

## 1. SISTEME DE ALIMENTARE CU CĂLDURĂ – SAC

Sistemul de alimentare cu căldură – SAC, reprezintă ansamblul instalațiilor de producere – transport – distribuție – consum a căldurii.

### 1.1. Tipurile SAC

Tipurile SAC depind de:

a. **tipul consumatorilor de căldură:** urbani și/sau terțiari, industriali, sere legumicole și/sau floricole;

b. **gradul de centralizare/descentralizare** a alimentării cu căldură:

• **SAC individuale – SIAC:** o sursă de căldură alimentează un singur consumator, care poate fi reprezentat de o clădire (casă) sau de un apartament în cadrul unei clădiri comune. În general, sistemele individuale au un caracter relativ, dependent de conturul alimentat cu căldură și de aspectele administrativ-juridice privind proprietatea. Ele se caracterizează prin faptul că, din punct de vedere juridic, alimentează un singur consumator.

• **SAC centralizate – SACC:** o sursă de căldură alimentează mai mulți consumatori, caracterizați ca atare din punct de vedere juridic. Gradul de centralizare diferă de la caz la caz: de la alimentarea cu căldură a mai multor consumatori individuali situați în aceeași clădire, la gruparea mai multor clădiri, a unor zone caracteristice (cartiere în cazul consumatorilor urbani), până la alimentarea unei localități – în cazul consumatorilor urbani – sau a unei (unor) platforme industriale.

• **SAC mixte – SMAC:** unii consumatori au surse individuale de căldură (SIAC), iar alții sunt alimentați în sistem centralizat (SACC), dintr-una sau mai multe surse de căldură de zonă (SCZ) sau dintr-una singură centralizată (SCC). Acesta este cazul majorității SAC urbane;

c. **natura agentului termic utilizat pentru alimentarea cu căldură:** SAC cu apă caldă (cu temperatura nominală sub 100°C), SACC cu apă fierbinte (cu temperatura nominală între 110...160°C), SAC cu abur (la diferiți parametri ai aburului – presiune, temperatură), SAC sub formă de frig, pentru climatizare sau în scopuri tehnologice (SAF), SAC cu aer cald/fierbinte ca agent termic pentru transportul și distribuția căldurii;

d. **tehnologia de producere a căldurii**, utilizată în cadrul sursei/surselor de căldură:

• **SAC cu centrale termice (CT) – SAC.CT**, utilizate numai pentru alimentarea cu căldură;

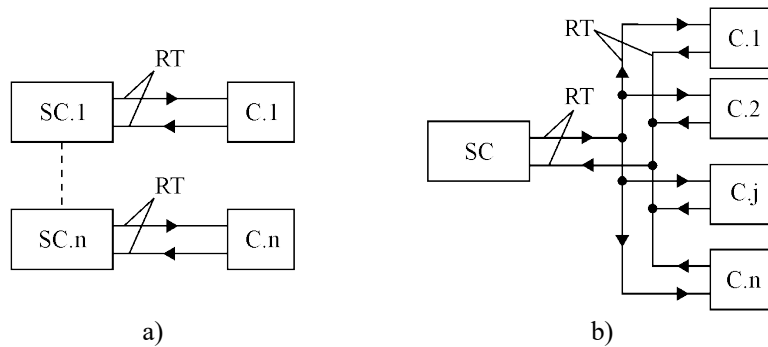
• **SAC cu centrale de cogenerare (CCG) – SAC.CCG**, folosite pentru alimentarea simultană cu căldură și energie electrică;

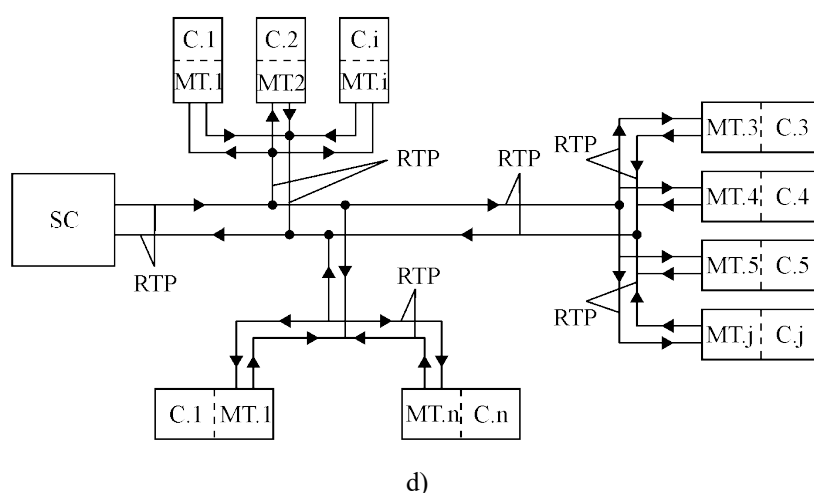
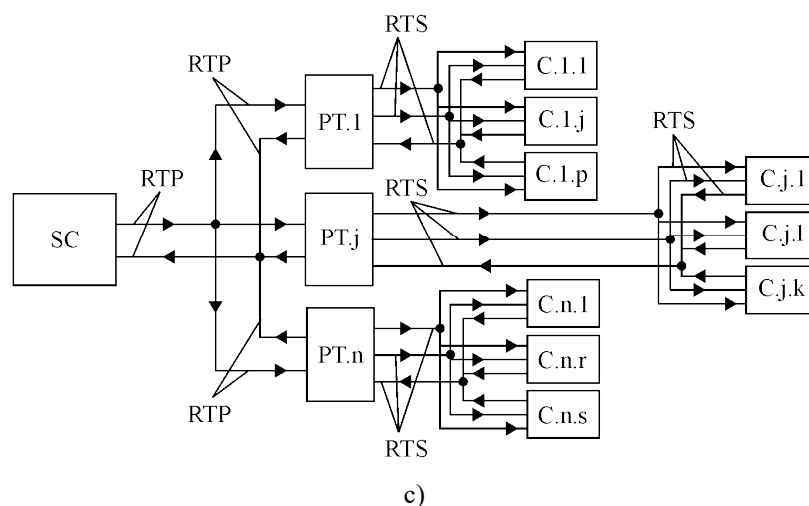
• **Sisteme de trigenerare, cu centrale de trigenerare (CTG) – STG.CTG**, care asigură alimentarea simultană cu căldură, frig și energie electrică.

## 1.2. Structura SAC

Conform definiției, indiferent de tipul SAC, structura de principiu este următoarea – vezi fig.1.1:

- una, sau mai multe **surse de căldură (SC)**;
- o **rețea termică de legătură** între SC și consumatorii de căldură (instalațiile de căldură) – RT;
- ansamblul instalațiilor, care asigură interfața între rețeaua termică și instalațiile consumatoare, numite **puncte termice – PT sau module termice individuale – MT**, în funcție de poziția acestora față de consumatori. Acestea sunt necesare atunci când, fie agentul termic utilizat în RT sau/și parametrii acestuia, diferă de cel acceptat de instalațiile consumatoare. PT sau/și MT „adaptează” condițiile de regim termic și de presiuni din RT de legătură la cele impuse de instalațiile consumatoare;
- în condițiile existenței PT și/sau a MT, rețeaua termică – RT se împarte în: **rețeaua termică primară – RTP**, care face legătura între SC și PT(MT) și **rețeaua termică secundară – RTS**, de legătură între PT(MT) și instalațiile consumatorilor;
- **instalațiile consumatorilor – IC**, care asigură alimentarea propriu-zisă cu căldură a fiecărui consumator individual. În funcție de destinația – tipul – consumului, acestea sunt în general:
  - IC pentru încălzire (încălzirea spațială);
  - IC sub formă de apă caldă de consum (a.c.c.), în scopuri menajere și/sau sanitare;
  - IC pentru ventilarea incintelor;
  - IC pentru climatizarea incintelor;
  - IC în scopuri tehnologice (industriale sau pentru producerea de bunuri de consum).





**Fig. 1.1.** Structura de principiu a sistemelor de alimentare cu căldură – SAC: a – sisteme individuale SIAC; b – sistem centralizat – SACC fără PT și/sau MT; c – sistem centralizat – SACC, cu PT; d – sistem centralizat – SACC, cu MT.

**Legendă:** SC – sursă de căldură (în număr de la 1...n); C,1...C,j...C,l...C,n – consumatori; PT,1...PT,j...PT,n – puncte termice centralizate; MT,1...MT,i...MT,n – module termice (de scară și/sau de bloc); RT – rețea termică; RTP – rețea termică primară; RTS – rețea termică secundară.

### 1.3. Comparație între sistemele individuale și cele centralizate de alimentare cu căldură

Tabelul 1.1 prezintă comparativ avantajele și dezavantajele sistemelor individuale (SIAC), respectiv ale celor centralizate (SACC), de alimentare cu căldură.

#### Comparație între SIAC și SACC – elemente caracteristice

Tabelul 1.1

SISTEMELE INDIVIDUALE – SIAC	SISTEMELE CENTRALIZATE – SACC
1	2
<b>Presupun:</b>	
<ul style="list-style-type: none"> <li>• realizarea unei surse de căldură (SC,i) pentru fiecare consumator (C,i) fizic/juridic – vezi fig. 1.1.,a;</li> <li>• amplasarea sursei de căldură (SC,i) la consumatorul căruia îi este destinată (C,i);</li> <li>• tehnologiile de producere a căldurii trebuie să satisfacă condițiile de mediu și toate celelalte restricții determinate de apropierea de consumatori: sursă de foc, de zgomot etc;</li> <li>• diversele categorii de consumatori de căldură pot fi asigurate de aceeași sursă, sau de surse de căldură specializate pe diversele consumuri.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• realizarea unei surse de căldură pentru mai mulți consumatori diferiți fizic/juridic – vezi fig. 1.1.,b–d;</li> <li>• amplasarea sursei de căldură în zona consumatorilor arondați, sau în afara acesteia, în funcție de gradul de centralizare adoptat pentru alimentarea cu căldură și de poziția reciprocă a consumatorilor față de aceea a sursei/surselor de căldură;</li> <li>• consumurile de căldură sunt asigurate simultan de aceeași/aceleși surse de căldură, la care sunt arondați consumatorii respectivi.</li> </ul>
<b>Avantaje</b>	
<ul style="list-style-type: none"> <li>• asigurarea calitativă și cantitativă a alimentării fiecărui consumator individual, după cerințe și posibilități financiare;</li> <li>• reducerea distanței medii de transport a căldurii de la sursă la consumator, cu consecințele: <ul style="list-style-type: none"> <li>- reducerea pierderilor de căldură la transport;</li> <li>- reducerea consumurilor energetice aferente transportului căldurii;</li> <li>- adaptarea mult mai bună (aproape perfectă), în timp real, a calității și cantității căldurii produse, față de aceea necesară;</li> </ul> </li> <li>• sistemul automat de reglare a consumului, în funcție de cererea momentană, este simplu și relativ ieftin bazat numai pe sistemul local de reglaj, la aparatele consumatoare;</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• reducerea restricțiilor privind calitatea și stocarea combustibilului folosit, în cazul celui lichid și/sau solid;</li> <li>• prin suprapunerea cererilor de căldură de tipuri diferite, ale diverșilor consumatori, se reduce valoarea maximă totală de dimensionare a capacității sursei/surselor de căldură și se aplatizează cererea totală anuală, cu consecințele: <ul style="list-style-type: none"> <li>- se reduce investiția în sursa/sursele de căldură, raportată la totalul debitelor maxime de căldură livrate;</li> <li>- crește încărcarea medie anuală a instalațiilor de producere, mărindu-se randamentul mediu anual de funcționare al acestora, reducând astfel costurile specifice variabile pentru căldura produsă;</li> </ul> </li> <li>• se reduc costurile specifice medii de mentenanță;</li> </ul>



Tabelul 1.1 (continuare 1)

1	2
<ul style="list-style-type: none"> <li>• lipsa dependenței condițiilor asigurate alimentării cu căldură a unui consumator, de eventualele servituți create de alți consumatori;</li> <li>• valoarea minimă a investiției inițiale pentru asigurarea alimentării cu căldură. În final: fiecare consumă după dorință și plătește corespunzător, independent de ceilalți consumatori sau de alte reglementări valabile la nivelul colectivității.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• se reduce poluarea locală a mediului, simultan cu reducerea investițiilor specifice aferente adoptării măsurilor respective, pentru asigurarea încadrării în aceleași valori limită maxime admise ale noxelor. Aceasta înseamnă în final, reducerea ecotoxelor ce revin pe fiecare consumator;</li> <li>• se reduce investiția totală – la nivelul consumatorului/zonei de consum – necesară asigurării aceleiași capacități totale pentru alimentarea cu căldură;</li> <li>• reducerea facturii energetice totale – la nivelul ansamblului/zonei de consum, pentru aceeași cantitate totală de căldură asigurată consumatorilor.</li> </ul> <p>În final: „avantajele la nivelul colectivității sunt resimțite de fiecare consumator al acesteia”.</p>
<b>Dezavantaje – restricții</b>	
<ul style="list-style-type: none"> <li>• obligația folosirii numai a combustibililor clasici superiori (gaz metan sau combustibil lichid ușor) ori, eventual, a energiei electrice pentru producerea căldurii;</li> <li>• probleme dificile suplimentare pentru asigurarea stocării combustibilului lichid;</li> <li>• instalațiile de producere a căldurii și/sau a frigului trebuie dimensionate pentru valorile maxime însumate ale diverselor tipuri de cereri de căldură, inclusiv asigurarea capacității de rezervă, pentru cazurile de avarie, în funcție de condițiile impuse de fiecare consumator. Ca urmare, suma capacităților instalate în ansamblul surselor de căldură individuale va fi cu mult mai mare decât suma consumurilor maxime ce revin fiecărei surse;</li> <li>• încărcările medii anuale ale instalațiilor de producere sunt cu mult mai mici decât capacitățile nominale instalate. Aceasta înseamnă o reducere a gradului real de utilizare a investiției în sursele de căldură;</li> <li>• sursele de căldură individuale, mai ales în lipsa instalațiilor de acumulare a căldurii, sunt puse în situația de a funcționa în regim „DA sau NU” cu întreruperi frec-</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• mărește distanța medie de transport a căldurii pe ansamblul sistemului (SACC), cu consecințele: <ul style="list-style-type: none"> <li>- mărește pierderile de căldură la transport;</li> <li>- mărește consumurile de energie aferente transportului căldurii;</li> <li>- în vederea satisfacerii corespunzătoare, în timp, a cererii de căldură a tuturor consumatorilor alimentați din SACC, atât din punct de vedere calitativ cât și cantitativ, impune un sistem de reglaj automat, realizat în mai multe trepte: centralizat – la sursă, plus unul descentralizat, la nivelul punctului termic (dacă există), urmat de unul individual la nivelul fiecărui consumator. Aceasta complică și mărește costurile aferente reglajului;</li> </ul> </li> <li>• în condițiile lipsei reglajului individual, consumatorul nu își poate adapta consumul de căldură la necesitățile și capacitatea sa de plată. De asemenea, asigurarea sa cu căldură, în orice moment, nu este decisă numai de condițiile impuse de fiecare consumator în parte, ci și de unele reglementări generale, valabile pentru ansamblul SACC. Apar deci interdependențe – servituți – între</li> </ul>

Tabelul 1.1 (continuare 2)

1	2
<p><b>vente ale alimentării cu căldură.</b> Aceasta are următoarele consecințe:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- reduce randamentul mediu anual de funcționare, față de cel maxim (nominal), diminuând efectul favorabil – la prima vedere – al reducerii facturii anuale pentru căldura consumată;</li> <li>- crește uzura medie a subansamblelor sursei de căldură, măbind costurile de mentenanță pe durata de viață, simultan cu diminuarea acesteia față de valoarea dată de constructor;</li> <li>- se mărește valoare investiției totale de înlocuire a sursei de căldură, ceea ce reduce sensibil din avantajul investiției inițiale mai mici;</li> </ul> <p><b>• pe ansamblul surselor individuale de căldură,</b> aferente zonei (conturului) de alimentare cu căldură, crește valoarea medie anuală a poluării mediului; <b>poluarea dată de suma emisiilor poluante aferente fiecărei surse de căldură va depăși valorile maxime admise pe care, de altfel, fiecare sursă le respectă;</b></p> <p><b>• cresc costurile specifice medii anuale, la nivelul ansamblului SIAC, pentru ecotoxe;</b></p> <p><b>• la nivelul ansamblului zonei, pentru toate SIAC crește investiția specifică raportată la cantitatea anuală de căldură produsă;</b></p> <p><b>• cresc costurile specifice medii anuale de mentenanță;</b></p> <p><b>• cresc costurile specifice, medii, totale pentru căldura anual produsă (consumată).</b></p>	<p>diverșii consumatori ai SACC. Acestea sunt cu atât mai importante – ca efecte – cu cât gradul de centralizare asigurat de SACC este mai mare și cu cât consumatorii de căldură sunt mai neomogeni din punctul de vedere al cerințelor impuse în alimentarea cu căldură;</p> <p><b>• factura pentru căldură</b> a fiecărui consumator are două componente:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- cota aferentă cantității de căldură efectiv primită de consumator la nivelul conturului său, contorizată local;</li> <li>- cota parte din costurile comune aferente SACC, stabilite pentru starea normală – tehnic și funcțional – a ansamblului sistemului. Stabilirea acestei cote este dificilă deoarece necesită cuantificarea „stării normale” a sistemului, pe de o parte, și pe de altă parte pune problema repartiției abaterilor de la această stare între consumatori și sistemul propriu-zis de transport și distribuție a căldurii. Pentru rezolvarea acestor aspecte se impun:</li> </ul> <ul style="list-style-type: none"> <li>- transparența operatorului SACC față de consumatori transpusă, mai ales, în contractul de furnizare a căldurii și explicitarea – justificarea – facturii;</li> <li>- reglementări, monitorizare și arbitraj asigurat de o autoritate independentă;</li> </ul> <p><b>• investiția inițială, pe ansamblul SACC este mai mare decât în cazul SIAC,</b> ceea ce mărește „riscul” investiției;</p> <p><b>• costul specific al căldurii la consumatori</b> depinde de simultaneitatea mai multor factori specifici condițiilor locale ale SACC, printre care foarte importanți sunt:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- numărul de consumatori, structura, mărimea și simultaneitatea valorilor maxime ale consumurilor asigurate de SACC;</li> <li>- densitatea medie de consum pe km<sup>2</sup>, care influențează distanța medie de transport a căldurii de la sursă la diverșii consumatori, mai ales în cazul SACC urbane/terțiare;</li> <li>- modul de dimensionare a sursei centralizate de alimentare cu căldură și tehnologia utilizată în acest scop.</li> </ul>

**CUPRINS CAPITOLUL 1**

**SISTEME DE ALIMENTARE CU CĂLDURĂ – SAC**

1. SISTEME DE ALIMENTARE CU CĂLDURĂ – SAC.....	1
1.1. Tipurile SAC.....	1
1.2. Structura SAC.....	2
1.3. Comparație între sistemele individuale și cele centralizate de alimentare cu căldură.....	4

## CUPRINS CAPITOLUL 1

1. SISTEME DE ALIMENTARE CU CĂLDURĂ – SAC.....	1
1.1. Tipurile SAC .....	1
1.2. Structura SAC .....	2
1.3. Comparație între sistemele individuale și cele centralizate de alimentare cu căldură.....	4

## 2. SARCINA TERMICĂ A SAC

### 2.1. Clasificarea consumurilor de căldură

Sistemele de alimentare cu căldură acoperă, în principiu, toate necesitățile de căldură de temperaturi joase și medii, în măsura în care mărimea, concentrarea și amplasarea lor permit aplicarea economică a acestui mod de alimentare.

Consumurile de căldură asigurate de sistemele de alimentare cu căldură pot fi clasificate după mai multe criterii, dintre care, cele mai importante sunt: scopul, durata anuală de apariție și tipul agentului termic de transport și distribuție.

Clasificarea consumurilor de căldură după scopul lor:

o **Consumuri de căldură cu caracter urban.** Ele reprezintă acele consumuri de căldură făcute în scopul realizării unor condiții de viață sau de muncă impuse, precum și a alimentării cu apă caldă pentru nevoile sanitare și gospodărești. În această categorie intră:

- consumul de căldură pentru încălzirea clădirilor (urbane și industriale) –  $q_i$ ;
- consumul de căldură pentru ventilarea clădirilor (urbane și industriale) –  $q_v$ ;
- consumul de căldură pentru climatizarea clădirilor (urbane și industriale) –

$q_{cl}$ ;

– consumul de căldură pentru alimentarea cu apă caldă de consum în scopuri sanitare și gospodărești (din sectorul urban și industrial) –  $q_{acc}$ .

o **Consumuri de căldură cu caracter tehnologic.** Ele reprezintă acele consumuri de căldură făcute în scopul realizării unor producții industriale și/sau agricole. În această categorie intră:

- consumul de căldură tehnologic –  $q_{th}$ ;
- consumul de căldură al serelor –  $q_s$ .

Clasificarea consumurilor de căldură după durata lor de apariție în timpul anului:

o **Consumuri de căldură sezoniere:** intră practic toate consumurile de căldură urbane (cu excepția consumului de căldură pentru alimentarea cu apă caldă de consum) și consumul de căldură al serelor.

o **Consumuri de căldură pe durata întregului an:** se au în vedere practic toate consumurile de căldură tehnologice (cu excepția consumului de căldură pentru sere și a unor consumuri din industria alimentară) și consumul de căldură pentru alimentarea cu apă caldă de consum.

• Clasificarea consumurilor de căldură după natura agentului termic folosit la transportul și distribuția căldurii:

o **Consumuri de căldură transportate și distribuite folosind drept agent termic apa caldă sau fierbinte:** toate consumurile de căldură urbane și consumul de căldură al serelor.

o **Consumuri de căldură transportate și distribuite folosind drept agent termic aburul cu diverse presiuni:** toate consumurile de căldură tehnologice (cu excepția consumului de căldură pentru sere).

## 2.2. Consumul de căldură pentru încălzirea clădirilor

### 2.2.1. Noțiuni de confort termic

Omul modern își petrece în mod normal mai mult de două treimi din timp în incinte închise. Din acest motiv problema menținerii unor condiții de confort, în special din punctul de vedere al temperaturii interioare, în incinte optimizate energetic este din ce în ce mai de actualitate.

Un om, aflat într-o incintă, schimbă căldură cu mediul ambiant prin convecție –  $q_{cv}$  (cu aerul din incintă), prin radiație –  $q_r$  (cu elementele de construcție care mărginesc incinta), prin contact –  $q_c$  (cu podeaua sau cu mobilierul din incintă) și prin evaporare  $q_{ev}$  (evaporarea transpirației și prin umiditatea evacuată în timpul respirației). Cantitatea totală de căldură schimbată de om cu mediul ambiant este:

$$q_s = q_{cv} + q_r + q_c + q_{ev} \quad (2.1)$$

Debitele de căldură  $q_r$  și  $q_c$  pot fi pozitive sau negative, după cum temperaturile elementelor care mărginesc incinta sunt mai mici sau mai mari decât temperatura corpului uman. De regulă, dacă se lucrează cu valori totale, aceste debite de căldură sunt pozitive, majoritatea elementelor de construcție având temperaturi inferioare temperaturii corpului uman, excepție făcând suprafețele aparatelor schimbătoare de căldură.

Datorită rezistenței termice de contact mari dintre om și podea, respectiv dintre om și mobilier, a suprafețelor de contact mici și a temperaturilor relativ coborâte ale podelei și mobilierului, căldura schimbată de om prin contact –  $q_c$  – are valori foarte reduse și poate fi neglijată.

Mărimea cantității de căldură schimbată de om cu mediul ambiant este influențată de:

- în cazul schimburilor de căldură prin convecție –  $q_{cv}$ : de temperatura corpului omenesc și a aerului interior, de viteza curenților interiori de aer și de gradul de acoperire cu haine a corpului uman;
- în cazul schimburilor de căldură prin radiație cu elementele de construcție care delimitează incinta în care se află acesta –  $q_r$ : de temperatura corpului omenesc, de temperatura medie radiantă a elementelor de construcție și de distanța la care se află omul față de acestea.
- în cazul schimburilor de căldură prin evaporare –  $q_{ev}$ : de temperatura corpului omenesc și de conținutul de apă al aerului interior.

În același timp, în interiorul organismului, se produce o cantitate de căldură –  $q_o$  datorată proceselor chimice de transformare a alimentelor și a activității mușchilor și a unor organe interne (inima, ficatul, rinichii etc.).

Realizarea confortului termic presupune menținerea temperaturii medii interne a corpului în jurul valorii de  $37^\circ\text{C}$ , respectiv evacuarea integrală a căldurii generată de către organismul uman. Confortul termic se atinge atunci când se realizează egalitatea:

$$q_o = q_s \quad (2.2)$$

Cantitatea de căldură generată de organismul uman este variabilă în timp, mărimea ei fiind influențată în principal de intensitatea activității depuse. Ca urmare, există situații în care egalitatea de mai sus poate să nu fie realizată, și anume:

- $q_o < q_s$ , în această situație se pierde și din cantitatea de căldură acumulată în organismul uman, temperatura corpului scade, omul având senzația de frig;
- $q_o > q_s$ , în această situație crește cantitatea de căldură acumulată în organismul uman, temperatura corpului crește, omul având senzația de cald.

În ambele cazuri, în mod normal, intervine mecanismul termoregulator al omului fie pentru majorarea căldurii produse de organism (prin intensificarea activității musculare – tremurat) – în primul caz, fie pentru majorarea căldurii evacuate în mediu (prin apariția și intensificarea transpirației și prin intensificarea respirației) – în cel de al doilea caz.

Cantitatea de căldură schimbată de om cu mediul înconjurător este influențată de cei patru factori de microclimat interior citați anterior (**temperatura** –  $t_i$ , **viteza** –  $w$  și **umiditatea relativă** –  $\phi$  a aerului din incintă și **temperatura suprafețelor radiante** –  $t_{mr}$ ). Sistemul senzorial al omului nu permite sesizarea diferențiată a acțiunii fiecărui factor în parte, ci doar a acțiunii compuse a celor patru factori prin intermediul senzației de temperatură. De remarcat faptul că sistemul senzorial al omului nu permite estimarea valorii temperaturii ci doar constatarea faptului că aceasta creează o senzație de cald sau de frig.

Se definește drept **temperatură senzorială** –  $t_{sz}$  (sau temperatură medie resimțită) o temperatură fictivă a aerului interior dintr-o incintă ipotetică în care schimbul de căldură dintre om și mediul înconjurător se face exclusiv prin convecție.

Realizarea confortului termic (egalizarea căldurii schimbate cu căldura degajată de organism – vezi rel. 2.2) impune ca temperatura senzorială să ia o anumită valoare denumită **temperatură de confort** –  $t_c$  :

$$t_{sz} = t_c \quad . \quad (2.3)$$

Cantitățile de căldură dezvoltate de organismul uman sunt dependente de intensitatea activității depuse, și, în consecință **temperaturile de confort** sunt și ele dependente de tipul activității desfășurate de om în incinta respectivă. Literatura de specialitate prezintă tabele sau grafice de dependență între temperatura de confort și intensitatea activității depuse (vezi fig. 2.1.).

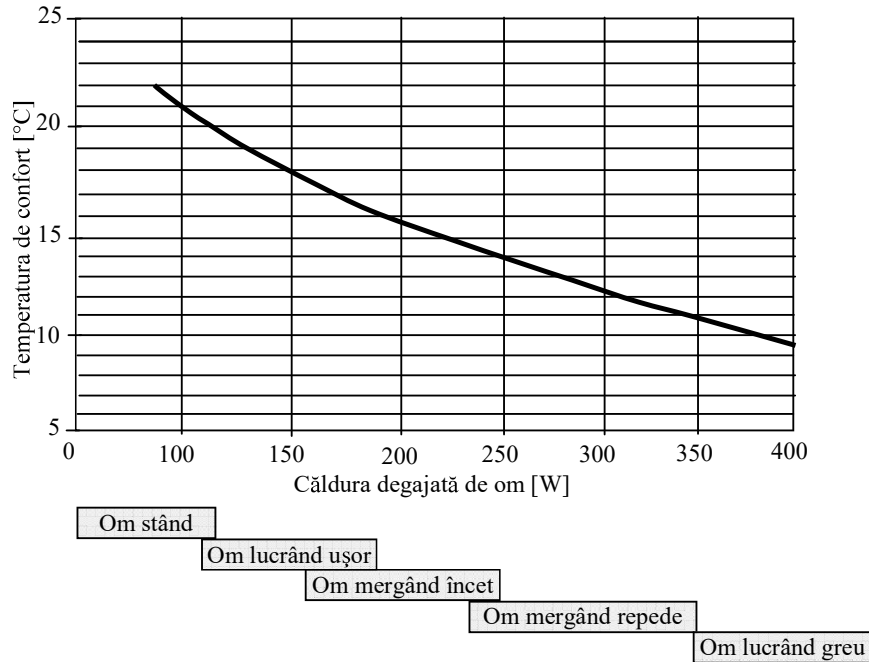


Fig. 2.1. Variația temperaturii de confort cu intensitatea activității depuse.

Literatura de specialitate indică mai multe metode de estimare a realizării confortului termic, bazate pe estimarea unei temperaturi senzoriale, sau pe indici de confort termic.

Metodele bazate pe estimarea unei temperaturi senzoriale lucrează cu o mărime având un sens fizic concret, uneori măsurabil direct, dar nu permit o gradare a nerealizării perfecte a confortului termic și nu iau în considerație toți factorii care contribuie la realizarea acestuia (în special efectul rezistenței termice a îmbrăcăminții).

În cazul majorității încăperilor, umiditatea relativă variază în limite restrânse, iar curenții interiori de aer au viteze reduse ( $w < 0,2$  m/s). În aceste condiții, **temperatura senzorială** se determină cu relația:

$$t_{sz} \cong \frac{(t_i + t_{mr})}{2} \quad (2.4)$$

Relațiile (2.3) și (2.4) permit o estimare rapidă a îndeplinirii condiției de confort termic, arătând că, în majoritatea cazurilor, confortul termic este o consecință a efectului cumulat al temperaturii interioare –  $t_i$  și al temperaturii medii radiante –  $t_{mr}$ .

Metodele bazate pe indici de confort termic lucrează cu mărimi fără un sens fizic concret, dar permit gradarea nerealizării perfecte a confortului termic. Standardul românesc 7730/1997 (identic cu standardul internațional



ISO 7730/1994) prezintă o metodă pentru estimarea confortului termic, care se încadrează în categoria metodelor bazate pe indici de confort și folosește indici atât pentru aprecierea calității confortului termic (indicele PMV), cât și a numărului de nemulțumiți de condițiile realizate (indicele PPD). Metoda este foarte complexă, luând în considerație practic toți factorii care influențează realizarea confortului termic: condițiile de microclimat interior (temperatura, umiditatea și viteza aerului interior), temperatura medie radiantă a elementelor de construcție, intensitatea activității umane depusă în incinta respectivă și rezistența termică a hainelor.

### 2.2.2. Bilanțul termic al unei incinte încălzite

Calculul consumului de căldură pentru încălzire are la bază bilanțul termic al unei incinte încălzite. El este dat de relația:

$$q_{pt} + q_{pi} + q_{tr} = q_i + q_d + q_r \quad , \quad (2.5)$$

unde  $q_{pt}$  sunt pierderile de căldură prin transmisie (convecție, radiație, conducție) și prin elementele exterioare de construcție (pereți, ferestre, uși);  $q_{pi}$  – pierderile de căldură corespunzătoare încălzirii aerului pătruns în incinta respectivă prin neetanșeitățile elementelor de construcție ( $q_{pi}^{vr}$ ) și prin ventilare naturală, la deschiderea ușilor și/sau a ferestrelor ( $q_{pi}^{vn}$ );  $q_{tr}$  – cantitatea de căldură înmagazinată în elementele de construcție;  $q_i$  – cantitatea de căldură introdusă de instalația de încălzire;  $q_d$  – cantitatea de căldură introdusă de degajările interioare de căldură;  $q_r$  – cantitatea de căldură introdusă de radiația solară.

De regulă, în majoritatea cazurilor, incintele sunt încălzite în mod continuu (chiar dacă reglarea livrării de căldură este prin intermitență). Cantitatea de căldură înmagazinată în elementele de construcție ( $q_{tr}$ ) are în majoritatea timpului valori foarte reduse, chiar nule, putând fi neglijată. Ea are valori relativ ridicate, cam de același ordin de mărime cu restul cantităților de căldură care intervin în bilanțul termic al incintei doar în perioadele scurte de timp corespunzătoare începutului încălzirii. Pentru restul timpului, grupând corespunzător termenii din relația (2.5), se obține valoarea consumului de căldură pentru încălzire:

$$q_i = q_{pt} + q_{pi} - (q_d + q_r) = q_{pt} + (q_{pi}^{vr} + q_{pi}^{vn}) - (q_d + q_r) \quad , \quad (2.6)$$

### 2.2.3. Metodele de determinare a consumului de căldură pentru încălzire

Determinarea consumului de căldură pentru încălzire pe baza bilanțului termic al încălzirii cu ajutorul relației (2.6) este practic imposibilă deoarece nu există relații analitice care să descrie corect toți termenii bilanțului termic. De aceea, în practică, consumul de căldură pentru încălzire se determină prin:

– **metode simplificate**, care calculează analitic doar o parte din termenii bilanțului termic al încălzirii, restul fiind luați în considerație prin intermediul unor coeficienți de corecție. În România, standardul SR 1907/1997 recomandă o metodologie de determinare a consumului de căldură pentru încălzire care se

încadrează în această categorie. Aplicarea metodologiei prezentate în standard, necesită cunoașterea unui număr foarte mare de date cu privire la dimensiunile diverselor elemente de construcție din componența clădirilor, a proprietăților termofizice ale acestor elemente și efectuarea unui volum foarte mare de calcule. Folosirea calculatoarelor reduce timpul de calcul, dar introducerea unui volum mare de date inițiale reduce eficiența utilizării acestora. Din motivele prezentate mai sus, calculul consumului de căldură pentru încălzire conform SR 1907/1997 se face doar pentru dimensionarea (proiectarea) corpurilor de încălzire.

– **metode empirice**, bazate pe date experimentale obținute din exploatarea instalațiilor de încălzire a unor clădiri existente. Datorită simplității și ușurinței în aplicare, ele se folosesc pentru dimensionarea (proiectarea) unor componente ale sistemului de alimentare cu căldură (rețele de transport și distribuție, echipamentele surselor etc.) și în studiile de analiză a eficienței diverselor soluții de alimentare cu căldură.

Una dintre cele mai aplicate metode de estimare a consumului de căldură pentru încălzire, la nivelul unei clădiri, este **metoda caracteristicii termice de încălzire**. Conform acestei metode, consumul de căldură pentru încălzirea unei clădiri se determină cu relația:

$$q_i^C = x_i \cdot V_e \cdot (t_i^C - t_e^C) \quad [\text{kW}_t] \quad , \quad (2.7)$$

în care:  $x_i$  este caracteristica termică de încălzire, în  $\text{kW}_t/\text{m}^3 \cdot \text{grad}$ ; iar  $V_e$  – volumul exterior al clădirii în  $\text{m}^3$ .

Caracteristica termică de încălzire  $x_i$  are sensul fizic al unei pierderi specifice de căldură (raportată la volumul exterior) atunci când între interiorul și exteriorul clădirii există o diferență de temperatură de un grad.

Valorile caracteristicii termice de încălzire  $x_i$  se determină prin prelucrarea datelor statistice privind consumul de căldură pentru încălzirea unor clădiri existente (vezi tabelul 2.1).

#### Valorile caracteristicii termice de încălzire de bază [2.4]

Tabelul 2.1

Felul clădirii	Volumul [ $\text{m}^3$ ]	Caracteristica termică de încălzire $x_{0,i}$ [ $\text{W}/\text{m}^3 \cdot \text{grad}$ ]
Clădiri de locuit, social-culturale și administrative	1 000	0,75 – 0,58
	1 000 – 5 000	0,58 – 0,44
	5 000 – 10 000	0,44 – 0,38
	10 000 – 25 000	0,38 – 0,31
	> 25 000	0,31 – 0,28
Ateliere, hale industriale	5 000 – 20 000	0,58 – 0,53
	20 000 – 200 000	0,53 – 0,29
Garaje	5 000 – 10 000	1,34 – 0,76
	10 000 – 15 000	0,76 – 0,58

În unele lucrări de specialitate se încearcă exprimarea caracteristicii termice de încălzire  $x_i$  în funcție de factorii care o influențează [2.5]:

$$x_i = k_t \cdot k_w \cdot x_{0,i} \quad , \quad (2.8)$$

unde  $x_{0,i}$  este o caracteristică termică de încălzire de bază, funcție de natura materialelor de construcție folosite și de volumul construcției,  $k_t$  – un coeficient de corecție care ține cont de faptul că realizarea constructivă a unei clădiri (gradul de izolare termică) depinde de zona climatică în care este amplasată clădirea;  $k_w$  – un coeficient de corecție care ține cont de influența vitezei vântului asupra pierderilor de căldură ale unei clădiri.

Fig. 2.2. prezintă dependența coeficientului de corecție ( $k_t$ ) de temperatura exterioară de calcul.

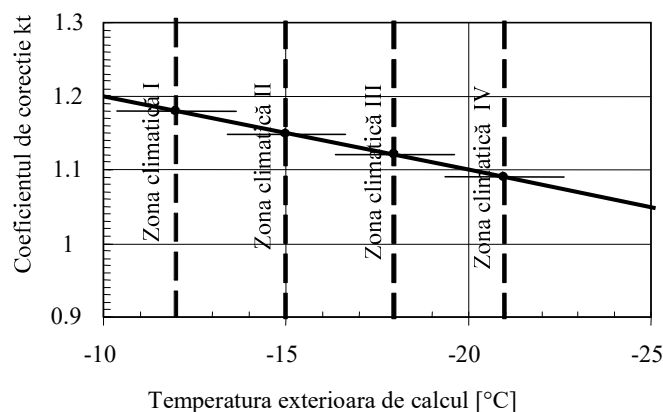


Fig. 2.2. Valoarea coeficientului de corecție  $k_t$  [2.4].

Coeficientul de corecție  $k_w$  se estimează cu relația:

$$k_w = \frac{E + (w^C)^{4/3}}{E + (w_0^C)^{4/3}} \quad , \quad (2.9)$$

unde  $E$  este caracteristica eoliană a clădirii (în mod curent  $E = 20 \div 40$ , pentru construcții cu vitrare normală  $E = 30$ , pentru construcții cu vitrare redusă  $E > 35$  și pentru construcții cu vitrare ridicată  $E < 25$ );  $w^C$ ,  $w_0^C$  – viteza reală de calcul a vântului, respectiv viteza de calcul a vântului pentru care a fost definită caracteristica termică de încălzire de bază  $x_{0,i}$  (de regulă  $w_0^C = 5$  m/s).

Valoarea caracteristicii termice de încălzire de bază  $x_{0,i}$  se determină cu relația (2.10):

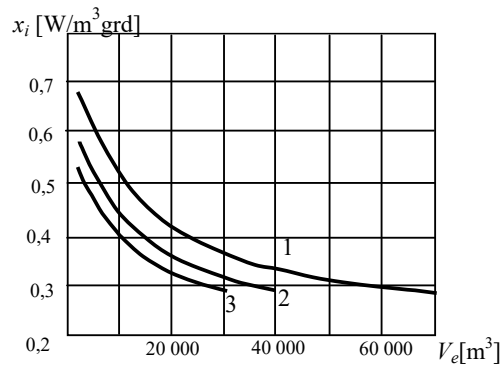
$$x_{0,i} = \frac{a}{\sqrt[3]{V}} \quad , \quad (2.10)$$

în care  $a$  este un coeficient a cărui valoare depinde de materialul de construcție folosit la realizarea clădirii; iar  $V$  – volumul clădirii, exprimat în  $m^3$ .

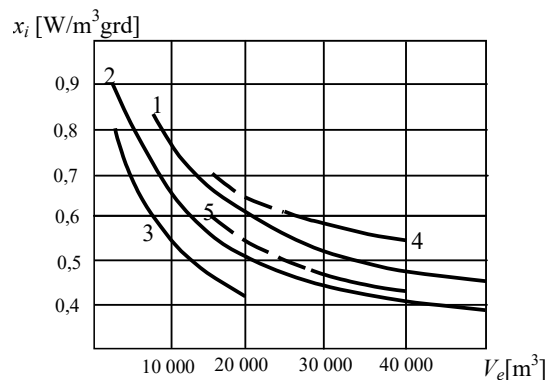
În sistemul internațional de unități de măsură, valorile coeficientului ( $a$ ) sunt:

- pentru clădiri cu pereți de cărămidă:  $a=1,85$
- pentru clădiri cu pereții din beton:  $a=2,3 \div 2,6$ .

Conform fig. 2.3 – 2.6 [2.6], valorile caracteristicii termice de încălzire sunt influențate de: volumul clădirii, natura materialelor și grosimea pereților exteriori precum și de poziția clădirii față de alte construcții învecinate.



**Fig. 2.3.** Valorile caracteristicii termice de încălzire, pentru clădiri realizate înainte de 1950, cu pereți exteriori de  $1 \frac{1}{2}$  cărămidă: 1 – clădiri libere; 2 – clădiri cu 15 – 35% din suprafața pereților exteriori lipită de clădiri vecine; 3 – idem, cu 35 – 55 %.



**Fig. 2.4.** Valorile caracteristicii termice de încălzire, pentru clădiri realizate în perioada 1960 - 1980: 1 – clădiri libere; 2 – clădiri cu 15 – 20% din suprafața pereților exteriori lipită de clădiri vecine; 3 – idem, cu 20 – 30%; 4 – bloc P+8, cu magazine la parter și subsol parțial încălzit; 5 – idem, cu subsol neîncălzit.

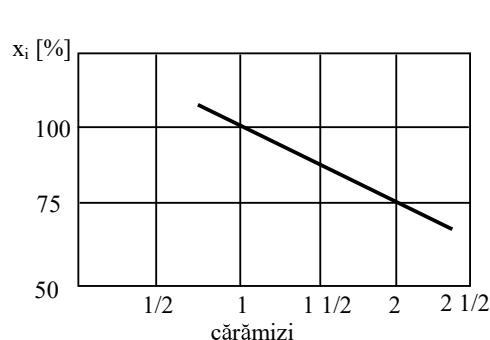


Fig. 2.5. Dependenta caracteristicii termice pentru încălzire de grosimea pereților exteriori.

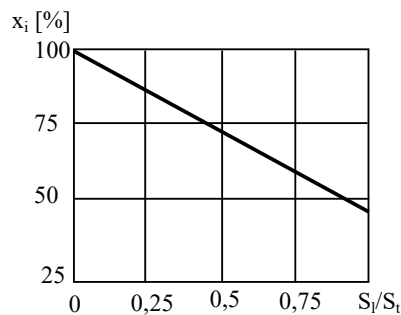


Fig. 2.6. Dependenta caracteristicii termice pentru încălzire de cota suprafețelor exterioare lipite de clădiri vecine.

**O altă metodă de estimare a consumului de căldură pentru încălzire**, la nivelul unui apartament, a unei clădiri sau a unei zone, este metoda bazată pe cunoașterea **suprafeței echivalente termic a corpurilor de încălzire** montate în apartament, în clădire sau în clădirile din zona respectivă:

$$q_i^C = S_{\Sigma ech} \cdot q_0^C \quad , \quad (2.11)$$

în care  $S_{\Sigma ech}$  este valoarea totală a suprafeței echivalente termic a corpurilor de încălzire montate; iar  $q_0^C$  – fluxul termic nominal transmis prin suprafața echivalentă.

Conform SR 11 894/1983, fluxul termic nominal transmis prin suprafața echivalentă –  $q_0^C$  – are valoarea de  $525 \text{ W/m}^2$ , în condițiile în care agentul termic de încălzire are temperaturile de intrare și ieșire de  $95/75^\circ\text{C}$ , iar temperatura interioară este de  $18^\circ\text{C}$  (diferența medie logaritmică de temperatură ( $\Delta t$ ) are în aceste condiții valoarea de  $66,5 \text{ grd.}$ ).

Pentru alte condiții de funcționare, valoarea fluxului termic se corectează cu relația:

$$q_0^C \cong 525 \cdot \left( \frac{\Delta t}{66,5} \right)^k \quad , \quad (2.12)$$

unde:  $\Delta t$  este diferența medie logaritmică de temperatură reală la care funcționează instalația de încălzire; iar  $k$  un coeficient a cărei valoare depinde de tipul instalației de încălzire. Pentru radiatoare din fontă,  $k = 1,33$ .

**Pentru clădirile de locuit, consumul de căldură pentru încălzire poate fi estimat** și pe baza cunoașterii numărului de apartamente convenționale aflate în clădirea respectivă:

$$q_i^C = N_{ap.conv.} \cdot q_{i0}^C \quad , \quad (2.13)$$

în care  $N_{ap.conv.}$  este numărul de apartamente convenționale aflate în clădirea respectivă, iar  $q_{i0}^C$  – consumul de căldură pentru încălzirea unui apartament convențional.

Apartamentul convențional este un apartament fictiv, mediu, care, în condițiile din România are 2,5 camere, o suprafață de cca. 45 m<sup>2</sup> și este locuit de 2,5 locatari. Consumul de căldură pentru încălzirea unui apartament convențional  $-q_{i0}^C-$  este de cca. 4 000 – 5 000 W/ap.conv., pentru o temperatură exterioară de  $-15^{\circ}\text{C}$ , o temperatură interioară de  $20^{\circ}\text{C}$  și o viteză de calcul a vântului de 5 m/s. Pentru alte condiții de temperatură valoarea de mai sus trebuie corectată prin multiplicarea ei cu:

$$\frac{t_i^C - t_e^C}{35} \cdot \frac{E + (w^C)^{4/3}}{E + (w_0^C)^{4/3}}, \quad (2.14)$$

unde  $t_e^C$ ,  $t_i^C$  sunt temperaturile exterioare, respectiv interioare de calcul reale, iar restul notațiilor au fost definite la relația (2.9).

#### 2.2.4. Condiții convenționale de calcul pentru determinarea mărimii consumului de căldură pentru încălzire

Valorile celor mai importante componente ale bilanțului termic (pierderile de căldură prin transmisie prin elementele exterioare de construcție (pereți, ferestre, uși) și pierderile de căldură corespunzătoare încălzirii aerului pătruns în incinta respectivă prin neetanșeitățile elementelor de construcție și prin ventilare naturală la deschiderea ușilor și/sau a ferestrelor) este influențată de factorii exteriori de climă (**temperatura exterioară, temperatura solului și viteza vântului** – prin intermediul presiunii dinamice exercitate de acesta pe elementele de construcție exterioare și care influențează mărimea pătrunderilor de aer prin neetanșeități) și de factorii de microclimat interior – **temperatura interioară**.

**Temperatura exterioară de calcul sau temperatura exterioară minimă convențională**  $t_e^C$  este temperatura exterioară minimă la care instalațiile de încălzire mai pot asigura condițiile interioare de confort termic, respectiv este temperatura exterioară pentru care se proiectează (dimensionează) instalațiile de încălzire.

În România, valoarea temperaturii exterioare de calcul se determină printr-o metodă complexă, care depinde atât de frecvența și durata statistică a celor mai scăzute valori ale temperaturii aerului exterior, cât și de efectul acestora asupra clădirii, ținând cont de inerția termică a acesteia.

Conform celor de mai sus, temperaturile exterioare de calcul vor fi caracteristice pentru:

- **o anumită zonă climatică**, prin intermediul frecvenței statistice a celor mai scăzute valori ale temperaturii aerului exterior, întâlnite într-un anumit număr de ani (de regulă peste 30), și a probabilității duratei de apariție a temperaturilor medii zilnice cele mai coborâte;

• **pentru o anumită soluție de realizare constructivă a incintei**, prin intermediul efectului inerției termice.

Având în vedere că se pot realiza incinte într-o infinitate de soluții constructive, standardele ar trebui să indice o infinitate de valori pentru temperatura exterioară de calcul. În practică, aceste standarde indică temperaturi exterioare de calcul diferențiate doar după zona climatică de amplasare a incintei și sunt valabile doar pentru incinte tip. Pentru incinte având alte soluții constructive decât soluția tip, diferențierea temperaturilor se face cu ajutorul unor coeficienți de corecție indicați.

Standardul românesc SR 1907 – 1/1997 (tabelul 2.3) indică valori ale temperaturii exterioare de calcul definite pentru patru zone climatice, corespunzând realizării clădirilor cu pereți exteriori construiți din cărămidă arsă din argilă cu grosimea de 1 1/2 cărămizi. Pentru incinte având alte soluții constructive decât soluția tip, diferențierea temperaturilor se face cu ajutorul a doi coeficienți de corecție, care țin cont de efectul inerției termice a elementelor de construcție exterioare (pereți, ferestre, uși) și de cel al inerției termice a elementelor de construcție interioare care compartimentează clădirea.

**Temperaturi exterioare (convenționale) de calcul  $t_e^C$**   
valabile în România (SR 1907 – 1/1997)

Tabelul 2.2

	Zona climatică			
	I	II	III	IV
Temperatura exterioară (convențională) de calcul $t_e^C$ , °C	-12	-15	-18	-20

**Viteza de calcul a vântului  $w^C$**  este stabilită prin prelucrarea statistică a vitezelor vântului, înregistrate pe perioade lungi de timp (20 – 30 de ani), simultane cu temperaturile exterioare cele mai coborâte. S-a constatat că valorile ridicate ale vitezei vântului nu sunt simultane cu valorile foarte coborâte ale temperaturilor exterioare. Standardul românesc SR 1907 – 1/1997 indică valorile pentru vitezele de calcul ale vântului (tabelul 2.3).

**Valorile vitezelor de calcul ale vântului  $w^C$ , în m/s,**  
valabile în România conform SR 1907 – 1/1997

Tabelul 2.3

Zona eoliană	Amplasamentul clădirii	
	în localități	în afara localității
I	8,0	10,0
II	5,0	7,0
III	4,5	6,0
IV	4,0	4,0

În tabelul 2.4 sunt prezentate sintetic valorile celor mai importanți factori de climă pentru principalele localități din România.

**Caracteristicile climatice pe perioada de iarnă ale principalelor localități din România**

*Tabelul 2.4*

Nr. crt.	Localitatea	Temp. ext. de calcul $t_e^C$ [°C]	Temp. de calcul a solului $t_s^C$ [°C]	Viteza vântului de calcul $w^C$ [m/s]	Numărul grade zile $N_z$		Durata perioadei încălzire [zile/an] $\tau_i$	
					pentru temp. $t_e^x = 12^\circ\text{C}$	pentru temp. $t_e^x = 10^\circ\text{C}$	pentru temp. $t_e^x = 12^\circ\text{C}$	pentru temp. $t_e^x = 10^\circ\text{C}$
0	1	2	3	4	5	6	7	8
1	Alba Iulia	-18	9	4 (4)	3460	3030	196	177
2	Alexandria	-15	10	4,5	3150	2920	189	171
3	Arad	-15	10	4 (4)	3020	2940	191	173
4	Bacău	-18	9	4,5	3630	3390	208	185
5	Baia Mare	-18	9	4 (4)	3350	3150	202	181
6	Bistrița – Năsăud	-21	8	4 (4)	3850	3610	223	197
7	Bârlad	-18	9	4,5	3460	3220	200	180
8	Blaj	-18	9	4 (4)	3530	3300	209	186
9	Botoșani	-18	9	4 (4)	3630	3390	208	185
10	Brașov	-21	8	4 (4)	4030	3740	229	202
11	Brad	-21	8	4 (4)	3500	3280	208	185
12	Brăila	-15	10	5 (7)	3170	2970	190	172
13	București	-15	10	5 (7)	3170	2940	190	171
14	Buzău	-15	10	4,5	3150	2920	189	171
15	Calafat	-15	10	4,5	2980	2770	182	163
16	Caracal	-15	10	4,5	3100	2870	187	169
17	Călărași	-15	10	8 (10)	3010	2810	184	165
18	Caransebeș	-21	8	4 (4)	3180	3010	195	176
19	Câmpina	-15	10	4 (4)	3530	3300	209	186
20	Câmpulung Mold.	-21	8	4 (4)	4270	4070	244	214
21	Câmpulung Mușcel	-18	9	4 (4)	3820	3610	223	197
22	Cluj	-18	9	4 (4)	3730	3480	218	192
23	Constanța	-12	11	5 (7)	2840	2750	180	165
24	Craiova	-15	10	4,5	3170	2940	190	171
25	Curtea de Argeș	-15	10	4 (4)	3540	3330	211	187
26	Deva	-15	10	4 (4)	3300	3120	200	180
27	Dorohoi	-18	9	4 (4)	3850	3560	216	191
28	Făgăraș	-18	9	4 (4)	3930	3670	226	199
29	Focșani	-18	9	4,5	3350	3160	198	178
30	Galați	-15	10	8 (10)	3190	2970	190	172
31	Giurgiu	-15	10	4,5	3030	2830	185	167
32	Gheorghieni	-21	8	4 (4)	4300	3850	244	214
33	Huedin	-18	9	4 (4)	3690	3490	218	192
34	Hunedoara	-15	10	4 (4)	3200	3050	196	177
35	Huși	-18	9	4,5	3420	3190	199	179



Tabelul 2.4 (continuare)

0	1	2	3	4	5	6	7	8
36	Iași	-18	9	4,5	3510	3280	203	182
37	Lugoj	-12	11	4 (4)	3100	2940	191	173
38	Mangalia	-12	11	5 (7)	2880	2770	188	167
39	Medgidia	-12	11	4,5	2960	2790	189	168
40	Mediaș	-18	9	4 (4)	3200	3050	196	177
41	Miercurea Ciuc	-21	8	4 (4)	4250	3840	234	205
42	Oradea	-15	10	4 (4)	3150	2990	194	175
43	Odorheiul	-21	8	4 (4)	3940	3670	226	199
44	Petroșani	-18	9	4 (4)	3960	3700	228	201
45	Piatra Neamț	-18	9	4 (4)	3560	3360	212	188
46	Pitești	-15	10	4,5	3420	3190	199	179
47	Ploiești	-15	10	4 (4)	3390	3080	195	176
48	Predeal	-21	8	4 (4)	5090	4620	265	233
49	Rădăuți	-21	8	4 (4)	4050	3750	228	201
50	Râmnicu Sarat	-15	10	4,5	3170	2940	190	171
51	Râmnicu Valcea	-15	10	4 (4)	3120	2970	193	174
52	Reghin	-21	8	4 (4)	3800	3560	222	196
53	Reșița	-12	11	4 (4)	3130	2840	187	169
54	Roman	-18	9	4 (4)	3700	3390	208	185
55	Satu Mare	-18	9	4 (4)	3370	3170	203	182
56	Sebeș	-18	9	4 (4)	3470	3250	207	184
57	Sfântu Gheorghe	-21	8	4 (4)	4120	3910	236	208
58	Sibiu	-18	9	4 (4)	3660	3420	215	190
59	Sighișoara	-18	9	4 (4)	3640	3030	196	177
60	Sinaia	-21	8	4 (4)	5650	4760	272	238
61	Slatina	-15	10	4,5	3200	3100	196	177
62	Slobozia	-15	10	8 (10)	3150	3050	195	174
63	Suceava	-21	8	4 (4)	4080	3790	229	202
64	Sulina	-12	11	5 (7)	3000	2850	186	168
65	Târgoviște	-15	10	4 (4)	3390	3080	195	176
66	Târgu Jiu	-15	10	4 (4)	3390	3080	195	176
67	Târgu Mureș	-21	8	4 (4)	3540	3330	211	187
68	Târgu Ocna	-18	9	4 (4)	3410	3200	204	183
69	Târgu Secuiesc	-21	8	4 (4)	4370	3910	236	208
70	Tecuci	-18	9	4,5	3390	3160	198	178
71	Timișoara	-15	10	4 (4)	3180	2900	190	171
72	Tulcea	-15	10	4,5	3070	2810	192	170
73	Turda	-18	9	4 (4)	3560	3360	212	188
74	Turnu Măgurele	-15	10	4,5	3010	2810	184	165
75	Turnu Severin	-12	11	4 (4)	2810	2660	181	160
76	Ūrziceni	-15	10	4,5	3170	2940	190	171
77	Vaslui	-18	9	4,5 (6)	3570	3250	189	171
78	Vatra Dornei	-21	8	4 (4)	4580	3280	208	185
79	Zalău	-18	9	4 (4)	3300	3150	202	181

**Temperatura interioară (convențională) de calcul**  $t_i^C$  este acea valoare a temperaturii interioare care conduce la realizarea confortului termic. Conform § 2.2.1., senzația de confort termic este influențată de:

- natura activității desfășurate în incinta respectivă (de intensitatea activității depuse);
- de temperatura senzorială. În cazul cel mai simplu, această temperatură este practic egală cu media aritmetică a temperaturii interioare și a temperaturii medii radiante a elementelor de construcție.

Conform celui de al doilea aspect, realizarea unei anumite temperaturi interioare conduce la realizarea confortului termic numai dacă este corelată cu temperatura medie radiantă a elementelor de construcție. Valoarea temperaturii medii radiante a elementelor de construcție este dependentă de valoarea rezistenței termice a diverselor elemente de construcție care mărginesc incinta, respectiv de soluția constructivă a incintei.

În rezumat, temperatura interioară (convențională) de calcul dintr-o incintă trebuie definită în funcție atât de natura activității desfășurate, cât și de soluția constructivă adoptată la realizarea incintei respective. Există practic o infinitate de soluții de realizare constructivă a unei incinte, ca urmare, pentru o anumită destinație a incintei, ar exista o infinitate de valori ale temperaturii interioare care ar conduce la asigurarea confortului termic. Prevederea în standarde a tuturor acestor valori este imposibilă. Pentru o anumită destinație a incintei ele indică o singură valoare a temperaturii interioare (convenționale) de calcul corespunzătoare unei soluții constructive tip. În cazul în care caracteristicile termotehnice ale soluției constructive reale diferă de cele ale soluției tip, valoarea temperaturii interioare (convenționale) de calcul dată de standarde se corectează cu ajutorul unor coeficienți de corecție calculați printr-o metodologie specificată în standardele respective.

În România, standardul SR 1907 – 2/1997 definește **temperatura interioară (convențională) de calcul**  $t_i^C$  drept acea valoare a temperaturii aerului interior care asigură confortul termic într-o incintă cu o anumită destinație, realizată cu pereți exteriori cu o rezistență termică medie (pereți exteriori realizați din cărămidă arsă din argilă cu grosimea de 1 1/2 cărămizi). În standardul SR 1907 – 1/1997 sunt indicate modul de calcul și valorile coeficientului de corecție datorat abaterii soluției constructive reale de la soluția tip considerată, coeficient denumit adaos pentru compensarea temperaturii suprafețelor reci.

În tabelul 2.5 sunt prezentate valorile **temperaturii interioare (convenționale) de calcul**  $t_i^C$  valabile în România conform standardului SR 1907 – 2/1997.

Valorile temperaturii interioare (convenționale) de calcul  $t_i^C$   
valabile în România conform SR 1907 – 2/1997

Tabelul 2.5

Destinația incintei	Temperatura interioară (convențională) de calcul $t_i^C$ °C
<b>Locuințe</b>	
• camere de locuit și holuri	20
• vestibuluri, bucătării	18
• băi	22
• scări și coridoare exterioare apartamentului	10
<b>Clădiri administrative și social culturale</b>	
• birouri, cancelarii, biblioteci	20
• săli de spectacole, conferințe, festivități clase, amfiteatre,	18
• coridoare, scări	15
• cabinete medicale	22
• grupuri sanitare	15
<b>Creșe și grădinițe</b>	
• camere de joc în creșe	22
• camere de joc în grădinițe, dormitoare, săli de mese, birouri	20
• băi	24
• grupuri sanitare pentru copii	20
• grupuri sanitare pentru personal	18
<b>Hoteluri și cămine</b>	
• camere	20
• holuri, vestibule, coridoare, scări, bufete	18
• băi	22
• cabinete medicale	22
• grupuri sanitare	15
<b>Spitale, clinici, maternități</b>	
• saloane, rezerve (adulți și copii)	20...25
• saloane, rezerve (lehuze și sugari)	24
• săli de operație	25
• grupuri sanitare	20
• coridoare	20

### 2.2.5. Variațiile consumului de căldură pentru încălzire

Reglarea livrării căldurii pentru încălzire și stabilirea unor regimuri de livrare a acesteia convenabile atât din punctul de vedere al exploatării sistemului de alimentare cu căldură, cât și din punctul de vedere al asigurării condițiilor de confort termic la consumatori, impun cunoașterea modului de variație a consumului de căldură pentru încălzire în funcție de diverși factori.

Cele mai importante variații ale consumului de căldură pentru încălzire, care trebuie cunoscute, sunt variația în funcție de temperatura exterioară și variația sa diurnă (în decursul unei zile).

Analiza variației consumului de căldură pentru încălzire în funcție de temperatura exterioară pornește de la relația de bilanț termic a încălzirii (rel. 2.2) și de la cunoașterea relațiilor de calcul ale celor mai importante componente ale bilanțului. Neglijând valoarea pierderilor de căldură către sol, foarte mici pentru o clădire în comparație cu celelalte componente ale bilanțului termic, rezultă variația prezentată în fig. 2.7.

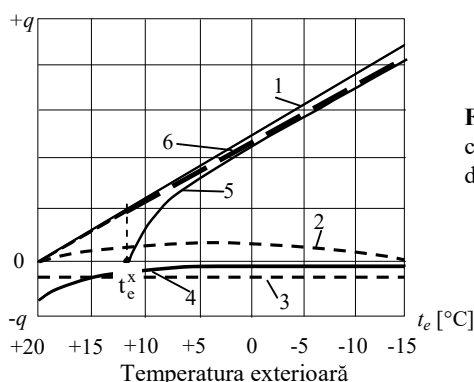


Fig. 2.7. Variația consumului de căldură pentru încălzire în funcție de temperatura exterioară.

În legătură cu această variație se fac următoarele precizări:

- curba 1 reprezintă variația în funcție de temperatura exterioară a sumei termenilor  $q_{pt}$  și  $q_{pi}^v$ ;
  - curba 2 reprezintă variația în funcție de temperatura exterioară a termenului  $q_{pi}^m$ . În cazul în care numărul de schimburi de aer consumat în incintă din condiții de confort fiziologic ar fi constant, în funcție de temperatura exterioară, curba ar avea o alură asemănătoare curbei 1. În realitate numărul de schimburi de aer se reduce la scăderea temperaturii exterioare, lucru care conduce la alura descrescătoare a curbei;
  - curba 3 reprezintă variația în funcție de temperatura exterioară a degajărilor interioare de căldură  $q_d$ ;
  - curba 4 reprezintă variația în funcție de temperatura exterioară a aportului de căldură datorat radiației solare  $q_r$ . Alura scăzătoare se explică prin faptul că în perioadele reci, intensitatea radiației solare este mai redusă și gradul de acoperire a cerului cu nori este mai ridicat;
  - curba 5 reprezintă variația în funcție de temperatura exterioară a consumului de căldură pentru încălzire  $q_i$ , obținută prin însumarea algebrică (ținând cont de semn) a tuturor cantităților de căldură care intervin în bilanțul termic al încălzirii.
- Obținerea în practică a unei curbe de variație de tipul curbei 5 din fig. 2.6. este imposibilă, deoarece nu se pot găsi relații analitice care să descrie corect alurile

curbelor 2 și 4 din figura respectivă. Din acest motiv, se poate lucra cu o variație liniară a consumului de căldură pentru încălzire în funcție de temperatura exterioară – curba 6 din figură, variație descrisă practic de relația (2.7). Folosirea curbei de variație liniară în locul celei reale conduce aparent la erori mari în timpul perioadelor de tranziție (primăvară, toamnă) când temperaturile exterioare au valori relativ ridicate (peste  $5 - 12^{\circ}\text{C}$ ). De remarcat că în aceste perioade diferențele reale între cele două variații pot fi mai mici decât cele din figură, din următoarele motive:

- în perioadele de tranziție vitezele vântului pot avea valori mai mari decât cele considerate în calculul consumului de căldură;
- precipitațiile lichide, care apar în aceste perioade, modifică umiditatea elementelor de construcție, scăzând rezistența termică a acestora, respectiv măbind pierderile de căldură prin transmisie.

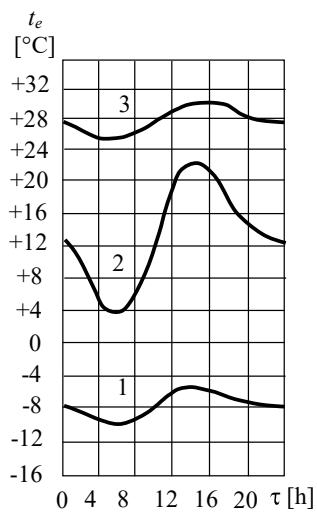
În concluzie, în practica exploataării și reglării instalațiilor de încălzire se acceptă considerarea unei variații liniare a consumului de căldură pentru încălzire în funcție de temperatura exterioară, erorile introduse fiind acceptabile.

Conform fig. 2.7., consumul de căldură pentru încălzire se anulează atunci când temperatura exterioară are valoarea  $t_e^x$ . Această temperatură exterioară marchează limitele perioadei de încălzire.

Pentru România, standardele stabilesc pentru  $t_e^x$  valoarea de  $+10^{\circ} \div +12^{\circ}\text{C}$ : încălzirea pornește când temperatura exterioară medie zilnică scade trei zile consecutiv sub această valoare și se oprește când ea crește timp de trei zile consecutiv peste această valoare. Motivele care stau la baza considerării valorii medii zilnice și a unui interval de timp de apariție destul de mare se datorează în esență efectelor inerției termice ale clădirilor, aspect prezentat în continuare.

O altă variație ce trebuie cunoscută este variația diurnă (în decursul celor 24 de ore ale unei zile) a consumului de căldură pentru încălzire. Aceasta se datorează în principal variației temperaturii exterioare în perioada de timp considerată.

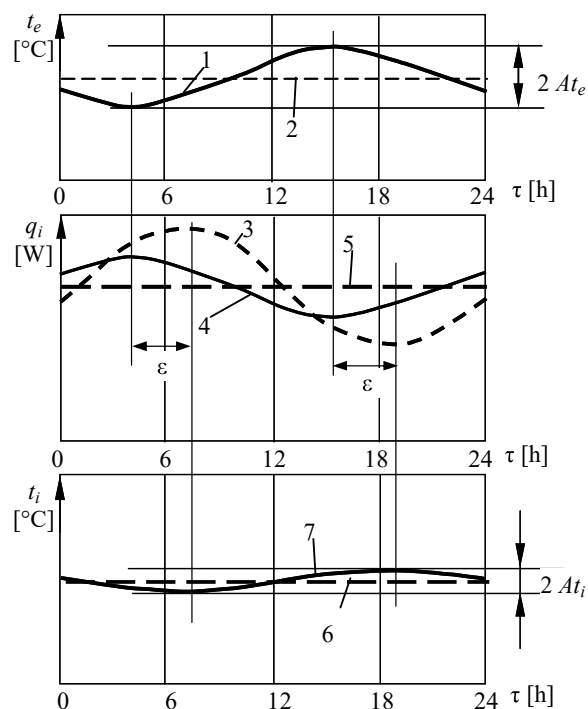
În cursul unei zile, practic indiferent de anotimp, temperatura exterioară variază în jurul unei valori medii, curbele de variație având o alură sinusoidală destul de regulată. Diferențele între diferitele zile, respectiv anotimpuri, constau în mărimile diferite ale valorilor medii în jurul cărora oscilează temperatura exterioară (temperatura exterioară medie zilnică), ale amplitudinilor de oscilație a temperaturii exterioare și momentelor de timp diferite la care apar extremele temperaturii exterioare (vezi fig. 2.8.).



