \cdot \frac{\theta_i - \theta_{ej}}{R_{bc}} \cdot A_{bcj} \quad (4.8)$$

unde: A_p – aria cumulată a pardoselii și a pereților aflați sub nivelul terenului (relația 4.9), $[\text{m}^2]$;

$$A_p = A_{pl} + p \cdot h \quad (4.9)$$

în care: A_{pl} – aria plăcii pe sol sau a plăcii inferioare a subsolului încălzit, $[\text{m}^2]$;

p – lungimea conturului pereților în contact cu solul, [m];

h – cota pardoselii sub nivelul terenului, [m].

R_p – rezistența termică specifică cumulată a pardoselii și a stratului de pământ cuprins între pardoseală și adâncimea de 7 m de la cota terenului sistematizat, sau a stratului de apă freatică, (relația 4.7), $[(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})/\text{W}]$;

m_s – coeficient de masivitate termică a solului, (figura 4.1), determinat în funcție de adâncimea stratului de apă freatică, H și, de adâncimea de îngropare a pardoselii, h;

n_s – coeficient de corecție care ține seama de conductivitatea termică a solului (figura 4.2), determinat în funcție de adâncimea de îngropare a pardoselii față de cota zero a solului, h și, de conductivitatea termică a materialului din care este alcătuit stratul de pământ luat în considerare;

A_{bc} – aria unei benzi cu lățimea de 1 m situată de-a lungul conturului exterior al suprafeței A_p , $[\text{m}^2]$;

R_{bc} – rezistența termică specifică a benzii de contur la trecerea căldurii prin pardoseală și sol către aerul exterior, $[(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})/\text{W}]$;

θ_{ej} – temperatura interioară convențională de calcul pentru încăperile alăturate, $[^\circ\text{C}]$;

A_{bcj} – aria unei benzi cu lățimea de 1 m situată de-a lungul conturului care corespunde spațiului învecinat care are temperatura θ_i , $[\text{m}^2]$;

θ_p – temperatura, fie în sol la adâncimea de 7 m de la cota terenului sistematizat, în cazul inexistenței stratului de apă freatică, fie a stratului de apă freatică.

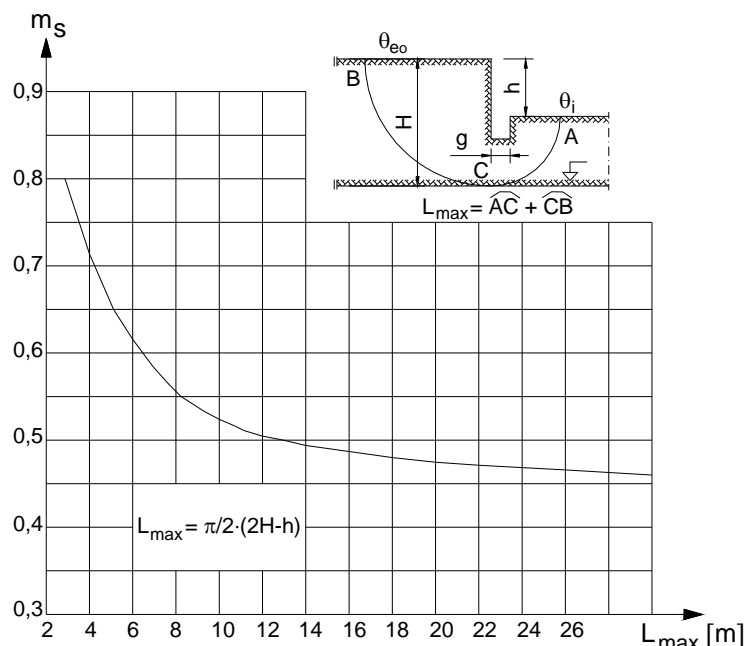


Figura 4.1. Variația coeficientului de masivitate termică, m_s , cu grosimea solului

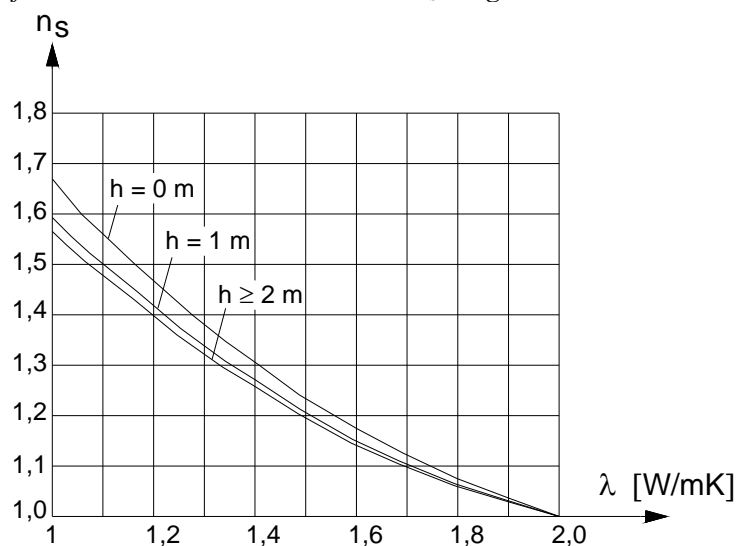


Figura 4.2. Diagrama de determinare a coeficientului de corecție n_s

Valorile temperaturii θ_p funcție de zona în care este amplasată construcția sunt:

Zona	Temperatura θ_p , [°C]
I	11
II	10
III	9
IV	8

4. Se determină adaosul A_o și A_c și se calculează valoarea $Q_T \cdot \left(1 + \frac{\sum A}{100}\right)$,

unde: A_o - adaosul pentru orientare (tabelul 4.1) folosit în scopul diferențierii necesarului de căldură al încăperilor diferit expuse radiației solare, afectând numai pierderile de căldură ale încăperilor cu pereți exteriori;

Tabelul 4.1. Adaosul pentru orientare

Orientare	N	NE	E	SE	S	SV	V	NV
A_o , [%]	+5	+5	0	-5	-5	-5	0	+5

A_c – adaosul pentru compensarea efectului suprafețelor reci, în scopul corectării bilanțului termic al corpului omenesc în încăperea în care, elementul de construcție cu rezistență termică redusă, favorizează intensificarea cedării căldurii, prin radiație, a corpului. Valoarea acestui coeficient de adaos afectează numai pierderile de căldură ale încăperilor a căror rezistență termică specifică medie, R_m , nu depășește 10 [(m²·°C)/W] (figura 4.3):

$$A_c = f(R_m)$$

$$R_m = \frac{A_T(\theta_i - \theta_e) \cdot C_M}{Q_T} \quad (4.10)$$

în care: A_T – aria suprafeței totale a încăperii (reprezentând suma tuturor ariilor suprafețelor delimitatoare), [m²];

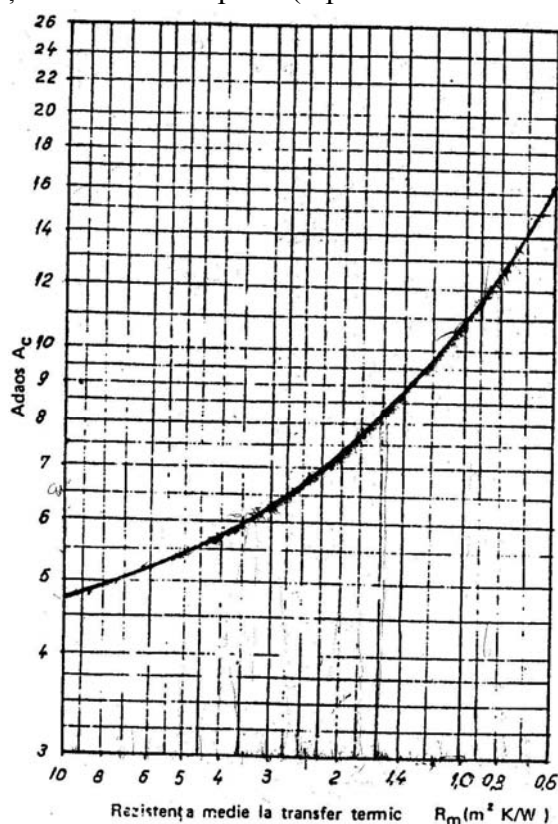


Figura 4.3. Diagrama de determinare a adaosului pentru compensarea efectului suprafețelor reci

4.2. Calculul necesarului de căldură pentru încălzirea aerului infiltrat prin rosturile ușilor și ferestrelor exterioare sau la deschiderea acestora

Se determină sarcina termică pentru încălzire, de la temperatura exterioară la temperatura interioară, a aerului infiltrat prin neetanșeitățile ușilor și ferestrelor și a aerului pătruns la deschiderea acestora Q_i , ca valoare maximă între sarcinile termice Q_{i1} și Q_{i2} :

Q_{i1} – sarcina termică pentru încălzirea, de la temperatura exterioară convențională de calcul la temperatura interioară convențională de calcul, aerului infiltrat prin neetanșeitățile ușilor și ferestrelor și a aerului pătruns la deschiderea acestora determinată, ținând seama de numărul de schimburi de aer necesar în încăperea din condițiile de confort fiziologic (relația 4.11):

$$Q_{i1} = [n_{ao} \cdot C_M \cdot V \cdot \rho \cdot c_p \cdot (\theta_i - \theta_e) + Q_u] \cdot \left(1 + \frac{A_c}{100}\right) \quad [W] \quad (4.11)$$

Q_{i2} – sarcina termică pentru încălzirea de la temperatura exterioară convențională de calcul la temperatura interioară convențională de calcul, aerului infiltrat prin neetanșeitățile ușilor și ferestrelor și a aerului pătruns la deschiderea acestora, determinată funcție de viteza convențională a vântului (relația 4.12):

$$Q_{i2} = \left\{ C_M \cdot [E \cdot \sum i \cdot L \cdot v^{4/3} \cdot (\theta_i - \theta_e)] + Q_u \right\} \cdot \left(1 + \frac{A_c}{100} \right) \text{ [W]} \quad (4.12)$$

unde: n_{ao} – numărul de schimburi de aer necesar în încăperea din condiții de confort fiziologic, tabelul 4.2.

Tabelul 5.2. Numărul de schimburi de aer în încăperea pentru diferite clădiri

Nr. crt.	Tipul clădirii	Tipul camerei	$n_{ao}, \left[\frac{m^3/s}{m^3} \right]$	$n_{ao}, \left[\frac{m^3/h}{m^3} \right]$
1.	Clădiri de locuit și similare lor	Camere de locuit	$0,22 \times 10^{-3}$	0,792
		Bucătării	$0,33 \times 10^{-3}$	1,190
		Băi	$0,33 \times 10^{-3}$	1,000
2.	Școli	-	$\frac{7 \times 10^{-3} \cdot N_p}{V}$	-
3.	Grădinițe	-	$\frac{7 \times 10^{-3} \cdot N_p}{V}$	-
4.	Creșe	-	$\frac{7 \times 10^{-3} \cdot N_p}{V}$	-
5.	Spitale	-	$\frac{7 \times 10^{-3} \cdot N_p}{V}$	-

N_p – numărul de persoane; V – volumul încăperii, [m^3];

c_p – căldura specifică la presiune constantă a aerului la temperatura θ_i , [$J/(kg \cdot ^\circ C)$];

ρ - densitatea aerului la temperatura θ_i , [kg/m^3];

Q_u – necesarul de căldură pentru încălzirea aerului pătruns la deschiderea ușilor exterioare (relația 4.13), [W]:

$$Q_u = U \cdot A_u \cdot n \cdot (\theta_i - \theta_e) \cdot c_M \quad \text{[W]} \quad (4.13)$$

în care: $U=0,36$ – pierderea specifică de căldură la deschiderea unei uși exterioare, [$J/(m^2 \cdot ^\circ C)$];

A_u – aria ușilor exterioare care se deschid, [m^2];

n – numărul deschiderilor ușilor exterioare într-o oră, în funcție de specificul clădirii;

E - factor de corecție cu înălțimea (pentru încăperi din clădiri cu mai puțin de 12 nivele $E=1$, iar pentru clădiri cu mai mult de 12 nivele, valoarea coeficientului E se alege din tabelul 4.3);

Tabelul 4.3. Valorile factorului de corecție cu înălțimea

Etajul	Numărul de nivele ale clădirii				
	12	15	18	20	21
P1	1,180	1,230	1,265	1,295	1,340
1	1,140	1,200	1,230	1,265	1,315
2	1,120	1,170	1,200	1,230	1,285
3	1,090	1,150	1,175	1,200	1,285
4	1,070	1,130	1,155	1,180	1,230
5	1,040	1,110	1,135	1,160	1,210
6	1,020	1,080	1,120	1,150	1,200
7	1,000	1,060	1,110	1,130	1,185

Etajul	Numărul de nivele ale clădirii				
	12	15	18	20	21
8	1,000	1,040	1,090	1,110	1,190
9	1,000	1,010	1,065	1,090	1,150
10	1,000	1,000	1,030	1,060	1,130
11	1,000	1,000	1,010	1,030	1,110
12	1,000	1,000	1,000	1,000	1,080
13	1,000	1,000	1,000	1,000	1,050
14	1,000	1,000	1,000	1,000	1,020
peste 14	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000

i – coeficient de infiltrație a aerului prin rosturi, [(s/m)^{4/3}];
 $v^{4/3}$ - viteza convențională a vântului de calcul, în funcție de zona eoliană în care se încadrează localitatea unde este amplasată clădirea (tabelul 4.4).

Tabelul 4.4. Viteza convențională a vântului de calcul

Zona eoliană	Amplasamentul clădirii			
	În localitate		În afara localității	
	v	$v^{4/3}$	v	$v^{4/3}$
I	8,0	16,00	10,0	21,54
II	5,0	8,55	7,0	13,59
III	4,5	7,45	6,0	10,90
IV	4,0	6,35	4,0	6,35

OBS: Pentru toate nivelele situate deasupra etajului 12 al clădirilor din interiorul orașelor, vitezele vântului de calcul corespund clădirilor amplasate în afara localităților.

După determinarea necesarului de căldură pentru încălzirea aerului infiltrat prin rosturile ușilor și ferestrelor exterioare sau la deschiderea acestora, se calculează fluxul total de căldură necesar pentru încălzirea încăperii considerate cu relația 4.14, după care se reiau pașii algoritmului, calculându-se necesarul de căldură pentru încălzirea fiecărei încăperi a clădirii considerate, necesarul total de căldură pentru încălzire determinându-se cu relația 4.15.

$$Q = Q_T \cdot \left(1 + \frac{\sum A}{100}\right) + Q_i \quad [W] \quad (4.14)$$

$$Q_{inc} = \sum_{j=1}^n Q_j \quad (4.15)$$

unde: j – numărul de încăperi ale locuinței.

După determinarea necesarului de căldură conform metodologiei prezentate anterior, se verifică temperaturile pe suprafața interioară a elementelor de construcție. Temperatura pe suprafața interioară a elementelor de construcție fără punți termice, în câmp curent, se determină cu relația:

$$T_{st} = \theta_i - \frac{\theta_i - \theta_e}{\alpha_i \cdot R'} \quad (4.16)$$

Pentru evitarea producerii condensului pe suprafața interioară a unui element de construcție (pereți, plafon) este necesar ca temperatura θ_i pe suprafața interioară a elementului de construcție să fie mai mare cu (1...1,5)°C decât temperatura punctului de rouă θ_r a stării aerului din încăpere (t_i , φ_i):

$$\theta_i \geq \theta_r + 1...1,5^\circ C \quad (4.17)$$

În ceea ce privește rezistențele termice, condiția de evitare a fenomenului de condens pe suprafața interioară a elementelor de construcții este ca rezistența termică să fie mai mare sau egală cu rezistența termică de evitare a fenomenului de condensare R_{cd} .

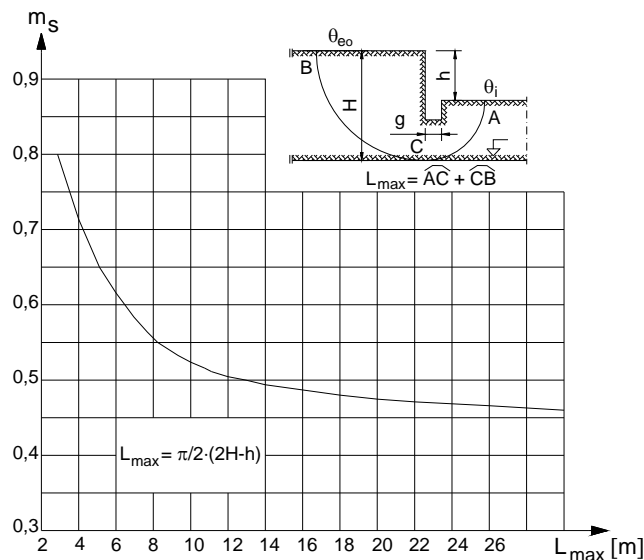


Figura 4.1. Variația coeficientului de masivitate termică, m_s , cu grosimea solului

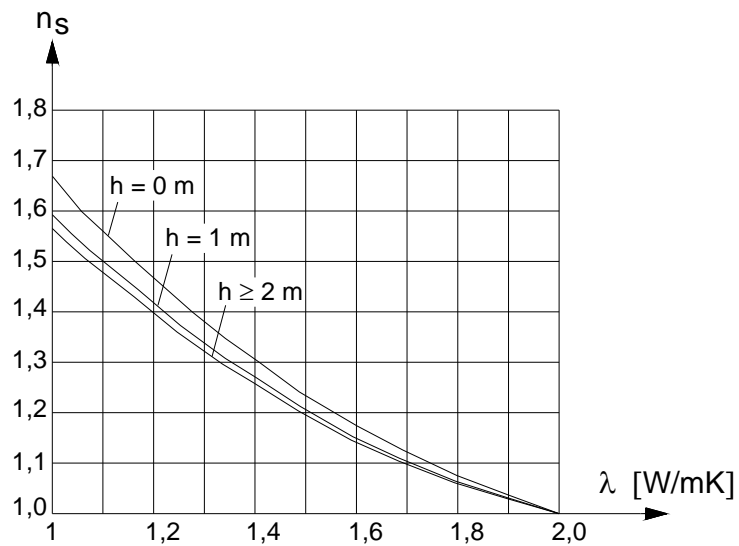


Figura 4.2. Diagrama de determinare a coeficientului de corecție n_s

Tabelul 4.1. Adaosul pentru orientare

Orientare	N	NE	E	SE	S	SV	V	NV
$A_o, [\%]$	+5	+5	0	-5	-5	-5	0	+5

Tabelul 4.2. Numărul de schimburi de aer în încăpere pentru diferite clădiri

Nr. crt.	Tipul clădirii	Tipul camerei	$n_{ao}, \left[\frac{m^3/s}{m^3} \right]$	$n_{ao}, \left[\frac{m^3/h}{m^3} \right]$
1.	Clădiri de locuit și similare lor	Camere de locuit	$0,22 \times 10^{-3}$	0,792
		Bucătării	$0,33 \times 10^{-3}$	1,190
		Băi	$0,33 \times 10^{-3}$	1,000
2.	Instituții de învățământ (Școli, Grădinițe, Creșe)	-	$\frac{7 \times 10^{-3} \cdot N_p}{V}$	-
3.	Spitale	-	$\frac{7 \times 10^{-3} \cdot N_p}{V}$	-

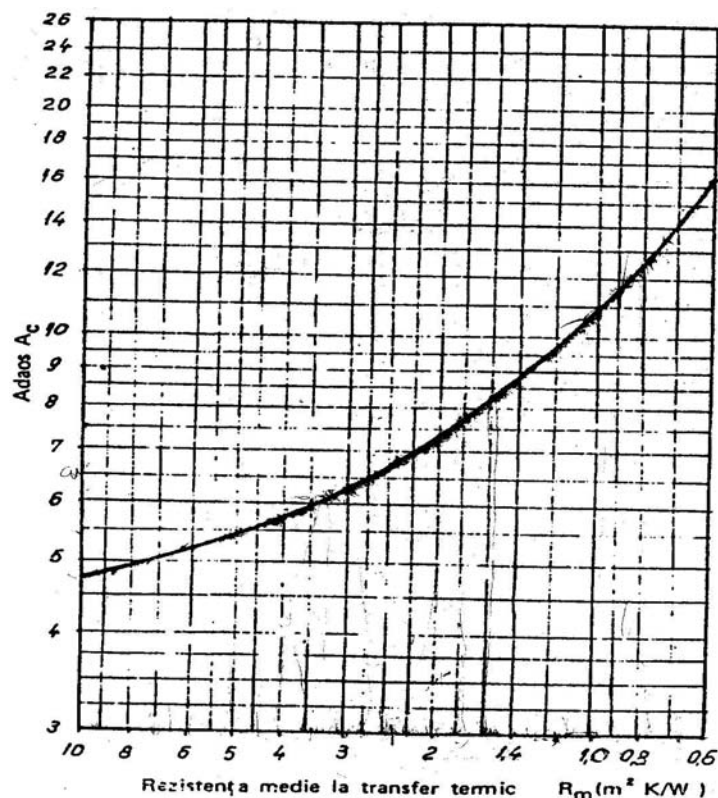


Figura 4.3. Diagrama de determinare a adaosului pentru compensarea efectului suprafețelor reci

Tabelul 4.3. Valorile factorului de corecție cu înălțimea

Etajul	Numărul de nivele ale clădirii				
	12	15	18	20	21
P1	1,180	1,230	1,265	1,295	1,340
1	1,140	1,200	1,230	1,265	1,315
2	1,120	1,170	1,200	1,230	1,285
3	1,090	1,150	1,175	1,200	1,285
4	1,070	1,130	1,155	1,180	1,230
5	1,040	1,110	1,135	1,160	1,210
6	1,020	1,080	1,120	1,150	1,200
7	1,000	1,060	1,110	1,130	1,185
8	1,000	1,040	1,090	1,110	1,190
9	1,000	1,010	1,065	1,090	1,150
10	1,000	1,000	1,030	1,060	1,130
11	1,000	1,000	1,010	1,030	1,110
12	1,000	1,000	1,000	1,000	1,080
13	1,000	1,000	1,000	1,000	1,050
14	1,000	1,000	1,000	1,000	1,020
peste 14	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000

Tabelul 4.4. Viteza convențională a vântului de calcul

Zona eoliană	Amplasamentul clădirii			
	În localitate		În afara localității	
	v	v ^{4/3}	v	v ^{4/3}
I	8,0	16,00	10,0	21,54
II	5,0	8,55	7,0	13,59
III	4,5	7,45	6,0	10,90
IV	4,0	6,35	4,0	6,35

OBS: Pentru toate nivelele situate deasupra etajului 12 al clădirilor din interiorul orașelor, vitezele vântului de calcul corespund clădirilor amplasate în afara localităților.

SISTEME DE ÎNCĂLZIRE CENTRALĂ A CLĂDIRILOR

5.1. Considerații generale privind sistemele de încălzire a locuințelor

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.

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, pentru prima oară s-a folosit un sistem centralizat de încălzire la clădirile Teatrului Național (în anul 1856) și Ateneului Român (1888), folosind agent termic su formă de aer cald. La sfârșitul secolului al XIX – lea, clădirile mari din țara noastră au fost înzestrate cu încălzire centrală cu abur, iar după 1916 ele s-au extins și la clădirile mijlocii.

Sistemul de încălzire a unei clădiri trebuie să realizeze condițiile de confort pe baza unor consumuri cât mai reduse de energie.

În prezent se utilizează două sisteme de încălzire:

- *Sisteme de încălzire locală*, caracterizate prin faptul că locul de obținere al căldurii este chiar încăperea care urmează să beneficieze de această căldură, generatorul, purtând denumirea de sobă, cedând direct căldura produsă prin arderea unui combustibil sau prin efect Joule (cazul încălzirii electrice);
- *Sisteme de încălzire centrală*, caracterizate prin aceea că producerea căldurii se realizează în echipamente speciale (cazane) și este distribuită printr-un sistem de țevi sub formă de agent termic în toate încăperile ce urmează să fie încălzite și care sunt echipate cu corpuri de încălzire corespunzătoare să cedeze căldura necesară.

La alegerea unei soluții de încălzire se ține seama de:

- *gradul de uzură al clădirii*;
- *gradul de izolare termică* corespunzător;
- *combustibilul* de care se poate beneficia și de posibilitățile de aprovizionare existente;
- *gradul de complexitate al clădirii* (numărul de nivele, numărul și dimensiunile încăperilor etc.);
- *gradul de utilizare*, respectiv cu ce echipament poate fi prevăzută instalația de încălzire (de la o instalație simplă la o instalație complet automatizată);
- *posibilitățile materiale* de care dispune beneficiarul;
- *aspectele tehnice*, adică instalația preconizată a fi utilizată să poată asigura în toate încăperile locuinței, indiferent de destinație, poziții și utilare, condițiile solicitate;
- *aspectele economice*, adică atât cheltuielile de investiții, cât și cele de exploatare să fie cât mai reduse, primele putându-se recupera într-un timp cât mai scurt.

Clasificarea sistemelor de încălzire se poate face după:

a) *tipul încălzirii*:

- încălzire individuală (cu sobe);
- încălzire locală;
- încălzire centrală;

b) *sursa de producere a agentului termic*:

- centrale termice (CT);
- centrale electrice de termoficare (CET);
- centrale de cogenerare (CC);

c) *tipul combustibilului*:

- gaz metan;

- ❑ combustibil lichid ușor (CLU);
- ❑ motorină;
- ❑ combustibil solid (lemn, cărbune etc.);
- ❑ energie electrică;
- ❑ surse regenerabile;

Comentariu: Indiferent de sistemul de încălzire folosit, pentru producerea energiei termice necesare pentru încălzire și prepararea apei calde menajere se consumă un anumit tip de combustibil. Comparativ, prețurile medii orientative pentru energia termică produsă pe baza diferitelor tipuri de combustibil [18], se cifrează în intervalul 5 USD/GJ pentru încălzirea locală cu centrale de cogenerare de cartier și 16 USD/GJ pentru încălzirea individuală cu energie electrică (alte prețuri: 8 USD/GJ pentru încălzirea individuală cu cb.lichid, sau locală cu CT-uri de cartier, 7 USD/GJ pentru încălzirea individuală cu gaz, 6 USD/GJ pentru încălzirea locală cu centrale de cogenerare).

d) tipul instalației de încălzire:

- ❑ prin convecție (radiatoare, convectori radiatoare, registre etc.);
- ❑ prin radiație (panouri și plinte radiante, încălzire prin pardoseală sau tavan etc.);
- ❑ cu aer cald.

Principalele premise care conduc la adoptarea uneia sau alteia dintre soluțiile de scheme de alimentare cu căldură sunt:

- **existența unui sistem (sursă și rețele)** în care transportul și distribuția căldurii se realizează fie utilizând abur de medie presiune, fie utilizând apă fierbinte (apă caldă);
- **regimul de funcționare a sursei** poate fi permanent (continuu) sau cu intermitențe, ceea ce conduce, în raport cu curba de sarcină a consumului de apă caldă, la necesitatea prevederii de acumulatori.
- **regimul hidraulic** (cu debit constant sau cu debit variabil de agent termic) al rețelei de transport și distribuție impus de sursă.

Încălzirea centrală joacă principalul rol în asigurarea confortului termic în perioada rece, deoarece realizează:

- o stabilitate termică a elementelor de construcții deci, o temperatură cât mai uniformă a suprafețelor interioare;
- o stabilitate termică a încăperilor, adică posibilitatea menținerii variației temperaturii interioare în limitele cerute de confort;
- o repartizare cât mai uniformă a temperaturii aerului pe înălțimea încăperilor și chiar în zona de activitate sau de ședere a locatarului;
- o încălzire a tuturor încăperilor locuinței;
- scăderea vitezei curenților de aer din încăperi sub limita normală de 0,5 m/s;
- o reglare calitativă a parametrilor agentului termic (apa caldă) în funcție de necesitățile de căldură;
- realizarea unei temperaturi scăzute a corpurilor de încălzire;
- inerție termică mare;
- circulație naturală a apei în conducte sub acțiunea presiunii termice care ia naștere în instalație prin răcirea apei în corpurile de încălzire și în conducte;
- asigurarea unei exploatare ușoare a instalației de încălzire de către locatari.

Ca **dezavantaje** ale instalațiilor de încălzire centrală pot fi menționate:

- inerția termică mare impune o perioadă mare de timp pentru atingerea parametrilor necesari agentului termic, în cazul opririi instalației;
- pericolul de îngheț a apei din instalație în cazul opririi pe o perioadă mai lungă a acesteia, cu temperaturi exterioare scăzute;
- investiții ridicate.

5.2. Sisteme de încălzire cu apă caldă

Aceste sisteme de încălzire utilizează drept agent termic apa caldă cu temperatura maximă de 95°C și se pot clasifica în funcție de particularitățile de alcătuire sau funcționare astfel:

a) după temperatura agentului termic la ieșirea din cazan:

- instalații cu apă caldă, de medie temperatură, cu temperatura de regim până la 95°C;
- instalații cu apă caldă, de joasă temperatură, cu temperatura de regim până la 65°C;

b) după 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;

c) după numărul conductelor de distribuție a agentului termic:

- instalații cu două conducte (instalații bitub);
- instalații cu o singură conductă (instalații monotub);

d) după 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;

e) după modul de amplasare a conductelor de distribuție:

- instalații cu distribuție inferioară;
- instalații cu distribuție superioară;

f) după soluția de alcătuire a rețelei de distribuție (figura 5.1b):

- rețele arborescente;
- rețele radiale;
- rețele inelare;

g) după 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;

h) după componența transmisiei de căldură în spațiul încălzit:

- instalații cu suprafețe convective (static sau dinamic);
- instalații cu suprafețe convecto - radiative;
- instalații cu suprafețe radiative.

5.2.1. Sisteme de încălzire cu preparare, distribuire și racordare centralizată a apartamentelor

Principiul de funcționare al unor astfel de sisteme de încălzire este următorul: agentul termic își mărește potențialul termic în cazan, amplasat într-o încăpere special amenajată la subsol, parter sau ultimul nivel (figura 5.1a), preluând o parte din energia termică cedată de combustibilul ars. Printr-o rețea închisă de conducte, compusă din rețeaua de distribuție amplasată la subsol, parter sau ultimul nivel și coloane (figura 5.1b), energia termică acumulată în agentul termic este transferată spațiului ce urmează a fi încălzit, utilizând suprafețe de încălzire - corpuri de încălzire - racordate la coloane (figura 5.1c).

Aceste sisteme de încălzire au fost în general multumitoare, iar costurile de realizare și exploatare nu au fost prea ridicate, dar, cu toate acestea, ele sunt din ce în ce mai puțin utilizate deoarece:

- nu asigură dependența funcțională pentru fiecare apartament;
- nu dă posibilitatea contorizării consumurilor de energie termică pe fiecare apartament;
- presiunea termică influențează negativ regimul hidraulic din coloane

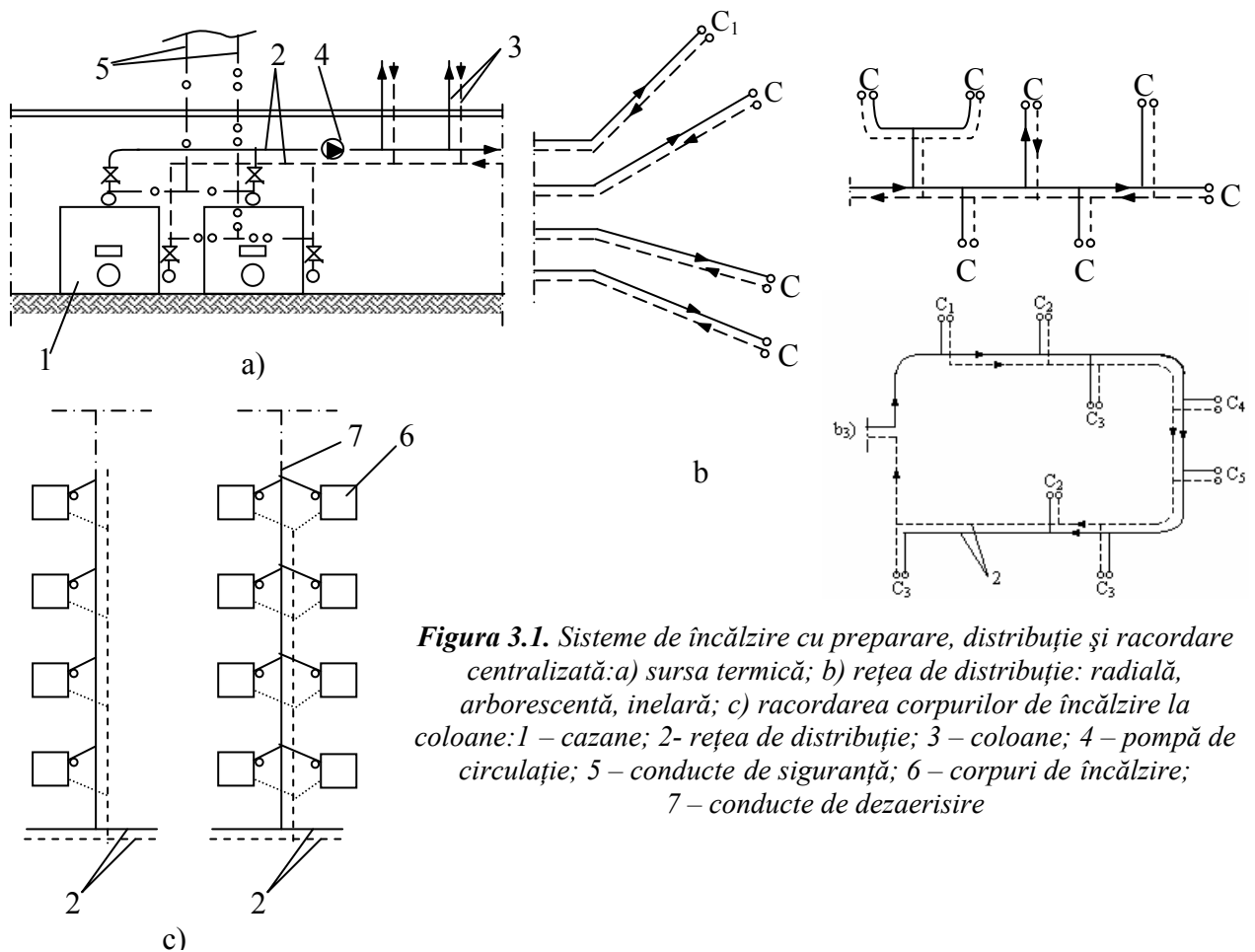


Figura 3.1. Sisteme de încălzire cu preparare, distribuție și racordare centralizată: a) sursa termică; b) rețea de distribuție: radială, arborescentă, inelară; c) racordarea corpurilor de încălzire la coloane: 1 – cazane; 2 – rețea de distribuție; 3 – coloane; 4 – pompă de circulație; 5 – conducte de siguranță; 6 – corpuri de încălzire; 7 – conducte de dezaerisire

După modul de circulație a apei calde în instalație se disting:

a) *Sisteme cu circulație naturală* (figura 5.2) compuse dintr-un cazan amplasat într-o încăpere la subsol, o rețea de distribuție (în general arborescentă) și coloanele de alimentare a corpurilor de încălzire. Majoritatea instalațiilor s-au executat cu două conducte de alimentare a corpurilor de încălzire, iar distribuția conductelor principale, ducere și întoarcere, se face fie la partea inferioară – plafon subsol, nivel pardoseală la parter - (figura 5.2a), fie mixtă – numai conducta de ducere la plafonul ultimului nivel – (figura 5.2b).

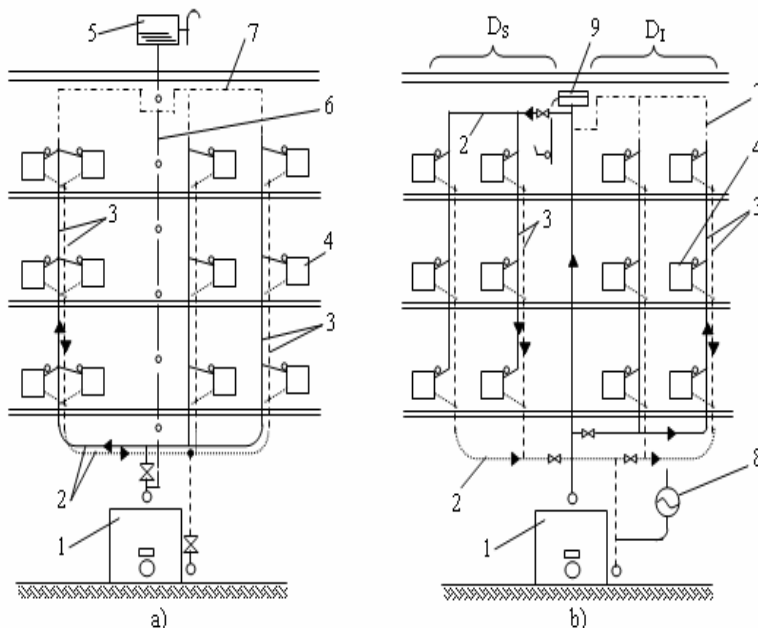


Figura 5.2. Schema de instalații de încălzire cu circulație naturală a apei calde: a) varianta cu distribuție inferioară; b) varianta cu distribuție mixtă 1 – cazan; 2 – rețea de distribuție; 3 – coloane; 4 – corpuri de încălzire; 5 – vas de expansiune deschis; 6 – conductă de siguranță; 7 – conductă de dezaerisire; 8 – vas de expansiune închis; 9 – vas de dezaerisire

b) Sisteme cu circulație prin pompare a apei calde sunt utilizate la blocurile de locuințe încă neterminate, sau cu număr mic de apartamente.

5.2.2. Sisteme de încălzire cu preparare și distribuție centralizată și racordare individuală cu module termohidraulice de apartament

Sistemul de încălzire (figura 5.3) cuprinde patru părți principale, cu modificări esențiale, privind modul de racordare a corpurilor de încălzire la rețeaua de alimentare cu apă caldă.

Analizând din punct de vedere al modului în care este conceput, al modului de funcționare și exploatare și al rezultatelor obținute se poate evidenția eficiența ridicată a sistemului de încălzire în comparație cu sistemul de încălzire cu preparare, distribuție și racordare centralizată a apartamentelor. De aceea el este recomandat a fi utilizat pentru încălzirea locuințelor multifamiliale (clădiri cu P+1...3 niveluri și un număr de până la 4 apartamente pe nivel).

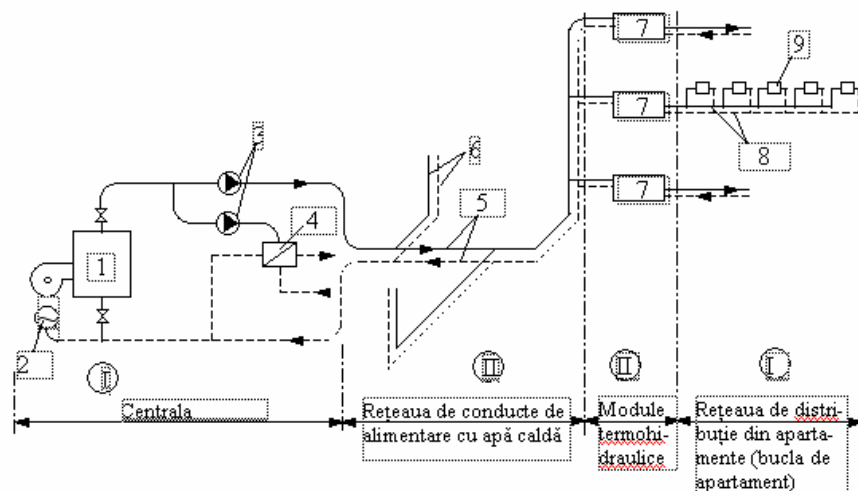


Figura 5.3. Sistem de încălzire cu preparare și distribuție centralizată și racordare individuală cu module termice a apartamentelor: 1 – cazan; 2 – vas de expansiune; 3 – pompe de circulație; 4 – schimbător de căldură; 5 – rețea de distribuție generală; 6 – coloane; 7 – modul termohidraulic; 8 – rețea de distribuție de apartament; 9 – corpuri de încălzire

Dintre particularitățile acestui sistem de încălzire sunt de menționat următoarele:

- **centrala termică** este comună pentru toate apartamentele și cuprinde întregul echipament pentru prepararea și distribuția, atât a apei calde pentru încălzire, cât și pentru prepararea apei calde menajere;
- **rețeaua de distribuție primară**, care face legătura între centrala termică și apartamente, este de asemenea comună pentru întreaga clădire;
- **legătura între coloane și instalația din apartamente** se face prin intermediul unor module termohidraulice care au rolul de separare a consumatorilor de instalația generală, în vederea unei mai bune gestionări a căldurii în apartamente;
- **rețeaua de distribuție secundară (bucla) din apartamente** este dependentă de configurația și distribuția încăperilor, putându-se utiliza oricare din soluții: radială, arborescentă sau inelară (figura 5.1b);
- **evaluarea energiei termice și electrice consumate** se face atât local, fiecare apartament fiind dotat cu un contor de căldură și de energie electrică, cât și central, în centrala termică existând contoarele generale, de căldură și de energie electrică care înregistrează consumurile totale de energie pe clădire.

REȚELE TERMICE. CLASIFICARE ȘI MONTARE.

6.1. Tipuri de rețele termice și de termoficare

REȚELELE TERMICE reprezintă totalitatea conductelor și derivațiilor de la ieșirea din incinta CET sau CT până la vanele de intrare în punctele termice, inclusiv stațiile intermediare de pompare și de termoficare, având drept scop transportul și distribuția căldurii.

Clasificarea rețelelor termice și de termoficare se poate face având în vedere mai multe criterii:

a) După natura agentului termic folosit în sistemul de termoficare, rețelele termice pot fi:

- de abur;
- de apă fierbinte;
- de apă caldă.

b) După felul de amplasare, rețelele sunt:

- rețele din incinta centralei electrice de termoficare;
- rețele termice primare: de la ieșirea din CET până la punctul termic;
- rețele termice secundare: de la punctul termic până la instalațiile consumatoare propriu-zise;

c) După gradul de returnare de la consumatori a agentului termic utilizat, se deosebesc:

- rețele deschise;
- rețele închise;

d) Din punct de vedere al configurației, rețelele pot fi:

- radiale (ramificate – figura 6.1a);
- inelare (buclate – figura 6.1b);
- mixte (inelar-radiale – figura 6.1c).

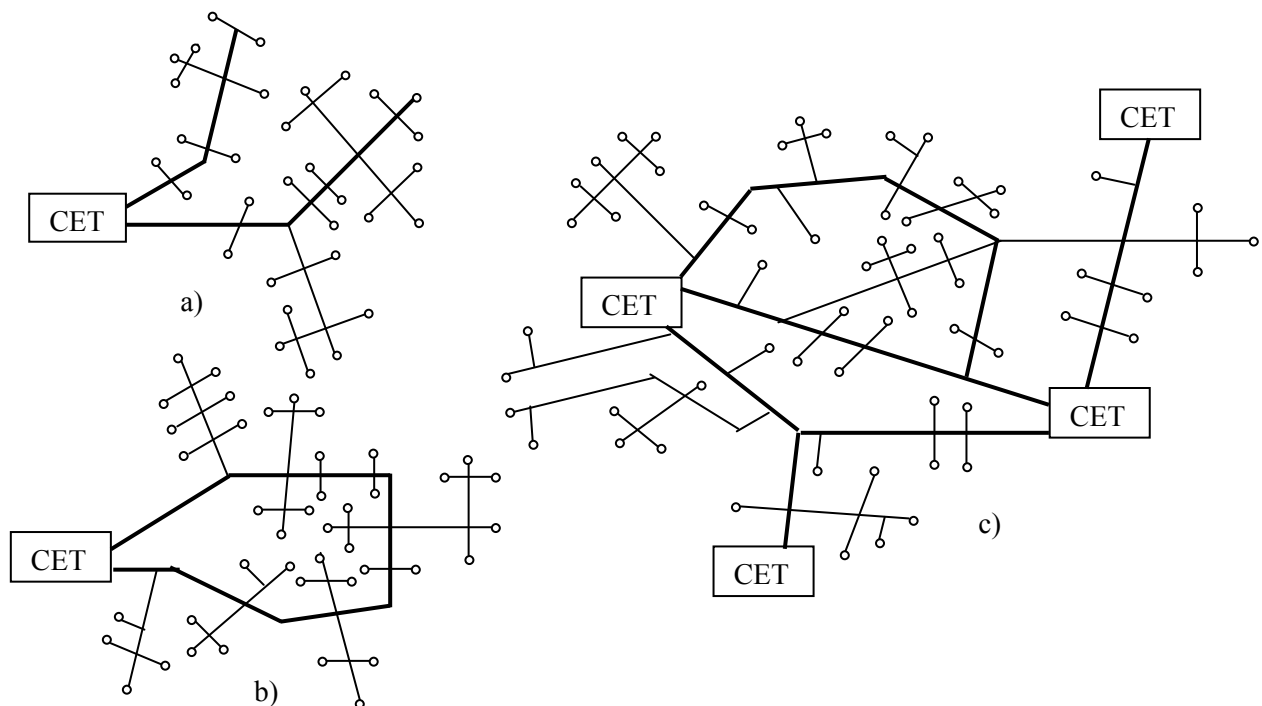


Figura 6.1. Rețele termice și de termoficare: a) de tip radial; b) de tip inelar cu o singură sursă (CT sau CET); c) de tip inelar cu mai multe surse (CT sau CET)

Rețelele radiale sunt ieftine, ușor de exploatat, însă prezintă dezavantajul că, în cazul unei avarii pe conducta magistrală sau pe cea de distribuție, toți consumatorii aflați în aval de locul avariei rămân nealimentați. Acest dezavantaj se poate elimina prin prevederea unei bretele de legătura între două ramuri principale care se dimensionează pentru 50% din sarcina termică de pe conducta magistrală cu sarcina termică cea mai mare. De asemenea, conducta magistrală se supradimensionează între sursă și punctul de legătură cu breteaua cu 50% din sarcina termică a celeilalte magistrale. Această soluție se recomandă atunci când alimentarea se face dintr-o singură sursă situată în centrul de greutate al consumului, sau la distanță.

Rețelele inelare permit în cazul unei avarii alimentarea continuă a consumatorilor cu excepția celor cuprinși între vanele care izolează defectul. Sunt folosite atât în cazul sistemelor de termoficare cu o singura sursă de alimentare, cât și în cazul sistemelor cu mai multe surse de alimentare, caz în care, proiectarea rețelei trebuie făcută astfel ca în cazul ieșirii din funcțiune a unei surse celelalte să asigure alimentarea în continuare a consumatorilor chiar dacă pentru scurt timp se reduce cantitatea de căldură livrată. Schemele inelare sunt folosite în cazul consumatorilor care nu admit întreruperi în alimentarea cu căldură.

e) După numărul de conducte, rețelele termice pot fi:

- rețele mono-tubulare – cu o singură conductă – se întâlnesc la sistemele de termoficare cu apă fierbinte cu racordarea consumatorilor în circuit deschis și, în cazul sistemelor de termoficare cu abur, fără returnarea condensatului;

- rețele bitubulare – cu două conducte – întâlnită la sistemele de termoficare cu apă fierbinte cu racordarea consumatorilor cu circuit închis și în cazul sistemelor de termoficare cu aburi, cu returnarea condensatului;

- rețele tritubulare – întâlnite la sistemele de termoficare cu apă fierbinte în care se separă complet livrarea căldurii pentru încălzire de cea pentru prepararea apei calde menajere pentru fiecare prevăzându-se câte o conductă de ducere proprie, întoarcerea efectuându-se pe o conductă comună. În cazul sistemelor de termoficare cu abur cu debite puternic variabile sau cu două niveluri de presiune diferite și returnarea condensatului, se folosesc rețele tritubulare;

- rețele cu patru sau mai multe conducte - sunt folosite în cazul sistemelor de termoficare mixte care utilizează drept agenți termici apa fierbinte și abur la mai multe nivele de presiune și returnarea condensatului pe o conductă comună sau conducte diferite, sau în cazul sistemelor de termoficare urbană care au și un consum de climatizare (prepararea frigului se face centralizat la CET ceea ce conduce la apariția unor conducte distincte - de ducere și întoarcere pentru agentul de răcire).

f) După tipul consumatorilor alimentați, rețele termice pot fi:

- rețea termică urbană - servește transportului și distribuției căldurii și este concepută astfel încât să asigure în toate condițiile de funcționare continuitatea alimentării cu căldură la parametri necesari a consumatorilor urbani.

- rețea termică industrială - servește transportului și distribuției căldurii fiind astfel concepută încât să asigure în toate condițiile de funcționare continuitatea alimentării cu căldură la parametri necesari, a consumatorilor industriali. În general, astfel de rețele termice sunt mai puțin întinse și au mult mai puține puncte de racordare decât cele urbane, ceea ce conduce la configurații mai simple. Pentru anumiți consumatori termici industriali care nu pot risca o întrerupere a alimentării cu căldură fie din cauza periclitării instalațiilor, fie din cauza unor mari pierderi economice, se prevede și o conductă de rezervă, caz în care conductele de abur se dimensionează astfel încât toate împreună, să transporte un debit mai mic dacă acesta este admisibil. În cazul în care reducerea debitului nu este acceptabilă se poate funcționa cu o presiune mai ridicată la intrarea aburului în conductele rămase în funcțiune.

6.2. Montarea rețelilor termice și de termoficare

Conductele care intră în componența rețelilor 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.).

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.

6.2.1. Amplasarea aeriană

Amplasarea aeriană (supraterană) a conductelor termice se execută pe stâlpi din beton armat sau metalici, fiind folosită în incinta centralelor electrice de termoficare (CET), în afara zonei construite, în zonele industriale, în oraș acolo unde condițiile de relief permit mascarea acestora. Construcțiile metalice sunt agreate la realizarea platformelor (estacadelor), la realizarea podurilor (podețelor), cumulând și alte funcțiuni (circulația pietonală, a vehiculelor etc.).

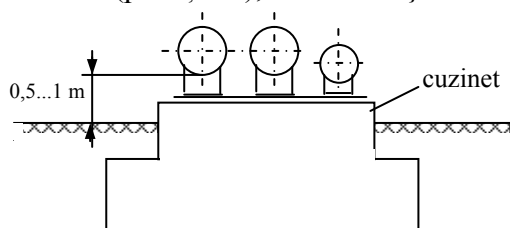


Figura 6.2. Amplasarea aeriană a conductelor la înălțime mică

Înălțimea stâlpilor trebuie să asigure gabaritul de liberă trecere în zonele de supratraversare a drupurilor, 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 (figura 6.2).