**Fig. 2.8.** Variațiile zilnice ale temperaturii exterioare pentru:

- 1 – o zi de iarnă;
- 2 – o zi din perioada de tranziție;
- 3 – o zi de vară.

În afara temperaturii exterioare, variațiile consumului de căldură pentru încălzire sunt influențate și de efectul compensator al capacităților de acumulare a căldurii în elementele de construcție ale clădirii (inclusiv mobilierul existent), respectiv de inerția termică a clădirii (fig. 2.9.).



**Fig. 2.9.** Variațiile zilnice corelate ale temperaturii exterioare, ale consumului de căldură pentru încălzire și ale temperaturii interioare: 1 – variația zilnică a temperaturii exterioare; 2 – valoarea medie zilnică a temperaturii exterioare; 3 – variația zilnică a consumului de căldură pentru încălzire fără considerarea efectului inerției termice a clădirii; 4 – variația zilnică a consumului de căldură pentru încălzire cu considerarea efectului inerției termice a clădirii; 5 – valoarea medie zilnică a consumului de căldură pentru încălzire; 6 – valoarea medie zilnică a temperaturii interioare (egală cu temperatura interioară de confort); 7 – variația zilnică a temperaturii interioare în cazul livrării căldurii pentru încălzire la valoarea medie zilnică.

În ipoteza neglijării efectului inerției termice a clădirii, variația zilnică a consumului de căldură pentru încălzire este practic inversă variației zilnice a temperaturii exterioare. În realitate, clădirile au o inerție termică care nu poate fi neglijată. Luarea în considerație a inerției termice modifică esențial variațiile consumului de căldură pentru încălzire față de cazul în care inerția termică s-ar neglija:

- extremele curbei se modifică ca valoare, deoarece în anumite perioade de timp, instalația de încălzire trebuie să dea o cantitate de căldură mai mare, ea acoperind atât pierderile de căldură către exterior, cât și căldura acumulată în elementele de construcție, iar în alte perioade de timp, instalația de încălzire trebuie

să dea o cantitate de căldură mai mică, pierderile de căldură către exterior fiind acoperite parțial de căldura acumulată în elementele de construcție;

- extremele curbei se ating mai târziu în timp;
- dacă instalația de încălzire livrează zilnic debitul de căldură pentru încălzire la o valoare constantă, egală cu valoarea medie zilnică a consumului de căldură, temperatura interioară nu mai poate fi păstrată constantă în decursul zilei, la valoarea impusă de realizarea confortului termic. Această temperatură va oscila zilnic în jurul unei valori medii egală cu temperatura interioară de confort, curba de variație zilnică a temperaturii interioare fiind aplatizată față de curba de variație zilnică a temperaturii exterioare. Extremele temperaturii interioare vor fi atinse corelat cu momentele de timp în care se atingeau extremele consumului de căldură pentru încălzire cu considerarea inerției termice.

Pentru caracterizarea capacității elementelor de construcție de a amortiza (aplatiza) oscilațiile de temperatură se folosește coeficientul de amortizare  $v$ :

$$v = \frac{At_e}{At_i} \quad , \quad (2.15)$$

în care  $At_e$  și  $At_i$  sunt amplitudinile de oscilație ale temperaturii exterioare, respectiv interioare (vezi fig. 2.9.).

Clădirile de locuit din România sunt caracterizate de coeficienți de amortizare  $v$  având valori de cca. 15 – 30. Având în vedere că amplitudinea oscilațiilor temperaturii exterioare este în cursul iernii de cca. 6 – 8 grd., oscilațiile temperaturii interioare vor fi de cca.:

$$At_i = \frac{6 \div 8}{15 \div 30} = 0,2 \div 0,53 \cdot \text{grd}. \quad (2.16)$$

respectând condiția impusă de realizarea confortului termic care prevede că valoarea acestei amplitudini nu trebuie să depășească cca. 1 grd.

Un alt efect al inerției termice îl constituie defazajul  $\varepsilon$  introdus, care are, pentru clădirile de locuit din România, o valoare de cca. 4 ÷ 12 ore (valoare medie ponderată pentru clădire).

Având în vedere cele de mai sus, se poate trage o concluzie foarte importantă pentru exploatarea și reglarea instalațiilor de încălzire: este posibilă livrarea consumului de căldură pentru încălzire la o valoare medie zilnică, corespunzătoare temperaturii exterioare medii zilnice, fără ca abaterile temperaturii interioare de la condițiile de confort termic să depășească limitele admisibile.

### 2.2.6. Curbele clasate ale consumului de căldură pentru încălzire

O curbă clasată reprezintă frecvența, sau durata, intervalelor de timp în care valorile mărimii clasate se situează deasupra sau sub o anumită valoare.

O curbă clasată poate fi:

- **construită prin prelucrarea statistică a datelor** cu privire la mărimea consumului de căldură pentru încălzire, date obținute prin măsurători. Principiul obținerii curbei clasate este prezentat în fig. 2.10. Metoda poate fi aplicată doar pentru instalații existente;



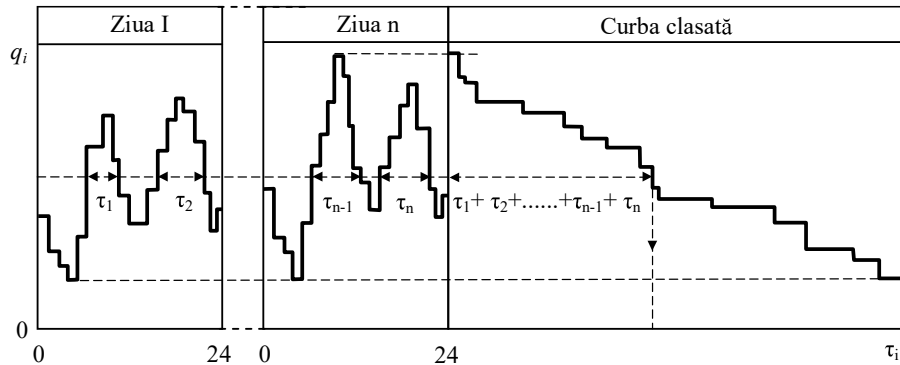


Fig. 2.10. Construcția curbei clasate a consumului de căldură pe baze statistice.

• estimată pe baza curbei clasate a temperaturilor exterioare printr-o construcție grafică (vezi fig. 2.11.). Curbele clasate ale temperaturilor exterioare se cunosc pentru localitățile mai importante, ele stând la baza determinării temperaturii exterioare de calcul. Metoda poate fi aplicată atât pentru instalații existente, cât și pentru instalații aflate în studiu. Metoda este greoaie și nu se pretează calculului efectuat cu ajutorul calculatoarelor;

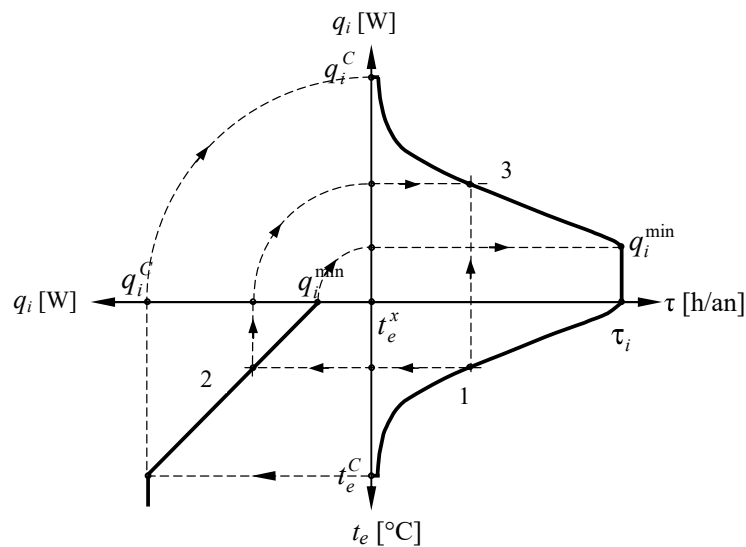


Fig. 2.11. Construcția grafică a curbei clasate a consumului de căldură pentru încălzire: 1 – curba clasată a temperaturilor exterioare; 2 – variația consumului de căldură pentru încălzire în funcție de temperatura exterioară; 3 – curba clasată a consumului de căldură pentru încălzire.

• **estimată pe baza unor relații empirice.** Relația care permite cea mai bună estimare a alurii curbei clasate a consumului de căldură pentru încălzire este:

$$q_i = q_i^C \cdot \left[ 1 - \left( \frac{t_e^x - t_e^C}{t_i^C - t_e^C} \right) \cdot \left( \frac{\tau}{\tau_i} \right)^{\frac{t_e^x - t_e^{md}}{t_e^{md} - t_e^C}} \right], \quad (2.17)$$

unde:  $q_i^C$  este consumul de căldură de calcul pentru încălzire;  $t_i^C$  – temperatura interioară de calcul;  $t_e^C$  – temperatura exterioară de calcul;  $t_e^x$  – temperatura exterioară care delimitează perioada de încălzire;  $t_e^{md}$  – temperatura exterioară medie pe perioada de încălzire;  $\tau$  – valoarea curentă a timpului; iar  $\tau_i$  – durata perioadei de încălzire.

Temperatura medie pe perioada de încălzire  $t_e^{md}$  este:

$$t_e^{md} = t_i^C - \frac{N_z}{\tau_{i,z}}, \quad (2.18)$$

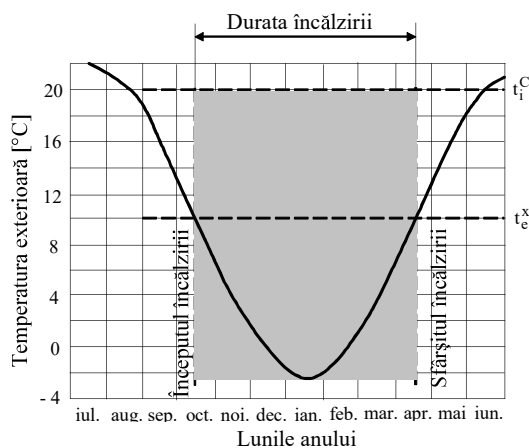
în care:  $N_z$  este numărul de grade – zile; iar  $\tau_{i,z}$  durata perioadei de încălzire exprimată în zile/an.

Prin număr de grade – zile  $N_z$  se înțelege valoarea:

$$N_z = \int_0^{\tau_{i,z}} (t_i^C - t_e) \cdot d\tau_z = (t_i^C - t_e^{md}) \cdot \tau_{i,z}, \quad (2.19)$$

Grafic, numărul de grade – zile reprezintă suprafața hașurată din fig. 2.12., în care curba 1 reprezintă variația anuală a temperaturii exterioare medii zilnice pe un interval lung de ani. Începerea, respectiv terminarea încălzirii sunt marcate de atingerea unor temperaturi exterioare medii zilnice egale cu valoarea care delimitează perioada de încălzire –  $t_e^x$ .

Valorile numărului de grade – zile  $N_z$  și ale duratei perioadei de încălzire  $\tau_{i,z}$  sunt date în standardul SR 4938/98 pentru cele mai importante localități din România (vezi și tabelul 2.4).



**Fig. 2.12.** Determinarea grafică a numărului de grade – zile  $N_z$ .

### 2.2.7. Estimarea consumului anual de căldură pentru încălzirea clădirilor

Consumul anual de căldură pentru încălzirea clădirilor poate fi estimat cu relația:

$$Q_i^a = k_w \cdot k_{t_i} \cdot k_d \cdot k_r \cdot \frac{24 \cdot q_i^c}{t_i^c - t_e^c} \cdot N_z \quad , \quad [\text{kWh}_t/\text{an sau MWh}_t/\text{an}] \quad (2.20)$$

unde:  $k_w$  este un coeficient de corecție care ține cont că în decursul perioadei de încălzire viteza medie a vântului  $w^{md}$  este diferită de viteza de calcul a acestuia  $w^c$ ;  $k_{t_i}$  – un coeficient de corecție care ține cont că în decursul perioadei de încălzire temperatura interioară nu este menținută constant la valoarea de calcul  $t_i^c$ ;  $k_d$  – un coeficient de corecție care ține cont de aportul de căldură datorat degajărilor interioare;  $k_r$  – un coeficient de corecție care ține cont de regimul de livrare a căldurii (continuu sau intermitent); restul notațiilor fiind definite anterior. În relația (2.20), consumul de căldură de calcul pentru încălzire  $q_i^c$  trebuie exprimat în  $\text{kW}_t$  sau  $\text{MW}_t$ .

Coeficientul de corecție  $k_w$  se determină cu relația:

$$k_w = \frac{E + (w^{md})^{4/3}}{E + (w^c)^{4/3}} \quad , \quad (2.21)$$

unde  $E$  este caracteristica eoliană a clădirii (în mod curent  $E = 20 + 40$ , pentru construcții cu vitrare normală  $E = 30$ , pentru construcții cu vitrare redusă  $E > 35$  și pentru construcții cu vitrare ridicată  $E < 25$ );  $w^{md}$ ,  $w^c$  – viteza medie a vântului în perioada de încălzire (tabelul 2.7), respectiv viteza de calcul a vântului.

Valorile vitezelor medii ale vântului  $w^{md}$ , în m/s, valabile în România

Tabelul 2.7

	Zona eoliană			
	I	II	III	IV
Viteza medie a vântului	4,0	2,8	2,0	1,6

Coeficientul de corecție,  $k_{t_i}$ , ține cont de abaterile temperaturii interioare de la valoarea de calcul; are valorile  $k_{t_i} = 1$  pentru cămine, grădinițe, spitale, sanatorii, iar pentru restul clădirilor  $k_{t_i} = 0,95$ .

Coeficientul de corecție care ține cont de aportul de căldură datorat degajărilor interioare  $k_d$  are valori între  $0,8 \div 1$ , în funcție de destinația clădirii și de gradul de ocupare în timp al acesteia.

Coeficientul de corecție care ține cont de regimul de livrare a căldurii  $k_r$  are valorile din tabelul 2.8.

#### Valorile coeficientului de corecție $k_r$

Tabelul 2.8

	Regim de livrare a căldurii		
	continuu	cu întreruperi de 10 ore/zi	cu întreruperi de 14 ore/zi
Coeficientul de corecție $k_r$	1,0	0,94	0,9

### 2.3. Consumul de căldură pentru ventilarea incintelor

Prin consumul de căldură pentru ventilarea incintelor se înțelege acea cantitate de căldură folosită pentru încălzirea aerului introdus într-o incintă prin ventilare mecanică (sau chiar naturală organizată) de la temperatura exterioară la temperatura din interiorul incintei respective. În consumul de căldură pentru ventilarea clădirilor nu se consideră cantitățile de căldură folosite pentru încălzirea aerului introdus în incinte prin ventilare naturală necontrolată și/sau prin rosturile elementelor de construcție. Aceste cantități sunt incluse în consumul de căldură pentru încălzirea incintei respective (vezi § 2.2.).

Cantitatea de căldură necesară încălzirii aerului introdus într-o incintă prin ventilare mecanică poate fi transmisă aerului direct, în schimbătoare de căldură special prevăzute, sau poate fi transmisă de către instalațiile de încălzire supradimensionate corespunzător.

#### 2.3.1. Determinarea consumului de căldură pentru ventilarea incintelor

Valoarea consumului de căldură pentru ventilarea unei incinte se determină cu relația:

$$q_v = V_a \cdot \rho_a \cdot c_{pa} \cdot (t_i - t_e) \quad [\text{kW}_t] \quad , \quad (2.22)$$

unde  $V_a$  este debitul de aer introdus în incintă prin ventilare mecanică în  $\text{m}^3/\text{s}$ ;  $\rho_a$  – densitatea aerului în  $\text{kg}/\text{m}^3$ ;  $c_{pa}$  – căldura specifică masică medie a aerului în  $\text{kJ}/\text{kg} \cdot \text{grd}$ ;  $t_i, t_e$  – temperaturile aerului interior, respectiv exterior în grde.

Relația (2.22) mai poate fi scrisă sub forma:

$$q_v = n_s \cdot V_i \cdot \rho_a \cdot c_{pa} \cdot (t_i - t_e) \quad , \quad (2.23)$$

în care, în afara notațiilor definite anterior s-a mai notat cu  $V_i$  volumul interior al incintei ventilate și cu  $n_s$  numărul de schimburi de aer.

Numărul de schimburi de aer  $n_s$  este raportul:

$$n_s = \frac{V_a}{V_i} \quad , \quad (2.24)$$

care arată de câte ori se primenește integral, în unitatea de timp, volumul de aer interior.

### 2.3.2. Condițiile convenționale de calcul pentru determinarea mărimii consumului de căldură pentru ventilare

Conform relației (2.22), valoarea consumului de căldură pentru ventilare depinde de debitul de aer introdus de instalație și de temperaturile aerului interior și exterior.

**Debitul nominal de aer (de calcul)** introdus de instalația de ventilare se determină din bilanțul degajărilor interioare ale incintei, care trebuie evacuate cu ajutorul instalației respective. În cazul cel mai general, instalația de ventilare trebuie să evacueze în același timp mai multe tipuri de substanțe degajate din procesele ce au loc în interior. Pentru fiecare substanță degajată de tip „i”, din bilanțul masic al acestei substanțe, se poate scrie o relație de tipul:

$$V_{a,i}^M = \frac{G_{d,i}}{c_{adm,i} - c_{a,i}} \quad , \quad (2.25)$$

unde  $G_{d,i}$  reprezintă debitul de substanță de tip „i” care rezultă din procesele care au loc în incintă și care trebuie evacuată;  $c_{adm,i}$  – concentrația admisă de substanță de tip „i”; iar  $c_{a,i}$  – concentrația de substanță de tip „i” a aerului proaspăt introdus de instalația de ventilare.

Debitul de substanță de tip „i” care rezultă din procesele care au loc într-o incintă se determină cu relații care au forme particulare specifice fiecărui tip de substanță și fiecărui proces, date fie de normative, fie de literatura de specialitate.

Concentrațiile admise pentru fiecare tip de substanță sunt date de normative specifice.

Pentru cazul general, al unei incinte cu degajări de mai multe tipuri, **debitul nominal de aer (de calcul)** introdus de instalația de ventilare se determină cu relația:

– pentru substanțe fără efect cumulativ:

$$V_a^C = \text{Max} \{V_{a,i}^M\} \quad \text{cu } i=1 \dots n \quad , \quad (2.26)$$

– pentru substanțe cu efect cumulativ:

$$V_a^C = \sum_1^n V_{a,i}^M \quad , \quad (2.27)$$

în care  $V_{a,i}^M$  este debitul de aer, calculat cu relația (2.25), necesar pentru evacuarea debitului corespunzător fiecăreia dintre cele „n” substanțe ce trebuie evacuate.

Pentru estimarea **debitului nominal de aer** necesar, în fazele preliminare de proiectare sau pentru stabilirea oportunității unor măsuri de reducere a debitului de aer, se poate utiliza indicele **număr de schimburi de aer**  $n_s$ , definit prin relația (2.24). Valorile numărului de schimburi de aer  $n_s$  sunt date de normative sau de literatura de specialitate, în funcție de destinația incintei (de natura proceselor care au loc în incinta respectivă).

Din punctul de vedere al naturii degajărilor, incintele se pot clasifica în:

- **incinte fără degajări nocive**, unde se poate admite ca, în anumite perioade de timp, valoarea concentrației degajării respective în aerul interior să depășească valoarea recomandată. Pentru o astfel de incintă se definesc două valori ale numărului de schimburi de aer  $n_s$ : **valoarea nominală a numărului de schimburi de aer**  $n_s^C$  și **valoarea minimă admisă a acestuia**  $n_s^{\min}$ . Între cele două valori există relația de legătură:

$$\frac{n_s^{\min}}{n_s^C} = \frac{c_{adm} - c_a}{c_{max} - c_a}, \quad (2.28)$$

unde, în afara notațiilor definite anterior, s-a notat cu  $c_{max}$  concentrația maxim admisibilă a substanței respective în aerul interior. Întrucât  $c_{adm} < c_{max}$  este evident că:

$$n_s^{\min} < n_s^C, \quad (2.29)$$

- **incinte cu degajări nocive**, la care nu se admite ca valoarea concentrației degajării respective în aerul interior să depășească valoarea recomandată. Pentru o astfel de incintă se definește o singură valoare a numărului de schimburi de aer  $n_s$ : **valoarea nominală a acestuia**  $n_s^C$ .

**Temperatura interioară (convențională) de calcul**  $t_i^C$  a instalațiilor de ventilare se alege din condiții de realizare a confortului termic, fiind aceeași cu aceea definită pentru instalațiile de încălzire (vezi § 2.2.4.).

**Temperatura exterioară de calcul** a instalațiilor de ventilare este temperatura exterioară minimă la care instalațiile de ventilare mai pot asigura condițiile interioare de confort termic, respectiv este temperatura exterioară pentru care se proiectează (dimensionează) instalațiile de ventilare. Din punctul de vedere al acestei temperaturi, instalațiile de ventilare se dimensionează diferențiat în funcție de natura degajărilor din incinta respectivă:

- în cazul **incintelor fără degajări nocive**, datorită posibilității reducerii numărului de schimburi de aer, instalațiile de ventilare se dimensionează pentru o temperatură exterioară de calcul  $t_e^v$  diferită de temperatura exterioară de calcul a instalațiilor de încălzire  $t_e^c$ . Valoarea sa rezultă din egalitatea:

$$q_v^C = n_s^C \cdot V_i \cdot \rho_a \cdot c_{pa} \cdot (t_i^C - t_e^v) = n_s^{\min} \cdot V_i \cdot \rho_a \cdot c_{pa} \cdot (t_i^C - t_e^c), \quad (2.30)$$

cu

$$t_e^v = t_i^C - \frac{n_s^{\min}}{n_s^C} \cdot (t_i^C - t_e^C) \quad , \quad (2.31)$$

Cum raportul  $\frac{n_s^{\min}}{n_s^C}$  este subunitar (vezi rel. 2.29), rezultă că  $t_e^v > t_e^C$ .

În consecință, în această situație, instalațiile de ventilare se dimensionează pentru o diferență de temperatură mai mică, realizându-se economii de investiții și reduceri ale cantității de căldură consumate anual pentru ventilarea incintei respective.

- în cazul **incintelor cu degajări nocive**, datorită imposibilității reducerii numărului de schimburi de aer, instalațiile de ventilare se dimensionează pentru aceeași temperatură exterioară de calcul ca și instalațiile de încălzire  $t_e^C$ .

### 2.3.3. Variațiile consumului de căldură pentru ventilarea clădirilor

Ca și în cazul încălzirii, pentru reglarea corespunzătoare a căldurii livrate de instalațiile de ventilare este necesară cunoașterea variațiilor consumului de căldură pentru ventilare în funcție de temperatura exterioară și variația sa diurnă (în decursul unei zile).

În cazul ventilării clădirilor, căldura fiind transmisă aerului, datorită inerției termice reduse a acestuia variațiile consumului de căldură pentru ventilare sunt mult mai puternice decât ale consumului de căldură pentru încălzire (aplatisate datorită intervenției inerției termice a clădirilor – vezi § 2.2.5.).

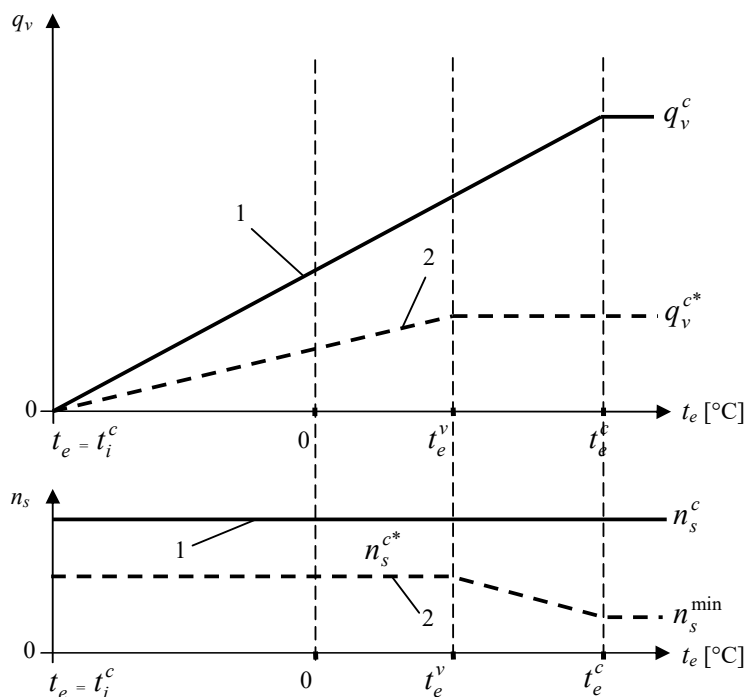
Analiza variației consumului de căldură pentru ventilare în funcție de temperatura exterioară pornește de la relația de calcul a acestuia (rel. 2.23). Această variație este prezentată în fig. 2.13.

Conform fig. 2.13., consumul de căldură pentru ventilare se anulează practic atunci când temperatura exterioară are valoarea  $t_i^c$ . Această temperatură exterioară care, marchează limitele perioadei de ventilare, este mai mare decât temperatura exterioară care marca limitele perioadei de încălzire  $t_e^x$ . Ca urmare, consumul de căldură pentru ventilare începe mai devreme și se termină mai târziu decât consumul de căldură pentru încălzire.

## Cuprins capitolul 2 – I –

2. Sarcina termică a SAC .....	7
2.1. Clasificarea consumurilor de căldură .....	7
2.2. Consumul de căldură pentru încălzirea clădirilor .....	8
2.2.1. Noțiuni de confort termic .....	8
2.2.2. Bilanțul termic al unei incinte încălzite .....	11
2.2.3. Metodele de determinare a consumului de căldură pentru încălzire .....	11
2.2.4. Condiții convenționale de calcul pentru determinarea mărimii consumului de căldură pentru încălzire .....	16
2.2.5. Variațiile consumului de căldură pentru încălzire .....	21
2.2.6. Curbele clasate ale consumului de căldură pentru încălzire .....	26
2.2.7. Estimarea consumului anual de căldură pentru încălzirea clădirilor .....	29
2.3. Consumul de căldură pentru ventilarea incintelor .....	30
2.3.1. Determinarea consumului de căldură pentru ventilarea incintelor .....	30
2.3.2. Condițiile convenționale de calcul pentru determinarea mărimii consumului de căldură pentru ventilare .....	31
2.3.3. Variațiile consumului de căldură pentru ventilarea clădirilor .....	33





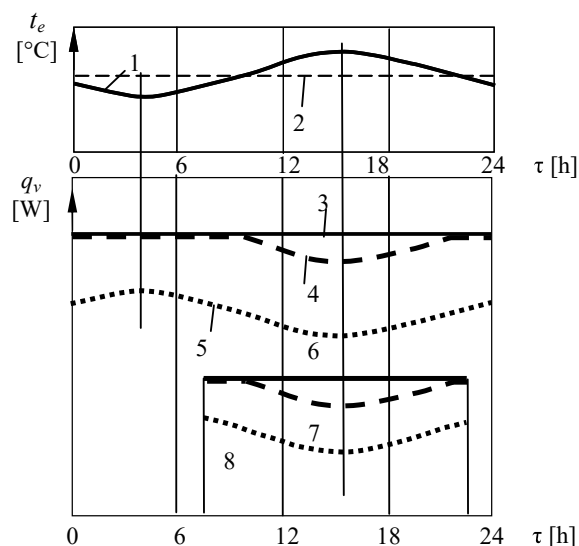
**Fig. 2.13.** Variația consumului de căldură pentru ventilare și a numărului de schimburi de aer în funcție de temperatura exterioară pentru: 1 – incinte cu degajări nocive; 2 – incinte fără degajări nocive.

**Notații:**  $q_v^c$ ,  $q_v^{c*}$  – valorile de calcul ale lui  $q_v$ , pentru incintele cu, respectiv fără degajări nocive;  $n_s^c$ ,  $n_s^{c*}$  – valorile de calcul ale numărului de schimburi de aer pentru incintele cu, respectiv fără degajări nocive;  $n_s^{\min}$  – valoarea minimă a numărului de schimburi de aer pentru incintele fără degajări nocive.

Variația diurnă (în decursul celor 24 de ore ale unei zile) a consumului de căldură pentru ventilare se datorează variației temperaturii exterioare în perioada de timp considerată.

Conform celor arătate în § 2.2.5., în cursul unei zile, practic indiferent de anotimp, temperatura exterioară variază în jurul unei valori medii, curbele de variație având o alură sinusoidală destul de regulată.

Spre deosebire de încălzire, în cazul consumului de căldură pentru ventilare, variațiile acestuia nu mai sunt influențate și de efectul compensator al capacităților de acumulare a căldurii în elementele de construcție ale clădirii (căldura se cedează direct aerului), respectiv de inerția termică a clădirii (fig. 2.14.).



**Fig. 2.14.** Variațiile consumului de căldură pentru ventilare  $q_v$ : 1 – variația diurnă a temperaturii exterioare; 2 – temperatura exterioară medie zilnică  $t_e^{md}$ ; 3 – variația lui  $q_v$  pentru o incintă cu degajări nocive într-o zi în care  $t_e < t_e^C$ ; 4 – variația lui  $q_v$  pentru o incintă cu degajări nocive într-o zi în care  $t_e^{md} = t_e^C$ ; 5 – variația lui  $q_v$  pentru o incintă cu degajări nocive într-o zi în care  $t_e > t_e^C$ ; 6 – variația lui  $q_v$  pentru o incintă fără degajări nocive într-o zi în care  $t_e < t_e^v$ ; 7 – variația lui  $q_v$  pentru o incintă fără degajări nocive într-o zi în care  $t_e^{md} = t_e^v$ ; 8 – variația lui  $q_v$  pentru o incintă fără degajări nocive într-o zi în care  $t_e > t_e^v$ .

#### 2.3.4. Curbele clasate ale consumului de căldură pentru ventilare. Estimarea consumului anual

Indiferent de tipul incintei, cu sau fără degajări nocive, curbele clasate ale consumului de căldură pentru ventilare pot fi construite prin prelucrarea statistică a datelor obținute prin măsurători. Principiul obținerii curbei clasate este prezentat în § 2.2.6. Metoda poate fi aplicată doar pentru instalații existente.

Pentru incinte cu degajări nocive, curbele clasate ale consumului de căldură pentru ventilare pot fi estimate pe baza curbei clasate a temperaturilor exterioare, printr-o construcție grafică asemănătoare cazului încălzirii. Pentru incintele fără degajări nocive, metoda nu poate fi aplicată deoarece între consumul de căldură pentru ventilare și temperatura exterioară nu mai există o legătură strictă, biunivocă (motivul fiind intermitența ventilării).

Estimarea consumului anual de căldură pentru ventilarea incintelor – pentru antecalcul – este foarte dificilă întrucât nu se poate stabili o corelație între perioada zilnică de funcționare și temperatura exterioară corespunzătoare.

#### 2.4. Consumul de căldură pentru climatizare

Consumul de căldură pentru climatizare se determină cu relația:

$$q_{cl} = \frac{q_F}{\varepsilon} \quad , \quad (2.32)$$

unde  $q_F$  este cantitatea de căldură care trebuie extrasă de instalația de climatizare din incinta climatizată, iar  $\varepsilon$  – coeficientul de performanță al instalației de climatizare.

Cantitatea de căldură care trebuie extrasă de instalația de climatizare din incinta climatizată este practic egală cu valoarea aporturilor de căldură în incinta respectivă provenite din exterior și din degajările interioare de căldură.

Metodologia de determinare a aporturilor de căldură într-o incintă este prezentată în mod detaliat în standardul SR 6648/1, iar parametrii climatici exteriori pentru care se dimensionează instalațiile de climatizare sunt dați de standardul SR 6648/2.

Datorită necesității luării în considerație a regimurilor nestaționare și a influenței radiației solare, calculele pentru determinarea aporturilor de căldură într-o incintă sunt cu mult mai laborioase decât cele necesare stabilirii consumului de căldură pentru încălzirea aceleiași incinte, intervenind mult mai mulți factori care trebuie calculați.

Din acest motiv, metodologia standardizată de determinare a aporturilor de căldură într-o incinta climatizată se aplică în practică doar la dimensionarea instalațiilor de climatizare care impun condiții deosebite. Dimensionarea instalațiilor de climatizare obișnuite se face pe baza indicilor specifici:

$$q_F^C = q_{F0} \cdot V_i \quad , \quad (2.33)$$

în care  $q_{F0}$  este aportul specific de căldură din exterior rezultat din exploatarea unor instalații de climatizare similare (cca.  $50 \div 70 \text{ W/m}^3$ ), iar  $V_i$  – volumul interior al incintei climatizate.

#### 2.5. Consumul de căldură pentru alimentarea cu apă caldă de consum

În cadrul acestui subcapitol va fi analizat consumul de căldură pentru alimentarea cu apă caldă de consum a clădirilor de locuit, a celor din sectorul terțiar și a întreprinderilor industriale, apă folosită în scopuri menajere și sanitare. Nu fac obiectul subcapitolului consumul de căldură pentru alimentarea cu apă caldă de consum a întreprinderilor industriale, folosită în scopuri tehnologice (pentru realizarea unei producții industriale), chiar dacă nivelul de temperatură cerut este același cu cel al apei calde de consum.

### 2.5.1. Stabilirea debitului de căldură necesar alimentării cu apă caldă de consum

Cantitatea de căldură necesară pentru alimentarea cu apă caldă de consum  $q_{acc}$  se determină pe baza cantității de apă consumată  $G_{acc}$  și a diferenței dintre temperatura apei calde furnizată consumatorilor  $t_{acc}$  și temperatura apei reci care urmează a fi încălzită  $t_{ar}$ :

$$q_{acc} = G_{acc} \cdot c_p \cdot (t_{acc} - t_{ar}) \quad (2.34)$$

unde  $c_p$  este căldura specifică masică medie a apei între cele două temperaturi  $t_{acc}$  și  $t_{ar}$ .

**Temperatura apei calde furnizată consumatorilor  $t_{acc}$**  depinde de natura consumatorilor. Astfel, pentru scopuri sanitare este suficientă o temperatură a apei de cca.  $35 \div 40^\circ\text{C}$ , iar pentru bucătării  $50 \div 60^\circ\text{C}$ . Normativele din țara noastră stabilesc drept valoare de calcul a temperaturii apei calde furnizate consumatorilor, valoarea  $t_{acc}^c = 60^\circ\text{C}$ . Valori mai mari ale temperaturii apei calde de consum ar conduce la debite de agent termic de transport mai mici, ar reduce volumul instalațiilor de acumulare, dar în același timp crește riscul depunerilor de piatră și de coroziune a suprafețelor de schimb de căldură și a conductelor de transport, precum și riscul de accidente. În cazul surselor de cogenerare echipate cu turbine cu abur, creșterea temperaturii apei calde de consum are și efecte energetice negative, reducând producția de energie electrică pe timpul verii.

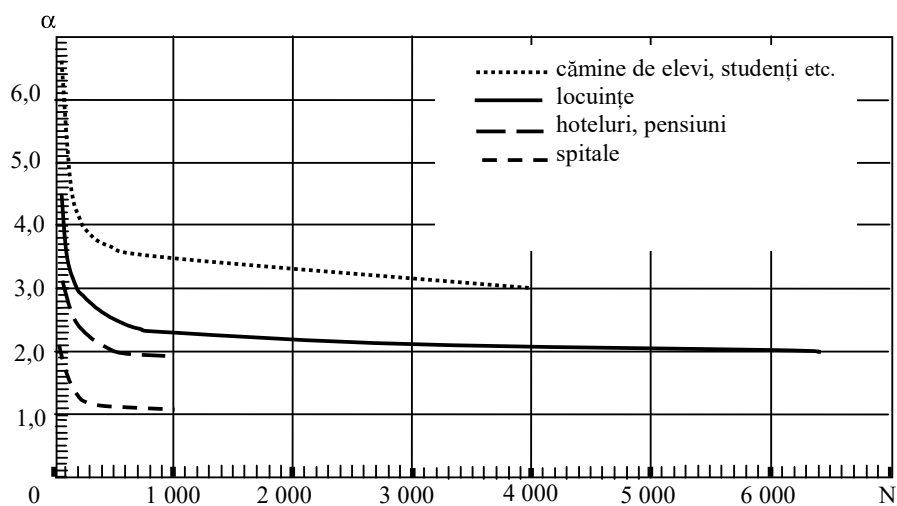
**Temperatura apei reci încălzită  $t_{ar}$**  depinde de sursa de apă și de anotimp, având valori între  $+5^\circ\text{C}$  (iarna) și  $+15^\circ\text{C}$  (vara), ca medie anuală considerându-se valoarea de  $+10^\circ\text{C}$ .

**Debitul nominal (maxim) de apă caldă de consum  $G_{acc}^C$**  se poate determina prin două metode: una bazată pe cunoașterea gradului de neuniformitate a consumului și alta bazată pe echivalenții de consum.

Conform metodei bazate pe cunoașterea gradului de neuniformitate a consumului, debitul nominal (maxim) de apă caldă de consum  $G_{acc}^C$  este dat de:

$$G_{acc}^C = \sum_i \frac{\alpha_i \cdot G_{z,i} \cdot N_i}{\tau} \quad (2.35)$$

unde:  $\alpha_i$  este coeficientul de neuniformitate orară a consumului de apă caldă de tip „i” (v. fig. 2.15.);  $G_{z,i}$  – consumul zilnic de apă caldă de tip „i” pentru o persoană, în l/pers.zi (v. tabelul 2.9);  $N_i$  – numărul de consumatori de apă caldă de consum de tip „i”;  $\tau$  – durata zilnică de alimentare cu apă caldă de consum, în h/zi (în mod curent  $17 \div 24$  h/zi).

Fig. 2.15. Valoriile coeficientului de neuniformitate orară  $\alpha$ .

**Consumul zilnic de apă caldă al unei persoane, pentru  
diverși consumatori –  $G_{z,i}$ , în l/pers.zi [2.9]**

Tabelul 2.9

Destinația clădirii	Consumul specific
Locuințe	110 ÷ 130
Hoteluri, pensiuni:	
– cu dușuri în grupuri sanitare	60 ÷ 80
– cu căzi de baie la 25% din camere	80 ÷ 100
– cu căzi de baie la 75% din camere	100 ÷ 160
– cu căzi de baie la toate camerele	160 ÷ 200
Cămine de elevi, studenți etc.:	
– cu dușuri comune	40 ÷ 50
– cu dușuri comune, cantină și spălătorie	50 ÷ 60
Spitale, sanatorii etc.:	
– cu căzi de baie și dușuri montate în grupuri sanitare	100 ÷ 130
– cu cadă de baie în fiecare cameră	130 ÷ 200
– cu cadă de baie în fiecare cameră și tratamente balneologice	200 ÷ 250
Consumurile includ și cele pentru cantină și spălătorie	
Policlinici, dispensare	3
Creșe, grădinițe	50

O altă metodă de estimare a debitului nominal (maxim) de apă caldă de consum  $G_{acc}^c$  este aceea bazată pe echivalenții de consum, prezentată amănunțit în SR 1478/90 (v. tabelele 2.10÷2.12).

**Debitul nominal (maxim) de apă caldă de consum  $G_{acc}^C$  – l/s [2.9]**

Tabelul 2.10

Destinația clădirii	Relația de calcul a debitului	Coefficientul „c”	Domeniu de aplicare
Locuințe	$G_{acc}^C = b \cdot (a \cdot c \cdot \sqrt{E} + 0,004 \cdot E)$	1	$E \geq 1,0$
Hoteluri, pensiuni – cu grupuri sanitare – cu căzi de baie în camere	$G_{acc}^C = a \cdot b \cdot c \cdot \sqrt{E}$	2,5	$E \geq 6,0$
Cămine de elevi, studenți		1,6	$E \geq 2,0$
Spitale, sanatorii		3,0	$E \geq 9,0$
Policlinici, dispensare		2,0	$E \geq 4,0$
Creșe, grădinițe		1,4	$E \geq 1,65$
		1,2	$E \geq 1,4$

**Valorile coeficientului „a” [2.9]**

Tabelul 2.11

Regimul de livrare a apei calde [h/zi]	24	17	14	10	6
Coefficientul „a”	0,15	0,17	0,20	0,23	0,25

**Valorile coeficientului „b” [2.9]**

Tabelul 2.12

Temperatura apei calde [°C]	60	50	45
Coefficientul „b”	0,7	0,9	1,0

În tabelul 2.10 „E” reprezintă suma echivalențelor punctelor de consum de apă caldă (vezi tabelul 2.13). În cazul particular al locuințelor, suma echivalențelor punctelor de consum poate fi estimată cu relația (2.36):

$$E \cong N_{ap,e} \cdot E_0 \quad , \quad (2.36)$$

în care  $N_{ap,e}$  este numărul de apartamente echivalente din locuința sau zona respectivă;  $E_0$  – suma echivalențelor punctelor de consum de apă caldă dintr-un apartament echivalent ( $E_0 \cong 2,35$ ). În cazul unui număr relativ mare de apartamente (peste 500) se poate considera cu suficientă precizie  $N_{ap,e} \cong N_{ap}$ , unde  $N_{ap}$  este numărul total real de apartamente (indiferent de numărul de camere).

## Echivalenții diferitelor puncte de consum de apă caldă [2.9]

Tabelul 2.13

Denumirea punctului de consum	Echivalentul (E)
Baterii pentru:	
– spălător sau chiuvetă Dn 15	1,0
– spălător Dn 20	1,5
– baie Dn 15	1,0
– duș flexibil Dn 15	0,5
– duș Dn 15	1,0
– lavoar Dn 15	0,35
Robinete pentru:	
– spălător Dn 15	1,0
– spălător Dn 20	1,5
– chiuvetă Dn 15	1,0
– lavoar Dn 15	0,35
– rezervor de closet Dn 10	0,5

## 2.5.2. Variațiile consumului de căldură pentru alimentarea cu apă caldă de consum

Principalele variații analizate ale consumului de căldură pentru alimentarea cu apă caldă sunt în funcție de temperatura exterioară și cele diurne (în decursul unei zile).

Conform relației (2.31), consumul de căldură pentru alimentarea cu apă caldă de consum nu depinde direct de temperatura exterioară, dependența de aceasta este indirectă, prin intermediul temperaturii apei reci  $t_{ar}$ . Modul în care variază temperatura apei reci  $t_{ar}$  în funcție de temperatura exterioară depinde esențial de tipul sursei de apă rece. În cazul în care apa rece provine din captări de suprafață (cazul cel mai des întâlnit în alimentările centralizate cu căldură ale marilor aglomerări urbane), se poate considera că temperatura apei reci se modifică sezonier cu temperatura exterioară ( $+5^{\circ}\text{C}$  – iarna și  $+15^{\circ}\text{C}$  – vara), rezultând variația aproximativă prezentată în fig. 2.16. Se consideră că temperatura apei reci se modifică la trecerea de la sezonul de vară la cel de iarnă (de încălzire) când temperatura exterioară ia valoarea  $t_e^x$ , care stabilește limitele perioadei de încălzire (cca.  $+12^{\circ}\text{C}$ ).

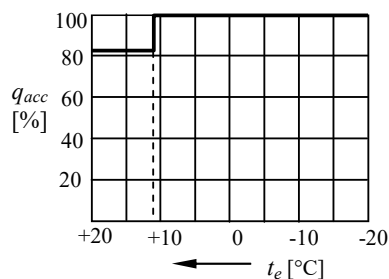
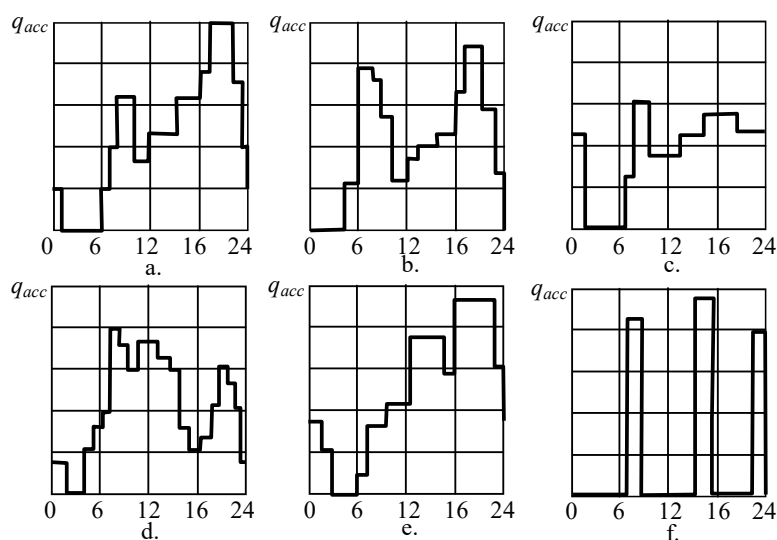


Fig. 2.16. Variația consumului de căldură pentru alimentarea cu apă caldă de consum în funcție de temperatura exterioară.

În cazul în care apa rece provine din captări de adâncime (puțuri), temperatura acesteia este practic constantă în cursul anului (la cca.  $+10^{\circ}\text{C}$ ) și consumul de căldură pentru alimentarea cu apă caldă de consum  $q_{acc}$  este practic invariabil cu temperatura exterioară.

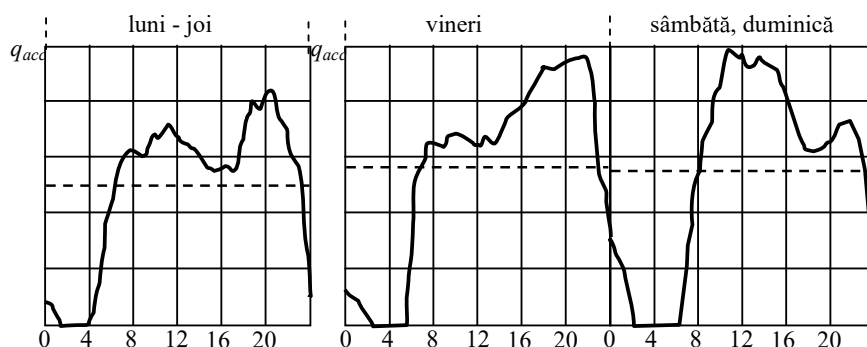
Variațiile diurne ale consumului de căldură pentru alimentarea cu apă caldă de consum  $q_{acc}$  se datorează variațiilor diurne ale debitului de apă caldă consumat. Ele depind în mod esențial de tipul consumatorului de apă caldă de consum după cum rezultă din fig. 2.17.



**Fig. 2.17.** Variațiile diurne ale consumului de căldură pentru prepararea apei calde de consum, pentru diverse tipuri de consumatori: a – clădiri de locuit; b – cămine; c – hoteluri; d – spitale; e – restaurante; f – întreprinderi industriale funcționând în trei schimburi.

Pentru un consumator izolat, variațiile consumului pot fi foarte mari (v. fig. 2.17.), în timp ce pentru mai mulți consumatori variațiile se atenuază datorită nesimultaneității consumurilor și a capacității de acumulare a căldurii în sistemul de transport și distribuție (capacitate naturală și/sau special instalată) – vezi fig. 2.18.



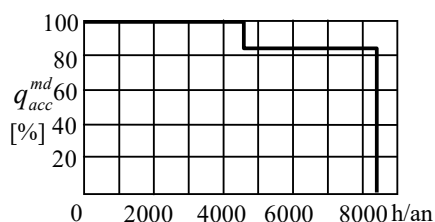


**Fig. 2.18.** Variația consumului de căldură pentru alimentarea cu apă caldă de consum în zilele săptămânii, pentru un punct termic urban.

### 2.5.3. Curbele clasate ale consumului de căldură pentru prepararea apei calde de consum. Estimarea consumului anual

Construirea unor curbe clasate ale valorilor momentane ale consumului de apă caldă de consum nu este posibilă decât prin clasarea unor valori înregistrate în funcționare pentru consumatori existenți.

Având în vedere regimurile reale de livrare a căldurii folosită pentru prepararea apei calde de consum și efectele capacității de acumulare a căldurii în sistem (capacitate naturală sau instalată special), se obișnuiește să se lucreze cu curbe clasate ale valorilor medii zilnice, care se construiesc ușor (fig. 2.19.) și sunt concludente pentru acest tip de consum.



**Fig. 2.19.** Curba clasată anuală a consumurilor medii zilnice de căldură pentru alimentarea cu apă caldă de consum.

Durata anuală de alimentare cu apă caldă de consum este:

$$\tau_{acc} = 8760 - \tau_R \quad , \quad (2.37)$$

în care  $\tau_R$  este durata anuală a perioadei de revizie și reparații a instalațiilor de producere și livrare a apei calde de consum (cca. 15 ÷ 30 zile/an), deci  $\tau_{acc} \cong 8000 \div 8400$  h/an.

Între valoarea medie zilnică a consumului de căldură pentru alimentarea cu apă caldă de consum și valoarea sa maximă există relația:

$$\frac{q_{acc}^{md}}{q_{acc}^C} = \mu = \frac{1}{\delta} \quad , \quad (2.38)$$

unde  $\mu$  este gradul de aplatizare a curbei zilnice de variație a consumului de apă caldă de consum, iar  $\delta$  este gradul de neuniformitate a acestuia (v. fig. 2.15.).

Pentru cele mai multe sisteme centralizate de alimentare cu căldură, consumatorii majoritari sunt locuințele, ca urmare, cu suficientă precizie se poate scrie:

$$\mu_{acc} = \frac{q_{acc}^{md}}{q_{acc}^C} \cong 0,45 \div 0,5 \quad , \quad (2.39)$$

Relația (2.39) este valabilă pentru un număr de locuitori alimentați cu căldură de  $N \geq 1000$  loc. (v. fig. 2.15.), respectiv pentru un număr de apartamente,  $N_{ap} \geq 400$ .

Consumul anual de căldură pentru alimentarea cu apă caldă poate fi estimat cu relația:

$$Q_{acc}^a = q_{acc}^{mdi} \cdot \tau_i + q_{acc}^{mdv} \cdot (\tau_{acc} - \tau_i) \quad , \quad (2.40)$$

în care  $q_{acc}^{mdi}$ ,  $q_{acc}^{mdv}$  sunt consumurile de căldură medii zilnice pentru prepararea apei calde de consum în perioada de iarnă, respectiv de vară;  $\tau_i$  și  $\tau_{acc}$  duratele perioadelor de iarnă, respectiv de alimentare cu apă caldă. Între consumurile de căldură medii zilnice pentru prepararea apei calde de consum în perioada de iarnă, respectiv de vară există relația:

$$\frac{q_{acc}^{mdi}}{q_{acc}^{mdv}} = \frac{t_{acc}^C - t_{ar}^i}{t_{acc}^C - t_{ar}^v} \quad , \quad (2.41)$$

mărimile care intervin fiind definite anterior. Înlocuind în relația (2.40) și ținând cont de relația (2.39), se obține:

$$\begin{aligned} Q_{acc}^a &= \left[ \tau_i + \frac{t_{acc}^C - t_{ar}^v}{t_{acc}^C - t_{ar}^i} \cdot (\tau_{acc} - \tau_i) \right] \cdot q_{acc}^{mdi} \cong \\ &\cong (0,45 \div 0,5) \cdot \left[ \tau_i + \frac{t_{acc}^C - t_{ar}^v}{t_{acc}^C - t_{ar}^i} \cdot (\tau_{acc} - \tau_i) \right] \cdot q_{acc}^C \quad , \quad (2.42) \end{aligned}$$

## 2.6. Consumul de căldură tehnologic

Consumul de căldură tehnologic reprezintă acel consum de căldură făcut pentru obținerea unei producții industriale.

Spre deosebire de consumurile de căldură analizate anterior și care se caracterizau practic printr-un singur nivel de temperatură impus de consumatori (temperaturi interioare apropiate în domeniul 16 – 22°C, respectiv temperaturi ale apei calde de consum de cca. 60°C), consumul de căldură tehnologic prezintă o mare diversitate în ceea ce privește nivelul de temperatură cerut.

O altă deosebire față de consumurile analizate anterior o constituie natura agentului termic cerut pentru transportul și distribuția căldurii. Consumatorii de căldură pentru încălzire, ventilare, climatizare și alimentarea cu apă caldă nu impun utilizarea unui anumit agent termic pentru transportul și distribuția căldurii, putând fi folosită atât apa (caldă sau fierbinte), cât și aburul. Hotărârea privind natura și parametrii agentului termic de transport și distribuție este o problemă de natură pur economică. Consumatorii de căldură tehnologici impun (cu mici excepții) drept agent termic aburul, acesta permițând:

- obținerea, prin reglaj local (laminare), a unei game foarte largi de niveluri de temperatură cerute de aceștia;
- realizarea unor temperaturi uniforme pe suprafețele de schimb de căldură (aburul transferă căldură prin modificarea stării de agregare-condensare) impuse de desfășurarea majorității proceselor tehnologice;
- minimizarea suprafețelor de schimb de căldură (a investițiilor în aparatele consumatoare), coeficienții de transfer de căldură la condensare având valori ridicate.

### 2.6.1. Determinarea consumurilor de căldură tehnologice

Datorită diversității proceselor tehnologice și soluțiilor tehnice de realizare a instalațiilor consumatoare de căldură respective nu se pot stabili relații analitice cu valabilitate generală, care să permită determinarea valorii consumurilor de căldură tehnologice. În practică, acestea se pot obține:

- pentru calculele care impun un anumit grad de precizie, numai pe baza bilanțurilor energetice de proiect ale instalațiilor respective;
- pentru calcule orientative, pe baza indicilor de consum medii, rezultați din exploatarea unor instalații tehnologice existente similare.

Consumul tehnologic total al unui consumator sau al unei zone mai întinse se determină cu relația:

$$q_t^C = \sum_{i=1}^n \beta_i \cdot q_{t,i}^C \quad , \quad (2.43)$$

în care  $\beta_i$  sunt coeficienții de simultaneitate ai consumurilor componente ( $\beta_i \leq 1$ ). Valorile acestor coeficienți se obțin din experiența exploatarei unor instalații tehnologice existente similare.

### 2.6.2. Variațiile consumurilor de căldură tehnologice

Variațiile consumurilor de căldură tehnologice depind esențial de natura și desfășurarea (organizarea) proceselor tehnologice; dependența lor de temperatura exterioară fiind foarte redusă (excepție face consumul de căldură al serelor). O altă caracteristică a consumurilor de căldură tehnologice o constituie inerția termică foarte redusă a instalațiilor consumatoare, ceea ce impune, în lipsa unor instalații de acumulare, alimentarea continuă, la valoarea cerută de proces a consumului (fără reduceri).

În cursul unei zile, consumurile de căldură tehnologice pot varia esențial în funcție de numărul și încărcarea schimburilor, iar în timpul unui schimb în funcție de procesul consumator.

Consumurile de căldură tehnologice pot prezenta variații zilnice diferite în de cursul zilelor lucrătoare ale săptămânii, fără să apară diferențe mari între valorile consumurilor zilnice (ale valorilor medii zilnice). De asemenea, nu se constată diferențe esențiale între valorile consumurilor medii zilnice înregistrate în perioadele de iarnă față de cele de vară.

### 2.6.3. Curbele clasate ale consumurilor de căldură tehnologice

Curbele clasate ale consumurilor de căldură tehnologice se pot construi prin prelucrarea statistică a valorilor măsurate.

Duratele anuale de funcționare ale consumatorilor de căldură tehnologice sunt de regulă mult mai mari decât în cazul consumurilor analizate anterior, putând ajunge la  $\tau_{f,t} = 8200 \div 8500$  h/an pentru instalații bine întreținute și cu revizii suficiente. De asemenea, duratele anuale de utilizare a debitelor nominale de căldură  $q_t^c$  au valori ridicate, cele mai mici fiind  $\tau_{u,t} = 4000 \div 5000$  h/an în industria alimentară și textilă,  $\tau_{u,t} = 6000 \div 6500$  h/an în industria prelucrătoare a țesăturii și pot atinge  $\tau_{u,t} = 7000$  h/an în industria chimică.

Curbele clasate ale consumurilor de căldură tehnologice pot fi estimate cu relația analitică aproximativă:

$$q_t = q_t^c \cdot [1 - (1 - d_t)] \cdot \left( \frac{\tau}{\tau_{f,t}} \right)^{\frac{\mu_t - d_t}{1 - d_t}}, \quad (2.44)$$

unde  $q_t^c$  este debitul nominal de căldură cerut de consumatorul tehnologic;  $d_t$  – valoarea minimă relativă a consumului ( $d_t = q_t^{\min} / q_t^c$ );  $\mu_t$  – gradul de aplatizare a curbei clasate ( $\delta_t = q_t^{md} / q_t^c$ );  $\tau$  – timpul curent; iar  $\tau_{f,t}$  – durata anuală a cererii de căldură a consumatorului tehnologic.

## 2.7. Consumul de căldură pentru sere

Consumul de căldură pentru sere are un dublu caracter: din punctul de vedere al scopului urmărit este un consum de căldură tehnologic, iar din punctul de vedere al nivelului de temperatură cerut, al modului de variație în funcție de temperatura exterioară și în timp este un consum de căldură pentru încălzire.

Serele sunt o serie de construcții ușoare, realizate practic din elemente de construcție transparente, cu inerție termică foarte mică, în interiorul cărora se realizează și se menține un microclimat dirijat, în funcție de natura și gradul de dezvoltare a culturii agricole din interior. Factorii de microclimă care trebuie controlați în interiorul unei sere sunt: temperatura și umiditatea aerului, a solului și iluminarea. În serele de tip industrial, din considerente economice, nu se pot

controla toți factorii, ci numai o parte, respectiv temperatura și umiditatea aerului și a solului.

### 2.7.1. Determinarea consumurilor de căldură pentru sere

Calculul consumului de căldură pentru sere are la bază bilanțul termic al unei sere încălzite. El este dat de relația:

$$q_{pt} + q_{pi} = q_i + q_d + q_r \quad , \quad (2.45)$$

unde  $q_{pt}$  sunt pierderile de căldură prin transmisie (în special prin convecție) prin elementele exterioare de construcție;  $q_{pi}$  – pierderile de căldură corespunzătoare încălzirii aerului pătruns în sera respectivă prin neetanșeitățile elementelor de construcție;  $q_s$  – cantitatea de căldură introdusă de instalația de încălzire a serei;  $q_d$  – cantitatea de căldură provenită de la degajările interioare de căldură; iar  $q_r$  – cantitatea de căldură introdusă de radiația solară.

Grupând corespunzător termenii din relația (2.45), se obține valoarea consumului de căldură pentru sere:

$$q_s = q_{pt} + q_{pi} - (q_d + q_r) \quad , \quad (2.46)$$

În România, standardul SR 1907 - 3/1997 recomandă o metodologie de determinare a consumului de căldură maxim (de calcul) pentru sere, care are la bază rel. (2.46). Având în vedere că dimensionarea instalațiilor trebuie făcută pentru condițiile cele mai dezavantajoase de funcționare, consumul de căldură de calcul al unei sere se stabilește pentru  $q_d \cong q_r \cong 0$ , fiind dat de:

$$q_s^c = [0,44 \cdot S + (0,41 + 1,26 \cdot k_c) \cdot S_G] \cdot (t_i^c - t_e^c) \quad , \quad (2.47)$$

în care  $S$  este suprafața terenului pe care este amplasată sera;  $S_G$  – suprafața geamurilor serei;  $k_c$  – coeficientul total de transfer termic al serei neetanșe (ține cont și de pătrunderile de aer din exteriorul serei);  $t_i^c$  – temperatura interioară de calcul (funcție de natura și gradul de dezvoltare a culturii agricole din interior); iar  $t_e^c$  – temperatura exterioară de calcul (aceeași ca pentru încălzire – vezi SR 1907 – 1/1997).

Coeficientul total de transfer termic al serei neetanșe  $k_c$  se determină cu relația:

$$k_c = \frac{\alpha_i \cdot \alpha_e}{\alpha_i + \alpha_e} + k_p \cdot \left( \frac{\alpha_i \cdot \alpha_e}{\alpha_i + \alpha_e} \right)^n \cdot \frac{h_i - h_e}{t_i^c - t_e^c} \cong \frac{\alpha_i \cdot \alpha_e}{\alpha_i + \alpha_e} + 0,26 \cdot k_p \cdot \left( \frac{\alpha_i \cdot \alpha_e}{\alpha_i + \alpha_e} \right)^n \quad , \quad (2.48)$$

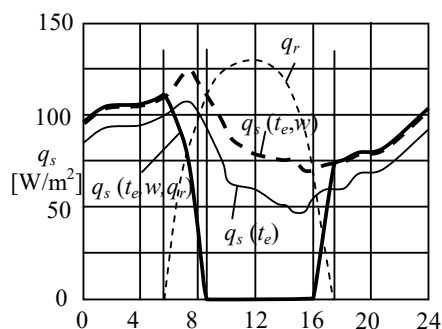
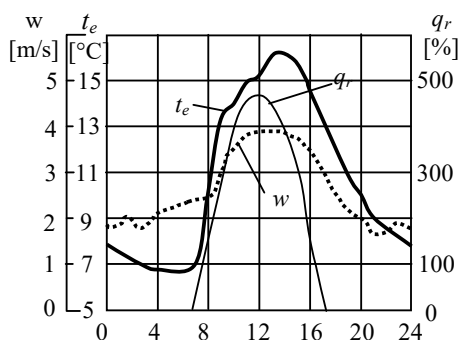
unde  $\alpha_i$ ,  $\alpha_e$  sunt coeficienții de transfer de căldură prin convecție în interiorul, respectiv în exteriorul serei (v. SR 1907 – 3/1997);  $k_p$  – coeficientul de penetrație ( $k_p = 0,1$  pentru sere etanșe și  $k_p = 0,23$  pentru sere neetanșe);  $n$  – coeficientul de etanșeitate a serei ( $n = 1,7$  pentru sere etanșe și  $k_p = 2,0$  pentru sere neetanșe);  $h_i$ ,  $h_e$  – entalpiile aerului interior, respectiv exterior (la temperaturile  $t_i^c$  și  $t_e^c$ ).

### 2.7.2. Variațiile consumului de căldură pentru sere

În alte regimuri decât cel de calcul, aporturile de căldură datorate radiației solare  $q_r$  și degajărilor interioare de căldură  $q_d$ , nu mai pot fi neglijate deoarece:

- în cazul serelor suprafața geamurilor este foarte mare;
- concomitent cu radiația solară, pentru accelerarea fotosintezei este necesară îmbogățirea microclimatului interior cu bioxid de carbon, obținut de regulă prin arderea de mangal, deci cu degajări importante de căldură.

Ca urmare, din pierderile de căldură ale serei, determinate cu o relație similară rel. (2.46), dar scrisă pentru temperaturi exterioare mai ridicate, trebuie scăzute aporturile de căldură datorate în special radiației solare, care nu mai poate fi neglijată. Înregistrările făcute de Institutul meteorologic au arătat că în condițiile țării noastre, în anotimpurile de tranziție, imediat după perioade cu temperaturi scăzute și vânt cu viteze mari, au apărut perioade cu temperaturi mai ridicate, fără vânt și cu o insolație puternică (fig.2.20.), provocând reduceri bruște sau chiar dispariții ale consumului de căldură pentru sere (fig. 2.21.).



**Fig. 2.20.** Variațiile într-o zi din perioada de tranziție a factorilor de climat exterior:  $t_e$ ,  $w$  și  $q_r$ .

**Fig. 2.21.** Variațiile într-o zi din perioada de tranziție a consumului de căldură al serelor.

Elementele climatologice exterioare accidentale (precipitații sub diverse forme) pot conduce la fenomene complexe de schimb de căldură, care conduc la modificarea sensibilă a consumului momentan de căldură al serelor. Pentru a asigura microclimatul interior impus de dezvoltarea corespunzătoare a culturilor din seră, este necesar să se cunoască influența fiecărui element climatologic exterior accidental și probabilitatea simultaneității lui cu ceilalți factori de climat exterior, pentru reglarea corespunzătoare a instalațiilor de încălzire a serelor.

Datorită perioadelor de întrerupere a alimentării cu căldură a serelor în anotimpurile de tranziție (la apariția radiației solare puternice – vezi fig. 2.21.), curbele clasate ale consumului de căldură  $q_s$  se pot construi prin prelucrarea statistică a datelor înregistrate în funcționarea serelor existente. Este posibilă și o estimare folosind o relație analitică aproximativă similară rel. (2.44).

Curba clasată a consumului de căldură pentru sere este prezentată în fig. 2.22. Este de observat că durata de funcționare este mai mare decât în cazul încălzirii, aceasta datorându-se rezistenței și inerției termice mult mai reduse a serelor decât a clădirilor obișnuite.

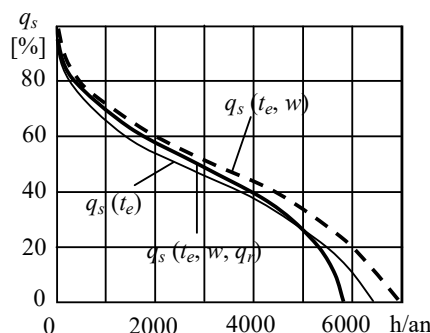


Fig. 2.22. Curba clasată anuală a consumului de căldură pentru sere.

## 2.8. Sarcina termică a SAC

Prin „sarcina termică a SAC” se înțelege totalitatea cererilor (consumurilor) de căldură ale consumatorilor unui sistem de alimentare cu căldură.

### 2.8.1. Structura sarcinii termice a SAC

În cazul cel mai general, sarcina termică a unui SAC are structura din relația (2.49):

$$Q_{SAC} = Q_i + Q_v + Q_{cl} + Q_s + Q_{acc} + Q_t \quad , \quad (2.49)$$

în care  $Q_i$  este consumul de căldură – c.c. – pentru încălzirea incintelor;  $Q_v$  – c.c. pentru ventilarea incintelor;  $Q_{cl}$  – c.c. pentru climatizarea spațiilor;  $Q_s$  – c.c. pentru sere legumicole și/sau floricole;  $Q_{acc}$  – c.c. pentru prepararea apei calde de consum (a.c.c.) în scopuri sanitare și/sau menajere;  $Q_t$  – c.c. în scopuri tehnologice, pentru realizarea diverselor produse cu caracter – în general – industrial.

Ținându-se seama de destinația consumurilor de căldură ale SAC, prezentate în relația (2.49) și de principalele elemente care le caracterizează, se poate spune:

$$Q_{SAC} = Q(\text{climat.}) + Q(\text{independ. climat.}) \quad , \quad (2.50)$$

în care  $Q(\text{climat.})$  reprezintă suma c.c. dependente de condițiile climaterice și  $Q(\text{independ. climat.})$  sunt c.c. care nu depind de condițiile climaterice.

Plecându-se de la relația (2.49), se poate deci scrie:

$$Q(\text{climat.}) = Q_i + Q_v + Q_{cl} + Q_s \quad (2.51)$$

și

$$Q(\text{independ. climat.}) = Q_{acc} + Q_t \quad . \quad (2.52)$$

## Cuprins capitolul 2 (continuare II)

2.3.4. Curbele clasate ale consumului de căldură pentru ventilare. Estimarea consumului anual	35
2.4. Consumul de căldură pentru climatizare	36
2.5. Consumul de căldură pentru alimentarea cu apă caldă de consum	36
2.5.1. Stabilirea debitului de căldură necesar alimentării cu apă caldă de consum	37
2.5.2. Variațiile consumului de căldură pentru alimentarea cu apă caldă de consum	40
2.5.3. Curbele clasate ale consumului de căldură pentru prepararea apei calde de consum. Estimarea consumului anual	42
2.6. Consumul de căldură tehnologic	43
2.6.1. Determinarea consumurilor de căldură tehnologice	44
2.6.2. Variațiile consumurilor de căldură tehnologice	44
2.6.3. Curbele clasate ale consumurilor de căldură tehnologice	45
2.7. Consumul de căldură pentru sere	45
2.7.1. Determinarea consumurilor de căldură pentru sere	46
2.7.2. Variațiile consumului de căldură pentru sere	47
2.8. Sarcina termică a SAC	48
2.8.1. Structura sarcinii termice a SAC	48



C.c. din relația (2.51) depind de condițiile climaterice, având un caracter sezonier ( $Q_i$ ,  $Q_v$ ,  $Q_s$  sunt caracteristice perioadei de iarnă), iar  $Q_{cl}$  este un consum de căldură caracteristic perioadei de vară.