În general, se preferă stâlpii prefabricați din beton armat, datorită durabilității lor în timp, a investiției mai reduse și unei exploatare și întrețineri ușoare. Forma stâlpilor este de „T”, dublu „T”, portal sau dublu portal (figura 6.3), de cadru (cu una sau mai multe rigle, console etc.).

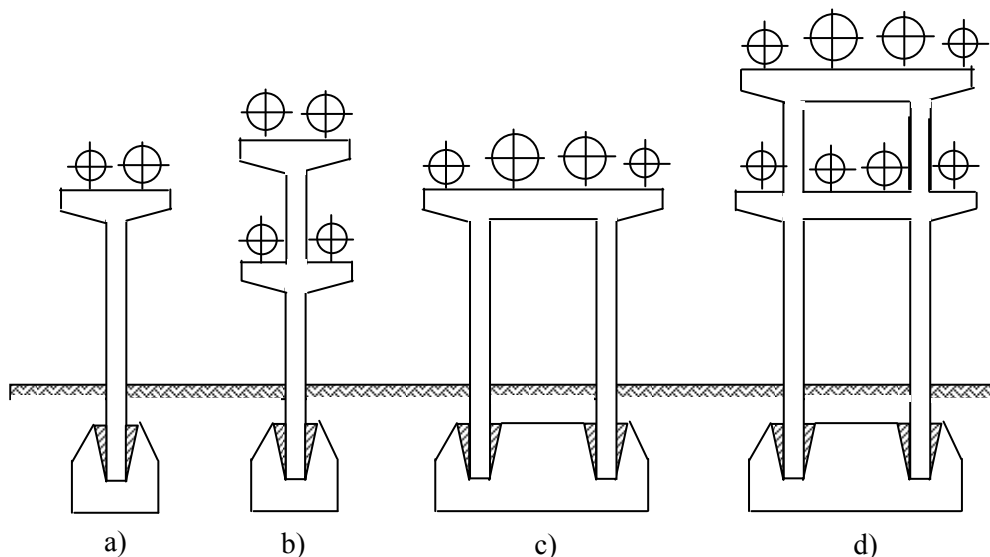


Figura 6.3. Stâlpi pentru rețele aeriene de termoficare: a) stâlp T; b) stâlp dublu T; c) stâlp portal; d) stâlp dublu portal

Izolația conductelor aeriene se protejează contra intemperiilor prin înfășurări cu materiale bituminate 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 polyuretlan și manta metalică de protecție).

Deoarece pierderile de căldură prin conducte, în cazul acestui mod de amplasare, sunt mari și cum, pe teritoriul zonelor construite, trebuie să primeze considerentele de ordin arhitectural, acest mod de amplasare nu este foarte des utilizat.

6.2.2. Amplasarea subterană

Acest mod de amplasare a rețelelor termice poate fi realizată în mai multe moduri:

a) **Direct în sol (figura 6.4)** – este cea mai ieftină soluție de amplasare subterană, dar are dezavantajul corodării materialului conductei și al deteriorării izolației ca urmare a presiunii exercitate de sol. Realizarea sistemelor de rețele termice subterane necesită următoarele operațiuni:

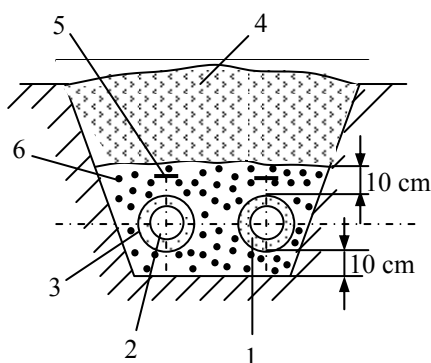


Figura 6.4. Amplasare subterană direct în sol
arețelelor termice: 1 – spumă PUR;
2 – conductă; 3 – manta; 4 – șanț;
5 – panglică de marcare; 6 – pat de nisip

- 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 pământ de umplutură, compactând straturile succesive, până la nivelul solului.

Adâncimea de pozare a acestor conducte este 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 dintre conducte (10...20 cm).

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 natural 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.

Pentru remedierea acestor deficiențe, în ultimul timp, cea mai răspândită este montarea în canale subterane, fie nevizitabile (necirculabile), semivizitabile (semicirculabile), fie vizitabile (circulabile).

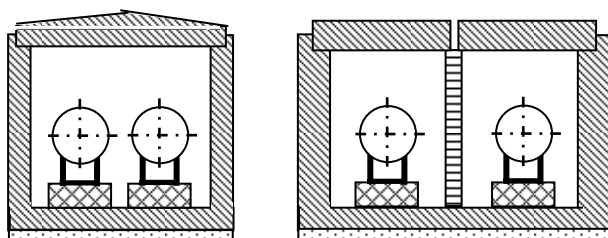


Figura 6.5. Canale nevizitabile pentru rețele termice

- executarea elementelor componente ale rețelei în cadrul firmelor producătoare 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.;

b) **Montarea în canale nevizitabile (necirculabile), (figura 6.5)** – cea mai ieftină metodă de montare în canale, dar, cu dezavantaje în ceea ce privește diferitele operații de întreținere.

Canalele necirculabile sunt executate din cărămidă sau beton armat, cu secțiuni dreptunghiulare, ovale sau cilindrice. Montarea conductelor se realizează cât mai la suprafață, deasupra nivelului apelor freactice. În caz contrar este necesară executarea lucrărilor de

drenare pentru apele infiltrate din pânză de apă freatică, ploii 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.

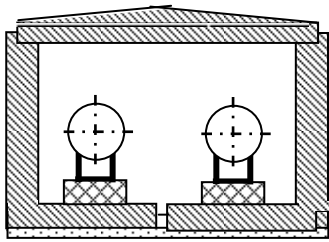


Figura 6.6. Canale semivizitabile pentru rețele termice

c) Montarea în canale semivizitabile (semicirculabile), (figura 6.6) – sunt utilizate în caurile în care săpăturile pentru repararea conductelor sunt din anumite motive, excluse sau de evitat (cazul subtraversării străzilor, căilor ferate etc.). Ele se execută cu o înălțime de 1,2...1,8 m cu spațiu liber în lățime de 0,5...0,6 m, din beton armat monolit sau din elemente prefabricate.

Conductele se montează pe suporturi prinse pe radier sau pe pereții canalului.

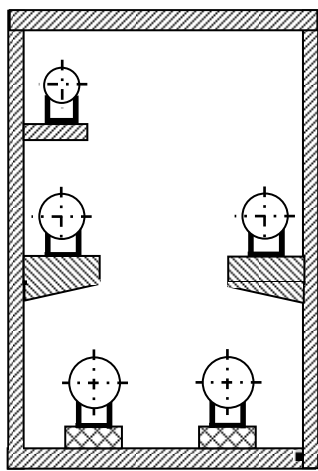


Figura 6.7. Canale vizitabile pentru rețele de termoficare

c) Montarea în canale vizitabile (circulabile), (figura 6.7) – construcții scumpe, cu instalații anexe pentru ventilare naturală sau mecanică pentru ca temperatura din interiorul canalului să nu depășească 40°C, iluminat artificial la tensiuni nepericuloase 24V (36V) etc., care se proiectează în special atunci când pe lângă conductele de termoficare se mai montează conductele de alimentare cu apă, cablurile de forță, lumină și telecomunicații.

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 posibilă în cazul în care lucrările presupun un volum mai mare. Înălțimea acestor canale subterane circulabile este de minimum 1,8...2 m, spațiul de acces având o lățime de cel puțin 0,8...1 m.

Reazemele, glisante sau rulante, se execută în aceste canale din perne (blocuri) din beton simplu, din grinzi din oțel încastrate în console în pereți sau sprijinite pe stâlpi.

Pentru a reduce investițiile în sistemele de termoficare și în special în rețelele termice, în ultima perioadă, se experimentează noi soluții pentru amplasarea conductelor direct în sol, cu realizarea unor izolații termice și hidrofuge corespunzătoare (conducte preizolate).

ELEMENTE COMPONENTE ȘI DESCRIEREA REȚELELOR TERMICE

O rețea termică este din punct de vedere constructiv realizată din conducte, armături, reazeme, compensatoare de dilatare și aparate de măsură, comandă, reglare și automatizare.

7.1. Conducte

Conductele reprezintă elementele componente principale ale rețelelor termice și de termoficare fiind caracterizate de următorii parametri:

a) Diametrul nominal, D_n - un număr convențional, care indică mărimea diferitelor elemente ale rețelelor care se racordează între ele și este aproximativ egal cu diametrul interior efectiv al conductei respective, măsurat în milimetri (tabelul 7.1).

Tabelul 7.1 Valorile standardizate ale diametrului, funcție de viteza limită sau debitul recomandat

Diametrele standard, [mm]	50	70	100	125	150	200	250	300	350	400
Viteza limită recomandată, [m/s]	0,75	0,75	0,76	0,82	0,85	0,95	1,02	1,05	1,1	1,15
Debitul limită recomandat, [l/s]	1,5	3,3	6	10	15	30	50	74	106	146

b) Presiunea nominală, p_n - valoarea maximă la care conducta și celelalte elemente ale rețelei pot fi folosite pe durata de calcul, la o temperatură care depinde de materialul de execuție¹ și care este necesară în [bar] sau [Kgf/cm] la calculul de rezistență al conductelor și al celorlalte elemente ale rețelei termice sau de termoficare.

c) Presiunea de încercare, p_{in} - presiunea la care se face proba de rezistență și de etanșeitate, proba hidraulică făcându-se la temperatura ambiantă.

d) Presiunea de lucru, p_l - presiunea maximă admisibilă la care poate fi utilizată o conductă și celelalte elemente ale rețelei pentru anumite condiții de temperatură, de material și de exploatare.

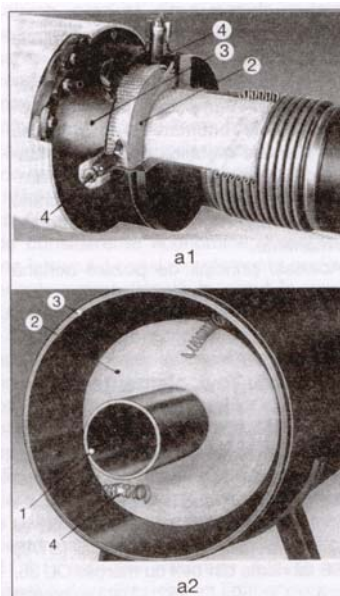


Figura 7.1. Conductă preizolată: a1 – vedere generală; a2 – secțiune transversală;
1 – conductă oțel; 2 – spumă PUR; 3 – manta de protecție; 4 – conductori de semnalizare

Procedeele tehnologice prin care se obține o rețea termică și de termoficare presupun laminarea la cald sau la rece, găurirea prin presare, sudarea, extrudarea din materiale metalice (oțel, fontă, bronz, alamă), nemetalice și anorganice (beton, azbociment, sticlă) sau organice (faolit, textolit, materiale plastice). Cel mai des, pentru construcția rețelelor de termoficare se folosesc conducte din OL laminat la cald (conducte din oțel² trase), cu diametre nominale $D_n \leq 350\text{mm}$, sau conducte din OL³ sudate elicoidal cu diametre nominale $D_n \geq 350\text{mm}$.

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 plastic sau metalice (figura 7.1). Avantajele rețelelor din conducte preizolate constă în faptul că nu necesită construcția canalelor termice de

¹ 200°C – fontă, bronz și alamă

² mărcile OLT32, OLT35 și OLT45

³ mărcile OL38, OL42, OL50 și OL52

protecție, permit reducerea punctelor fixe și a compensatoarelor și au un coeficient mult redus de pierderi de căldură. Aceste conducte prezintă posibilitatea detectării eventualelor defecțiuni,

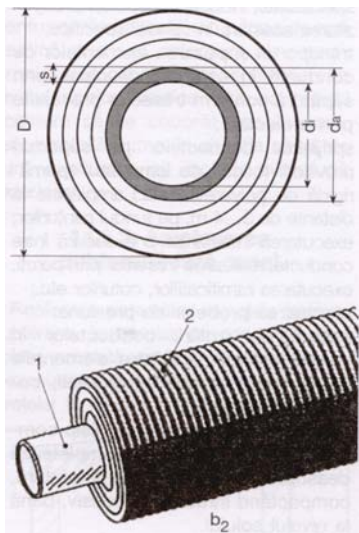


Figura 7.2. Conductă flexibilă din plastic:
 d_i , d_a – diametrele interior/exterior ale țevii centrale;
 s – grosimea peretelui țevii centrale;
1 – țeavă din polietilenă de înaltă densitate;
2 – strat protector din polietilenă

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 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.

În domeniul rețelelor termice (pe circuite secundare cu parametrii de temperatură de până la 95°C) se pot utiliza și conducte flexibile la care conducta centrală este din material plastic (polietilenă de înaltă densitate) cu manta din polietilenă (figura 7.2). Avantajele acestor conducte sunt următoarele: greutate redusă, rezistență mare la coroziune și izolare la

difuziile de oxigen, posibilitatea montării direct în sol și fără elemente de compensare.

Părțile curbate ale conductelor se execută din țevi trase, cu raza de curbură de cel puțin $1,5 \cdot D_n$. Forma coturilor poate fi netedă sau cu pliuri (cute). La diametre mari, coturile se realizează în construcție rigidă, din segmente îmbinate prin sudare.

7.2. Armături

Armăturile sunt acele elemente componente, caracteristice rețelelor de termoficare folosite în scopul separării diferitelor porțiuni de rețea, modificării debitului și parametrilor agentului termic, asigurării instalației sau a anumitor porțiuni în cazul creșterii presiunii și evacuării condensatului format.

Principalele armături sunt: - armăturile de închidere; - armăturile de reglare; - armăturile de siguranță; - oalele de condensat.

7.2.1. Armăturile de închidere, după tipul organului de închidere pot fi clasificate în:

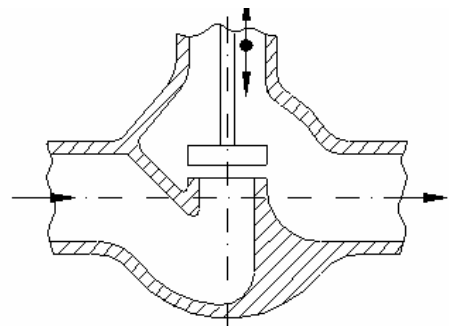


Figura 7.3. Ventil de închidere

a. *Ventile (robinete cu ventil)* (figura 7.3)– acele armături de închidere care pot fi folosite într-un domeniu larg de presiuni și temperaturi, fiind caracterizate printr-o etanșare bună, dimensiuni de gabarit relativ reduse, pierderi de presiune mari⁴ și care se montează pe conductele la care curgerea are loc într-un singur sens. Ca măsură de reducere a pierderilor de presiune s-au realizat robinetele cu ventil la care ansamblul suprafeței de etanșare-corp de închidere formează un anumit unghi cu direcția de curgere, care permite reducerea acestor pierderi.

b. *Vane (robinete cu sertar)* (fiura.7.4) - prezintă avantajul unor pierderi de presiune mici și a unor posibilități de montare pe conducte în care fluidul își schimbă sensul de curgere având forțe

⁴ pierderile mari de presiune apar din cauza perturbării curgerii prin schimbarea direcției de curgere

de acționare mai mici. Dezavantajele sunt: etanșare mai slabă, dimensiuni de gabarit mai mari, uzură rapidă a suprafețelor de etanșare și viteză mai mică de acționare.

c. *Clapete de reținere* - armături cu clapetă valvă (figura 7.5a) care permit circulația fluidului într-un singur sens⁵, împiedicând circulația inversă, sau armături cu clapetă fluture (figura 7.5b)

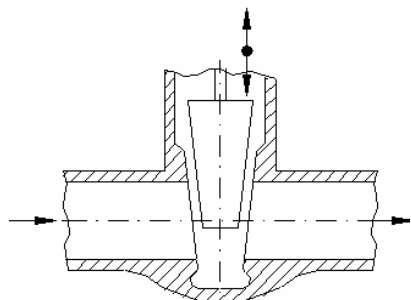


Figura 7.4. Vane (robinete cu sertar)

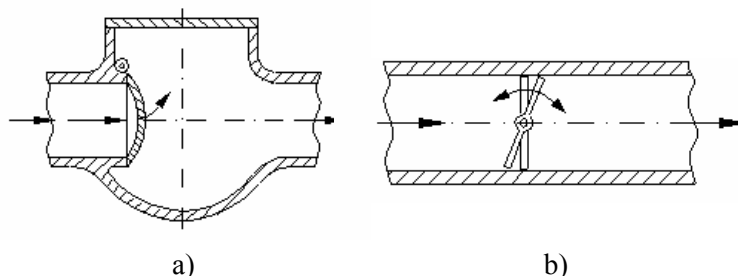


Figura 7.5. Clapete de reținere: a) clapetă valvă; b) clapetă fluture

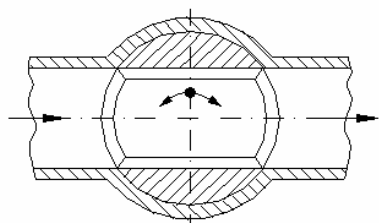


Figura 7.6. Armătură de închidere tip cep

d. *Robinete cu cep* (figura 7.6) - armături simple de închidere, la care corpul închiderii are o mișcare de rotație care se realizează în timp scurt și care introduc pierderi de presiune relativ mici. Acest tip de armături prezintă dezavantajele unei slabe etanșări, ceea ce înseamnă că pot fi folosite doar în domeniul presiunilor și temperaturilor scăzute, al uzurii și al posibilității de gripare a suprafețelor de etanșare.

7.2.2. *Armăturile de reglare* sunt folosite pentru modificarea debitului și parametrilor agentului termic din rețea. Fiind parte integrantă a instalației de reglare automată, armăturile de reglare constituie, de fapt, organele de reglare ale acesteia. Cele mai des întâlnite armături de reglare sunt *ventilele de reglare* și *clapetele de reglare*.

7.2.3. *Armăturile de siguranță* sunt armături folosite la protecția diferitelor elemente ale rețelei împotriva creșterii/scăderii presiunii peste/sub, o anumită valoare. Ventilele sau supapele de siguranță pot fi acționate direct de presiunea fluidului, etanșarea fiind asigurată de contragreutăți sau de resort (figura 7.7), sau pot fi cu impuls, cu o sursă de energie auxiliară de execuție, realizată chiar cu fluidul de lucru din elementul protejat (figura 7.8).

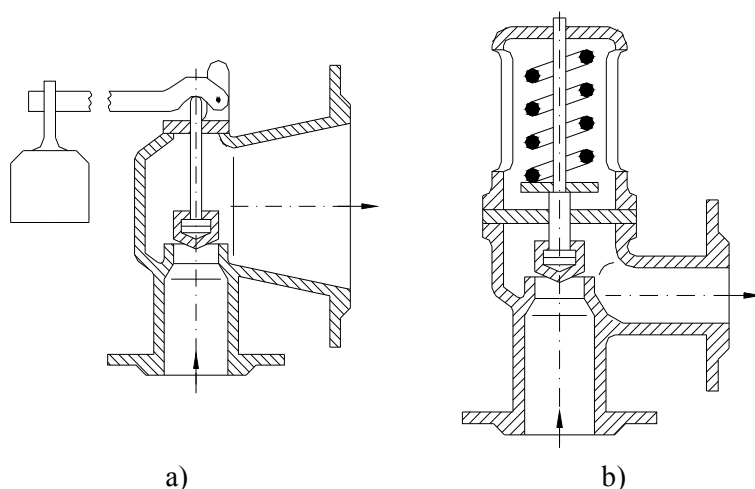


Figura 7.7. Supape de siguranță cu acționare directă:
 a) cu contragreutate; b) cu resort

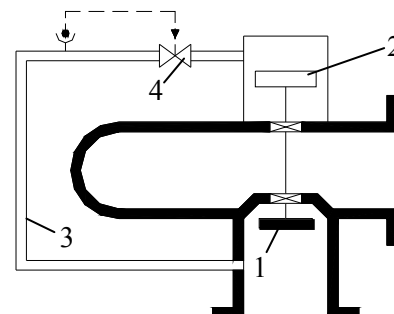


Figura 7.8. Supapă de siguranță cu impuls: 1 – corp de închidere; 2 – piston ajutător; 3 – conductă de impuls; 4 – ventil de descărcare

⁵ refularea pompelor, prizele fixe ale turbinelor, etc.

7.2.4 Oalele de condensat (figura 7.9) - asigură evacuarea condensatului din spații care conțin și vapori ai fluidului de lucru. Din punct de vedere constructiv și funcțional, pot fi:

a. *Oale de condensat cu plutitor* (figura 7.9a și b) - la care evacuarea agentului este asigurată de un plutitor care deschide ventilul de evacuare la creșterea nivelului condensatului în corpul oalei și îl închide atunci când acesta scade sub o anumită valoare.

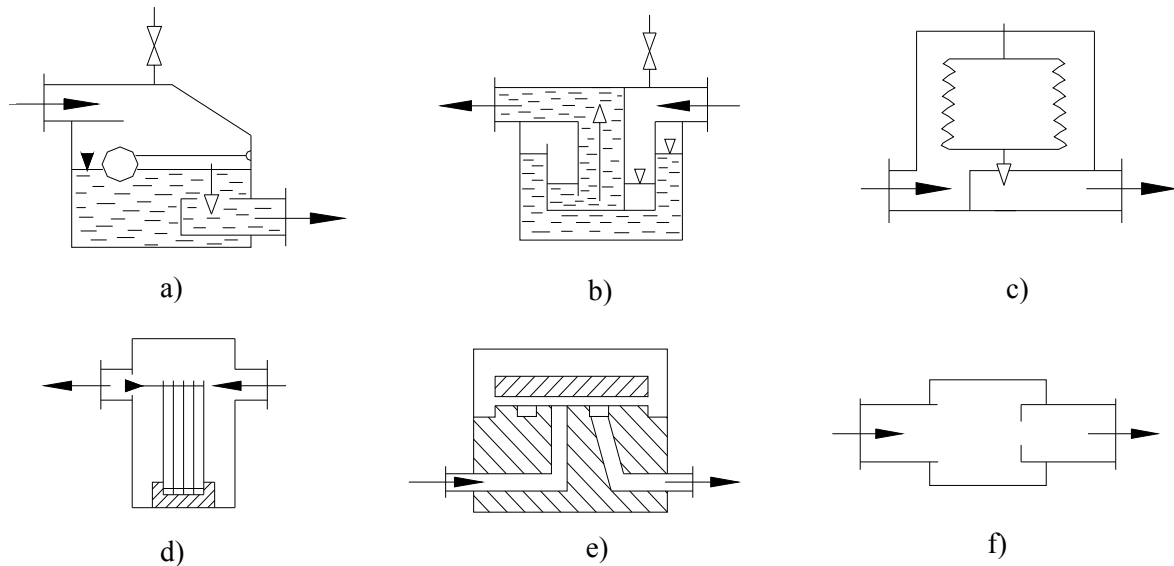


Figura 7.9. Oale de condensat: a) cu plutitor închis; b) cu plutitor deschis; c) cu burduf (termică); d) cu bimetal (termică); e) termodinamică; f) cu evacuare continuă

b. *Oale de condensat termice* (figura 7.9c și d) - asigură evacuarea condensatului cu ajutorul unor ventile acționate de diferența dintre temperatura aburului și a condensatului, prin intermediul unor elemente (burduf sau bimetal) care își modifică dimensiunile, proporțional cu diferența de temperatură respectivă.

c. *Oale de condensat termodinamice* (figura 7.9e) – la care, condensatul ce trece prin armătură ridică plăcuța ventil și iese din armătură. Când curge abur, din cauza vitezei mari de curgere între plăcuța ventil și scaunul ei se produce o scădere de presiune, iar în spațiul de deasupra plăcuței ventil are loc o creștere de presiune din cauza acumulării de abur, astfel încât, plăcuța este apăsată în jos oprind curgerea. Placa ventil rămâne în poziția închis până când aburul din spațiul de deasupra ei condensează ceea ce conduce la ridicarea plăcii și, implicit, la evacuarea condensului de către abur astfel încât, placa revine în poziția închis. Funcționarea oalei de condensat este influențată de schimbul de căldură cu mediul ambiant ceea ce conduce la necesitatea izolării termice.

d. *Oale de condensat cu evacuare continuă* (figura 7.9f) – la care funcționarea se face pe baza diferenței debitului de condensat evacuat pentru un spațiu îngust care este mult mai mare decât debitul de abur.

7.3. Reazeme pentru conducte

7.3.1. Reazeme fixe – servesc la rigidizarea conductei în anumite puncte ale rețelei față de construcțiile portante și au rolul de a prelua atât eforturile din planul orizontal (axiale și transversale) datorate presiunii interioare, cât și forțele de frecare în reazemele mobile, respectiv forțele de deformare a compensatoarelor datorate greutateii elementului de conductă. Efortul cel mai mare la care este supus reazemul fix apare ca urmare a forțelor de presiune interioară. Reazemele fixe pot fi *nedescărcate* dacă pe porțiunea de conductă solidarizată de acesta există un compensator axial, un organ de închidere sau un cot (figura 7.10 a și b), sau *descărcate*, dacă secțiunea transversală a conductei nu este modificată de loc sau dacă compensarea se face cu compensatoare curbate, astfel încât forțele de presiune interioară să se echilibreze (figura 7.10 c și d).

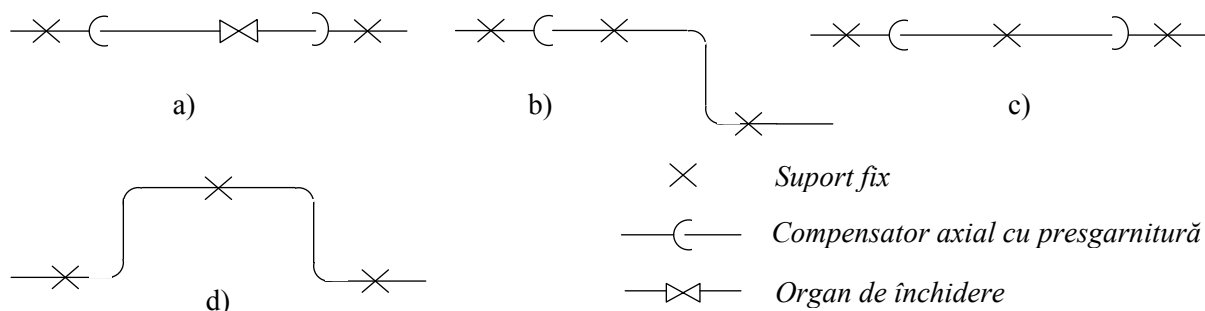


Figura 7.10. Tipuri de reazeme fixe: a), b) – necesărcate; c), d) - descărcate

Având în vedere că locul de montaj influențează modul de realizare a punctelor fixe, pentru montarea conductelor în canalele nevizitabile și în pereții construcțiilor, punctele fixe se execută sub forma unui scut de beton armat încastat în pereții canalului (figura 7.11 a), iar montarea în cămine se execută în sistemul cu grinzi sau montanți și guseu (figura 7.11 b) sau cu bride (figura 7.11 c).

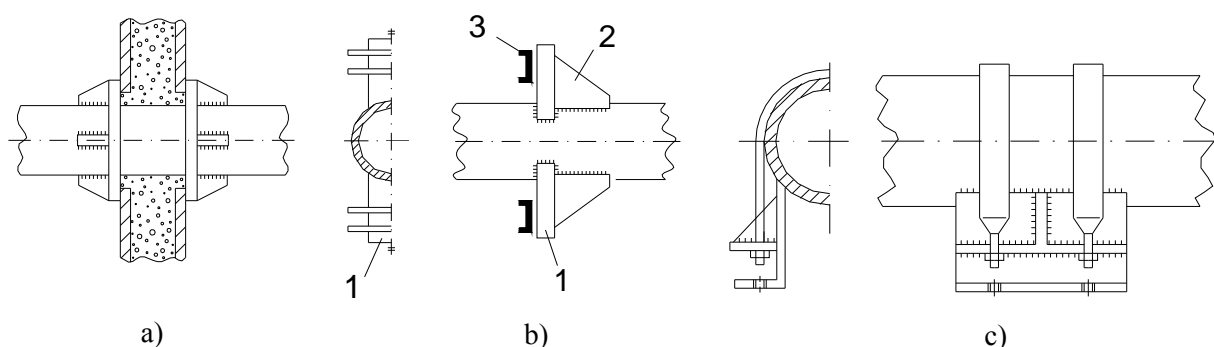


Figura 7.11. Realizări constructive de reazeme fixe: a) cu scut din beton armat; b) cu grinzi și guseu; c) cu grinzi; 1 – placă; 2 – guseu; 3 - grinzi

Reazemele fixe sunt scumpe, de aceea se montează într-un număr redus, la distanțe cât mai mari, distanțe limitate de capacitatea compensatoarelor de dilatare și de rezistențele admisibile ale materialelor.

7.3.2. Reazemele mobile – asigură libertatea de deplasare a conductelor ca urmare a dilatărilor termice, preluând greutatea acestora și transmitând-o construcțiilor. Pe porțiunea dintre două reazeme fixe se montează un reazem mobil ce are rolul de a prelua greutatea conductei și de a permite ușoare deplasări ale acesteia.

Reazemele mobile pot fi construite sub formă de: - reazeme mobile suspendate (figura 7.12 a și b); - reazeme mobile cu role; - reazeme mobile cu alunecare (figura 7.12 c).

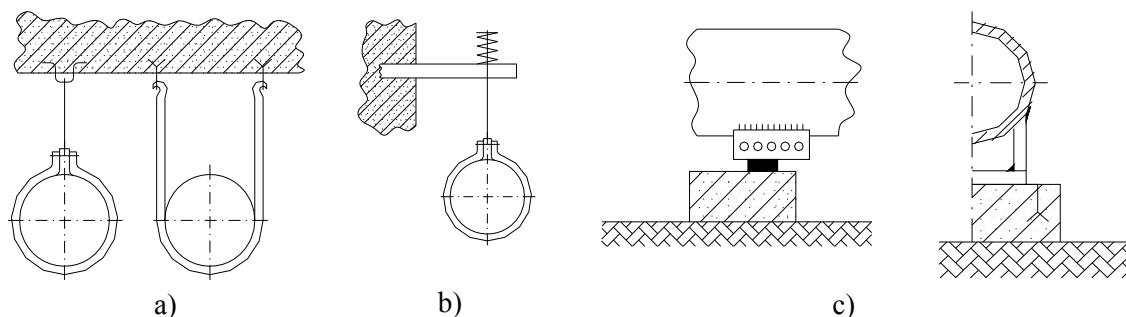


Figura 7.12. Realizări constructive de reazeme mobile: a) suspendat simplu; b) suspendat elastic; c) alunecător

7.4. Compensatoare de dilatare

Deoarece pereții unei conducte de termoficare sunt supuși unor variații mari de temperatură în timp, apar variații ale lungimii conductelor, cu atât mai importante cu cât lungimea acestora este mai mare. Ca urmare a acestor variații (de temperatură și de lungime) asupra conductelor apar solicitări mecanice mari, a căror eliminare este posibilă doar prin luarea unor măsuri de compensare a dilatărilor, cum ar fi:

- *compensarea naturală*, apărută ca urmare a schimbării repetate a direcției conductelor, acolo unde traseul permite acest lucru;
- *compensarea prin intercalarea compensatoarelor de dilatare* fie în formă de U sau de liră, fie, axiale cu presetupă și lenticulare.

7.4.1. Compensatoarele de tip U și liră (figura 7.13 a și b) sunt simple din punct de vedere constructiv, prezintă avantajul unei siguranțe sporite în exploatare și nu necesită o întreținere permanentă. Se folosesc în cazul conductelor supraterane sau subterane care trec prin terenuri neconstruite, la trasee rectilinii. 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. La montare, aceste tipuri de compensatoare, se pretensionează. De asemenea, 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.

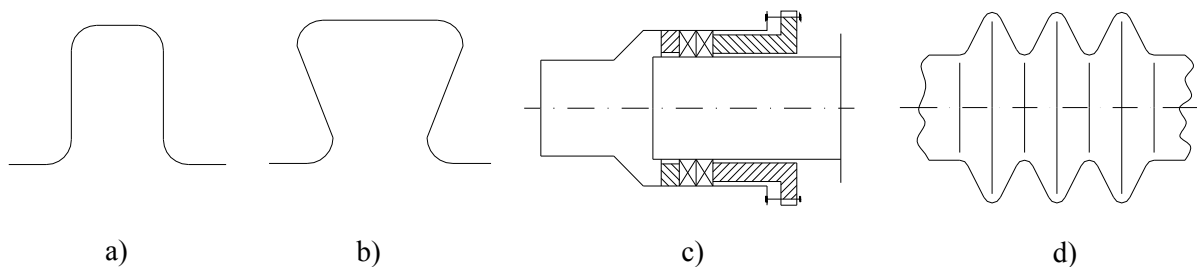


Figura 7.13. Compensatoare de dilatare: a) în formă de U; b) în formă de liră;
c) axial cu presetupă; d) lenticular

7.4.2. Compensatoarele axiale cu presetupă (figura 8.4 c) se montează pe porțiunile rectilinii ale conductelor de sub străzi, unde spațiul avut la dispoziție nu permite utilizarea compensatoarelor tip U sau liră. Principalul dezavantaj al acestui de tip de compensatoare îl reprezintă faptul că necesită o întreținere permanentă pentru menținerea etanșeității.

7.4.3. Compensatoarele lenticulare (figura 8.4 d) nu sunt utilizate în rețelele termice și de termoficare, deoarece necesită tehnologii speciale de execuție în cazul unor presiuni interioare mari.

Tabelul 7.1 Valorile standardizate ale diametrului, funcție de viteza limită sau debitul recomandat

Diametrele standard, [mm]	50	70	100	125	150	200	250	300	350	400
Viteza limită recomandată, [m/s]	0,75	0,75	0,76	0,82	0,85	0,95	1,02	1,05	1,1	1,15
Debitul limită recomandat, [l/s]	1,5	3,3	6	10	15	30	50	74	106	146

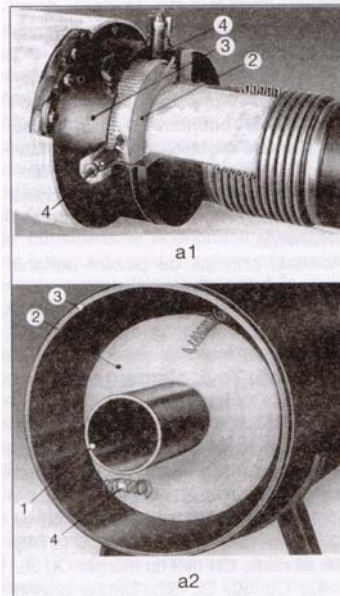


Figura 7.1. Conductă preizolată: a1 – vedere generală; a2 – secțiune transversală; 1 – conductă oțel; 2 – spumă PUR; 3 – manta de protecție; 4 – conductori de semnalizare

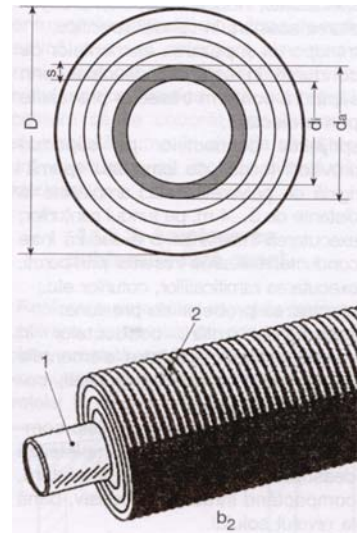


Figura 7.2. Conductă flexibilă din plastic: d_i , d_a – diametrele interior/exterior ale țevii centrale; s – grosimea peretelui țevii centrale; 1 – țevă din polietilenă de înaltă densitate; 2 – strat protector din polietilenă

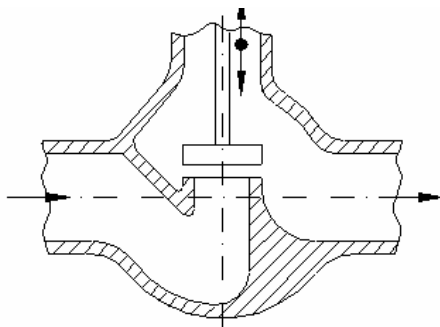


Figura 7.3. Ventil de închidere

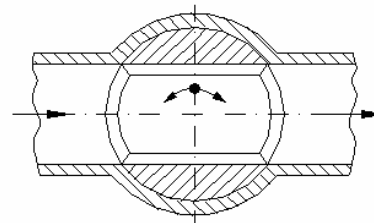


Figura 7.6. Armătură de închidere tip cep

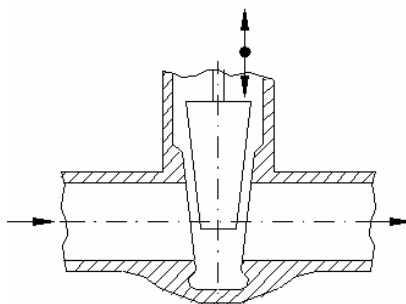


Figura 7.4. Vane (robinete cu sertar)

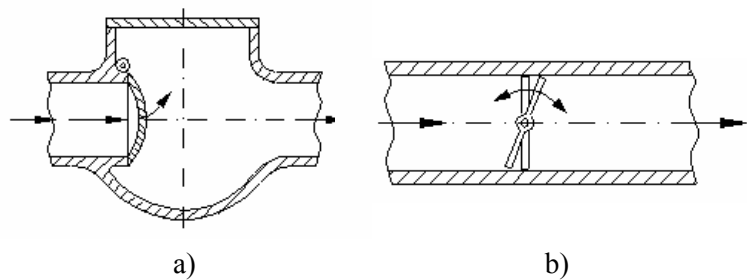


Figura 7.5. Clapete de reținere: a) clapetă valvă; b) clapetă fluture

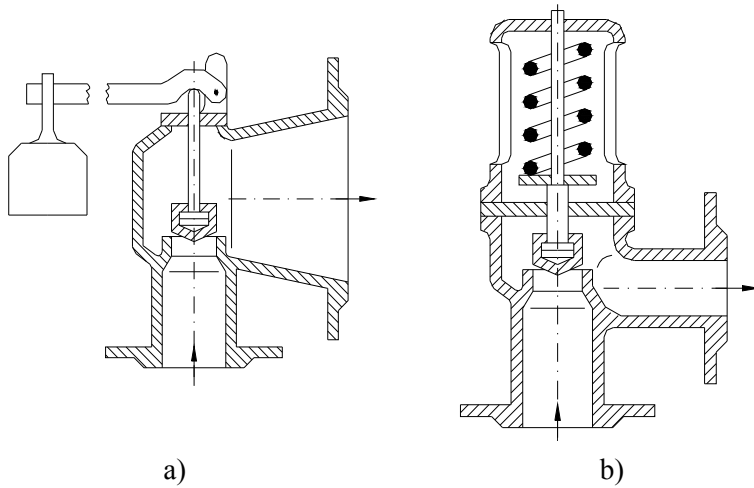


Figura 7.7. Supape de siguranță cu acționare directă:
 a) cu contragreutate; b) cu resort

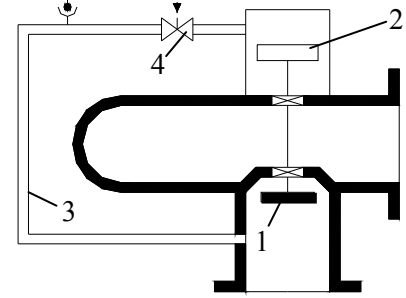


Figura 7.8. Supapă de siguranță cu impuls: 1 – corp de închidere; 2 – piston ajutător; 3 – conductă de impuls; 4 – ventil de descărcare

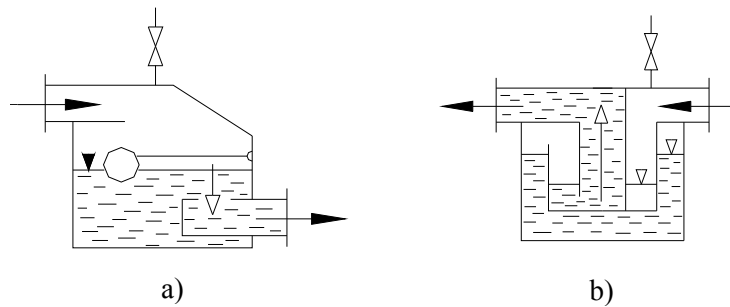


Figura 7.9. Oale de condensat: a) cu plutitor închis; b) cu plutitor deschis

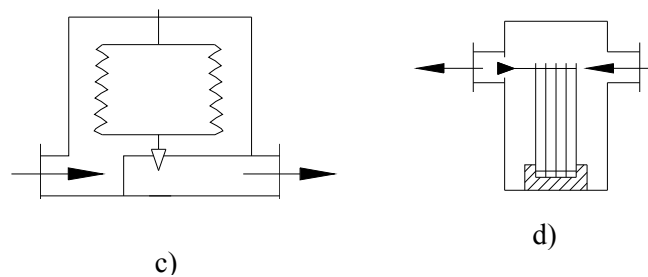


Figura 7.10. Oale de condensat: a) cu burduf (termică); b) cu bimetal (termică)

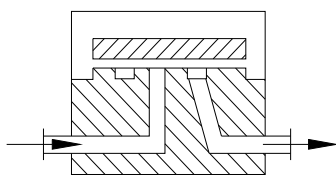


Figura 7.11. Oală de condensat termodinamică

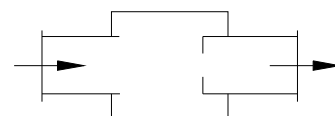


Figura 7.12. Oală de condensat cu evacuare continuă

CALCULUL HIDRAULIC AL REȚELELOR TERMICE

Prin calculul hidraulic al rețelelor 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 rețelei 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 necesare alegerii schemelor de racordare și echipamentelor din punctele termice.

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 de calcul al conductelor rugoase, în care coeficientul de frecare depinde în exclusivitate, de gradul de rugozitate al conductei k_e care, este independent de numărul lui Reynolds.

Pentru determinarea pierderilor locale de sarcină se consideră că acestea pot fi echivalente cu circa (20...30)% la rețelele de apă fierbinte și cu (60...70)% la rețelele de abur, din totalul pierderilor liniare de sarcină.

8.1. 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 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 termice și de parametri nominali de temperatură ai proceselor ce consumă căldură, prin relația:

$$M = \frac{Q_i}{c \cdot \Delta T_i} + \frac{Q_v}{c \cdot \Delta T_v} + \frac{Q_{acc}}{c \cdot \Delta T_{acc}} \quad [\text{kg/s}] \quad (8.1)$$

unde: Q_i , Q_v , Q_{acc} – sarcinile termice necesare pentru procesele de încălzire, ventilare și apă caldă de consum, [W];

c – căldura specifică a apei fierbinți calculată la temperatura medie a acesteia, [J/(kg·K)];

ΔT_i , ΔT_v , ΔT_{acc} – ecarturile de temperatură în regim nominal pe fiecare proces consumator de căldură, [K].

Datorită vitezelor de circulație acceptate (0,5...3,0)m/s și a diametrelor relativ mari, curgerea apei în conducte se situează în domeniul deplin turbulent, caz în care, coeficientul de pierderi liniare de sarcină se determină în funcție de starea pereților conductei.

O conductă poate fi din punct de vedere hidraulic:

a) netedă, când $Re < Re_1$, cu Re_1 determinat cu relația 8.2, caz în care se folosește pentru calculul coeficientului de pierderi liniare formula Prandtl – Karman (relația 8.3):

$$Re_1 = \frac{10}{\varepsilon} = \frac{10}{\frac{k_e}{d_i}} = \frac{10 \cdot d_i}{k_e} \quad (8.2)$$

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2 \cdot \lg \left(\frac{Re \cdot \sqrt{f}}{2,51} \right) \quad (8.3)$$

$$Re = \frac{w \cdot d_i}{\nu} \quad (8.4)$$

$$w = \frac{m}{S \cdot \rho} = \frac{m}{\frac{\pi \cdot d_i^2}{4} \cdot \rho} = \frac{4 \cdot m}{\pi \cdot d_i^2 \cdot \rho} \text{ [m/s]} \quad (8.5)$$

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \text{ [m}^2\text{/s]} \quad (8.6)$$

unde: ε - rugozitatea relativă a peretelui conductei, determinată cu relația $\varepsilon = \frac{k_e}{d_i}$;

k_e – rugozitatea absolută echivalentă (0,5 mm pentru conducte din oțel vechi, 0,2 mm pentru conducte noi cu diametre relativ mici, sau date recent în exploatare, 0,0005 mm pentru conducte flexibile);

w – viteza de curgere a agentului termic prin conductă, [m/s], determinată cu relația 8.5;

Re – numărul lui Reynolds, determinat cu relația 8.4, în funcție de care se stabilește regimul de curgere a agentului termic prin conductă ($Re < 2.320$ – regim de curgere laminar, $2.320 < Re < 10.000$ – regim de curgere tranzitoriu, $Re > 10.000$ – regim de curgere turbulent);

ν - viscozitatea dinamică a agentului termic, [m²/s];

ρ - densitatea agentului termic, [kg/m³], determinată din tabelele de vapori saturați funcție de temperatura medie a agentului termic;

η - viscozitatea cinematică a agentului termic, [Pa·s], determinată din tabelele de vapori saturați funcție de temperatura medie a agentului termic.

b) semirugoasă, când $Re_1 < Re < Re_2$, cu Re_2 determinat cu relația 8.7, caz în care se folosește pentru calculul coeficientului de pierderi liniare formula Colebrook - White (relația 8.8):

$$Re_2 = \frac{560}{\varepsilon} = \frac{560}{\frac{k_e}{d}} = \frac{560 \cdot d}{k_e} \quad (8.7)$$

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \cdot \lg \left(\frac{2,51}{Re \cdot \sqrt{\lambda}} + \frac{\varepsilon}{3,72} \right) \quad (8.8)$$

b) semirugoasă, când $Re > Re_2$, caz în care se folosește pentru calculul coeficientului de pierderi liniare formula Prandtl – Nikuradse (relația 8.9):

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \cdot \lg \frac{3,72}{\varepsilon} \quad (8.9)$$

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 de pierderi liniare λ , corespunzător regimului turbulent rugos, se poate aplica relația lui Frenkel:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \cdot \lg \left[\frac{k_e}{3,7 \cdot D} + \left(\frac{6,81}{Re} \right)^{0,9} \right] \quad (8.10)$$

În cazul utilizării conductelor flexibile coeficientul pierderilor liniare de sarcină se determină cu relația 8.11:

$$\lambda = 0,0032 + 0,221 \cdot \text{Re}^{-0,237} \quad (8.11)$$

Pentru o conductă orizontală dreaptă de lungime l , diametru interior d , prin care se transportă izoterm cu viteza w un fluid a cărui densitate ρ variază puțin cu presiunea, pierderea liniară este determinată conform relației:

$$\Delta p_{\text{lin}} = \rho \cdot g \cdot \Delta h_{\text{lin}} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho \quad [\text{N/m}^2] \quad (8.12)$$

Pierderile locale de presiune apar în sistemele de conducte la schimbarea direcției de curgere a fluidului sau la schimbarea secțiunii de curgere, fiind produse atât de frecarea fluidului cu pereții conductelor cât și de vârtejurile formate în zona rezistenței locale. Pierderile locale sunt proporționale cu energia cinetică:

$$\Delta p_{\text{loc}} = \rho \cdot g \cdot \Delta h_{\text{loc}} = \xi \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho \quad [\text{N/m}^2] \quad (8.13)$$

Pentru n rezistențe locale, pierderea totală de presiune datorată acestora, pe întreaga rețea de conducte este determinată cu relația:

$$\Delta p_{\text{loc}} = \rho \cdot g \cdot \Delta h_{\text{loc}} = \sum_{i=1}^n \xi_i \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho \quad [\text{N/m}^2] \quad (8.14)$$

Valorile coeficientului de pierderi locale ξ au fost determinate pe cale experimentală și diferă în funcție de tipul rezistenței locale de la 0,05 pentru mărirea sau reducerea bruscă a secțiunii până la 35 pentru ventile de reținere deschise în proporție de 50% (tabelul 8.1).

Tabelul 8.1. Coeficienții de pierderi locale pentru diferite rezistențe locale

Rezistența locală	Caracteristici	Valoare ξ	Rezistența locală	Caracteristici	Valoare ξ
Ieșire dintr-un rezervor	-	0,3...1,0	Compensator lenticular	-	1,7...2,7
Cot curb	$\delta=90^\circ$	0,35	Compensator liră	-	1,7
	$\delta=60^\circ$	0,25	Ventil	normal	3,5...4,0
	$\delta=45^\circ$	0,15		îmbunătățit	3,5
Cot din segmente	$\delta=90^\circ$	0,7...1,0		Koswa	2,5
	$\delta=60^\circ$	0,55	special	0,6	
	$\delta=45^\circ$	0,50	total deschisă	0,13	
Teuri	-	0,2...1,5	Vană	deschisă 75%	0,8
Difuzor	-	0,20		deschisă 50%	3,8
Confuzor	-	0,10	Vană	deschisă 25%	15
Mărire bruscă a secțiunii	Valori mari pentru diferențe mari de diametru	0,05...1	Ventil reținere	complet deschis	6,0...9,0
Reducere bruscă a secțiunii	Valori mari pentru diferențe mari de diametru	0,05...0,5		deschis 50%	9,0...35,0
Compensator axial cu presetupă	-	0,20	Diafragmă măsură	-	-

Lungimea echivalentă x a unei rezistențe locale reprezintă lungimea ipotetică a unei conducte drepte care are aceeași pierdere de presiune cu rezistența locală:

$$\Delta p_{loc} = \xi \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho = f \cdot \frac{x}{d} \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho \Rightarrow \quad (8.15)$$

$$\Rightarrow x = \xi \cdot \frac{d}{f} \text{ [m]} \quad (8.16)$$

Lungimea echivalentă totală a unei conducte de lungime efectivă l cu n rezistențe locale cu lungimile echivalente x_i este determinată cu relația:

$$l_{ech} = l + \sum_{i=1}^n x_i \text{ [m]} \quad (8.17)$$

8.2. Stabilitatea hidraulică și echilibrarea rețelelor de termoficare

Regimurile reale de funcționare ale unui sistem de termoficare pot diferi de regimul nominal din următoarele cauze:

- consumuri de căldură diferite de consumul nominal;
- rețelele dimensionate pentru o etapă de perspectivă;
- modificarea instalațiilor față de situația inițială.