C.c. din relația (2.52), practic, nu depind de condițiile climaterice. Ele au caracter permanent în cursul anului, sau sezonier, în funcție strictă de natura consumatorului.

Ca urmare a caracterului sezonier și a faptului că unele consumuri pot avea un caracter intermitent chiar în cursul sezonului respectiv (cazul lui  $Q_v$  și  $Q_{cl}$ ), plecând de la relațiile (2.49) și (2.50), structura sarcinii termice a SAC, se poate considera, în funcție de cele două sezoane anuale caracteristice – iarnă/vară –, dată de:

– iarna:

$$Q_{SAC}^i = Q_i + Q_v + Q_s + Q_a^i + Q_t^i \quad , \quad (2.53)$$

– vara:

$$Q_{SAC}^v = Q_{cl} + Q_a^v + Q_t^v \quad , \quad (2.54)$$

unde  $Q_a^i$ ,  $Q_a^v$  reprezintă c.c. pentru prepararea apei calde iarna, respectiv vara;  $Q_t^i$ ,  $Q_t^v$  – c.c. în scopuri tehnologice iarna, respectiv vara.

Sarcina termică a sursei/surselor de căldură care asigură alimentarea cu căldură a SAC, este dată de relația generală:

$$Q_{SC} = Q_{SAC} + Q_{rt} \quad , \quad (2.55)$$

unde  $Q_{rt}$  reprezintă pierderile de căldură în sistemul de transport și distribuție a căldurii.

Ținându-se seama de cele două perioade anuale specifice, relația generală (2.50) conduce la:

– iarna:

$$Q_{SC}^i = Q_{SAC}^i + Q_{rt}^i \quad , \quad (2.56)$$

– vara:

$$Q_{SC}^v = Q_{SAC}^v + Q_{rt}^v \quad , \quad (2.57)$$

unde  $Q_{rt}^i$  și  $Q_{rt}^v$  reprezintă pierderile de căldură ale rețelei termice de transport și distribuție, în perioada de iarnă, respectiv de vară.

Legăturile dintre sarcina termică a sistemelor de alimentare cu căldură și cantitățile de căldură livrate de sursele de căldură sunt determinate și de natura agentului termic folosit pentru transportul și distribuția căldurii: apă (caldă sau fierbinte) sau abur.

**În cazul agentului termic apă**, consumurile de căldură acoperite sunt de regulă: încălzirea, ventilarea, alimentarea cu apă caldă de consum, serele și eventualele instalații de climatizare bazate pe instalațiile frigorifice cu absorbție.

Între sarcina termică a unui astfel de sistem de alimentare cu căldură și consumurile de căldură acoperite apar diferențe atât de ordin cantitativ, cât și calitativ. Diferențele de ordin cantitativ se explică prin:

- pierderile de căldură, care apar la transportul și distribuția căldurii;
- efectele compensatoare datorate inerției termice a sistemului de transport și distribuție, inerției termice a clădirilor, precum și a eventualelor instalații de acumulare a căldurii prevăzute special în sistemul de alimentare cu căldură;
- aplicarea unor regimuri de livrare a căldurii favorabile din punct de vedere tehnico-economic sau electroenergetic.

Diferențele de ordin calitativ se explică prin:

- pierderile de presiune și căderile de temperatură (asociate pierderilor de căldură), care apar la transportul și distribuția căldurii;
- diferențele de temperatură necesare transferului de căldură în instalațiile consumatoare;
- considerente legate de optimizarea tehnico-economică a transportului și distribuției căldurii.

Din cele expuse mai sus rezultă că sarcina termică a unui sistem de alimentare cu căldură livrată sub forma de apă și consumurile de căldură acoperite nu există o legătură rigidă, caracteristică producerii și consumului energiei electrice. De aceea, sarcina termică livrată sub formă de apă va fi studiată în continuare în condițiile unei perfecte concordanțe între căldura necesară și cea livrată în decursul unei zile (24 ore), cu diferențe în ceea ce privește variațiile lor în această perioadă.

**În cazul agentului termic abur**, consumurile acoperite sunt în majoritatea cazurilor cu caracter tehnologic. Între sarcina termică a sistemului de alimentare cu căldură sub formă de abur și consumurile de căldură acoperite apar diferențe atât de ordin cantitativ, cât și calitativ, explicate prin:

- pierderile de presiune și căderile de temperatură (asociate pierderilor de căldură), care apar la transportul și distribuția căldurii;
- diferențele de temperatură necesare transferului de căldură în instalațiile consumatoare;
- efectele compensatoare datorate inerției termice a eventualelor instalații de acumulare a căldurii, prevăzute special în sistemul de alimentare cu căldură;
- considerente legate de optimizarea tehnico-economică a transportului și distribuției căldurii.

Spre deosebire de cazul sistemelor de alimentare cu căldură cu agent termic apă, în cazul acestor sisteme inerția termică a sistemului de transport și distribuție și a instalațiilor consumatoare este foarte redusă și ca urmare regimurilor de livrare a căldurii vor urmări strict regimurile de consum.

### 2.8.2. Calculul valorilor caracteristice ale sarcinii termice a SAC

Prin valorile caracteristice ale sarcinii termice a SAC se înțelege:

– **valorile debitelor de căldură specifice SAC**, pentru diversele regimuri caracteristice: maxime, medii, minime, nominale și/sau de calcul, pentru perioadele sezoniere considerate, iarnă/vară;

– **valorile cantităților de căldură consumate, sezonier (iarnă/vară) și anual**, sau pentru orice alte perioade caracteristice considerate: zi, săptămână, lună etc.

Valorile caracteristice ale diverselor c.c. ce compun sarcina termică a SAC, conform relației (2.49), se stabilesc pe baza celor indicate în [2.1 – 2.4], respectiv în § 2.2.– 2.7.

• **Valoarea de calcul** este o valoare convențională – de referință – a mărimii respective, determinată de așa-zisele „condiții de calcul” – vezi de exemplu la  $q_i^c$ ,  $q_v^c$  etc.

• **Importanța cunoașterii valorilor corecte – reale** – ale c.c. maxime, nominale, sau de calcul, este determinată de faptul că aceste valori stau la baza dimensionării tuturor subansamblelor din amonte ale instalațiilor consumatoare: surse de căldură și sistemul de transport și distribuție a căldurii. Din acest punct de vedere utilizarea în acest scop a unor valori incorecte, vor conduce fie la supradimensionări, fie la subdimensionări:

– **supradimensionarea** subansamblelor componente ale SAC va avea următoarele efecte principale:

a) investiții inițiale mai mari decât cele necesare;

b) funcționarea ulterioară a instalațiilor subansamblelor componente va conduce la o încărcare medie anuală parțială redusă, cu efecte negative asupra randamentelor de funcționare și în final vor conduce la creșterea costurilor specifice aferente producerii, transportului și distribuției căldurii;

– **subdimensionarea** subansamblelor componente ale SAC va conduce la imposibilitatea asigurării consumurilor de căldură, corespunzător condițiilor impuse de consumatori.

• **Principiul stabilirii valorilor maxime, nominale sau/și de calcul este:** „de la simplu la complex”, adică de la fiecare aparat consumator în parte către sursa de căldură, ținând seama de:

– natura și parametrii agenților termici utilizați pentru alimentarea cu căldură a diverșilor consumatori;

– simultaneitatea valorilor maxime ale c.c. componente.

### 2.8.2.1. Valorile maxime, nominale și de calcul

• **Valoarea maximă** reprezintă cea mai mare valoare posibilă – avută în vedere – pentru c.c. considerat. Ea este determinată, pentru fiecare tip de consum, în funcție de elementele caracteristice de care depinde.

• **Valoarea nominală** este asociată în general valorii maxime, când se pune problema stabilirii unei anume capacități instalate sau disponibile.

Pe baza acestor principii, ținându-se seama de structura sarcinii termice a SAC, prezentată în § 2.8.1., valorile maxime ale c.c. vor fi date de:

– pentru perioada de iarnă:

$$q_{SAC}^{M,i} = q_i^M + q_v^M + q_s^M + q_{acc}^{md,i} + q_t^{M,i}, \quad [\text{kW}_t] \quad , \quad (2.58)$$

– pentru perioada de vară:

$$q_{SAC}^{M,v} = q_{cl}^M + q_{acc}^{md,v} + q_t^{M,v}, \quad [\text{kW}_t] \quad , \quad (2.59)$$

– valoarea maximă de dimensionare:

$$q_{SAC}^M = \text{Maximul între } q_{SAC}^{M,i} \text{ și } q_{SAC}^{M,v}, \quad [\text{kW}_t] \quad . \quad (2.60)$$

Relațiile (2.58) și (2.59) se bazează pe următoarele:

a) c.c. pentru încălzire, ventilare și sere, au caracter sezonier – de iarnă – depinzând în principal de aceiași factori climaterici exteriori (temperatura exterioară, viteza vântului, umiditate, radiația solară, etc.) și de factori interiori de microclimă ai incintei consumatorilor respectivi (temperatură interioară, umiditate relativă interioară etc.). De asemenea, c.c. respective variază, practic, în același fel față de variația factorilor climaterici exteriori. Ca urmare, valorile maxime ale fiecărui c.c. în parte, ale consumurilor respective, pot fi considerate simultane, putându-se deci însuma, conform relației (2.58).

b) C.c. pentru prepararea apei calde, practic nu depinde de temperatura exterioară. Ca urmare, valoarea maximă a acestui consum are o mare probabilitate să nu fie simultană cu valorile maxime pentru  $q_i$ ,  $q_v$  și  $q_s$  – iarna, respectiv  $q_{cl}$  – vara. De aceea s-a considerat că valorile medii  $q_{acc}^{md}$  sunt simultane cu valorile maxime ale consumurilor sezoniere: iarna –  $q_{acc}^{md,i}$  cu  $q_i^M$ ,  $q_v^M$  și  $q_s^M$ , vara –  $q_{acc}^{md,v}$  cu  $q_{cl}^M$ .

c) C.c. în scopuri tehnologice, este independent – practic – de condițiile climaterice, putându-se considera deci că valorile maxime aferente sunt simultane cu valorile maxime ale celorlalte c.c. componente.

În ceea ce privește valorile de calcul, relațiile (2.58) și (2.59), devin:

– pentru perioada de iarnă:

$$q_{SAC}^{c,i} = q_i^c + q_v^c + q_s^c + q_{acc}^{md,i} + q_t^{c,i}, \quad [\text{kW}_t] \quad , \quad (2.61)$$

– pentru perioada de vară:

$$q_{SAC}^{c,v} = q_{cl}^c + q_{acc}^{md,v} + q_t^{c,v}, \quad [\text{kW}_t] \quad , \quad (2.62)$$

unde valorile de calcul  $q_i^c$ ,  $q_v^c$ ,  $q_s^c$  și  $q_{cl}^c$  se stabilesc conform standardelor respective în vigoare, iar  $q_t^{c,i}$  și  $q_t^{c,v}$  se determină pentru fiecare caz – consumator – în parte.

Valorile  $q_{acc}^{md}$  se stabilesc ca valori medii zilnice săptămânale ale c.c. pentru prepararea apei calde de consum, plecându-se de la consumurile de calcul stabilite conform standardului.

În general, se pot considera următoarele legături între valorile de iarnă și cele de vară:

$$\frac{q_{acc}^{md,i}}{q_{acc}^{md,v}} \approx \frac{G_{acc}^{md,i}}{G_{acc}^{md,v}} \cdot \frac{t_{acc}^c - t_{ar}^{md,i}}{t_{acc}^c - t_{ar}^{md,v}} \quad (2.63)$$

și

$$q_t^{M,i} \approx q_t^{M,v} \quad (2.64)$$

respectiv

$$q_t^{c,i} \approx q_t^{c,v} \quad (2.65)$$

unde  $G_{acc}^{md,i}$  și  $G_{acc}^{md,v}$  reprezintă valoarea medie, de iarnă și respectiv de vară, a debitului de apă caldă consumată, în kg/s;  $t_{acc}^c$  – temperatura de calcul considerată pentru apa caldă de consum, în °C;  $t_{ar}^{md,i}$  și  $t_{ar}^{md,v}$  – temperatura medie iarna, respectiv vara, considerată pentru apa rece consumată ca apă caldă. În condițiile standardului valabil în România,  $t_{acc}^c = 60^\circ\text{C}$ , iar pentru  $t_{ar}^{md}$  în mod convențional se consideră:  $t_{ar}^{md,i} = +5^\circ\text{C}$  și  $t_{ar}^{md,v} = +15^\circ\text{C}$ .

Valorile maxime (sau de calcul) ale c.c. în scopuri tehnologice se stabilesc pentru fiecare consumator (instalație consumatoare – „j” – în parte ( $q_{t,j}^M$ )). Pentru mai mulți consumatori tehnologici alimentați din același SAC, consumul maxim total ( $q_t^M$ ) se calculează ținându-se seama de consumurile maxime componente ( $q_{t,j}^M$ ) și de simultaneitatea acestora:

$$q_t^M = \sum_{j=1}^n (q_{t,j}^M \cdot \beta_{t,j}^M) \quad [\text{kW}_t] \quad , \quad (2.66)$$

sau

$$q_t^M = \beta_t^M \cdot \sum_{j=1}^n (q_{t,j}^M) \quad [\text{kW}_t] \quad , \quad (2.67)$$

ținându-se seama că:

$$q_t^M \leq \sum_{j=1}^n (q_{t,j}^M) \quad [\text{kW}_t] \quad , \quad (2.68)$$

bazat pe faptul că:

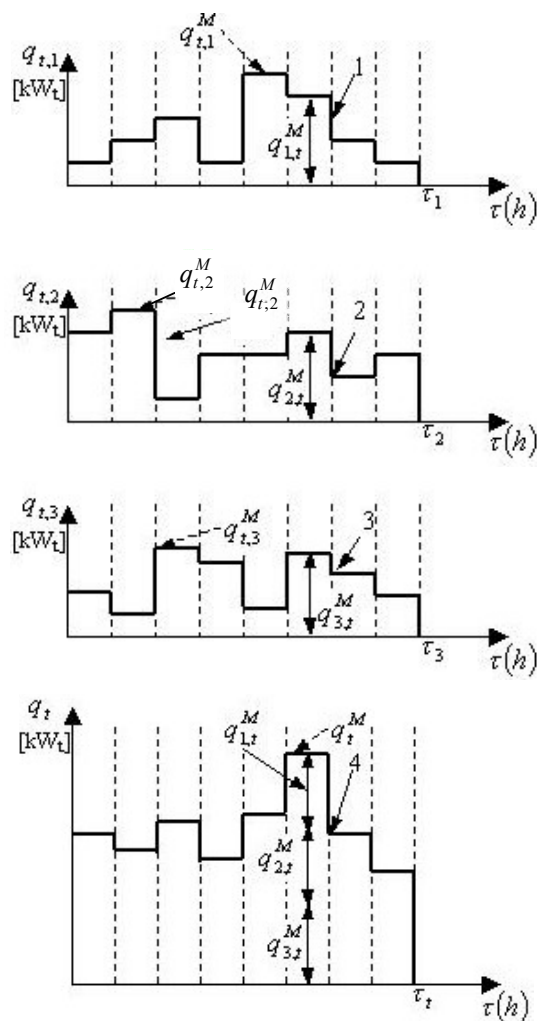
$$\beta_{t,j}^M \leq 1 \quad \text{sau} \quad \beta_t^M \leq 1 \quad (2.69)$$

în care  $\beta_{t,j}^c$  este coeficientul de simultaneitate al consumului maxim ( $q_{t,j}^M$ ) cu consumul total maxim – de calcul – ( $q_t^M$ );  $\beta_t^M$  – coeficientul global de

simultaneitate al consumurilor maxime componente ( $q_{t,j}^M$ ), cu consumul total maxim ( $q_t^M$ ).

În cazul în care consumurile tehnologice ale celor „j” consumatori sunt simultane:  $\beta_{t,j}^M = 1 = \beta_t^M$  și ca urmare  $q_t^M = \sum_{j=1}^n (q_{t,j}^M)$ . Coeficienții de simultaneitate,

$\beta_{t,j}^M$  și respectiv  $\beta_t^M$ , se determină astfel – vezi fig. 2.23. – :



**Fig. 2.23.** Determinarea coeficienților de simultaneitate  $\beta_t$  ai consumurilor maxime, pentru trei consumatori tehnologici:

1,2,3 – curbele de variație simultană a consumurilor celor 3 consumatori; 4 – curba sumă de variație a consumului total:

$q_t = \sum_1^3 (q_{t,j})$ ;  $q_{t,1}^M, q_{t,2}^M, q_{t,3}^M$  – consumurile maxime ale celor 3 consumatori:

$q_t^M$  – consumul total maxim;  $q_{1,t}^M, q_{2,t}^M, q_{3,t}^M$  – participația simultană a celor 3 consumuri, la consumul total maxim  $q_t^M$ .

Pentru cei trei consumatori, cu regimuri diferite (nesimultane) de consum, cererea maximă totală este dată de:

$$q_t^M = \sum_{j=1}^3 q_{t,j}^M \cdot \beta_{t,j}^M = \beta_t^M \sum_{j=1}^3 q_{t,j}^M \quad [\text{kW}_t] \quad . \quad (2.70)$$

Ținându-se seama de curbele și notațiile din fig. 2.23., relația (2.70) se mai poate scrie:

$$q_t^M = \sum_{j=1}^3 q_{t,j}^M \cdot \beta_{t,j}^M = q_{1,t}^M + q_{2,t}^M + q_{3,t}^M = \sum_{j=1}^3 q_{j,t}^M, \quad [\text{kW}_t] \quad , \quad (2.71)$$

Atunci, din partea a doua a relației (2.70) rezultă  $\beta_t^M$ , dat de:

$$\beta_t^M = q_t^M / \sum_{j=1}^3 q_{t,j}^M \quad (2.72)$$

iar din relația (2.71) :

$$\beta_{t,j}^M = q_{j,t}^M / q_t^M \quad . \quad (2.73)$$

Deci,  $\beta_{t,j}^M$  reprezintă „participația simultană” a fiecărui consumator ( $q_{j,t}^M$ ) la consumul maxim total ( $q_t^M$ ).

**Cunoașterea valorilor cât mai corecte ale  $\beta_{t,j}^M$  și/sau  $\beta_t^M$** , așa cum s-a arătat mai sus, este deosebit de importantă, pentru faza de dimensionare a unui SAC. Ea este importantă și în faza unui SAC în funcțiune, unde fie de la an la an, fie din alte cauze, consumurile maxime ale consumatorilor s-au modificat, sau curbele de variație simultană au alte aluri.

Valorile lui  $\beta_{t,j}^M$  și/sau  $\beta_t^M$  se pot determina în mai multe feluri, în funcție de elementele inițiale cunoscute:

a) **pentru un SAC existent**,  $\beta_{t,j}^M$  și/sau  $\beta_t^M$  se pot calcula pe baza cunoașterii valorii maxime totale ( $q_t^M$ ) și a structurii sale ( $q_{j,t}^M$ ), pentru  $\beta_{t,j}^M$ , sau a valorilor ( $q_{j,t}^M$ ), pentru determinarea lui  $\beta_t^M$ .

În general, este mai ușoară determinarea lui  $\beta_t^M$  care presupune numai cunoașterea valorilor înregistrate ale  $(q_t^M)$  și respectiv  $(q_{j,t}^M)$ .

Determinarea valorilor  $\beta_{t,j}^M$  presupune, în mod suplimentar, cunoașterea structurii simultaneității lui  $(q_t^M)$ , adică valorile  $(q_{j,t}^M)$ , ceea ce presupune determinarea prealabilă a simultaneității curbelor de variație a consumurilor componente, sau cel puțin structura valorică a lui  $(q_t^M)$ .

b) **pentru dimensionarea (proiectarea) unui SAC nou**, este mult mai ușoară cunoașterea valorii lui  $\beta_t^M$  :

– fie pe baza datelor de proiect, care în mod normal trebuie să pună la dispoziție valorile respective;

– fie pe baza datelor cunoscute pentru consumatori – cazuri – similare, în funcțiune; similitudinea referindu-se la simultaneitatea consumurilor.

**Valorile orientative** ale lui  $\beta_t^M$  sunt: pentru consumatori cu regim zilnic continuu de funcționare,  $\beta_t^M \approx 0,75 \div 0,80$ , iar pentru cei cu consum intermitent zilnic,  $\beta_t^M \approx 0,6 \div 0,7$ .

### 2.8.2.2. Valorile medii

• **Principiul stabilirii valorilor medii** ale consumurilor de căldură componente constă în:

1. stabilirea „duratei de referință –  $\tau$ ” **pentru care se calculează valoarea medie respectivă**. În cazul mai multor consumuri nesimultane sau/și cu perioade anuale diferite de consum (cazul consumurilor sezoniere), calculul valorilor medii ale consumurilor se face separat pentru cele două/trei sezoane caracteristice: **iarna** (perioada de încălzire, ventilare etc.), **vara** (restul perioadei anului față de perioada de încălzire) și eventual de **intersezon** (perioadele de timp dintre încălzire și climatizare). În orice caz, pentru consumurile aferente aceleiași perioade (sezoniere sau anuale), „durata de referință” pentru calculul valorii medii totale a consumurilor componente **se va considera durata de consum cea mai mare dintre duratele consumurilor respective**.

**Exemplul 1:** este cazul a 3 consumuri pe durata unui an, cu duratele anuale efective ale consumurilor:  $\tau_1, \tau_2, \tau_3$ , în care  $\tau_2 > \tau_3 > \tau_1$ . Durata de referință pentru calculul consumului mediu anual va fi:  $\tau_{1-3} = \tau_2$ .

**Exemplul 2:** este cazul a 3 consumatori, dintre care doi au caracter sezonier: unul numai iarna, cu durata  $\tau_1^i$ , al doilea numai vara, cu durata  $\tau_2^v$ . Al treilea consumator are durata  $\tau_3$  pe tot anul (iarnă și vară). Duratele de referință se vor stabili separat pentru cele două perioade anuale distincte:

– perioada de iarnă:  $\tau^i = \tau_1^i$  ;



– perioada de vară:  $\tau^v = \tau_2^v$  ;

cu condiția ca:  $\tau^i + \tau^v \geq \tau_3$ .

Dacă  $\tau^i + \tau^v < \tau_3$ , atunci se consideră ca referințe:  $\tau^i = \tau_1^i$  și  $\tau^v = \tau_3 - \tau^i$ .

**2. stabilirea simultaneității anuale și/sau sezoniere a consumurilor componente.** Dacă toți consumatorii sunt simultani ca durate de consum pe perioada anului, atunci valoarea medie a consumului total se va determina avându-se în vedere întregul an, cu durata de referință cea mai mare dintre cele ale consumurilor componente – vezi exemplul 1 de mai sus. În cazul în care unii din consumatori au un caracter sezonier, calculul valorii medii a consumului total se va face separat pentru cele 2 perioade sezoniere ale consumurilor componente – vezi exemplul 2 de mai sus.

• **Valoarea medie a consumului**, la nivelul unui SAC, este dată de:

$$q_{SAC}^{md} = \sum_{j=1}^n q_j^{md}, \quad [kW_t], \quad (2.74)$$

în care  $q_j^{md}$  și  $q_{SAC}^{md}$  sunt calculate pentru aceeași durată de referință – „ $\tau$ ”, stabilită în condițiile de mai sus.

### 2.8.2.3. Valorile minime

• **Importanța cunoașterii valorilor corecte – reale – ale c.c. minime** este determinată de faptul că aceste valori indică încărcarea minimă a instalațiilor tuturor subansamblelor componente ale SAC, de la consumatori la sursa/sursele de căldură.

În funcție de starea SAC, valorile minime ale consumului la nivelul SAC condiționează următoarele:

a) **în situația unui SAC existent**, valoarea minimă a consumului ( $q_{SAC}^m$ ) arată care este încărcarea minimă a instalațiilor subansamblelor componente, față de valoarea „minimului tehnic –  $q^{gol}$  – ” a acestora, sub care ele nu mai pot funcționa;

b) **în cazul proiectării unui SAC nou**, valoarea minimă a consumului ( $q_{SAC}^m$ ), determină capacitatea nominală și numărul echipamentelor instalate, de același tip, astfel încât încărcarea acestora să fie peste minimul lor tehnic;

c) **în cazul rețelelor pentru vehicularea agenților termici**, apar niște condiționări tehnice suplimentare, determinate de viteza minimă admisă a fluidului și de o serie de alte fenomene cum ar fi apariția condensării vaporilor, în cazul vehiculării aburului, sau a condensării vaporilor de apă din aer, în cazul vehiculării aerului. În plus, odată cu reducerea debitului de căldură transportată, cresc valorile relative ale pierderilor de căldură, înrăutățind eficiența tehnică și economică a rețelei termice.

• **Principiul stabilirii valorilor minime ale consumurilor**, la nivelul SAC, este același cu cel aplicat în cazul determinării valorilor maxime. Ca urmare valorile minime ale c.c. sunt date de:

– pentru perioada de iarnă:

$$q_{SAC}^{m,i} = q_i^m + q_v^m + q_s^m + q_a^{m,i} + q_t^{m,i}, \quad [\text{kW}_t] \quad , \quad (2.75)$$

– pentru perioada de vară:

$$q_{SAC}^{m,v} = q_{cl}^m + q_a^{m,v} + q_t^{m,v}, \quad [\text{kW}_t] \quad , \quad (2.76)$$

– valoarea minimă-minimă:

$$q_{SAC}^m = \text{minimul între } q_{SAC}^{m,i} \text{ și } q_{SAC}^{m,v}, \quad [\text{kW}_t] \quad , \quad (2.77)$$

Relațiile (2.75) și (2.76) au la bază ipotezele de simultaneitate ale consumurilor minime componente, prezentate și în cazul consumurilor maxime.

În ceea ce privește efectele simultaneității consumurilor minime componente ( $q_j^m$ ), asupra consumului total minim la nivelul SAC ( $q_{SAC}^m$ ), acestea sunt similare – ca tratare – celor avute în vedere la stabilirea valorii maxime ( $q_{SAC}^M$ ):

$$q_{SAC}^m = \sum_{j=1}^n q_{j,SAC}^m \cdot \beta_j^m = \beta^m \cdot \sum_{j=1}^n q_j^m, \quad [\text{kW}_t] \quad , \quad (2.78)$$

în care:  $q_j^m$  reprezintă valorile minime nesimultane ale celor „j” c.c. (în kW<sub>t</sub>);  $q_{j,SAC}^m$  – „participația simultană” a celor „j” consumuri la consumul total minim ( $q_{SAC}^m$ );  $\beta_j^m, \beta^m$  – coeficienții de simultaneitate ai fiecărui consum minim la consumul total minim, respectiv coeficientul global minim de simultaneitate, dați de:

$$\beta_j^m = \frac{q_{SAC}^m}{\sum_{j=1}^n q_{j,SAC}^m} \quad , \quad (2.79)$$

și

$$\beta^m = \frac{q_{SAC}^m}{q_{j,SAC}^m} \quad , \quad (2.80)$$

în care  $\beta_j^m \geq 1$  și  $\beta^m \geq 1$ .

Determinarea practică a valorilor concrete ale lui  $\beta_j^m$  și / sau  $\beta^m$  se face după aceeași metodologie de principiu ca și în cazul valorilor lui  $\beta_j^M$  și / sau  $\beta^M$ .

#### 2.8.2.4. Valorile anuale

Valorile c.c., pentru o perioadă de timp „τ” de referință (zilnică, săptămânală, lunară, sezonieră sau anuală), se determină însumând valorile c.c.

componente pentru perioada respectivă, ținându-se seama de structura la nivel SAC (conform relației generale (2.1) ):

$$Q_{SAC}^{\tau} = Q_i^{\tau} + Q_v^{\tau} + Q_{cl}^{\tau} + Q_s^{\tau} + Q_a^{\tau} + Q_t^{\tau}, [\text{kWh}_t / \tau] \quad (2.81)$$

Cantitatea de căldură livrată de o sursă de căldură (SC) este:

$$Q_{SC}^{\tau} = Q_{SAC}^{\tau} + Q_{rt}^{\tau}, [\text{kWh}_t / \tau] \quad (2.82)$$

unde  $Q_i^{\tau}$ ,  $Q_v^{\tau}$ ,  $Q_{cl}^{\tau}$ ,  $Q_s^{\tau}$ ,  $Q_a^{\tau}$ ,  $Q_t^{\tau}$ ,  $Q_{rt}^{\tau}$  reprezintă cantitățile de căldură respective, pentru perioada  $\tau$  de referință, avută în vedere la calcule.

Determinarea unui c.c.  $Q_j^{\tau}$  pentru o perioadă „ $\tau$ ” de referință se face cu relația următoare, în funcție de elementele de calcul cunoscute:

$$Q_j^{\tau} = \int_0^{\tau} q_j \cdot d\tau = q_j^{md} \Big|_{\tau_j} * \tau_j = q_j^M * \tau_{u,j}^M, [\text{kWh}_t / \tau] \quad (2.83)$$

în care  $q_j$  este valoarea curentă a debitului de căldură al consumatorului „ $j$ ” în  $\text{kWh}_t$ ;  $q_j^{md} \Big|_{\tau_j}$  – valoarea medie pe durata  $\tau_j$  a consumului „ $j$ ”, în  $\text{kWh}_t$ ;  $\tau_j$  – durata consumului „ $j$ ” în h/durata „ $j$ ”;  $\tau_{u,j}^M$  – durata de utilizare a valorii maxime a c.c. „ $j$ ” în h/durata „ $j$ ”.

Valoarea  $q_j^M$  este una din mărimile de bază cunoscute, indiferent de situația de calcul avută în vedere: proiectarea (dimensionarea) SAC, sau existența sa. Valoarea medie a consumului, pe intervalul de timp de referință  $\tau_j$ ,  $q_j^{md}$ , este cunoscută de asemenea indiferent de situația avută în vedere pentru SAC considerat. În cazul în care valoarea  $q_j^{md}$  nu este cunoscută în mod direct, ea se poate determina în raport cu  $q_j^M$ , pentru o situație similară a unui SAC dat. Aceasta presupune cunoscut gradul de neuniformitate  $\delta_j^{\tau_j}$ , sau de aplatisare  $\mu_j^{\tau_j}$ , al unui consum, sau SAC, similar celui analizat, unde:

$$\delta_j^{\tau_j} = \frac{q_j^M}{q_j^{md} \Big|_{\tau_j}} = \frac{\tau_j}{\tau_{u,j}^M} \quad (2.84)$$

și

$$\mu_j^{\tau_j} = \frac{q_j^{md} \Big|_{\tau_j}}{q_j^M} = \frac{1}{\delta_j^{\tau_j}} = \frac{\tau_{u,j}^M}{\tau_j} \quad (2.85)$$

Valorile  $\tau_j$  și  $\tau_{u,j}^M$  se pot cunoaște din datele concrete pentru consumatorul „ $j$ ”, sau se aleg pe baze statistice pentru consumatori asemănători ca tip și regimuri de funcționare.

### 2.8.3. Variația sarcinii termice a SAC

Variația în timp a sarcinii termice a SAC –  $q_{SAC} = f(\tau)$  – reprezintă suma variațiilor consumurilor de căldură componente – conform relației generale (2.49) a structurii SAC – în condițiile simultaneității acestora. Ținând seama de structura generală a  $q_{SAC}$ , rezultă că alura variației consumului de căldură,  $q_{SAC} = f(\tau)$ , depinde de simultaneitatea celor două categorii principale:

a) consumul tehnologic și cel pentru prepararea apei calde de consum, care sunt independente practic de condițiile climatice exterioare și depind numai de condițiile concrete de consum ale consumatorilor respectivi;

b) consumurile sezoniere (de iarnă și respectiv vară) care depind, în principal, de temperatura exterioară și de simultaneitatea cu aceasta a celorlalți factori climatici specifici fiecărui consum în parte, expuși în detaliu în § 2.2 - 2.7.

Pentru stabilirea variației sarcinii termice a SAC –  $q_{SAC} = f(\tau)$  – este necesară, deci, cunoașterea următoarelor elemente:

- 1) structura sarcinii termice  $q_{SAC}$ ;
- 2) curbele de variație simultană, specifice fiecărei categorii de consum component al  $q_{SAC}$ , pe perioadele specifice necesare;
- 3) mărimea consumurilor de căldură componente.

În final, se vor obține curbele simultane ale variației consumurilor de căldură componente și curba sumă  $q_{SAC} = f(\tau)$ , pentru perioadele caracteristice necesare (zile, săptămâni, luni, sezoane, anual).

**Utilitatea cunoașterii curbelor caracteristice de variație a  $q_{SAC}$**  este: pe baza acestor curbe urmează a se stabili regimurile caracteristice de consum, cu efectele asupra funcționării tuturor subsansamblelor SAC, fie în condițiile proiectării, fie în cele ale existenței acestuia.

### 2.8.4. Curbele clasate ale sarcinii termice a SAC

#### 2.8.4.1. Importanța cunoașterii curbei clasate

Importanța cunoașterii curbei clasate a  $q_{SAC}$  constă nu atât prin curba în sine, ca în cazul curbei de variație, ci prin elementele indirecte rezultate pe seama sa, care însă, de la caz la caz, se pot obține și pe baza altor mărimi cunoscute prin calcule. Curba clasată este utilă mai mult sub aspect grafic, pentru că permite interpretarea alurii sale din diverse puncte de vedere.

Ca urmare, curba clasată a sarcinii termice  $q_{SAC}$ , având în vedere pentru clasare, durata  $\tau$  (zilnică, săptămânală, lunară, sezonieră, anuală sau orice altă perioadă caracteristică specifică fiecărui caz concret), permite:

a) **cunoașterea directă** a duratei consumului ( $\tau$ ) avută în vedere și valoarea maximă  $q_{SAC}^M$  a acestuia;

b) **determinarea indirectă – prin calcule** – a:

– **valorii medii**  $q_{SAC}^{med}$ , pe durata de referință  $\tau_{SAC}$  avută în vedere la stabilirea curbei clasate:

$$q_{SAC}^{med} \Big|_{\tau_{SAC}} = \frac{Q_{SAC}}{\tau_{SAC}}, \quad [kW_t] \quad , \quad (2.86)$$

unde:  $Q_{SAC}$  este valoarea cantității de căldură consumată la nivelul SAC (în kWh/perioada  $\tau_{SAC}$ ), în perioada de timp de referință  $\tau_{SAC}$ , unde:

$$Q_{SAC} = \int_0^{\tau_{SAC}} q_{SAC} \cdot d\tau, \quad [kWh/perioada \tau_{SAC}] \quad ; \quad (2.87)$$

– **durata de utilizare**  $\tau_u^M$  **a consumului maxim**  $q_{SAC}^M$ :

$$\tau_u^M = \frac{Q_{SAC}}{q_{SAC}^M}, \quad [h/durata \text{ considerată}] \quad , \quad (2.88)$$

unde  $Q_{SAC}$  este cantitatea de căldură consumată de SAC în perioada  $\tau$  avută în vedere, în kWh/perioada considerată.

Mărimea acestei durate, care are un caracter convențional, arată în cât timp, în cursul perioadei considerate s-ar asigura întregul consum anual  $Q_{SAC}$ , dacă ar rămâne constant la valoarea maximă,  $q_{SAC}^M$ . Astfel se obțin informații asupra gradului de neuniformitate, sau de aplatisare, al consumului respectiv.

#### 2.8.4.2. Metode de obținere a curbei clasate

Metodele de obținere a curbelor clasate ale sarcinii termice a SAC depind de tipul datelor inițiale avute la dispoziție.

• **În cazul unui SAC existent**, curba clasată a sarcinii termice ( $q_{SAC}$ ) pentru o perioadă de referință dorită – cel mai adesea aceea a unui an – se poate obține prin:

a) **prelucrarea statistică a valorilor, înregistrate** la intervale regulate, ale mărimii urmărite, în intervalul de timp dorit. Aceasta înseamnă, de fapt, ordonarea valorilor respective în ordine descrescătoare, în intervalul de timp avut în vedere. Aceasta presupune cunoașterea valorilor mărimii respective, ca valori medii pentru intervalele de timp regulate avute la dispoziție – orare pe intervale de 2-4 ore, zilnice etc.

Cu cât intervalele de timp ale valorilor medii, avute la dispoziție pentru construirea curbei clasate, sunt mai mici, cu atât acuratețea alurii finale a curbei clasate crește. Alegerea intervalului de timp este o problemă de optim între: numărul de date necesare și precizia dorită în obținerea curbei clasate, în funcție de scopul utilizării sale ulterioare;

b) **metoda grafo-analitică de transformare a curbei de variație** a valorilor mărimii urmărite, în intervalul de timp ales, în curba clasată pe intervalul respectiv. Aceasta presupune cunoașterea grafică a variației mărimii analizate, pentru intervalul de timp ales. Datorită volumului mare de date inițiale necesare – curbe de variație – care de cele mai multe ori rezultă de fapt din prelucrarea unor valori

statistice pentru intervale de timp regulate – metoda respectivă este puțin aplicată în practică. Ea se folosește totuși, pentru curbele clasate pe intervale scurte – zilnice, lunare – pentru care se au la dispoziție – direct – alurile de variație ale mărimii urmărite, rezultate de exemplu direct de la aparatele înregistratoare.

• **În cazul proiectării unui SAC nou**, curba clasată a sarcinii termice ( $q_{SAC}$ ) se poate stabili prin:

a) **metoda analitică**, bazată pe expresia analitică a curbei respective, pentru intervalul de timp dorit,  $q_{SAC} = f(\tau)$ . Aceasta pleacă de la relația generală a lui Rossander de forma:

$$q(\tau) = q^M \cdot \left[ 1 - (1 - \bar{q}^m) \cdot \left( \frac{\tau}{\tau_f} \right)^\beta \right], \quad [\text{kW}_t] \quad , \quad (2.89)$$

în care  $\tau$  este durata curentă, în ore;  $\tau_f$  – perioada de timp avută în vedere pentru curba clasată, în ore/perioada considerată;  $\beta$  este dat de:

$$\beta = \frac{\bar{q}^{md} - \bar{q}^m}{1 - \bar{q}^{md}} \quad , \quad (2.90)$$

unde:

$$\bar{q}^m = \frac{q^m}{q^M} \quad (2.91)$$

și

$$\bar{q}^{md} = \frac{q^{md}}{q^M} \quad (2.92)$$

reprezintă valorile relative ale c.c. minim și respectiv mediu, raportate la valoarea maximă.

Expresia generală (2.89) este valabilă pentru orice tip de c.c. din cele care compun  $q_{SAC}$ , inclusiv aceasta.

b) **metoda similitudinii**, bazată pe stabilirea curbei clasate relative după o curbă clasată relativă a unui c.c. similar, cu aceleași caracteristici calitative și aceeași durată anuală de referință.

Între cele două metode, este recomandabil a fi aplicată aceea analitică, care ține seama de caracteristicile specifice consumului de căldură avut în vedere; ea conduce la erori foarte mici în stabilirea alurii curbei clasate. Metoda similitudinii este cea mai aproximativă; ea se recomandă a fi aplicată numai pentru calcule care nu impun o precizie prea mare în stabilirea curbei clasate.

#### 2.8.4.3. Alura curbei clasate – indicatori caracteristici

Alura curbei clasate a sarcinii termice a SAC arată gradul de neuniformitate ( $\delta_{SAC}^\tau$ ), sau de aplatizare ( $\mu_{SAC}^\tau$ ) a sarcinii termice respective  $q_{SAC}(\tau)$ , în perioada avută în vedere ( $\tau$ ), după cum rezultă din fig. 2.24.:

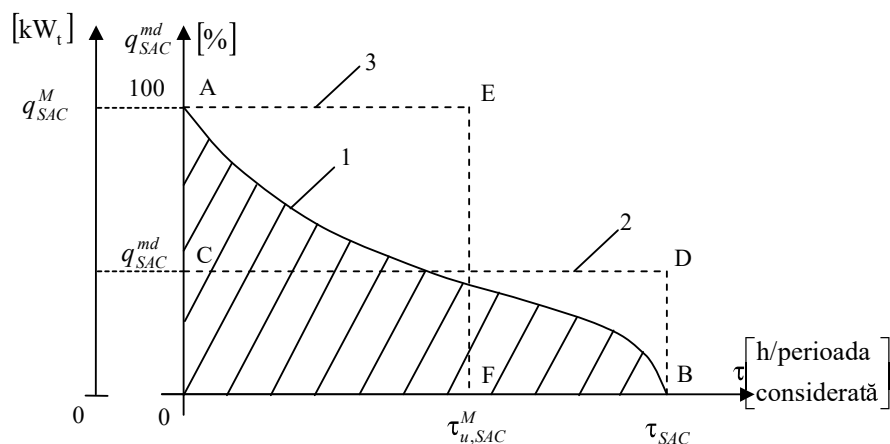


Fig. 2.24. Curba clasată a  $q_{SAC}$  pe perioada  $\tau_{SAC}$ :

1 - curba clasată; 2,3 - suprafețele echivalente cu suprafața curbei clasate.

#### Pentru curba 1

– cantitatea de caldură consumată de SAC în perioada  $\tau_{SAC}$ :

$$AriaOABO = Q_{SAC} \Big|_{\tau_{SAC}} = \int_0^{\tau_{SAC}} q_{SAC} \cdot d\tau \quad [\text{kWh}_t/\text{perioada } \tau_{SAC, \text{in ore}}],$$

conform relației generale (2.86);

– pentru curba 2

$$Q_{SAC} \Big|_{\tau_{SAC}} = AriaOCDBO = q_{SAC}^{md} \Big|_{\tau_{SAC}} * \tau_{SAC} [\text{kWh}_t/\text{perioada } \tau_{SAC, \text{in ore}}],$$

– pentru curba 3

$$Q_{SAC} \Big|_{\tau_{SAC}} = AriaOAEFO = q_{SAC}^M * \tau_{u,SAC}^M [\text{kWh}_t/\text{perioada } \tau_{SAC, \text{in ore}}],$$

conform relației generale (2.83).

Din egalitățile de mai sus, privind calculul lui  $Q_{SAC} \Big|_{\tau_{SAC}}$ , rezultă:

– gradul de neuniformitate al curbei clasate  $q_{SAC}$  – conform relației generale (2.84):

$$\delta_{SAC} \Big|_{\tau_{SAC}} = \frac{q_{SAC}^M}{q_{SAC}^{md} \Big|_{\tau_{SAC}}} = \frac{\tau_{SAC}}{\tau_{u,SAC}^M} \geq 1 \quad , \quad (2.93)$$

și

– **gradul de aplatisare al curbei clasate**  $q_{SAC}$  – conform relației generale (2.85):

$$\mu_{SAC} \Big|_{\tau_{SAC}} = \frac{q_{SAC}^{md} \Big|_{\tau_{SAC}}}{q_{SAC}^M} = \frac{\tau_{u,SAC}^M}{\tau_{SAC}} \leq 1 \quad . \quad (2.94)$$

Asociind expresiile (2.93) și (2.94), cu fig. 2.24., se poate spune că: **dacă**  $\delta_{SAC}$  crește ( $\mu_{SAC}$  – scade), **curba clasată**  $q_{SAC}(\tau_{SAC})$  **este cu atât mai neuniformă (mai neaplatisată) și invers.**

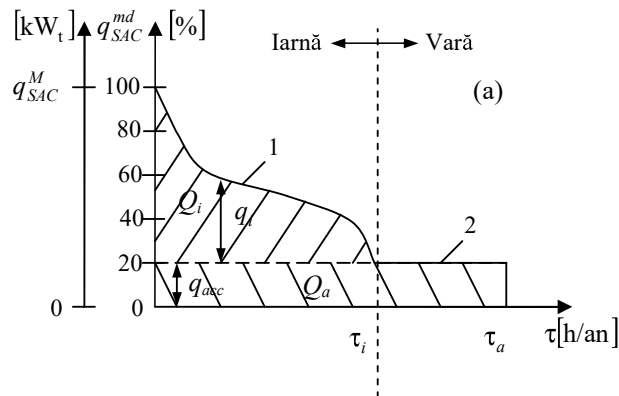
Pentru o sarcină termică dată –  $q_{SAC}(\tau_{SAC})$  – gradul de neuniformitate,  $\delta_{SAC}$ , sau de aplatisare,  $\mu_{SAC}$ , depinde de structura sa, conform relațiilor generale (2.49) și (2.50) și de ponderea diverselor consumuri de căldură componente, după cum rezultă din fig. 2.25.

Analiza alurii curbelor clasate anuale (pe perioada de iarnă, respectiv vară) în diverse structuri și ponderi ale sarcinii termice totale  $q_{SAC}(\tau)$ , conform fig. 2.25., conduce la următoarele constatări:

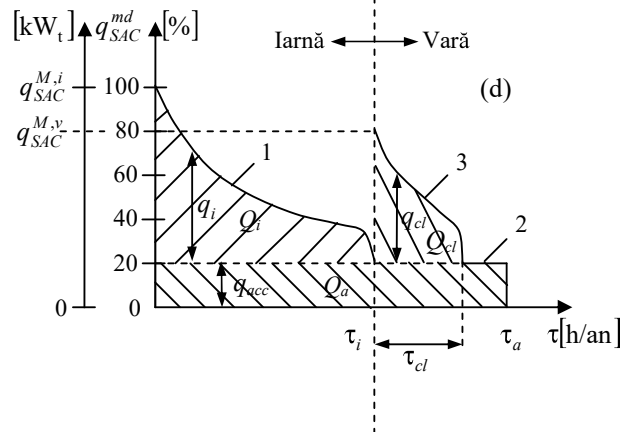
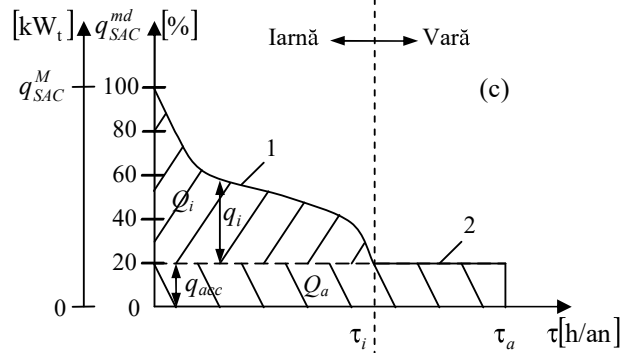
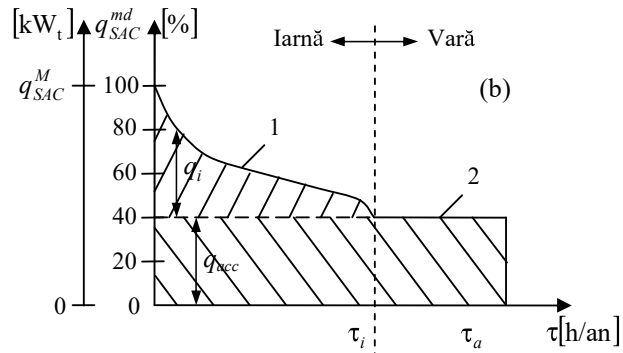
- **în cazul sarcini termice urbane**, formată din încălzire și a.c.c., **creșterea ponderii consumului de a.c.c.** față de încălzire (fig. 2.25.,b față de 2.25.,a) **conduce la aplatisarea curbelor clasate** pe cele două perioade, deci a curbei clasate anuale totale;

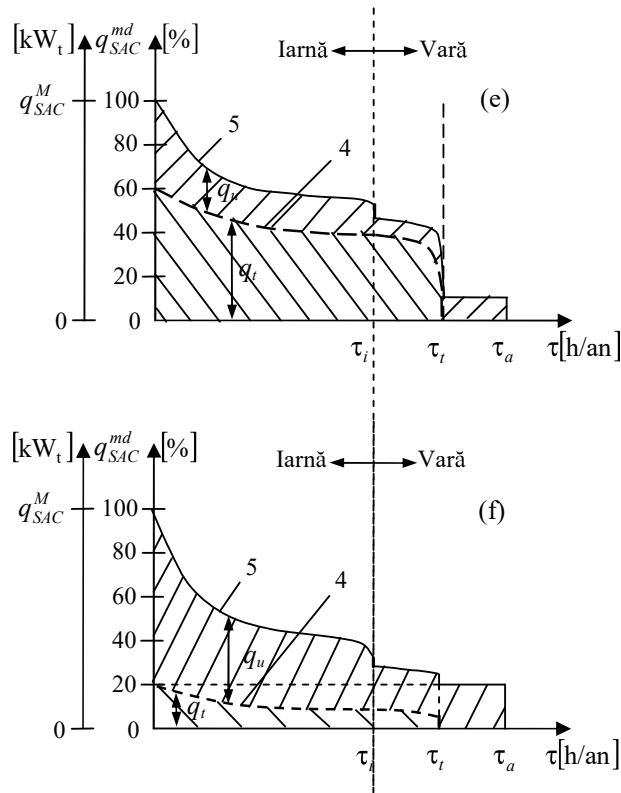
- **în cazul sarcinii termice urbane**, **apariția consumului de căldură pentru climatizarea incintelor** (fig. 2.25.,d, față de 2.25.,c), **determină aplatisarea curbei clasate totale** pe perioada de vară, respectiv a curbei clasate anuale totale;

- **curba clasată anuală totală a sarcinii termice mixte** (urbană plus tehnologică – industrială –) **se aplatisază pe măsură ce crește ponderea consumului tehnologic față de cel urban** (fig. 2.25.,e față de 2.25.,f).









**Fig. 2.25.** Alurile curbelor clasate anuale ale sarcinii termice SAC, pentru diverse structuri ale sale și diferite ponderi ale consumurilor de căldură componente:

a, b – curbele clasate urbane pentru încălzire și apă caldă de consum, în două variante de pondere a consumului pentru a.c.c.:

în fig. a –  $q_{acc}^{md} / q_i^M = 0,25$ ; în fig. b –  $q_{acc}^{md} / q_i^M = 0,66$ ;

c, d – curbele clasate urbane pentru încălzire și a.c.c. (fig. c), respectiv, încălzire, a.c.c. și climatizare urbană (fig. d);

e, f – curbele clasate anuale pentru o sarcină termică urbană,  $q_u$  și tehnologică,  $q_t$ , în două variante de pondere a consumului tehnologic:

în fig. e –  $q_t^M / q_{SAC}^M = 0,6$ , iar în fig. f –  $q_t^M / q_{SAC}^M = 0,2$ ;

- 1 – curba clasată pe perioada de iarnă, pentru încălzire și a.c.c.;
- 2 – curba clasată pe perioada de vară pentru a.c.c.;
- 3 – curba clasată pe perioada de vară pentru a.c.c. și climatizare;
- 4 – curba clasată anuală a consumului de căldură tehnologic;
- 5 – curba clasată anuală a consumului de căldură tehnologic și cu caracter urban (încălzire, a.c.c.).

### 2.8.5. Reducerea sarcinii termice a SAC

Ținându-se seama de structura sarcinii termice a SAC, valoarea maximă a sa  $q_{SAC}^M$  se reduce prin:

- reducerea valorilor maxime simultane ale consumurilor de căldură componente;
- decalarea (nesimultaneitatea) valorilor maxime ale consumurilor componente;
- introducerea „acumulatorilor de căldură” la nivelul consumatorilor.

Aplicarea celor trei posibilități de mai sus, comportă următoarele implicații și restricții/condiționări, prezentate în tabelul 2.14.

#### Posibilități, implicații, restricții/condiționări ale aplicării metodelor de reducere a cererii maxime $q_{SAC}^M$

Tabelul 2.14

Metode de reducere	
Implicații	Restricții/condiționări
1	2
<b>Reducerea valorilor maxime simultane ale componentelor</b>	
– reducerea valorilor maxime (de calcul) – $q_j^M$ – ale consumurilor componente.	– gradul de reducere, acceptabil/posibil depinde de fiecare caz concret, în funcție de condițiile impuse de consumatori; – există riscul: a) în cazul consumatorilor cu caracter sezonier, dependente de condițiile climaterice, nu se vor mai asigura condițiile de calcul impuse prin standarde; b) în cazul consumatorilor cu caracter tehnologic (industrial) să reducă productivitatea și/sau calitatea produselor. <b>Ca urmare</b> metoda are un caracter foarte limitat pentru aplicarea concretă. Ea poate fi aplicată mai ales în cazul SAC în curs de retehnologizare sau modificare structurală a instalațiilor consumatoare de căldură, sau la cele urbane ca urmare a modificării structurii cererii, sau a gradului de centralizare a producerii căldurii.
<b>Decalarea valorilor maxime sau/și a consumurilor componente</b>	
– decalarea consumurilor maxime tehnologice de cele dependente de condițiile climaterice;	– posibilități tehnico-organizatorice și sociale reale de modificare a desfășurării în timp a proceselor tehnologice consumatoare de căldură; – este cu atât mai eficace, pe măsură ce crește ponderea consumurilor tehnologice față de cele cu caracter sezonier, dependente de condițiile climaterice;

Tabelul 2.14 (continuare)

1	2
	– în industrie are implicații sociale, prin trecerea la funcționarea în 2 sau/și 3 schimburi
– investiții suplimentare, la nivelul consumatorilor, pentru instalarea locală a acumuloarelor de căldură.	– instalarea acumuloarelor de căldură se face în baza calculelor tehnico-economice pentru stabilirea eficienței lor și a capacității optime de acumulare. Răspunsul la aceste două întrebări depinde de mărimea absolută a consumurilor maxime și de gradul final de apăsare dorit a se realiza, față de cel al consumurilor în situația prezentă.

## 2.8.6. Sarcina termică livrată de sursa de căldură

### 2.8.6.1. Cazul sistemelor de alimentare cu căldură folosind drept agent termic apa caldă sau apa fierbinte

Sarcina termică momentană se determină cu relația:

$$q_a = q_i + q_v + q_{acc} + q_s + \Delta q_{rt,a} , \quad [\text{kW}] , \quad (2.95)$$

unde  $q_i$  este consumul de căldură pentru încălzire;  $q_v$  – consumul de căldură pentru ventilarea clădirilor;  $q_{acc}$  – consumul de căldură pentru alimentarea cu apă caldă de consum;  $q_s$  – consumul de căldură al serelor; iar  $\Delta q_{rt,a}$  – pierderile de căldură la transportul căldurii sub formă de apă.

Obs.: dacă există eventuale consumuri tehnologice sub formă de apă caldă  $q_{t,a}$ , în relația (2.95) se adaugă termenul  $\sum q_{t,a}$ .

Sarcina termică de calcul (maximă) se calculează cu relația:

$$q_a^C = q_i^C + q_v^C + q_{acc}^{md} + q_s^C + \Delta q_{rt,a}^C , \quad [\text{kW}] , \quad (2.96)$$

unde  $q_i^C, q_v^C$  și  $q_s^C$  sunt consumurile de căldură nominale (maxime) pentru încălzire, pentru ventilarea clădirilor și al serelor;  $q_{acc}^{md}$  – consumul de căldură mediu zilnic pentru alimentarea cu apă caldă de consum;  $\Delta q_{rt,a}^C$  – pierderile de căldură la transportul căldurii sub formă de apă în regim nominal.

Obs.: dacă există eventuale consumuri tehnologice sub formă de apă caldă  $q_{t,a}$ , în relația (2.96) se adaugă termenul  $\sum \beta_i \cdot q_{t,a}^C$ , unde  $\beta_i$  sunt coeficienții de simultaneitate ai consumurilor tehnologice sub formă de apă caldă cu consumurile de natură urbană.

În mod similar, sarcina termică anuală este:

$$Q_a^a = Q_i^a + Q_v^a + Q_{acc}^a + Q_s^a + Q_{cl}^a + \Delta Q_{rt,a}^a , \quad [\text{kWh/an}] , \quad (2.97)$$

## Cuprins capitolul 2 (continuare III)

2.8.2. Calculul valorilor caracteristice ale sarcinii termice a SAC	50
2.8.2.1. Valorile maxime, nominale și de calcul	51
2.8.2.2. Valorile medii	56
2.8.2.3. Valorile minime	57
2.8.2.4. Valorile anuale	58
2.8.3. Variația sarcinii termice a SAC	60
2.8.4. Curbele clasate ale sarcinii termice a SAC	60
2.8.4.1. Importanța cunoașterii curbei clasate	60
2.8.4.2. Metode de obținere a curbei clasate	61
2.8.4.3. Alura curbei clasate – indicatori caracteristici	62
2.8.5. Reducerea sarcinii termice a SAC	67
2.8.6. Sarcina termică livrată de sursa de căldură	68
2.8.6.1. Cazul sistemelor de alimentare cu căldură folosind drept agent termic apa caldă sau apa fierbinte	68

unde  $Q_i^a$ ,  $Q_v^a$ ,  $Q_{acc}^a$  și  $Q_s^a$  sunt consumurile de căldură anuale pentru încălzire, pentru ventilarea clădirilor, pentru alimentarea cu apă caldă de consum și al serelor, în kWh/an;  $Q_{cl}^a$  – consumul de căldură anual pentru climatizare (valorile momentane ale acestuia –  $q_{cl}$  și  $q_{cl}^C$  nu apar în rel.(2.95) și (2.96) deoarece ele sunt total nesimultane cu restul consumurilor), în kWh/an;  $\Delta Q_{rt,a}^a$  – pierderile de căldură anuale la transportul căldurii sub formă de apă, în kWh/an.

Obs.: dacă există eventuale consumuri tehnologice sub formă de apă caldă  $Q_i^a$ , în relația (2.97) se adaugă termenul  $\sum Q_{t,a}^a$ .

**Pierderile de căldură la transportul sub formă de apă caldă** sau apă fierbinte depind de valoarea absolută a sarcinii termice, de temperaturile agentului de transport în conductele de ducere și în cele de întoarcere, de temperatura mediului ambiant și de caracteristicile rețelei de transport și distribuție (lungimi, diametre, izolație, mod de pozare). Ca valoare relativă, exprimate în procente din cantitatea de căldură transportată, ele depind de densitatea consumului termic, de distanța medie de transport, precum și de gradul de încărcare al rețelei față de capacitatea ei nominală.

Ca indici orientativi pentru condițiile nominale, în cazul calculului tehnico-economic preliminar, se pot folosi valori medii determinate cu:

$$\Delta q_{tr,a}^C \cong (0,05 \div 0,1) \cdot (q_i^C + q_v^C + q_{acc}^{md} + q_s^C), \quad [\text{kW}], \quad (2.98)$$

iar pentru valorile anuale:

$$\Delta Q_{rt}^a \cong (0,1 \div 0,2) \cdot (Q_i^a + Q_v^a + Q_{acc}^a + Q_s^a), \quad [\text{kWh/an}]. \quad (2.99)$$

Obs.: la sarcini parțiale ale sistemului de transport și distribuție, pierderile raportate la sarcina termică transportată au valori mult mai mari de 10 ÷ 20 %, valorile procentuale crescând cu cât încărcarea este mai redusă (pot ajunge la cca. 20÷30% sau chiar mai mult – peste 50÷60 %).

### 2.8.6.2. Cazul sistemelor de alimentare cu căldură folosind drept agent termic aburul

**Sarcina termică momentană** se determină cu relația:

$$q_{ab} = \sum q_{t,ab} + \Delta q_{rt,ab}, \quad [\text{kW}], \quad (2.100)$$

în care  $q_{t,ab}$  sunt consumurile de căldură tehnologice sub formă de abur acoperite – în kW –, iar  $\Delta q_{rt,ab}$  – pierderile de căldură la transportul căldurii sub formă de abur, în kW.

Obs.: dacă există eventuale consumuri de natură urbană (încălzire, ventilare, apă caldă de consum și pentru alimentarea serelor) sub formă de abur, în relația (2.100) se adaugă termenul  $(q_i + q_v + q_{acc} + q_s)$ .

**Sarcina termică de calcul (maximă)** se calculează cu relația:

$$q_{ab}^C = \sum \beta_i \cdot q_{t,ab}^C + \Delta q_{rt,ab}^{Cc} \quad , \quad [\text{kW}] \quad , \quad (2.101)$$

în care  $q_{t,ab}$  sunt consumurile nominale de căldură tehnologice sub formă de abur acoperite din același sistem, în kW;  $\beta_i$  – coeficienții de simultaneitate ai consumurilor tehnologice sub formă de abur;  $\Delta q_{rt}^C$  – pierderile de căldură la transportul căldurii sub formă de abur, în regim nominal, în kW.

Obs.: dacă există eventuale consumuri de natură urbană (încălzire, ventilare, apă caldă de consum și pentru alimentarea serelor) sub formă de abur, în relația (2.101) se adaugă termenul ( $q_i^C + q_v^C + q_{acc}^{md} + q_s^C$ ).

Coeficientul  $\beta_i$  de simultaneitate al consumului „i” cu consumul maxim total se determină cu relația:

$$\beta_i = \frac{q_{t,i}^{\max}}{q_{t\Sigma}^c} \leq 1 \quad , \quad [\text{kW}] \quad , \quad (2.102)$$

în care  $q_{t,i}^{\max}$  este participația consumului „i” la consumul maxim total  $q_{t\Sigma}^c$  (v. fig. 2.26.).

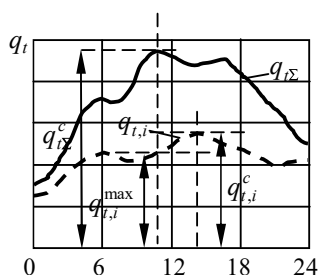


Fig. 2.26. Curba de variație a sarcinii de termice tehnologice, obținută prin însumare.

În mod similar, **sarcina termică anuală** este:

$$Q_{ab}^a = \sum Q_{t,ab}^a + \Delta Q_{rt,ab}^a \quad , \quad [\text{kWh/an}] \quad , \quad (2.103)$$

în care  $Q_{t,ab}^a$  sunt consumurile anuale de căldură tehnologice sub formă de abur acoperite, în kWh/an;  $\Delta Q_{rt}^a$  – pierderile anuale de căldură la transportul căldurii sub formă de abur, în regim nominal.

Obs.: dacă există eventuale consumuri termice de natură urbană (încălzire, ventilare, apă caldă de consum și pentru alimentarea serelor) sub formă de abur, în relația (2.103) se adaugă termenul ( $Q_i^a + Q_v^a + Q_{acc}^a + Q_s^a$ ).

**Pierderile de căldură la transportul sub formă de abur:** din cauza caracteristicilor constructive foarte diferite ale rețelelor (diametre, lungimi, izolație, amplasare) și ale presiunilor diferite ale aburului transportat, au valori foarte diferite de la caz la caz, trebuind determinate în funcție de situația concretă.

## 2.8.7. Variația sarcinii termice livrată de sursa de căldură

### 2.8.7.1. Cazul SAC folosind drept agent termic apa caldă sau apa fierbinte

**Variația în funcție de temperatura exterioară.** Această variație este dată de modul de variație a mărimilor componente ( $q_i$ ,  $q_v$ ,  $q_{acc}$ ,  $q_s$  și  $\Delta q_{rt,a}$ ) în funcție de temperatura exterioară. Variațiile componentelor ( $q_i$ ,  $q_v$ ,  $q_{acc}$  și  $q_s$ ) în funcție de temperatura exterioară au fost studiate anterior, în cadrul capitolelor referitoare la consumurile respective, rămânând să se studieze variația pierderilor de căldură  $\Delta q_{rt,a}$ . În majoritatea sistemelor de alimentare cu căldură care folosesc drept agent de transport și distribuție apa, metoda de reglare adoptată a cantității de căldură livrată, este calitativă. Ca urmare, examinarea comportării pierderilor de căldură în funcție de temperatura exterioară se va limita la astfel de sisteme. Reglajul calitativ presupune o variație aproximativ liniară a temperaturilor de pe conductele de ducere și de întoarcere în funcție de temperatura exterioară. Această variație este întreruptă în zona de temperaturi exterioare când temperatura pe conducta de tur ar scădea sub  $70^\circ\text{C}$  (nu ar mai fi posibilă preperarea apei calde de consum), zonă în care temperaturile pe conductele de tur și retur rămân constante. În aceste condiții, variația pierderilor de căldură la transportul căldurii sub formă de apă ( $\Delta q_{rt,a}$ ), care pentru o configurație de rețea dată depind numai de diferența dintre temperatura agentului termic și temperatura exterioară sau a solului, poate fi considerată liniară în funcție de temperatura exterioară  $t_e$ , cu excepția zonei de constanță a temperaturii apei în rețea, zonă în care și pierderile de căldură se consideră constante.

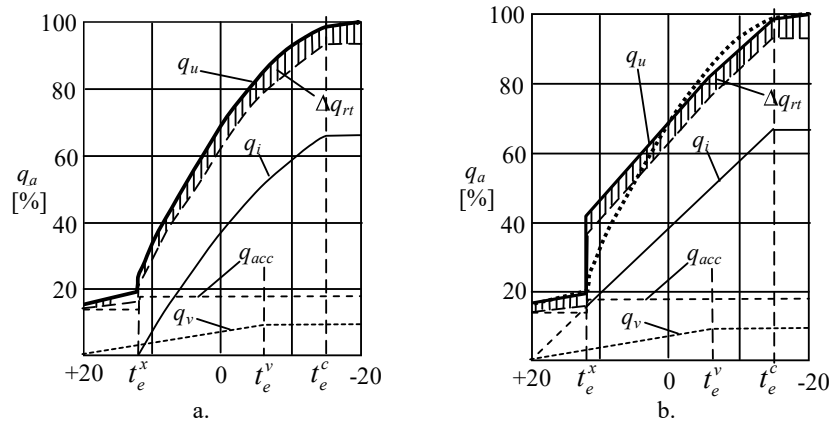
Variația sarcinii termice livrată sub formă de apă în funcție de temperatura exterioară rezultă prin însumarea corespunzătoare a diferitelor componente (fig. 2.27.).

Folosirea curbei de variație liniară a consumului de căldură pentru încălzire, în locul celei reale, conduce la erori mai mari în timpul perioadelor de tranziție (primăvară, toamnă) când temperaturile exterioare au valori relativ ridicate (peste  $5 - 12^\circ\text{C}$ ). De remarcat că în aceste perioade diferențele reale între cele două variații pot fi mai mici decât cele din figură, din următoarele motive:

- în perioadele de tranziție vitezele vântului pot avea valori mai mari decât cele considerate în calculul consumului de căldură pentru încălzire;
- precipitațiile lichide, care apar în aceste perioade, modifică umiditatea elementelor de construcție, scăzând rezistența termică a acestora, respectiv măbind pierderile de căldură prin transmisie, deci consumul de căldură pentru încălzire.

**În concluzie**, în practica exploatării și reglării sistemelor de alimentare cu căldură sub formă de apă caldă, sau fierbinte, se acceptă considerarea unei variații liniare a sarcinii termice în funcție de temperatura exterioară, erorile introduse fiind acceptabile.





**Fig. 2.27.** Variația sarcinii termice livrată sub formă de apă, în funcție de temperatura exterioră: a – considerând variația reală a lui  $q_i$  funcție de temperatura exterioră; b – considerând variația liniară a lui  $q_i$  funcție de temperatura exterioră.

**Variațiile zilnice ale sarcinii termice** a sistemelor de alimentare cu căldură sub formă de apă caldă sau fierbinte depind în special de modurile de livrare a căldurii, alese din considerente de natură tehnico-economică. Se cunosc următoarele trei regimuri de livrare a sarcinii termice a sistemelor de alimentare cu căldură sub formă de apă caldă sau fierbinte (acestea acoperă de regulă consumuri cu caracter urban), diferențiate după modul de livrare a căldurii consumate pentru încălzire:

- livrarea continuă și constantă;
- livrare continuă dar variabilă (cu reduceri în timpul nopții);
- livrare constantă sau variabilă cu întreruperi în special la vârful de sarcină electrică.