Stabilitatea hidraulică a unui sistem de termoficare reprezintă capacitatea acestuia de a asigura la consumatori debite de fluid în limitele de variație impuse, indiferent de regimul de funcționare al rețelei.

Dereglarea hidraulică la consumatorul n se determină cu relația:

$$y = \frac{Q'_n}{Q_n} = \sqrt{\frac{\Delta p_{CET}}{\Delta p_n}} \quad (8.18)$$

Stabilitatea hidraulică reprezintă raportul dintre presiunea disponibilă la consumatorul n în regim normal și presiunea disponibilă la CET:

$$k = \frac{\Delta p_n}{\Delta p_{CET}} = \frac{1}{y^2} \quad (8.19)$$

unde: Q_n - debitul consumat de consumatorul n în regim normal, [m³/s];

Q'_n - debitul consumat de consumatorul n dacă ar rămâne singur în rețea, [m³/s];

Δp_n - presiunea disponibilă la consumatorul n în regim normal, [kgf/cm²];

Δp_{CET} - presiunea disponibilă la CET, [kgf/cm²].

Având în vedere faptul că stabilitatea hidraulică $k \in [0, 1]$ pot apărea următoarele situații:

- $k=1$, $\Delta p_n = \Delta p_{CET}$ pierderi de presiune pe conducte nule, presiune pe rețea constantă, rețea cu stabilitatea maximă;
- $k=0$, rețea complet instabilă.

Pentru mărirea stabilității rețelelor de termoficare se pot lua următoarele măsuri:

- proiectarea porțiunilor de rețea care funcționează cu debite variabile pentru pierderi de presiune foarte mici ($\Delta p_n \cong \Delta p_{CET}$);
- mărirea rezistențelor hidraulice a consumatorilor prin prevederea de elevatoare și diafragme de laminare, reducerea secțiunii armăturilor, legarea consumatorilor în serie etc.

Echilibrarea rețelelor primare primare se poate face printr-o dimensionare a racordurilor care să distrugă surplusul de disponibil de presiune, sau în cazul în care această măsură este insuficientă, prin introducerea unor rezistențe hidraulice locale.

Diafragmarea rețelelor de termoficare primare se face, în general, la consumatori sau pe racordurile acestora, astfel:

- diafragmarea pe racordul de ducere – se face până când presiunea maximă disponibilă pe racordul de ducere devine mai mică decât presiunea maximă admisibilă din punct de vedere mecanic în schimbătoarele de căldură, respectiv ale elevatoarelor și instalațiilor interioare ale consumatorilor;

- diafragmarea pe racordul de întoarcere – se face în toate cazurile în care presiunea disponibilă pe magistrala de întoarcere are valori mai mici decât cele necesare evitării golirii instalațiilor și a vaporizării apei pe racordul de tur.

Echilibrarea hidraulică a rețelelor secundare se asigură, în general, printr-o dimensionare corespunzătoare a acestora. Pe ramurile principale rămase cu un surplus de disponibil de presiune trebuie montate pe lângă vanele de separare, vane suplimentare de laminare, sigilate într-o poziție prestabilită.

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, toate aceste componente fiind echivalente cu limitarea pierderilor de energie odată cu asigurarea parametrilor normali de funcționare.

Într-un sistem de alimentare cu căldură apar următoarele categorii de pierderi de căldură:

1. datorate scăpărilor de fluid prin zonele neetanșe ale sistemului;
2. prin transfer termic de la agentul termic din conductele de transport și distribuție către mediul înconjurător.

9.1. Calculul pierderilor de căldură datorate scăpărilor de fluid prin zonele neetanșe ale sistemului

Pierderile de căldură datorate scăpărilor de fluid prin zonele neetanșe ale sistemului se calculează cu relația:

$$\Delta Q_{fl} = \dot{M}_{ad} \cdot c_{ap\acute{a}} \cdot (\theta_{ad} - \theta_{ap\acute{a},r}) \text{ [W]} \quad (9.1)$$

unde: \dot{M}_{ad} - debitul masic al apei de adaos, [kg/s], stabilit prin măsurători directe sau cu ajutorul relației 9.2:

$$\dot{M}_{ad} = \frac{V_{ap\acute{a}}}{2 \cdot 100} \text{ [m}^3\text{/h]} \quad (9.2)$$

în care: $V_{ap\acute{a}}$ – volumul de apă din sistem, [m³];

$c_{ap\acute{a}}$ – căldura masică a apei, [J/(kg·K)];

$\theta_{ad} \approx (90 \dots 95)^\circ\text{C}$ – temperatura medie a apei de adaos;

$\theta_{ap\acute{a},r} \approx (15 \dots 20)^\circ\text{C}$ – temperatura medie a apei brute¹.

Pierderile de căldură datorate scăpărilor de fluid în regim de durată nu pot fi stabilite analitic datorită modului de funcționare aleatoriu, fiind influențate de calitatea executării lucrărilor de reparații, de numărul de pompe în funcționare etc. Ca urmare, aceste pierderi se stabilesc pe baza măsurătorilor cantității apei de adaos introdusă în sistem² și a regimului termic de funcționare a acestuia³.

9.2. Calculul pierderilor 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;
- izolație din spumă rigidă de poliuretan;

- 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.

¹ Apă netratată chimic

² Înregistrările contoarelor

³ Temperatura apei brute și temperatura apei de adaos

Expresia generală a pierderilor de căldură din conductele care transportă agent este:

$$Q = \Delta q \cdot (1 + \beta) \cdot L = \frac{\theta_m - \theta_0}{R} \cdot (1 + \beta) \cdot L \quad [W] \quad (9.3)$$

unde: q – pierderea 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];

$\beta=0,1\dots,0,2$ – coeficient de corecție care ține seama de pierderile de căldură prin reazemele neizolate ale conductelor.

9.2.1. Pierderile de căldură ale conductelor montate suprateran (aerian)

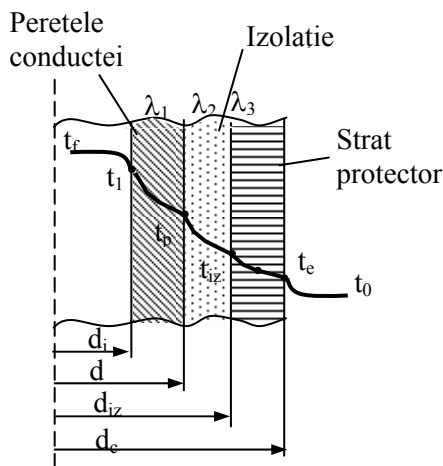


Figura 9.1. Variația temperaturii într-un perete cilindric neomogen

Pentru o conductă (figura 9.1) pierderea de căldură specifică se calculează cu relația 9.4:

$$\Delta q = \frac{\theta_m - \theta_e}{R} \cdot (1 + \beta) \quad [W/m] \quad (9.4)$$

unde: θ_e – temperatura aerului exterior, [°C];

R – rezistența la transfer termic al sistemului format din conductă și strat de izolație, [(m·K)/W], determinată cu relația 9.5.

$$R = R_{cv,i} + R_{cd,OL} + R_{cd,iz} + R_{cd,sp} + R_{cv,e} \quad (9.5)$$

$$R_{cv,i} = \frac{1}{\pi \cdot d_i \cdot \alpha_i} \quad (9.6)$$

$$R_{cd,OL} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{OL}} \cdot \ln \frac{d}{d_i} \quad (9.7)$$

$$R_{cd,iz} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{iz}} \cdot \ln \frac{d_{iz}}{d} \quad (9.8)$$

$$R_{cd,sp} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{sp}} \cdot \ln \frac{d_c}{d_{iz}} \quad (9.9)$$

$$R_{cv,e} = \frac{1}{\pi \cdot d_c \cdot \alpha_e} \quad (9.10)$$

$$R = \frac{1}{\pi \cdot d_i \cdot \alpha_i} + \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{OL}} \cdot \ln \frac{d}{d_i} + \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{iz}} \cdot \ln \frac{d_{iz}}{d} + \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{sp}} \cdot \ln \frac{d_c}{d_{iz}} + \frac{1}{\pi \cdot d_c \cdot \alpha_e} \quad (9.11)$$

unde: α_i – coeficientul de transfer de căldură prin convecție, de la fluid la suprafața interioară a conductei, [W/(m²·K)];

λ_{OL} – conductivitatea termică a materialului conductei, [W/(m·K)];

d – diametrul exterior al conductei, [m];

d_i – diametrul interior al conductei, [m];

λ_{iz} – conductivitatea termică a materialului stratului de izolație, [W/(m·K)];

d_{iz} – diametrul exterior al ansamblului conductă – strat de izolație, [m], determinat cu relația:

$$d_{iz} = d + 2 \cdot \delta_{iz} \quad [m] \quad (9.12)$$

în care: δ_{iz} – grosimea stratului de izolație așezat pe partea exterioară a conductei, [m];

λ_{sp} – conductivitatea termică a materialului stratului protector, [W/(m·K)];

d_c – diametrul exterior al ansamblului conductă – strat de izolație – strat protector, [m], determinat cu relația:

$$d_c = d_{iz} + 2 \cdot \delta_{sp} \quad [m] \quad (9.13)$$

în care: δ_{sp} – grosimea stratului protector așezat peste stratul de izolație, [m];

α_e – coeficientul de transfer de căldură prin convecție, de la conducta izolată la mediul ambiant, [W/(m²·K)].

Pentru calculul coeficientului de transfer de căldură prin convecție, de la conducta izolată la mediul ambiant se pot folosi relațiile:

➤ pentru conducte situate în interiorul clădirii:

$$\alpha_e = 9,4 + 0,052 \cdot (\theta_{e,sp} - \theta_i) \quad [W/(m^2 \cdot K)] \quad (9.14)$$

➤ pentru conducte situate în exterior:

$$\alpha_e = 9,28 + 0,046 \cdot \theta_{e,sp} + 6,96 \cdot v^{1/2} \quad [W/(m^2 \cdot K)] \quad (9.15)$$

unde: θ_i – temperatura aerului interior, [°C];

$\theta_{e,sp}$ – temperatura suprafeței exterioare a stratului protector al conductei, [°C], considerată la o primă aproximare ca fiind 20°C;

v – viteza vântului, a cărei valoare este specifică zonelor eoliene din țara noastră, [m/s].

9.2.2. Calculul termic al rețelelor termice cu conductă unică îngropată direct în sol

Pierderea de căldură pentru o conductă montată direct în pământ (figura 9.2), se calculează cu relația 9.16:

$$Q = \Delta q \cdot (1 + \beta) \cdot L = \frac{\theta_m - \theta_{sol}}{R_{tot}} \cdot (1 + \beta) \cdot L \quad [W] \quad (9.16)$$

unde: θ_{sol} – temperatura la suprafața solului, [°C], determinată cu relația 9.17;

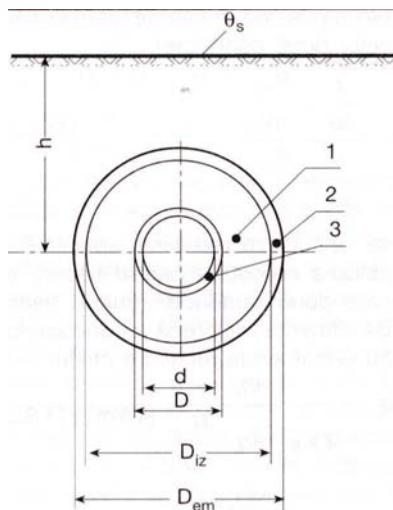


Figura 9.2. Conductă montată direct în pământ: 1 – izolație; 2 – mantă de protecție; 3 – conductă din oțel

$$\theta_{sol} = \Delta T + \theta_e \quad [^\circ C] \quad (9.17)$$

în care: ΔT – diferența de temperatură admisă între temperatura la suprafața solului și temperatura exterioară, [°C]. Această diferență de temperatură variază și în funcție de umiditatea relativă a aerului (din normative).

R_{tot} – rezistența termică totală a ansamblului conductă – strat de izolație – strat protector – sol, [(m·K)/W], determinată cu relația:

$$R_{tot} = R + R_{sol} \quad [(m \cdot K)/W] \quad (9.18)$$

în care: R – rezistența termică a ansamblului conductă – strat de izolație – strat protector, [(m·K)/W], determinată cu relația:

$$R = \frac{1}{\pi \cdot d_i \cdot \alpha_i} + \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{OL}} \cdot \ln \frac{d}{d_i} + \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{iz}} \cdot \ln \frac{d_{iz}}{d} + \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{sp}} \cdot \ln \frac{d_c}{d_{iz}} \quad (9.19)$$

R_{sol} – rezistența termică a solului, determinată cu relația 9.20 când $h/D_{ec,e} \leq 2$, respectiv cu relația 9.21 când $h/D_{ec,e} \geq 2$:

$$R_{\text{sol}} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{\text{sol}}} \cdot \ln \left[\frac{2 \cdot h}{d_c} + \sqrt{\left(\frac{2 \cdot h}{d_c} \right)^2 - 1} \right] \quad [(\text{m} \cdot \text{K})/\text{W}] \quad (9.20)$$

$$R_{\text{sol}} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{\text{sol}}} \cdot \ln \frac{4 \cdot h}{d_c} \quad [(\text{m} \cdot \text{K})/\text{W}] \quad (9.21)$$

în care: h - adâncimea de pozare a conductei, [m];

λ_{sol} - conductivitatea termică a solului, [W/(m·K)].

CALCULUL TERMIC AL REȚELELOR TERMICE FORMATE DIN DOUĂ CONDUCTE MONTATE DIRECT ÎN SOL ȘI A CELOR MONTATE ÎN CANALE

10.1. Calculul termic al rețelelor termice formate din două conducte îngropate direct în sol

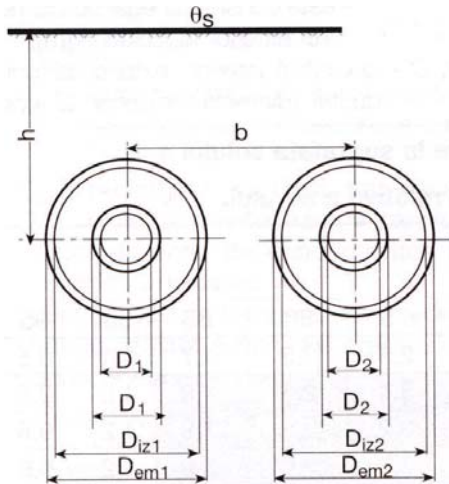


Figura 10.1. Sistem format din două conducte montate direct în sol

Pentru calculul pierderilor de căldură a două conducte montate direct în sol (figura 10.1), se ține seama de relațiile:

$$Q_1 = \Delta q_{1,c} \cdot (1 + \beta_1) \cdot L_1 \quad [\text{W}] \quad (10.1)$$

$$Q_2 = \Delta q_{2,c} \cdot (1 + \beta_2) \cdot L_2 \quad [\text{W}] \quad (10.2)$$

unde: $\Delta q_{1,c}$, $\Delta q_{2,c}$, - pierderile specifice de căldură, corectate pentru conducta 1, respectiv pentru conducta 2, ținând seama de influența reciprocă a conductelor, cu relațiile:

$$\Delta q_{1,c} = \frac{\Delta q_1}{1 + \varphi \cdot \Delta q_1 \cdot \frac{R_{1,2}}{\Delta T_1}} \quad [\text{W/m}] \quad (10.3)$$

$$\Delta q_{2,c} = \frac{\Delta q_2}{1 + \varphi \cdot \Delta q_2 \cdot \frac{R_{1,2}}{\Delta T_2}} \quad [\text{W/m}] \quad (10.4)$$

în care: Δq_1 – pierderea specifică de căldură prin conducta 1, determinată cu relația:

$$\Delta q_1 = \frac{\theta_m - \theta_{\text{sol}}}{R_{\text{tot}}^{(1)}} \quad [\text{W/m}] \quad (10.5)$$

Δq_2 – pierderea specifică de căldură prin conducta 2, determinată cu relația:

$$\Delta q_2 = \frac{\theta_m - \theta_{\text{sol}}}{R_{\text{tot}}^{(2)}} \quad [\text{W/m}] \quad (10.66)$$

φ - coeficient de corecție impus de influența reciprocă a celor două conducte, cu relația:

$$\varphi = \frac{\frac{1}{\Delta q_1} - \frac{R_{1,2}}{\Delta T_1}}{\frac{1}{\Delta q_2} - \frac{R_{1,2}}{\Delta T_2}} \quad (10.7)$$

unde: $\Delta T_1 = \theta_m^1 - \theta_{\text{sol}}$ - diferența de temperatură între temperatura medie a agentului termic transportat prin conducta 1 și temperatura la suprafața solului, [°C];

$\Delta T_2 = \theta_m^2 - \theta_{\text{sol}}$ - diferența de temperatură între temperatura medie a agentului termic transportat prin conducta 2 și temperatura la suprafața solului, [°C];

$R_{1,2}$ - rezistența la transfer datorată influenței reciproce a celor două conducte, [(m·K)/W], determinată cu relația:

$$R_{1,2} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{\text{sol}}} \cdot \ln \sqrt{1 + \frac{(2 \cdot h)^2}{b^2}} \quad [(\text{m} \cdot \text{K})/\text{W}] \quad (10.8)$$

unde: b – distanța între axele celor două conducte măsurată pe orizontală, [m];

10.2. Pierderile de căldură ale conductelor montate subteran în canale

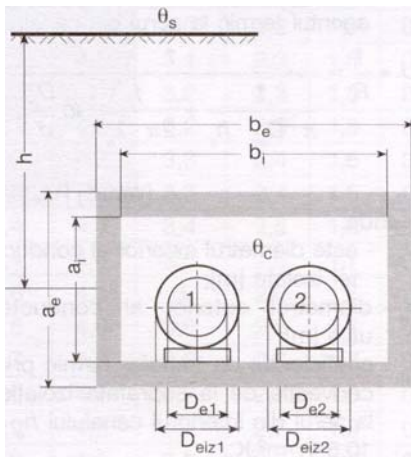


Figura 10.2. Conducte montate subteran în canale

Pentru calculul pierderilor de căldură ale conductelor pozate subteran în canale (figura 10.2) trebuie cunoscute următoarele date: diametrele conductelor, dimensiunile canalului termic, adâncimea de pozare „ h ” a canalului subteran, grosimea izolației termice a fiecărei conducte, temperatura la suprafața solului „ θ_{sol} ”, conductivitatea termică a solului „ λ_{sol} ” și lungimea traseului de conducte.

Ca urmare, relația generală de calcul a fluxului termic pierdut de conductă este :

$$\Delta q = \frac{\theta_m - \theta_c}{R} \cdot (1 + \beta) \quad [\text{W}/\text{m}] \quad (10.9)$$

unde: θ_c – temperatura aerului din canal, [°C], determinată cu relația:

$$\theta_c = \frac{\frac{\theta_1}{R_1} + \frac{\theta_2}{R_2} + \frac{\theta_{\text{sol}}}{R_0 \cdot (1 + \beta)}}{\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} + \frac{1}{R_0}} \quad [^\circ\text{C}] \quad (10.10)$$

unde: R_1, R_2 – rezistența termică la transfer termic a conductei 1, respectiv 2, calculată cu o relație similară cu relația 10.11, [(m·K)/W], dar în care rezistența termică convectivă la exteriorul ansamblui conductă – strat de izolație – strat protector, se determină funcție de coeficientul de convecție termică de la suprafața stratului protector al conductei la aerul din interiorul canalului, α , ($\alpha=10,5$ [W/(m·K)]);

$$R = \frac{1}{\pi \cdot d_i \cdot \alpha_i} + \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{\text{OL}}} \cdot \ln \frac{d}{d_i} + \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{\text{iz}}} \cdot \ln \frac{d_{\text{iz}}}{d} + \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{\text{sp}}} \cdot \ln \frac{d_c}{d_{\text{iz}}} + \frac{1}{\pi \cdot d_c \cdot \alpha} \quad [(\text{m} \cdot \text{K})/\text{W}] \quad (10.11)$$

θ_1 și θ_2 – temperaturile medii ale agenților termici, [°C];

θ_{sol} – temperatura la suprafața solului, [°C], determinată cu relația:

$$\theta_{\text{sol}} = \Delta T + \theta_e \quad [^\circ\text{C}] \quad (10.12)$$

în care: ΔT – diferența de temperatură admisă între temperatura la suprafața solului și temperatura exterioară, [°C]. Această diferență de temperatură variază și în funcție de umiditatea relativă a aerului (din normative).

R_0 - rezistența termică a sistemului canal termic – sol, [(m·K)/W], determinată cu relația:

$$R_0 = R_{\text{aer,c}} + R_c + R_{\text{sol}} \quad [(\text{m} \cdot \text{K})/\text{W}] \quad (10.13)$$

în care: $R_{\text{aer,c}}$ - rezistența termică a aerului din canalul termic, [(m·K)/W], determinată cu relația:

$$R_{\text{aer,c}} = \frac{1}{\pi \cdot d_{\text{ec,i}} \cdot \alpha} \quad [(\text{m} \cdot \text{K})/\text{W}] \quad (10.14)$$

unde: $d_{ec,i}$ - diametrul echivalent al canalului termic pentru suprafața interioară, [m], determinat cu relația:

$$d_{ec,i} = \frac{4 \cdot A_i}{P_i} \quad [m] \quad (10.15)$$

în care: A_i – suprafața secțiunii transversale interioare, a canalului, [m²];

P_i – perimetrul secțiunii transversale interioare, a canalului, [m].

R_c - rezistența termică a canalului, [(m·K)/W], determinată cu relația:

$$R_c = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_b} \cdot \ln \frac{d_{ec,e}}{d_{ec,i}} \quad [(m \cdot K) / W] \quad (10.16)$$

în care: λ_b – conductivitatea termică a betonului din care este realizat canalul termic (pentru beton simplu $\lambda_b=1,27$ W/(m·K), iar pentru beton armat $\lambda_b=1,54$ W/(m·K));

$d_{ec,e}$ - diametrul echivalent al canalului termic pentru suprafața exterioară, [m], determinat cu relația:

$$d_{ec,e} = \frac{4 \cdot A_e}{P_e} \quad [m] \quad (10.17)$$

în care: A_e – suprafața secțiunii transversale exterioare a canalului, [m²];

P_e – perimetrul secțiunii transversale exterioare a canalului, [m];

R_{sol} - rezistența termică a solului, determinată cu relația 10.18 când $h/D_{ec,e} \leq 2$, respectiv cu relația 10.19 când $h/D_{ec,e} \geq 2$:

$$R_{sol} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{sol}} \cdot \ln \frac{2 \cdot h + \sqrt{4 \cdot h^2 - d_{ec,e}^2}}{d_{ec,e}} \quad [(m \cdot K) / W] \quad (10.18)$$

$$R_{sol} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{sol}} \cdot \ln \frac{4 \cdot h}{d_{ec,e}} \quad [(m \cdot K) / W] \quad (10.19)$$

Pentru coeficientul de conductivitate termică a solului se pot lua în calcul următoarele valori:

- sol afănat uscat: $\lambda_s=(0,80...1,00)$ W/(m·K);
- sol umed legat: $\lambda_s=(2,00...2,50)$ W/(m·K);
- sol jilav nelegat: $\lambda_s=(1,10...1,50)$ W/(m·K).

10.3. Calculul căderii de temperatură

Pierderea de căldură pentru conductele rețelelor de transport și distribuție a agentului termic conduce la modificări ale parametrilor agentului termic transportat. Astfel, în cazul în care agentul termic este apa caldă sau apa fierbinte, în urma pierderilor de căldură se înregistrează scăderea temperaturii agentului termic, iar în cazul în care agentul termic este sub formă de abur, pierderea de căldură conduce atât la scăderea temperaturii cât și la scăderea presiunii aburului.

Căderea de temperatură pe un tronson de conductă se calculează în funcție de pierderea de căldură și de debitul agentului termic transportat pe tronsonul respectiv:

$$\Delta T = \frac{Q}{c \cdot \dot{M}} \quad [K] \quad (10.20)$$

unde: $Q = \Delta q \cdot (1 + \beta) \cdot L = \frac{\theta_m - \theta_0}{R} \cdot (1 + \beta) \cdot L$ – pierderea de căldură, [W];

\dot{M} - debitul total de agent termic transportat, [kg/s];

c – căldura masică a agentului termic, [J/(kg·K)].

De regulă, valorile căderilor de temperatură se plasează în domeniul:

- pentru conductele de apă fierbinte montate subteran în canale termice, $\Delta T=(0,01...2)$ K/km;
- pentru conductele de apă fierbinte montate aerian, $\Delta T=(0,02...3)$ K/km.

În cazul aburului supraîncălzit, calculul căderii de temperatură de determinăcu relația 10.21:

$$\Delta T = (\theta_1 - \theta_0) \cdot \left(1 - e^{-U \cdot L / \dot{M} \cdot c} \right) \text{ [K]} \quad (10.21)$$

unde: θ_1 – temperatura inițială a aburului, [°C];

θ_0 – temperatura mediului ambiant, [°C];

\dot{M} - debitul masic de abur, [kg/h];

L – lungimea conductei, [m];

U – coeficientul global de transfer de căldură 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. Pentru aceasta, temperatura aburului la sfârșitul tronsonului (θ_2) trebuie să fie mai mare decât temperatura de saturație corespunzătoare presiunii (p_2), cu relația:

$$\begin{aligned} \theta_2 &= \theta_1 - \Delta T \\ \theta_2 &> \theta_{\text{abur}} \end{aligned} \quad (10.22)$$

unde: θ_{ab} – temperatura de saturație a aburului stabilită la presiunea p_{abur} , [°C].