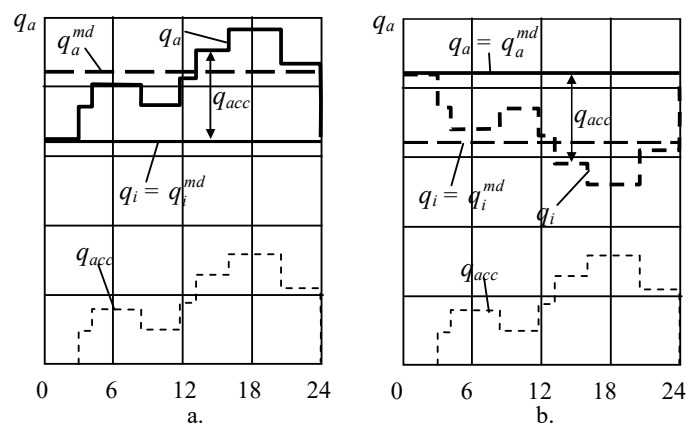
*Livrarea continuă și constantă* a sarcinii termice în sistemele de alimentare cu căldură sub formă de apă caldă sau fierbinte se poate realiza în două moduri:

- prin livrarea continuă și constantă a consumului de căldură pentru încălzire la valoarea medie zilnică a acesteia –  $q_i^{md}$  (fig. 2.28.,a.);
- prin livrarea continuă și constantă a sarcinii termice totale a sistemului de alimentare cu căldură, la valoarea medie zilnică a acesteia –  $q_a^{md}$  (fig. 2.28.,b.).

Variațiile prezentate în fig. 2.28. s-au obținut în următoarele ipoteze simplificatoare:

- sistemul asigură alimentarea cu căldură doar a consumatorilor de încălzire și de apă caldă de consum. Dacă apare și un consum de ventilare acesta este mult mai mic decât cele două citate anterior, iar consumul de căldură al serelor este de regulă asigurat de o rețea de transport și distribuție separată;

- nu s-au considerat pierderile de căldură la transport  $\Delta q_{rt,a}$ , care sunt aproximativ constante în cursul unei zile.



**Fig. 2.28.** Variațiile zilnice ale sarcinii termice a sistemelor de alimentare cu căldură sub formă de apă caldă sau fierbinte - livrarea continuă și constantă.

În cazul livrării continue și constante a consumului de căldură pentru încălzire la valoarea medie zilnică a acestuia –  $q_i^{md}$ , variația zilnică a sarcinii termice  $q_a$  a sistemelor de alimentare cu căldură se obține prin însumarea variațiilor zilnice ale consumurilor de căldură componente. Variația rezultantă are loc în jurul unei valori medii  $q_a^{md}$ , abaterile de la această valoare depinzînd de ponderea consumului maxim momentan de apă caldă  $q_{acc}^c$  în consumul total. Într-o zi caracteristică pentru dimensionarea instalațiilor sistemului ( $t_e \leq t_e^c$ , respectiv  $q_i = q_i^c$ ), valoarea maximă a sarcinii termice  $q_a$  depășește cu cca. 10 ÷ 15% valoarea sa medie  $q_a^{md}$  (în mod curent raportul  $q_{acc}^c / q_i^c$  are valori de 0,2 ÷ 0,3) – vezi fig. 2.28., a.

Este posibilă și livrarea continuă și constantă a sarcinii termice a sistemului de alimentare cu căldură la valoarea medie zilnică a acesteia –  $q_a^{md}$  (fig. 2.28.,b.). În această situație, cantitatea de căldură livrată pentru încălzire  $q_i$  are o valoare variabilă în jurul valorii medii zilnice  $q_i^{md}$  a consumului respectiv. Având în vedere inerția termică ridicată a clădirilor încălzite, variația cantității de căldură livrată pentru încălzire ( $q_i$ ) are un efect atenuat asupra temperaturii interioare, variațiile acesteia fiind în domeniul admis (de regulă sub 1 grad).

Livrarea continuă și constantă a sarcinii termice a sistemului de alimentare cu căldură la valoarea medie zilnică a acesteia –  $q_a^{md}$  (fig. 2.28.,b.) are, față de livrarea continuă și constantă a consumului de căldură pentru încălzire la valoarea medie zilnică a acestuia –  $q_i^{md}$  (fig. 2.28.,a.), următoarele avantaje:

- capacitatea necesară a fi instalată în sursă este mai mică, investițiile aferente fiind mai mici;

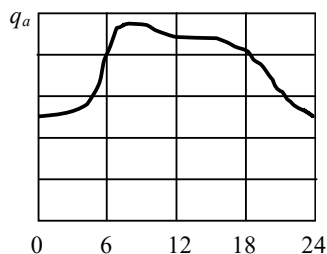
– datorită aplatisării curbelor de variație a sarcinii termice, este posibilă creșterea duratei anuale de utilizare a instalațiilor de cogenerare de la sursă (dacă este cazul) pentru acoperirea sarcinii termice, respectiv crește cantitatea de energie electrică produsă în cogenerare, cu efecte pozitive asupra economicității sursei;

– reglarea instalațiilor de livrare a căldurii este mai simplă.

Observațiile făcute anterior cu privire la deosebirile cantitative dintre sarcina termică a sistemului de alimentare cu căldură și consumurile acoperite sunt ilustrate de fig. 2.28.: figura din stânga (fig. 2.28.,a.) reprezintă de fapt variația consumului de căldură la consumator, iar figura din dreapta (fig. 2.28.,b.) redă variația sarcinii termice care se livrează în vederea acoperirii acestui consum.

**În concluzie**, având în vedere avantajele menționate, în sistemele de alimentare cu căldură sub formă de apă caldă sau fierbinte modul de livrare cel mai utilizat este *livrarea continuă și constantă a sarcinii termice a sistemului de alimentare cu căldură la valoarea medie zilnică a acesteia –  $q_a^{md}$* .

*Livrarea continuă dar variabilă (cu reduceri în timpul nopții)* se aplică în general în sistemele de alimentare cu căldură sub formă de apă caldă, sau fierbinte, cu pondere mare a clădirilor administrative, social-culturale și magazine, în care activitatea se reduce simțitor în timpul nopții (vezi fig. 2.29.). Reducerea activității permite și reducerea cantității de căldură livrată pentru încălzirea acestor unități la un nivel de gardă (pentru evitarea înghețării instalațiilor), cu reducerea corespunzătoare a temperaturilor interioare în perioadele fără activități. Reducerea cantității de căldură conduce la scăderea costului încălzirii acestor clădiri.



**Fig. 2.29.** Livrarea continuă dar variabilă (cu reduceri în timpul nopții).

*Livrarea constantă sau variabilă cu întreruperi* (fig. 2.30.). Întreruperile în livrarea căldurii apar la vârful de sarcină electrică și permit producerea unei puteri electrice mai mari de către turbinele cu abur cu condensatie și priză reglabilă. În restul timpului, livrarea sarcinii termice se face la o valoare relativ constantă. Creșterea sarcinii termice la începutul perioadelor de reluare a livrării căldurii, se explică prin efectul inerției termice a sistemului de alimentare cu căldură și în special a clădirilor încălzite (în bilanțul termic al acestora apare termenul  $q_{tr}$ ).

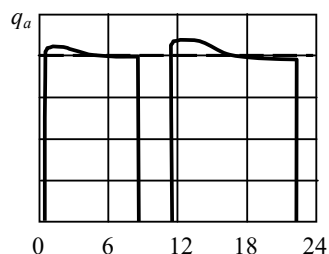


Fig. 2.30. Livrarea constantă cu întreruperi la vârful de sarcină electrică.

### 2.8.7.2. Cazul sistemelor de alimentare cu căldură folosind drept agent termic aburul

Sistemele de alimentare cu căldură folosind drept agent termic aburul acoperă de regulă numai consumuri tehnologice, iar inerția termică a sistemului și instalațiilor consumatoare este foarte redusă.

În cursul unei zile, sarcina termică tehnologică poate varia esențial, în funcție de numărul și încărcarea schimburilor, iar în timpul unui schimb în funcție de desfășurarea în timp a procesului tehnologic (fig. 2.31.+ 2.38.). În general, raportul dintre debitul de căldură tehnologic mediu și cel maxim, respectiv gradul de aplatizare a curbelor de variație zilnică a sarcinii termice tehnologice variază între 0,65 și 0,95.

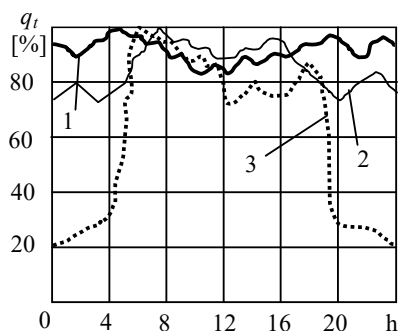


Fig. 2.31. Variația zilnică a consumului de căldură tehnologic: 1 – industria celulozei; 2 – industria chimică; 3 – industria textilă.

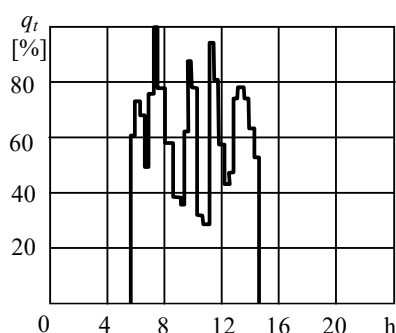


Fig. 2.32. Variația zilnică a consumului de căldură tehnologic pentru o forjă.

Sarcina termică tehnologică poate prezenta variații zilnice diferite în decursul zilelor lucrătoare ale săptămânii, totuși fără ca să apară diferențe mari între valorile consumurilor medii zilnice. De asemenea, nu se constată deferențe esențiale între valorile consumurilor zilnice (ale valorilor medii zilnice ale acestora) înregistrate în perioadele de iarnă față de cele de vară.

### 2.8.8. Curbele clasate anuale ale sarcinii termice livrată de sursa de căldură

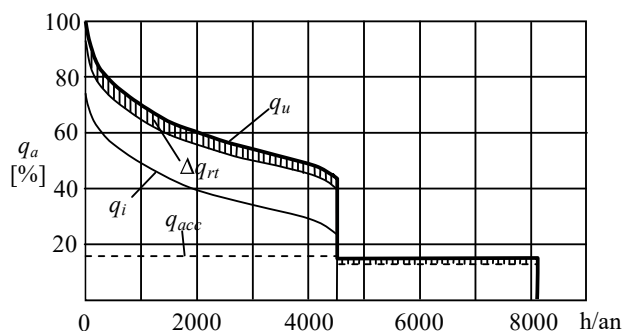
#### 2.8.8.1. Cazul sistemelor de alimentare cu căldură folosind drept agent termic apa (caldă sau fierbinte)

Pentru sistemele de alimentare cu căldură existente, construirea curbei clasate anuale se rezumă la prelucrarea statistică a valorilor înregistrate în perioada respectivă de timp.

Preliminarea curbelor clasate, pentru sistemele de alimentare cu căldură noi, este mai dificilă deoarece, din cauza intermitenței consumului de căldură pentru ventilare  $q_v$  și a variației consumului de căldură pentru alimentarea cu apă caldă de consum  $q_{acc}$ , independent de temperatura exterioară, nu se poate obține o curbă clasată  $q_a$  corectă, plecându-se de la curba clasată a temperaturilor exterioare  $t_e$  și de la variația  $q_a(t_e)$ , similar cu cazul încălzirii.

În ipotezele simplificatoare privind componența sarcinii termice a sistemelor de alimentare cu căldură folosind drept agent termic apa, prezentate la § 2.8.6.1., se poate obține o curbă clasată aproximativă (fig. 2.33.) astfel:

- se trasează curba clasată a consumului de căldură pentru încălzire  $q_i$ , construită pe baza curbei clasate a temperaturilor exterioare  $t_e$  și a variației  $q_i(t_e)$ ;
- se trasează curba clasată a consumului de căldură pentru alimentarea cu apă caldă de consum, construită pentru valorile medii zilnice  $q_{acc}^{md}$ ;
- se însumează cele două curbe clasate, cele două consumuri putând fi considerate simultane;
- la curba clasată astfel obținută se adaugă pierderile de căldură  $\Delta q_{rt,a}$ , începând cu valoarea maximă (pentru  $\tau = 0$ ) și scăzând-o apoi până la valoarea de la finele perioadei de funcționare (valorile relative, raportate la cantitatea de căldură transportată, vor crește).

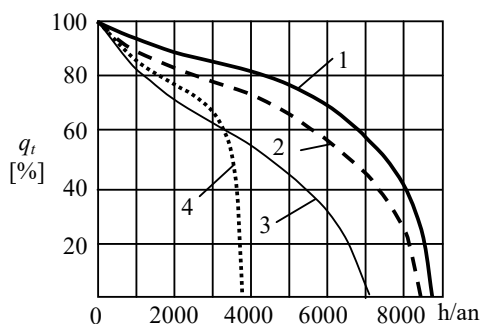


**Fig. 2.33.** Construcția aproximativă a curbei clasate a sarcinii termice a sistemelor de alimentare cu căldură folosind drept agent termic apa.

### 2.8.8.2. Cazul sistemelor de alimentare cu căldură folosind drept agent termic aburul

În această situație este posibilă construirea curbelor clasate doar pentru sistemele de alimentare cu căldură existente. Construirea curbei clasate anuale se rezumă la prelucrarea statistică a valorilor înregistrate în perioada respectivă de timp. În cazul acoperirii mai multor consumuri tehnologice diferite, trebuie avută în vedere ordinea corectă de efectuare a operațiilor de prelucrare statistică a datelor, și anume:

- întâi se însumează valorile consumurilor tehnologice pentru aceleași momente de timp, obținându-se valorile consumurilor totale simultane;
- se clasează valorile consumurilor totale astfel determinate (vezi fig. 2.34.).



**Fig. 2.34.** Curbe clasate ale consumurilor de căldură tehnologice:

- 1 – industria celulozei;
- 2 – industria chimică;
- 3 – industria textilă;
- 4 – industria zahărului.

Obținerea unor curbe clasate ale unui consum total prin însumarea curbelor clasate ale consumurilor componente este posibilă numai în cazul particular în care toate consumurile componente sunt simultane ca variație în timp.

Curbele clasate ale sarcinii termice tehnologice pot fi estimate cu relația analitică aproximativă (2.44).

### BIBLIOGRAFIE

- 2.1. Georgescu, Șt., Andjulovici, Al., Confortul termic în clădiri, Ed. Tehnică, București, 1966.
- 2.2. \*\*\* SR 7730
- 2.3. \*\*\* SR 1907
- 2.4. Niculescu, N., Ilină, M., Instalații de încălzire, E.D.P., București, 1975.
- 2.5. \*\*\* Teplotehnicesskii spravocinik, Tom 1, Izd. Energia, Moskva, 1975.
- 2.6. Stăncescu, I.,D., Bazele tehnice și economice ale termoficării, Ed. Tehnică, București, 1967.
- 2.7. \*\*\* SR 4839
- 2.8. \*\*\* SR 6648
- 2.9. \*\*\* SR1478
- 2.10. \*\*\* Manualul de instalații, Ed. Artecno, București, 2002.
- 2.11. Athanasovici, V., Mușatescu, V., Dumitrescu, I.S., Termoenergetică industrială, E.D.P., București, 1981.

## CUPRINS CAPITOLUL 2

## SARCINA TERMICA A SAC

<b>2. SARCINA TERMICĂ A SAC</b> .....	7
2.1. Clasificarea consumurilor de căldură.....	7
2.2. Consumul de căldură pentru încălzirea clădirilor .....	8
2.2.1. Noțiuni de confort termic.....	8
2.2.2. Bilanțul termic al unei incinte încălzite .....	11
2.2.3. Metodele de determinare a consumului de căldură pentru încălzire.....	11
2.2.4. Condiții convenționale de calcul pentru determinarea mărimii consumului de căldură pentru încălzire .....	16
2.2.5. Variațiile consumului de căldură pentru încălzire .....	21
2.2.6. Curbele clasate ale consumului de căldură pentru încălzire .....	26
2.2.7. Estimarea consumului anual de căldură pentru încălzirea clădirilor ....	29
2.3. Consumul de căldură pentru ventilarea incintelor .....	30
2.3.1. Determinarea consumului de căldură pentru ventilarea incintelor .....	30
2.3.2. Condițiile convenționale de calcul pentru determinarea mărimii consumului de căldura pentru ventilare.....	31
2.3.3. Variațiile consumului de căldură pentru ventilarea clădirilor.....	33
2.3.4. Curbele clasate ale consumului de căldură pentru ventilare. Estimarea consumului anual.....	35
2.4. Consumul de căldură pentru climatizare.....	35
2.5. Consumul de căldură pentru alimentarea cu apă caldă de consum .....	36
2.5.1. Stabilirea debitului de căldură necesar alimentării cu apă caldă de consum.....	37
2.5.2. Variațiile consumului de căldură pentru alimentarea cu apă caldă de consum.....	40
2.5.3. Curbele clasate ale consumului de căldură pentru prepararea apei calde de consum. Estimarea consumului anual .....	42
2.6. Consumul de căldură tehnologic.....	43
2.6.1. Determinarea consumurilor de căldură tehnologice .....	44
2.6.2. Variațiile consumurilor de căldură tehnologice.....	44
2.6.3. Curbele clasate ale consumurilor de căldură tehnologice.....	45
2.7. Consumul de căldură pentru sere.....	45
2.7.1. Determinarea consumurilor de căldură pentru sere .....	46
2.7.2. Variațiile consumului de căldură pentru sere.....	47
2.8. Sarcina termică a SAC.....	48
2.8.1. Structura sarcinii termice a SAC.....	48
2.8.2. Calculul valorilor caracteristice ale sarcinii termice a SAC .....	50

2.8.2.1. Valorile maxime, nominale și de calcul.....	51
2.8.2.2. Valorile medii .....	56
2.8.2.3. Valorile minime .....	57
2.8.2.4. Valorile anuale.....	58
2.8.3. Variația sarcinii termice a SAC .....	59
2.8.4. Curbele clasate ale sarcinii termice a SAC.....	60
2.8.4.1. Importanța cunoașterii curbei clasate.....	60
2.8.4.2. Metode de obținere a curbei clasate.....	61
2.8.4.3. Alura curbei clasate - indicatori caracteristici .....	62
2.8.5. Reducerea sarcinii termice a SAC .....	67
2.8.6. Sarcina termică livrată de sursa de căldură.....	68
2.8.6.1. Cazul sistemelor de alimentare cu căldură folosind drept agent termic apa caldă sau apa fierbinte .....	68
2.8.6.2. Cazul sistemelor de alimentare cu căldură folosind drept agent termic aburul .....	69
2.8.7. Variația sarcinii termice livrată de sursa de căldură .....	71
2.8.7.1. Cazul SAC folosind drept agent termic apa caldă sau apa fierbinte .....	71
2.8.7.2. Cazul sistemelor de alimentare cu căldură folosind drept agent termic aburul.....	75
2.8.8. Curbele clasate anuale ale sarcinii termice livrată de sursa de căldură.....	76
2.8.8.1. Cazul sistemelor de alimentare cu căldură folosind drept agent termic apa (caldă sau fierbinte) .....	76
2.8.8.2. Cazul sistemelor de alimentare cu căldură folosind drept agent termic aburul .....	77
BIBLIOGRAFIE.....	77



## CUPRINS Cap. 2 - IV -

2.8.6.2. Cazul sistemelor de alimentare cu căldură folosind drept agent termic aburul .....	69
2.8.7. Variația sarcinii termice livrată de sursa de căldură .....	71
2.8.7.1. Cazul SAC folosind drept agent termic apa caldă sau apa fierbinte .....	71
2.8.7.2. Cazul sistemelor de alimentare cu căldură folosind drept agent termic aburul .....	75
2.8.8. Curbele clasate anuale ale sarcinii termice livrată de sursa de căldură .....	76
2.8.8.1. Cazul sistemelor de alimentare cu căldură folosind drept agent termic apa (caldă sau fierbinte).....	76
2.8.8.2. Cazul sistemelor de alimentare cu căldură folosind drept agent termic aburul .....	77
• Bibliografie .....	77

### 3. SURSE DE PRODUCERE A CĂLDURII – SPC –

#### 3.1. Tipuri de SPC

SPC se pot clasifica din următoarele puncte de vedere:

a) **după formele de energie produse simultan:**

- **centralele termice (CT)**, care produc numai căldură;
- **centralele de cogenerare (CCG)**, care produc simultan atât căldură cât și energie electrică;
- **centralele de trigenerare (CTG)**, producând simultan căldură, energie electrică și frig;

b) **după destinația consumurilor de căldură livrate:**

- **SPC urbane**, pentru consumatori urbani și/sau terțiari care asigură, în general, consumurile de căldură pentru încălzire, ventilare, apă caldă de consum și climatizare;
- **SPC pentru alimentarea cu căldură a serelor** legumicole și/sau floricole;
- **SPC industriale** pentru alimentarea cu căldură a consumatorilor industriali, în scopuri tehnologice și în vederea asigurării condițiilor de muncă;
- **SPC mixte**, pentru alimentarea cu căldură atât a consumatorilor urbani și/sau terțiari, cât și a celor industriali;

c) **după tipurile de agenți termici utilizați pentru livrarea căldurii din SPC:**

- de **apă fierbinte** (apă cu temperatura peste 100°C) și/sau de **apă caldă** (apă cu temperatura sub 100°C);
- de **abur**, în general abur supraîncălzit;
- de **abur și apă fierbinte**;

d) **după natura combustibilului consumat ca energie primară:**

- gaze naturale, combustibil lichid ușor (CLU), păcură, combustibili solizi, diverși combustibili rezultați din procesele industriale în calitate de resurse energetice secundare sau prin tratarea unor deșeuri de tip biomasă etc., surse de energie regenerabilă;

e) **după mărimea ariei de alimentare cu căldură:**

- **SPC individuale**, utilizate în sistemele individuale de alimentare cu căldură (vezi cap. 1.1), care pot fi:

Δ în cazul CT: **CT murale** (de apartament sau casă individuală) sau CT la nivel de scară ori de clădire;

Δ în cazul CCG și/sau al CTG: **la nivel de clădire**;

- **SPC pentru SAC centralizate** care, în funcție de gradul de centralizare și de tipul consumatorilor, pot asigura alimentarea cu căldură a diverse mărimi ale zonelor de consum (vezi cap. 1.1);

– **în cazul CCG și/sau CTG**, în funcție de puterea electrică nominală instalată în cogenerare, în mod convențional, ele se împart în:

- ▶ **microcogenerare**, cu o unitate de cogenerare având o putere electrică maximă **sub 50 kW<sub>e</sub>**;
- ▶ **cogenerare de mică putere**, cu unități de cogenerare având o putere electrică instalată **sub 1 MW<sub>e</sub>**;
- ▶ **cogenerare de medie putere**, cu o putere electrică totală instalată în CCG, **sub 12 MW<sub>e</sub>**;

- ▶ **cogenerare de mare putere**, cu o putere electrică totală instalată în CCG, **peste 12 MW<sub>e</sub>**;

f) în funcție de **tehnologia utilizată pentru producerea formelor de energie impuse de consumatori**:

- **în cazul CT**: în funcție de tipul cazanelor utilizate pentru producerea căldurii, determinate în principal de:

- ▼ natura și parametrii agentului termic impus de consumatorii de căldură;

- ▼ mărimea consumului de căldură, în regimurile caracteristice: maxim, mediu, minim;

- ▼ natura și caracteristicile energiei primare avută la dispoziție;

- **în cazul CCG**: în funcție de tipul instalației de cogenerare:

- ▼ **CCG cu turbine cu abur (CCG-TA)**, cu contrapresiune pură sau/și priză reglabilă, ori cu condensare și una sau două prize reglabile. CCG cu turbine cu abur cu condensare pură, adaptate la funcționarea în cogenerare: turbine cu abur cu condensare pură funcționând cu vid înrăutățit, sau cu o priză regenerativă fixă utilizată pentru extracție suplimentară de abur, în vederea alimentării cu căldură;

- ▼ **CCG cu turbine cu gaze (CCG-TG)**, în circuit deschis, cu recuperarea căldurii gazelor de ardere evacuate din turbină pentru alimentarea cu căldură, sau în circuit închis, cu recuperarea căldurii de la răcirea intermediară între treptele de compresie și prin răcirea gazelor de ardere evacuate din turbină;

- ▼ **CCG cu motoare termice (CCG-MT)** – motoare cu ardere internă (CCG-MAI), cu recuperarea căldurii de la răcirile tehnologice ale MT (răcire motor, răcire ulei de ungere, răcire aer de supraalimentare) și de la răcirea gazelor de ardere evacuate din motor;

- ▼ **CCG cu ciclu mixt gaze/abur (CCG-TG/TA)**, unde cogenerarea se bazează de fapt pe livrarea căldurii din turbina cu abur, care poate fi de tipul celor clasice, utilizate în CCG-TA;

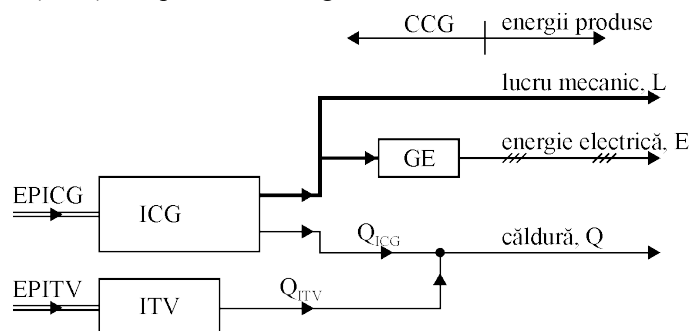
- ▼ **CCG cu pile de combustibil (CCG-PC)**, în diverse variante, în funcție de tipul pilei de combustie (PC);

- ▼ **CCG cu motoare Stirling (CCG-MSt)**, în diverse variante, în funcție de tipul motorului Stirling (MS);

- ▼ orice tehnologie sau combinație de tehnologii, care se încadrează în definiția generală a cogenerării;

### 3.2. Terminologie

• **Cogenerarea reprezintă „producerea simultană, într-un singur proces, cu aceeași instalație și din aceeași formă de energie primară, a energiei termice și a energiei electrice și/sau mecanice”**. Schema de principiu a centralei de cogenerare (CCG) este prezentată în fig. 3.1.



**Fig. 3.1.** Schema de principiu a unei CCG:

ICG – instalația de cogenerare; ITV – instalația termică de vârf; GE – generator electric; EPICG, EPITV – energie primară (combustibil) pentru ICG, respectiv pentru ITV;  $Q_{ICG}$ ,  $Q_{ITV}$  – căldură produsă de ICG și respectiv de ITV.

Conform definiției, soluția de cogenerare, reprezentată de ICG, presupune următoarele elemente specifice:

1. **simultaneitatea** producerii celor două forme de energie, din aceeași instalație (aceiași proces) și aceeași sursă de energie primară (combustibil);
2. **interdependența** cantitativă și calitativă a celor două forme de energie produse.

Prima condiție impune ca cererea celor două forme de energie produse de ICG să fie simultane în timp, deci este dependentă de caracteristicile de variație în timp (de existența) a consumurilor respective.

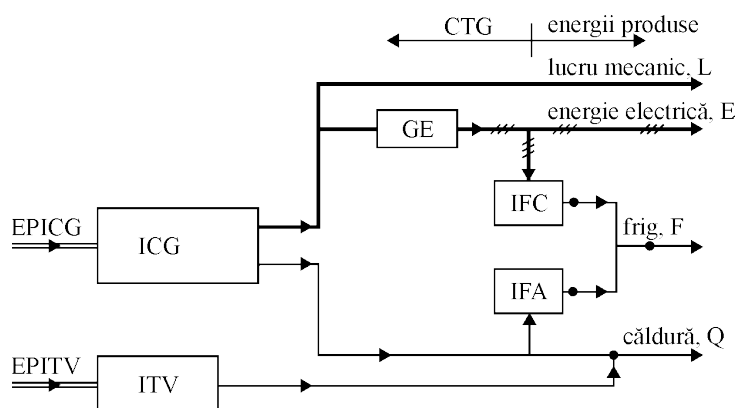
A doua condiție este determinată de tehnologia utilizată în cadrul ICG și de concepția tehnică de realizare și dimensionare a acestora.

• **Trigenerarea** reprezintă de fapt soluția de cogenerare, în care căldura și/sau energia electrică, produse de ICG, sunt folosite parțial și/sau integral, simultan sau alternativ, pentru producere de frig: utilizarea căldurii în instalații frigorifice cu absorbție (IFA) și/sau a energiei electrice în instalații frigorifice cu compresie mecanică de vapori (IFC), după cum rezultă din fig. 3.2.

Soluția de trigenerare este caracterizată de următoarele elemente de bază:

1. **presupune obligatoriu** existența unei ICG, deci a soluției de cogenerare;
2. **acceptă** faptul că frigul nu este produs direct și simultan din ICG, odată cu lucrul mecanic și căldura. El este produs pe seama acestora, dar în instalații frigorifice separate;

3. datorită caracteristicilor cererii de frig, continuu în scopuri tehnologice sau sezonier (vara) pentru climatizări spațiale, **se acceptă** că producția de frig poate fi alternativă în timp, față de căldură.



**Fig. 3.2.** Schema de principiu a unei CTG:

IFC, IFA – instalații frigorifice cu compresie mecanică de vapori, respectiv cu absorbție; celelalte abrevieri sunt conform fig. 3.1.

Ca urmare a acestor aspecte, prin similitudine cu definiția cogenerării, „trigenerarea” în accepțiunea producerii a trei forme de energie, este incorectă științific. Aceasta cu atât mai mult cu cât se produc de fapt două forme de energie: energia electrică și energia termică la două niveluri diferite de temperaturi: peste zero grade – căldura și sub zero grade – frigul. Mai curând se poate spune că trigenerarea este o cogenerare cu livrarea energiei termice sub formă de căldură și frig. Deoarece însă noțiunea de trigenerare a intrat în vocabularul specialiștilor ca o alternativă a monogenerării (numai căldură, sau numai energie electrică, ori numai frig), respectiv a cogenerării (căldură și lucru mecanic), în continuare se va folosi ca atare: soluție sau centrală de trigenerare (CTG).

**Observație:** în cazul CCG, din motive tehnice și de eficiență economică a soluției respective, o parte din căldura cerută de consumator este produsă în instalațiile termice de vârf (ITV). Acestea pot utiliza o aceeași formă de energie primară ca și ICG (EPICG), sau diferită (EPITV).

• **Producerea separată (PS)** a energiei electrice, a căldurii și a frigului, reprezintă alimentarea unui consumator cu formele respective de energie produse fiecare separat și independent, în instalații de monogenerare:

– energia electrică din surse de producere numai a acesteia, iar în cazul cel mai general, preluată de consumator din sistemul local de alimentare cu energie electrică (SLAE);

– căldura, din centrale termice proprii sau ale unor terți;

– frigul, din instalații frigorifice alimentate la rândul lor cu energie electrică din SLAE – în cazul IFC –, sau cu căldură din CT – în cazul IFA.

Fig. 3.3. prezintă schema de principiu a producerii separate (P.SEP) a energiei electrice, căldurii și frigului.

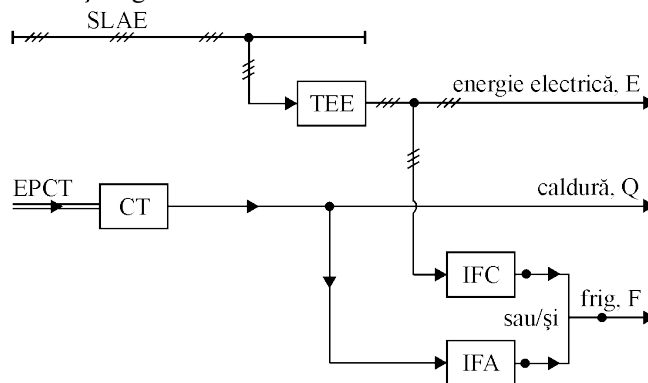


Fig. 3.3. Schema de principiu a alimentării separate cu energie electrică, frig și căldură: SLAE – sistemul local de alimentare cu energie electrică; TEE – transformator de energie electrică; celelalte abrevieri conform fig. 3.2.

### 3.3. Alegerea SPC

#### 3.3.1. Elemente avute în vedere la alegerea SPC

Alegerea tipului SPC se face ținându-se seama de natura și ordinea importanței următorilor factori:

- **natura sursei de energie primară** avută la dispoziție, în prezent și perspectivă pentru SPC în cauză;
- **natura consumatorului/consumatorilor de căldură** ce urmează a fi alimentați, prin:
  - **natura, destinația și mărimea cererii de căldură** care trebuie livrată de SPC;
  - **natura și parametrii agentului termic** ce urmează a fi utilizat pentru transportul și distribuția căldurii;
- **tehnologia de bază utilizată** pentru producerea căldurii, între CT și/sau CCG, iar în cazul CCG în funcție de tipul instalației de cogenerare utilizată: turbine cu abur sau cu gaze, ciclul mixt gaze/abur, motoare cu ardere internă, etc.;
- **anvergura-mărimea – zonei de alimentare cu căldură** ce urmează a fi preluată, evidențiată prin **gradul de centralizare/descentralizare dorit în alimentarea cu căldură**;
- **tipul SAC** pe care trebuie să-l asigure cu căldură SPC respectivă: urban, insular, mixt etc.

Toți acești factori trebuie avuți în vedere simultan, deoarece SPC sunt influențate în măsură diferită de combinațiile situațiilor ce pot apare în practică.

În cele ce urmează se vor analiza unele aspecte de bază ale limitărilor introduse de cei mai importanți dintre acești factori.

### **3.3.2. Natura sursei de energie primară și tehnologia de bază utilizată în SPC**

Natura și caracteristicile sursei de energie primară reprezintă principalele restricții care decid tipul sursei de producere a căldurii.

#### **3.3.2.1. Centrala termică – CT**

În funcție de tipul cazanelor utilizate pentru producerea căldurii și de amplasarea față de consumatori – în cazul celor urbani – CT este cea mai permisivă sursă de producere a căldurii, din punctul de vedere al naturii energiei primare posibilă a fi utilizată, fie că este vorba de resurse primare clasice de energie, fie de resurse regenerabile sau sub formă de deșeuri combustibile. Una din principalele condiționări ce apar totuși, în acest caz, o reprezintă servituțile pe care combustibilii clasici de tip păcură, combustibil lichid ușor și cărbuni, sau deșeurile combustibile le creiază zonelor învecinate CT, dacă acestea sunt în intravilan. Este vorba de depozitele de combustibil, iar în cazul cărbunilor apare în plus problema instalațiilor de preparare a acestora și cele pentru evacuarea, colectarea și depozitarea zgurii și cenușii rezultate în urma arderii. În situația utilizării deșeurilor solide combustibile (de regulă cele urbane), în plus se pune problema izolării complete a CT de zona învecinată, sub aspectul menținerii unei atmosfere fără degajări nocive. În cazul folosirii resurselor combustibile regenerabile apar elemente suplimentare legate de aprovizionarea, depozitarea, prepararea și alegerea instalațiilor adecvate pentru incinerarea lor. De asemenea, se impune ca CT să fie situată cât mai aproape de sursa regenerabilă de energie primară (de exemplu biomasa), pentru a diminua la maxim costul transportului acesteia de la locul de colectare la CT. De multe ori, această condiție vine în contradicție cu cerința – mai ales pentru CT urbane – ca acestea să fie amplasate cât mai aproape de consumatorii de căldură.

În orice caz, în toate cazurile de tipuri de energie primară utilizate drept combustibil, se pune problema poluării atmosferei prin emisiile evacuate cu gazele de ardere. În anumite situații, aceasta poate constitui o restricție principală în ce privește amplasarea CT față de zonele urbane învecinate.

În general, în cazul utilizării CT ca sursă de căldură, apare contradicția între necesitatea amplasării lor cât mai aproape de consumatorii de căldură, pe de o parte și pe de altă parte de servituțile create de această amplasare, asupra asigurării unui mediu adecvat pentru consumatorii arondați. În final, aceasta este de fapt problema gradului de descentralizare a producerii căldurii, valabilă de fapt oricărui tip de sursă de producere a căldurii.

### 3.3.2.2. Centrala de cogenerare – CCG

Din punctul de vedere al tipurilor de resurse primare de energie posibile a fi utilizate, **CCG cu turbine cu abur** este – practic – similară cu CT. În funcție de gradul de centralizare/descentralizare a producerii căldurii, în general, aceste tipuri de CCG intră în categoria celor de medie și mare putere, dar în ultimul timp sunt realizări și de turbine cu abur de cogenerare de mică putere (sub 1 MW<sub>e</sub>/turbină). Datorită producției specifice mici de energie electrică, pentru cantitatea de căldură produsă în cogenerare (indicile de cogenerare – în kWh<sub>e</sub>/kWh<sub>t</sub> (v. capitolul 7), chiar la puteri electrice instalate de cca. 1 MW<sub>e</sub>/turbină, producția de căldură a acestor turbine este de cca. 5...10 MW<sub>t</sub>/turbină. Dacă se ține seama că o astfel de CCG are instalat în cogenerare (deci în turbina cu abur) numai 20–30% din debitul maxim total de căldură instalat în toată centrala (coeficientul nominal de cogenerare –  $\alpha_{cg}^n$  – v. capitolul 7), rezultă că o asemenea centrală poate asigura alimentarea cu căldură a unei zone urbane de cca. 5000–6500 apartamente convenționale, adică o populație de cca. 12500–16000 de locuitori. Deci, o asemenea CCG poate reprezenta unica sursă de căldură a unui mic oraș, cu un sistem centralizat de alimentare cu căldură și a unei zone – cartier – dintr-un oraș mediu. Cu alte cuvinte, o CCG de mică putere, echipată cu o turbină cu abur de cca. 1 MW<sub>e</sub>, nu poate constitui o sursă descentralizată de alimentare cu căldură a consumatorilor urbani și bineînțeles nu se pune problema unei surse individuale sau de scară ori bloc. Ea poate constitui o sursă urbană de căldură, de zonă, sau o sursă individuală cu caracter industrial.

**În concluzie: o CCG de mică putere, echipată cu turbine cu abur intră în categoria surselor de căldură de zonă, în cazul consumatorilor urbani (CCG.Z), sau individuală, în cazul unui consumator industrial (CCG.I), pentru autoproducerea căldurii și energiei electrice necesară acestuia.** Ca urmare, pentru alimentarea cu căldură a orașelor, sau chiar a unui consumator industrial amplasat în intravilanul acestora, natura formei de energie primară utilizabilă este practic limitată, așa cum s-a arătat și în cazul CT.

Toate celelalte tehnologii de cogenerare, bazate pe folosirea motoarelor cu ardere internă – MAI (motoare termice – întâlnite în vorbirea curentă), a turbinelor cu gaze – TG, sau a ciclului mixt gaze/abur – TG/TA, impun restricții deosebite din punctul de vedere al formei energiei primare utilizabile.

Astfel, **CCG cu MAI** pot utiliza – în funcție de tipul motorului – în principiu combustibilii clasici sau deșeu în stare gazoasă, sau combustibilii lichizi de tipul dieselului, biodieselului, sau al uleiului vegetal (v. cap. 4). Sunt MAI care pot folosi numai unul din acești combustibili – este cazul în general al combustibililor gazoși, sau doi combustibili – de tip „dual-fuel” – (gaz metan + diesel, sau alte combinații similare). Ca urmare, în **cazul combustibililor regenerabili, de tip biomasă**, pentru a putea fi utilizați în CCG cu MAI, este necesară în prealabil gazificarea sau piroliza acestora, pentru a-i transforma în combustibil gazos sau respectiv lichid.



**CCG cu turbine cu gaze (CCG-TG), sau cu ciclu mixt gaze/abur (CCG-TG/TA)** sunt instalațiile cele mai restrictive, sub aspectul formei de energie primară utilizabilă: gazul natural, combustibilul lichid ușor sau derivați ai acestora, în funcție de tehnologia adoptată de constructorii turbinelor cu gaze.

**Observație:** instalațiile termice de vârf, existente practic în orice tip de CCG, indiferent de tehnologia de cogenerare utilizată și de tipul consumatorilor de căldură alimentați, care produc căldura în regim de CT, au libertatea utilizării oricărei forme de energie primară, cu recomandările și condiționările expuse mai sus, pentru acest tip de sursă de căldură.

### 3.3.3. Mărimea SPC

Mărimea unei SPC trebuie privită din punctul de vedere al capacității sale de producție a căldurii, plecându-se de la rolul său de bază, care este acela de alimentare cu căldură a consumatorilor arondați.

Ținându-se seama deci de debitul nominal de căldură pe care trebuie să-l asigure o SPC ( $q_{SPC}^n$ ), în funcție de tehnologia adoptată pentru producerea căldurii – CT sau CCG –, se poate stabili anvergura sa, din punctul de vedere al alimentării cu căldură – cazul CT –, iar în cazul CCG și al puterii electrice nominale instalate.

Ca atare, **în cazul CT**, producând numai căldură, puterea termică instalată este strict dependentă de mărimea cererii maxime de căldură pe care trebuie să o asigure, în funcție de tipul consumatorului/consumatorilor de căldură, iar în cazul celor urbani în funcție și de gradul de centralizare/descentralizare adoptat pentru SAC respectiv.

În situația CCG din punctul de vedere al mărimii sale, depinde în primul rând de tipul consumatorului/consumatorilor de căldură arondați:

- **în cazul consumatorilor urbani și terțiari** aferenți acestora, dimensionarea CCG se face în funcție de cererea de căldură maximă și de structura acesteia, stabilindu-se capacitatea termică nominală a SPC ( $q_{CCG}^n$ ): raportul între consumul de căldură sub formă de apă caldă de consum ( $q_{acc}^n$ ) și de cel pentru încălzire ( $q_i^n$ ), iar în cazul centralelor de trigenerare – CTG – și de cel pentru climatizare ( $q_{cl}^n$ ). Plecându-se de la aceste valori, în funcție de tipul instalațiilor de cogenerare alese (ICG cu: TA, TG, TG/TA, MAI etc.) se stabilește valoarea optimă a cotei de căldură dată din acestea ( $q_{cg}^n$ ), față de aceea dată de instalațiile termice de vârf ( $q_v^n$ ) – în care:  $q_{CCG}^n = q_{cg}^n + q_v^n$  - prin coeficientul nominal optim de cogenerare ( $\alpha_{cg}^n = q_{cg}^n / q_{CCG}^n$ ) – conform cap. 7. Cunoscându-se tehnologia de cogenerare aleasă și debitul termic nominal instalat în aceasta ( $q_{cg}^n$ ), este univoc determinată puterea electrică nominală a acesteia, produsă în cogenerare ( $P_{cg}^n$ ). În acest fel, plecându-se de la valoarea de dimensionare a cererii maxime de căldură, ce trebuie livrată de CCG ( $q_{CCG}^M$ ), se stabilește profilul echipamentelor instalate în aceasta,

prin:  $q_{cg}^n$  și  $P_{cg}^n$ , respectiv prin  $q_v^n$ . **Se spune că CCG a fost dimensionată după cererea de căldură.** În consecință, și regimurile ei caracteristice de funcționare în cursul anului vor fi determinate de cererea momentană de căldură, iar puterea electrică va fi o consecință a acesteia, în funcție de tipul și caracteristicile termodinamice ale instalației de cogenerare aleasă (prin indicele de cogenerare: v. cap. 7).

Există situații în care, dacă CCG urbană este destinată și pentru a prelua momentan anumite cereri de energie electrică, mai mari decât cea ce poate produce pe seama cererii simultane de căldură, atunci dimensionarea sa se face din start după cererea simultană a celor două forme de energie. Este **de reținut** însă, **că în aceste condiții, va crește disponibilitatea anuală a producției de energie electrică a acesteia**, comparativ cu dimensionarea strict după „termic”, **în dauna reducerii eficienței sale energetice globale anuale.**

Opțiunea între cele două variante de dimensionare, cu stabilirea modului efectiv de alegere a capacităților instalate în instalațiile de cogenerare și respectiv în cele termice de vârf, este rezultatul calculelor de optimizare tehnico-economică și de mediu, pentru stabilirea profilului viitoare CCG/CTG;

• **în cazul consumatorilor industriali**, în funcție de raportul existent între valorile cererilor de căldură, energie electrică și frig (dacă este cazul), dimensionarea CCG și/sau CTG se face de la caz la caz, fie după „termic”, fie după „electric și termic”, în funcție de o serie de alți factori tehnici și mai ales economici specifici cazului analizat (v. cap. 17 și 18).

Pentru un tip de consumatori (urbani sau și industriali), mărirea capacității termice a instalațiilor de cogenerare și respectiv puterea lor nominală, este determinată în primul rând de producția specifică de energie electrică pentru unitatea de cantitate de căldură produsă în cogenerare (de indicele nominal de cogenerare – v. cap. 7). Tabelul 3.1 prezintă domeniile orientative ale utilizării diverselor tipuri de SPC specifice alimentării cu căldură a consumatorilor urbani. Se constată că:

– **centralele termice (CT)** pot – teoretic și practic – asigura orice valoare a cererii de căldură, în funcție de condițiile specifice cazului analizat;

– **centralele de micro-cogenerare (micro.CCG)**, în funcție de tipul instalațiilor de cogenerare, pot alimenta cu căldură între 30 și 300 de apartamente convenționale;

– **minicentralele de cogenerare (m.CCG)**, pot asigura alimentarea cu căldură între 550 și 4800 apartamente convenționale, în funcție de tipul instalațiilor de cogenerare (numărul crește de la m.CCG echipate cu MAI, la cele cu TG, care sunt practic echivalente, din acest punct de vedere, cu cele cu TA);

– **centralele de cogenerare de medie putere (md.CCG)**, pot alimenta cu căldură între 5000 și 42000 de apartamente convenționale, valoarea acestora crescând de la CCG cu MAI, la cele cu ciclul mixt (TG cu TA sau MAI cu TA), urmate de cele cu TG și respectiv cu TA;

## Domenii orientative de utilizare a diverselor SPC, în funcție de tehnologia de producere a căldurii și de capacitatea termică nominală a acestora

Tabelul 3.1

Nr. crt.	Tipul sursei de căldură și anvergura	Tehnologia de producere a căldurii <sup>(2)</sup>	$y_{cg}^n$ (kWh <sub>e</sub> /kWh <sub>t</sub> ) <sup>(3)</sup>	Capacități instalate în				aria alimentată cu căldură (în nr. apartamente convenționale) <sup>(6)</sup>
				instal. de cogener. <sup>(4)</sup>		ansamblul CCG <sup>(5)</sup>		
				termic (MW <sub>t</sub> )	electric (MW <sub>e</sub> )	termic (MW <sub>t</sub> )	electric (MW <sub>e</sub> )	
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	CT	cazane apă caldă sau CAF	-	0,020 - 116	-	0,020 - 116	-	≥ 4 - 20000
		cazane de abur	-	0,500 - 100	-	0,500 - 100	-	≥ 100 - 15000
2	micro co- generare (micro.CCG)	MAI	0,60/1,0	≤ 0,05	≤ 0,05	0,17 - 0,30	≤ 0,05	≤ 30 - 50
		TG	0,15/0,20	≤ 0,25		0,80 - 1,70		≤ 150 - 300
		TA	0,20/0,20	≤ 0,25		0,80 - 1,70		≤ 150 - 300
	mică co- generare (m.CCG)	MAI	0,65/1,10	≤ 0,90	≤ 1	3 - 6	≤ 1	≤ 550 - 1100
		TG	0,20/0,25	≤ 4		13 - 26		≤ 2400 - 4800
		TA	0,27/0,27	≤ 3,70		12 - 25		≤ 2200 - 4400
	medie co- generare (md.CCG)	MAI	0,85/1,40	≤ 8,6	≤ 12	29 - 57	≤ 12	≤ 5300 - 10600
		TG	0,50/0,65	≤ 18,5		62 - 123		≤ 11500 - 23000
		TA	0,35/0,35	≤ 34		113 - 226		≤ 21000 - 42000
		TG/ TA	1,30/1,30	≤ 9,2		31 - 61		≤ 5700 - 11500
		MAI/ TA	1,50/1,50	≤ 8		27 - 53		≤ 5000 - 10000
		MAI	≥ 0,85/1,40	≥ 8,6		≥ 29 - 57		≥ 5300 - 10600
	cogenerare mare (M.CCG)	TG	≥ 0,50/0,65	≥ 18,5	≥ 12	≥ 62 - 123	≥ 12	≥ 11500 - 23000
		TA	≥ 0,35/0,35	≥ 34		≥ 113 - 226		≥ 21000 - 42000
		TG/ TA	≥ 1,30/1,30	≥ 9,2		≥ 31 - 61		≥ 5700 - 11500
		MAI/ TA	≥ 1,50/1,50	≥ 8		≥ 27 - 53		≥ 5000 - 10000
MAI		≥ 0,85/1,40	≥ 8,6	≥ 29 - 57		≥ 5300 - 10600		

Notă: 1) clasificarea centralelor de cogenerare este conformă Directivei 8, din 2004, a CE; 2) pentru fiecare tip de CCG s-au considerat instalațiile de cogenerare adecvate mării puterii electrice nominale, conform Directivei 8, din 2004, a CE; 3)  $y_{cg}^n$  - reprezintă producția specifică de energie electrică pentru fiecare unitate de energie termică l

livrate în cogenerare (la numărător este valoarea nominală de referință, iar la numitor este valoarea nominală realizată, ținându-se seama de „gradul de recuperare a căldurii” - v. cap. 7 -); 4) valori conforme cu categoria de CCG, după directiva 8/2004 a CE; 5) în ipoteza că CCG conține un singur echipament de cogenerare; 6) în ipotezele: unui coeficient nominal de cogenerare ( $\alpha_{cg}^n$ ) de 0,15-0,30, conform calculelor de optimizare și a unui consum de căldură pe apartamentul convențional, de 5400 W/ap.cv., conform § 2.2.

– **centralele de cogenerare de mare putere (M.CCG)**, pot asigura de la minim 5300 până la orice număr de apartamente convenționale, în funcție de capacitatea termică (electrică) instalată și de tipul instalațiilor de cogenerare utilizate. Numărul minim de apartamente convenționale arondate unei asemenea CCG crește de la CCG cu ciclu mixt MAI/TA, TG/TA, MAI, TG la cele cu TA.

În final, se poate spune că în cazul consumatorilor urbani, microcogenerarea este specifică alimentării descentralizate la nivel de clădire sau a unui număr restrâns de clădiri. Cogenerarea de mică putere este aplicabilă surselor de căldură de zonă, în timp ce cogenerarea de medie și/sau mare putere se adresează surselor de căldură de zonă, orașelor mici și medii sau chiar mari.

Fig. 3.4. prezintă un exemplu al modului cum se ține seama de diverșii factori, prezentați mai sus, pentru stabilirea soluției de alimentare cu căldură a consumatorilor urbani.

### 3.3.4. Etapele alegerii SPC și justificarea eficienței lor

În continuare sunt prezentate principalele etape avute în vedere la alegerea SPC, în ordinea utilității lor, pentru cazul unui SAC existent sau nou. Totodată, se vor evidenția și justificările, respectiv elementele suplimentare ce trebuie avute în vedere în cadrul fiecărei etape.

#### 3.3.4.1. Datele de intrare

Acestea trebuie să pună la dispoziție toate informațiile cantitative și calitative asupra SAC în discuție (nou, sau existent), asupra tipului consumatorilor de căldură și a mărimii cererilor de căldură ale acestora, precum și a variației lor în timp, pe durata de viață a majorității instalațiilor energetice de bază ale SPC, cum ar fi:

- **tipul SAC** în discuție: existent sau nou și **amplasarea în teren a SPC existente;**
- **tipul consumatorilor de căldură** (urbani, terțieri, industriali etc.) și **amplasarea lor în teren, inclusiv natura și parametrii agentului termic** impuși de aceștia;
- **structura și mărimea consumurilor de căldură**, în regimurile caracteristice: maxime, medii, minime, pentru sezoanele specifice diverselor consumuri dependente de condițiile climaterice exterioare;
- **variația pe durata de studiu** (mai mare sau cel puțin egală cu durata normată de viață a echipamentelor energetice de bază ale SPC) **a valorilor maxime ale consumurilor de căldură** avute în vedere;
- **stabilirea valorilor consumurilor de căldură, care vor sta la baza dimensionării SAC;**

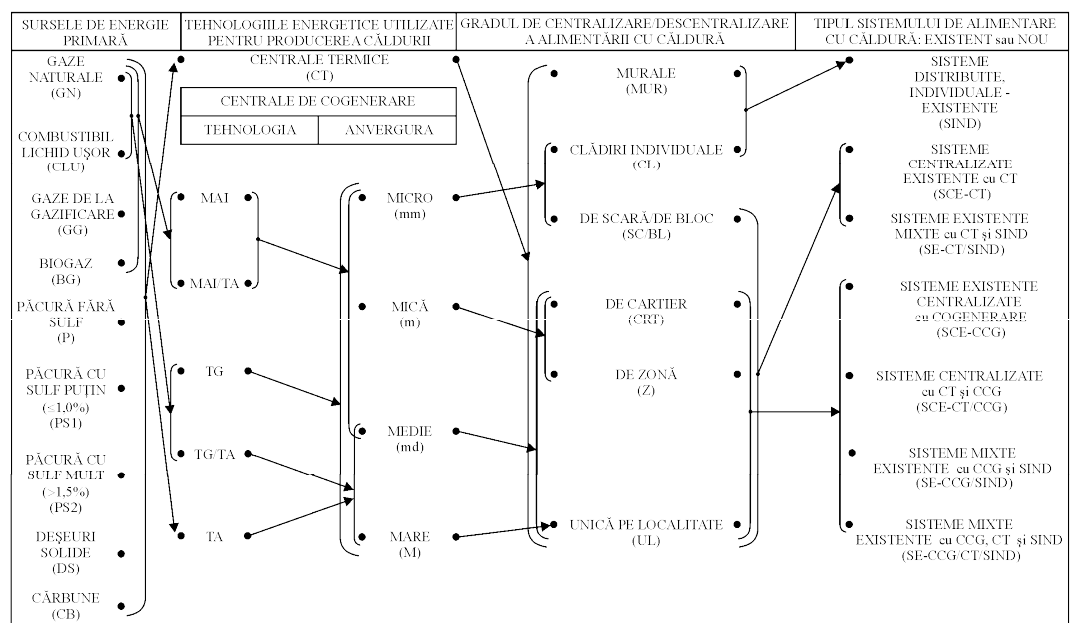


Fig. 3.4. Soluții pentru alimentarea cu căldură a consumatorilor urbani.

- **stabilirea valorilor cererilor locale de energie electrică și a evoluției lor în timp.**

#### 3.3.4.2. Analiza situației existente a SAC

Aceasta urmărește „fotografierea” stării tehnice și a eficienței economice a SAC existent, de la SPC existente până la consumatori, corelat cu resursele primare de energie utilizate:

- **analiza structurii SAC existent**, din punctul de vedere al tipului și poziției față de consumatori al SPC existente și al concepției de realizare a sistemului de transport și distribuție a căldurii – STDC (format din rețelele termice secundare – RTS, sau modulele de puncte termice – MT). Aceasta va permite cunoașterea:
  - poziției în teren a diverselor SPC, față de consumatorii de căldură;
  - traseului rețelelor termice primare, de legătură între SPC existente și consumatorii de căldură;
  - poziției în teren a resurselor primare de energie existente (în cazul gazului metan, a traseului rețelei de distribuție a acestuia și a poziției stațiilor locale de reducere a presiunii sale, de la medie la joasă presiune);
- pentru SAC existent: **auditul tehnic, de mediu și economic al ansamblului SAC**, în vederea evidențierii următoarelor elemente principale:
  - **starea tehnică generală și uzura morală** a principalelor subsansamble ale SAC existent;
  - **aprecierea** (dacă nu există analize pe bază de încercări de laborator) **duratelor remanente de viață** ale principalelor echipamente energetice din SPC existente și ale RTP, PTC și RTS;
  - **performanțele tehnice, ale SPC și ale STDC, rezultate în funcționarea curentă**, inclusiv stabilirea unor indisponibilități ale capacităților de producție existente, determinate de schema termică generală a SPC, de îmbătrânirea echipamentelor sau/și de evoluția în timp a consumurilor reale de căldură, față de cele avute în vedere la proiectarea instalațiilor respective;
  - **eficiența energetică și economică** a SPC, STDC și a ansamblului SAC, până la nivelul prețului căldurii și al energiei electrice (în cazul CCG) de livrare „**la gardul SPC**” până la cel de vânzare la consumatorii de căldură. Totodată, se vor evidenția **structura și mărimea emisiilor poluante**, comparativ cu limitele maxime admise de normative.

În finalul acestui audit vor rezulta propuneri privitoare la evoluția în perioada următoare a echipamentelor din SPC existente și asupra diverselor elemente componente al STDC pe care se mai poate conta în funcționare, până când și cu ce performanțe tehnice, de mediu și economice.

#### 3.3.4.3. Resursele primare de energie disponibile

Analiza structurii resurselor primare de energie disponibile, a evoluției disponibilității lor pe termen lung și localizarea în raport cu zona de consum termic. Aceasta este impusă de faptul că rezultatele analizei vor influența decisiv

tehnologiile de cogenerare posibile a fi utilizate și amplasarea în zonă a surselor de producere a căldurii.

Evaluarea respectivă urmează să permită stabilirea tipului și cantităților anuale de resurse primare posibile a fi utilizate pentru producerea căldurii, pe durata de viață a echipamentelor energetice ale sursei/surselor de căldură propuse ca alternative pentru perspectivă.

#### 3.3.4.4. Stabilirea soluțiilor alternative de alimentare cu căldură

Aceasta presupune ca, plecând de la situația existentă a sursei/surselor de căldură, corelat cu natura resurselor primare de energie disponibile și de gradele de centralizare/descentralizare dorite pentru alimentarea cu căldură în perspectivă, să se aleagă soluțiile tehnice posibile de surse de căldură, din următoarele puncte de vedere:

- **tehnologiile de producere a căldurii**, bazate pe CT sau pe CCG cu diversele variante posibile ale instalațiilor de cogenerare;
- **numărul și pozițiile viitoarelor surse de producere a căldurii**, în raport cu consumatorii de căldură și cu resursele primare de energie disponibile;
- **capacitățile de producție ale surselor de căldură** alternative considerate, simultan cu cele de producere a energiei electrice cum este cazul CCG, față de cererile de căldură și de energie electrică ale zonei/zonelor de consum arondate acestora.

#### 3.3.4.5. Elaborarea calculelor de eficiență tehnico-economică

Aceasta înseamnă stabilirea eficienței tehnico-economice a soluțiilor tehnice alternative de alimentare cu căldură selectate în prealabil, pe baza criteriilor economice recunoscute de bănci sau de cei care vor pune la dispoziție resursele financiare pentru realizarea obiectivelor respective, ceea ce presupune:

- **dimensionarea optimă**, sub aspectul capacității instalate pentru producerea căldurii, iar în cazul soluțiilor de cogenerare și al producerii energiei electrice;
- **ierarhizarea din punct de vedere al eficienței economice** a soluțiilor alternative de realizare a SAC analizat, **cu evidențierea soluției optime**;
- **calculul performanțelor energetice și al principalilor indicatori economici**, ce caracterizează fiecare soluție alternativă analizată;
- **determinarea sensibilității eficienței economice a soluției optime de SAC** rezultată în urma calculelor, pentru stabilirea valorilor limită ale principalelor mărimi care influențează această eficiență: mărimea minimă a cererii de căldură față de aceea estimată, mărimea investiției maxime admisibile, față de aceea preconizată, prețul maxim al combustibilului utilizat, comparativ cu cel utilizat în calcule și valoarea minimă posibilă a prețului de vânzare a căldurii (în cazul soluțiilor cu CT), simultan cu cel de vânzare a energiei electrice (în cazul soluțiilor de CCG).

Calculule de eficiență tehnico-economică se fac pentru ansamblul SAC, ținându-se seama de durata de studiu și de evoluția în cadrul acesteia a realizării

investiției, a capacităților de producție și a energiei anuale livrate-vândute (în cazul CT, fiind vorba numai de căldură, iar în cazul CCG și de energia electrică). Aceasta presupune că **toate calculele de eficiență tehnico-economică se fac aplicând criteriile economice bazate pe „metoda actualizării”**, ținându-se seama și de montajul financiar adoptat pentru realizarea investiției aferentă obiectivului avut în vedere.



## CUPRINS CAPITOLUL 3

## SURSE DE PRODUCERE A CĂLDURII – SPC –

<b>3. SURSE DE PRODUCERE A CĂLDURII – SPC –</b> .....	78
3.1. Tipuri de SPC.....	78
3.2. Terminologie.....	80
3.3. Alegerea SPC.....	82
3.3.1. Elemente avute în vedere la alegerea SPC.....	82
3.3.2. Natura sursei de energie primară și tehnologia de bază utilizată în SPC.....	83
3.3.2.1. Centrala termică – CT.....	83
3.3.2.2. Centrala de cogenerare – CCG .....	84
3.3.3. Mărimea SPC.....	85
3.3.4. Etapele alegerii SPC și justificarea eficienței lor.....	88
3.3.4.1. Datele de intrare.....	88
3.3.4.2. Analiza situației existente a SAC.....	90
3.3.4.3. Resursele primare de energie disponibile .....	90
3.3.4.4. Stabilirea soluțiilor alternative de alimentare cu căldură.....	91
3.3.4.5. Elaborarea calculului de eficiență tehnico-economică .....	91

## 5. ECHIPAMENTE ENERGETICE DE BAZĂ ALE SURSELOR DE PRODUCERE A CĂLDURII

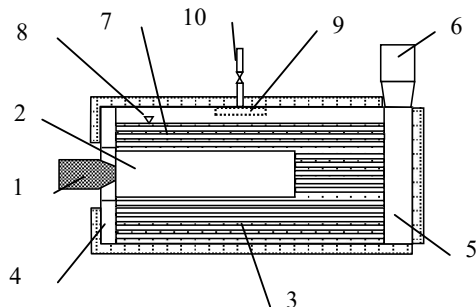
### 5.1. Cazane de abur și de apă caldă și/sau fierbinte

#### 5.1.1. Tipuri de cazane de abur. Caracteristici tehnico - funcționale

##### 5.1.1.1. Cazane de abur utilizate în centralele termice

Centralele termice sunt echipate cu o gamă largă de tipodimensiuni de cazane în funcție de natura și mărimea centralei termice.

**Cazanele cu tub de flacără și cu țevi de fum** (fig. 5.1.) sunt cazane de debite reduse, în mod curent sub cca. 2,8 kg/s (10 t/h) și cu presiuni reduse, sub cca. 20 bar. Ele se caracterizează prin circulația naturală a apei și prin producerea de abur saturat. Pot avea unul sau mai multe drumuri de gaze de ardere. Acest tip de cazane este recomandat pentru echiparea centralelor termice industriale deoarece, datorită masei mari de metal și a volumului mare de apă, poate prelua ușor variații mari de sarcină fără scăderea presiunii, respectiv fără intervenția sistemului de reglaj. Existența rezervorului de apă face posibilă purjarea cazanelor și deci condițiile de calitate impuse apei de alimentare sunt mai puțin stricte. Dezavantajele principale constau în consumul mare de metal care conduce la costuri mari, în dimensiunile ancombrante și în timpii mari de pornire.



**Fig. 5.1.** Cazan de abur cu tub de flacără și țevi de fum: 1 – arzător; 2 – tub de flacără; 3 – țevi de fum; 4 – cameră de fum anterioară; 5 – cameră de fum posterioară; 6 – coș de fum; 7 – spațiu de apă; 8 – spațiu de vapori; 9 – separator de umiditate; 10 – abur saturat.

**Cazanele cu țevi de apă (secționale, de radiație etc.)** sunt similare constructiv cazanelor energetice cu circulație naturală a apei în sistemul vaporizator (fig. 5.2.,a.). Se construiesc pentru debite mici și medii (maxim cca. 30 kg/s – 120 t/h) și presiuni de asemenea mici sau medii (în general sub 25 bar). Pot produce atât abur saturat, cât și abur supraîncălzit. Sunt recomandate pentru echiparea centralelor termice industriale. Ele au un volum mare de apă care permite preluarea ușoară a variațiilor de sarcină, permit purjarea fiind puțin pretențioase din punct de vedere al calității apei de alimentare. La aceleași debite de abur, prezintă de asemenea un consum de metal mai mic și dimensiuni mai reduse decât al

## 11. ACUMULAREA CĂLDURII

### 11.1. Scopul și rolul acumulării energiei

Un sistem de consum de energie este constituit întotdeauna din trei subsisteme de bază, pornind de la sursa de energie primară, sistemul de conversie a energie și consumul final de energie. Pe lângă acestea mai apar subsistemele de transport și distribuție a formelor de energie și a agenților energetici, care fac legătura între cele trei elemente de bază.

Cu certitudine, între producția și consumul de energie există întotdeauna neconcordanțe cantitative, calitative și temporale. Eliminarea acestora reprezintă scopul acumulării energiei.

Neconcordanțele amintite mai sus sunt determinate mai ales de nesimultaneitatea între variațiile în timp ale cererii de energie, față de posibilitățile reale de adaptare la acestea ale celorlalte subsisteme, dintre care cel mai important este cel care asigură conversia energiei primare în forma/formele de energie impuse de consum. Cu alte cuvinte, în anumite situații, apare următoarea întrebare privind cererea momentană de energie: care este cota de energie ce poate fi asigurată de sursa de energie, față de cerere și cum se poate acoperi diferența?

Răspunsul înseamnă de fapt rezolvarea problemei asigurării vârfului de sarcină, la care în foarte dese cazuri se poate răspunde prin utilizarea acumulării energiei.

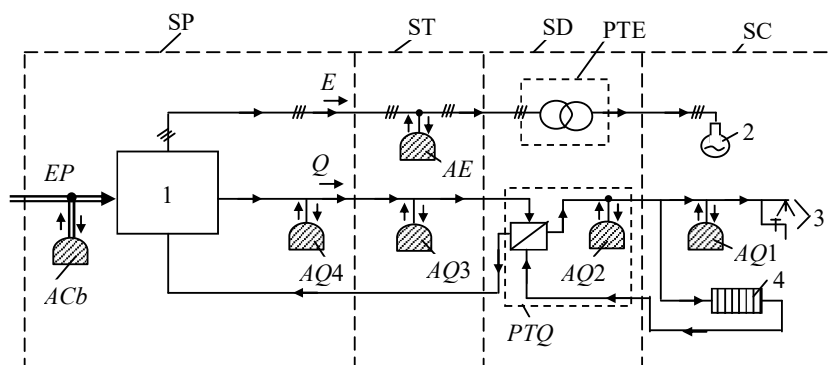
Sub aspect economic, utilizarea instalațiilor de acumulare a energiei poate conduce la eforturi investiționale mai mici decât introducerea unei instalații clasice de vârf. De asemenea, cheltuielile cu combustibilul utilizat pentru producerea energiei acumulate pot fi mai reduse decât cele aferente instalațiilor de vârf.

În cazurile în care între energia produsă (oferită) și aceea consumată (cerută) apar decalaje cantitative și temporale bine definite, atunci acumularea poate fi utilizată și pentru umplerea golurilor de sarcină, nu numai pentru eliminarea vârfurilor. Aceasta înseamnă aplicarea metodei „**aplatisării curbei de sarcină**”, care reprezintă o soluție adoptată în mod curent în sistemele de energie. De asemenea, în cazul unor instalații care produc simultan mai multe forme de energie, cum este cel al centralelor de cogenerare sau trigenerare, instalațiile de acumulare a energiei pot armoniza producția cu cererea formelor respective de energie, atât cantitativ cât și temporal.

Pe lângă rolurile expuse mai sus, acumularea energiei mai poate constitui rezerva tampon de energie, în cazul întreruperilor bruște ale furnizării acesteia.

Ținându-se seama de toate acestea fig. 11.1. prezintă cazul tipic de alimentare și consum sub formă de energie electrică și căldură. Într-un asemenea sistem, acumularea se poate face sub formă de căldură și/sau de energie electrică ori/și de energie primară. De asemenea, în cazul căldurii, în funcție de structura și anvergura sistemului de transport și distribuție a acesteia și de natura, mărimea și structura cererii de căldură, acumularea poate avea loc la consumator ( $AQ_1$ ) sau în punctul termic ( $AQ_2$ ), în rețeaua de transport – prin acumulare naturală ( $AQ_3$ ) –, sau la sursa de căldură ( $AQ_4$ ). În funcție de natura combustibilului utilizat la sursa de energie și

de ansamblul instalațiilor de preparare a sa, poate apare oportuna stocarea acestuia în instalații adecvate (*ACb*). Pe partea de energie electrică, acumularea se poate realiza la nivelul sistemului de transport (*AE*) și/sau al celui de consum (mai rar).



**Fig. 11.1.** Schema de principiu a posibilităților acumulării energiei în diversele subsisteme ale unui sistem de alimentare cu căldură și energie electrică: SP - sistemul de producere a energiei; ST - sistemul de transport a energiei; SD - sistemul de distribuție a energiei; SC - sistemul de consum al energiei; PTE - punct de transformare a energiei electrice; PTC - punct de transformare a căldurii (punct termic); *ACb*, *AQ*, *AE* - acumulatori de energie, sub formă de combustibil, căldură și energie electrică; *E* - energie electrică; *Q* - căldură; *EP* - energie primară (combustibil); 1 - sursa de producere a energiei (căldurii și/sau a energiei electrice); 2 - consumatori de energie electrică; 3, 4 - consumatori de căldură sub formă de apă caldă de consum și pentru încălzire.

În ceea ce privește forma de energie acumulată, aceasta poate fi integral sub formă de căldură sau/și mecanică. În cazul rețelei de transport a unui agent termic, acumularea poate fi sub formă de căldură (efectul de volant termic), pneumatică (în cazul aerului comprimat) sau hidraulică. Pentru consumul sub formă de energie electrică, acumularea este directă, de natură electrochimică, electromagnetice sau prin intermediul condensatorilor electrice (*AE* – conform fig. 11.1.). Acumularea de energie la nivelul consumatorilor finali, poate fi termică, electrochimică sau mecanică.

## 11.2. Acumularea căldurii, principii și soluții de realizare

### 11.2.1. Definiții

**Acumularea energiei termice (AET)** este un proces fizic sau chimic, care are loc în acumulator. Din punctul de vedere al desfășurării în timp, procesul de acumulare se caracterizează prin două perioade distincte: încărcarea și descărcarea.

Ca aparat, **acumulatorul de căldură** constă într-un recipient, mediul pentru acumulare, mecanismele pentru încărcare și descărcare și alte elemente auxiliare.

**Sistemul de acumulare** este definit – de la caz la caz – prin modul în care energia necesară încărcării acumulatorului este preluată de la sursa de energie și modalitatea în care energia disponibilă prin descărcarea acumulatorului este transferată în final în forma de energie cerută.

### 11.2.2. Principiul acumulării energiei termice

Pentru conturul considerat al unui acumulator, prezentat în fig. 11.2., ecuația de bază a conservării energiei este dată de:

$$W_i - W_e = W_a \quad [\text{kW}] \quad , \quad (11.1)$$

în care  $W_i$ ,  $W_e$  reprezintă energia intrată, respectiv ieșită din acumulator;  $W_a$  – energia acumulată.

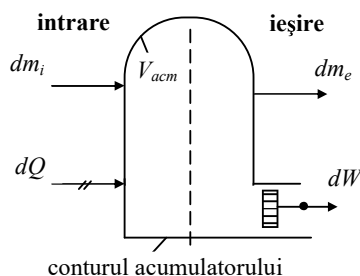


Fig. 11.2. Bilanțul de energie al unui acumulator.

Aplicându-se principiul I al Termodinamicii, pentru conturul considerat, „ecuația generală a acumulării energiei”, pentru un sistem deschis, conduce la expresia generală [11.1]:

$$(u + p \cdot v + g \cdot H + c^2 / 2)_i \cdot dm_i + dQ - (u + p \cdot v + g \cdot H + c^2 / 2)_e \cdot dm_e - dW = d[(u + g \cdot H + c^2)_a \cdot m_a] \quad (11.2)$$

unde:  $u$  este energia internă specifică (raportată la un nivel de referință arbitrar ales);  $p$  – presiunea;  $v$  – volumul specific;  $p \cdot v$  – energia specifică a unității de masă, intrată, respectiv ieșită din sistem – „fluxul energetic”;  $g$  – accelerația gravitațională;  $H$  – înălțimea (raportată al un nivel de referință);  $g \cdot H$  – energia potențială specifică unității de masă;  $c$  – viteza;  $c^2 / 2$  – energia cinetică specifică unității de masă;  $dQ$  – fluxul termic transmis prin transferul de masă ( $+dQ$  fiind căldura intrată în sistem);  $dm_i$ ,  $dm_e$  – diferențiala cantității de masă intrată, respectiv ieșită din sistem;  $dW$  – lucrul mecanic produs de sistem, independent de transferul de masă;  $m_a$  – masa „mediului” folosit pentru acumularea energiei în acumulator;  $dm_a$  – diferențiala schimbului de masă.

Analizând ecuația generală (11.2) rezultă că energia acumulată poate fi schimbată cu exteriorul sub forma energiei interne, potențiale, cinetice sau masice. În general, utilizarea energiei interne este specifică acumulării energiei termice, ca și în cazul energiei masice, fiind caracterizată de faptul că energia internă este mai mare decât aceea caracteristică mediului ambiant. În continuare, definirea energiei termice acumulate va include și energia masică, chiar dacă nivelul energiei interne este coborât însă conținutul de exergie (energia utilizabilă) este ridicat, datorită stării mediului de acumulare. Aceste aplicații sunt utilizate, după caz, în sistemele de acumulare a gazelor (aerului) sub presiune, care au un nivel exergetic ridicat, chiar dacă temperatura lor indică un conținut neglijabil de energie internă. Este evident că un astfel de sistem de acumulare a energiei este utilizat numai la acumularea de lucru mecanic, în timp ce acumularea de căldură este utilizată atât pentru producerea de lucru mecanic, cât și pentru alimentarea cu căldură.

Dacă cele două forme de energie acumulate – energie cinetică și potențială – se neglijează și dacă, în mod suplimentar, termenii care exprimă energia cinetică și potențială a cantității de masă intrată/ieșită sunt de asemenea neglijați, iar lucrul mecanic este cel schimbat la nivelul conturului, atunci:

$$dW = p_a \cdot dV_a, \quad (11.3)$$

în care  $dV_a$  este volumul acumulatorului;  $p_a$  – presiunea de acumulare.

În aceste condiții, relația (11.2) ia forma utilă pentru acumularea energiei termice:

$$\begin{aligned} (u + p \cdot v)_i \cdot dm_i + dQ - (u + p \cdot v)_e \cdot dm_e = \\ = d(u \cdot m)_a + p_a \cdot V_a \end{aligned} \quad (11.4)$$

Utilizând definiția entalpiei:

$$h = u + p \cdot v, \quad (11.5)$$

ecuația de bilanț termic va deveni:

$$h_i \cdot dm_i + dQ - h_e \cdot dm_e = d(u \cdot m)_a + p_a \cdot V_a, \quad (11.6)$$

iar bilanțul de masă, pe conturul considerat, este:

$$dm_i - dm_e = dm_a. \quad (11.7)$$

Procesele de încărcare și descărcare sunt descrise în general de ecuațiile (11.4) sau (11.6) și (11.7), adică de cele două relații care exprimă bilanțul de energie și de masă.

### 11.2.3. Tipurile de acumulare a energiei termice (AET)

Ținându-se seama de definițiile și ecuațiile prezentate în § 11.2.1. și 11.2.2., se pot distinge următoarele tipuri de acumulare a energiei termice (AET) – [11.1]:

a) **după tipul de agent de stocare și al modului în care se face transferul căldurii** acumularea căldurii se poate realiza în următoarele patru variante:

a.1) **acumularea directă**: acumularea mediului de lucru și a căldurii transferată de la acesta este simultană. Mediul pentru stocarea energiei poate fi solid, lichid în două faze (lichid plus vapori), ori gazos;

a.2) **acumularea indirectă**: energia termică este transformată fie numai prin transfer termic (de exemplu, prin conducție prin peretele recipientului) sau prin intermediul unui mediu separat de transfer termic (lichid, două faze sau în stare gazoasă). Mediul de stocare poate fi solid, lichid sau gazos, fără schimbare de stare, sau cu orice schimb de stare: solid/solid, solid/lichid sau lichid/vapori;

a.3) **acumularea semi-directă**: ca și în cazul (a.2) exceptând capacitatea de stocare a mediului utilizat pentru transferul căldurii, care joacă un rol mai important (de exemplu: stocarea uleiului fierbinte);

a.4) **acumularea prin adsorbție**, care se bazează pe proprietatea unor medii de lucru de a absorbi gazele și prin aceasta căldura degajată. Transferul de căldură poate fi direct sau prin intermediul unui mediu gazos;

b) **după variația în timpul procesului de acumulare a masei mediului stocat**. Din acest punct de vedere pot apare următoarele două variante:

b.1) **conținutul constant de masă** ( $dm_a = 0$ ), care este uzual la stocarea indirectă. Oricum, aceasta poate avea loc în cazul stocării directe, dacă masa degajată în urma răcirii (pe durata descărcării), ori a încălzirii (pe durata încărcării) este integral returnată în acumulator (caracterizată de capacitatea de stocare);

b.2) **conținutul variabil de masă** ( $dm_a \neq 0$ ): este cazul, în general, al stocării directe;

c) **după variația volumului de stocare**:

c.1) **volum constant** ( $dV_a = 0$ ): este aplicată la folosirea recipientelor închise de stocare (cel puțin aproximativ);

c.2) **volum variabil** ( $dV_a \neq 0$ ): este cazul stocării la presiunea mediului, sau cu echipament special pentru menținerea presiunii;

d) **după variația presiunii de stocare**:

d.1) **presiunea constantă** ( $dp_a = 0$ );

d.2) **presiunea variabilă – alunecătoare** – ( $dp_a \neq 0$ ).

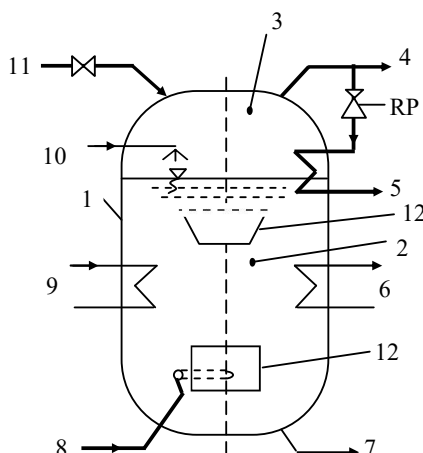
#### 11.2.4. Tipuri de stocare a căldurii

Conform [11.1], există diverse tipuri de acumulatoare de căldură.

##### 11.2.4.1. Stocarea căldurii sensibile a fluidelor la saturație

Mediul de stocare a căldurii îl constituie aproape în exclusivitate apa/aburul. În acest caz, în partea inferioară a acumulatorului se află agentul în stare lichidă, iar în partea superioară este în stare de vapori; lichidul și vaporii se află într-o stare de echilibru termodinamic, la temperatura de saturație. Vasul acumulator poate conține o cantitate mică de lichid, sau poate fi complet încărcat cu lichid. Fig. 11.3. prezintă toate posibilitățile de descărcare/încărcare ale unei asemenea instalații. Ea poate asigura la descărcare, fie abur saturat (prin conducta 4), fie supraîncălzit (5), prin intermediul reductorului de presiune (RP). De asemenea, poate asigura la descărcare apă fierbinte (7), sau numai sub formă de căldură, prin intermediul schimbătorului de căldură (6). În acest din urmă caz, cantitatea de „masă” stocată, rămâne constantă (acumulare indirectă la presiune variabilă).

Încărcarea se poate face prin introducerea apei fierbinți (10) la saturație, care asigură condensarea aburului de încărcare (11), sau cu căldură introdusă suplimentar prin schimbătorul (9), ori prin destinderea aburului introdus prin (8) în partea de apă (12).



**Fig. 11.3.** Acumulator cu presiune variabilă: 1 - vas sub presiune; 2 - conținut de apă; 3 - pernă de abur; 4 - descărcare abur saturat; 5 - descărcare abur supraîncălzit; 6 - suprafață de schimb de căldură pentru descărcare; 7 - descărcare apă fierbinte; 8 - încărcare cu abur; 9 - suprafață de schimb de căldură pentru încărcare; 10 - încărcare cu apă fierbinte; 11 - încărcare cu abur pentru încălzire; 12 - elemente interne; RP - reductor de presiune.

Caracteristica acestei instalații de acumulare o constituie variația presiunii din interior, în timpul încărcării și a descărcării sale.

Acumulatorul poate funcționa cu:

a) **încălzire directă la presiune variabilă**, când cca. 75-95% din volumul vasului este ocupat de apă la saturație și diferența de 5-25% este ocupată de pernă de abur. Acest acumulator este de tip Ruths, după numele inventatorului său, care l-a introdus din 1920, atât în industrie cât și în centralele termoelectrice cu abur. Avantajele acestui acumulator sunt: accesibilitatea din punct de vedere tehnic, costul relativ redus, producerea directă de abur și încărcarea cu abur. Încărcarea este posibilă de asemenea, prin intermediul suprafeței de schimb de căldură (9), cu abur la o temperatură mai ridicată față de aceea a lichidului din vas. Aceasta are loc prin condensarea aburului saturat la presiune ridicată, ori prin răcirea aburului supraîncălzit până la o temperatură impusă. Descărcarea acumulatorului are loc întotdeauna cu o scădere importantă a presiunii, iar încărcarea corespunde bineînțeleles unei creșteri;

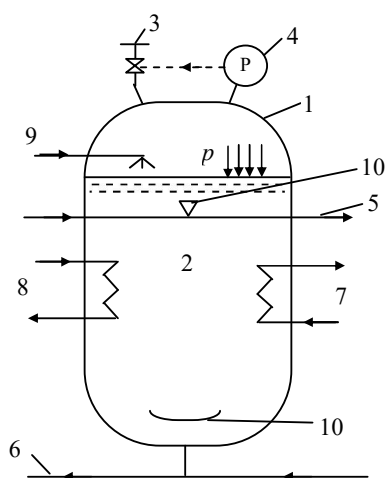
b) **încălzirea indirectă la presiune variabilă**, unde mediul de acumulare este în interiorul vasului de acumulare, închis. Acumularea este indirectă, la volum și masă constante. Încărcarea și descărcarea se realizează prin transferul căldurii „la”



și „de la” suprafețele de transfer de căldură (6) și (9) – conform fig. 11.3. – încălzind și răcind mediul de acumulare.

#### 11.2.4.2. Stocarea căldurii sensibile a lichidelor sub presiune (subrăcite) – vezi fig. 11.4. –

Aceasta are loc prin menținerea presiunii peste valoarea de saturație, sau a temperaturii sub valoarea de saturație, evitându-se fierberea lichidului utilizat ca mediu pentru acumularea căldurii.



**Fig. 11.4.** Acumulator de căldură la presiune constantă: 1- vasul acumulatorului; 2 - mediul de acumulare în stare lichidă; 3 - sistemul de menținere a suprapresiunii ( $p$ ); 4 - manometru; 5 - nivelul superior de încărcare/începutul descărcării; 6 - nivelul inferior de descărcare/începutul încărcării; 7 - suprafața de schimb de căldură pentru descărcare; 8 - suprafața de schimb de căldură pentru încărcare; 9 - conductă pentru încărcarea cu apă fierbinte; 10 - elemente interioare de nivel.

Suprapresiunea poate fi asigurată din afară (pentru acumularea apei calde sub  $100^{\circ}\text{C}$ , sau pentru fluide supraîncălzire), cu gaze inerte, ori prin realizarea presurizării în două faze: menținerea presiunii în perna de abur prin evacuarea unei cote din lichid, sau prin condensarea unei cote de abur. Capacitatea de acumulare se bazează numai pe preluarea cotei părți din conținutul de căldură sensibilă. Ca urmare, acest tip de acumulare se bazează pe faza lichidă a mediului de lucru.

Din punctul de vedere al mediului de stocare, majoritatea acestor acumulatori utilizează lichide subrăcite și mai puțin lichide aflate la saturație. Tabelul 11.1 prezintă caracteristicile termice ale acestor medii lichide, utilizate mai des în acumulatorii respective. Temperatura de lucru a mediilor lichide se află în general, între acelea de topire și de fierbere.

**Caracteristicile termice ale mediilor lichide utilizate  
pentru acumulare [11.1]**

*Tabelul 11.1*

Mediul/ compoziția ( <sup>1</sup> )	Temperatura (°C)				Densitatea (kg/m <sup>3</sup> )		Căldura specifică c,(kJ/kg·K) ( <sup>2</sup> )	Capacitatea termică specifică volumetrică (c <sub>v</sub> ) ( <sup>3</sup> )		Materialul vasului ( <sup>4</sup> )	
	de topire (t <sub>i</sub> )	limita inferioară de lucru (t <sub>m</sub> )	limita superioară de lucru (t <sub>M</sub> )	de fierbere (t <sub>f</sub> )	la (t <sub>m</sub> )	la (t <sub>M</sub> )		kJ/m <sup>3</sup> ·K	kWh/m <sup>3</sup> ·K		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	
a) apă, la:	1bar	0	0	100	100	1000	958	4,19	4010	1,12	OL <sup>(a)</sup>
	10bar	0	0	180	180	1000	881	4,19	3690	1,03	
	100bar	0	0	311	311	1005	688	4,19	2950	0,82	
b) amestecuri: 50H <sub>2</sub> O/50Ethylenglicol	-36	0	100	-	1075	1015	3,48	3530	0,98	-	
Ethylenglicol	-13	0	100	197	1130	-	2,50	2700	0,75	-	
c) soluție apoasă 50NaOH/50H <sub>2</sub> O	-	20 <sup>(d)</sup>	140	140	1550	-	3,27	5060	1,4	-	
d) ulei pentru transferul căldurii: - petrochimic (mediu)	-20	-	-	300	900	750	2,4	1800	0,5	OL <sup>(b)</sup>	
- sintetic (obișnuit)	-70/ -10	-	200/350	230/410	1000	750	2,1	1600	0,44		

Tabelul 11.1 (continuare)

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
<b>e) sare topită</b> 53HnO <sub>3</sub> /40NaNo <sub>2</sub> / 7NaNO <sub>3</sub>	142	-	450	-	1970	1725	1,3	2300	0,64	OL <sup>c</sup>
<b>f) metale lichide:</b>										
Na	98	-	-	880	925	750	1,26	945	0,26	OLA
K	63	-	-	760	830	660	0,77	508	0,14	-

**Observații:** <sup>1)</sup> compoziția: în % de greutate; <sup>2)</sup> la  $t_{medie} = (t_m + t_M)/2$ ; <sup>3)</sup>  $c_v = \text{Min} [c_v(t_m), c_v(t_M)]$ ; <sup>4)</sup> OL – oțel slab aliat;  
OLA – oțel austenitic; a) apă degazată; b) pentru temperaturi ridicate; c) sub 450°C; d) limita de solubilitate.

În cazul lichidelor care la temperaturi reduse au viscozitate mare (cazul uleiurilor), temperatura minimă de lucru este în jurul valorii de topire; valoarea sa putând fi impusă și de limitele puterii pompei care asigură presiunea lichidului respectiv.

Din tabelul 11.1 rezultă că apa și soluțiile apoase au capacitățile termice specifice volumetrică cele mai ridicate, fiind recomandate deoarece reduc volumul necesar al vasului de acumulare. Oricum însă, utilizarea apei ca mediu lichid de lucru impune existența în acumulator a unei presiuni minime corespunzătoare unor temperaturi de cca. 100°C. Din acest punct de vedere, utilizarea ca mediu a soluțiilor apoase, cum ar fi hidroxidul de sodiu (NaOH), permite realizarea unor temperaturi mai ridicate, de cca. 130–150°C fără a fi nevoie de recipiente de acumulare sub presiune, ca în cazul apei, la temperaturi de cca. 100°C. Un alt mediu de lucru este amestecul eutectic de săruri topite, care pe lângă faptul că are o capacitate calorică volumetrică relativ ridicată, este recomandată pentru că evită solidificarea (înghețul).

#### 11.2.4.3. Stocarea căldurii sensibile din medii solide

Aceasta se bazează pe preluarea căldurii corpurilor solide, încălzite sau răcite, fără schimbarea stării lor de agregare. Cota parte a entalpiei sensibile a acestor medii, determină capacitatea lor de acumulare.

Ca tipuri, aceste acumulatori sunt similare celor cu lichide. Transferul căldurii de la mediul solid de lucru se poate realiza fie în afara acumulatorului, prin utilizarea unui „pat de pietre”, fie în interiorul acestuia, prin intermediul unui alt fluid (lichid sau gaz). În acest ultim caz, presiunea la care are loc transferul căldurii va determina proiectarea – dimensionarea – acumulatorului.

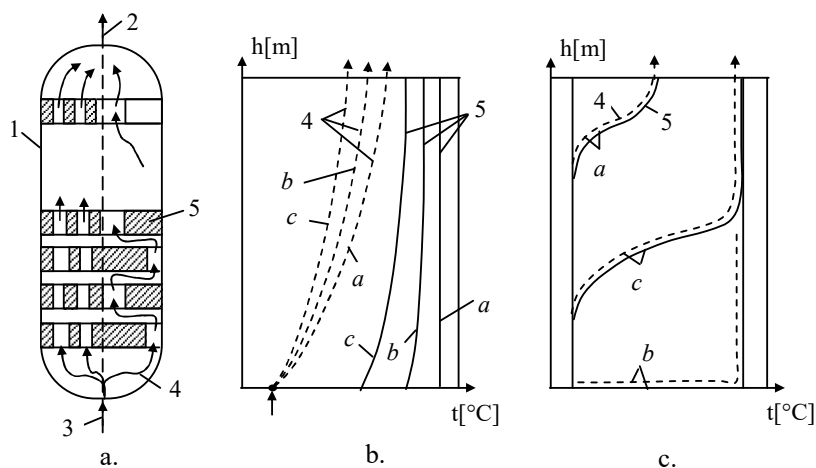
Dacă mediul de acumulare a căldurii este în stare solidă, atunci efectul „thermocline” se poate realiza relativ ușor. Recipientul – vasul – de acumulare este de formă cilindrică, cu curgerea axială ascendentă a agentului utilizat pentru transferul căldurii, după cum rezultă din fig. 11.5.,a.

Transferul de căldură de la mediul solid la agentul termic lichid, sau gazos, se bazează pe existența unor canale scurte cu transfer de căldură prin conducție, o suprafață de transfer de căldură suficientă și o valoare redusă a conductivității termice în direcție axială.

Distribuția temperaturii în lungul acumulatorului, în perioada de încărcare și descărcare este prezentată în fig. 11.5., b și c.

În fig. 11.5.,b este prezentat în ipoteza că suprafața și coeficientul global de transfer de căldură au valori reduse în raport cu debitul, în timp ce în cazul fig. 11.5.,c este invers (cazul patului de pietre). În ambele situații transferul de căldură va fi axial, ceea ce va aplatiza curbele de temperatură.

În cazul (c) se va realiza o zonă tranzitorie, care se va deplasa în sus și în jos, în timpul încărcării și respectiv a descărcării acumulatorului, odată cu deplasarea în lungul recipientului a zonei de amestec a lichidului de lucru. Temperatura la ieșire va rămâne practic constantă până aproape de finele descărcării.



**Fig. 11.5.** Acumulator al căldurii sensibile cu mediu solid pentru stocarea căldurii: a - poziția mediului solid de stocare a căldurii; b - variația temperaturii în perioada de descărcare - transfer redus de căldură și viteză mare; c - variația temperaturii în perioada descărcării - transfer bun de căldură și viteză redusă; 1 - recipientul; 2 - descărcare; 3 - încărcare; 4 - agentul (mediul) de transfer de căldură; 5 - mediul solid pentru stocarea căldurii; a - complet încărcat; b - încărcat la 50%; c - gol.

Desigur, capacitatea termică a agentului de transfer de căldură din acumulator se va adăuga la capacitatea termică a mediului solid, mărind astfel capacitatea totală de transfer termic.

Trebuie avut însă în vedere că datorită curgerii agentului de lucru prin întregul sistem, apar pierderi de presiune suplimentare, iar transferul de căldură va avea loc numai în imediata apropiere a zonei de tranziție, ceea ce poate fi considerat ca un dezavantaj al acestui sistem.

#### 11.2.4.4. Medii solide pentru stocarea căldurii

Tabelul 11.2 prezintă principalele proprietăți ale mediilor solide utilizate pentru acumularea căldurii. În general acestea se caracterizează printr-o valoare ridicată a căldurii specifice volumetrice pe intervalul de variație a temperaturii. Se constată că, printre metale, fonta are cea mai mare capacitate calorică. Dintre nemetale, șamota are de asemenea o capacitate calorică bună, simultan însă cu o conductivitate redusă. Oxidul de aluminiu ( $\text{Al}_2\text{O}_3$ ) și oxidul de magneziu ( $\text{MgO}$ ) au de asemenea capacități calorice ridicate. După raportul capacitate calorică/preț, oxidul de magneziu poate fi considerat cel mai bun mediu solid de stocare a căldurii. Oxidul de fier, sinterizat sub formă de cărămizi este de asemenea un bun mediu de stocare.

## Caracteristicile termice ale mediilor solide de acumulare [11.1]

Tabelul 11.2

Mediul solid	Temperatura de topire $t_p$ (°C)	Densitatea $\rho$ (kg/m <sup>3</sup> ) <sup>(1)</sup>	Căldura specifică $c$ (kJ/kg·K)	Căldura specifică volumetrică		Conductivitatea termică, $\lambda$ (W/m·K)
				$\rho \cdot c$ (kJ/m <sup>3</sup> ·K)	(kWh/m <sup>3</sup> ·K)	
1	2	3	4	5	6	7
<b>a) metale:</b>						
- oțel slab aliat	1510	7850	0,46	3615	1,00	50
- fontă turnată	1150-1300	7200	0,54 <sup>(2)</sup>	3920	1,09	42 <sup>(2)</sup>
- cupru	1083	8960	0,39	3190	0,97	395
- aluminiu	660	2700	0,92	2490	0,69	200
<b>b) non-metale</b>						
- șamotă	-	2100-2600	1,0	2350	0,65	1,0-1,5
- Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> (90%)	1700	3000	1,0	3000	0,83	2,5
- MgO (90%)	1700	3000	1,0	3000	0,83	4,5-6
- piatră	-	1900-2600	0,8-0,9	1600-2300	0,44-0,64	1,5-5,0

**Observații:** <sup>1)</sup> la temperatura camerei; <sup>2)</sup> valoarea medie între 20 și 300°C dependentă de temperatură și compoziție.

Comparând capacitatea calorică a mediilor de stocare solide, cu aceea a lichidelor, trebuie avut în vedere de fapt capacitatea calorică specifică medie între aceea a mediului solid și aceea a mediului utilizat pentru transferul căldurii.

În ceea ce privește forma, mărimea și numărul canalelor din mediul solid de stocare a căldurii (v. fig. 11.5.,a), acestea depind de natura mediului respectiv (de exemplu, în cazul fontei sunt posibile canale mai înguste și mai sinuoase decât este posibil în cazul materialelor refractare).

#### 11.2.4.5. Stocarea căldurii latente

Aceasta se bazează pe capacitatea de stocare a căldurii în condițiile schimbării stării de agregare, la temperatură constantă, a mediului de acumulare. Din acest punct de vedere, trecerea din stare lichidă în fază gazoasă permite utilizarea celei mai mari călduri latente. Deoarece însă capacitatea volumică de stocare a stării gazoase este scăzută, acest tip de stocare a căldurii latente înseamnă de fapt stocarea căldurii de topire. Uneori, au loc combinații ale schimburilor de fază solid-lichid cu cel solid-solid, la temperaturi apropiate de cele de topire.

Cu toate avantajele teoretice pe care le prezintă, sistemele de stocare a căldurii latente s-au dezvoltat mai puțin, pentru că față de avantajele determinate de capacitatea calorică ridicată și temperaturi constante la presiuni scăzute, sunt totuși probleme legate de:

- realizarea transferului căldurii dintre mediul de stocare și mediul de lucru;
- nivelurile de temperaturi care se pot realiza și necesitatea asigurării unei atmosfere controlate;
- costurile schimbătoarelor de căldură.

La alegerea mediului pentru acumularea căldurii latente, trebuie ținut seama de următoarele caracteristici importante:

- cost coborât;
- valoarea ridicată a căldurii latente și densitatea mare;
- temperatură de topire rezonabilă;
- conductivitate termică mare atât în faza solidă cât și în aceea lichidă (schimb de căldură intensiv);
- căldură specifică mare, atât în faza solidă, cât și în aceea lichidă;
- lipsa tendinței de segregare; stabilitate termică;
- lipsa subrăcirii pe durata înghețării și a suprasaturării pe durata topirii;
- dilatare termică redusă – modificări reduse ale volumului pe durata topirii;
- coroziune redusă (pentru a permite realizarea recipientului dintr-un material ieftin);
- risc redus (lipsa vaporilor nocivi, fără reacții periculoase cu mediul de lucru sau cu mediul folosit pentru transferul căldurii).

Tabelul 11.3 prezintă caracteristicile termice de bază ale mediilor de stocare a căldurii latente [11.1]. Acestea sunt în principal de două tipuri: substanțele pure și sistemele binare.

**Date termice caracteristice mediilor utilizate pentru  
acumularea căldurii latente [11.1]**

Tabelul 11.3

Mediul/compoziția ( <sup>1</sup> )	Temperatura de topire ( $t_f$ ) [°C]	Densitatea ( $\text{kg/m}^3$ ) ( <sup>2</sup> )		Căldura latentă de topire $\Delta h_f$ [kJ/kg]	Căldura specifică [kJ/kg·K]		Conductivi- tate termică $\lambda_s$ [W/m·K]	Materialul pentru vasul acumulator ( <sup>3</sup> )	Gradul de risc ( <sup>4</sup> )
		$\rho_s$	$\rho_l$		$c_s$	$c_l$			
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
<b>a) Substanțe pure</b>									
- H <sub>2</sub> O	0	917	1000	335	2,1	4,2	2,2	P	0
- LiNO <sub>3</sub>	252	2310	1776	530	2,025	2,04	1,35	OL-AU	-
- NaOH	318	2130	1780	160	2,01	2,09	0,92	OL-SA	2 <sup>(5)</sup>
- LiOH	471	1425	1385	1080	3,3	3,9	1,30	OL-AU	2
- Al	660	2560	2370	400	0,92	-	200	-	-
- Li <sub>2</sub> CO <sub>3</sub>	726	2114	1810	607	-	-	1,45	OL-AU	-
- LiF	848	-	-	1050	-	-	-	OL-AU <sup>(6)</sup>	-
<b>b) Amestecuri binare</b>									
- 48NaCl/52MgCl <sub>2</sub>	450	2225 <sup>(7)</sup>	1610	431	0,92	1,0	-	OL-AU	2
- 33NaCl/67CaCl <sub>2</sub>	500	2160 <sup>(7)</sup>	1900	282	0,84	1,0	-	OL-AU	1
- 35Li <sub>2</sub> CO <sub>3</sub> /65K <sub>2</sub> CO <sub>3</sub>	505	2265 <sup>(7)</sup>	1960	345	1,34	1,76	2,18	OL-AU	2
- 88Al/12Si	579	2553	2445	515	1,49	1,27	înalță	-	-
- 67LiF/33MgF <sub>2</sub>	741	-	-	900	-	-	-	OL-AU	-
- 67NaF/33MgF <sub>2</sub>	832	2690	2190	618	1,42	1,38	4-12	OL-AU	3 <sup>(6)</sup>



Tabelul 11.3 (continuare)

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
c) Amestecuri ternare - 24,5NaCl/20,5KCl/ 55MgCl <sub>2</sub> - 32Li <sub>2</sub> CO <sub>3</sub> /35K <sub>2</sub> CO <sub>3</sub> / 33Na <sub>2</sub> CO <sub>3</sub>	385-393	-	1800	410	-	-	1,0	-	-
	397	2300	2140	277	1,68	1,63	-	OL-AU	2

Notă: <sup>1)</sup> compoziția, în procente de greutate; <sup>2)</sup> aproximativă; <sup>3)</sup> OL-AU - oțel austenitic; OL-SA - oțel slab aliat; <sup>4)</sup> codul gradului de risc: 0 – lipsă; 1 – slab; 2 – moderat; 3 – ridicat; <sup>5)</sup> reacții cu H<sub>2</sub>O; <sup>6)</sup> când are loc un schimb intens de căldură, se vor produce gaze toxice; <sup>7)</sup> la temperatura camerei.

Pentru substanțele pure principalele proprietăți sunt reprezentate de capacitatea de topire în faza lichidă și aceea de stocare în faza solidă, ce caracterizează căldura sensibilă de stocare, conductivitatea termică ce caracterizează transferul de căldură – mai ales pe perioada descărcării –, precum și coroziunea și schimbarea densității, care determină forma și materialul din care este realizat vasul de stocare.

În ceea ce privește sistemele binare utilizate pentru stocarea căldurii latente, în principal acestea au următoarele avantaje: puncte de topire bune, densități energetice mari la temperaturi joase de topire, posibilitatea combinării substanțelor cu capacități mari de stocare, dar scumpe, cu unele mai ieftine, fără a înrăutăți sensibil capacitatea finală de stocare a amestecului. Folosirea lor impune să îndeplinească condiția ca să înghețe și să se topească omogen.

Principala problemă dificilă a acumulării căldurii latente o constituie transferul său în unitatea de stocare, pe timpul încălzirii și apoi din mediul de stocare pe perioada descărcării. Aceasta se datorează conductivității și convecției termice reduse și a variației volumului.

Capacitatea de stocare în cazul acumulării căldurii latente se determină ținându-se seama că aceasta are loc la presiune și masă constantă ale sistemului. Ca urmare, creșterea de entalpie a sistemului solid/lichid de la temperatura  $T_1 < T_t$  ( $T_t$  – temperatura de topire), la  $T_2 > T_t$  este dată de:

$$\Delta h = [c_{p,s} \cdot (T_t - T_1)] + \Delta h_t + [c_{p,l} \cdot (T_2 - T_t)] \quad [\text{kJ/kg}] \quad (11.8)$$

în care:  $c_{p,s}$ ,  $c_{p,l}$  – căldura specifică a fazei solide și respectiv a fazei lichide (la  $p = \text{ct}$ ), în kJ/kg·grd;  $\Delta h_t$  – entalpia schimbată în timpul modificării stării de agregare, în kJ/kg.

În relația (11.8), primul termen este caracteristic preluării căldurii sensibile din faza solidă, al doilea termen este specific căldurii latente, iar al treilea este aferent căldurii sensibile din faza lichidă.

Cunoașterea lui ( $\Delta h_t$ ) este foarte importantă. Pentru substanțele pure, ea se determină aproximativ astfel:

– în cazul substanțelor organice:

$$\Delta h_t \cong 0,7 \cdot T_t \quad [\text{kJ/kg}] \quad (11.9)$$

sau,

$$\rho \cdot \Delta h_t \cong \rho \cdot 0,7 \cdot T_t \quad [\text{kJ/kg}] \quad , \quad (11.10)$$

unde  $T_t$  în K,  $\rho$ , în kg/m<sup>3</sup>.

Pentru majoritatea substanțelor,  $\rho / M \approx 40$  [11.1].

De exemplu, gheața (apa) are capacitatea specifică de acumulare (prin topire) de cca. 335 kJ/kg. Aceasta corespunde unei temperaturi sensibile a apei din sistem, de cca.  $(335/4,19 = 80 \text{ K})$ . La creșterea temperaturii, capacitatea specifică crește.

Mărimile caracteristicilor termice din tabelul 11.3, prin temperaturile de topire ( $t_t$ ), căldura latentă de topire ( $\Delta h_t$ ), conductivitatea termică ( $\lambda_s$ ) și căldurile specifice din fazele lichidă ( $c_l$ ) și solidă ( $c_s$ ), se pot utiliza pentru a stabili căldura sensibilă de stocare. În ceea ce privește conductivitatea termică, aceasta caracterizează transferul de căldură, mai ales în timpul descărcării.

Coroziunea și densitatea ( $\rho_s$  și  $\rho_l$ ) determină mărimea și calitatea materialului necesar realizării acumulatorului.

**În cazul substanțelor pure** se constată că apa/gheața, sărurile și metalele (LiF) au cele mai mari călduri latente de topire. Hidroxidul de litiu (LiOH) este de asemenea foarte bun. Sărurile au o conductivitate termică redusă, cu capacități termice volumetrice ( $\rho \cdot \Delta h_t$ ) reduse. În schimb, metalele au conductivități termice ridicate, iar unele dintre ele au și călduri specifice ridicate, deci o densitate energetică mare.

**Sistemele binare** se caracterizează, în principal, prin următoarele avantaje: temperaturi de topire cu valori potrivite; densități energetice mari chiar la temperaturi joase de topire; substanțele scumpe, dar cu capacități bune de stocare, se pot combina cu substanțele mai ieftine, fără a se modifica sensibil capacitatea de stocare.

Una din condițiile de bază, ce trebuie îndeplinită de sistemele binare, este ca ele să înghețe și să se topească omogen, ceea ce are loc în cazul a două compoziții aparte: aceea eutectică sau disectică.

**Notă:**

– „compoziția eutectică” este corespunzătoare punctului de minim al diagramei de topire;

– „compoziția disectică” este un amestec stoechiometric care determină faza de amestec, comportându-se aproape ca o substanță pură.

#### 11.2.4.6. Acumularea gazelor sub presiune

Spre deosebire de sistemele de stocare cu pernă de abur, sistemul de stocare a gazului sub presiune utilizează gazul ca mediu de stocare, făcând parte din metodele de stocare fără schimbarea stării de agregare. Aici nu există o fază de separare, deoarece gazul se află în aceeași stare atât la descărcare cât și în perioada de stocare. Sistemul constă dintr-un recipient obișnuit sub presiune, cu sau fără (cazul cel mai uzual) izolare termică. Dacă se utilizează aer sau gaz umed, apa reținută prin uscare este evacuată la canal.

Domeniul industrial de aplicare a acestui tip de acumulare a multor metri cubi de aer comprimat este specific pentru centralele termoelectrice cu turbine cu gaze, în vederea aplatisării variațiilor de presiune, ori pentru a prelua încărcările acestora în regim de vârf.

Plecându-se de la relația (11.4), în care  $dm_i = 0$  și  $V_a = 0$ , aceasta devine:

$$dQ - (u + p \cdot v)_e \cdot dm_e = du \cdot m_a \quad (11.11)$$

Dar,

$$u_e = u_a = u \quad (11.12)$$

și

$$\rho_a \cdot V_a = m_a \quad (11.13)$$

Atunci relația (11.11) devine:

$$dQ/V_a + (p \cdot v) \cdot d\rho_a = \rho_a \cdot du \quad (11.14)$$

Dacă mediul de stocare este considerat gaz ideal, atunci sunt valabile relațiile:

$$p \cdot v = p / \rho \quad (11.15)$$

respectiv,

$$p \cdot v = (c_p - c_v) \cdot T \quad (11.16)$$

$$du = c_v \cdot dT \quad (11.17)$$

și

$$k = c_p / c_v \quad (11.18)$$

Ținându-se seama de acestea, relația (11.14) devine:

$$dQ / V_a + (c_p - c_v) T \cdot d\rho_a = c_v \cdot \rho_a \cdot dT \quad (11.19)$$

În condițiile procesului adiabat ( $dQ = 0$ ), relația (11.19) devine:

$$\left( \frac{\rho}{\rho_0} \right)_a^{k-1} = \frac{T}{T_0} \quad (11.20)$$

Introducând pe ( $T$ ) din relația (11.20), în relațiile (11.15 și 11.16), ecuația descărcării se va putea scrie sub forma:

$$(\rho / \rho_0) = (p / p_0)^{1/k} \quad (11.21)$$

Atunci, conform relației (11.20), temperatura de descărcare este dată de:

$$T / T_0 = (p / p_0)^{(k-1)/k} \quad (11.22)$$

În cazul unei descărcări cu o viteză foarte mică, se poate considera că ea este aproximativ izotermă, adică  $\Delta T = 0$ . Atunci relația (11.19) ia forma:

$$\Delta Q \text{ (la } T = \text{ct)} / V_a = -(c_p - c_v) T \cdot d\rho_a = -(k-1) c_v \cdot T \cdot d\rho_a \quad (11.23)$$

Conform relației (11.14), pentru  $T = \text{ct}$ , ecuația descărcării devine:

$$\rho / \rho_0 = p / p_0 \quad (11.24)$$

Comparația cu relația (11.21) arată că la descărcarea izotermă, comparativ cu cea adiabetică, are loc o creșterea a capacității de stocare.

În majoritatea cazurilor, descărcarea nu este niciodată adiabată și nici izotermă. Sigur o oarecare cantitate de căldură se va adăuga – de exemplu, prin capacitatea termică a vasului acumulator sub presiune – dar aceasta nu va fi suficientă pentru a evita complet scăderea de temperatură. În asemenea cazuri, capacitatea de stocare se poate evalua – similar acumulării la presiune alunecătoare –, conform relației (11.11). Dacă se consideră că temperatura peretelui acumulatorului nu se modifică mult, căldura primită suplimentar  $\Delta Q$  este:

$$\Delta Q = m_A \cdot c_A \cdot (T_i - T_f) \quad [\text{kJ}] \quad (11.25)$$

în care  $m_A$  este masa peretelui acumulatorului, în kg;  $c_A$  – căldura specifică a peretelui acumulatorului, în kJ/kg·K;  $T_i$ ,  $T_f$  – temperatura inițială, respectiv finală a peretelui, în K.

Ținându-se seama de ecuațiile generale de bilanț termic (11.6) și de masă (11.7) și aplicând ecuația gazului perfect, ecuația pentru stocarea energiei devine:

$$\Delta \rho \cdot c_v (k \cdot T_m - T_f) = \rho_i \cdot c_v \cdot (T_i - T_f) - \Delta Q / V \quad (11.26)$$

unde:

$$T_m = (T_i + T_f) / 2 \quad (11.27)$$

Atunci, în baza relațiilor (11.25) și (11.26), ecuația finală a stocării energiei devine:

$$\Delta\rho/\rho_i = - \left( \frac{1 - T_f/T_i}{(k/2) - (1 - k/2) \cdot T_f/T_i} \right) \cdot \left( 1 + \frac{m_A \cdot c_A}{V \cdot \rho_i \cdot c_v} \right) \quad (11.28)$$

În cazul stocării aerului ( $k = 1,4$ ), relația (11.28) devine:

$$\Delta\rho/\rho_i = - \left( \frac{1 - T_f/T_i}{0,7 - 0,3T_f/T_i} \right) \cdot \left( 1 + \frac{m_A \cdot c_A}{V \cdot \rho_i \cdot c_v} \right) \quad (11.29)$$

În relația (11.28), expresia

$$Q_A = (m_A \cdot c_A / V \cdot \rho_i \cdot c_v) \quad (11.30)$$

reprezintă cota de căldură acumulată de pereții acumulatorului la momentul inițial al gazului acumulat, la volum constant. Pentru acumuloare mici de aer, la presiuni mari,  $Q_A \approx 5$ . Fig. 11.6. prezintă nomograma pentru determinarea capacității specifice de acumulare a aerului comprimat, bazată pe relația (11.29) – [11.1].

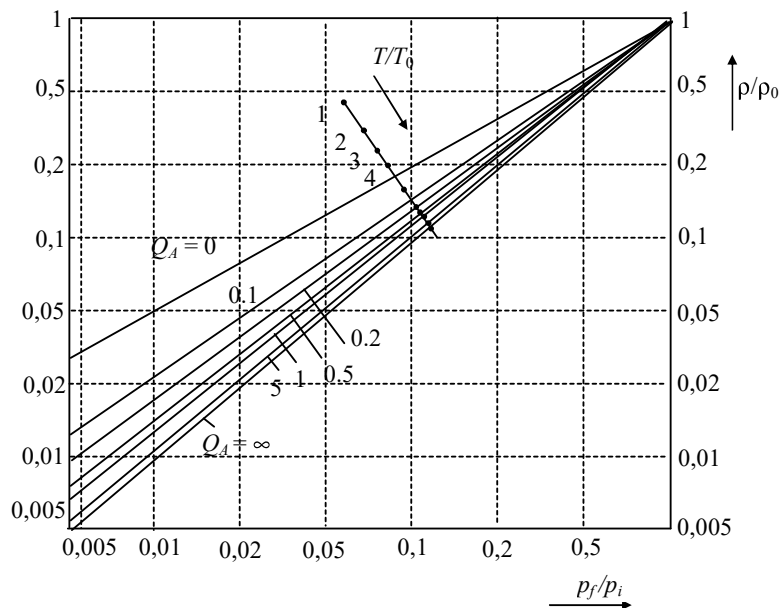


Fig. 11.6. Determinarea capacității specifice de acumulare a aerului comprimat.

**Exemplu:** pentru  $Q_A = 5$ ,

- la începerea descărcării:  $p_i = 100$  bar,  $t_i = 25^\circ\text{C}$ ,  $T_i = 298$  K,  $\rho_i = 118$  kg/m<sup>3</sup>;
- la finele descărcării:  $p_f = 15$  bar,  $p_f/p_i = 15/100 = 0,15$ ;  $\rho/\rho_0 = 0,16$ ,  $T/T_0 = 0,95$ ,  $\rho_f = 0,16 \cdot 118 = 18,9$  kg/m<sup>3</sup>;
- masa ieșită:  $118 - 18,9 = 99,1$  kg/m<sup>3</sup>,  $T_f = 0,95 \cdot 298 = 283$  K,  $t_f = 283 - 273 = 10^\circ\text{C}$ .

Capacitatea de acumulare a căldurii este în acest caz neglijabilă. De aceea acumularea aerului sub presiune nu este aplicabilă pentru acumularea căldurii, ci mai ales pentru stocarea energiei electrice produsă de centralele electrice echipate cu turbine cu gaze. În acest caz, acumulatorul este situat în fața camerei de ardere sau a cazanului de aer fierbinte. Din considerente de capacitate, în mod intenționat acumularea se face mai ales la temperatură coborâtă

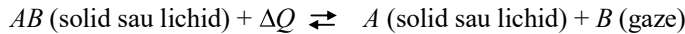
#### 11.2.4.7. Alte sisteme de stocare a căldurii

Lăsând de o parte modificările temperaturii și/sau schimbarea de fază (de stare de agregare), transferul obligatoriu al energiei între două sau mai multe medii de stocare, face posibilă de asemenea folosirea, pentru stocarea căldurii, a reacțiilor fizico-chimice reversibile. Dacă este posibilă stocarea în stare lichidă a căldurii de reacție, atunci prin această metodă de stocare este posibilă obținerea unor densități mari de energie. La asemenea sisteme se elimină pierderile suplimentare de căldură datorate imperfecțiunii izolației termice, care apare în cazul stocării căldurii sensibile sau latente. De aceea, aceste sisteme de acumulare sunt recomandate pentru stocarea pe termen lung.

Ținându-se cont simultan de posibilitățile și restricțiile ce apar, rezultă două variante pentru o astfel de stocare a căldurii: prin procesele de sorbție sau termochimice.

##### • Stocarea căldurii prin procesele de sorbție.

Unele dintre aceste sisteme se bazează pe următorul model de reacție:



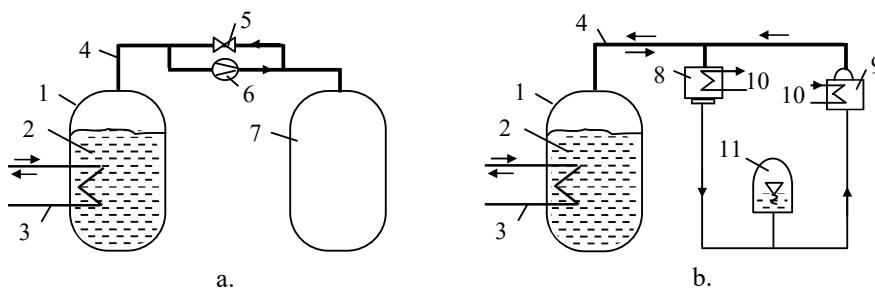
Substanța  $A$  poate fi un element, un component sau un amestec. Căldura de reacție (la presiune atmosferică) este de cca.:

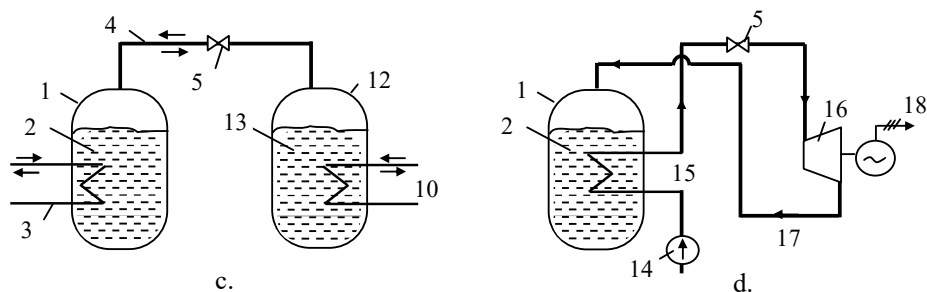
$$\Delta h_s = (125 + 150) \cdot T_s / M_B \quad [\text{kJ.kg}] \quad , \quad (11.31)$$

în care  $\Delta h_s$  este entalpia pentru sorbție;  $T_s$  – temperatura de sorbție (K);  $M_B$  – masa moleculară a elementului  $B$  (kmol/kg).

În general  $\Delta h_s$  este mai mare decât căldura de topire sau de evaporare. În orice caz, masa componentei ( $A$ ) contează de asemenea.

Fig. 11.7. prezintă patru scheme de bază pentru sistemele de stocare a căldurii de reacție.





**Fig. 11.7.** Schema de bază pentru stocarea căldurii de reacție:

a - cu stocare de gaz; b - cu stocarea condensatului; c - ciclul de resorbție; d - cu cazan de abur și turbină cu abur; 1 - absorberul; 2 - mediul absorbant; 3 - schimbător de căldură pentru „descărcarea/încărcarea căldurii”; 4 - conducta de gaze; 5 - reductor de presiune; 6 - compresor; 7 - stocarea gazului; 8 - condensator; 9 - vaporizator; 10 - sursă de căldură de nivel termic (exergetic) redus; 11 - stocarea condensatului; 12 - recipient resorbant; 13 - mediul resorbant; 14 - pompă de alimentare; 15 - cazan de abur; 16 - turbină cu abur; 17 - abur eșapat; 18 - energie electrică.

În fig. 11.7.,a, căldura este introdusă în mediul absorbant (de ex.  $\text{CaCl}_2$ ), iar mediul adsorbant ( $\text{NH}_3$ ) este trimis la rezervorul de stocare a gazului, care funcționează la presiune constantă sau alunecătoare. Răcirea gazului va mări capacitatea de stocare. Densitatea de energie este redusă.

Dacă gazul poate fi condensat la o temperatură apropiată de aceea a mediului ambiant, atunci se poate aplica schema din fig. 11.7.,b. În acest fel, căldura de condensare va fi preluată de mediul de lucru. Prin descărcare, mediul de lucru în stare lichidă se vaporizează preluând căldura la nivelul mediului ambiant. Această schemă este similară unei instalații frigorifice, în care mediul absorbant (agentul de lucru) este supus alternativ încălzirii și răcirii; în perioada de încălzire, căldura este preluată de condensator, iar în perioada de răcire, presiunea scade și condensatul din vaporizator începe să fiarbă.

În schema din fig. 11.7.,c, stocarea mediului de lucru în stare lichidă este înlocuită de stocarea prin adsorbție, conținând în mod suplimentar încă un absorbitor, care realizează absorbția și desorbția, la temperatura mediului.

Schema din fig. 11.7.,d, prezintă o combinație a acumulării prin adsorbție cu turbina cu abur: când ventilul (5) este deschis, aburul din cazan intră în turbină și de aici ajunge în acumulator. Încărcarea se face cu un compresor de abur, conform principiului compresiei de la pompa de căldură, sau după principiul pompelor de căldură cu adsorbție.

Tabelul 11.4 prezintă principalele proprietăți termo-fizice ale unor substanțe utilizate ca medii pentru stocarea căldurii prin adsorbție [11.1].

**Proprietățile termo-fizice ale substanțelor utilizate pentru  
stocarea căldurii prin adsorbție**

*Tabelul 11.4*

Tipul (1)	Reacția  Ecuția	Acumularea				Densitatea (kg/m <sup>3</sup> ) <sup>(3)</sup> Greutatea gol-încărcat (kg)	Volumul necesar (dm <sup>3</sup> /kg)	Densitatea volumetrică de acumulare MJ/m <sup>3</sup> kWh/m <sup>3</sup>
		Condiții pentru reacții: presiune (bar) temperatură (°C)	Mediul Starea de agregare <sup>(2)</sup>	Parametrii acumulării: presiune (bar) temperatură (°C)				
1	2	3	4	5	6	7	8	
S	CaCl <sub>2</sub> ·8NH <sub>3</sub> (s)+745 kJ/kg=CaCl <sub>2</sub> ·4NH <sub>3</sub> (s) +4NH <sub>3</sub> (g)	1/47 ... 32 10/90 30/100	CaCl <sub>2</sub> ·8NH <sub>3</sub> s NH <sub>3</sub> /l <sup>(4)</sup> NH <sub>3</sub> /g <sup>(5)</sup>	1/20 10/20 10/90	550/1-0,725 600/0-0,275 5,7/0-0,275	1,8 0,5 <sup>(4)</sup> 48,2 <sup>(5)</sup> 2,3 <sup>(4)</sup> 50,1 <sup>(5)</sup>	327/91 <sup>(4)</sup> 15/4 <sup>(5)</sup>	
S D	MgCO <sub>3</sub> (s)+1200 kJ/kg = = MgO(s) + CO <sub>2</sub> (g)	1/427-327	MgCO <sub>3</sub> /s CO <sub>2</sub> /l	1/20 74/31	1500 <sup>(6)</sup> /1-0,48 465/0-0,52	0,7 1,1 1,8	672/187	
S D	Ca(OH) <sub>2</sub> (s)+1415kJ/kg = = CaO(s)+H <sub>2</sub> O(g)	1/572-402	MgCO <sub>3</sub> /s H <sub>2</sub> O/l	1/20 1/20	1115 <sup>(6)</sup> /1-0,76 1000/0-243	0,9 0,2 1,1	1241/345	
C	SO <sub>3</sub> (g)+1235 kJ/kg = = SO <sub>2</sub> (g)+1/2O <sub>2</sub> (g)	1/520-960	SO <sub>3</sub> /l SO <sub>2</sub> /l O <sub>2</sub> /g	1/45 6,3/40 100/20	1900/1-0 1320/0-0,8 130/0-0,2	0,5 0,6 1,5 2,6	462/128	



Tabelul 11.8 (continuare)

1	2	3	4	5	6	7	8
C	$\text{CH}_4(\text{g}) + \text{H}_2\text{O}(\text{g}) + 6053$ $\text{kJ/kg} = \text{CO}(\text{g}) + 3\text{H}_2(\text{g})$	1/480-1195	$\text{CH}_4/\text{g}$ $\text{H}_2\text{O}/\text{l}$ $\text{CO}/\text{g}$ $\text{H}_2/\text{g}$	100/20 1/20 100/20 100/20	67/0,47-0 1000/0,53-0 117/0-0,82 8/0-0,18	7,0 0,5 7,0 <u>22,5</u> 37,0	163/45
D	$\text{NH}_4\cdot\text{HSO}_4(\text{l}) + 2011\text{kJ/kg}$ $= \text{NH}_3(\text{l}) + \text{H}_2\text{O}(\text{l}) + \text{SO}_3(\text{l})$	-/927-427	$\text{NH}_4\text{HSO}_4/\text{l}$	-/-	-/1-0	-	3071/858

**Notă:** <sup>1)</sup> S – sorbție; C – catalitic; D – descompunere; <sup>2)</sup> s – solidă; l – lichidă; g – gazoasă; <sup>3)</sup> densitate de volum;  
<sup>4)</sup> stocarea NH<sub>3</sub> în stare lichidă; <sup>5)</sup> stocarea NH<sub>3</sub> în stare gazoasă; <sup>6)</sup> gol 50%.

Densitatea de energie are în vedere acumularea mediului folosit pentru desorbție, în stare gazoasă, corespunzător fig. 11.7.,a și respectiv în stare lichidă, corespunzător fig. 11.7.,b.

• **Stocarea termochimică** constă în stocarea căldurii produsă ca urmare a reacțiilor chimice reversibile, care pot avea loc cu/fără prezența unui catalizator. După reacție, reactanții se separă și sunt stocați fiecare separat – conform schemei din fig. 11.7.,c. Reacțiile de încărcare au loc de la dreapta la stânga (dinspre recipientul (12) spre (1)). Producții de reacție sunt gazoși. Dacă unul din producții de reacție este stocat în faza lichidă, atunci se realizează o densitate energetică bună.

### 11.2.5. Comparație între diversele tipuri de acumulare a căldurii

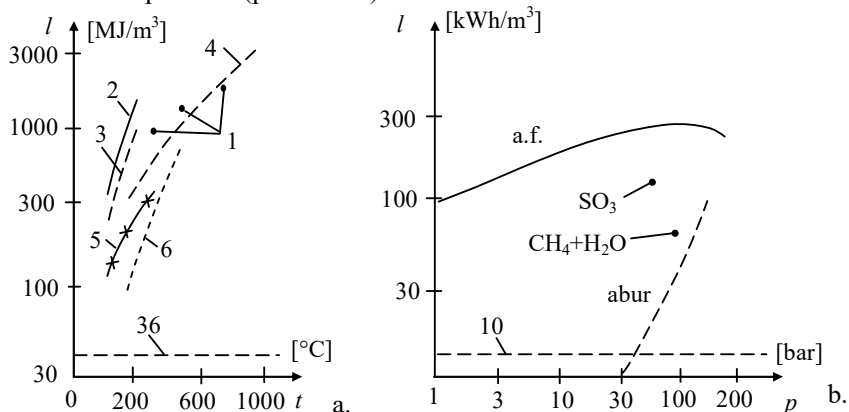
În continuare se face o analiză comparativă între diversele tipuri de acumulare a căldurii, din următoarele puncte de vedere:

- densitatea de energie a mediilor de stocare, în  $\text{MJ}/\text{m}^3$ ;
- densitatea de exergie a mediilor de stocare, în  $\text{MJ}/\text{m}^3$ ;
- eficiența energetică a stocării căldurii – pierderile energetice aferente procesului și instalației de acumulare a căldurii.

#### 11.2.5.1. Densitatea de energie a sistemelor de stocare a căldurii

În fig. 11.8. este prezentată dependența densității de energie a diverselor sisteme de stocare a căldurii, în funcție de temperatura mediului de stocare, pentru două cazuri [11.1]:

- sisteme la presiunea atmosferică (nepresurizate);
- sisteme sub presiune (presurizate).



**Fig. 11.8.** Densitatea de energie în funcție de temperatură (a) și de presiunea de lucru (b), pentru: a - sisteme nepresurizate, b - sisteme sub presiune.

**Unde:** 1 - acumularea căldurii latente; 2 - fontă; 3 - cu ulei; 4 -  $\text{Al}_2\text{O}_3$  sau  $\text{MgO}$ ; 5 - ulei; 6 - săruri topite; a.f. - apă fierbinte.

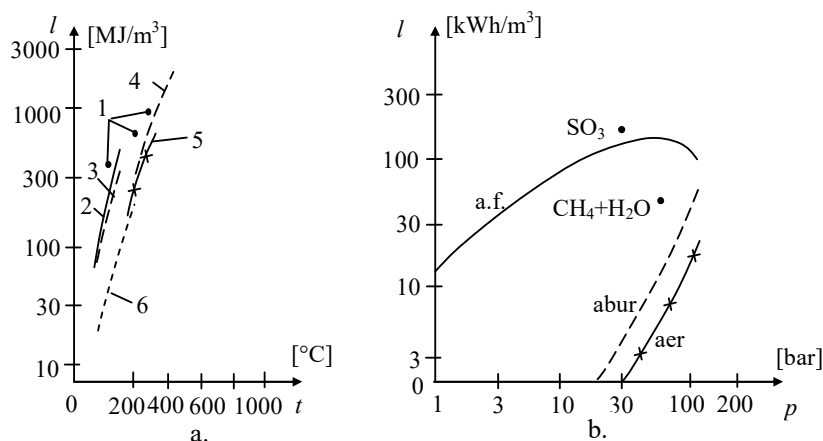
În fig. 11.8. s-au considerat următoarele valori pentru volumele goale ale recipientelor (vaselor) de stocare: 12,5% pentru mediile lichide de stocare; 25% pentru mediile de stocare metalice și 37,5% pentru mediile solide nemetalice și cu schimbarea stării de agregare a mediului de stocare.

• **Sistemele de stocare cu presiunea de saturație coborâtă** (apropiată de aceea atmosferică) – fig. 11.8.,a –: densitatea de energie scade sensibil odată cu reducerea temperaturii mediului utilizat pentru acumularea căldurii. Se constată că uleiurile se pot utiliza de la peste 350°C, iar sărurile topite cam până în această temperatură. De asemenea, rezultă că stocarea căldurii latente conduce la o densitate de energie mai mare decât în cazul stocării căldurii sensibile. Unele medii au o densitate foarte mare a energiei (de ex. sărurile de litiu și amestecurile eutectice ale compușilor fluorurați). Dintre mediile solide de stocare, fonta are cea mai mare densitate de energie.

• **Sistemele de stocare sub presiune** – fig. 11.8.,b –: densitatea de energie depinde mult de presiunea de saturație a mediului de lucru, comparativ cu presiunea atmosferică. Se constată o diferență între valorile densității de energie în cazul apei fierbinți, față de cel al aburului cu presiune alunecătoare. Pantele curbilor sunt puternic regresive în cazul aburului și mult mai mici în cazul apei fierbinți, mai ales la presiuni mari.

#### 11.2.5.2. Densitatea de exergie a sistemelor de stocare a căldurii

Fig. 11.9. prezintă variația densității de exergie, pentru aceleași sisteme de stocare avute în vedere și în cazul fig. 11.8., în funcție de temperatură, pentru sistemele nepresurizate (fig. 11.8.,a) și în funcție de presiune, în cazul sistemelor de stocare sub presiune [11.1].



**Fig. 11.9.** Densitatea de exergie în funcție de temperatură (a) și de presiunea de lucru (b), pentru: a - sisteme nepresurizate, b - sisteme sub presiune.

**Notă:** notațiile corespund celor din fig. 11.8.

Analiza fig. 11.9. conduce la aceleași constatări calitative ca și în cazul fig. 11.8. În plus, în cazul aerului ca mediu de stocare se constată că densitatea de exergie este cu mult mai mică față de cazul apei fierbinți.

### 11.2.5.3. Eficiența energetică a acumulării căldurii

Eficiența energetică a sistemelor de acumulare a căldurii se stabilește avându-se în vedere un ciclu complet de funcționare: încărcare - staționare - descărcare.

După cum s-a arătat în § 11.2.5.1. și § 11.2.5.2., densitatea de energie și de exergie sunt – teoretic – la limitele superioare. Practic, apar pierderi de energie prin disiparea căldurii, în perioada de staționare și cele prin transferul căldurii, în faza de încărcare și descărcare. Aceste pierderi determină, în final, „**factorul de eficiență al instalației de acumulare**  $\zeta_A$ ”, definit ca raportul între exergia conținută la descărcare și aceea conținută la încărcare, pentru a se ajunge la condițiile inițiale. În cazuri speciale (de exemplu, când căldura este stocată în afara instalației de referință, pentru producerea energiei, atunci factorul de eficiență poate fi definit ca raportul entalpiilor (energiilor), numit „**factor de eficiență termică** –  $v_A$  –” a instalației de acumulare.

• **Pierderile prin staționare**, apar în intervalul dintre faza de încărcare și descărcare, fiind diferite în funcție de modul de stocare a căldurii: sensibile, latente sau termochimice.

#### ➤ Pierderile prin staționare la stocarea căldurii sensibile.

Entalpia stocată la temperatura  $T$ , raportată la temperatura mediului ambiant  $T_{am}$ , cu masa de stocare  $m_{st}$  și căldura specifică medie între cele două temperaturi (la presiune constantă)  $c_p$ , este dată de:

$$\Delta Q = m_{st} \cdot c_p \cdot (T - T_{am}) \quad [\text{kJ}] \quad (11.32)$$

Pierderile de căldură în mediul ambiant, prin izolația termică a instalației de acumulare sunt:

$$\Delta Q_{iz} = \Delta Q / d\tau = -k \cdot S \cdot (T - T_{am}) \quad [\text{kW}] \quad (11.33)$$

unde  $k$  este coeficientul global de transfer de căldură, în  $\text{kW/m}^2\cdot\text{grad}$ ;  $S$  – suprafața de transfer de căldură, în  $\text{m}^2$ ;  $\tau$  – durata, în s.

Din relațiile (11.32) și (11.33) rezultă

$$T(\tau) - T_{am} = [T(\tau = 0) - T_{am}] \cdot e^{(-\tau \cdot k \cdot A / m_{st} \cdot c_p)} \quad (11.34)$$

În timp, temperatura mediului stocat scade către  $T_{am}$ . Ca urmare, pentru perioada de staționare factorul de eficiență termică ( $v_A$ ) este:

$$v_{A,st} = \Delta Q(\tau) / \Delta Q(\tau = 0) \quad (11.35)$$

Ținându-se seama de relația (11.34), rezultă:

$$v_{A,st}(\tau) = \exp(-\tau \cdot k \cdot A / m_{st} \cdot c_p) = \exp(-Z^*) \quad (11.36)$$

Factorul de eficiență (exergetică) a instalației de acumulare pentru perioada de staționare ( $\zeta_{A,st}$ ) ține seama de factorul Carnot ( $(T = T_{am}/T)$ , fiind dat de:

$$\zeta_{A,st} = \frac{\Delta E(\tau)}{\Delta E(\tau = 0)} = \left( \Delta Q \cdot \frac{T - T_{am}}{T} \right)_{\tau > 0} / \left( \Delta Q \cdot \frac{T - T_{am}}{T} \right)_{\tau = 0} \quad (11.37)$$

Utilizând relațiile (11.34) și (11.36), rezultă:

$$\zeta_{A-st} = \frac{1}{1 - (T_{am}/T) \cdot (1 - \exp(Z^*))} \cdot \exp(-Z^*) \quad (11.38)$$

Se constată că  $\zeta_{A-st} = f(T/T_{am})$ , funcție de care pot apare următoarele cazuri caracteristice:

– temperatura ridicată a stocării, când ( $T_{am}/T_{st} \approx 0$ ), atunci conform relației (11.38) rezultă:

$$\zeta_{A-st} = \exp(-Z^*) = v_{A-st} \quad ; \quad (11.39)$$

– temperatura redusă a stocării, când ( $T_{am}/T_{st} \approx 1$ ), atunci:

$$\zeta_{A-st} = \exp(-2 \cdot Z^*) = v_{A-st}^2 \quad (11.40)$$

**Notă:** pierderile exergetice ce au loc prin amestecul zonelor calde și reci ale mediului de stocare, sunt independente de pierderile de căldură spre exterior.