RACORDAREA INSTALAȚIILOR DE ÎNCĂLZIRE ȘI PREPARARE APĂ CALDĂ DE CONSUM

11.1. Generalități

Ansamblul instalațiilor situate la limita între rețeaua de distribuție a căldurii și instalațiile consumatorilor (rețeaua exterioară de distanță și instalațiile interioare ale consumatorilor) se numește *stație termică (ST)* sau *punct termic (PT)*.

Punctele termice pot asigura distribuția căldurii numai pentru un anumit tip de consum (încălzire, ventilație sau apă caldă), sau, pot distribui căldura mai multor tipuri de consumatori, în cazul cel mai complex servind la prepararea centralizată a apei menajere, la transformarea parametrilor pentru instalația de încălzire și ca punct de plecare pentru distribuția apei calde spre instalația de încălzire a consumatorilor.

Tipul punctelor termice depinde de următorii factori:

- natura și mărimea consumurilor de căldură;
- natura și parametrii agentului termic de transport, față de agentul termic folosit la consumatori;
- sistemul de transport al căldurii (număr de conducte).

Racordarea instalațiilor de încălzire și preparare a apei calde se face cel mai adesea în cadrul aceluiași puncte termice. Schemele de racordare depind în principal de sistemul folosit pentru prepararea apei calde – închis, deschis sau mixt – și de numărul de conducte folosite pentru transport și distribuție, cuprinzând atât instalații de racordare ale consumatorilor de încălzire cât și instalații pentru prepararea apei calde.

Punctele termice centralizate pot fi realizate astfel:

a) în sistem bitubulare închis, caz în care sunt caracterizate prin racordarea închisă a instalațiilor pentru prepararea apei calde și racordarea directă sau indirectă a instalațiilor pentru încălzire. Ambele tipuri de consumatori sunt alimentați din aceleași conducte de ducere și întoarcere. În perioada de iarnă regimul termic al apei în conducta de ducere este cel impus de încălzire, care necesită nivele termice mai mari decât prepararea apei calde. Schemele PTC în sistemele bitubulare închise nu depind de modul de racordare a instalațiilor de încălzire – direct sau indirect. În funcție de schema de preparare a apei calde în sistem închis și de poziția preîncălzitoarelor în schemă se deosebesc următoarele tipuri de scheme:

- Schema o treaptă paralel pentru prepararea apei calde;
- Schema o treaptă serie pentru prepararea apei calde;
- Schema două trepte mixt (serie – paralel);
- Schema două trepte serie (serie – serie).

b) în sistem bitubulare deschis, caz în care sunt caracterizate prin folosirea unei conducte de ducere comună pentru încălzire și apă caldă care asigură transportul agentului termic necesar celor două tipuri de consumatori. Conducta de retur asigură returnarea diferenței dintre debitul instalației de încălzire și debitul pentru prepararea apei calde.

11.2. Instalațiile punctelor termice

Având în vedere că destinația principală a punctului termic este aceea de a pregăti agentul termic pentru transportul său la instalațiile consumatoare și returnarea condensatului la sursa de căldură, echipamentele de bază ale punctelor termice diferă în funcție de natura și parametrii agentului termic astfel:

a) în cazul folosirii aburului ca agent termic, echipamentele de bază sunt colectoarele de abur, aparatele de măsură, control și reglare a parametrilor agentului termic, rezervoarele colectoare pentru condensat și pompe pentru evacuarea acestuia.

Instalație închisă de colectare a condensatului - Este constituită din oalele de condensat, colectoare, rezervoare și pompe de condensat. Condensatul rezultat de la aparatele consumatoare se separă de aburul necondensat în oala de condensat și apoi intră în rezervorul închis de colectare, unde este menținut la o suprapresiune suplimentară cu ajutorul reguletoarelor de presiune, de unde prin intermediul pompelor de condensat este returnat la sursă.

b) în cazul folosirii apei fierbinți ca agent termic, echipamentele de bază sunt schimbătoarele de căldură sau elevatoarele pentru încălzire, schimbătoarele de căldură pentru prepararea apei calde menajere, acumuloarele de apă caldă, pompe, instalații de automatizare, măsură și control și cele pentru protecția corozivă.

Schimbătoare de căldură - Sunt realizate sub forma unor preîncălzitoare secționale, formate din mai multe tronsoane racordate în serie pe partea de agent termic primar și secundar. Cele pentru încălzire sunt cu țevi din OL prin care circulă agentul termic primar (apa fierbinte), iar printre ele circulă agentul termic secundar (apa caldă pentru încălzire). Cele pentru prepararea apei calde menajere sunt cu țevi din alamă prin ele circulând agentul termic secundar (apa caldă de consum) și printre ele agentul termic primar (apa fierbinte).

Ejectoare apă-apă - Se folosesc la racordarea directă a consumatorilor de încălzire în funcție de diferența de presiune necesară în sistemul de încălzire al acestora. Funcționarea lor este caracterizată de coeficientul de amestec u , pe baza căruia se face dimensionarea termică, hidraulică și geometrică.

Instalațiile de acumulare - Se utilizează în punctele termice cu scopul de a aplatiza curba de consum de căldură sub formă de apă caldă.

11.3. Puncte termice centralizate (PTC) în sisteme bitubulare închise cu o treaptă paralel pentru prepararea apei calde

11.3.1. Noțiuni generale și prezentare

Aceste puncte termice sunt cele mai vechi, în prezent utilizându-se numai în anumite cazuri, cum ar fi, PTC de capacitate redusă, când ponderea consumatorului de căldură pentru prepararea apei calde este mare, față de cea pentru încălzire. În cazul racordării directe cu amestec, apa fierbinte este distribuită din PTC la mai multe puncte termice cu hidroelevatoare amplasate în general în clădirile consumatorilor. Prepararea apei calde se poate face și cu acumulare, folosind rezervoare cu serpentine (boilere) sau fără serpentine de încălzire.

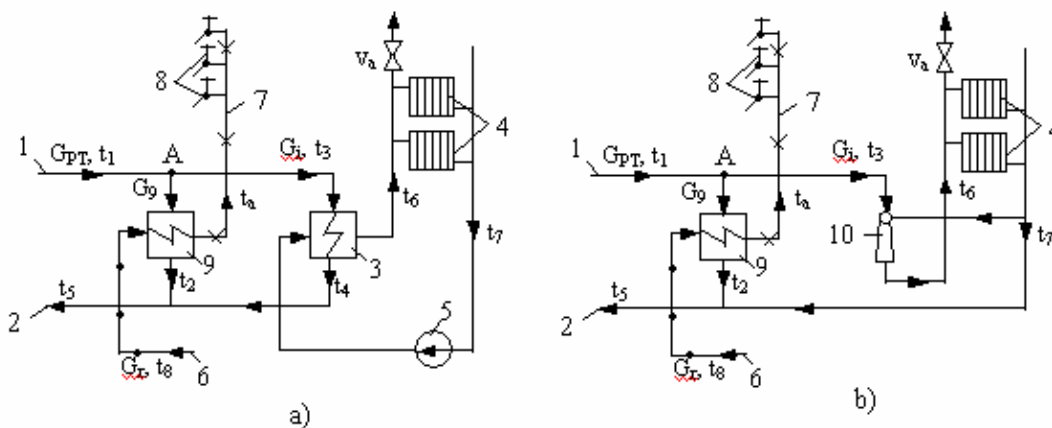


Figura 11.1. Scheme de puncte termice centralizate în sisteme bitubulare închise, cu prepararea apei calde, o treaptă paralelă cu: a) racordare indirectă; b) racordare directă cu amestec;

1,2 – rețea de apă fierbinte (tur/retur); 3 – schimbător de căldură pentru încălzire; 4 – consumatori de căldură pentru încălzire; 5 – pompă de circulație; 6 – apă rece; 7 – apă caldă de consum; 8 – consumatori de apă caldă; 9 – schimbător de căldură pentru prepararea apei calde; 10 – hidroelevator

11.3.2. Dimensionare

Datorită alimentării în paralel a celor două schimbătoare (pentru încălzire și cel pentru prepararea apei calde), regimul hidraulic (de debite) și termic al celor două tipuri de consumatori sunt independente între ele. De aceea, *determinarea valorilor de calcul ale debitelor de apă fierbinte necesară celor doi consumatori* se face pe baza consumurilor de căldură maxime ale acestora, după cum urmează:

- pentru încălzire, în cazul racordării indirecte:

$$G_i^e = \frac{q_i^e}{c_a(t_3^c - t_4^c)} \quad [\text{kg/s}] \quad (11.1)$$

unde: $t_3^c = t_1^c$, iar în cazul racordării directe (schema din figura 11.1, b) $t_4^c = t_7^c$;

- pentru apă caldă, fără acumulare:

$$G_a^c = \frac{q_a^M}{c_a(t_1^m - t_2^m)} \quad [\text{kg/s}] \quad (11.2)$$

și în cazul acumulării:

$$G_a^c = \frac{q_a^{md}}{c_a(t_1^m - t_2^m)} \quad [\text{kg/s}] \quad (11.3)$$

unde: q_i^c - consumul de căldură pentru încălzire, în condițiile temperaturii exterioare minime convențional t_e^c , [kJ/s];

q_a^M , q_a^{md} - consumul maxim, respectiv mediu sub formă de apă caldă, [kJ/s];

c_a - căldura specifică medie a apei, [kJ/kg·°C];

t_1^m , t_2^m - valorile minime din cursul perioadei de încălzire ale temperaturilor t_1 și t_2 , [°C];

t_3^m , t_4^m - valorile de calcul, la temperatura exterioară de calcul, t_e^c , ale temperaturilor t_3 și t_4 , [°C].

Debitul de calcul de apă fierbinte aferent punctului termic este:

$$G_{PT}^C = G_i^c + G_a^c \quad [\text{kg/s}] \quad (11.4)$$

Dimensionarea schimbătoarelor de căldură

a) suprafața de schimb de căldură a schimbătorului 3 pentru încălzire este:

$$S_i = \frac{q_i^c}{k_i \cdot \Delta t_i^c} \quad [\text{m}^2] \quad (11.5)$$

- suprafața schimbătorului 9 pentru apă caldă, în lipsa acumulării:

$$S_a = \frac{q_a^M}{k_a \cdot \Delta t_a^m} \quad [\text{m}^2] \quad (11.6)$$

sau în cazul acumulării:

$$S_a = \frac{q_i^{md}}{k_m \cdot \Delta t_a^m} \quad [\text{m}^2] \quad (11.7)$$

unde: k_i, k_a - coeficienți globali de schimb de căldură ai schimbătorului pentru încălzire, respectiv pentru prepararea apei calde, [$\text{kW}/\text{m}^2\text{°C}$];

$\Delta t_i^c, \Delta t_a^m$ - diferențele mediilogaritmice de temperatură ale schimbătorului 3 de încălzire, în condițiile temperaturii exterioare de calcul, respectiv a schimbătorului 9 pentru prepararea apei calde, în condițiile valorilor minime ale temperaturilor t_1^m și t_2^m .

Valorile consumurilor de căldură pentru prepararea apei calde se determină pe baza debitelor de apă caldă consumată la temperatura constantă a apei de consum, t_a și a apei reci t_8 :

$$q_a^M = G_r^M \cdot c_a (t_a - t_8) \cdot \eta_a \quad [\text{kJ/s}] \quad (11.8)$$

sau:

$$q_a^{\text{md}} = G_r^{\text{md}} \cdot c_a (t_a - t_8) \cdot \eta_a \quad [\text{kJ/s}] \quad (11.9)$$

unde: η_a - randamentul termic al schimbătorului de căldură pentru prepararea apei calde.

11.4. Puncte termice centralizate (PTC) în sisteme bitubulare închise cu o treaptă serie pentru prepararea apei calde

Acest tip de racordare, reprezintă o soluție îmbunătățită a schemei cu o treaptă paralel, necesitând în PTC un debit de apă fierbinte de calcul mai mic (comparativ cu PTC o treaptă paralel fără acumulare). Ea conduce însă, în anumite perioade din cursul sezonului de încălzire, în funcție și de valorile momentane ale consumului de căldură pentru prepararea apei calde, la diminuarea cantității de căldură livrată consumatorilor de încălzire față de aceea necesară. Gradul de diminuare depinde și de ponderea consumului de căldură q_a^M față de q_i^c .

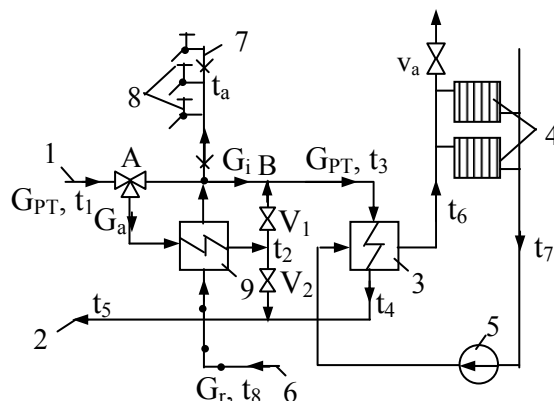


Figura 11.2. Schema punctului termic centralizat în sistem bitubular închis, cu prepararea apei calde, o treaptă serie: 1,2 – rețea de apă fierbinte (tur/retur); 3 – schimbător de căldură pentru încălzire; 4 - consumatori de căldură pentru încălzire; 5 – pompă de circulație; 6 – apă rece; 7 – apă caldă de consum; 8 – consumatori de apă caldă; 9 – schimbător de căldură pentru prepararea apei calde

PUNCTE TERMICE CENTRALIZATE ÎN SISTEM ÎNCHIS DOUĂ TREPTE ȘI PUNCTE TERMICE CENTRALIZATE ÎN SISTEM DESCHIS

12.1. Puncte termice centralizate în sistem închis două trepte mixt serie - paralel

Este o combinație între cele două scheme, o treaptă serie și una paralel (figura 12.1). O caracteristică a sa o constituie faptul că treapta I de preparare a apei calde utilizează “căldura deșeu” conținută de apa caldă care vine în instalația de încălzire, și care, altfel ar fi fost returnată sursei de căldură (ca la schemele anterioare). De aceea se spune că această schemă asigură un grad sporit de utilizare a căldurii intrată cu apă de rețea în PTC.

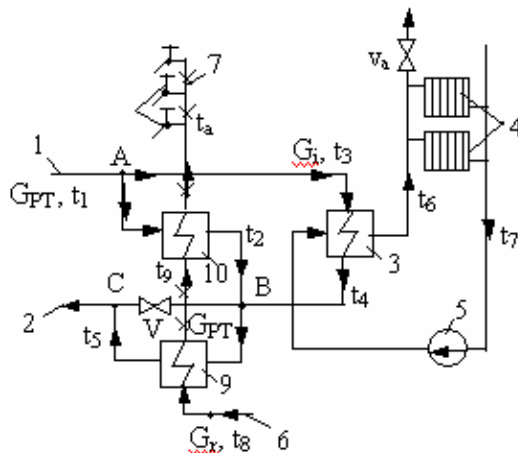


Figura 12.1. Schema punctului termic centralizat în sistem bitubular închis, cu prepararea apei calde, două trepte mixt (serie-paralel): 1,2 – rețea de apă fierbinte (tur/return); 3 – schimbător de căldură pentru încălzire; 4 - consumatori de căldură pentru încălzire; 5 – pompă de circulație; 6 – apă rece; 7 – apă caldă de consum; 8 – consumatori de apă caldă; 9 – treapta întâi de preparare a apei calde; 10 – treapta a doua de preparare a apei calde

Dimensionare acestor puncte termice se realizează pentru cele două regimuri caracteristice de funcționare:

1. *Iarna*, atâta timp cât temperatura apei ieșită din instalația de încălzire este $t_4 \geq (t_a + 5...8)^\circ\text{C}$, prepararea apei calde se poate face numai în treapta I și atunci $t_9 = t_a$. Atunci când temperatura t_4 îndeplinește condițiile de mai sus, dar debitul momentan de apă din rețea G_i nu este suficient pentru asigurarea consumului de căldură pentru prepararea apei calde diferența de cantitate de căldură neasigurată de treapta I va fi preluată de treapta a II-a.

$$G_r(t_9 - t_8) = G_i(t_4 - t_5) \cdot \eta_i \quad (12.1)$$

unde: η_i – randamentul termic al schimbătorului de căldură 9;

q_I, q_{II} – cantitățile momentane de căldură pentru prepararea apei calde livrate de treapta I, respectiv a II-a.

Menținând constant debitul de apă din rețea G_i^c pentru încălzire, odată cu reducerea consumului de căldură q_i , temperaturile apei din rețea (t_3 și t_4) scad, cantitatea de căldură care poate fi cedată în treapta I de preparare a apei calde scade. Considerând consumul de apă caldă G_r constant, independent de consumul de căldură q_i , cantitatea de căldură q_I scade și crește cantitatea de căldură cedată de treapta a II-a.

2. *Vara*, consumul de căldură pentru încălzire este $G_i = 0$, ceea ce înseamnă ca $G_{PT} = G_a$. Prepararea apei calde se face cu debitul de apă de rețea G_a care trece în serie prin cele două trepte, în contracurent față de apa rece G_r .

Debitele de apă necesare în rețea se calculează conform relațiilor:

- pentru încălzire, considerând $t_3^c = t_1^c$, conform relației:

$$G_i^e = \frac{q_i^e}{c_a(t_3^c - t_4^c)} \quad [\text{kg/s}] \quad (12.2)$$

- pentru prepararea apei calde, debitul suplimentar G_a de apă fierbinte din rețea este necesar numai pentru treapta a II-a:

$$G_a^c = \frac{q_{II}^M}{c_a \cdot (t_1^m - t_2^m)} \quad (12.3)$$

unde: $q_{II}^M = q_a^M - q_I^m$ - aportul maxim de căldură pentru prepararea apei calde în treapta a II-a.

Pe partea de apă rece se poate scrie, pentru cele două trepte:

$$\frac{q_{II}^M}{q_a^M} = \frac{G_r^M \cdot c_a \cdot (t_a - t_9^m)}{G_r^M \cdot c_a \cdot (t_a - t_r)} \quad (12.4)$$

Înlocuind relația 12.4 în relația 12.3 rezultă debitul suplimentar G_a de apă fierbinte din rețea:

$$G_a^c = \frac{q_a^M}{c_a \cdot (t_1^m - t_2^m)} \cdot \frac{t_a - t_9^m}{t_a - t_r} \quad [\text{kg/s}] \quad (12.5)$$

unde: $t_9^m = t_4^m - (5...8) [^\circ C]$

În cazul schemelor cu acumuloare de apă caldă în PT, în calculul debitelor se va lua în considerare consumul mediu săptămânal de apă caldă:

$$q_{II}^{md} = q_a^{md} \cdot \frac{t_a - t_9^m}{t_a - t_r} \quad (12.6)$$

Ca urmare debitul suplimentar de apă fierbinte calculat va avea o expresie de forma:

$$G_a^{c*} = \frac{q_a^{md}}{c_a \cdot (t_1^m - t_2^m)} \cdot \frac{t_a - t_9^m}{t_a - t_r} \quad (12.7)$$

Valoarea de calcul a debitului de apă fierbinte aferentă punctului termic este:

1. fără acumulare:

$$G_{PT}^c = G_i^c + G_a^c \quad (12.8)$$

2. cu acumulare:

$$G_{PT}^c = G_i^c + G_a^{c*} \quad (12.9)$$

Dimensionarea suprafețelor de schimb de căldură pentru schimbătoarele 3, 9 și 10 se face astfel:

1. suprafața schimbătorului de căldură pentru încălzire 3, se determină pentru condițiile de calcul ale consumului de căldură q_i^c , ale temperaturilor $t_6^c, t_7^c, t_3^c, t_4^c$ și considerând $t_4^c = t_7^c + (5...10)^\circ C$, cu relația:

$$S_i = \frac{q_i^c}{k_i \cdot \Delta t_i^c} \quad [\text{m}^2] \quad (12.10)$$

2. în lipsa acumulatorului de apă caldă, suprafețele de schimb de căldură se calculează cu relațiile:

- pentru treapta I:

$$S_I = \frac{q_I^M}{k_I \cdot \Delta t_I^m} \quad (12.11)$$

unde: $q_I^M = q_a^M \cdot \frac{t_9^m - t_r}{t_a - t_r}$

- pentru treapta a II – a:

$$S_{II} = \frac{q_{II}^M}{k_{II} \cdot \Delta t_{II}^m} \quad (12.12)$$

unde: $q_{II}^M = q_a^M \cdot \frac{t_a - t_9^m}{t_a - t_r}$

3. În cazul existenței acumulatorilor de apă caldă în PT, suprafețele de schimb de căldură se calculează cu relațiile:

- pentru treapta I:

$$S_I^* = \frac{q_I^{md}}{k_I \cdot \Delta t_I^m} \quad (12.13)$$

unde: $q_I^{md} = q_a^{md} \cdot \frac{t_9^m - t_r}{t_a - t_r}$

- pentru treapta a II – a:

$$S_{II}^* = \frac{q_{II}^{md}}{k_{II} \cdot \Delta t_{II}^m} \quad (12.14)$$

unde: $q_{II}^{md} = q_a^{md} \cdot \frac{t_a - t_9^m}{t_a - t_r}$

în care: k_I, k_{II} - coeficienții globali de schimb de căldură ai schimbătoarelor de căldură pentru prepararea apei calde treapta I, respectiv a II-a, [kW/m²·°C];

$\Delta t_I^m, \Delta t_{II}^m$ - diferențele medii logaritmice de temperatură pentru cele două trepte de preparare a apei calde în condițiile valorilor minime ale temperaturilor t_4^m, t_9^m, t_1^m și $t_2^m = t_4^m$, [°C].

12.2. Puncte termice centralizate în sistem închis două trepte serie – serie

Punctele termice centralizate în sistem închis două trepte serie – serie (figura 12.2) constituie o extindere a schemei două trepte mixt, în scopul reducerii cât mai mult posibil a valorii de calcul a debitului de apă fierbinte G_{PT}^e care intră în PTC. Din acest punct de vedere dimensionarea sa se poate face în două variante:

- fără corecția graficului de reglaj aferent încălzirii, caz în care pentru orice $t_e > t_e^c$ și $q_{II} > 0$, debitul $G_{PT}^e = G_i^e + G_a^e$, în care G_a^c se determină în funcție de q_{II}^{md} ;

- cu corecția graficului de reglaj aferent încălzirii, când pentru orice $t_e > t_e^c$ și $q_{II} > 0$, debitul $G_{PT}^e = G_i^c$ și crește temperatura t_l de intrare a apei fierbinți în PTC, adică $t_l > t_3$ (la $t_e^c, t_l^c = t_3^c$).

Dintre aceste scheme cu două trepte, cea mai des folosită este schema două trepte serie de preparare a apei calde, deoarece, pentru prepararea agentului termic pentru încălzire și apei calde de consum este necesar debitul minim G_{PT} de apă fierbinte din rețea. Aceasta conduce la dimensionarea rețelei termice cu diametre mai mici și la reducerea energiei consumată pentru pomparea apei în rețea.

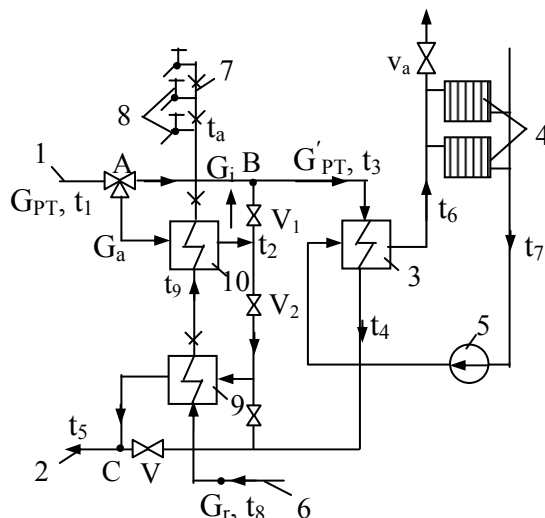


Figura 12.2. Schema punctului termic centralizat în sistem bitubular închis, cu prepararea apei calde, două trepte serie: 1,2 – rețea de apă fierbinte (tur/retur); 3 – schimbător de căldură pentru încălzire; 4 – consumatori de căldură pentru încălzire; 5 – pompă de circulație; 6 – apă rece; 7 – apă caldă de consum; 8 – consumatori de apă caldă; 9 – treapta întâi de preparare a apei calde; 10 – treapta a doua de preparare a apei calde

12.3. Puncte termice centralizate (PTC) în sisteme bitubulare deschise

Schemele PTC în sistemele bitubulare deschise (figura 12.3) se deosebesc după poziția relativă a punctelor de racord ale instalațiilor de consum de apă caldă, B și C , față de regulatorul de debit RD .