➤ **Pierderile prin staționare, la stocarea căldurii latente**, vor fi similare pierderilor de căldură spre mediul ambiant, temperatura de stocare rămânând constantă prin definiție (fiind vorba de căldura latentă). Ca urmare, pierderile de căldură nu depind de durată, în calculul lor aplicându-se relația (11.33). Pentru a calcula pierderile exergetice se va ține seama suplimentar de factorul Carnot, care este de asemenea independent de durată. În aceste condiții:

$$v_{A-st} = \zeta_{A-st} \quad (11.41)$$

➤ **Pierderile prin staționare, la stocarea termochimică**

Pentru evitarea reacțiilor reversibile se aplică stocarea separată a componentelor. În aceste condiții pot apare pierderi de căldură, care sunt însă neglijabile, fiind considerate ca pierderi inițiale.

• **Pierderile la încărcare și descărcare**

Acestea sunt numai pierderi exergetice, cum ar fi cele aferente schimbătoarelor de căldură, prin laminare și chiar prin amestec.

• **Pierderile totale ale procesului de acumulare** ( $\zeta_A$ ) sunt date de produsul factorilor de eficiență a încărcării ( $\zeta_i$ ), a staționării ( $\zeta_{st}$ ) și a descărcării ( $\zeta_d$ ):

$$\zeta_A = \zeta_i \cdot \zeta_{st} \cdot \zeta_d \quad (11.42)$$

### 11.3. Acumularea căldurii în sistemele de alimentare cu căldură (SAC)

În § 11.1. și în fig. 11.1. s-au prezentat diversele posibilități, de principiu, pentru acumularea energiei, în condițiile unui sistem de alimentare cu căldură (SAC). Ținându-se seama de cele expuse cu această ocazie, din punct de vedere numai al acumulării căldurii se poate spune că există două variante de acumulare a acesteia: naturală, sau cu instalații specializate.

#### 11.3.1. Acumularea naturală a căldurii

Acumularea naturală a căldurii (a.n.c.) reprezintă procesul de acumulare a acesteia în diversele componente, care se regăsesc în mod normal în cadrul unui SAC. Pornind de la consumatorii de căldură către sursele de căldură, subansamblele care pot fi considerate ca elemente de a.n.c. sunt:

- **elementele masive de construcție**, care delimitează incintele/clădirile încălzite (pereți, podea, plafon);

- **„masa” de apă, care este vehiculată prin conducte**, de la cele care asigură distribuția căldurii în interiorul clădirilor, la cele care compun rețelele termice secundare (dintre clădirile consumatorilor și punctele termice), până la rețelele termice primare (dintre punctele termice și sursa/sursele de căldură).

Efectele de acumulare naturală a căldurii se manifestă practic prin fenomenul de „volant termic”. Acesta se caracterizează prin faptul că, datorită inerției termice a acestor elemente, orice modificare a unui parametru la „**intrarea**” într-un subansamblu al SAC va fi sesizată la „**ieșirea**” din acesta cu o întârziere de timp (defazaj), simultan cu o aplatisare a amplitudinii acesteia, față de aceea ce a caracterizat parametrul respectiv la intrare.

Fenomenul respectiv este strict caracteristic elementelor masive de construcție, care delimitează incintele și/sau clădirile încălzite, după cum s-a arătat în § 2.2.5.

În cazul conductelor de transport al agentului termic (cel mai adesea apa caldă sau apa fierbinte), pe lângă fenomenul de acumulare a căldurii în volumul de apă din acestea, simultan apare și fenomenul de „întârziere” a efectului variației unui parametru la ieșirea din conductă, față de momentul inițial la care a avut loc la intrare, din cauza vitezei finite cu care particula de fluid a parcurs distanța respectivă. Suprapunerea în timp a celor două fenomene, care țin de stocarea căldurii în masa de apă din conducte și în masa propriu-zisă a conductelor respective, reprezintă o acumulare importantă a căldurii.

Efectele a.n.c. sunt utile și obligatoriu să se țină seama de ele, în două situații importante din cursul funcționării unui SAC:

- la adoptarea metodelor de reglare a livrării căldurii, în cadrul unui SAC (v. cap 17);

- în cazul unei întreruperi accidentale a alimentării cu căldură, datorită unui incident ce a avut loc pe traseul sursă de căldură-consumatori.

Este de subliniat că ambele situații expuse mai sus, nu pot constitui elemente pentru dimensionarea capacităților instalate în diversele subansamble ale SAC.

Se ține seama de efectele a.n.c. în perioadele tranzitorii sau în cursul unor regimuri deosebite apărute în funcționare. Atunci se pot utiliza capacitățile de acumulare naturală, pentru a face față unor condiții anormale de scurtă durată.

În cazul elementelor de construcție ale consumatorilor de căldură pentru încălzire, capacitatea de acumulare este dependentă de caracteristicile termo-fizice ale acestora, nedepinzând de mărimea și anvergura SAC. În acest caz, efectul de acumulare a căldurii este caracteristic fiecărui consumator în parte.

Capacitatea de acumulare a căldurii în rețeaua termică propriu-zisă și în volumul de apă conținută de aceasta este determinată în primul rând de anvergura SAC, caracterizată de lungimea rețelelor termice și prin debitul de căldură ce le tranzitează. Deci, a.n.c. în elementele masice de construcție este o caracteristică a fiecărui consumator în parte și are efecte în livrarea căldurii numai pentru consumatorul respectiv. În cazul a.n.c. în sistemul de transport și distribuție a căldurii, capacitatea de acumulare depinde de mărimea sistemului, fiind o caracteristică a ansamblului SAC, crescând odată cu anvergura acestuia.

### 11.3.2. Acumuloare de căldură specifice SAC

Acumuloarele de căldură propriu-zise sunt instalații pentru stocarea căldurii sub formă de apă caldă, apă fierbinte sau abur; cel mai adesea sub formă de apă fierbinte sub presiune. Indiferent de poziția lor în cadrul SAC, la consumator sau în rețea, ori la sursa de căldură, ele se utilizează pentru preluarea vârfurilor de sarcină termică și pentru realizarea unei rezerve momentane de căldură, în vederea alimentării consumatorilor. În cazul amplasării la sursa de căldură sub forma unei CCG, acumuloarele de căldură se pot utiliza și pentru acoperirea unor vârfuri de sarcină electrică, în funcție de simultaneitatea acesteia cu cererea de căldură.

În domeniul consumatorilor industriali, acumuloarele de căldură pot utiliza și energia produsă pe seama recuperării resurselor energetice secundare.

Indiferent de poziția în cadrul SAC, temporar, acumuloarele de căldură pot constitui și surse de căldură de rezervă, în cazul unor indisponibilități momentane ale SAC, pentru a asigura cantitativ și/sau calitativ necesarul de căldură al consumatorilor.

Din punctul de vedere al naturii agenților termici utilizați la încărcarea și respectiv descărcarea acumuloarelor specifice SAC, acestea pot fi: abur/abur, abur/apă fierbinte sau apă fierbinte/apă caldă. Sub aspect funcțional, ele pot fi cu presiune variabilă (cele abur/abur), sau cu echipresiune (cele abur/apă fierbinte, sau apă fierbinte/apă caldă).

În § 11.2. s-au prezentat principiile acumulării căldurii și tipurile de stocare a acesteia. În continuare se vor analiza în special acumuloarele utilizate în mod curent în SAC.

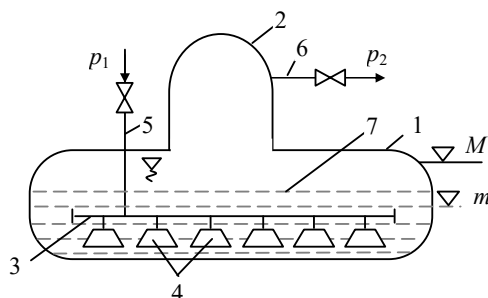
## CUPRINS CAPITOL 11 – I –

11. ACUMULAREA CĂLDURII.....	505
11.1. Scopul și rolul acumulării energiei .....	505
11.2. Acumularea căldurii, principii și soluții de realizare .....	506
11.2.1. Definiții .....	506
11.2.2. Principiul acumulării energiei termice.....	507
11.2.3. Tipurile de acumulare a energiei termice .....	508
11.2.4. Tipuri de stocare a căldurii .....	509
11.2.4.1. Stocarea căldurii sensibile a fluidelor la saturație .....	509
11.2.4.2. Stocarea căldurii sensibile a lichidelor sub presiune (subrăcite) .....	511
11.2.4.3. Stocarea căldurii sensibile din medii solide .....	514
11.2.4.4. Medii solide pentru stocarea căldurii .....	515
11.2.4.5. Stocarea căldurii latente .....	517
11.2.4.6. Acumularea gazelor sub presiune.....	521
11.2.4.7. Alte sisteme de stocare a căldurii .....	524
11.2.5. Comparație între diversele tipuri de acumulare a căldurii .....	528
11.2.5.1. Densitatea de energie a sistemelor de stocare a căldurii.....	528
11.2.5.2. Densitatea de exergie a sistemelor de stocare a căldurii.....	529
11.2.5.3. Eficiența energetică a acumulării căldurii .....	530
11.3. Acumularea căldurii în sistemele de alimentare cu căldură (SAC).....	532
11.3.1. Acumularea naturală a căldurii .....	532
11.3.2. Acumulatoare de căldură specifice SAC .....	533



### 11.3.2.1. Acumulatorii de căldură cu presiune variabilă

Acestea fac parte din categoria acumulatorilor abur/abur. Ele se compun dintr-un rezervor cilindric 1 (orizontal sau vertical) și un dom 2, ca în fig. 11.11.



**Fig. 11.11.** Schema funcțională a acumulatorului de abur cu presiune variabilă:

1 - rezervor; 2 - dom; 3 - distribuitor de abur; 4 - duze; 5 - abur pentru încărcare; 6 - abur de descărcare; 7 - apă fierbinte sub presiune;  $M$ ,  $m$  - nivelul maxim și minim al apei în rezervor.

Rezervorul 1 se află în permanență umplut cu apă. Nivelul acesteia scade în cursul descărcării acumulatorului, de la nivelul maxim admis  $M$  la cel minim  $m$  și crește de la  $m$  la  $M$  în cursul încărcării. Spațiul de deasupra nivelului apei din rezervor și în dom este ocupat cu vapori de abur saturat, în general, uscat.

În cadrul unui ciclu descărcare-încărcare au loc următoarele:

a) la începutul perioadei de descărcare nivelul apei în rezervor este maxim  $M$ , ocupând cca. 90% din volumul rezervorului. Conținutul său de căldură este  $h'_1$ , corespunzător stării de saturație la presiunea  $p_1$  existentă în acest moment;

b) în cursul descărcării, odată cu creșterea consumului de abur, presiunea în colectorul de distribuție a aburului  $p_2$  începe să scadă, determinând scăderea corespunzătoare a presiunii din rezervorul acumulatorului.

Ca urmare a scăderii presiunii în acumulator de la  $p_1$  la  $p_2$ , apa aflată în stare de saturație la  $p_1$ ,  $t_1$  se vaporizează producând abur saturat uscat la presiunea  $p_2$  cu conținutul de căldură  $h''_2$ .

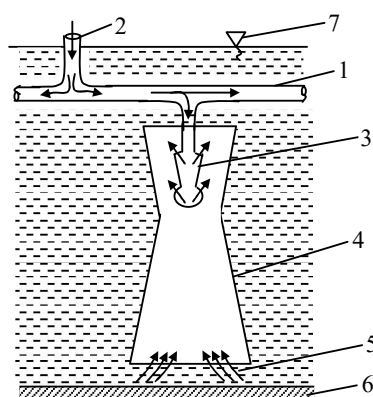
Acesta umple spațiul de deasupra apei și domul. Odată cu vaporizarea apei, nivelul său în acumulator scade. Fiecărei presiuni din acumulator îi corespunde un anumit nivel al apei în acesta: poziția superioară  $M$  corespunde presiunii maxime din acumulator  $p_1$ , deci în stare încărcată, iar poziția inferioară  $m$  corespunde presiunii minime admise  $p_2$ , în stare descărcată;

c) în momentul în care acumulatorul este descărcat, se închide automat vana de pe racordul de descărcare 6 și se deschide aceea de pe racordul de încărcare cu abur 5;

d) odată cu intrarea în acumulator a aburului pentru încărcare, în contact cu apa rămasă în acumulator începe condensarea sa. Ca urmare, presiunea apei în rezervor

ca și nivelul său încep să crească. La finele încărcării, când nivelul apei este maxim  $M$ , presiunea sa ajunge la valoarea aceleia a aburului de încărcare  $p_1$ , iar conținutul de căldură a crescut de la  $h'_2$  (corespunzător lui  $p_2$ ) la  $h'_1$  (corespunzător lui  $p_1$ ). Acum poate începe un nou ciclu de descărcare.

Pentru ca procesul de condensare a aburului să se facă rapid și schimbul de căldură abur-apă să fie cât mai bun, aburul este introdus în acumulator în distribuitorul 3, care se află în imersiune în apă, sub nivelul minim  $m$  admis la finele descărcării. Din distribuitor aburul intră într-un sistem de duze 3, de forma celei prezentată în fig. 11.12.



**Fig. 11.12.** Sistemul de distribuție și împrăștiere a aburului de încărcare:

1 - distribuitor de abur; 2 - abur pentru încălzire; 3 - duze pentru împrăștierea aburului; 4 - difuzor; 5 - apă din rezervor; 6 - peretele inferior al rezervorului acumulatorului; 7 - nivelul apei în rezervor.

Duzele 3 sunt montate în țevi de forma unor difuzoare 4. Ca urmare a efectului duzelor (cu axele orificiilor orientate în sus), difuzorul se va umple cu vaporii de abur cu presiunea mai mică decât aceea a apei. Se formează o depresiune, un fenomen de eiecție, care determină aspirația apei prin partea inferioară 5 în sensul indicat de săgeți. Astfel, se asigură un amestec bun al aburului cu apa, simultan cu încălzirea rapidă și uniformă a acesteia.

Comutarea acumulatorului de la regimul de încărcare la cel de descărcare și invers se face automat prin comandă asupra organelor de închidere de pe conducta de alimentare și de descărcare.

### 11.3.2.2. Acumuloarele de căldură cu presiune constantă

Acumuloarele de căldură cu presiune constantă (cu echipresiune) numite și „boilere”, sunt de tip abur/apă caldă sau fierbinte, ori apă fierbinte/apă caldă. Ele sunt reprezentate de un vas cilindric (orizontal sau vertical), în care se află o serpentină prin care circulă agentul termic încălzitor (aburul, la acumuloarele

## 14. UTILIZAREA RESURSELOR ENERGETICE REGENERABILE ȘI A DEȘEURILOR PENTRU PRODUCEREA CĂLDURII

### 14.1. Aspecte generale privitoare la valorificarea energetică a resurselor regenerabile și a deșeurilor

Valorificarea energetică a resurselor regenerabile și a deșeurilor reprezintă unul dintre răspunsurile pe care specialiștii le pot oferi la întrebarea „Care este viitorul energetic al omenirii?”. Criza resurselor fosile și acutizarea fenomenului de încălzire globală, urmată de schimbări climatice pronunțate, au condus la o dinamică foarte pronunțată în ceea ce privește implementarea proiectelor de producere a energiei electrice și termice pe baza resurselor regenerabile și a deșeurilor.

Majoritatea experților din domeniu, au ajuns la un acord privind modul de clasificare a resurselor regenerabile și a deșeurilor care pot să constituie obiectul unei valorificări energetice. Fig. 14.1. ilustrează această clasificare, precizând și care sunt tehnologiile curente, disponibile comercial, pentru obținerea energiei electrice și/sau termice.

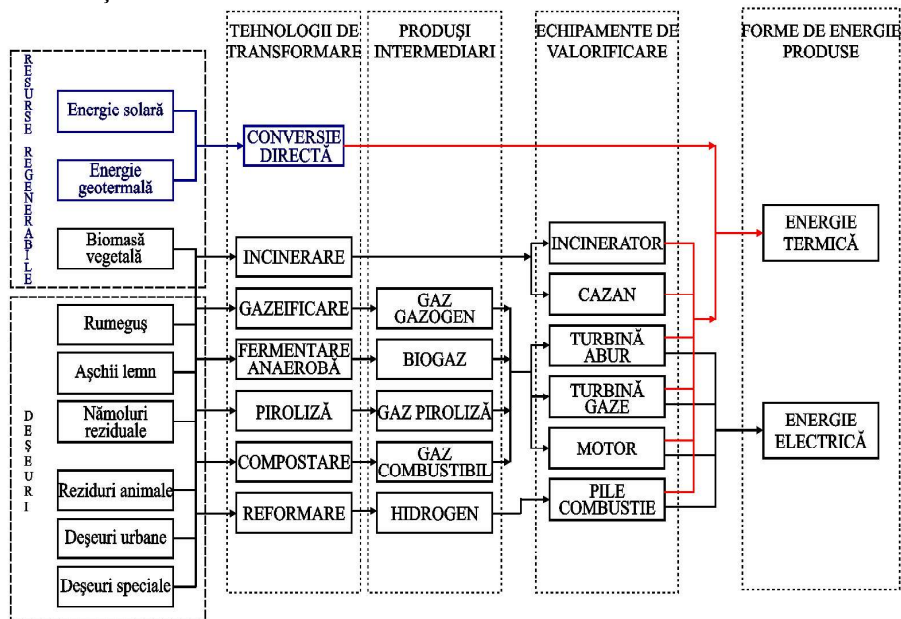


Fig. 14.1. Clasificarea resurselor regenerabile și a deșeurilor, tehnologii și echipamente disponibile pentru producerea energiei electrice și termice [14.1].

Dintre resursele regenerabile, energia solară, geotermală și biomasa sunt utilizabile pentru producerea energiei termice. În ceea ce privește deșeurile, există

o gamă largă de tipologii care sunt utilizabile pentru producerea energiei termice, în majoritatea cazurilor prin cogenerare. Toate componentele prezentate în fig. 14.1. vor fi descrise pe larg în continuare.

## 14.2. Tipuri de resurse regenerabile și deșuri valorificabile în România

### 14.2.1. Energia solară

Reacțiile termonucleare din interiorul Soarelui generează o imensă cantitate de energie care este transmisă în toate direcțiile. Distanța dintre cele două planete face ca, din această energie, Pământul să beneficieze la nivelul superior al atmosferei exterioare de o putere radiantă echivalentă cu aproximativ  $1\,400\text{ W/m}^2$ . La trecerea prin atmosferă intensitatea radiației se diminuează (prin absorbție la nivelul particulelor de aer, apă, corpuri solide, prin reflexie și/sau difuzie), astfel încât la nivelul scoarței terestre se poate conta pe aproximativ  $1\,000\text{ W/m}^2$ .

Începând cu anul 1979, în România, a demarat un program pe scară largă pentru valorificarea energiei solare: încălzirea apei calde pentru hotelurile de la Marea Neagră, pentru sectorul rezidențial, uscătoare solare pentru produse agricole, etc. Din cauza calității scăzute, a lipsei întreținerii și a schimbărilor din anii 90, doar circa 10% din capacitățile instalate mai sunt în exploatare.

Radiația solară medie din România (exprimată în valori energetice) se situează în intervalul  $1\,100 \div 1\,800\text{ kWh/m}^2\text{an}$ . Harta radiației solare a fost realizată de către Autoritatea Națională pentru Meteorologie și este prezentată în fig.14.2. Zona cea mai favorizată de pe teritoriul țării este litoralul Mării Negre, unde perioada de însorire are durate care depășesc 2 300 ore/an. În prezent, potențialul de valorificare a energiei solare în România este de aproximativ 40000 TJ/an, din care sunt valorificați aproximativ 140TJ/an, adică sub 0,35%. De remarcat că, în România, în ultimii ani, s-a înregistrat o creștere a valorilor perioadelor de însorire, fapt care favorizează proiectele de producere a căldurii prin panouri solare.

### 14.2.2. Energia geotermală

Energia geotermală a fost folosită în România încă din anul 1960. În prezent, sunt utilizați aproximativ 137 MW<sub>t</sub>, din 61 de captări active, cu apă geotermală având temperatura în intervalul 55-115°C. Resursele geotermale reprezintă proprietatea statului. Rezervele cunoscute, inclusiv forajele deja realizate, se ridică la aproximativ 200 PJ pentru următorii 20 ani. Oportunitățile de dezvoltare a proiectelor de valorificare a energiei geotermale sunt importante, exclusiv pentru producerea de energie termică. Fig. 14.3. prezintă harta resurselor geotermale din România.

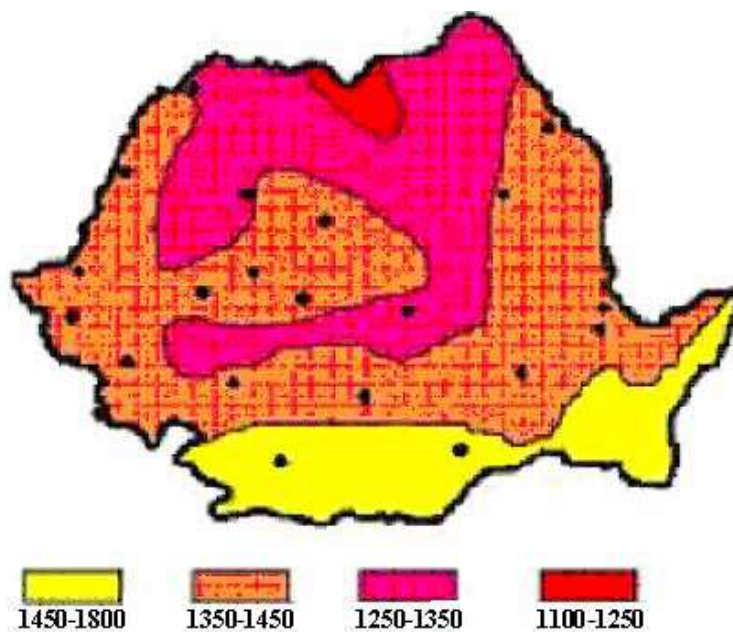


Fig. 14.2. Harta radiației solare din România (kWh/m<sup>2</sup>an) [14.1].

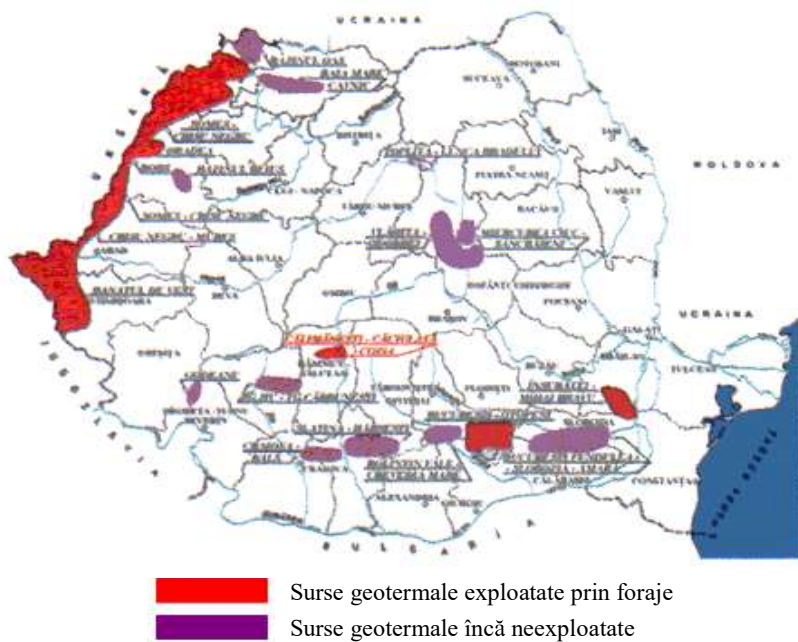


Fig. 14.3. Harta resurselor geotermale din România [14.1].

În subsolul Câmpiei de Vest se găsesc zonele cele mai fierbinți din țara noastră, cinci din cele opt sisteme hidrotermale identificate prin foraj, precum și cele mai importante dintre perimetrele de exploatare energetică a resurselor produse: Oradea, Borș, Săcuieni, Marghita, Ciumeghiu, Beiuș (toate în județul Bihor), precum și perimetrele Lovrin, Tomnatec, Sănnicolau Mare, Jimbolia, Nădlac (în județul Timiș).

Un alt aspect al energiei geotermale, care a fost mai puțin studiat până în prezent, dar este într-o continuă dezvoltare, îl reprezintă energia înmagazinată în scoarța terestră. Evident, potențialul acestei resurse este inepuizabil. Numărul mare de aplicații realizate în lume face ca acest tip de resursă să fie abordată și în România.

#### 14.2.3. Biomasa (rapiță și soia pentru biodiesel)

Biomasa reprezintă una dintre cele mai vechi surse cunoscute de energie. Termenul de biomasă (ca resursă regenerabilă) cuprinde culturile agricole energetice, plante, alge, etc. Pentru clasificarea din această lucrare, lemnul nu este considerat o resursă regenerabilă, el fiind încadrat la deșeuri. Nu este acceptabilă valorificarea directă a lemnului în scopuri energetice, ci doar a deșeurilor lemnoase provenite din tăieri, prelucrări mecanice, etc. Dintre toate resursele regenerabile, biomasa este singura care stochează efectiv energia solară. Dioxidul de carbon produs prin valorificarea energetică a biomasei este considerat neutru, fără aport la creșterea efectului de seră.

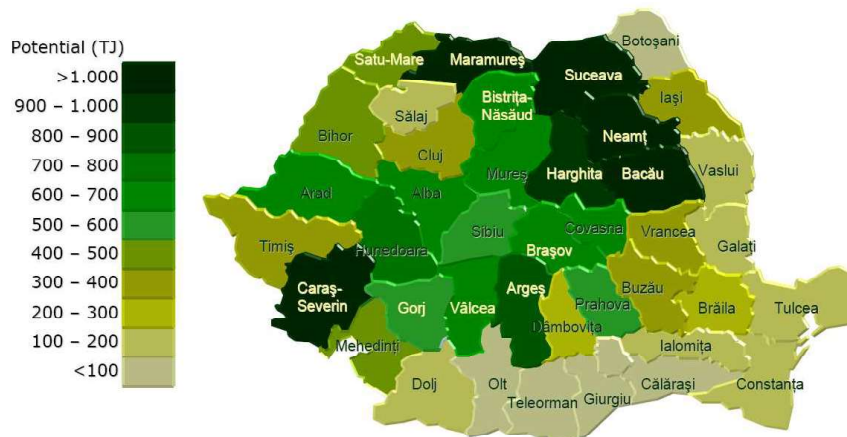


Fig. 14.4. Harta resurselor de biomasă din România [14.2].

Biomasa nu este o formă ideală pentru a fi folosită direct drept combustibil. Randamentul de utilizare a potențialului energetic al biomasei poate să scadă până la 70%, în funcție de tehnologia de valorificare și de conținutul de energie inițial al său.

**Rapița** colza este o plantă anuală sau bienală, cu rădăcina pivotantă bine dezvoltată, cu puține ramificații laterale. Ea pătrunde până la 60-80 cm adâncime. În condiții favorabile, rădăcina poate ajunge la adâncimi mult mai mari, uneori până la 300 cm. Pătrunderea rădăcinilor în adâncime este influențată de numeroși factori ca: textura, fertilitatea și umiditatea în sol, precum și de tehnica de cultivare. Rădăcinile laterale sunt răspândite pe un diametru de 20÷40 cm. Cea mai mare parte din masa de rădăcini este răspândită la adâncimea de 25÷45 cm.

Tulpina este erectă, înaltă de 1,3÷1,5 m, rareori 2 m, și bine ramificată. Numărul de ramuri variază între 5 și 10. Frunzele rapiței au diferite forme, cele de la bază fiind petiolate, lirate, penat sectate. Frunzele din mijloc sunt sesile și lanceolate, iar cele de la vârf au forma oblong-lanceolată cu baza cordat ampexicaula, fiind, de asemenea, sesile. Frunzele bazale sunt formate din 2-4 perechi de lobi mărunți ovali sau triunghiulari, în afară de lobul principal care este mult mai mare.

Tabelul 14.1 prezintă un exemplu de caracteristici principale ale rapiței. Planta a fost uscată natural, tocată și apoi cernută, astfel încât piroliza s-a realizat pe clase granulometrice (diferite diametre ale particulelor).

#### Principalele caracteristici ale rapiței

Tabelul 14.1

Analiza primară	Umiditate [%]	Volatile [%]	Carbon fixat [%]	Cenușa [%]
	4,9	81,7	7,9	5,5

(a)

Analiza elementară	C [%]	H [%]	N [%]	O [%]	H/C	O/C	PCS [MJ/kg]
	CH <sub>1,76</sub> N <sub>0,05</sub> O <sub>0,3</sub>	62,1	9,1	3,9	24,9	1,76	0,3

(b)

**Soia** este o plantă erbacee din familia leguminoaselor, originară din Extremul Orient, cu flori mici, albe sau violete și cu fructul în formă de păstaie, semințele fiind folosite în industria alimentară și farmaceutică.

Tabelul 14.1 prezintă un exemplu de caracteristici principale ale rapiței. Planta a fost tocată și apoi cernută astfel încât piroliza s-a realizat pe clase granulometrice (0,224<dp<0,425mm; 0,425<dp<0,85mm; 0,85<dp<1,25mm; 1,25<dp<1,8mm;). Caracteristicile tehnico-chimice ale soiei folosite sunt prezentate în tabelul 14.2 (a, b).

#### Principalele caracteristici ale soiei

Tabelul 14.2

Analiza primară	Umiditate [%]	Volatile [%]	Carbon fixat [%]	Cenușa [%]
	8,38	71,60	14,39	5,63

(a)

Analiza elementară	C [%]	H [%]	N [%]	O [%]	H/C	O/C	PCS [MJ/kg]
	CH <sub>1,4</sub> N <sub>0,14</sub> O <sub>0,38</sub>	55,89	6,57	9,29	28,25	1,41	0,38

(b)

#### 14.2.4. Deșeurile vegetale (așchii de lemn, rumeguș, coji, șrot)

Așchiile de lemn și rumegușul reprezintă materialul care provine din prelucrarea mecanică a copacilor. În general, umiditatea acestora este destul de mare, în jurul valorii de 80%. Din acest motiv, pentru o valorificare energetică este necesară uscarea prealabilă.

Uscătoarele pentru materialul granular lemnos au capacitatea de producție cuprinsă între 200 ÷ 350 kg/h, funcție de specia de lemn utilizată. În general, materialul ce urmează a fi uscat trebuie introdus direct și în mod continuu în gura de alimentare a uscătorului, prin mijloacele proprii ale utilizatorului.

Agentul termic utilizat este aerul cald, la o temperatură cuprinsă între 60÷80°C, funcție de programul de uscare dorit. Generatorul pentru producerea aerului cald utilizează rumegușul de lemn uscat cu un consum maxim de cca. 30 kg/h.

Rumegușul umed introdus în gura de alimentare a uscătorului este preluat de sistemul rotativ al corpului principal de uscare, format din trei cilindrii concentrici, executați din tablă groasă de oțel, special nervurată și purtat în suspensie de aer cald. Aceasta se realizează cu un sistem de electroventilatoare, controlate cu invertore electronice de variație a turației, funcție de viteza impusă particulelor lemnoase de către ciclul de uscare programat. În funcție de programul de uscare ales, procentul minim de umiditate la care poate fi uscat rumegușul poate ajunge la 10÷12%. Rumegușul astfel uscat este evacuat în mod continuu pe gura de evacuare a uscătorului.

Pentru o valorificare energetică superioară, rumegușul este supus unui proces de compactare sub formă de brichete. Prin termenul de brichetă se înțelege rezultatul unui proces de comprimare a materialului, caracterizat de o importantă creștere a densității. Densitatea brichetelor este mult mai mare decât aceea a lemnului de foc. Brichetele au o capacitate calorică mare, reținând căldura pe o perioadă de timp mare. Este favorizată astfel menținerea temperaturii ridicate în interiorul focarului din cazan, facilitând o ardere ușoară a brichetelor noi introduse. Avantajele procesului de brichetare sunt următoarele:

- îmbunătățirea caracteristicilor fizice ale deșeurii lemnos (densitate, omogenitate);
- micșorarea volumului de stocare în raportul 12:1.

Tabelul 14.3 prezintă o serie de informații disponibile pe piața de combustibili lemnoși, cu referire la puterea calorică și alte caracteristici.

#### Caracteristicile energetice ale deșeurilor lemnoase

Tabelul 14.3

Denumire combustibil	Putere calorică inferioară		Umiditate %	Cenușă %
	kcal/kg	kJ/kg		
Lemn de foc, așchii	750	3 140	25 ÷ 50	n.a.
Rumeguș, tocătură	2 000 ÷ 2 500	8 374 ÷ 10 467	< 45	n.a.
Brichete oferta 1	4 538	19 000	8	0,24
Brichete fag oferta 2	4 900 ÷ 5 200	20 516 ÷ 21 772	8	0,9
Brichete fag oferta 3	4 363	18 268	3,6	0,8
Brichete oferta 4	4 443	18 603	6,1	0,43



**Cojile și șrotul** reprezintă materii vegetale rezultate în urma procesului de fabricare a uleiului alimentar. Acest tip de deșeu prezintă un potențial energetic destul de important, interesant pentru aplicații industriale. Din cauza densității foarte reduse, nu se întâlnesc în mod curent aplicații de producere a căldurii la nivel rezidențial bazate pe acest tip de combustibil.

Tabelul 14.4 prezintă caracteristicile tehnice ale diferitelor tipuri de coji și șroturi provenite de la o fabrică de producere a uleiului din România.

#### Caracteristicile energetice ale cojilor și șrotului

Tabelul 14.4

Denumire	Puterea calorifică		Greutatea specifică kg/m <sup>3</sup>	Conținut de cenușă %	Umiditate %
	kcal/kg	kJ/kg			
Coajă soia	2500÷3500	10 467÷14 654	110	4,8	11
Coajă floarea soarelui	3700	15 492	150	4,4	9
Șrot floarea soarelui	3900	16 329	460	7	9÷10
Șrot rapiță	4000	16 748	540÷580	5,5÷6,5	9÷10

Din punct de vedere al emisiilor de gaze cu efect de seră, valorificarea energetică a acestor deșeuri vegetale, pentru producerea energiei termice, reprezintă un proiect perfect. Teoria ecologică spune că substituția combustibililor fosili cu resurse regenerabile sau deșeuri vegetale duce la reducerea cu 100% a emisiilor corespunzătoare de gaze cu efect de seră.

#### 14.2.5. Materiile organice (nămoluri provenite din tratarea apelor reziduale)

Nămolurile reziduale provin din primele etape de epurare a apelor reziduale urbane. Ele se obțin prin sedimentare în bazine speciale. Eliminarea materiilor organice conținute de aceste nămoluri este obligatorie.

Una din Directivele Europene referitoare la materiile organice conținute în nămolurile reziduale stipulează faptul că acestea nu pot fi folosite ca îngrășământ agricol dacă au un conținut de materii organice mai mare de 5%. Din această cauză, se folosesc tehnologii specifice care să valorifice potențialul energetic al nămolurilor: fermentarea anaerobă, incinerarea, co-incinerarea, etc.

Combustia acestui tip de deșeu este caracterizată de o viteză mică de ardere, cu menținerea constantă a temperaturii în focar. Puterea calorifică a nămolurilor reziduale uscate poate să urce până la valoarea echivalentă lignitului, de aproximativ 11 MJ/kg. Valoarea acestui indicator variază mult în funcție de gradul de poluare al apelor uzate.

#### 14.2.6. Deșeurile provenite din fermele de animale

Deșeurile provenite din fermele de animale prezintă un potențial deosebit de ridicat de poluare a apelor. Este absolut interzis ca aceste dejecții să fie lăsate în natură. Distrugerea materialelor organice conținute de deșeuri are ca rezultat obținerea unor fertilizatori naturali bogați în minerale. Puterea calorifică a acestor

deșeurii este relativ redusă. Din această cauză nu a fost calculată în mod direct, ci doar pentru biogazul care se poate obține din aceste deșeurii.

#### 14.2.7. Deșeurile solide urbane

Deșeurile solide urbane sunt constituite din deșeurile menajere colectate neselectiv de la populația urbană, deșeurile menajere de la agenții economici și deșeurile provenite din serviciile municipale. Ele sunt colectate, transportate și eliminate prin depozitare pe sol sau în depozite ecologice. Tabelul 14.5 prezintă compoziția medie a deșeurilor solide urbane pentru România, după statisticile disponibile pentru anul 2005.

##### Compoziția deșeurilor urbane

Tabelul 14.5

Deșeurii urbane	%
Deșeurii menajere	75-80
Deșeurii stradale	10-12
Nămol orășenesc de epurare	7-9
Alte deșeurii similare	3-4

Tabelul 14.6 oferă informații despre ponderea componentelor recuperabile în totalul deșeurilor menajere din România. Din cauza faptului că nu se realizează colectarea separată, se poate afirma că aproximativ 36% din cantitatea anuală de deșeurii menajere (reprezentând materiale reciclabile - hârtie, carton, plastic, sticlă, metale) se elimină prin depozitare. Ca urmare, mari cantități de materii prime secundare și resurse energetice sunt pierdute.

##### Compoziția procentuală medie a deșeurilor menajere

Tabelul 14.6

Material	%
Hârtie, carton	13,8
Sticlă	5,5
Metale	2,5
Materiale plastice	11
Textile	3,2
Alte materiale	64
Total	100

#### 14.3. Filiere tehnologice de producere a căldurii prin valorificarea directă a resurselor regenerabile sau a deșeurilor

Valorificarea directă a resurselor regenerabile sau a deșeurilor pentru producerea căldurii reprezintă procedura cea mai veche care a fost folosită de oameni pentru a se încălzi. Tehnologiile sunt simple, ușor de aplicat, cu randamente destul de bune. Principalele filiere de valorificare directă a resurselor regenerabile sau a deșeurilor sunt:

- incinerarea directă (cu sau fără utilizarea turbinelor cu abur);
- producerea căldurii cu panouri termosolare;

- producerea căldurii prin foraje geotermale;
- producerea căldurii prin utilizarea energiei scoarței terestre.

### 14.3.1. Incinerarea directă cu sau fără utilizarea turbinelor cu abur (cazane pe rumeguș, cazane pe coji și/sau șrot, incineratoare de deșuri urbane, incineratoare de nămoluri reziduale)

#### 14.3.1.1. Cazane pentru arderea biomasei lemnoase

Cazanele care folosesc biomasa lemnoasă pot fi împărțite în diferite categorii în funcție de tipul de combustibil utilizat, capacitatea termică generată și sistemul de alimentare al cazanului:

– cazane cu lemne, alimentate manual, destinate încălzirii locuințelor individuale, cu capacități între 15 kW<sub>t</sub> și 50 kW<sub>t</sub>. Aceste echipamente sunt perfect adaptate pentru producerea energiei termice la nivelul locuințelor din zonele rurale de munte. Ele pot reprezenta cel mai eficient mod de a produce căldura, în absența unor rețele de gaze naturale. Pot să atingă randamente de până la 82%, la funcționarea pe lemn;



Fig. 14.5. Cazan pentru încălzire și producere de apă caldă cu funcționare pe deșuri lemnoase sau motorină (Thermostahl) [14.3].

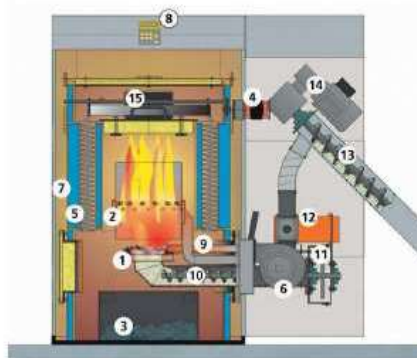
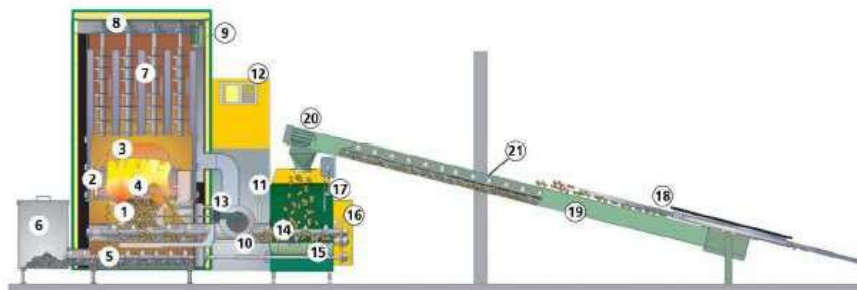


Fig. 14.6. Cazan cu brichete, cu alimentare automată (OkoFEN) [14.4].

– cazane mici, cu ardere de brichete, cu alimentare automată, destinate încălzirii locuințelor individuale, cu capacități între 10 kW<sub>t</sub> și 30 kW<sub>t</sub>; alimentarea automată ușurează foarte mult sarcina utilizatorului și permite un confort sporit la nivelul locuințelor (1 – vatră; 2 – tub de flacără; 3 – colector de cenușă; 4 – motor circuit apă; 5 – schimbător de căldură; 6 – ventilator aer de ardere; 7 – izolație; 8 – regulator; 9 – aprindere electronică; 10 – alimentare cu brichete în focar; 11 – acționare electrică 12 – protecție contra incendiului; 13 – alimentare din depozitul de brichete; 14 – acționare electrică; 15 – ventilator gaze de ardere);

– cazane mici și medii, cu arderea așchiilor de lemn, cu grătar înclinat fix și alimentare automată cu șnec (vezi fig. 14.7.), destinate încălzirii clădirilor publice

de dimensiuni medii, cu capacități între 25 kW<sub>t</sub> și 500 kW<sub>t</sub>. Cu aceste echipamente se trece deja la o scară de tip industrial, instalațiile fiind mult mai complexe.



**Fig. 14.7.** Cazan cu ardere de așchii de lemn, cu grătar înclinat fix (KWB) [14.5].

Semnificația indicațiilor din figură este: 1 – vatră; 2 – grătar postardere; 3 – cameră postardere; 4 – senzor; 5 – evacuare cenușă; 6 – depozit cenușă; 7 – schimbător de căldură; 8 – sistem de circulație a apei calde; 9 – pompă circulație apă caldă; 10 – ventilator; 11 – dozator combustibil; 12 – controler; 13 – aprindere electronică; 14 – depozit tampon; 15 – propulsor de combustibil; 16 – cutie de viteze; 17 – protecție anti-incendiu; 18 – grătar fix; 19 – canal de alimentare cu combustibil; 20 – motor cu șnec; 21 – protecție termică;

– cazane medii și mari, cu grătar mobil și alimentare automată cu șnec sau dispozitiv de împingere, destinate producerii energiei termice pentru uz industrial, cu capacități mai mari de 500 kW<sub>t</sub>; pentru exemplificare, în fig. 14.8. este prezentat un cazan de 4,5 t/h abur cu parametrii de 16 bar și 320°C, destinat valorificării deșeurilor lemnoase rezultate din procesele specifice industriei forestiere. Arderea combustibilului se realizează pe un grătar în trepte, cu două trasee de țevi orizontale, o cameră în care este amplasat supraîncălzitorul și un canal de gaze în care este amplasat economizorul. Cazanul este cu circulație naturală.

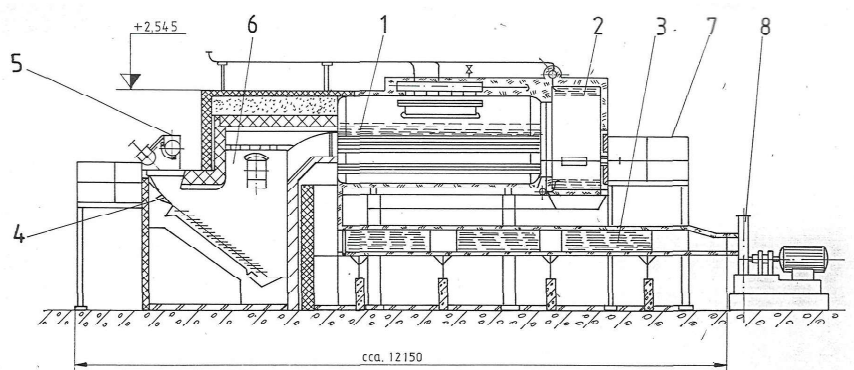
Instalația funcționează parțial în aer liber, fiind prevăzută cu un acoperiș pentru a proteja cazanul de intemperii. Gazele rezultate din arderea rumegușului intră în fasciculele de țevi de fum și cedează căldura apei din sistemul fierbător al cazanului în care sunt amplasate ambele fascicule. La ieșirea gazelor de ardere din fascicolul I, acestea cedează căldura serpentinei supraîncălzitorului, intrând în fascicolul II. Cazanul se compune din următoarele subansambluri principale:

– sistemul fierbător, alcătuit dintr-o manta cu funduri plate, în care sunt rigidizate fasciculele de țevi de fum; sistemul este prevăzut cu un colector de abur, înainte de a intra în supraîncălzitor;

– supraîncălzitorul este format din două pachete de serpentine în eșichier, plasate în spațiul dintre cele două fascicule de țevi de fum, susținute prin două plăci din tablă de oțel. Ansamblul serpentinei cu plăcile de susținere constituie un bloc demontabil, care este introdus într-o carcasă mobilă cu ramă;

– economizorul este plasat în drumul gazelor de ardere, înaintea evacuării acestora la coș;

– instalația de ardere este formată dintr-un grătar fix, în trepte, construit din două grătare separate de un perete de cărămidă refractară; alimentarea cu combustibil se poate face fie mecanic, prin intermediul alimentatoarelor celulare, fie manual, prin două guri de vizitare (câte una pe fiecare bandă de grătar). Admisia aerului se face printr-un sistem reglabil cu jaluzele, care permite reglarea debitului și realizează o repartiție uniformă a aerului sub grătar.



**Fig. 14.8.** Cazan industrial pentru ardere deșeuri lemnoase (IPCT)[14.6]: 1 – vaporizator; 2 – supraîncălzitor; 3 – economizor; 4 – grătar; 5 – valva rotativă; 6 – focar; 7 – scări și platforme; 8 – ventilator.

Caracteristicile tehnice principale ale unui astfel de cazan, care funcționează pe deșeuri lemnoase, sunt:

- debitul nominal de abur: 4,5 t/h;
- debitul minim: 2,25 t/h;
- presiunea nominală: 16 bar;
- presiunea maximă: 17,5 bar;
- presiunea de intrare a apei în cazan: 22 bar;
- temperatura nominală a aburului:  $320 \pm 3^\circ\text{C}$ ;
- temperatura apei de alimentare:  $15^\circ\text{C}$ ;
- temperatura gazelor la coș:  $150^\circ\text{C}$ ;
- calitatea apei de alimentare:
  - aspect: limpede, incolor, fără suspensii;
  - lipsă ulei;
  - duritate totală: 0,1 mval/l;
  - alcalinitate: 1÷4 mval/l;
- randamentul: 80%.

Combustibilul utilizat îl reprezintă deșeurile de lemn – rumeguș, capete de lemn, tocătură, coajă. Umiditatea relativă a combustibilului, raportată la masa inițială, este de max 45%. Plaja de variație a puterii calorifice inferioare este de 2000÷2600 kcal/kg. Consumul specific de combustibil este de 0,5 kg/sec. Dimensiunile maxim acceptabile ale combustibilului sunt:

- rumeguș: 15 mm;
- capete, deșeuri tocate: 60 mm;
- coajă: 50 mm.

Din punct de vedere economic, în România, se înregistrează situații ciudate cu privire la valorificarea deșeurilor lemnoase. Foarte multe fabrici de prelucrare a lemnului dețin cantități importante de deșeuri pe care nu pot să le gestioneze adecvat din punct de vedere ecologic. Din contră, ele plătesc penalități considerabile pentru deversarea acestor deșeuri în apele limitrofe. În clipa în care apare un consumator al acestor materiale, în loc să le predea cu titlu gratuit, scăpând astfel de niște costuri suplimentare, se încearcă obținerea unor câștiguri materiale din această oportunitate. Până la o limită, este de înțeles. Ce nu se poate accepta, însă, este faptul că, dacă se ia în calcul prețul cerut pe unitatea de deșeu, ținând cont de conținutul de energie, se constată uneori că din punct de vedere caloric prețul acestui deșeu depășește prețul echivalent al gazului natural.

#### 14.3.1.2. Cazane pentru arderea cojilor și șrotului

Pentru exemplificare a fost ales un cazan de 15 t/h, care produce abur saturat uscat la presiunea de 10 bar, folosind coji și șrot de floarea soarelui și soia. Aburul poate fi folosit pentru antrenarea unei turbine de 1 MW<sub>e</sub> și pentru producerea de apă caldă cu parametrii 80/60°C.

Combustibilul din coji de semințe de floarea soarelui este descărcat într-un bunker de beton. La partea inferioară a pâlniei acestuia se află un transportor cu bandă, ce este încărcat cu ajutorul unui transportor elicoidal, pe bandă, cu mai multe niveluri. Transportorul cu bandă alimentează cazanul printr-un sistem de elevatoare cu cupe.

Un bunker tampon al sistemului de dozare al cazanului preia combustibilul, distribuindu-l către sistemul de alimentare cu combustibil. Acest recipient asigură funcționarea continuă a cazanului timp de 20 de minute de la întreruperea alimentării cu combustibil. Construcția camerei de ardere și a camerei de postcombustie permite obținerea unui conținut foarte mic de monoxid de carbon în gazele de ardere, permițând totodată recircularea gazelor de ardere pentru recuperarea căldurii reziduale.

Grătarul, acționat hidraulic, este compus din 3 părți aflate în mișcare și un sistem de distribuție a aerului, ce asigură un amestec optim combustibil-aer. Cele 3 părți sunt dispuse sub forma unor scări, special concepute pentru a facilita arderea oricărui tip de biomasă. Întregul sistem de grătare este alcătuit din două module.

Sistemul de evacuare a cenușii este de tip uscat, complet automatizat. Cenușa este colectată din toate secțiunile, de un șnec sau prin intermediul transportorului cu lanț, către un sistem de elevator cu cupe și este descărcată în containere speciale.

Combustibilul utilizat este reprezentat de cojile de floarea soarelui cu următorii parametri:

- cantitatea orară consumată: 4 310 kg/oră;
- putere calorifică inferioară: 4 002 kcal/kg;
- umiditate: 1%;

- conținut de cenușă: 5%;
- caracteristică fizică: netratată;
- plajă de încărcare: 50-100%.

Cazanul poate să funcționeze și cu alți combustibili proveniți din soia sau rapiță. El poate fi alimentat cu amestecuri formate din coji de floarea soarelui și alte plante, cu respectarea indicațiilor privind dimensiunile particulelor de combustibil (maxim 30×30×30 mm).

#### 14.3.1.3. Cazane pentru incinerarea deșeurilor

Incinerarea, urmată de recuperarea energiei termice, reprezintă o combustie controlată a deșeurilor. De obicei, căldura este recuperată printr-un schimbător de căldură și transmisă unui agent termic (apă fierbinte sau abur). Apa fierbinte poate fi utilizată pentru alimentări centralizate cu căldură, iar aburul pentru procese de uscare sau producere de energie electrică.

Utilizarea directă a căldurii este posibilă prin folosirea gazelor de ardere în procese termice, de exemplu uscări sau fabricarea cimentului. În acest ultim caz, există limitări determinate de natura combustibilului, care pot face gazele de ardere incompatibile cu procesul tehnologic.

Incinerarea deșeurilor poate să ducă la producerea de abur la 20, 30 sau 40 bar. Acesta poate să fie folosit într-o turbină cu contrapresiune la 3÷10 bar, la o temperatură suficientă pentru a folosi căldura într-o rețea de alimentare cu energie termică.

O tonă de deșeuri cu o PCI de 2000 kcal/kg poate furniza 1700 kWh<sub>t</sub> sub formă de abur care, în cogenerare, pot să ducă la obținerea a 100÷200 kWh<sub>e</sub> și 1000÷1500 kWh<sub>t</sub>. Există o cotă de 20%, aproximativ 90 kWh<sub>e</sub>, de autoconsum al energiei electrice produse, valoare care, pentru capacități mai mari, poate să scadă la 15%.

Imaginea ecologică a incinerării a avut mult de suferit în urma depistărilor, la instalațiile mai vechi, a emisiilor de dioxină. Reacția reglementatorilor a fost pe măsura impactului mediatic: norme ecologice care obligă, în cazul dioxinelor, la o eficiență a epurării de până la 99%.

De la o instalație la alta costurile sunt foarte diferite, de la simplu la dublu pentru investiție și chiar pentru costurile de funcționare. În cazul unei unități de 100 000 tone/an (14 t/h), nivelul de investiție este de aproximativ 45 mil. €, în care este inclusă și instalația de valorificare energetică. Costurile de exploatare se ridică la aproximativ 35 €/tonă pentru personal și consumabile. Gestionarea produselor de incinerare poate să coste 18 €/tonă, iar veniturile aduse de valorificarea energiei electrice sunt de 18 €/tonă; cele aduse prin valorificarea căldurii (acolo unde se poate) se ridică la 30 €/tonă. În aceste valori nu sunt cuprinse costurile cu transportul deșeurilor sau eventualele premii din partea comunităților locale pentru preluarea deșeurilor menajere.

Prin incinerarea unei tone de deșeuri urbane se emite în atmosferă 212 kg de dioxid de carbon, din care 126 kg sunt de origine organică și 86 sunt de origine

fosilă. Situația de referință o reprezintă evacuarea liberă în natură a deșeurilor, caz în care emisiile de dioxid de carbon sunt de 126 kg. Dacă se utilizează energia termică obținută prin valorificare energetică aceasta va substitui un echivalent de cărbune sau păcură, evitându-se emisia a 100 kg de dioxid de carbon. Dacă se înlocuiește o cantitate echivalentă de gaz natural, balanța ecologică este echilibrată, valoarea ecologică a utilizării energetice a deșeurilor fiind zero.

#### 14.3.1.4. Cazane pentru incinerarea nămolurilor reziduale

Incinerarea nămolurilor reziduale nu este o practică foarte obișnuită în cadrul proceselor de tratare a apelor uzate urbane. Tehnologia respectivă poate fi aplicată acolo unde dimensiunile stației de tratare sunt foarte reduse, iar tratarea biologică a nămolurilor este mai dificilă.

Există 3 tipuri de incineratoare în funcțiune. Primul tip este incineratorul multicameră – vezi fig. 14.9. – folosit inițial pentru arderea diverselor reziduuri metalurgice. Ca formă, incineratorul este un cilindru vertical. Mantaua este realizată din oțel, placat cu elemente refractare. O serie de panouri refractare orizontale creează mai multe camere separate între ele. Alimentarea incineratorului se face pe la partea superioară.

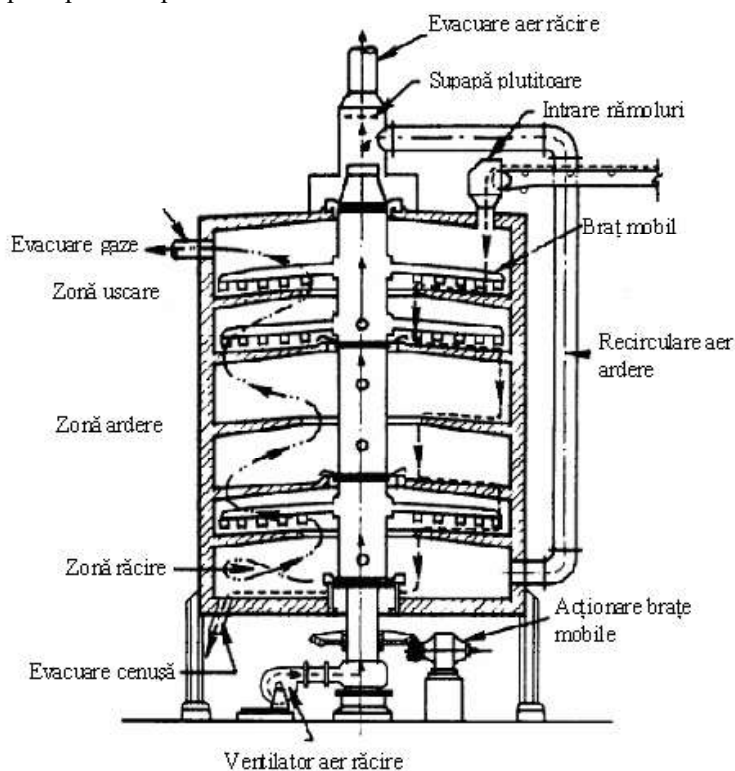


Fig. 14.9. Schema unui incinerator de nămoluri multicameră.



Incineratorul poate să fie împărțit în 3 zone distincte: zona de uscare (temperatura este cuprinsă între 425°C și 760°C), zona de combustie (temperatura crește până la aproximativ 925°C) și zona de răcire. În condiții normale de operare, pentru a asigura arderea completă a materiilor organice din nămolurile reziduale, se utilizează un exces de aer de până la 100%.

Al doilea tip de echipament întâlnit în exploatare este incineratorul cu pat fluidizat – vezi fig. 14.10. Inițial, acesta a fost dezvoltat de către industria petrolieră pentru procesele de regenerare catalitică. Caracteristic acestei tehnologii este existența unui pat de nisip cu o grosime de aproximativ 0,75 m, pe care se desfășoară procesul principal de combustie.

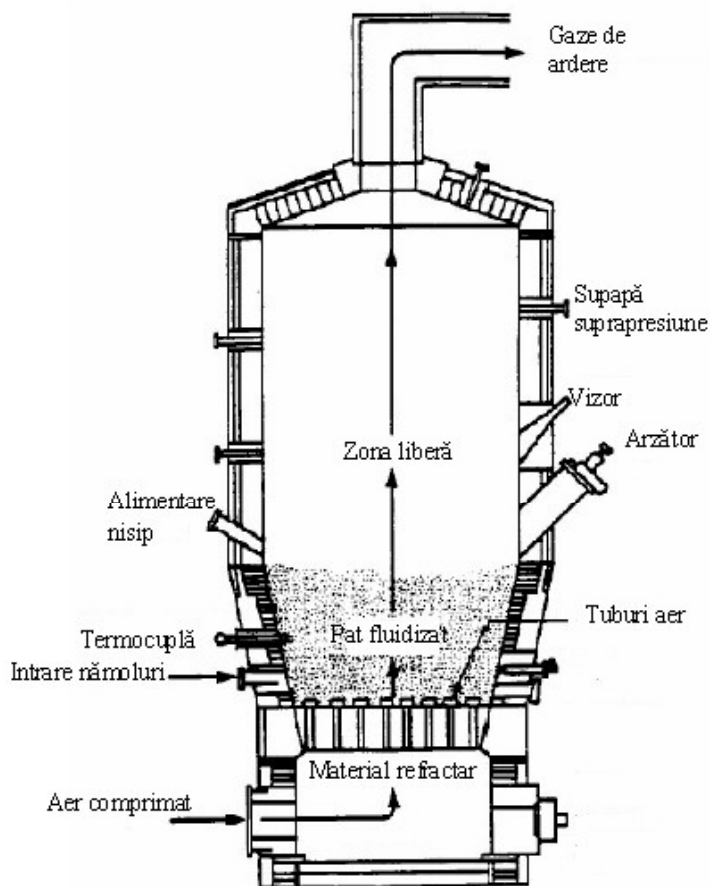


Fig. 14.10. Schema unui incinerator de nămoluri cu pat fluidizat.

Nămolurile sunt trecute printr-o zonă de preîncălzire care recuperează o parte din căldura gazelor de ardere. Odată uscate, ele sunt introduse în incinerator pe la

partea inferioară, în zona de combustie, împreună cu aerul de ardere sub presiune. Local este menținută o temperatură situată în intervalul  $750^{\circ}\text{C} \div 925^{\circ}\text{C}$ . Timpul de combustie este între 2 și 5 secunde. Reziduurile sunt apoi conduse înspre partea superioară a incineratorului, unde se realizează combustia secundară pentru eliminarea completă a particulelor nearsse. Avantajul acestui tip de echipament constă în excesul limitat de aer folosit care este în gama  $20\div 50\%$ , aproape la jumătate față de primul incinerator prezentat.

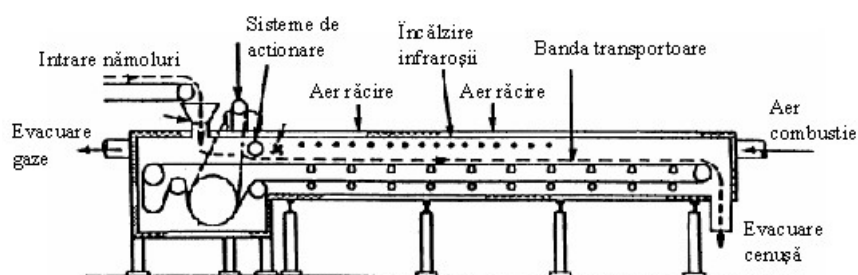


Fig. 14.11. Schema unui incinerator de nămoluri cu radiații infraroșii.

Cel mai modern tip de incinerator utilizează tehnologia electrică pe bază de infraroșii, prezentat în fig. 14.11. Primul astfel de echipament a fost instalat în 1975. Ca formă, este un cilindru orizontal, dotat la partea superioară cu elemente electrice care emit radiații infraroșii. Nămolurile străbat incineratorul în contracurent cu aerul de ardere. Excesul de aer de ardere variază între 20 și 70%. Avantajul principal al acestei tehnologii este dat de costurile reduse de investiții. Costurile anuale de exploatare pot să fie ridicate, totuși, din cauza tarifelor pentru energia electrică. Durata de viață redusă a generatoarelor de radiații infraroșii (3-5 ani) reprezintă, de asemenea, un cost suplimentar de exploatare.

#### 14.3.2. Producerea căldurii cu panouri solare

Panourile termosolare sunt instalații ce captează energia conținută în razele solare și o transformă în energie termică. Deoarece aproape întreg spectrul radiației solare este utilizat pentru producerea de energie termică, randamentul acestor panouri este ridicat dacă se raportează la energia razelor solare incidente, fiind în jur de 60%-75%.

Din punct de vedere funcțional, componenta principală a panoului solar o reprezintă elementul absorbant. Captarea energiei solare sub formă de căldură se realizează prin captatori speciali (cu sau fără concentrare), fiind apoi transferată unor fluide caloportoare vehiculate în circuitul primar al instalațiilor de captare și care pot produce apă caldă de consum de max.  $60^{\circ}\text{C}$ .

Realizarea unei instalații de valorificare termică a energiei solare presupune existența următoarelor sisteme [14.4]:

- sistemul de colectare a energiei solare și circuitul primar al agentului termic (circulație prin pompare sau termosifon);

- sistemul de stocare a energie termice obținute (acumulator simplu, cu stratificare sau cu serpentină înglobată);
- sistemul de distribuție a energiei termice;
- sistemul de automatizare și aparatura de măsură și control.

În funcție de soluțiile tehnice adoptate, instalațiile solare se pot clasifica după următoarele criterii:

- a) după modul în care este transportată căldura de la captatorul solar la consumator, instalațiile sunt:
  - fără transportul căldurii – captator solar cu acumulator;
  - cu circulație gravitațională;
  - cu circulație forțată;
- b) după modul în care se face transferul termic de la captatorul de căldură la consumator, sistemele pot fi:
  - fără schimbător de căldură;
  - cu schimbător de căldură montat în acumulator;
  - cu schimbător de căldură montat în exteriorul acumulatorului;
- c) după presiunea din sistemul de producere și transport al căldurii:
  - sisteme deschise – (circuit deschis);
  - sisteme închise – (circuit închis).

Instalațiile termosolare moderne, cu acumulare, sunt realizate sub forma unor rezervoare cu o suprafață mare, expusă radiației solare, ca în fig. 14.12., sau cu concentrarea radiației solare spre suprafața absorbantă care este izolată termic cu un material izolator transparent (fig. 14.13.). Dacă avantajele acestei forme de producere a căldurii sunt evidente (construcție simplă, robustă și prețuri scăzute) trebuie menționate și posibilele dezavantaje:

- pentru a obține temperaturi suficiente ale apei, este necesară o intensitate mare a radiației solare;
- apa rămâne caldă în captatorul solar un timp mai scurt decât dacă ar fi acumulată într-un boiler convențional izolat termic;
- în sezonul rece, sistemul trebuie golit în întregime de apă (existând pericolul de îngheț).

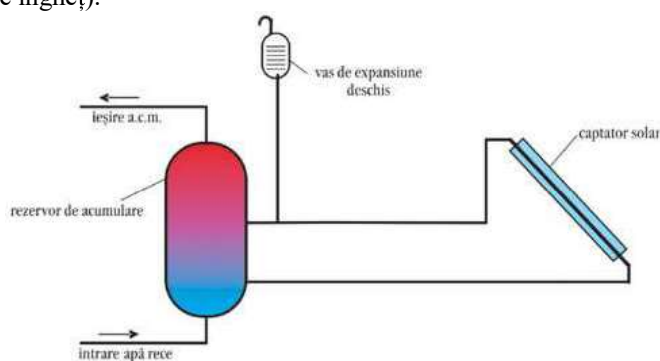


Fig. 14.12. Instalație termosolară simplă cu circuit închis.

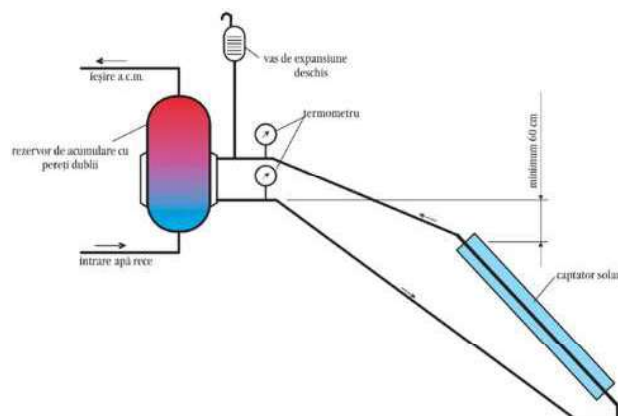


Fig. 14.13. Instalație termosolară automată cu circulație gravitațională.

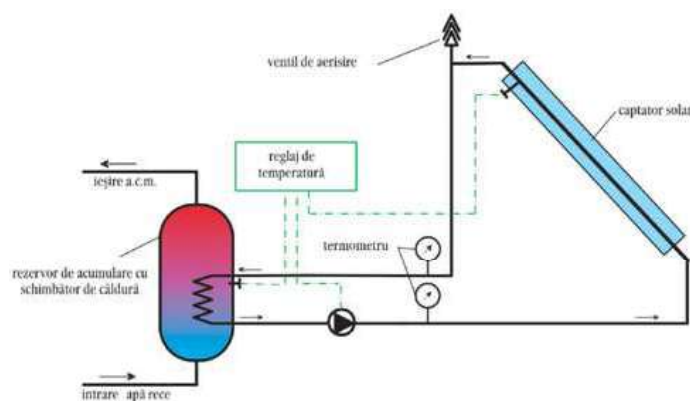


Fig. 14.14. Instalație termosolară cu circuit închis și circulație forțată.

Instalațiile solare cu circulație gravitațională – vezi fig. 14.13. – funcționează pe principiul circulației gravitaționale a agentului termic - apa care este încălzită în cazan își mărește volumul, scăzând greutatea specifică a acesteia (termosifonul). Apa încălzită urcă în conducta de distribuție a agentului termic și pătrunde în corpurile radiante unde cedează căldura. În cazul acumulării, agentul termic încălzit în captatorul solar urcă și parcurge traseul până la rezervorul de acumulare, montat deasupra captatorului solar. După cedarea căldurii, acesta coboară prin conducta de întoarcere la captatorul solar.

Circulația agentului termic este cu atât mai intensă cu cât crește intensitatea radiației solare captate adică, pe măsura creșterii diferenței de temperatură a agentului termic din captator și rezervorul de acumulare. Circulația agentului

termic și schimbul de căldură se autoreglează fără a fi necesare alte sisteme de reglare sau control. Această variantă constructivă simplă este adoptată acolo unde se construiesc instalații solare mici. Pentru o funcționare corespunzătoare a sistemului este necesară respectarea unor condiții de amplasare și montare:

- rezervorul de acumulare trebuie să fie montat cu  $0,6 \div 1$  m deasupra captatorului solar pentru realizarea unei circulații gravitaționale corespunzătoare, precum și pentru a evita circulația inversă, atunci când agentul termic din rezervorul de acumulare este mai cald decât agentul termic din panoul solar (spre exemplu în timpul nopții);

- conductele de legătură dintre captatorul solar și rezervorul de acumulare trebuie să fie verticale sau cu pantă ascendentă înspre rezervorul de acumulare.

- se vor evita traseele lungi de conducte orizontale;

- pentru a avea pierderi de presiune mici în conducte, acestea vor avea diametre mai mari decât în cazul sistemelor solare cu circulație forțată și traseele se vor realiza cât mai scurte posibil.

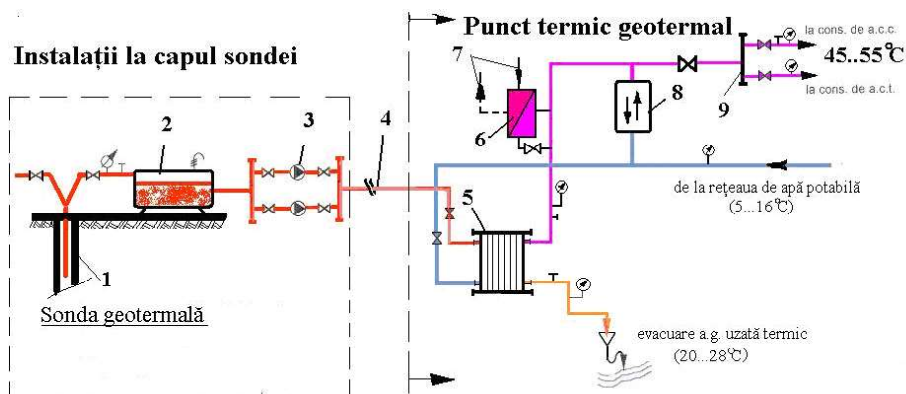
În cazul instalațiilor solare cu circulație forțată se montează pompe de circulație, cu funcționare controlată între captatorul solar și rezervorul de acumulare (vezi fig. 14.14.), eliminându-se condițiile de montare impuse la instalațiile cu circulație gravitațională. Dacă pompa de circulație a fost aleasă corect (înălțimea de pompare, debitul pompat și randamentul pompei) se poate realiza o circulație corespunzătoare folosind conducte de diametre mici, astfel încât creșterea de temperatură în captatorul solar să fie de  $5 \div 10^{\circ}\text{C}$ , asigurând captatorului un randament cât mai mare. Un termostat diferențial sesizează temperatura apei în colector și în rezervorul de acumulare și pompa de circulație va porni atunci când transferul termic este eficient, adică atunci când diferența de temperatură dintre captatorul solar și rezervorul de acumulare este mai mare decât o valoare stabilită. Datorită avantajelor pe care le prezintă, sistemul cu circulație forțată a agentului termic este folosit chiar și la instalațiile solare mici, cele mari folosindu-l în totalitate.

În cazul în care transferul termic se realizează clasic – fără schimbător de căldură – captatorul solar și rezervorul de acumulare sunt în legătură directă, iar agentul termic care circulă prin acestea este, de fapt, consumatorul de căldură. Prin introducerea unui schimbător de căldură în rezervor se realizează o separare hidraulică a circuitului agentului termic din captatorul solar de circuitul hidraulic al consumatorului de căldură.

### 14.3.3. Producerea căldurii de la forajele geotermale

Caracteristicile apei geotermale (debitul nominal al sondei, temperatura apei la gura sondei, chimismul) indică posibilitatea exploatarei energetice pentru prepararea apei calde de consum, care se poate distribui centralizat consumatorilor. Pentru asigurarea temperaturii de regim a apei calde de consum, în perioada de iarnă, ar putea fi necesară o încălzire suplimentară (cu 5-10 grade) cu ajutorul energiei geotermale.

Schema de valorificare energetică a potențialului unei sonde geotermale este prezentată în fig. 14.15.



**Fig. 14.15.** Schema de principiu a buclei geotermale și a circuitului consumator, pentru preluarea și utilizarea apei geotermale: 1 – sonda de producție apă geotermală; 2 – degazor atmosferic; 3 – stație de pompare apă geotermală către centralele termice urbane; 4 – conductă de transport apă geotermală; 5 – schimbătorul de căldură geotermal; 6 – schimbător de căldură pentru încălzirea finală a apei calde la temperatura de consum, folosind agent termic produs de cazanele existente în CT; 7 – intrare /ieșire agent termic de la cazanul din CT; 8 – acumulator de apă caldă de consum; 9 – distribuitor de apă caldă la consumatorii urbani.

**Exploatarea energetică a acestei resurse presupune următoarele operații:**

- realizarea amenajărilor de la gura sondei, în vederea exploatării acestui debit disponibil al resursei;
- realizarea unei aducțiuni a apei geotermale de la gura sondei până la centrala termică, prin conductă pre-izolată;
- răcirea apei geotermale în schimbătoare de căldură cu plăci pentru preîncălzirea apei calde de consum, de la temperatura din rețea (5-16°C) până la circa 47°C;
- aducerea apei calde de consum la parametrii de livrare prin intermediul unui schimbător de căldură, cu apă fierbinte de la cazanele centralei termice;
- livrarea apei calde de consum prin rețeaua de distribuție existentă (modernizată).

**14.3.4. Producerea căldurii prin utilizarea energiei scoarței terestre**

Această filieră utilizează energia termică a scoarței terestre ca sursă pentru sistemul de încălzire, ventilație și răcire al clădirilor. Pentru a concentra sursa

naturală și pentru a obține parametrii optimi ai agentului de încălzire și răcire a clădirii se folosește suplimentar o sursă de energie electrică.

În cazul clădirilor dotate cu acest sistem de încălzire, se obține un nivel ridicat al confortului în condițiile unor costuri de operare foarte scăzute. De asemenea, se poate furniza și apă caldă de consum.

Această tehnologie are la bază un principiu diferit de cel al sistemelor clasice (cazan cu arzător). Arzătoarele clasice furnizează căldura prin arderea unui combustibil, cel mai frecvent gaz metan, propan sau păcură; în acest caz, se elimină complet combustia chimică. Iarna se colectează căldura naturală a scoarței terestre, printr-o rețea de conducte, sub forma unei bucle instalată fie în pământ, fie într-un bazin sau lac. Fluidul care circulă prin buclă transportă căldura în casă. Partea din interiorul clădirilor utilizează un circuit frigorific închis, care include un schimbător de căldură și un compresor care realizează procesele de evaporare și de comprimare a vaporilor, pentru a concentra energia Pământului și a o transmite în interiorul clădirii unui fluid secundar, aflat la o temperatură mai ridicată. Acesta poate fi aerul care, prin ventilatoare și tubulaturi de aer, distribuie căldura în camere.

Instalațiile pot fi amplasate în interiorul clădirii, deoarece nu este necesar schimbul de căldură cu aerul din exterior, iar prezența lor nu deranjează, fiind deosebit de silențioase. Întregul ansamblu este compact și se poate instala în mod uzual în pivniță sau în pod/mansardă; în cazul unei case mai mici, echipamentul are dimensiuni foarte reduse și se poate monta în plafonul fals al unei camere. Instalarea la interior prezintă avantajul unei bune protecții a echipamentului față de intemperii.

Aceste instalații lucrează diferit față de o pompă de căldură convențională, care folosește aerul din exterior ca sursă de căldură. Aportul energetic al acestor sisteme este foarte redus deoarece utilizează o sursă de căldură cu temperatură constantă, cea a solului sau a apei aflată la câțiva metri sub suprafața Pământului.

Pe timp de iarnă, temperatura medie a solului (la o adâncime de peste 15 metri) este de 10°C, față de temperatura aerului atmosferic care are valori negative. Ca urmare, prin folosirea acestui sistem, în interiorul clădirii se obține o temperatură confortabilă chiar și în cazul unui sezon extrem de friguros. Studiile arată că aproximativ 70% din energia folosită la încălzire este preluată din sol.

Sistemele pot furniza în întregime sau parțial necesarul de apă caldă de consum. O soluție economică de obținere a apei calde constă în adăugarea la sistemul de bază a unui desupraîncălzitor. Desupraîncălzitorul este un mic schimbător de căldură care folosește vaporii supraîncălziți de la ieșirea compresorului pompei pentru a încălzi apa. Această apă fierbinte circulă apoi prin conducte către rezervorul de apă caldă al clădirii.

În cazul în care, însă, sistemul funcționează puțin sau deloc (de exemplu primăvara sau toamna), desupraîncălzitorul nu produce suficient agent încălzitor, ceea ce face necesară montarea suplimentară a unui încălzitor convențional de apă pentru a acoperi necesarul de apă caldă de consum.

Bucula sistemului este îngropată în pământ. Ea are rolul de a extrage din sol căldura pe timp de iarnă și de a reinjecta căldura în sol, pe timp de vară. Bucula este confecționată dintr-un material foarte rezistent din punct de vedere mecanic, care permite totodată și transmisia eficientă a căldurii. În general, țevile din care se confecționează buclele sunt fabricate din polietilenă de înaltă densitate. Când sunt necesare îmbinări de țevi, acestea se fac prin topire la cald (termofuziune); prin acest procedeu îmbinările devin extrem de rezistente. Buclele sunt în general garantate pentru 50 de ani. Fluidul din buclă este apă sau o soluție antigel, sigură din punct de vedere ecologic (în buclele închise).

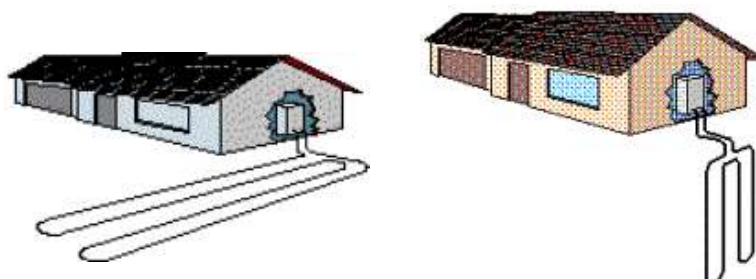


Fig. 14.16. Tipuri de bucle pentru instalațiile de încălzire care folosesc scoarța terestră [14.7].

Un alt tip de tehnologie este aceea care utilizează țevi din cupru instalate în pământ. Când agentul de răcire este pompat prin buclă, căldura este transferată prin cupru, direct în pământ.

Lungimea buclei depinde de diverși factori: configurația aleasă, cantitățile de căldură și de frig necesare clădirii, condițiile din sol, condițiile de climă, configurația terenului. Clădirile mari necesită bucle mai mari față de cele din clădirile cu dimensiuni mai reduse. Clădirile situate în zone cu temperaturi extreme necesită, în general, bucle mai mari. Analiza sistemului, a eficienței lui, calculul pierderii / aportului de căldură trebuie făcute înaintea instalării buclei.

Majoritatea buclelor utilizate la clădirile rezidențiale sunt instalate orizontal sau vertical, în pământ sau sunt scufundate în apa unui heleșteu sau lac. În majoritatea cazurilor, fluidul circulă prin bucle într-un sistem închis, dar, în cazul în care condițiile locale o permit, se pot folosi și sisteme deschise.

**Bucula orizontală închisă:** această configurație este cea mai puțin costisitoare și se aplică atunci când suprafața deținută este destul de mare, iar solul permite ușor săparea șanțurilor. Procedeu constă din săparea în paralel a șanțurilor, la o adâncime de 90÷180 cm sub nivelul solului, urmată de întinderea în șanțuri a țevilor din plastic și acoperirea acestora cu pământ fără a le deteriora. Prin țevi, fluidul circulă în sistem închis. Un sistem orizontal închis are 35÷52 metri pentru 1 kW<sub>t</sub>. Țevile se pot încolăci în forme șerpuitoare, pentru a folosi șanțuri mai scurte, astfel că se poate folosi un teren cu o suprafață mai mică, dar, în acest caz,



este necesară o cantitate mai mare de țevă. Buclele orizontale sunt mai ușor de instalat când clădirea este în construcție, dar se pot instala și după finalizarea clădirii cu minimum de deranj pentru locatari.

**Bucula verticală închisă:** acest tip de bucle este ideal pentru clădirile care au un spațiu mic pentru curte, în care buclele orizontale nu încap, când solul în apropierea suprafeței este pietros sau când se dorește o mai mică distrugere a peluzei. Constructorii realizează găuri verticale în pământ, la o adâncime de 45÷135 m. Fiecare gaură conține o singură buclă din țevă prevăzută cu un terminal în formă de U la bază. După ce țeava este introdusă în gaura verticală, aceasta se umple cu pământ sau cu un tip special de ciment. Fiecare buclă verticală este apoi conectată la o buclă orizontală, care este de asemenea instalată sub pământ. Bucula orizontală conduce apoi fluidul într-un punct de racord. Instalarea buclelor verticale este, în general, mai costisitoare, dar necesită mai puțină țevă față de buclele orizontale.

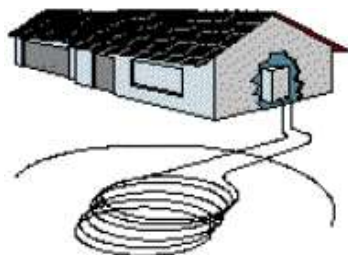


Fig. 14.17. Tip de buclă scufundată în apa unui lac [14.7].

**Bucula închisă scufundată în apa unui lac:** în cazul unei clădiri situate în apropierea unui lac, a unei bălți sau a unui heleșteu, montarea buclelor în apă este cel mai economic sistem. Fluidul circulă prin țevi de polietilenă, identice cu țevile îngropate în pământ. Se recomandă folosirea buclelor scufundate în apă numai în cazul în care nivelul cel mai mic al apei nu scade de-a lungul anului sub minimum 180÷240 cm, astfel încât să se asigure permanent o capacitate optimă de transfer de căldură.

De curând, tehnologia „buclei închise scufundate” are o variantă alternativă care folosește, în locul buclelor de țevă imersate, un schimbător de căldură metalic, scufundat vertical sub nivelul de îngheț al lacului, la minimum 50 de centimetri deasupra fundului lacului.

Această configurație este folosită cu eficiență dacă apa din sol este în cantitate mare. Sistemul cu buclă deschisă – vezi fig. 14.18. – este cel mai ieftin și cel mai simplu de instalat. În acest tip de sistem, apa dintr-un foraj pus în legătură cu straturile freatice ale pământului, este pompată în clădire, unde cedează energia termică unei pompe de căldură. După ce părăsește clădirea, apa este pompată înapoi în straturile freatice ale pământului, printr-un al doilea puț – numit puț de restituție – amplasat la o distanță adecvată față de primul.



Fig. 14.18. Sistem de încălzire cu buclă deschisă [14.7].

Forajele de apă verticale, numite și puțuri în sistem turbionar, ce au un diametru de 18cm și o adâncime de până la 450 m, pot fi folosite ca puțuri de extracție și restituție în același timp. În acest caz, apa este extrasă de la baza forajului, apoi circulată către schimbătorul de căldură al pompei de căldură după care este redată părții superioare a coloanei de apă. În mod obișnuit, puțul furnizează și apă potabilă. Totuși, apa din pământ trebuie să fie din abundență, iar viteza de curgere a straturilor să fie suficient de mare, pentru ca sistemul să funcționeze optim. În cazul în care temperatura apei din puț crește sau scade prea mult, apa de restituție poate fi „purjată” din sistem pentru a permite apei din pânzele freatice ale pământului să restabilească temperatura apei extrase, la valoarea normală de operare.

#### 14.3.5. Considerații privind valorificarea directă a resurselor regenerabile și deșeurilor pentru producerea căldurii în România

După cum s-a afirmat la începutul capitolului, valorificarea directă a resurselor regenerabile și a deșeurilor pentru producerea căldurii este una dintre cele mai vechi și mai comode metode folosite de oameni. Tendințele actuale de înlocuire a combustibililor fosili cu variante ecologice au dus la dezvoltarea soluțiilor prezentate mai sus.

România este o țară cu un potențial mediu în ceea ce privește resursele regenerabile utilizabile pentru producerea căldurii. Exploatarea forestieră, fabricile prelucrătoare de lemn, fabricile de ulei sunt surse importante de combustibili ecologici. Valorificarea acestor resurse oferă avantaje clare în domeniul reducerii emisiilor de gaze cu efect de seră.

Din punct de vedere economic, eficiența acestor tehnologii trebuie să fie foarte atent studiată. În măsura în care entitatea care realizează un astfel de proiect este și generatorul de combustibil (deșeuri lemnoase, coji sau deșeuri urbane), eficiența economică nu poate să fie pusă la îndoială. Dacă se ține cont și de creșterea alarmantă a prețurilor combustibililor fosili, este clar că aceste proiecte de valorificare directă a resurselor regenerabile și a deșeurilor sunt favorizate pe termen mediu și lung.

Din păcate, aceste tehnologii au dezavantajul major de a nu fi aplicabile în orice loc. În primul rând, transportul combustibilului crește foarte mult costul resursei și, simultan, diminuează efectul de evitare a emisiilor de gaze cu efect de seră.

Așadar, atât din punct de vedere economic, cât și ecologic, aplicabilitatea filierelor descrise este limitată local, la regiunea sau chiar locul unde resursele sunt produse.

Al doilea dezavantaj major apare din cauza necesității organizării schemei de alimentare cu combustibil. Dat fiind caracterul particular al acestor aplicații, aprovizionarea cu combustibil trebuie să facă obiectul unei organizări foarte riguroase. La demararea unei investiții care să implementeze una din filierele descrise, finanțatorii cer, în majoritatea cazurilor, un contract de aprovizionare cu combustibil pe o durată foarte mare de timp. Dacă aspectele legale sunt rezolvabile, nu trebuie neglijate aspectele practice. O centrală de dimensiuni medii necesită un volum imens de resursă vegetală sau de deșeuri, ca să funcționeze la capacitate maximă tot timpul anului. Acest volum de combustibil trebuie transportat până la depozitele centralei, pe o infrastructură care poate să existe sau nu. La realizarea studiilor de specialitate, au fost cazuri în care s-a renunțat la un proiect, în ciuda unor evidente avantaje economice. Volumul imens de materii care ar fi trebuit adus zilnic la gardul centralei ar fi blocat practic traficul în zonă.

Dacă există o posibilitate de utilizare a energiei termice în proximitatea unității de tratare a deșeurilor se pot obține performanțe economice foarte bune ale valorificării energetice, în condițiile unor investiții minime.

La aplicațiile aflate în funcțiune costul specific de producere a căldurii (care a fost redus cu suma aferentă ce s-ar fi cheltuit dacă nu ar fi existat o valorificare energetică) este de ordinul a  $0,3\pm 0,5$  c€/kWh, considerându-se că se livrează căldură tot timpul anului pentru un proces industrial. În mod obișnuit, costul pe care îl plătește un consumator industrial pentru a obține aceeași cantitate de energie termică este de minimum 3 c€/kWh. În condițiile date de proximitate și de grad anual de utilizare a căldurii de 100%, valorificarea energetică a deșeurilor pentru alimentarea cu energie termică a unui consumator industrial este un proiect extrem de eficient energetic. Această eficiență deosebită depășește net chiar și performanțele unui eventual proiect de producere de energie electrică pe baza combustiei deșeurilor.

Ținând cont de aceste considerații, proiectele cele mai întâlnite de valorificare a resurselor regenerabile sau deșeurilor pentru producerea directă de căldură sunt:

- alimentarea individuală a locuințelor, folosind cazane cu lemne sau brichete din lemn, în zone rurale și/sau montane;
- alimentarea clădirilor mici și medii folosind cazane cu lemne sau brichete din lemn, de asemenea, în zone rurale și/sau montane;
- alimentarea centralizată cu căldură pentru consumatorii rezidențiali din orașe de mici dimensiuni (sau în zone ale unor orașe) aflate foarte aproape de zone cu potențial forestier important;
- alimentarea cu căldură a consumatorilor industriali care generează deșeuri lemnoase (fabrici de prelucrarea lemnului);
- alimentarea cu căldură a consumatorilor industriali care generează deșeuri de tip biomasă (fabrici de ulei alimentar);
- alimentarea cu căldură a stațiilor de epurare a apelor uzate urbane, prin valorificarea termică a nămolurilor reziduale;

- alimentarea cu căldură a unor consumatori industriali aflați în apropierea unor stații de incinerare a deșeurilor solide municipale;
- alimentarea cu căldură a unor locuințe individuale sau a unor clădiri prin utilizarea instalațiilor cu panouri termosolare;
- alimentarea cu căldură a unor zone rezidențiale folosind instalații geotermale;
- alimentarea cu căldură a unor locuințe sau clădiri folosind instalații de valorificare a căldurii scoarței terestre.

După cum se observă, la nivelul alimentărilor cu căldură pentru încălzirea locuințelor, proiectele de valorificare directă a resurselor regenerabile și deșeurilor sunt relativ limitate ca număr, în primul rând de criterii geografice. Talia acestor proiecte nu este foarte mare, din cauza restricțiilor date de transportul resurselor. Din același motiv, gradul de descentralizare al proiectelor este mare.

#### **14.4. Filierile tehnologice de producere a căldurii prin valorificarea indirectă a resurselor regenerabile sau a deșeurilor**

După cum s-a prezentat în capitolele anterioare, valorificarea directă a resurselor regenerabile sau a deșeurilor pentru producerea căldurii prezintă cel puțin două dezavantaje majore: restricțiile legate de locația unde se captează sau se produce resursa sau deșeurul care trebuie să fie cât mai apropiată de locul de valorificare și posibilitățile limitate de producere a energiei electrice, simultan cu căldura.

Plecând de la aceste considerații, au fost dezvoltate o serie de tehnologii care să transforme componentele combustibile din resurse sau deșeuri în combustibili solizi, lichizi sau gazoși, ușor de transportat și adaptați pentru arderea în echipamente generatoare de energie electrică și căldură. Acest demers a apărut în ideea de a combina avantajul principal al cogenerării (reducerea consumului de combustibil față de producerea separată) cu principalul efect benefic asupra mediului al utilizării resurselor regenerabile sau deșeurilor (reducerea emisiilor de gaze cu efect de seră, prin înlocuirea combustibililor fosili).

Tehnologiile prezentate în această lucrare sunt:

- piroliza;
- gazificarea;
- gazificarea cu plasmă;
- fermentarea anaerobă;
- compostarea;
- producerea biodieselului;
- producerea bioetanolului.

În continuare, pentru fiecare filieră se prezintă tipurile de resurse sau deșeuri pe care le utilizează, o scurtă descriere a tehnologiei, tipurile de combustibili obținuți, caracteristicile energetice ale acestora, precum și parametrii care influențează calitatea produselor combustibile.

## CUPRINS CAPITOL 14 (partea I)

14. UTILIZAREA RESURSELOR ENERGETICE REGENERABILE ȘI A DEȘEURILOR PENTRU PRODUCEREA CĂLDURII .....	956
14.1. Aspecte generale privitoare la valorificarea energetică a resurselor regenerabile și a deșeurilor .....	956
14.2. Tipuri de resurse regenerabile și deșeuri valorificabile în România .....	957
14.2.1. Energia solară .....	957
14.2.2. Energia geotermală .....	957
14.2.3. Biomasa (rapiță și soia pentru biodiesel) .....	959
14.2.4. Deșeurile vegetale (așchii de lemn, rumeguș, coji, șrot) .....	961
14.2.5. Materiile organice (nămoluri provenite din tratarea apelor reziduale) .....	962
14.2.6. Deșeurile provenite din fermele de animale .....	962
14.2.7. Deșeurile solide urbane .....	963
14.3. Filiere tehnologice de producere a căldurii prin valorificarea directă a resurselor regenerabile sau a deșeurilor .....	963
14.3.1. Incinerarea directă cu sau fără utilizarea turbinelor cu abur (cazane pe rumeguș, cazane pe coji și/sau șrot, incineratoare de deșeuri urbane, incineratoare de nămoluri reziduale) .....	964
14.3.1.1. Cazane pentru arderea biomasei lemnoase .....	964
14.3.1.2. Cazane pentru arderea cojilor și șrotului .....	967
14.3.1.3. Cazane pentru incinerarea deșeurilor .....	968
14.3.1.4. Cazane pentru incinerarea nămolurilor reziduale .....	969
14.3.2. Producerea căldurii cu panouri solare .....	971
14.3.3. Producerea căldurii de la forajele geotermale .....	974
14.3.4. Producerea căldurii prin utilizarea energiei scoarței terestre .....	975
14.3.5. Considerații privind valorificarea directă a resurselor regenerabile și deșeurilor pentru producerea căldurii în România .....	979
14.4. Filierele tehnologice de producere a căldurii prin valorificarea indirectă a resurselor regenerabile sau a deșeurilor .....	981

#### 14.4.1. Filiere tehnologice de valorificare energetică a resurselor regenerabile sau a deșeurilor

##### 14.4.1.1. Piroliza

Piroliza este procesul termochimic de conversie a biomasei în gaze (necondensabile), lichid (apă și gudroane) și reziduu solid, prin încălzirea biomasei, în absența aerului, la temperaturi ridicate ( $>250^{\circ}\text{C}$ ). Procesul este ireversibil, dar incomplet. Această tehnologie se aplică, în general, pentru biomasa lemnoasă.

Biomasa este încălzită în absența oxigenului sau este parțial arsă în atmosferă săracă în oxigen. Există trei grupe principale de produși de reacție:

– reziduurile solide: la piroliza deșeurilor lemnoase, reziduu solid de carbon este de fapt mangalul, care are o putere calorifică energetică mult mai mare decât combustibilul inițial și arde cu degajare ușoară de fum, ideal pentru folosirea în gospodărie. Una din vechile metode de a produce mangal este acoperirea lemnului cu pământ și arderea lui, dar această metodă este foarte lentă și cu o productivitate scăzută;

– fracțiile lichide: reprezintă în proporție de 80-90% apă, restul fiind acizi organici;

– gazele: reprezintă un amestec de hidrogen, monoxid de carbon, metan, etan și propan.

Piroliza lemnului a fost studiată și ca un proces zonal, din punctul de vedere al palierelor de temperatură. Zona A (zona de degradare ușoară) este în jurul temperaturii de  $200^{\circ}\text{C}$ , când suprafața lemnului devine deshidratată, și, împreună cu vaporii de apă, se degajă și dioxid de carbon, acid formic, acid acetic și glioxal. În intervalul  $200-270^{\circ}\text{C}$  lemnul este în zona B și, în plus față de zona A, apare monoxidul de carbon. Piroliza propriu-zisă începe între  $260$  și  $500^{\circ}\text{C}$ , numită și zona C. În acest interval apar și reacții exoterme, iar până când căldura va fi disipată, temperatura va crește lent. Dacă temperatura ajunge la  $500^{\circ}\text{C}$  se formează un strat de reziduu solid, fiind clasificată ca zonă D. Carbonizarea este completă dacă se atinge intervalul  $400-600^{\circ}\text{C}$ .

Procesul de piroliză poate fi condus în funcție de tipul combustibilului dorit, adică în favoarea obținerii reziduuului carbonic solid, a gazelor sau a lichidului. Prin piroliză se produc combustibili lichizi cu randament ridicat al conversiei.

Dacă se dorește maximizarea producției de bio-oil, trebuie folosită o temperatură joasă (aprox.  $500^{\circ}\text{C}$ ) și un flux de căldură ridicat (flash pyrolysis). Pentru maximizarea producției de mangal (piroliza convențională) se folosește temperatura joasă și un flux de căldură scăzut. În cazul maximizării producției de gaz, se folosește temperatură înaltă (peste  $800^{\circ}\text{C}$ ) și flux de căldură scăzut (gazificare).

În cazul gazificării biomasei, factorii care influențează produșii de reacție sunt: temperatura de reacție, fluxul de căldură, conținutul de umiditate, dimensiunea

particulelor, compoziția atmosferei de lucru, presiunea și timpul de staționare al vaporilor de apă. Tabelul 14.7 prezintă efectele pe care le pot avea diverșii factori asupra produșilor reacției de piroliză a biomasei.

#### 14.4.1.2. Gazificarea

Gazificarea este o formă a pirolizei, realizată la temperaturi înalte ( $>750^{\circ}\text{C}$ ), pentru a optimiza producția de gaz. Tehnologia se aplică în special pentru produsele solide (cărbune, deșeuri urbane și industriale, cocs metalurgic, biomasă, etc).

Produsul de bază al gazificării este syn-gazul. Acesta este un amestec de monoxid de carbon, hidrogen, metan, dioxid de carbon și azot și poate fi folosit în aplicații cum ar fi arderea directă în cazane sau în turbinele cu gaze.

#### Influența condițiilor de reacție asupra apariției diverșilor produși obținuți din piroliza biomasei [14.8]

Tabelul 14.7

Factori	Produși de reacție			
	Solizi	Lichizi		Gazoși
		Putere calorifică mare	Putere calorifică redusă	
Temperatura de reacție	Descresștere	Descresștere	Creștere	Creștere
Fluxul de căldură	Descresștere	Creștere		Descresștere
Conținutul de umiditate	Creștere	Descresștere		Descresștere
Timpul de staționare al vaporilor	Descresștere	Descresștere	Creștere	Creștere
Dimensiunea particulelor	Creștere	Descresștere		Creștere
Presiunea vaporilor	Creștere	Descresștere		Descresștere

Tehnologia gazificării biomasei duce la obținerea unui gaz bogat în hidrogen. Agentul oxidant în gazificare poate fi aerul, aer bogat în oxigen, abur sau amestec de aer cu abur. Problema majoră în timpul gazificării este formarea gudronului. Acesta este un amestec complex de hidrocarburi condensabile.

Pentru realizarea proceselor de piroliză sau de gazificare, au fost dezvoltate mai multe tehnologii. Tipurile de reactoare existente includ: tehnologia cu pat fix, cu pat fluidizat, cu pat antrenat sau cu cuptor rotativ. De asemenea, reactoarele pot funcționa într-o treaptă sau în două trepte.

Echipamentele mai pot fi clasificate după factorul de densitate, care reprezintă raportul dintre biomasa prezentă în reactor în condiții normale de operare și volumul total al reactorului. Acest indicator permite clasificarea reactoarelor în echipamente cu factor crescut de densitate, în intervalul  $0,5 \div 0,8$  (în care se pot distinge zonele de reacție) și reactoare cu factor coborât de densitate, în intervalul  $0,05 \div 0,2$  (care este omogen, fără distingerea zonelor de reacție).

În cazul reactoarelor cu factor crescut de densitate, în literatura de specialitate sunt prezentate trei tipuri de echipamente: în contracurent, în echicurent și în curent încrucișat. Primele două tipuri sunt mult mai des întâlnite decât ultimul tip de reactor. Principala diferență între aceste gazificatoare este dată de mișcarea relativă

în interiorul reactorului dintre faza gazoasă și cea solidă. În cazul echipamentului în contracurent, gazul urcă spre partea superioară a reactorului pe unde este introdusă biomasa. În cazul echipamentului în echicurent, atât biomasa, cât și gazul străbat reactorul, în același sens, către partea lui inferioară.

Există trei tipuri de reactoare cu factor coborât de densitate: cele cu pat fix, cu pat fluidizat și cele cu pat antrenat. Ele au fost concepute pentru gazifierea cărbunelui.

Atât piroliza, cât și gazificarea, nu reprezintă soluții destinate în mod special producerii energiei termice. Ele sunt dezvoltate, în principal, pentru obținerea unor fracții combustibile din diversele tipuri de biomasa, din deșeuri sau din cărbune. Eficiența economică a acestor soluții este relativ redusă, de aceea nu există un număr prea mare de aplicații cu scop direct de producere a căldurii.

#### 14.4.1.3. Gazificarea cu plasmă

O centrală de gazificare cu plasmă poate reține și procesa orice tip de deșeuri – solide, în primul rând, lichide și chiar gaze. Cele solide le poate transforma în materii valorificabile: metal, materie vitrifiată prelucrabilă, gaze lichefiate, apă distilată. De asemenea, tehnologia permite producerea de energie electrică și termică. Această tehnologie reprezintă cea mai modernă variantă de valorificare a deșeurilor de tip urban.

Principalul avantaj este că pot consuma orice tip de deșeuri, inclusiv cele slab și mediu radioactive. Principalul dezavantaj este că centrala funcționează non-stop, deci și aprovizionarea trebuie să fie asigurată permanent. Aceasta înseamnă un management extrem de riguros al deșeurilor.

Dezvoltarea unui astfel de management al deșeurilor are în vedere două mari direcții:

- se pot procesa inclusiv deșeurile tehnice (echipamente și instalații de orice fel, aparate, etc.), tehnologice (resturi) și industriale, inclusiv cele chimice de orice fel, toxice sau expirate și cele alimentare de orice fel;
- se poate lua în calcul „importul de deșeuri”.

Managementul foarte performant al deșeurilor nu presupune doar o aprovizionare continuă, ci și o mixare optimă între diferitele tipuri de deșeuri. Pentru centralele mari, se pot folosi reactoare separate pentru diverse tipuri de deșeuri, cum ar fi un reactor separat pentru „surse regenerabile” - biomasa. În acest caz, optimizarea funcționării concomitente a reactoarelor este esențială.

O centrală de gazificare cu plasmă reprezintă o schemă integrată formată din două centrale: o centrală de procesare a deșeurilor și o centrală de producere a energiei electrice.

Centrala de procesare a deșeurilor implică descompunerea acestora în mediu controlat - într-un reactor cu arc electric puternic - a aproape oricărui tip de deșeuri. Deșeurile de natură organică devin gaze și se acumulează la partea superioară a reactorului, iar deșeurile de natură anorganică formează o materie vitrifiată și, separat, metal lichid și se acumulează la partea inferioară a reactorului.



Centrala în sine are o baterie de astfel de reactoare, numărul lor depinzând de cantitatea estimată pentru procesare. Rezultă un gaz de sinteză supra-încălzit, care cedează o mare parte a energiei sale printr-un schimbător de căldură unui circuit apă – abur. Acest circuit face parte dintr-o centrală de cogenerare.

Esențială într-o astfel de centrală este producerea gazului de sinteză obținut în reactoare, proces influențat de procentul de materii organice din deșeuri, care se pot transforma în gaz de sinteză. Desigur, dacă se dorește producerea unei anumite cantități de energie electrică, acest procent poate fi ajustat prin adaos de gaz metan.

Aceste proiecte pot avea un mare avantaj, aparent colateral: performanțele economice ale unei astfel de centrale cresc simțitor. Procesarea unei tone de gunoaie costă între 9 și 20 €, dacă se aplică riguros principiul „Poluatorul plătește”. Procesarea unei tone de deșeuri industriale costă între 100 – 150 €, iar poluatorul chiar plătește. Pe de altă parte, taxele acestea nu depind în mod necesar de procesarea în sine, ci de gradul lor de pericolozitate pentru societate. Acest grad de pericolozitate – de exemplu de toxicitate – este un indicator strict tehnic.

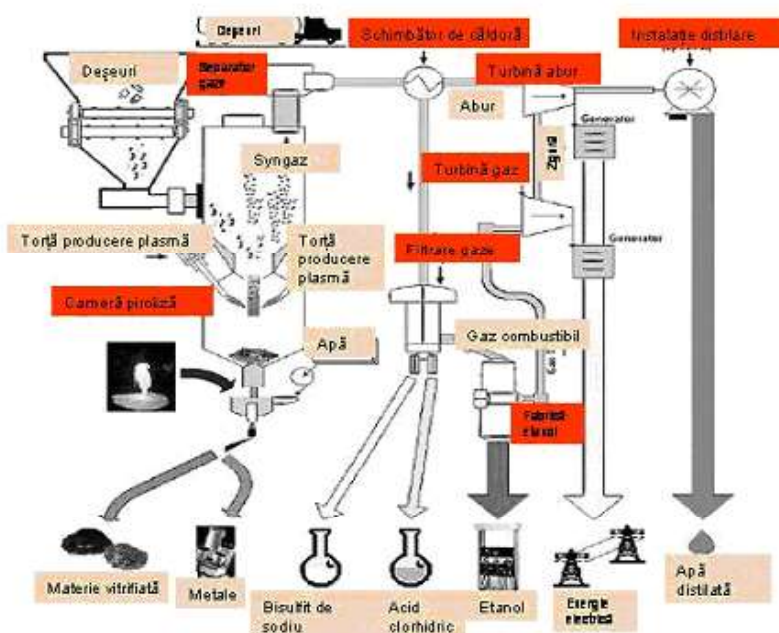


Fig. 14.19. Schema de principiu a unei centrale de gazificare cu plasmă.

Diferența este dată de „imaginea” impactului unor astfel de deșeuri asupra mediului și asupra conștiinței publice. Societatea recepționează acest impact pentru că va fi întotdeauna dispusă să „scape de gunoaie”. O astfel de centrală se confruntă de la început cu „problema de imagine” a gunoaielor. Ceea ce, de fapt, este departe de realitatea imediată: aceste deșeuri trebuie procesate, nu îndepărtate.

Iar dacă discutăm și de deșeuri industriale, istorice chiar, cum sunt cele de tip haldă sau cărbune cu putere calorică mică sau foarte mică atunci sunt și alte perspective.

Gazul de sinteză obținut prezintă valori de temperatură și de presiune foarte mari. Acest potențial poate fi valorificat energetic într-un ciclu pentru producerea energiei electrice și termice.

Un dezavantaj major îl reprezintă faptul că o parte din energia electrică produsă se folosește pentru servicii proprii. Un alt dezavantaj este dat de dependența producției de energie electrică de „calitatea” deșeurilor. Din această cauză se știe că procesarea continuă nu înseamnă și energie produsă continuu (oarecum similar cu variabilitatea surselor regenerabile). Dezavantajul este redus parțial printr-o atentă administrare a deșeurilor, mai exact a puterii lor calorifice. Dacă se dorește producerea unei anumite cantități de energie electrică (din rațiuni financiare), trebuie să existe un adaos de gaz natural.

De obicei, 1 tonă de deșeuri urbane produce cam  $0,8 \div 1,2$  MWh. O tonă de deșeuri industriale necesită adaos de gaz natural pentru a atinge o astfel de performanță. În schimb, se produc și alte materii valorizabile.

Gazul de sinteză se poate separa în componente, iar gazele componente (oxizi de azot, oxizi de sulf, monoxid și dioxid de carbon alte gaze) se pot separa și utiliza. Utilizările importante ale gazelor lichefiate sunt deja cunoscute. Există o variantă tehnologică a centralei care permite obținerea unor gaze pure: oxigen, azot etc. Pentru toate variantele, la răcirea reactoarelor se folosește azotul.

Combustibilii produși de o astfel de centrală depind de temperatura din reactor și, mai ales, de nivelul vidului din reactor. Gazele obținute pot fi combinate chimic: se obțin acizi (acid clorhidric, acid sulfuric, acid azotic etc.).

Un produs important (considerat chiar produsul principal în afara energiei electrice și termice) este materia vitrifiată. Aceasta are inițial consistența și caracteristicile lavei vulcanice. Utilizarea sa este prețioasă. Dacă parcurge un anumit proces de răcire, se pot obține „granule” de diverse mărimi. Ele sunt extrem de utile pe post de balast sau criblură ori leșt în diverse domenii: de exemplu, în construcții, utilizarea sa este de „umplutură” pentru fundații, diguri etc. Materia vitrifiată se poate transforma în vată minerală sau se poate turna, la propriu, în forme, rezultând dale, pavele sau cărămizi.

#### 14.4.1.4. Fermentarea anaerobă – producerea biogazului

Producerea biogazului reprezintă un proces foarte complex, ce presupune mai multe etape tehnologice. Etapa de bază este digestia deșeurilor. Unitatea care produce biogazul (digestorul sau fermentatorul) trebuie corect integrată în sistem, respectându-se legăturile cu sursa de biomasă, pe de o parte, și cu utilizarea biogazului și a efluenților, pe de altă parte (vezi fig. 14.20.) [14.9].

Fermentarea anaerobă se aplică deșeurilor cu umiditate mare, cum ar fi nămolurile reziduale de la stațiile de tratare a apelor sau deșeurile provenite din marile ferme de creștere a animalelor.

Metanizarea sau, mai precis, metanogeneza, reprezintă un proces microbial de transformare a materiilor organice complexe în molecule simple. Procesul presupune diferite etape distincte:

– **hidroliza**: prima etapă este realizată de către bacteriile fermentative anaerobe. Mai întâi, sub acțiunea enzimelor ce sunt situate pe exteriorul pereților celulari, sau sunt eliminate în mediul exterior de către bacterii (aceste enzime sunt denumite exo-enzime), deșeurile solide sunt descompuse, hidrolizate în mai multe molecule solubile mai mici. De exemplu, celuloza este transformată în glucoză sau celobioză;

– **fermentarea**: la rândul lor, moleculele solubile, sunt utilizate de către alte bacterii fermentative pentru creșterea lor în cursul procesului; se elimină în exterior produși finali, mai reduși. Acești produși sunt alcoolii cu masă moleculară redusă, cum ar fi etanolul, acizi cu masă moleculară redusă, cum ar fi acidul lactic sau acizi grași volatili cu 2 până la 5 atomi de carbon (acetat, propionat, sau butiric). De asemenea, se produce bicarbonat ( $HCO_3^-$ ) sau hidrogen molecular ( $H_2$ );

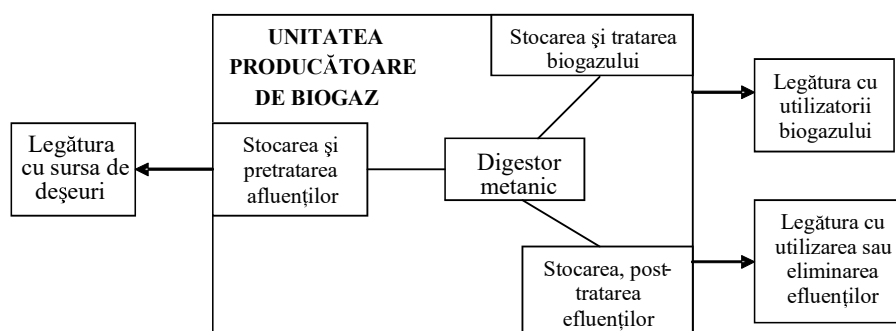


Fig. 14.20. Schema unei unități de producere a biogazului [14.9].

– **reducerea**: toți produșii sau metaboliții rezultați din etapa de fermentare (alții decât acetatul ( $CH_3COO^-$ ), bicarbonatul ( $HCO_3^-$ ) și hidrogenul molecular ( $H_2$ )) necesită o transformare suplimentară înainte de a putea, efectiv, să producă metan. Aici intervin un număr de bacterii strict anaerobe care metabolizează acești produși în acetat, bicarbonat și hidrogen molecular;

– **metanizarea finală**: etapa este realizată de două tipuri de bacterii metanigene. Acetoclasticele transformă acetatul ( $CH_3COO^-$ ) în metan ( $CH_4$ ) și în bicarbonat ( $HCO_3^-$ ). Hidrogenotroficile reduc bicarbonatul ( $HCO_3^-$ ), cu ajutorul hidrogenului molecular ( $H_2$ ), în metan. Din metabolismul prezentat rezultă biogazul, conținând între 50–75% metan ( $CH_4$ ) și între 25–50% dioxid de carbon ( $CO_2$ ).

Bacteriile metanigene, care sunt utilizate în prezent, aparțin toate unei clase speciale de bacterii, arheobacteriile. Acestea sunt cele mai vechi forme de viață existente pe Pământ. Nu toate deșeurile trebuie să parcurgă toate etapele descrise. De exemplu, apele reziduale provenite din industria agro-alimentară, conțin molecule solubile, fapt care duce la schimbarea concepției instalațiilor de biogaz.

Principalele componente ale biogazului sunt metanul ( $\text{CH}_4$ ) și dioxidul de carbon ( $\text{CO}_2$ ). Compoziția detaliată, precum și ponderea elementelor de bază, depind de sursa deșeurilor care sunt tratate prin digestie anaerobă, după cum se prezintă în continuare:

Metan	( $\text{CH}_4$ )	40÷70%
Dioxid de carbon	( $\text{CO}_2$ )	30÷60%
Hidrogen sulfurat	( $\text{H}_2\text{S}$ )	0÷3%
Hidrogen	( $\text{H}_2$ )	0÷1%

Similar oricăror procese biologice, condițiile de desfășurare a reacțiilor influențează decisiv randamentul și viteza procesului de biometanizare. Două tipuri de factori trebuie luați în considerație: factorii fizici (temperatura și agitarea) și factorii chimici (pH-ul, potențialul redox și raportul carbon azot C/N).

#### a) Temperatura

Procesul de metanogeneză poate să se producă într-un interval larg de temperatură, plecând de la 4°C, în cazul unui lac cu sedimente, până la 60÷70°C. Ca în majoritatea proceselor biologice, dacă nu în toate, intensitatea procesului crește cu temperatura. Cea mai mare parte a digestoarelor funcționează la nivelul bacteriilor mezofile, adică între 30°C și 40°C. Doar o foarte mică parte dintre digestoare folosesc intervalul 50÷70°C. Intervalul 42÷50°C nu pare să favorizeze nici o specie de bacterii anaerobe.

#### b) Agitarea

Efectul agitării asupra conținutului digesterului nu este încă foarte bine cunoscut. Agitarea nu este necesară procesului în sine, în schimb, aceasta permite menținerea unei temperaturi uniforme în interiorul reactorului și reducerea, sau chiar eliminarea, formării crustelor și a depunerilor în interior.

#### c) pH-ul

Comunitățile de bacterii care produc reacția de metanogeneză trăiesc în mediu cu pH neutru, în jur de 7. Pentru valori mai mici de 6 sau mai mari de 8, digestia anaerobă încetează imediat; pH-ul soluției conținută de digester este în funcție de alcalinitate, un parametru complex care ține cont, printre alți factori, de concentrația în acizi grași volatili și de prezența bicarbonatului.

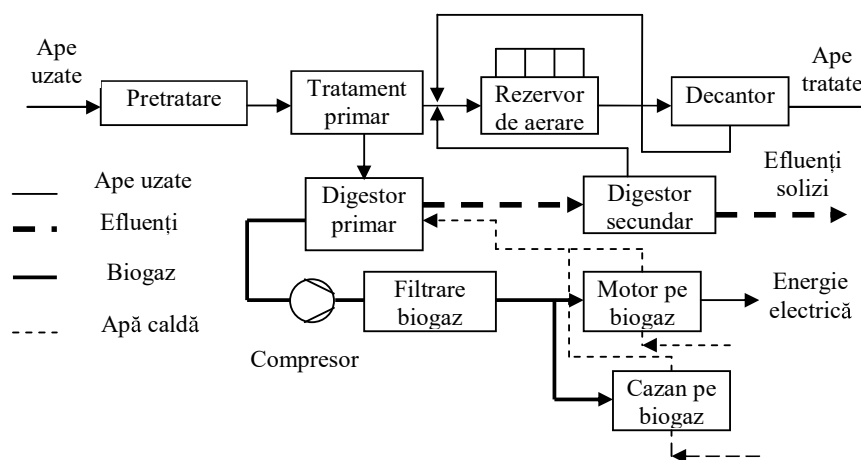
#### d) Potențialul redox

Potențialul redox este un parametru complex dat de prezența în digester a compușilor chimici solubili. Bacteriile metanogene au nevoie de un potențial redox foarte scăzut, de ordinul – 250 mV, pentru a produce metan. Potențialul redox este dat de cuplul metan-dioxid de carbon și de cuplul proton ( $\text{H}^+$ )- hidrogen molecular.

**e) Raportul carbon/azot (C/N)**

Pentru menținerea populației microbiene, este necesar un raport maxim de 100:3. Această limitare este impusă de compoziția elementară a pereților bacterieni și de faptul că 15% din carbon este asimilat de către bacterii. Pe de altă parte, dacă este prea mult azot în digestor, el se acumulează sub formă de amoniac,  $NH_3 / NH_4^+$ , ce poate să devină toxic pentru bacteriile metanogene.

Fig. 14.21. prezintă o schemă de tratare a apelor reziduale urbane cu valorificarea prin cogenerare a biogazului obținut din fermentarea anaerobă a nămolurilor.



**Fig. 14.21.** Schema de tratare a apelor urbane uzate cu utilizarea biogazului prin cogenerare [14.9].

Această tehnologie este foarte des întâlnită la stațiile de tratare a apelor deoarece reușește să asigure complet necesarul de energie termică al exploatării, precum și până la 70% din necesarul de energie electrică.

Din punct de vedere economic metanizarea prezintă indicatori interesanți. De exemplu, un proiect de metanizare a deșeurilor urbane a costat 20 mil. € inclusiv instalația de triere a deșeurilor și de producere a energiei electrice și termice pe baza biogazul produs. Cantitatea anuală de deșeuri utilizate este de 80 000 tone/an, ceea ce duce la o investiție specifică de 250 €/tonă, raportat la aproximativ 450 €/tonă, cât se obține în cazul incinerării. O astfel de comparație trebuie, însă, nuanțată deoarece prin incinerare se poate trata practic orice tip de deșeu, ceea ce nu este cazul metanizării.

Costurile de funcționare se ridică la aproximativ 31 €/tonă tratată (în care au fost incluse beneficiile valorificării energiei electrice și termice obținute prin cogenerare). Aceste costuri poziționează foarte bine performanțele economice ale metanizării raportate la incinerare. În plus, digestoarele pot fi amplasate mai aproape de mediile urbane, fapt care facilitează valorificarea căldurii obținută prin arderea biogazului la alimentarea centralizată cu energie termică a consumatorilor rezidențiali.

#### 14.4.1.5. Compostarea

Compostarea reprezintă tehnica de transformare a deșeurilor organice în îngrășăminte, cuprinzând totalitatea transformărilor microbiene, biochimice și fizice pe care le suferă deșeurile vegetale sau animale de la starea lor inițială și până când ajung în diferite stadii de humificare, stare calitativ superioară diferită stării inițiale.

Reziduurile pentru care compostarea se poate folosi sunt: cele din agricultură, din industrie și din administrațiile locale (parcuri, plaje, stațiile de epurare orășenești). Cele mai mari probleme sunt legate de cantitățile uriașe de reziduri care trebuie gestionate (deșeuri menajere și reziduurile zootehnice).

În funcție de cantitățile de deșeuri ce urmează a fi supuse transformărilor microbiene, biochimice și fizice pe care le suferă acestea, compostarea se poate clasifica în: compostare de tip gospodăresc și compostare de tip industrial.

**Compostarea de tip gospodăresc** a apărut odată cu dezvoltarea creșterii animalelor și a acumulării dejecțiilor în preajma adăposturilor animalelor și a omului. Cunoscută fiind valoarea fertilizantă a gunoiului de grajd de la animale, agricultorii îl cărau și-l răspândeau pe ogoare. Datorită caracterului sezonier al lucrărilor solului și al cantităților mici de gunoi de grajd care se acumulează zilnic, a apărut nevoia de stocare. După felul și durata stocării, se pot deosebi două tehnologii de biotransformare: compostare extensivă și compostare intensivă.

**Compostarea extensivă** reprezintă aruncarea gunoaielor în grămezi dezordonate în care transformarea materialelor vegetale și a dejecțiilor animale se produce de regulă în absența aerului, prin prezența apei și a tasării puternice. În aceste condiții, descompunerea se produce lent, incomplet și la temperaturi care nici vara nu depășesc 40°C. După un an de zile, stratul superior al grămezii este fermentat complet, iar restul a suferit o fermentare incompletă. Prin acest proces, se acumulează cantități mari de acizi organici, unii având acțiune toxică pentru rădăcinile plantelor.

**Compostarea intensivă** se execută după anumite reguli tehnologice și are la bază o tehnologie care duce la obținerea unor produse superioare calitativ. În funcție de tehnologia de constituire a grămezii de compostare, se pot deosebi trei tipuri:

- compostarea intensiv anaerobă;
- compostarea intensiv anaerobă cu strat aerob, urmată de o fază prelungită în anaerobioză;
- compostarea intensivă aerobă.

**Compostarea intensivă anaerobă** se bazează pe eliminarea aerului din interiorul grămezii de compostare. Pentru aceasta, grămezile se construiesc cu materiale având o umiditate mai mare de 70%, în pachete paralelipipedice (înălțime mai mare de 2 m și laturile mai mari de 4 m), bine îndesate în timpul construirii lor. În cazul în care producția zilnică de gunoi de grajd este mică, se construiesc pachete cu laturi mici, iar a doua zi se continuă înălțarea lor. Se recomandă acoperirea grămezii cu scânduri sau alte materiale împotriva uscării stratului de la suprafață și contra infiltrației provenite din precipitații. În absența oxigenului

atmosferic, se dezvoltă o microfloră anaerobă care descompune lent și incomplet celuloza, hemicelulozele, pectinele și foarte puțin lignina, lăsând în masa compostului produși intermediari ai descompunerii. După același principiu se execută și o tehnologie de compostare anaerobă în grămezi semiîngropate sau îngropate total.

**Compostarea intensivă cu strat aerob**, urmată de o fază anaerobă, constă în așezarea gunoiului de grajd pe un strat de 30 cm de vreascuri uscate care să asigure drenajul mustului de grajd și accesul aerului la baza grămezii. Grămezile se construiesc în platforme îngropate în pământ care au pereții și fundul impermeabilizați. Blocurile de grămezi se clădesc începând de la un capăt al platformei, care vor forma un trunchi de piramidă înalt de cel puțin 1 m și cu latura bazei de aproximativ 1 m. Gunoiul se așează afânat, bloc după bloc, timp în care se verifică temperatura primului bloc și, dacă aceasta a atins în interiorul stratului de gunoi 55°C, se trece la îndesarea gunoiului prin călcare. Dacă nu se ating cele 55°C, se mai așteaptă o zi, timp în care se continuă clădirea de noi blocuri până la umplerea platformei. La acest procedeu, în primele zile (3-4 zile) se dezvoltă microflora aerobă, care determină procese biochimice de energie și temperaturi ridicate, favorizând activitatea microflorei mezofile și înmulțirea celei termofile. Apoi, prin îndesare, se elimină aerul din stratul de gunoi, micșorându-se astfel activitatea microflorei aerobe, fiind favorizate microorganismele anaerobe. Prin acest procedeu se obțin mai puțini produși intermediari. Prin autoliza celulozelor microbiene aerobe care s-au înmulțit, se asigură o cantitate însemnată de enzime care vor acționa și în condiții de anaerobioză asupra celulozei, hemicelulozelor, proteinelor, grăsimilor și altor compuși. Astfel, descompunerea acestora se va afla într-un stadiu mult mai avansat, și anume așa-zisa formă de humus brut. Trebuie menționat faptul că humusul nutritiv nu se poate realiza în lipsa oxigenului.

**Compostarea aerobă intensivă** este o tehnologie originală de descompunere a gunoiului de grajd bazată pe principiul după care gunoiul poate fi transformat într-un îngrășământ organic concentrat, cu efect favorabil pentru menținerea și creșterea fertilității solului, la obținerea unor culturi sănătoase de plante cu productivitate ridicată.

Dirijarea proceselor de compostare se realizează prin biopreparate. Acestea sunt produse din maceratele unor plante medicinale (mușețel, valeriană, păpădie și coada calului), ele având rolul asemănător celui hormonal – de a dirija intensitatea și direcția transformărilor din grămada de gunoi. Compostarea decurge mai bine când resturile vegetale sunt zdrobite, pentru că astfel se produce o îmbibare mai rapidă cu apă a țesuturilor vegetale, facilitându-se astfel atacul microbial. La amestecarea materialelor trebuie avut grijă să se realizeze un raport C:N=33:1 prin proporționarea deșeurilor animale față de cele vegetale. Înălțimea grămezii nu trebuie să depășească 2 m. Locul pe care se așează grămada de compostare trebuie să fie ușor înclinat pentru a nu bălți apa din precipitații. Grămada trebuie orientată cu axul lung în așa fel încât să fie protejată contra vântului dominant și să fie cât mai egal însorită de ambele părți. După 2-3 săptămâni de compostare, se execută

prima remaniere a grămezii, cu scopul aerisirii, omogenizării și trecerii straturilor de la bază către vârf și a celor exterioare către interior. În acest fel, se asigură o transformare mai uniformă a resturilor organice și se grăbește compostarea prin aerisirea grămezii. După încă 2-3 săptămâni, se mai execută o remaniere. Cu ocazia fiecărei remanieri se pot aduce corecturi pentru umiditate. După 3 luni compostul este gata de folosire.

Compostarea de tip industrial a apărut ca o necesitate în momentul în care municipalitățile nu mai făceau față cantităților uriașe de gunoaie menajere care poluau mediul ambiant, zonele mărginașe ale orașelor, și când legile împotriva celor care poluează prin arderea întâmplătoare a gunoaielor s-au înăsprit. Probleme și mai mari ridicau și ridică actualmente nămolurile separate din apele uzate orașenești. Arderea lor, ca și a gunoaielor menajere, în cuptoare special construite, devenea din ce în ce mai costisitoare, odată cu scumpirea petrolului și nu eliminau decât parțial poluarea atmosferei.

Multitudinea de tehnologii de compostare brevetate și aplicate în lume se poate clasifica în două categorii:

1. tehnologii care pun accentul pe instalații tehnice pentru o compostare forțată;
2. tehnologii care folosesc tehnica industrială, în special în faza finală a producției, adică după terminarea compostării.

Costurile compostării pot să varieze foarte mult, în funcție de tehnologia utilizată, investițiile mergând până la 30 €/tona de deșeuri tratate anual. Cheltuielile de exploatare se ridică până la 92 €/tona tratată. Trebuie menționat aici că aceste valori corespund celei mai simple tehnologii posibile, aceea de compostare în aer liber, care poate duce la mirosuri foarte puternice dacă nu este suficient de bine condusă. Dacă se mai adaugă și faptul că sunt necesare suprafețe foarte mari pentru realizarea compostării, se poate concluziona că metanizarea este preferabilă economic compostării.

#### 14.4.1.6. Producerea biodieselului

Biodieselul este un combustibil ecologic similar cu dieselul fosil. Acesta poate fi produs din ulei vegetal, uleiuri și grăsimi animale, seu sau din ulei pentru gătit, folosit. Procesul de transformare a acestor uleiuri și grăsimi în biodiesel se numește transesterificare. Cea mai importantă sursă de obținere a uleiurilor corespunzătoare pentru fabricarea biodieselului sunt culturile de rapiță, palmier și soia. În România, soia și rapița reprezintă culturile eligibile pentru producția de biodiesel. În prezent, în lume, cea mai mare cantitate de biodiesel este produsă din uleiul de gătit uzat, preluat de la restaurante, producătorii de alimente și fast-food-uri. Deși uleiul vegetal este cea mai bună sursă pentru producerea biodieselului, din rațiuni financiare, acesta nu poate fi folosit direct. În schimb, uleiul de gătit uzat este gratuit sau la un preț foarte mic (pentru că trebuie curățat de impurități înainte de a fi transformat în biodiesel). În acest fel, se poate produce biodiesel la un preț scăzut.

Există trei metode de producere a biodieselului din uleiuri și grăsimi:

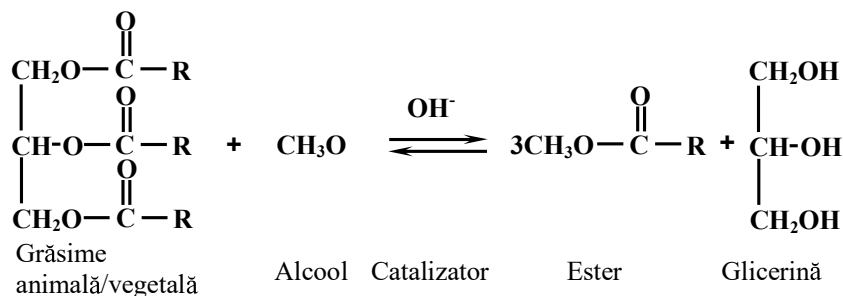


- transesterificarea cu catalizator bază a uleiului;
- transesterificarea directă catalizată cu acid a uleiului;
- conversia uleiului în acizii săi grași și apoi în biodiesel.

Practic, aproape tot biodieselul este produs folosind transesterificarea cu catalizator bază a uleiului, deoarece este cea mai economică metodă de producție (temperaturi și presiuni joase) și având o rată de conversie de aproximativ 98%.

Procesul de transesterificare este reacția dintre o trigliceridă (grăsime sau ulei) cu un alcool pentru a forma esteri și glicerină. O trigliceridă are o moleculă de glicerină la bază și, atașate, trei lanțuri de acizi grași. Caracteristicile uleiurilor și grăsimilor sunt date de natura acizilor grași atașați glicerinei. Natura acizilor grași afectează proprietățile biodieselului. În timpul procesului de esterificare, triglicerida reacționează cu alcoolul în prezența unui catalizator, de obicei cu caracter puternic bazic, ca hidroxidul de sodiu (NaOH). Alcoolul reacționează cu acizii grași pentru a forma mono-alkil-esteri sau biodiesel și glicerină brută. În majoritatea cazurilor, se folosește ca alcool etanolul sau metanolul (metanolul produce metil-esteri, iar etanolul etil ester). Baza folosită drept catalizator este hidroxidul de sodiu (NaOH) sau hidroxidul de potasiu (KOH). Hidroxidul de potasiu a fost găsit mai potrivit pentru producerea biodieselului de etil-esteri, iar pentru producerea de metil-esteri putând fi folosite oricare dintre cele două baze. Un produs obișnuit al transesterificării este metil-esterul rapiței (Rape Methyl Ester – RME), produs din ulei de rapiță brut în reacție cu metanolul.

Reacția de mai jos arată procesul chimic de obținere a biodieselului (metil-ester). Reacția dintre grăsime sau ulei și alcool este o reacție reversibilă, deci alcoolul trebuie să fie adăugat în exces pentru a ne asigura că reacția este condusă către o transformare completă.



Produsii de reacție sunt biodieselul și glicerina. Este important ca reacția de transesterificare să fie reușită, datorită faptului că, la sfârșitul reacției, glicerina și esterul vor fi separate. Glicerina, fiind mai grea, se depune, putând fi vândută ca atare, sau poate fi purificată pentru a fi folosită în industria farmaceutică, a cosmeticelor etc.

Uleiul vegetal brut (Straight Vegetable Oil – SVO) poate fi folosit și direct ca înlocuitor al dieselului fosil, dar utilizarea lui poate produce probleme serioase

motorului. Datorită vâscozității sale relativ ridicate, uleiul vegetal brut conduce la o pulverizare necorespunzătoare a combustibilului, având ca efecte arderea incompletă a sa, cocsificarea injectoarelor, carbonizarea segmenților și acumularea de combustibil în baia de ulei. Cea mai bună metodă pentru rezolvarea acestor probleme este transesterificarea uleiurilor.

Avantajele arderii în motoare a uleiurilor transesterificate sunt următoarele:

- vâscozitate scăzută;
- îndepărtarea totală a gliceridelor;
- punct de fierbere scăzut;
- punct de aprindere scăzut.

Un exemplu de schemă de producție a biodieselului este dat în fig. 14.22.:

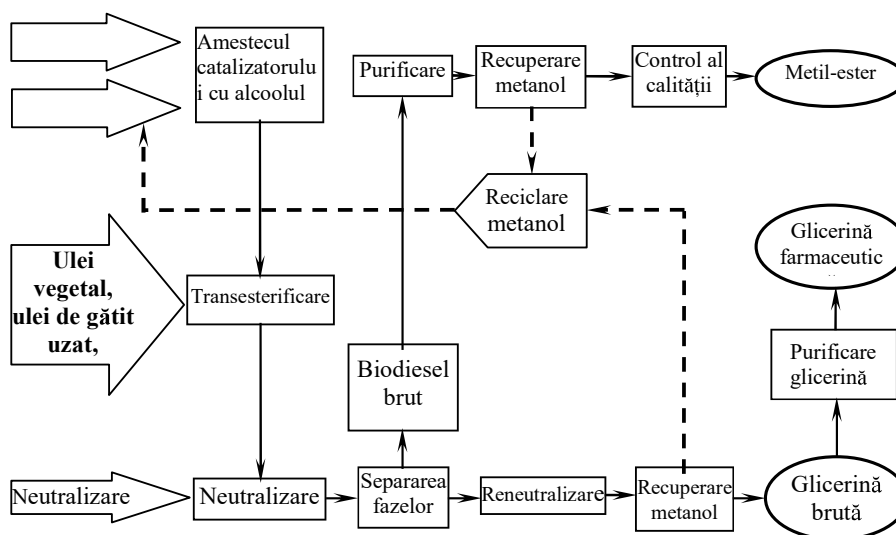


Fig. 14.22. Schema de producere a biodieselului [14.10].

**Amestecul alcoolului cu catalizatorul** – Catalizatorul este hidroxidul de sodiu (soda caustică) sau hidroxidul de potasiu. Acesta se dizolvă în alcool utilizând un agitator. Amestecul alcool-catalizator este pus într-un vas de reacție închis, unde este adăugată și grăsimea sau uleiul. Sistemul trebuie să fie cât mai etanș, pentru a evita pierderile de alcool în atmosferă. Amestecul se desfășoară la o temperatură apropiată de cea a fierberii alcoolului. Pentru ca reacția să fie completă, se recomandă o durată de amestecare care variază în funcție de componente de la 1 la 8 ore. De obicei, este folosit excesul de alcool pentru a asigura conversia totală a grăsimii sau uleiului în esteri. Trebuie foarte bine monitorizate apa și acizii grași liberi, din grăsimi sau uleiuri, pentru că dacă unul din cele două are un nivel ridicat, pot apărea saponificarea și separarea fazelor.

**Separarea fazelor** – Reacția fiind completă, vor exista două produse: glicerina și biodieselul. Fiecare din ele va avea o cantitate însemnată de alcool în exces, care

a fost folosit în reacție. Glicerina fiind mult mai densă decât biodieselul se va depune, deci se poate separa gravimetric.

**Îndepărtarea alcoolului** – După separarea glicerinei de biodiesel, excesul de alcool poate fi îndepărtat prin evaporare instantanee, ori prin distilare. Se mai poate îndepărta alcoolul și înainte de separarea fazelor, prin alte metode.

**Neutralizarea glicerinei** – Glicerina rezultată din reacție mai conține catalizator nefolosit și săpunuri (care sunt neutralizate cu acid), apoi este depozitată ca glicerină brută. În unele cazuri, sarea rezultată din reacția de neutralizare este folosită ca îngrășământ, dar, în cele mai multe cazuri, aceasta rămâne în glicerină. Pentru a folosi glicerina în industria cosmetică și farmaceutică, trebuie purificată (99%) prin distilare.

**Spălarea esterului** – Biodieselul este purificat prin spălare cu apă caldă, pentru a îndepărta resturile de catalizator sau săpunuri, uscat și apoi depozitat. Uneori, acesta este distilat încă o dată pentru a obține un biodiesel cât mai deschis la culoare. După toate aceste operații se obține un combustibil cu o viscozitate asemănătoare dieselului fosil.

**Calitatea produsului finit** – Înainte de a fi comercializat, biodieselul trebuie analizat cu echipamente performante, pentru a stabili dacă are parametrii corespunzători. Cele mai importante aspecte sunt:

- reacția trebuie să fie completă;
- separarea glicerinei;
- îndepărtarea catalizatorului;
- îndepărtarea alcoolului;
- absența acizilor grași liberi.