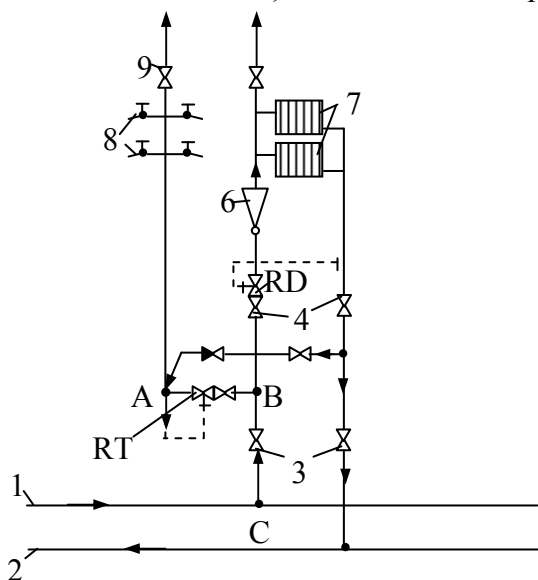


Figura 12.3. Schema de principiu a PTC în sisteme bitubulare deschise: 1, 2 – rețea termică de ducere și întoarcere; 3 – vane de izolare a PT; 4, 5 – vane de izolare ale instalațiilor de încălzire și de apă caldă; 6 – elevator; 7, 8 – consumatori de încălzire și de apă caldă; 9 – ventile de aerisire; RT – regulator de temperatură; RD – regulator de debit

Aceste scheme au o arie mai mică de utilizare. Caracteristic acestui tip de racordare este reglajul independent a consumului de căldură pentru încălzire față de cel pentru prepararea apei calde, prin montarea regulatorului de debit RD după punctele de racord B și C ale consumatorilor de apă caldă. Ca urmare, cei doi consumatori funcționează independent. Astfel, consumul de căldură pentru încălzire este satisfăcut prin intermediul regulatorului de debit RD , iar cel de apă caldă cu ajutorul regulatorului de temperatură RT .

REGLAREA REGIMURILOR DE ALIMENTARE CU CĂLDURĂ

Reglarea regimului termic în sistemele de alimentare cu căldură înseamnă descrierea modului de variație a temperaturii agentului termic în diversele puncte ale sistemului.

Principalele elemente care determină regimul termic al sistemului sunt aparatele de schimb de căldură care intră în componența sa. Pentru a putea cunoaște modul de variație a temperaturii agenților termici la aceste aparate este necesară cunoașterea caracteristicilor termice ale lor.

13.1. Ecuatiile caracteristice ale aparatelor de schimb de căldură

Ecuatiile utilizate pentru aparatele de schimb de căldură din sistemele de alimentare cu căldură descriu funcționarea acestora ținând seama de specificul și destinația lor.

În cadrul unui sistem de alimentare cu căldură, se utilizează diverse tipuri de aparate de schimb de căldură, care diferă din punct de vedere al naturii agenților termici utilizați, al modului de realizare constructivă, al regimurilor de funcționare și al gradului de murdărire.

Ecuatiile care descriu funcționarea schimbătoarelor de căldură rezultă din ecuațiile de bilanț termic și ale transferului de căldură. Ținând seama de specificul funcționării și de tipul constructiv al aparatelor de schimb de căldură folosite în sistemele de alimentare cu căldură ecuațiile lor caracteristice simplificate fac legătura între debitul termic al aparatului, coeficienții de schimb de căldură și echivalenții termici în apă ai agenților termici vehiculați.

A. *Diferența medie de temperatură.* Ținând seama de procesele de schimb de căldură (figura 13.1) diferența medie logaritmică de temperatură Δt este dată de:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_M - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_M}{\Delta t_m}} \quad (13.1)$$

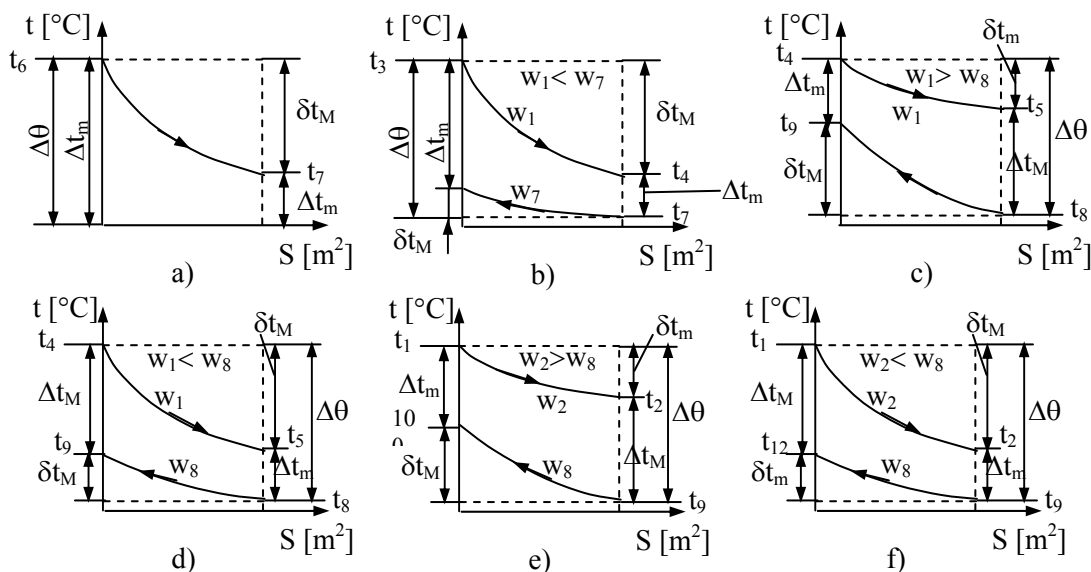


Figura 13.1. Diagramele schimbului de căldură pentru diverse schimbătoare:
 a – radiator apă-aer; b – preîncălzitor apă fierbinte-apă caldă pentru încălzire în PTC;
 c,d – preîncălzitor treapta I de preparare a apei calde la PTC două trepte serie;
 e, f – preîncălzitor treapta a II-a de preparare a apei calde la PTC

unde: $\Delta t_M = \Delta\theta - \delta t_m$ - diferența maximă de temperatură dintre cei doi agenți termici, [°C];
 $\Delta t_m = \Delta\theta - \delta t_M$ - diferența minimă de temperatură dintre cei doi agenți termici, [°C];
 $\Delta\theta$ - diferența maximă de temperatură, care poate apare în procesul de schimb de căldură, între doi agenți termici, [°C];
 δt_m - diferența minimă de temperatură între care evoluează cei doi agenți termici, [°C];
 δt_M - diferența maximă de temperatură, între care evoluează cei doi agenți termici, [°C].

Simplificat, diferența medie logaritmică de temperatură poate fi exprimată sub forma unei ecuații de gradul I:

$$\Delta t = a \cdot \Delta\theta - b \cdot \delta t_m - c \cdot \delta t_M \quad (13.2)$$

unde: a , b și c – coeficienți a căror valoare diferă de la caz la caz în funcție de schema circulației agenților termici și de intervalele de temperatură între care aceștia evoluează (tabelul 13.1).

Tabelul 13.1. Valorile coeficienților a , b și c

Destinația schimbătorului	Valorile coeficienților			Expresia simplificată a diferenței de temperatură Δt
	a	b	c	
Încălzire apă-apă în PT	1,38	0,28	1,1	$\Delta t_p = 1,38 \cdot \Delta\theta_p - 0,28 \cdot \delta t_{mp} - 1,1 \delta t_M$
Preparare apă caldă treapta I	1,0	0,4	0,6	$\Delta t_I = \Delta\theta_I - 0,4 \delta t_{mI} - 0,6 \delta t_{MI}$
Preparare apă caldă treapta II	1,38	0,28	1,1	$\Delta t_{II} = 1,38 \cdot \Delta\theta_{II} - 0,28 \delta t_{mII} - 1,1 \delta t_{MII}$
Elemente interioare de încălzire (radiatoare)	1,0	0	0,5	$\Delta t_i = \Delta\theta_i - 0,5 \delta t_{MI}$

B. Capacitatea termică specifică se determină pentru aparatele de schimb de căldură care funcționează în condiții diferite de cele de calcul, caz în care se cunoaște numai temperatura agentului termic la ieșirea din instalațiile consumatoare de căldură.

Ținând seama de aceasta, în cazul reglării rolul variabilei Δt este preluat de diferența maximă de temperatură $\Delta\theta$, care apare în aparatul de schimb de căldură între temperatura mediului încălzitor și a celui încălzit, la intrarea în aparat¹, astfel încât puterea termică aparaturilor de schimb de căldură prin convecție să poată fi determinată cu relația:

$$Q = \varepsilon \cdot W_m \cdot \Delta\theta \quad [\text{kJ/s}] \quad (13.3)$$

unde: ε - puterea termică specifică a aparatului de schimb de căldură (mărimă adimensională) raportată la unitatea celui mai mic echivalent termic, pentru o diferență maximă de temperatură $\Delta\theta$ de 1° C (tabelul 13.2);

Tabelul 13.2. Capacități termice specifice pentru schimbătoarele de căldură

Tipul aparatului	Mod de racordare în PTC	Expresia lui ε
Radiator de încălzire (apă-aer)	direct	$\varepsilon_i = \frac{1}{\frac{c_i + u}{1 + u} + \frac{W_1}{k_i \cdot s_i}}$
	indirect	$\varepsilon_i = \frac{1}{c_i + \frac{W_7}{k_i \cdot s_i}}$
Schimbător pentru încălzire în PTC (apă fierbinte-apă caldă)	indirect	$\varepsilon_p = \frac{a_p}{\frac{W_1}{k_p \cdot s_p} + b_p \frac{W_1}{W_7} + c_p}$

¹ Valoare cunoscută în cazul reglajului

Tipul aparatului	Mod de racordare în PTC	Expresia lui ε
Schimbător pentru prepararea apei calde în PTC, două trepte serie	treapta I	$\varepsilon_I = \frac{a_I}{\frac{W_S}{k_I \cdot S_I} + b_I \cdot \frac{W_S}{W_1} + c_1}$
	treapta II	$\varepsilon_{II} = \frac{a_{II}}{\frac{W_S}{k_{II} \cdot S_{II}} + b_{II} \cdot \frac{W_S}{W_2} + c_{II}}$

$W_m = G_m \cdot c$ - valoarea cea mai mică a echivalentului termic în apă al debitului de agent termic, [kJ/s°C];

G_m – valoarea minimă a debitului unuia din cei doi agenți termici ai aparatului de schimb de căldură, [kg/s];

c – căldura specifică a agentului termic respectiv, [kJ/kg°C].

Dacă se ia în considerare diferența medie logaritmică de temperatură, expresia puterii termice specifice ε este de formă exponențială, devenind deosebit de complexă în cazul aparatelor de schimb de căldură în curent încrucișat. Simplificarea ei (relația 13.4) este posibilă prin considerarea diferenței de temperatură Δt de forma relațiilor din tabelul 13.1.

$$\varepsilon = \frac{a}{\frac{W_m}{k \cdot s} + b \cdot \frac{W_m}{W_M} + c} < \varepsilon^* \quad (13.4)$$

unde: ε^* - se calculează pe baza ecuațiilor exponențiale și reprezintă puterea termică specifică a unui aparat cu suprafața de schimb de căldură infinită.

Semnul inegalității este datorat folosirii expresiei simplificate. Inegalitatea arată că, fizic, mărimea ε nu poate depăși valoarea ε^* , adică temperatura mediului încălzit nu poate depăși temperatura mediului încălzitor, în nici o secțiune a aparatului, deoarece valorile locale ale lui $\Delta\theta$ sunt pozitive.

În calcule, dacă din relația 13.4 rezultă $\varepsilon \leq \varepsilon^*$, se ia în considerare valoarea respectivă. În cazurile în care rezultă $\varepsilon > \varepsilon^*$, mai departe în calcule consideră $\varepsilon = \varepsilon^*$.

Pentru aparatele de schimb de căldură cu modificarea stării de agregare a unuia sau a ambilor agenți termici (condensare, vaporizare) și pentru cele în echicurent puterea termică specifică a aparatului cu suprafața de schimb de căldură considerată infinită se determină cu relația:

$$\varepsilon^* = \frac{1}{1 + \frac{W_m}{W_M}} \quad (13.5)$$

iar pentru cele în contracurent $\varepsilon^* = 1$.

Relația 13.5 este valabilă pentru orice tip de aparat de schimb de căldură din punct de vedere fizic, în limitele $0 \leq \frac{W_m}{W_M} \leq 1$, ceea ce înseamnă: $0 < \left| \frac{k \cdot S}{W_m} \right| \leq \infty$.

În calcule se poate folosi și expresia:

$$\omega = \frac{k \cdot S}{W_m} \quad (13.6)$$

unde: ω - un coeficient de regim.

13.2. Ecuațiile reglării regimului termic

Se consideră schema generală a sistemului de alimentare cu căldură, adică un sistem de transport bitubular închis, cu prepararea apei calde în două trepte serie. Ecuațiile urmăresc stabilirea

temperaturii apei în diversele puncte caracteristice ale schemei, în funcție de mărimea și structura sarcinii termice, pentru diverse condiții climaterice exterioare. Structura sarcinii termice s-a considerat prin raportul “tip”:

$$\rho_T = \left[\frac{Q_a^{md}}{Q_{ic}} \right]_T \quad (13.7)$$

unde: Q_a^{md} - cantitatea medie de căldură necesară preparării apei calde pentru un regim oarecare și în condițiile de calcul, [kJ/s];

Q_{ic} - cantitatea de căldură pentru încălzire, în condițiile de calcul, [kJ/s].

Principalele ecuații de reglare a regimului termic sunt:

1. Ecuația generală a reglării se definește diferit pentru cele două circuite:

- pentru circuitul termic secundar al consumatorului de încălzire:

$$\bar{W}_7 = \bar{Q}_i \cdot r_i \quad (13.8)$$

- pentru circuitul primar al PT și la sursa de căldură:

$$\bar{W}_1 = \bar{Q}_i \cdot r_p \quad (13.9)$$

unde: r_i, r_p - coeficienții de reglaj adoptați în sistemul local de încălzire al consumatorului, respectiv al PT cu racordare directă, în general, $r_i = r_p = r$.

2. Ecuațiile reglării sarcinii termice de încălzire (tabelul 13.3) și apă caldă (tabelul 13.4).

Ecuațiile de reglare prezentate în tabelele 13.3 și 13.4 sunt valabile pentru punctele termice cu prepararea apei calde în două trepte serie, cu corecția graficului de reglaj pentru încălzire. Aceasta a impus condiția ca la temperatura exterioară de calcul pentru încălzire t_{ec} corecția graficului de reglaj aferent încălzirii (a temperaturilor t_3 și t_4 funcție de \bar{Q}_i) să fie:

- pe conducta de ducere-întrare în PT: $\delta_{1c} = 0$;
- pe conducta de întoarcere-ieșire din PT: $\delta_{2c} = \delta$.

Tabelul 13.3. Ecuațiile reglajului termic pentru încălzire

Mărimea	U.M.	Punct termic cu racordare	
		Indirectă	Directă
t_6	°C	$t_i + \frac{\delta t_{mpc}}{\varepsilon_i} \cdot \bar{Q}_i^{(1-r_i)}$ (13.10)	$t_i + \Delta t_{ic} \cdot \bar{Q}_i^{1+m} + c_i \cdot \delta t_{Mic} \cdot \bar{Q}_i^{(1-r_i)}$ (13.16)
t_7	°C	$t_6 - \delta t_{mpc} \cdot \bar{Q}_i^{(1-r_i)}$ (13.11)	$t_i + \Delta t_{ic} \cdot \bar{Q}_i^{1+m} + (c_i - 1) \cdot \delta t_{Mic} \cdot \bar{Q}_i^{(1-r_i)}$ (13.17)
		$t_i + \frac{\delta t_{mpc}}{\varepsilon_i} \cdot (1 - \varepsilon_i) \cdot \bar{Q}_i^{(1-r_i)}$ (13.12)	
t_3	°C	$t_i + \frac{\delta t_{Mpc}}{\varepsilon_p} \cdot \bar{Q}_i^{(1-r_p)}$ (13.13)	$t_7 + (t_{3c} - t_{7c}) \cdot \bar{Q}_i^{(1-r_i)}$ (13.18)
		$t_i + \bar{Q}_i \cdot \left[\frac{\delta t_{mpc}}{\varepsilon_i} (1 - \varepsilon_i) \frac{1}{\bar{Q}_i^{r_i}} + \frac{\delta t_{Mpc}}{\varepsilon_p} \cdot \frac{1}{\bar{Q}_i^{r_p}} \right]$ (13.14)	$t_i + \Delta t_{ic} \cdot \bar{Q}_i^{1+m} + \bar{Q}_i^{(1-r_i)} \cdot [(c_i - 1) \cdot \delta t_{Mic} + (t_{3c} - t_{7c})]$ (13.19)
t_4	°C	$t_3 - \delta t_{Mpc} \cdot \bar{Q}_i^{(1-r_p)}$ (13.15)	$t_4 = t_7$ (13.20)

Tabelul 13.4. Ecuațiile reglajului termic pentru încălzire

Mărimea	U.M.	Ecuația
t_6, t_7, t_3, t_4	°C	Conform tabelului 13.3
t_1	°C	$t_3 + \frac{\chi_s \cdot \rho T}{\bar{Q}_i^{rp}} \cdot \delta t_{Mpc} \cdot \left(1 - \frac{\Delta\theta_I}{\Delta\theta_{cI}}\right)$ (13.21)
t_5	°C	$t_4 - \frac{\chi_s \cdot \rho T}{\bar{Q}_i^{rp}} \cdot \delta t_{Mpc} \cdot \frac{\Delta\theta_I}{\Delta\theta_{cI}}$ (13.22)
δ_1	°C	$t_1 - t_3 - \frac{\chi_s \cdot \rho T}{\bar{Q}_i^{rp}} \cdot \delta t_{Mpc} \cdot \left(1 - \frac{\Delta\theta_I}{\Delta\theta_{cI}}\right)$ (13.23)
δ_2	°C	$t_4 - t_5 - \frac{\chi_s \cdot \rho T}{\bar{Q}_i^{rp}} \cdot \delta t_{Mpc} \cdot \frac{\Delta\theta_I}{\Delta\theta_{cI}}$ (13.24)
δ	°C	$\delta_1 + \delta_2$ (13.25)
t_9	°C	$t_8 + \frac{1}{\gamma} \cdot \delta t_{Mpc} \cdot \frac{\Delta\theta_I}{\Delta\theta_{cI}}$ (13.26)

unde: $\delta t_{mpc} = t_{6c} - t_{7c}$ [°C]

$\delta t_{Mpc} = t_{3c} - t_{4c}$ [°C]

$\delta t_{Mic} = t_{6c} - t_{7c} = \delta t_{mpc}$ [°C]

$\Delta t_{ic} = \Delta\theta_{ic} - c_i \cdot \delta t_{Mic} = (t_{6c} - t_i) - c_i \cdot \delta t_{Mic}$ [°C]

$\Delta\theta_I = t_4 - t_8$ [°C]

$\Delta\theta_{cI} = t_{4c} - t_8$ [°C]

$\delta t_{Mac} = t_{12} - t_8$ [°C]

δ_1, δ_2 - diferențele de temperatură ale apei din rețea în preîncălzitoare pentru prepararea apei calde;

m - parametru care caracterizează gradul de modificare a coeficientului global de schimb de căldură în funcție de variația diferenței medii de temperatură (relația 13.27):

$$\frac{k}{k_e} = \left(\frac{\Delta t}{\Delta t_e}\right)^m \text{ sau } \bar{k} = \bar{\Delta t}^m \quad (13.27)$$

Valoarea exponentului m (tabelul 13.5) depinde de tipul aparatului de încălzire și de schema de legare a sa la coloana verticală.

Tabelul 13.5. Valorile exponentului m pentru încălzire

Tipul aparatului de încălzire	m
Toate tipurile de radiatoare	0,33
Registre din țevă	0,25
Convectoare de toate tipurile IAICA	0,345
Convectoare-radiatoare de tip SP IAICA	0,36

χ_s - coeficient de corecție pentru compensarea variației sarcinii termice pentru încălzire în timp de 24 de ore, față de valorile necesare, datorită neuniformității zilnice a alimentării cu apă caldă. El se justifică astfel: în cursul zilei sarcina termică pentru prepararea apei calde fiind foarte neuniformă, în calculele de dimensionare ale punctelor termice este recomandabil să se ia în

considerare o sarcină termică pentru prepararea apei calde Q_a^S „de siguranță”, mai mare decât sarcina medie zilnică Q_a^{md} . Legătura între aceste două valori este dată prin relația:

$$Q_a^S = \chi_s \cdot Q_a^{md} \quad (13.28)$$

Astfel, diferența între sarcina Q_a^{\max} și Q_a^S este mai mică decât $(Q_a^{\max} - Q_a^{md})$ și efectul nefavorabil asupra reducerii temporare a sarcinii termice pentru încălzire (atunci când Q_a momentan este mai mare decât Q_a^{md}) se diminuează.

Pentru punctele termice cu acumuloare de apă caldă $\chi_s = 1$, iar pentru cele fără acumulare $\chi_s = 1, 1, \dots, 1, 2$.

Raportul între consumul momentan de căldură pentru prepararea apei calde fiind și sarcina termică “de siguranță” pentru prepararea apei calde (relațiile 13.29 și 13.30) se notează cu γ :

$$\gamma = \frac{Q_a}{Q_a^S} \quad (13.29)$$

$$\gamma = \frac{Q_a}{\chi_s \cdot Q_a^{md}} \quad (13.30)$$

Ecuatiile de reglare pentru t_1 și t_5 , corespund punctului de separare (intrare-ieșire) al punctului termic față de rețeaua de transport. Pentru a stabili temperatura apei fierbinți la sursă (t_d și t_i) trebuie ținut seama de pierderile de temperatură Δt_{rd} , din conducta de ducere și Δt_{ri} , din conducta de întoarcere, care, în regim static al sistemului de alimentare cu căldură, sunt:

$$t_d = t_1 + \Delta t_{rd} \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (13.31)$$

$$t_i = t_5 - \Delta t_{ri} \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (13.32)$$

Diferențele de temperatură Δt_{rd} și Δt_{ri} depind de distanțele de transport (sursă-punct termic), de grosimea izolației termice a rețelei și de gradul de încărcare al acesteia față de capacitatea nominală (W_1/W_{1c}).

În regim dinamic, în timp, în funcție de variația echivalentului termic în apă al debitului de agent W_1 (respectiv G_1) diferența de temperatură Δt_{rd} este variabilă. De asemenea, ținând seama de distanțele de transport diferite ale apei de la fiecare punct termic al sistemului la sursă, timpii necesari curgerii diverselor debite sunt diferiți și ca urmare temperatura t_i la sursă reprezintă o rezultantă la un moment dat a tuturor debitelor G_1 (respectiv W_1) de la diversele puncte termice cu temperaturile aferente ($t_5 - \Delta t_{ri}$). De aceea, determinarea în regim dinamic a temperaturii t_i este dificilă, necesitând calcule laborioase.

Graficele de reglaj numai pentru sarcina termică de încălzire (figura 13.2) reprezintă variația temperaturilor t_3 , t_6 , t_7 , funcție de temperatura exterioară t_e (funcție de valoarea relativă a sarcinii termice \bar{Q}_i) pentru punctul termic cu racordare directă și a lui t_4 cu racordare indirectă.

Se constată că odată cu creșterea coeficientului de reglaj r , la o anumită temperatură exterioară efectele sunt creșterea temperaturilor t_3 , t_6 , t_7 și descreșterea temperaturii t_4 , respectiv a echivalentului termic \bar{W} , în condițiile acelorași valori de calcul, t_{3c} , t_{4c} , t_{6c} și t_{7c} .

Graficele de reglaj ale sarcinii termice însumate (încălzire și apă caldă) (figura 13.3) reprezintă numai variațiile temperaturilor de la intrarea și ieșirea din punctul termic (t_1 și t_5). Se constată că, la o anumită structură a sarcinii termice totale ρ_T , odată cu creșterea coeficientului de reglaj r , t_1 crește și t_5 scade. De asemenea, se poate vedea efectul creșterii ponderii cantității de căldură Q_a pentru prepararea apei calde față de aceea pentru încălzire Q_i , prin intermediul lui ρ_T ; cu cât ρ_T crește, la același r , t_1 crește și t_5 scade. Scăderea lui t_5 are loc pentru toată perioada de

încălzire, inclusiv la t_{ec} ($t'_{5c} > t''_{5c} > t'''_{5c}$), în timp ce creșterea lui t_1 față de t_3 are loc numai pentru temperaturi $t_e > t_{ec}$ (la t_{ec} , $t_1 = t_3$ și la $t_e > t_{ec}$, $t_1 > t_3$).

În afara perioadei de încălzire (pentru $t_e > t_e^* = +10^\circ\text{C}$ și respectiv $\bar{Q}_i < \bar{Q}_i^{\min}$), reglarea cantității de căldură pentru prepararea apei calde se face cantitativ: se menține constantă temperatura t_1 a apei de rețea la valoarea minimă t_1^{\min} impusă de realizarea temperaturii $t_{12} = 50^\circ\text{C}$ a apei calde de consum și se reglează debitul de apă din rețea G_1 în funcție de consumul de apă caldă G_s .

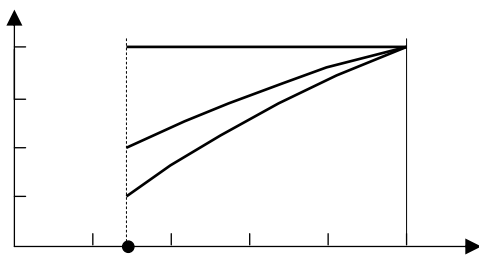
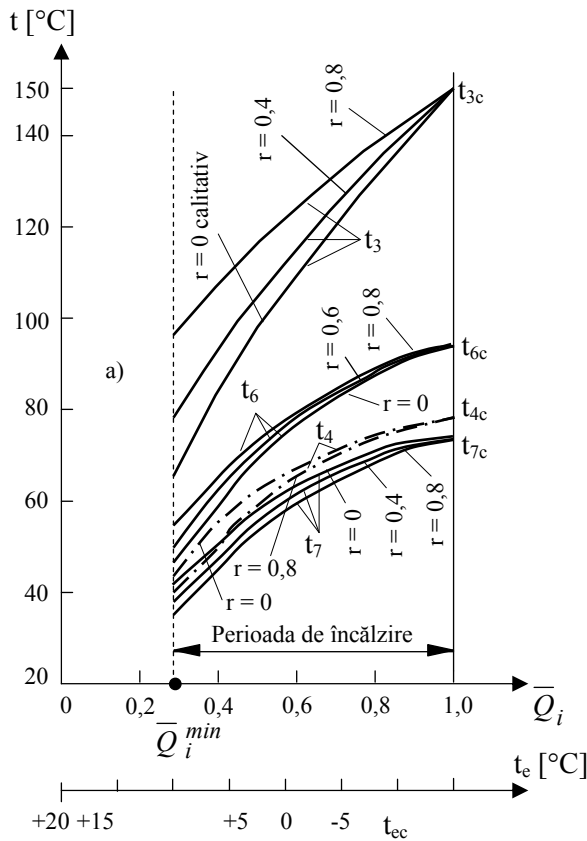


Figura 13.2. Graficele de reglaj ale sarcinii termice de încălzire în funcție de temperatura exterioară: a) variația temperaturilor; b) variația debitelor relative de apă

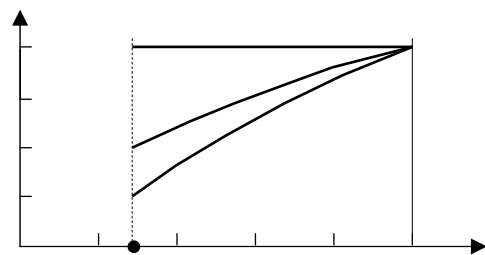
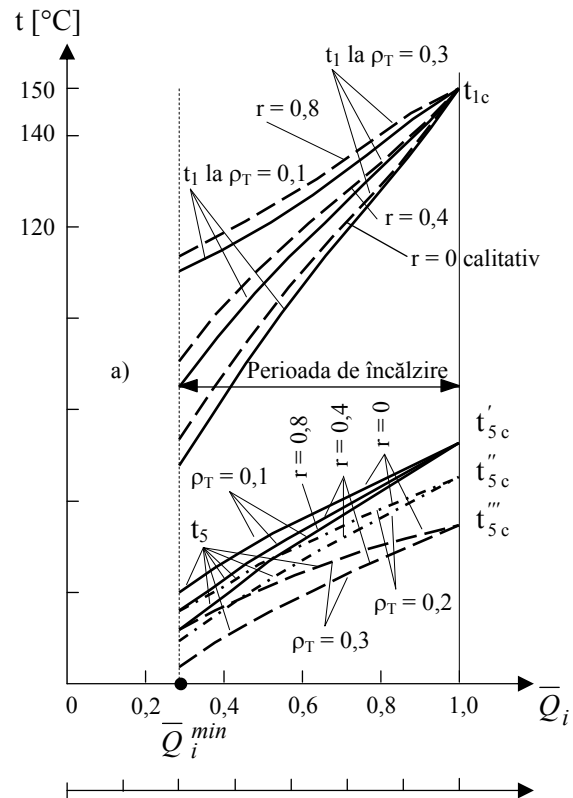


Figura 13.3. Graficele de reglaj ale sarcinii termice de încălzire și apă caldă: a) variația temperaturilor; b) variația debitelor relative de apă

Ținând seama de faptul că temperatura t_1 asigură și prepararea apei calde, se impune condiția ca în nici un moment al perioadei de alimentare cu căldură valoarea să nu scadă sub valoarea minimă admisibilă în acest scop:

$$t_1^{\min} = t_{12} + \Delta t_f \approx 70^\circ\text{C} \quad (13.33)$$

unde: $t_{12}=50^{\circ}\text{C}$ și rămâne constantă conform condițiilor impuse de necesarul de căldură pentru prepararea apei calde;

Δt_f - diferența de temperatură necesară pentru schimbul de căldură în schimbătorul pentru prepararea apei calde.

Pe baza acestor considerente, graficul de reglaj real în exploatare, ține seama de: condițiile climaterice exterioare (temperatura exterioară și viteza vântului) și de consumul de căldură pentru prepararea apei calde (figura 13.4).

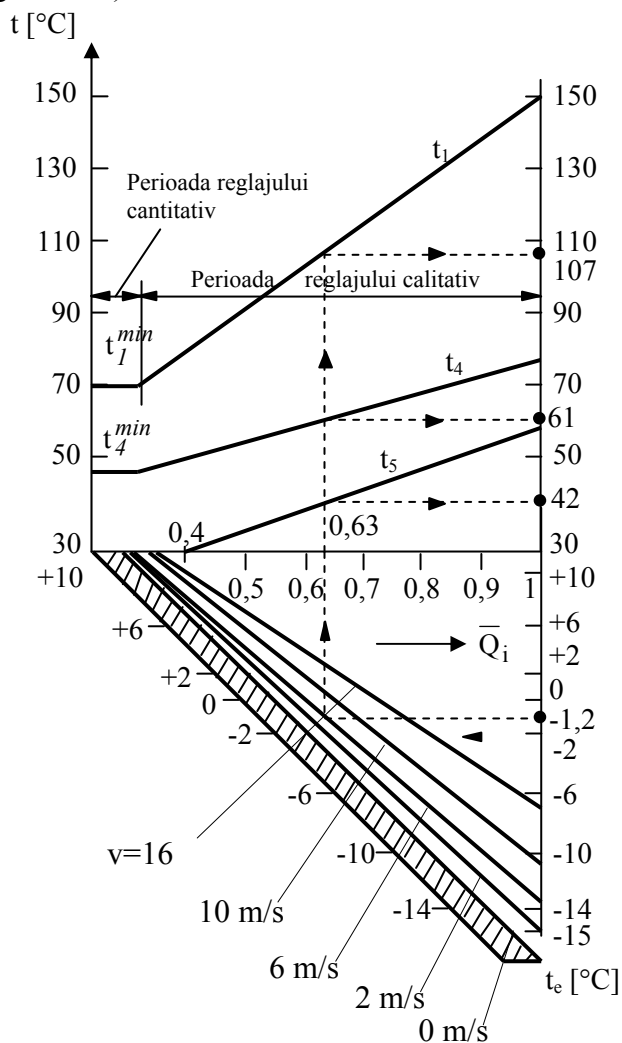


Figura 13.4 Graficul de reglaj pentru livrarea căldurii la un punct termic. Exemplu: La $t_e = 1,2^{\circ}\text{C}$ și $v = 6\text{ m/s}$ rezultă:
 $\bar{Q}_i = 0,63$; $t_1 = 107^{\circ}\text{C}$; $t_4 = 61^{\circ}\text{C}$ și $t_5 = 42^{\circ}\text{C}$

AUDITUL ȘI CERTIFICATUL DE PERFORMANȚĂ ENERGETICĂ AL CLĂDIRILOR

14.1. Introducere

Auditul energetic al unei clădiri urmărește identificarea principalelor caracteristici termice și energetice ale construcției și ale instalațiilor aferente acesteia și stabilirea, din punct de vedere tehnic și economic a soluțiilor de reabilitare sau modernizare termică și energetică a construcției și a instalațiilor aferente acesteia, pe baza rezultatelor obținute din activitatea de analiză termică și energetică a clădirii. Certificatul de performanță energetică al unei clădiri urmărește declararea și afișarea performanței energetice a clădirii, prezentată într-o formă sintetică unitară, cu detalierea principalelor caracteristici ale construcției și instalațiilor aferente acesteia, rezultate din analiza termică și energetică.

Metodologia de calcul al performanței energetice a clădirilor se adresează inginerilor constructori și de instalații, arhitecților și, în general, specialiștilor care își desfășoară activitatea în domeniul energiei construcțiilor și al cărei scop îl reprezintă evaluarea și creșterea performanței energetice a construcțiilor și instalațiilor aferente acestora. Metodologia de calcul al performanței energetice a clădirilor se referă la toate clădirile, în cadrul cărora se desfășoară activități care necesită asigurarea unui anumit grad de confort și regim termic, potrivit reglementărilor tehnice în domeniu, 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);
- 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);
- cărmine, 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).

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 construcției-instalații aferente (încălzire, apă caldă de consum, ventilare, climatizare, iluminat);
2. Identificarea măsurilor de modernizare energetică și analiza eficienței energetice economice a acestora;
3. Întocmirea raportului de audit energetic.

Pentru utilizarea prezentei reglementări tehnice se aplică termenii și definițiile din Legea nr. 372/2005 și definițiile următoare:

Analiză termică și energetică a clădirii

Operațiune prin care se identifică principalele caracteristici termice și energetice ale construcției și ale instalațiilor aferente acesteia și determinarea consumurilor anuale de energie pentru încălzirea spațiilor, ventilare / climatizare, apă caldă de consum și iluminat

Audit energetic al unei clădiri

Procedură sistematică de obținere a unor date despre profilul consumului energetic existent al unei clădiri, de identificare și de cuantificare a măsurilor pentru realizarea unor economii de energie, precum și de raportare a rezultatelor

Raport de audit energetic

Document tehnic care conține descrierea modului în care a fost efectuat auditul, a principalelor caracteristici termice și energetice ale clădirii, a măsurilor propuse de modernizarea energetică a clădirii și instalațiilor interioare aferente acesteia, precum și a principalelor concluzii referitoare la măsurile eficiente din punct de vedere economic

Clădire de referință

Clădire având în principiu aceleași caracteristici de alcătuire ca și clădirea reală și în care se asigură utilizarea eficientă a energiei

14.2. Stabilirea caracteristicilor energetice ale clădirilor existente și domeniul de notare energetică

Caracteristicile energetice ale clădirilor reprezintă valorile maxime și minime posibile ale consumului specific de căldură, diferențiat pe utilități termice și respectiv total. Pentru toate tipurile de clădiri în România la nivelul anului 2005 se consideră, următoarele valori ale caracteristicilor energetice:

➤ *Încălzirea spațiilor:*

$$q_{inc}^{(M)} = 500 \text{ kWh} / \text{m}^2 \text{ an}$$

$$q_{inc}^{(m)} = 70 \text{ kWh} / \text{m}^2 \text{ an}$$

➤ *Apa caldă de consum*

$$q_{acm}^{(M)} = 200 \text{ kWh} / \text{m}^2 \text{ an}$$

$$q_{acm}^{(m)} = 15 \text{ kWh} / \text{m}^2 \text{ an}$$

➤ *Climatizarea*

$$q_{c\text{lim}}^{(M)} = 300 \text{ kWh} / \text{m}^2 \text{ an}$$

$$q_{c\text{lim}}^{(m)} = 20 \text{ kWh} / \text{m}^2 \text{ an}$$

✓ *Ventilare mecanică*

$$q_{c\text{lim}}^{(M)} = 30 \text{ kWh} / \text{m}^2 \text{ an}$$

$$q_{c\text{lim}}^{(m)} = 5 \text{ kWh} / \text{m}^2 \text{ an}$$

➤ *Iluminat*

$$q_{il}^{(M)} = 120 \text{ kWh} / \text{m}^2 \text{ an}$$

$$q_{il}^{(m)} = 40 \text{ kWh} / \text{m}^2 \text{ an}$$

➤ *Total utilități energetice*

$$q_T^{(M)} = 1150 \text{ kWh} / \text{m}^2 \text{ an}$$

$$q_T^{(m)} = 150 \text{ kWh} / \text{m}^2 \text{ an}$$

$q^{(M)}$ - consumul energetic specific maxim

$q^{(m)}$ - consumul energetic specific minim

Indicele specific de consum energetic, q , se obține prin raportarea consumului energetic anual estimat la aria utilă totală a spațiilor încălzite, A_{inc} , a clădirii certificate.

Domeniul de notare energetică este definit prin intervalul dintre nota maximă și minimă, precum și de scala de notare energetică a clădirilor:

Nota maximă acordată clădirii:	$N_{(M)} = 100$ puncte,
Nota minimă acordată clădirii:	$N_{(m)} = 20$ puncte

Stabilirea scalei energetice a clădirilor

Scala energetică sau grila de clasificare energetică a clădirilor stabilește valorile consumului specific de căldură (total și pe tipuri de utilități) în funcție de domeniul de notare. Scala energetică se definește prin corespondența valorilor de consum specific de căldură, q [kWh/m²an], cu nota energetică, în intervalul [$N_{(m)}$, $N_{(M)}$], cu pasul de 16 puncte.

Determinarea valorilor reprezentative ale consumului anual specific de energie al clădirilor

Consumul specific de energie anual pentru încălzirea spațiilor, ventilare/climatizare, prepararea apei calde de consum și iluminat se determină conform părților I și II ale Metodologiei.

- **Clădire reală analizată**, se determină următoarele valori ale consumului specific de căldură (după caz):

$$q_T^{(C)} = q_{inc}^{(C)} + q_{acm}^{(C)} + q_{clim}^{(C)} + q_{vm}^{(C)} + q_{il}^{(C)} \quad - \text{consumul specific de energie anual pentru încălzirea spațiilor, ventilare/climatizare, prepararea apei calde de consum și iluminat [kWh/m}^2\text{an]}$$

- **Clădirea de referință**, aferentă clădirii analizate, caracterizată de utilizarea eficientă a căldurii:

$$q_T^{(R)} = q_{inc}^{(R)} + q_{acm}^{(R)} + q_{clim}^{(R)} + q_{vm}^{(R)} + q_{il}^{(R)} \quad - \text{consumul specific de energie anual pentru încălzirea spațiilor, ventilare/climatizare, prepararea apei calde de consum și iluminat [kWh/m}^2\text{an]}$$

Notarea din punct de vedere energetic a clădirii analizate și a clădirii de referință

Pe baza valorilor consumurilor specifice de energie determinate conform părților I și II ale Metodologiei și pe baza domeniului de notare energetică conform, se determină notele energetice după cum urmează:

- clădirii analizate, caracterizată de consumul specific de energie estimat $q_T^{(C)}$, i se atribuie nota N_C
- clădirii de referință, caracterizată de consumul specific de energie estimat $q_T^{(R)}$, i se atribuie nota N_R

Relația de determinare a notei energetice funcție de consumul specific anual de energie estimate, q_T , al clădirii considerate este următoarea:

$$N = \begin{cases} \exp(-B_1 \cdot q_T \cdot p_0 + B_2), & \text{pentru } (q_T \cdot p_0) > q_{TM} \text{ kWh/m}^2\text{an} \\ 100, & \text{pentru } (q_T \cdot p_0) \leq q_{TM} \text{ kWh/m}^2\text{an} \end{cases} \quad (14.1)$$

B_1, B_2 - coeficienți numerici determinați din tabelul 14.1. în funcție de cazul de încadrare a clădirii din punct de vedere al utilităților existente conform tabelului 14.2;

p_0 - coeficient de penalizare a notei acordate clădirii funcție de gradul de utilizare a energiei în raport cu nivelul rațional, corespunzător normelor minime de igienă și întreținere a clădirii și instalațiilor interioare;

q_{TM} - consumul specific anual normal de energie maxim, obținut prin însumarea valorilor maxime din scalele energetice proprii utilităților existente/aplicabile.

Tabelul 14.1.

Caz \ Utilități	Încălzire	Apă caldă de consum	Climatizare	Ventilare mecanică	Iluminat
1					
2					
3					
4					

Tabelul 14.2.

Caz \ Utilități	B ₁	B ₂	q _{Tm}	q _{TM}
1	0,001053	4,73677	125	820
2	0,000761	4,71556	145	1120
3	0,001016	4,73724	130	850
4	0,000742	4,71646	150	1150

Procedura de notare energetică a unei clădiri constă în următoarele:

- în funcție de dotarea cu utilități a clădirii analizate, aceasta se încadrează în unul din cazurile din tabelul 14.1. (de exemplu o clădire prevăzută cu instalație de încălzire a spațiilor și de preparare a apei calde de consum și cu instalație de iluminat artificial, dar care nu este prevăzută cu instalație de ventilare mecanică sau de climatizare se încadrează în cazul 1 din tabelul 14.1.);
- pentru cazul aplicabil din tabelul 14.2. se aleg coeficienții numerici B₁ și B₂ și consumul maxim, q_{Tm},
- se determină nota energetică

Penalizări acordate clădirii certificate

Penalizările acordate clădirii la notarea din punct de vedere energetic a acesteia sunt datorate unor deficiențe de întreținere și exploatare a clădirii și instalațiilor aferente acesteia, având drept consecințe utilizarea nerațională a energiei.

Acestea se determină cu relația:

$$p_0 = p_1 \cdot p_2 \cdot p_3 \cdot p_4 \cdot p_5 \cdot p_6 \cdot p_7 \cdot p_8 \cdot p_9 \cdot p_{10} \cdot p_{11} \cdot p_{12} \quad (14.2)$$

p₁ - coeficient de penalizare funcție de starea subsolului etnic al clădirii – pentru clădiri colective, determinat conform tabelului 14.3.

Tabelul 14.3.

Starea subsolului tehnic	p ₁
Uscată și cu posibilitate de acces la instalația comună	1,00
Uscată, dar fără posibilitatea de acces la instalația comună	1,01
Subsol inundat/inundabil (posibilitatea de refulare a apei din canalizarea exterioară)	1,05

p₂ - coeficient de penalizare funcție de utilizarea ușii de intrare în clădire – pentru clădiri colective, determinat conform tabelului 14.4.

Tabelul 14.4.

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

p_3 - coeficient de penalizare funcție de starea elementelor de închidere mobile din spațiile comune – către exterior sau către ghene de gunoi – pentru clădiri colective, determinat conform tabelului 14.5.

Tabelul 14.5.

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

p_4 - coeficient de penalizare funcție de starea armăturilor de închidere și reglaj de la corpurile statice – pentru clădiri dotate cu instalație de încălzire centrală cu corpuri statice, determinat conform tabelului 14.6.

Tabelul 14.6.

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 jumate dintre armăturile de reglaj existente nu sunt funcționale	1,05

p_5 - coeficient de penalizare funcție de spălarea / curățirea instalației de încălzire interioară – pentru clădiri racordate la un punct termic centralizat sau centrală termică de cartier, determinat conform tabelului 14.7.

Tabelul 14.7.

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 3 ani	1,02
Corpurile statice au fost demontate și spălate/curățate în totalitate cu mai mult de 3 ani în urmă	1,05

p_6 - coeficient de penalizare funcție de existența armăturilor de separare și golire a coloanelor de încălzire – pentru clădiri colective dotate cu instalație de încălzire centrală, determinat conform tabelului 14.8.

Tabelul 14.8.

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

p_7 - coeficient de penalizare funcție de existența echipamentelor de măsură pentru decontarea consumurilor de căldură – pentru clădiri racordate la sisteme centralizate de alimentare cu căldură, determinat conform tabelului 14.9.

Tabelul 14.9.

Situația	p_7
Există contor general de căldură pentru încălzire și pentru apă caldă de consum	1,00

IV ISE – Producerea energiei electrice și termice II

Curs nr. 14. Auditul și certificatul de performanță energetică al clădirilor

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 paușal	1,15

p_8 - coeficient de penalizare funcție de starea finisajelor exterioare ale pereților exteriori – pentru clădiri cu pereți din cărămidă sau BCA, determinat conform tabelului 14.10.

Tabelul 14.10.

Situația	p_8
Stare bună a tencuiei exterioare	1,00
Tencuială exterioară căzută total sau parțial	1,05

p_9 - coeficient de penalizare funcție de starea pereților exteriori din punct de vedere al conținutului de umiditate al acestora, determinat conform tabelului 14.11.

Tabelul 14.11.

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

p_{10} - coeficient de penalizare funcție de starea acoperișului peste pod – pentru clădiri prevăzute cu pod nelocuibil, determinat conform tabelului 14.12.

Tabelul 14.12.

Situația	p_{10}
Acoperiș etanș	1,00
Acoperiș spart/neetanș la acțiunea ploii sau a zăpezii	1,10

p_{11} - coeficient de penalizare funcție de starea coșului/coșurile de evacuare a fumului – pentru clădiri dotate cu sisteme locale de încălzire/preparare a apei calde de consum cu combustibil lichid sau solid, determinat conform tabelului 14.13.

Tabelul 14.13.

Situația	p_{11}
Coșurile au fost curățate cel puțin odată în ultimii doi ani	1,00
Coșurile nu au mai fost curățate de cel puțin doi ani	1,05

p_{12} - coeficient de penalizare care ține seama de posibilitatea asigurării necesarului de aer proaspăt la valoarea de confort, determinat conform tabelului 14.14.

Tabelul 14.14.

Situația	p_{12}
Clădire prevăzută cu sistem de ventilare naturală organizată sau ventilare mecanică	1,00
Clădire fără sistem de ventilare organizată	1,10

14.3. Definirea clădirii de referință

Clădirea de referință reprezintă o clădire virtuală având următoarele caracteristici generale, valabile pentru toate tipurile de clădiri considerate:

- Aceeași formă geometrică, volum și arie totală a anvelopei ca și clădirea reală;

- b. Aria elementelor de construcție transparente (ferestre, luminatoare, pereți exteriori vitrați), pentru clădiri de locuit este identică cu cea aferentă clădirii reale. Pentru clădiri cu altă destinație decât de locuit aria elementelor de construcție transparente se determină pe baza indicațiilor din Metodologia de calcul al performanței energetice a clădirilor - Partea I-a, în funcție de aria utilă a pardoselii incintelor ocupate (spațiu condiționat);
- c. Rezistențele termice corectate ale elementelor de construcție din componența anvelopei clădirii sunt caracterizate de valorile minime normate;
- d. Valorile absorbtivității radiației solare a elementelor de construcție opace sunt aceleași ca în cazul clădirii de referință;
- e. Factorul optic al elementelor de construcție exterioare vitrate este $(\alpha_t) = 0,26$;
- f. Factorul mediu de însorire al fațadelor are valoarea corespunzătoare clădirii reale;
- g. Numărul de schimburi de aer din spațiul încălzit este de minimum $0,5 \text{ h}^{-1}$, considerându-se ca tâmplăria exterioară este dotată cu garnituri speciale de etanșare, iar ventilarea este de tip controlată, iar în cazul clădirilor publice/sociale, valoarea corespunde asigurării confortului fiziologic în spațiile ocupate;
- h. Sursa de căldură pentru încălzire și preparare a apei calde de consum este, după caz:
 - h.1. stație termică compactă racordată la sistem districtual de alimentare cu căldură, în cazul clădirilor reale racordate la astfel de sisteme districtuale;
 - h.2. centrală termică proprie funcționând cu combustibil gazos (gaze naturale sau GPL) și cu preparare a apei calde de consum cu boiler cu acumulare, pentru clădiri care nu sunt racordate la un sistem de încălzire districtuală;
- i. Sistemul de încălzire este de tipul încălzire centrală cu corpuri statice, dimensionate conform reglementărilor tehnice în vigoare;
- j. Instalația de încălzire interioară este dotată cu elemente de reglaj termic și hidraulic atât la baza coloanelor de distribuție (în cazul clădirilor colective), cât și la nivelul corpurilor statice; de asemenea, fiecare corp de încălzire este dotat cu repartitoare de costuri de încălzire;
- k. În cazul sursei de căldură centralizată, instalația interioară este dotată cu contor de căldura general (la nivelul racordului la instalațiile interioare) pentru încălzire și apă caldă de consum la nivelul racordului la instalațiile interioare, în aval de stația termică compactă;
- l. În cazul clădirilor de locuit colective, instalația de apă caldă este dotată cu debitmetre înregistratoare montate pe punct de consum de apă caldă din apartamente;
- m. Randamentul de producere a căldurii aferent centralei termice este caracteristic echipamentelor moderne noi; nu sunt pierderi de fluid în instalațiile interioare;
- n. Conducele de distribuție din spațiile neîncălzite (ex. subsolul tehnic) sunt izolate termic cu material caracterizat de conductivitate termică $\chi_{iz} < 0,05 \text{ W/mK}$, având o grosime de minimum $0,75$ ori diametrul exterior al conductei;
- o. Instalația de apă caldă de consum este caracterizată de dotările și parametrii de funcționare conform proiectului, iar consumul specific de căldură pentru prepararea apei calde de consum este de $1068N_p / A_{inc} [\text{kWh/m}^2\text{an}]$, unde N_p reprezintă numărul mediu normalizat de persoane aferent clădirii certificate, iar A_{inc} reprezintă aria utilă a spațiului încălzit/ condiționat;
- p. În cazul în care se impune climatizarea spațiilor ocupate, randamentul instalației de climatizare este aferent instalației, mai corect reglată din punct de vedere aerului și care funcționează conform procesului cu consum minim de energie;
- q. În cazul climatizării spațiilor ocupate, consumul de energie este determinat în varianta utilizării răcirii în orele de noapte pe baza ventilării naturale/mecanice (după caz);
- r. Nu se acordă penalizări, $p_0 = 1,00$.