Prin transesterificare, uleiul de rapiță dobândește proprietăți asemănătoare cu dieselul fosil. Vâscozitatea și proprietățile de ardere ale biodieselului sunt asemănătoare cu cele ale dieselului fosil, putându-se folosi amestecuri de biodiesel-diesel fără a schimba motoarele. În tabelul 14.8 sunt prezentate câteva dintre proprietățile biodieselului și ale dieselului fosil.

#### Proprietăți ale biodieselului din rapiță

Tabelul 14.8

	Biodiesel	Diesel
Cifra cetanică	>51	>51
Căldura latentă [MJ/kg]	37	40-44
Vâscozitate cinematică la 15°C [mm <sup>2</sup> /s]	3,5-5	2-4,5
Densitate la 15°C [g/cm <sup>3</sup> ]	0,875-0,9	<0,845
Conținut de sulf [%]	<0,01	0,035

Biodieselul obținut din rapiță poate fi folosit direct, dar cel obținut din floarea soarelui nu poate fi folosit decât în combinații cu uleiul de rapiță sau cu diesel fosil, din cauza conținutului de iod. Uleiul de rapiță este uniform, dar, în funcție de zona climaterică, compoziția în acizi grași poate fi schimbată.

#### 14.4.1.7. Producerea bioetanolului – fermentația alcoolică

Principalul combustibil folosit ca înlocuitor pentru motoarele pe benzină este bioetanolul. Acesta este produs în principal prin fermentația zahărului, dar poate fi produs și chimic, prin reacția etilenei cu aburul.

Sursa cea mai importantă pentru a produce etanolul este biomasa vegetală. Există culturi agricole dedicate uzului energetic (porumb, cereale, paie, salcie și alte plante). De asemenea, s-au început studii și cercetări pentru obținerea etanolului din deșeuri municipale.

Etanolul, sau alcoolul etilic ( $C_2H_5OH$ ), este un lichid clar, transparent, biodegradabil, foarte puțin toxic, cu un impact minim asupra mediului. Prin ardere, etanolul produce dioxid de carbon și apă. Este un combustibil cu cifră octanică mare și este folosit pentru a crește cifra octanică a combustibililor petrolieri. Prin amestecul etanolului cu benzina, se poate îmbunătăți arderea, reducându-se poluarea. Cel mai întâlnit amestec este 10% etanol și 90% benzină (E10), motoarele neavând nevoie de modificări. Doar motoarele modificate pot funcționa cu un amestec de cel puțin 85% etanol și 15% benzină (E85).

Etanolul poate fi produs prin hidroliză și fermentația zahărului din biomasă. Biomasa vegetală conține un amestec complex de polimeri carbohidrați, cunoscuți sub denumirea de celuloză, hemiceluloză și lignină. Pentru a produce zahăr din biomasă, aceasta este pretrată cu acizi sau enzime pentru a desface structura plantei. Cu ajutorul enzimelor sau acizilor (hidroliză), porțiunile de celuloză și hemiceluloză se desfac în sucroză, care prin fermentare devine etanol. Lignina, care este și ea prezentă în biomasă, rămâne și este folosită drept combustibil pentru cazanele de producție a etanolului.

Există trei metode de extragere a zahărului din biomasă: hidroliza cu acizi concentrați, hidroliza cu acizi diluați și hidroliza enzimatică:

– **Hidroliza cu acizi concentrați** – (Metoda Arkanol) presupune adăugarea la biomasă a acidului sulfuric (70÷77%), după ce a fost uscată până la un conținut de umiditate de 10%. Se folosește o parte biomasă la 1,25 părți acid, la o temperatură constantă de 50°C. Pentru a dilua acidul până la 20-30%, este adăugată apă, apoi amestecul este încălzit la 100°C timp de o oră. Gelul astfel obținut este presat pentru a rămâne doar amestecul de acid și zahăr, separarea făcându-se cu ajutorul unei coloane cromatografice.

– **Hidroliza cu acizi diluați** – este una dintre cele mai vechi, simple și eficiente metode de producere a etanolului din biomasă. Acidul diluat este folosit pentru a extrage sucroza din biomasă. În prima etapă se folosește acid sulfuric 0,7%, la 190°C pentru hidroliza hemicelulozei. A doua etapă presupune folosirea acidului sulfuric 0,4% la 215°C pentru hidroliza celulozei. Lichidul de hidroliză este apoi neutralizat și recuperat din proces.

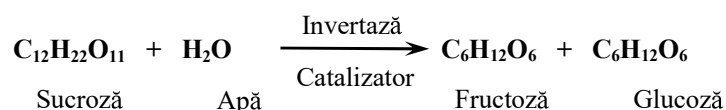
– **Hidroliza enzimatică** – pentru a hidroliza biomasa în sucroză, în locul folosirii acizilor, se pot utiliza cu același efect și enzime, însă acest procedeu este foarte costisitor, fiind la faza de început a dezvoltării sale.

Cerealele pot fi transformate în etanol și prin măcinare uscată sau umedă. La metoda umedă, boabele de cereale sunt ținute în apă caldă, care ajută la eliberarea proteinelor și a amidonului prezent în cereale și în același timp înmoaie bobul, pentru o măcinare mai ușoară. Cerealele sunt apoi măcinate pentru a se obține produse din germeni, fibre și amidon. Germeii sunt extrași pentru a produce ulei din cereale, iar părțile cu amidon sunt folosite pentru a produce tablete de gluten. Etanolul este extras prin procesul de distilare.

Măcinarea uscată presupune curățarea cerealelor și apoi măcinarea într-o moară. Prin acest proces se obține o pudră asemănătoare cu făina, care conține germeni, amidon și fibre. Pentru a produce soluții de zahăr, amestecul este hidrolizat, sau împărțit în zaharuri folosind enzime sau acizi diluați. Amestecul este apoi răcit, după care se adăugă drojdie pentru a fermenta și a deveni alcool.

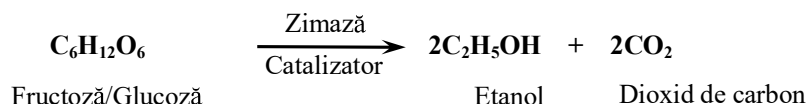
Procesul de hidroliză transformă partea cu celuloză a biomasei sau cerealelor în soluții zaharoase, care prin fermentare devin etanol. La soluție este adăugată drojdie și apoi este încălzită. Drojdia conține o enzimă numită invertază, care acționează ca un catalizator și ajută sucroza să se transforme în glucoză și fructoză ( $C_6H_{12}O_6$ ).

Reacția chimică este prezentată mai jos:



Fructoza și glucoza reacționează cu o altă enzimă conținută de drojdia de bere, zimaza, pentru a produce etanol și dioxid de carbon.

Reacția chimică este prezentată mai jos:



Etanolul obținut prin procesul de fermentare mai are o cantitate însemnată de apă, aceasta urmând a fi îndepărtată prin procesul de distilare fracționată. Prin fierberea amestecului de etanol cu apă, etanolul având o temperatură de fierbere ( $78,3^\circ C$ ) mai mică decât apa ( $100^\circ C$ ), acesta vaporizează înaintea apei putând fi condensat și separat de apă.

În amestecuri cu motorina, bioetanolul poate fi utilizat și în motoarele cu compresie. În tabelul 14.9, sunt prezentate principalele caracteristici ale bioetanolului, ale amestecului benzină/bioetanol 15/85% (E85\*) și ale amestecului motorină/bioetanol 85/15% (E15\*\*).

### Caracteristicile bioetanolului și ale amestecurilor sale

Tabel 14.9

Proprietăți	Valori		
	Bioetanol	E85*	E15**
Masa molară relativă	46,1	-	-
Carbon (% masice)	52,2	56 – 58	-
Hidrogen (% masice)	13,1	13 – 14	-
Oxigen (% masice)	34,8	29 – 30	5
Apă (% masice)	<6,2	2,9 – 6,6	-
Fosfor (ppm)	-	<0,5	-
Sulf (ppm)	-	<30	0,01%
Densitate (15°C/ 1 bar)	0,8 – 0,82	0,78 – 0,80	0,815
Temperatura de fierbere (°C/ 1 bar)	78	49 – 80	-
Temperatura de congelare(°C)	- 114	-	-
Temperatura de autoaprindere(°C)	423	> 257	-
PCI (MJ/kg)	25 – 27	27 – 29	-
Cifra octanică	108,6	107	-
Căldura latentă de vaporizare (kJ/kg)	923	836	-
Căldura specifică (kJ/kg/K)	2,4	2,3	-
Cifra cetanică	-	-	41

#### 14.4.2. Valorificarea energetică a combustibililor obținuți din resursele regenerabile sau deșeuri

##### 14.4.2.1. Utilizarea cazanelor pentru producerea căldurii

În general, obținerea diferiților combustibili din resurse regenerabile sau deșeuri este o procedură costisitoare. De aceea, este de evitat combustia acestora în cazane pentru obținerea numai de energie termică. Utilizarea cogenerării este obligatorie. Se pot întâlni, cel mult, cazane utilizate pentru perioade foarte scurte de timp din an la arderea acestor combustibili.

Din acest motiv, în practică, nu există cazane construite special pentru arderea biogazului, a gazului de gazogen sau a biodieselului. Elementele tehnice generale care sunt caracteristice cazanelor pe combustibili gazoși sau lichizi se regăsesc în întregime și la cazanele care funcționează cu biocombustibili. Singurul element specific îl reprezintă arzătoarele.

Arderea biogazului într-un cazan sau într-un cuptor este metoda de valorificare cea mai veche, cea mai cunoscută și cea mai folosită. Conținutul minim de metan în biogaz poate să coboare până la 20%. Pentru combustia biogazului se utilizează arzătoare speciale, alimentate la o presiune de cel puțin 300 mbar. Aceste arzătoare au injectoare cu un diametru mai mare decât cele pentru arderea gazului natural, iar funcționarea lor este mai puțin flexibilă. Problema cea mai delicată care se pune la valorificarea biogazului în cazane este corозиunea cauzată de prezența vaporilor de apă și a hidrogenului sulfurat. De aceea, operațiunea de filtrare a biogazului este indispensabilă.

#### 14.4.2.2. Utilizarea turbinelor cu abur

Utilizarea turbinelor cu abur este posibilă doar pentru aplicații cu puteri mari, de peste 50MW<sub>e</sub>. Ca noutate, gazificarea cu plasmă conduce la producerea unor cantități mari de abur, care pot fi destinate în turbine cu abur pentru producerea energiei electrice și termice. În toate aplicațiile realizate, modificările produse la nivelul tehnologiilor de producere a energiei electrice și căldurii (față de utilizarea combustibililor clasici) apar doar în zona generatoarelor de abur.

#### 14.4.2.3. Utilizarea turbinelor cu gaze

În cazul utilizării biogazului în turbinele cu gaze, o problemă tehnică o reprezintă purificarea combustibilului, dat fiind faptul că produsele arderii acționează direct asupra ajutorajelor și paletelor turbinei. Ca atare, este necesară eliminarea gudroanelor și respectarea limitelor de maximum 1 mg/Nm<sup>3</sup> sulf și compuși ai acestuia și maximum 0,1 mg/Nm<sup>3</sup> compuși de metale alcaline.

Utilizarea biogazului cu putere calorifică scăzută, pentru aceeași temperatură maximă, presupune un consum mai mare de gaz combustibil, care trebuie asigurat la presiunea corespunzătoare din camera de ardere. În acest sens, fermentarea la o presiune potrivită reprezintă un avantaj care ajută la îmbunătățirea randamentului.

În continuare, sunt prezentate rezultatele experimentale obținute pentru un amestec biogaz – gaz natural, precum și pentru metan pur. S-a urmărit efectul introducerii biogazului într-o anumită cotă într-o turbină cu gaze dată.

Pentru o turbină cu gaze cu puterea efectivă de 1,4 MW, rezultatele sunt indicate în tabelul 14.10. Din cauza puterii calorifice mici, utilizarea biogazului (chiar în amestec cu gaz natural), impune un debit de combustibil de 3,56 ori mai mare, comparativ cu gazul natural. În cazul utilizării gazului natural este necesar un debit de aer cu 10% mai mare. Debitele de aer și de gaze arse se modifică foarte puțin, fapt care face ca turbina cu gaze să fie relativ puțin influențată, putându-se adapta la schimbarea combustibilului. În cazul în care instalația de fermentare furnizează biogazul la o presiune scăzută, pentru comprimarea sa trebuie să se consume suplimentar lucru mecanic. Consumul intern pentru comprimarea biogazului va duce la scăderea cu 3% a randamentului, respectiv cu 11% a puterii utile.

#### Parametrii obținuți de o turbină cu gaze la funcționarea pe biogaz și pe gaz natural

Tabelul 14.10

Parametrii	Amestec biogaz (70%) – gaz natural (30%)	Gaz natural
puterea electrică nominală (kW <sub>e</sub> )	1 400	1 400
excesul de aer de ardere (λ)	2,96	3,07
randamentul electric (η <sub>ITG</sub> )	0,269	0,271

#### 14.4.2.4. Utilizarea motoarelor pe biogaz/gaz de gazogen

Principalul mod de valorificare a biogazului/gazului de gazogen este combustia sa în motoare. Motoarele obișnuite pot să funcționeze utilizând biogaz doar dacă sunt supuse unui proces de modificare. Există două posibilități:

a) *combustia într-un motor cu aprindere prin scânteie*: în acest caz, modificările impuse de utilizarea biogazului sunt făcute la nivelul reglajului (creșterea avansului la aprindere). Amestecul aer-biogaz este aprins de la o scânteie produsă de bujie. Variația sarcinii este dată de cantitatea de amestec aspirată, la o îmbogățire constantă. Cazul combustiei biogazului se încadrează în domeniul arderii unui amestec sărac. La valorificarea biogazului, cele mai importante sunt emisiile de HC nearse. Motorul trebuie să fie echipat cu un filtru catalitic pentru reducerea emisiilor poluante. Un parametru foarte important într-un motor cu ardere internă este raportul de compresie. Cu cât este mai ridicat, cu atât randamentul motorului este mai bun. La proiectarea motoarelor, nu se pot depăși rapoarte de compresie de 20÷22, din cauza constrângerilor tehnice și mecanice. În cazul motoarelor cu aprindere prin scânteie, raportul de compresie este limitat la 9÷11, din cauza apariției fenomenului de autoaprindere, foarte periculos pentru motor. De asemenea, variația compoziției biogazului poate să ducă la apariția autoaprinderii. Pentru optimizarea producerii energiei electrice și a căldurii, se utilizează reglaje foarte stricte pentru motor, în funcție de compoziția combustibilului utilizat;

b) *combustia într-un motor dual-fuel*: motoarele dual-fuel provin din motoarele Diesel modificate pentru a funcționa cu doi combustibili. Ideea de bază este folosirea unui amestec biogaz-aer într-un motor Diesel. Prin această tehnică, nu se produce putere electrică exclusiv pe bază de biogaz, dar se asigură stabilitatea funcționării echipamentului în regim de dual-fuel la fluctuații ale debitului. Practic, ele nu sunt aproape deloc modificate; trebuie doar adăugată o cameră specială pentru a realiza amestecul aer-biogaz. Combustibilul pilot (lichid) se auto-aprinde îndată ce este introdus în camera de ardere (fig. 14.23.). Debitul de biogaz introdus se poate regla manual. Într-un motor dual-fuel, energia corespunzătoare biogazului care participă la ardere nu poate depăși 80% din total. Restul este asigurat de către combustibilul pilot. Pentru o anumită sarcină, regulatorul de turație stabilește cantitatea de combustibil lichid adăugat. Raportat la aceeași putere produsă în regim de motor Diesel, această tehnică permite arderea biogazului cu emisii poluante reduse. Totuși, prezența unei anumite cantități de combustibil lichid face ca efectul ecologic al valorificării biogazului să fie mai redus. La motoarele dual-fuel, raportul de compresie este ales după aceleași criterii ca și la motoarele cu aprindere prin scânteie. Totuși, există încă o constrângere, legată de autoaprinderea combustibilului pilot. În momentul injectiei, temperatura în interiorul cilindrului trebuie să fie cel puțin egală cu cea de autoaprindere a combustibilului lichid. Raportul de compresie se alege astfel încât această condiție să fie respectată. Motoarele dual-fuel folosite în practică au un raport de compresie în intervalul 14÷16, ele existând în gama de puteri ale motoarelor Diesel. Alegerea acestora este dictată de considerente de disponibilitate a biogazului și a altor combustibili.



În exploatarea agricole de talie mică, acest tip de motoare este de preferat. Un motiv important pentru care se folosesc aceste motoare îl reprezintă lipsa rețelelor de gaze naturale, situație prezentă în majoritatea cazurilor studiate. Din această cauză, pentru a produce căldură și/sau energie electrică, beneficiarii sunt obligați să utilizeze combustibilul lichid. La valorificarea biogazului, disponibilitatea combustibilului lichid este un factor decisiv pentru decizia privind alegerea tipului de motor folosit.

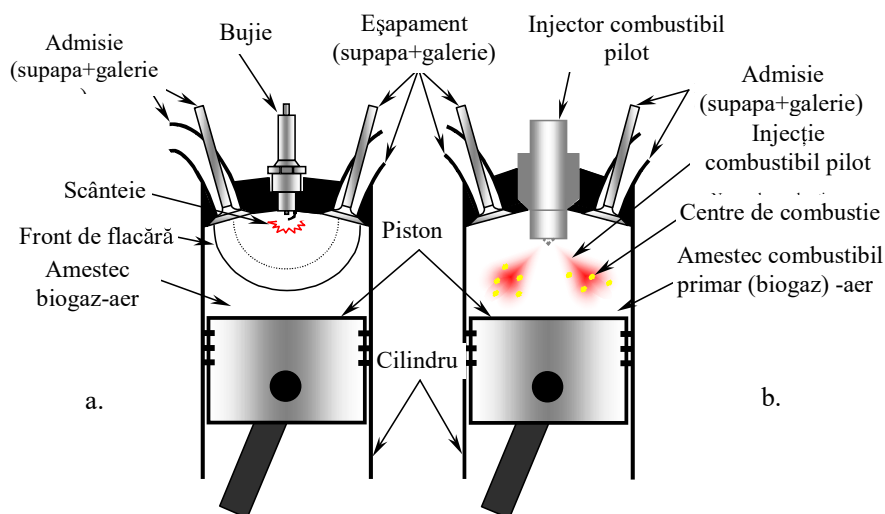
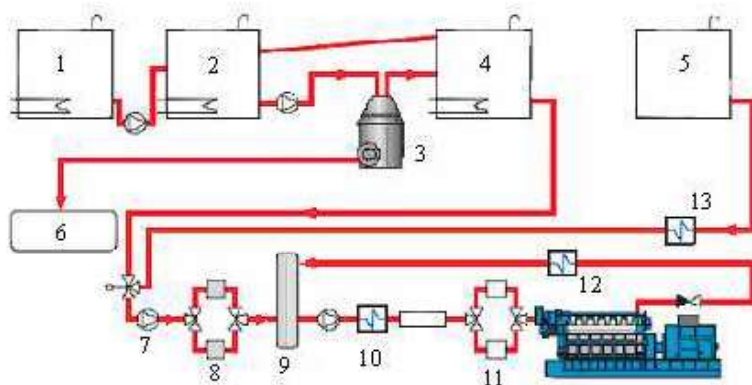


Fig. 14.23. Principiul de funcționare al motoarelor cu aprindere prin scântei (a), respectiv dual-fuel, pe biogaz (b) [14.9].

#### 14.4.2.5. Utilizarea motoarelor pe biofuel

Constrângerile de mediu și presiunile pieței au impulsionat cercetările privind utilizarea biodieselului pentru arderea în motoare în cadrul aplicațiilor energetice. Au apărut o serie de centrale de cogenerare care funcționează exclusiv pe baza acestui combustibil. Aplicațiile din acest sector au la bază motoare Diesel de puteri mari (>1 MW). Cele mai intense eforturi au fost depuse pentru îmbunătățirea sistemului de alimentare cu combustibil. Tehnologiile moderne permit controlul temperaturii și vâscozității combustibilului, eliminând supraîncălzirile sau zonele reci, care pot să modifice caracteristicile acestuia.

Fig. 14.24. prezintă un astfel de sistem de alimentare cu biocombustibil a unui motor care funcționează într-o centrală electrică.



**Fig. 14.24.** Sistemul de alimentare cu biocombustibil al unui motor într-o centrală de cogenerare [14.10]:

1 – rezervor de stocare; 2 – rezervor tampon; 3 – separator; 4 – rezervor pentru o zi; 5 – rezervor de siguranță; 6 – colector deșeuri; 7 – pompă alimentare; 8 – filtru; 9 – rezervor de amestec; 10 – încălzitor; 11 – filtru de siguranță; 12 – răcitor combustibil returnat; 13 – încălzitor combustibil de siguranță.

Motoarele Diesel modificate pentru a produce energie electrică și termică folosind biodieselul au demonstrat performanțe tehnice comparabile cu cele clasice. Astfel, marii producători de motoare asigură pentru produsele lor (motoare cu compresie pe biodiesel) randamente de producere a energiei electrice de 41÷42%, la puteri de peste 1 MW<sub>e</sub>. Pentru moment, nu există în exploatare motoare mai mici de 0,9÷1 MW<sub>e</sub>, care să producă energie electrică și termică utilizând biodiesel.

#### 14.5. Mecanisme de sprijin pentru finanțarea proiectelor de valorificare energetică a resurselor regenerabile sau a deșeurilor

Din capitolele anterioare a rezultat o concluzie destul de clară: producerea căldurii (cu sau fără producerea simultană de energie electrică) prin utilizarea resurselor regenerabile sau deșeurilor necesită folosirea unor tehnologii care nu sunt, în majoritatea lor, foarte simple. Din această cauză, investițiile necesare pentru montarea unui astfel de proiect se ridică, la momentul actual, la niveluri superioare aplicațiilor similare din sfera energiilor clasice. Chiar și discutabilul avantaj legat de costurile mult inferioare ale „combustibililor” utilizați nu reușește să ridice parametrii economici până la valori care să convingă foarte rapid potențialii finanțatori să investească în astfel de proiecte.

Există totuși un orizont optimist pentru folosirea resurselor regenerabile și a deșeurilor la producerea energiei electrice și termice. La momentul redactării acestei lucrări, se asistă la o creștere spectaculoasă a prețului mondial al petrolului.

Toți ceilalți combustibili clasici vor urma, la scurt timp, această linie. Nivelurile atinse la bursele internaționale prezintă aproape zilnic recorduri ale tuturor timpurilor. Cel puțin din acest punct de vedere, înlocuirea unei părți din combustibilii clasici cu resurse regenerabile sau deșeuri pare un element cert, pe termen mediu și lung.

Un alt aspect legat de combustibilii clasici este epuizarea acestora. Toate statisticile de specialitate ne asigură de faptul că rezervele au o durată limitată și că trebuie să se găsească soluții clare de înlocuire a acestor combustibili. Acesta este încă un motiv pentru promovarea resurselor regenerabile și a valorificării deșeurilor.

Din punctul de vedere al protecției mediului, însă, înlocuirea combustibililor fosili devine absolut necesară, cât mai repede cu putință. Se știe că industria energetică mondială reprezintă unul dintre cei mai mari vectori care agravează fenomenul de încălzire globală, cu urmări catastrofale. Dacă nu se vor lua măsuri, existența vieții pe pământ este amenințată.

Elementele prezentate mai sus au condus, în ultimele două decenii, la acțiuni la nivel mondial pentru crearea unor mecanisme capabile să sprijine finanțarea proiectelor de valorificare a energiilor regenerabile și deșeurilor pentru producerea energiei electrice și termice. Appreciate drept încă timide, aceste mecanisme s-au dezvoltat într-un cadru legislativ și tehnologic în continuă evoluție.

#### 14.5.1. Protocolul de la Kyoto

Întregul mecanism de combatere a efectelor cauzate de schimbările climatice are la bază însăși definiția efectului de seră: un rezultat al poluării cu gaze cu efect de seră (GES), având un caracter global. Indiferent de locul în care apare emisia de GES, efectul de seră se manifestă pe întreaga suprafață a planetei.

Ca urmare a sesizărilor făcute de experți privind schimbările climatice, în 1988, Programul de Mediu al Națiunilor Unite (United Nations Environmental Program - UNEP) și Organizația Meteorologică Mondială (World Meteorological Organisation - WMO) au înființat Comitetul Interguvernamental pentru Schimbări Climatice (Intergovernmental Panel on Climate Change - IPCC), cu scopul de a evalua toate informațiile științifice disponibile despre schimbările climatice, impactul socio-economic al schimbărilor climatice și potențialele strategii de reacție.

Urmare a activităților IPCC, în 1992, la „Earth Summit” din Rio de Janeiro, 154 de state au adoptat Convenția Națiunilor Unite pentru Schimbări Climatice (UNFCCC). Convenția furnizează un cadru legal internațional și un set de principii acceptabile pentru aproape toate țările implicate. Convenția recunoaște fenomenul schimbărilor climatice ca fiind o problemă serioasă și asigură statele în curs de dezvoltare că abordarea acestui fenomen este responsabilitatea , în principal, a țărilor industrializate.

UNFCCC a intrat în vigoare în martie 1994. Statutul său de Convenție Cadru înseamnă că pot fi adăugate protocoale pentru a specifica obiectivele de reducere sau anumite măsuri de reducere a emisiilor de gaze cu efect de seră.

În urma negocierilor de la Rio, din 1992, au fost constituite două grupuri de țări în jurul cărora s-au polarizat acțiunile privind Schimbările Climatice:

– 35 țări din Anexa I (24 țări OECD, plus 11 țări din fosta Uniune Sovietică și Estul Europei - țări cu economie în tranziție);

– 132 țări din Non-Anexa I (țări în curs de dezvoltare).

UNFCCC este bazată pe patru principii fundamentale:

1. echitatea – modul echitabil de distribuire între state a sarcinii de reducere a emisiilor de gaze cu efect de seră, având în vedere că, până în prezent, emisiile au provenit din țările industrializate din Europa și America de Nord;

2. acțiunea precautionară – climatologia se bazează pe prognoze ce presupun anumite nivele de incertitudine. Părțile trebuie să acționeze acum pentru a proteja clima și nu trebuie să aștepte până la obținerea unor dovezi științifice absolute asupra impactului exact al schimbărilor climatice;

3. eficiența – politicile și măsurile de abordare a schimbărilor climatice trebuie să fie eficiente din punct de vedere al costului, pentru a asigura beneficii globale la cele mai mici costuri posibile;

4. dezvoltarea durabilă – definită ca „dezvoltarea ce satisface toate necesitățile prezentului fără a pune în pericol capacitatea generațiilor viitoare de a le satisface pe ale lor”.

Convenția presupune angajamentul tuturor Părților:

– să dezvolte, să actualizeze periodic, să publice și să pună la dispoziția Conferinței Părților inventare naționale de surse și bazine de absorbție a emisiilor de gaze cu efect de seră;

– să formuleze, să implementeze, să publice și să actualizeze regulat programele naționale și regionale ale măsurilor de limitare a schimbărilor climatice și de facilitare a adaptării corespunzătoare la schimbările climatice, inclusiv transferul de tehnologii, practici și procese, educație, instruire și conștientizare publică;

– să coopereze în pregătirea pentru adaptarea la impactul schimbărilor climatice; să dezvolte și să elaboreze planuri integrate adecvate pentru managementul zonelor de coastă, al resurselor de apă și al agriculturii și pentru protecția și reabilitarea zonelor afectate de secetă și deșertificare, în special în Africa, precum și a zonelor afectate de inundații;

– să transmită Conferinței Părților informații privind implementarea.

Protocolul de la Kyoto a fost adoptat formal în cadrul Sesiunii a-III-a a Conferinței Părților (COP-3), la 11 Decembrie 1997. Protocolul urma să intre în vigoare la 90 zile după ratificarea de către cel puțin 55% din țări, care trebuie să reprezinte cel puțin 55% din totalul emisiilor aferente Anexei I, condiție care a fost îndeplinită în Februarie 2005. Principala realizare a acestui Protocol este stabilirea unor constrângeri privind emisiile de gaze cu efect de seră ale țărilor industrializate.

Tabelul 14.11 prezintă valorile emisiilor de referință de la care s-a plecat în stabilirea reducerilor aferente fiecărei regiuni semnatare. De asemenea, în tabel au fost introduse și valorile estimate ale emisiilor de gaze cu efect de seră în lipsa funcționării Protocolului (conform WEO, 2000). După cum se observă, cel mai

mare decalaj între valoarea țintă și cea estimată se înregistrează pentru America de Nord. Un caz special este Rusia care, alături de Ucraina și țările est-europene, va atinge un nivel mult mai scăzut decât cel impus prin Protocol.

### Cerințele privind reducerile de emisii și estimările cantităților de emisii

Tabelul 14.11

Regiune	Emisii CO <sub>2</sub> referință [Mt CO <sub>2</sub> ]	Emisii reduse, % față de referință, Cf. Kyoto	Emisii - țintă 2010 [Mt CO <sub>2</sub> ]	Emisii estimate de WEO 2010 [Mt CO <sub>2</sub> ]	Decalaj estimări față de țintă (%)
America de Nord	5 301	93,1	4 935	6 817	+38,1
Europa de Vest	3 961	92,5	3 664	4 295	+17,2
Pacific	1 350	96,8	1 307	1 625	+24,3
Rusia	2 357	100	2 357	1 449	-38,5
Ucraina și Europa de Est	1 188	96,8	1 150	750	-34,8
<b>Total global</b>	<b>14 158</b>	<b>94,7</b>	<b>13 413</b>	<b>14 936</b>	<b>11,4</b>

Din datele prezentate, rezultă că este foarte greu să se realizeze cerințele impuse fără o colaborare între părți. Pornind de la această situație, Protocolul de la Kyoto stipulează în articolul 6 că orice parte inclusă în Anexa 1 a Convenției poate transfera către, sau achiziționa de la, oricare altă parte unități de reducere a emisiilor rezultate din proiecte ce au ca scop evitarea emisiilor de gaze cu efect de seră. Protocolul a introdus mai multe instrumente capabile să minimizeze costurile atingerii țintelor de reducere a emisiilor de gaze cu efect de seră. Acestea sunt: Comerțul cu emisii (Emissions Trading - ET), Mecanisme de dezvoltare curată (Clean Development Mechanism - CDM) și Proiecte bazate pe implementarea comună (Joint Implementation - JI). Aceste Mecanisme s-au transformat în instrumente foarte utile de promovare a proiectelor de valorificare energetică a resurselor regenerabile sau a deșeurilor.

#### 14.5.2. Joint Implementation

În timpul celei de a VII-a Sesiuni a Conferinței Părților (COP-7) de la Marrakesh (29 Octombrie-10 Noiembrie 2001), SUA au anunțat că nu vor ratifica Protocolul. „Grupul Umbrelă” (Rusia, Japonia, Austria, Canada, Noua Zeelandă, Norvegia, Islanda și Ucraina) intenționând să-l ratifice. Acordul de la Marrakesh a reprezentat un progres în ceea ce privește procesul de negociere, deoarece au fost clar definite instrumentele de funcționare a Protocolului (ET, CDM și JI).

Mecanismul JI permite transferul de tehnologie către țări în curs de dezvoltare în vederea realizării cu costuri minime a obiectivelor Protocolului de la Kyoto. În cadrul lucrărilor de la reuniunea COP-7, a fost stabilit principiul suplimentarității, prin care țărilor industrializate le revine responsabilitatea de a-și reduce emisiile de gaze cu efect de seră prin mijloace locale, folosirea mecanismelor flexibile urmând să se facă doar pentru o parte din aceste emisii.

JI este un mecanism bazat pe proiecte și permite tranzacționarea emisiilor de gaze cu efect de seră care ar apărea în cazul în care proiectele nu ar fi implementate. Aceste proiecte trebuie să se concretizeze în beneficii cuantificabile pe termen lung, în cadrul eforturilor contra schimbărilor climatice.

Un proiect de tip JI reprezintă un program de transfer de tehnologie, prin care se dorește reducerea emisiilor de gaze cu efect de seră aferente realizării unui anumit produs. Proiectele de tip JI pot să fie implementate în țări în tranziție (țări din Anexa I a UNFCCC). Aceasta implică cel puțin două țări care să fi acceptat țintele de reduceri de emisii. Reducerile provenite dintr-un proiect JI se numesc unități de reducere a emisiilor (ERU) și provin din țara în care proiectul se implementează (țara gazdă). Rezultatele implementării unui proiect JI sunt reprezentate de transferul de unități ERU de la o țară la alta, suma emisiilor celor două țări rămânând constantă. Datorită acestui fapt, proiectele de acest tip sunt supuse unei proceduri de control mai puțin strict, în conformitate cu acordul de la Marrakech.

Deși țările semnatare ale Protocolului de la Kyoto sunt responsabile de atingerea obiectivelor propuse, ar fi fost de așteptat ca sectorul privat să fie cel care să accelereze folosirea acestor mecanisme. Până în momentul de față, sectorul privat a fost reticent față de aceste mecanisme. Cei mai importanți factori care au condus la reticențele sectorului privat au fost riscurile asociate unei implementări prea timpurii a proiectelor de tip JI și lipsa de capacitate a instituțiilor din potențialele țări gazdă de a analiza și aproba aceste proiecte.

România a fost prima țară cuprinsă în Anexa I a Convenției care a ratificat prin Legea nr. 3/2001 acest Protocol, obligându-se astfel la o reducere de 8% în perioada 2008-2012, față de anul de bază 1989, în vederea armonizării cu măsurile Uniunii Europene de reducere cu același procent.

Prin HG nr.1275/1996, s-a înființat Comisia Națională pentru Schimbări Climatice, organism interministerial, a cărui activitate este coordonată de MMGA, cu scopul de a promova măsuri și acțiuni necesare aplicării unitare pe teritoriul României a obiectivelor și prevederilor Convenției Cadru.

Esența funcționării Mecanismului JI îl reprezintă faptul că țara gazdă vinde reduceri de emisii care vor apărea în viitor datorită implementării proiectului propus, în prezent.

### 14.5.3. Comerțul cu emisii

Curbele de reducere marginală (Marginal Abatement Curves - MAC) reprezintă un model matematic, bazat pe analiza de costuri marginale, folosit pentru studierea costului reducerilor emisiilor de CO<sub>2</sub>. Acest model poate evidenția beneficiile pieței de emisii, în condițiile trasate de Protocolul de la Kyoto.

Prețurile-umbră reprezintă un rezultat al analizei de costuri marginale, luând în considerare o constrângere privind emisiile de CO<sub>2</sub>, într-o regiune R, pe o perioadă de timp T. Un exemplu de astfel de constrângere poate fi o reducere de 10%, care trebuie realizată în 5 ani. Prețul-umbră indică un cost pentru reducerea ultimei tone de emisii CO<sub>2</sub> în vederea îndeplinirii constrângerii. O curbă a costurilor marginale a reducerii emisiilor este reprezentarea grafică a prețurilor-umbră care corespund

unor constrângeri din ce în ce mai severe, în perioada de timp T, după cum rezultă din fig. 14.25.

Un punct M de coordonate  $(q_M, p_M)$  de pe curbă reprezintă costul marginal  $p_M$ , pentru o regiune R, aferent reducerii unității de  $CO_2$  din cantitatea  $q_M$ , în timpul T. Suprafața hașurată reprezintă costul total al reducerii emisiilor de  $CO_2$ .

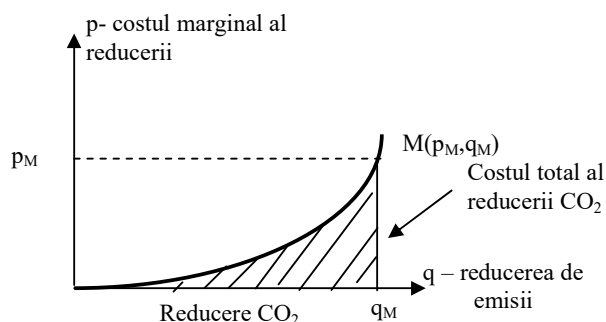


Fig. 14.25. Reprezentarea grafică a costului total al reducerii unei cantități de emisii pentru regiunea R, în timpul T.

Pentru o regiune, orice reducere de emisii poate fi reprezentată pe curba costurilor sale marginale. Dacă mai multe regiuni ale aceluiași sistem își propun să reducă emisiile în același timp, este foarte posibil ca prețurile-umbră asociate acestor reduceri să fie diferite.

Costul total al reducerii emisiilor poate să fie mai mic dacă regiunea cu prețul-umbră mai mic va diminua emisiile mai mult decât cea cu prețul-umbră mai ridicat. Reducând mai mult decât este constrânsă, regiunea cu costuri mai reduse creează „dreptul de a emite” sau permisul de emisii, care poate fi vândut regiunii cu costuri mai ridicate ale reducerii. Reducerea totală a emisiilor poate fi realizată la costuri mai mici atunci când cele două regiuni tranzacționează până când costurile marginale devin egale.

În fig. 14.26. este ilustrat modul în care se realizează un efect benefic în cazul unei tranzacții cu reduceri de emisii de  $CO_2$ . Presupunând că există două regiuni  $R_1$  și  $R_2$  care sunt constrânse să reducă fiecare o cantitate de emisii notată  $q_1$ , respectiv  $q_2$ , în lipsa oricărei piețe, suma reducerilor pentru cele două regiuni va fi  $q_1+q_2$ . Costurile marginale la care se vor realiza aceste reduceri vor fi, pentru fiecare regiune în parte,  $p_1$ , respectiv  $p_2$ . Costul total al reducerii emisiilor de  $CO_2$  pentru cele două zone va fi dat de suma ariilor suprafețelor  $AOQ_1$  și  $BOQ_2$ . În momentul în care piața se deschide, cele două regiuni pot să tranzacționeze. Ca urmare, se va stabili un preț de echilibru  $p$ , corespunzător unei reduceri mai mici ( $q_1'$ ) pentru regiunea  $R_1$ , respectiv unei reduceri mai mari ( $q_2'$ ) pentru regiunea  $R_2$ . Suma reducerilor pentru cele două regiuni va rămâne constantă ( $q_1'+q_2'=q_1+q_2$ ), condiție impusă prin constrângerile inițiale. Costul total al reducerilor, pentru cazul existenței pieței, va fi dat de suma ariilor suprafețelor  $A'OQ_1'$  și  $B'OQ_2'$ .

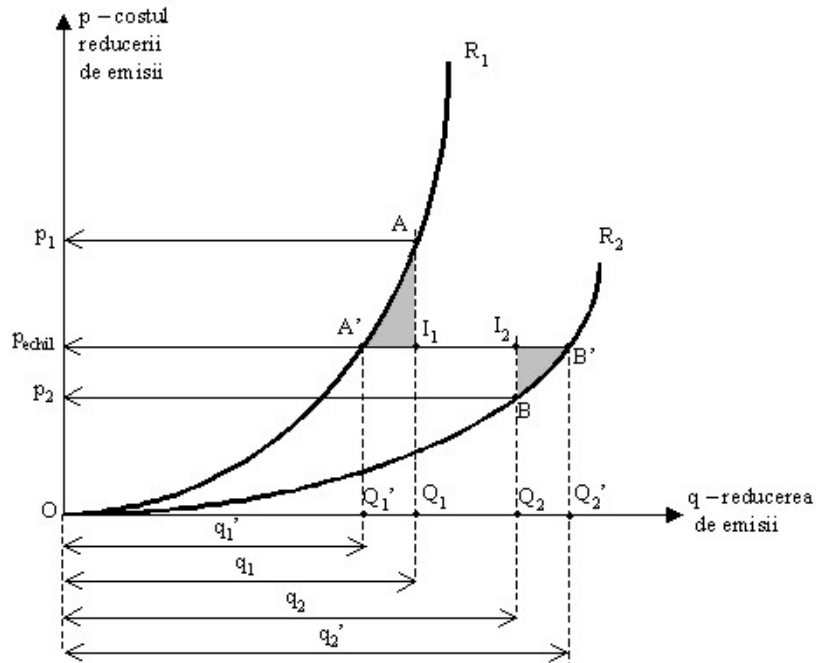


Fig. 14.26. Beneficiul tranzacției între două regiuni,  $R_1$  și  $R_2$ , supuse constrângerilor:  $q_1$  – reducerea de  $CO_2$  pentru  $R_1$ ;  $q_2$  – reducerea de  $CO_2$  pentru  $R_2$ .

#### Analiza comparativă a situațiilor, cu sau fără piață de emisii de $CO_2$

Tabelul 14.12

Criteriul comparației	Situațiile comparate	
	Fără piață	Piață între $R_1$ și $R_2$
Constrângeri	În $R_1$ : $q_1$ redus În $R_2$ : $q_2$ redus	În $R_1$ și $R_2$ : $q_1+q_2$ reduse
Cost marginal = Prețul pieței	În $R_1$ : $p_1$ În $R_2$ : $p_2$	În $R_1$ și $R_2$ : $p$ , când $p_1'(q_1') = p_2'(q_2') = p$ și $q_1'+q_2'=q_1+q_2$
Costul reducerii	În $R_1$ : aria $AOQ_1$ În $R_2$ : aria $BOQ_2$	În $R_1$ : aria $A'OQ_1'$ În $R_2$ : aria $B'OQ_2'$
Permise de emisii tranzacționate	-	$R_1$ cumpără permise de emisii pentru $(q_1-q_1')$ $R_2$ vinde dreptul de emisii pentru $q_2'-q_2=q_1-q_1'$
Cash-flow	-	$R_1$ plătește $p \cdot (q_1-q_1') = \text{aria}(A'I_1Q_1Q_1')$ către $R_2$ $R_2$ primește $p \cdot (q_2'-q_2) = \text{aria}(B'I_2Q_2Q_2')$ de la $R_1$
Cost total	În $R_1$ : aria $AOQ_1$ În $R_2$ : aria $BOQ_2$	$R_1$ : $\text{aria}(A'OQ_1') + \text{aria}(A'I_1Q_1Q_1') < \text{aria}(AOQ_1)$ $R_2$ : $\text{aria}(B'OQ_2') - \text{aria}(B'I_2Q_2Q_2') = \text{aria}(BOQ_2)$
Costuri evitate	-	În $R_1$ : aria colorată $(AI_1A')$ În $R_2$ : aria colorată $(BI_2B')$



Posibilitatea de a vinde sau de a cumpăra aceste permise este ilustrată în fig. 14.27. Curbele MAC stau la baza determinării cererii și ofertei de permisi de emisie în orice piață. Linia punctată reprezintă cantitatea de CO<sub>2</sub> care trebuie redusă pentru o regiune, în conformitate cu Protocolul de la Kyoto. În absența pieței, intersecția acestei linii cu curba MAC va determina costul marginal.

Dacă piața de emisii există, regiunea poate să cumpere sau să vândă permise de emisii în funcție de relația între prețul pieței și costul marginal, după cum urmează:

- dacă prețul pieței este mai mic decât costul marginal, regiunea va putea vinde permise de emisii;
- dacă prețul pieței este mai mare decât costul marginal, regiunea va putea cumpăra permise de emisii;
- zonele care nu au constrângeri (de exemplu țările ex-sovietice) sunt un caz special; costul marginal de reducere a emisiilor lor este foarte redus, deci ele vor fi doar furnizori de permise pe piață, la orice preț pozitiv.

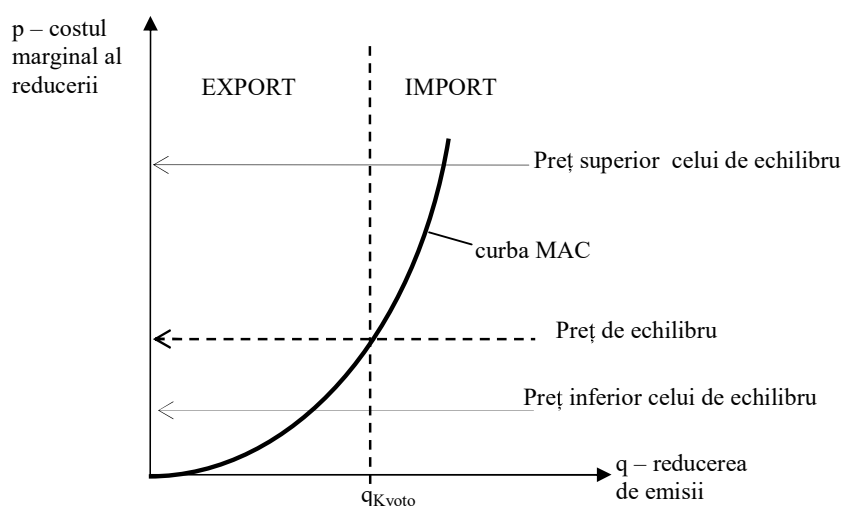


Fig. 14.27. Determinarea posibilității de vânzare sau de cumpărare de permise de emisii pentru o regiune.

Pentru cazul în care piața nu funcționează, costurile marginale pot să ajungă până la următoarele valori:

- Japonia – 584 \$/tonă CO<sub>2</sub>;
- UE – 273 \$/tonă CO<sub>2</sub>;
- SUA – 186 \$/tonă CO<sub>2</sub>.

Țările dezvoltate vor fi toate cumpărătoare de permise, deoarece prețul pieței pentru acestea este mai mic decât costurile lor marginale ale reducerilor. Țările ex-sovietice vor fi cele care vor acapara în proporție de 90% piața de vânzări de

permise. Un preț de echilibru calculat, în cazul în care piața ar fi complet deschisă tuturor actorilor ar fi de 127 \$/tonă, după cum rezultă din fig. 14.28.

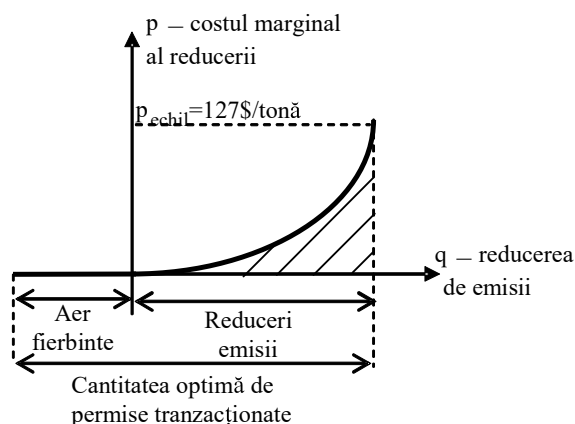


Fig. 14.28. Determinarea grafică a cantității de „aer fierbinte”.

Rezultatele studiilor care tratează acest subiect indică faptul că aproximativ 1/3 din cantitatea de CO<sub>2</sub> aferentă permiselor vândute are costul zero, așa numitul „aer fierbinte”. Restul de 2/3 reprezintă diferența obținută pe baza decalajului dintre prețul pieței și costurile marginale aferente țărilor ex-sovietice. Costul zero sau aerul fierbinte apare pentru țările ex-sovietice datorită faptului că ele au un nivel impus de Protocolul de la Kyoto mai mare decât cel pe care îl vor putea atinge în 2010.

#### 14.5.4. Certificatele Verzi

Certificatul Verde (CV) este un document ce atestă că o cantitate de 1 MWh de energie electrică provine din surse regenerabile și a fost livrată în rețea. Certificatul verde are, teoretic, valabilitate nelimitată și se poate tranzacționa distinct de energia electrică asociată acestuia, pe o piață a contractelor bilaterale sau pe piața centralizată de certificate verzi.

România și-a stabilit ținta orientativă pentru anul 2010 de 33%, reprezentând ponderea energiei electrice din surse regenerabile în consumul intern brut de energie electrică. Pentru fiecare an, începând din 2005 și până în 2012 inclusiv, sunt stabilite prin lege cote obligatorii pe care furnizorii de energie electrică trebuie să le ofere consumatorilor deserviți.

Un CV poate face obiectul unei singure tranzacții și este considerat „consumat” în momentul în care furnizorul îl utilizează pentru a dovedi îndeplinirea cotei obligatorii proprii. Valoarea de tranzacționare a CV se stabilește prin mecanisme concurențiale specifice celor două piețe cu încadrare în scala de preț stabilită de Autoritatea Competentă. Transferul CV din contul vânzătorului în contul

cumpărătorului se face de către OPCV, orice transfer fiind înregistrat în Registrul CV.

Anul 2005 a fost anul în care piața de certificate verzi a devenit funcțională în România, prima sesiune de licitație pe piața centralizată de certificate verzi având loc în data de 16 noiembrie. Pe durata funcționării ei, a beneficiat de sistemul de sprijin adoptat în România, respectiv sistemul de cote obligatorii combinat cu tranzacționarea de certificate verzi. În 2005, s-a înregistrat o producție de energie electrică de 7 608 MWh, din care 94,4% o reprezintă energia hidroelectrică, iar 5,58% producția de energie electrică bazată pe energie eoliană.

Luând în considerare prețul mediu anual de tranzacționare a certificatelor verzi de 149,26 RON, rezultă că nivelul sprijinului de care au beneficiat producătorii de energie electrică din surse regenerabile, în anul 2005, a fost de cca. 1,136 mil RON, adică 260,7 lei/MWh (0,026 RON/MWh).

Anul 2006 a fost primul an complet în care în România a funcționat piața de certificate verzi, prima sesiune de tranzacționare de CV pe piața centralizată de CV având loc în data de 16 noiembrie 2005. A beneficiat de sistemul de sprijin adoptat pentru promovarea E-SRE o producție de energie electrică de 22745 MWh, din care 94,4% o reprezintă energia hidroelectrică, iar 5,58% energia electrică bazată pe energie eoliană. Luând în considerare prețul mediu anual de tranzacționare a certificatelor verzi de 155,01 lei/MWh, rezultă că în anul 2006 nivelul sprijinului de care au beneficiat producătorii de E-SRE este de cca. 3,556 mil. RON, implicând o creștere cu 0,0788 lei/MWh a prețului energiei electrice la consumatorul final.

Producătorii de E-SRE utilizează sumele alocate pentru investiții în promovarea surselor regenerabile de energie. Emisia de CO<sub>2</sub> evitată prin producerea E-SRE, care a beneficiat de sistemul de sprijin a fost de cca. 12,442 mil. tone.

Acest sistem este aplicat în prezent în șapte state membre ale UE, respectiv: Belgia, Marea Britanie, Italia, Polonia, Suedia, România și cel mai recent în Bulgaria. Din analizele efectuate la nivelul Uniunii Europene asupra țărilor care utilizează pentru promovarea E-SRE sistemul de cote obligatorii combinat cu comercializarea certificatelor verzi, se constată următoarele:

- certificatele verzi sunt emise în 5 țări de către Reglementator și în 2 de Operatorul de Transport și Sistem;
- valabilitatea certificatelor verzi este teoretic nelimitată în Suedia și limitată în restul țărilor;
- în general obligația (cotele obligatorii) de cumpărare a CV este la furnizori, excepție făcând Suedia și Olanda, unde obligația este pusă la consumatori și Italia unde obligația este la producători;
- cu excepția Belgiei pentru zona Valoniei, prețul E-SRE este același indiferent de tipul SRE din care se produce energia electrică;
- cu excepția Italiei, în toate țările care utilizează sistemul certificatelor verzi, prețul acestora variază între valori minime și/sau maxime prestabilite. Prețul mediu anual de tranzacționare al CV variază între 25 €/CV în Suedia și 103 €/CV în Belgia, regiunea Valonia;

- în Italia prețul mediu al CV a crescut continuu începând de la 98,9 €/MWh în anul 2003 la 139,1 €/MWh în anul 2006;
- cu excepția Angliei, unde nu este permis comerțul internațional cu CV, în restul țărilor este permis comerțul regional în Belgia, importul în Italia și Olanda și exportul în Suedia.

În România, organismul emitent al CV este Operatorul de Transport și Sistem. Durata de viață a CV este teoretic nelimitată. Obligația de cumpărare de E-SRE revine furnizorilor de energie electrică. Producătorii de E-SRE sunt obligați să ofere pe piață toate CV pe care le dețin cât timp, la nivelul unui an, oferta anuală de CV este mai mică decât cererea anuală de CV, cu excepția producătorilor care dețin și licență de furnizare a energiei electrice și utilizează CV proprii pentru îndeplinirea cotei anuale obligatorii ce le revin.

#### **14.6. Bariere și modalități de promovare a energiei termice produse din deșeuri sau resurse regenerabile**

Pentru sublinierea barierelor care se ridică în fața unor proiecte de utilizare a deșeurilor sau a resurselor regenerabile pentru alimentarea cu căldură, se vor analiza două studii de caz.

##### **a) Aeroportul Roissy Paris.**

Un aeroport reprezintă un mare consumator de căldură. Aeroportul din Roissy este echipat cu o centrală care furnizează 184 MW<sub>t</sub> și 21 MW<sub>e</sub>. Cum necesarul de căldură creștea, s-a decis construirea unei noi capacități de aproximativ 30 MW<sub>t</sub>. În același timp, aeroportul produce anual 10 000 tone de deșeuri combustibile și metanizabile care sunt, la ora actuală stocate în gropi ecologice.

În cadrul unui plan departamental de eliminare a deșeurilor, s-a luat în calcul proiectul de construire a unei uzine de incinerare chiar la sud de Roissy: aeroportul putea să utilizeze căldura care se producea la o distanță de 5 km de locul de utilizare. În același timp, întreaga cantitate de deșeuri din aeroport putea fi distrusă în uzina de incinerare. Cantitatea de căldură produsă prin incinerare și-ar fi găsit un client foarte important, deoarece o putere termică de 30 MW<sub>t</sub> necesită tratarea unei cantități anuale de 130 000 de tone de deșeuri urbane.

Totuși, Aeroportul a decis să investească într-o centrală pe gaz natural. Pentru a motiva acest proiect, s-au avansat mai multe idei printre care: decizia târzie a investitorilor în uzina de tratare a deșeurilor, costul ridicat al aburului livrat, costul atractiv al gazului oferit de distribuitor și faptul că nu se poate risca siguranța în alimentarea cu energie a aeroportului.

Este interesant de analizat din ce categorie fac parte motivele prezentate: un criteriu tehnico-economic, unul care ține de politica comercială a unei companii și două de ordin politic: decizie și siguranță în alimentare.

Chestiunea întârzierii nu a fost decisivă; era vorba mai degrabă de autosuficiență. Acest motiv ar fi putut fi eliminat dacă celelalte și-ar fi găsit rezolvarea. Or, simpla luare în calcul a reducerilor de emisii de gaze cu efect de seră care s-ar fi înregistrat prin substituirea cantității de gaz natural înlocuită prin incinerarea deșeurilor ar duce la economii în gama 1÷2 mil. €/an, echivalentul a

minim 30 000 MWh în unități de combustibil, adică o treime din cantitatea de gaz consumată.

b) **Valorificarea biogazului** pentru producerea de energie într-un contur industrial.

Groapa ecologică a unui oraș de talie medie este echipată pentru recuperarea biogazului produs. În prezent, biogazul este utilizat pentru producerea de energie electrică într-un motor. La o distanță de ordinul kilometrilor se găsește un contur industrial. S-a pus problema realizării unei rețele care să facă legătura între cele două locații, deoarece era clar că, din punct de vedere economic era mult mai eficient să se alimenteze cu căldură un proces industrial decât să se producă energie electrică. Proiectul a fost abandonat din cauza dificultăților legate de traversarea proprietăților private aflate pe traseul conductei.

#### **14.6.1. Considerații administrative privitoare la producerea de energie termică verde**

În contrast cu producerea de energie electrică verde, nu există nici un fel de stimulent în utilizarea energiei termice provenite de la valorificarea energetică a deșeurilor sau a resurselor regenerabile, deși există dovezi clare că această procedură duce la reduceri la fel de importante a emisiilor de gaze cu efect de seră.

În mod straniu, obstacolele care împiedică utilizarea pe scară largă a energiei termice provenite din deșeuri sau resurse regenerabile nu sunt de natură economică. În primul rând, valorificarea termică trebuie să facă parte dintr-un plan local de gestionare a deșeurilor și a resurselor regenerabile care cuprinde: colectarea și tratarea deșeurilor menajere, alimentarea centralizată cu energie termică, amenajarea zonelor industriale, gruparea de colectivități cum ar fi școli, spitale, sanatorii, primării etc. Se pot prevedea unități de valorificare a deșeurilor sau regenerabilelor aproape de consumatori sau se pot inventa consumatori de căldură aproape de unitățile de producere: sere, fabrici de uscare etc.

Este mult mai simplu să se găsească o piață pentru căldura provenită din aceste surse dacă deciziile legate de urbanism sunt luate de o manieră coordonată. Separarea responsabilității gestiunii deșeurilor, pe de o parte, și a urbanismului și dezvoltării locale, pe de altă parte, nu este în măsură să favorizeze alimentarea cu căldură din aceste surse, mai ales dacă cele două servicii sunt încredințate unor companii concurente sau care nu aparțin acelorași perimetre. Pare dificil să se implanteze astfel de centrale foarte aproape de consumatorii rezidențiali. Totuși, o vizită la Freiburg, în Germania, demonstrează că este posibil. Un metanizator a fost implantat lângă un supermarket, alături de care s-a deschis și un restaurant. Dacă se adaugă și avantajele legate de prețul de cost al energiei livrate populației și o campanie clară legată de beneficiile de mediu, se poate ajunge la o acceptare a acestor soluții din partea populației.

Pentru a elimina aceste bariere ne-economice pot fi utilizate mijloace economice. Este vorba de luarea în calcul a efectelor asupra reducerilor de emisii de gaze cu efect de seră care favorizează utilizarea energiei termice provenită din deșeuri sau surse regenerabile.

#### 14.6.2. Subvenționarea producerii și utilizării energiei termice verzi

La momentul actual, nu există un mecanism de subvenționare a producției de energie termică pe baza deșeurilor sau a regenerabilelor, similar celui care este implementat pentru producerea de energie electrică.

Cea mai simplă modalitate de subvenționare ar fi cea legată de utilizarea energiei termice verzi: realizarea unei rețele de abur ecologic, de biogaz, o stație de filtrare a biogazului reprezintă exemple de subvenționare. Suma investită se regăsește multiplicată de 10 ori în economii legate de evitarea emisiilor de gaze cu efect de seră.

O subvenție de 1,5 c€/kWh<sub>t</sub> produsă de o uzină de tratare a deșeurilor de 100000 tone/an, care produce 1700 kWh/tonă reprezintă 2,6 mil. €/an, respectiv o valoare de 26 mil. € pe durata de exploatare.

Există o serie de motive care conduc la necesitatea unei acțiuni la nivel național privind producerea și utilizarea energiei termice verzi:

- a) securitatea și sănătatea populației;
- b) stimularea actorilor economici și a colectivităților locale de a lua în calcul efectele externe ale utilizării energiei termice verzi, în special efectul de seră;
- c) o mai bună funcționare a autorităților locale în efortul de a gestiona colectivitatea și nevoile ei;
- d) o mai bună gestiune a banului public, cât mai eficient cu putință;
- e) respectarea regulilor concurenței pe piață.

De asemenea, există și o serie de mijloace de a implementa un sistem de stimulare a producerii energiei termice verzi:

- a) negocierea reglementărilor și Directivelor europene;
- b) utilizarea instrumentelor economice cum ar fi politicile fiscale sau subvențiile;
- c) reglementări naționale pentru fixarea limitărilor cantitative;
- d) stabilirea unui cadru legislativ care să permită colectivităților să acționeze mai bine împreună pentru realizarea acestor proiecte;
- e) stabilirea unui cadru legislativ care să conducă producătorii de deșeuri spre aceste proiecte;
- f) normative care să oblige furnizorii de gaze de a cumpăra certificate termice verzi în interesul național, în condiții de piață prestabilite;
- g) normative care să oblige consumatorii de combustibili fosili pentru producerea exclusivă de căldură să plătească anumite taxe ecologice.

Rolul reglementatorilor, în special ANRE și ANRSC, este vital în dezvoltarea proiectelor de producere și utilizare a energiei termice verzi. Aceste reglementări trebuie să fie în acord cu planurile regionale și locale de dezvoltare privind gestiunea deșeurilor și cu strategiile de valorificare a resurselor regenerabile.

### BIBLIOGRAFIE

- 14.1. BITIR-ISTRATE, I., SCRIPCARIU, M. și NEGREANU, G.-P.: *Overview of the Romanian renewables energy potential and use*, 9<sup>th</sup> Annual Conference of Environmental Management Accounting and Cleaner Production, 26-27 Aprilie 2006, Gray, Austria.
- 14.2. ISPE: *Penetrarea accelerată a tehnologiilor la scară redusă de utilizare a biomasei și a energiei solare*, Raport de etapă pentru Contract nr EIE/05/048/SI2.420191.
- 14.3. [www.thermostahl.ro](http://www.thermostahl.ro)
- 14.4. [www.oekofen.co.uk](http://www.oekofen.co.uk)
- 14.5. [www.kwb.at](http://www.kwb.at)
- 14.6. [www.ipct.ro](http://www.ipct.ro)
- 14.7. [www.geoexchange.ro](http://www.geoexchange.ro)
- 14.8. Henri PREVOT: *La recuperation de l'energie issue du traitement des dechets*, Ministère de l'Economie, des Finances et de l'Industrie, Iulie 2000.
- 14.9. Ioan BITIR: *Oportunitatea valorificării prin cogenerare a biogazului provenit din tratarea deșeurilor*, Teză de Doctorat, Universitatea „Politehnica” București, Facultatea de Energetică, Ianuarie 2002.
- 14.10. WARTSILA, *Liquid biofuel power plant presentation*, PDF Document Presentation.

## CUPRINS CAPITOLUL 14

## UTILIZAREA RESURSELOR ENERGETICE REGENERABILE ȘI A DEȘEURILOR PENTRU PRODUCEREA CĂLDURII

14. UTILIZAREA RESURSELOR ENERGETICE REGENERABILE ȘI A DEȘEURILOR PENTRU PRODUCEREA CĂLDURII.....	956
14.1. Aspecte generale privitoare la valorificarea energetică a resurselor regenerabile și a deșeurilor .....	956
14.2. Tipuri de resurse regenerabile și deșeuri valorificabile în România....	957
14.2.1. Energia solară .....	957
14.2.2. Energia geotermală.....	957
14.2.3. Biomasa (rapiță și soia pentru biodiesel).....	959
14.2.4. Deșeurile vegetale (așchii de lemn, rumeguș, coji, șrot) .....	961
14.2.5. Materiile organice (nămoluri provenite din tratarea apelor reziduale).....	962
14.2.6. Deșeurile provenite din fermele de animale .....	962
14.2.7. Deșeurile solide urbane.....	963
14.3. Filiere tehnologice de producere a căldurii prin valorificarea directă a resurselor regenerabile sau a deșeurilor.....	963
14.3.1. Incinerarea directă cu sau fără utilizarea turbinelor cu abur (cazane pe rumeguș, cazane pe coji și/sau șrot, incineratoare de deșeuri urbane, incineratoare de nămoluri reziduale).....	964
14.3.1.1. Cazane pentru arderea biomasei lemnoase.....	964
14.3.1.2. Cazane pentru arderea cojilor și șrotului .....	967
14.3.1.3. Cazane pentru incinerarea deșeurilor .....	968
14.3.1.4. Cazane pentru incinerarea nămolurilor reziduale .....	969
14.3.2. Producerea căldurii cu panouri solare.....	971
14.3.3. Producerea căldurii de la forajele geotermale.....	974
14.3.4. Producerea căldurii prin utilizarea energiei scoarței terestre.....	975
14.3.5. Considerații privind valorificarea directă a resurselor regenerabile și deșeurilor pentru producerea căldurii în România .....	979
14.4. Filierele tehnologice de producere a căldurii prin valorificarea indirectă a resurselor regenerabile sau a deșeurilor .....	981
14.4.1. Filiere tehnologice de valorificare energetică a resurselor regenerabile sau a deșeurilor .....	982
14.4.1.1. Piroliza.....	982
14.4.1.2. Gazificarea.....	983
14.4.1.3. Gazificarea cu plasmă.....	984
14.4.1.4. Fermentarea anaerobă – producerea biogazului .....	986
14.4.1.5. Compostarea.....	990
14.4.1.6. Producerea biodiesel-ului .....	992



14.4.1.7. Producerea bioetanolului – fermentația alcoolică.....	996
14.4.2. Valorificarea energetică a combustibililor obținuți din resursele regenerabile sau deșeuri .....	998
14.4.2.1. Utilizarea cazanelor pentru producerea căldurii.....	998
14.4.2.2. Utilizarea turbinelor cu abur.....	999
14.4.2.3. Utilizarea turbinelor cu gaze.....	999
14.4.2.4. Utilizarea motoarelor pe biogaz/gaz de gazogen.....	1000
14.4.2.5. Utilizarea motoarelor pe biofuel.....	1001
14.5. Mecanisme de sprijin pentru finanțarea proiectelor de valorificare energetică a resurselor regenerabile sau a deșeurilor.....	1002
14.5.1. Protocolul de la Kyoto. ....	1003
14.5.2. Joint Implementation. ....	1005
14.5.3. Comerțul cu emisii.....	1006
14.5.4. Certificatele Verzi.....	1010
14.6. Bariere și modalități de promovare a energiei termice produse din deșeuri sau resurse regenerabile .....	1012
14.6.1. Considerații administrative privitoare la producerea de energie termică verde .....	1013
14.6.2. Subvenționarea producerii și utilizării energiei termice verzi .....	1014
BIBLIOGRAFIE .....	1015

## 16. NATURA ȘI PARAMETRII AGENȚILOR TERMICI UTILIZAȚI ÎN SISTEMELE DE TRANSPORT ȘI DISTRIBUȚIE A CĂLDURII – STDC

### 16.1. Structura STDC

STDC este componenta unui sistem de alimentare cu căldură (SAC), care face legătura între sursa/sursele de căldură și consumatorii respectivi. În cap.1 s-au prezentat elementele componente ale SAC. Se constată că STDC are următoarea structură generală – v. fig. 16.1. – :

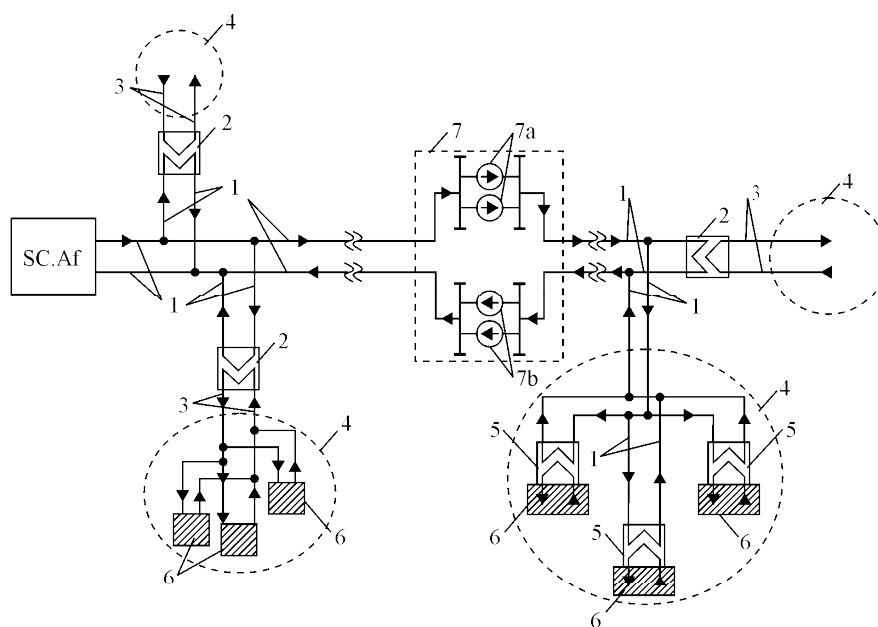
- **rețelele termice primare (RTP)**, ce fac legătura între sursa/sursele de căldură și punctele/modulele termice;
- **punctele termice (PT) și/sau modulele termice (MT)**, care reprezintă interfața între RTP și instalațiile consumatoare de căldură (IC);
- **rețelele termice secundare (RTS)**, ce asigură legătura între PT și/sau MT și instalațiile consumatoare de căldură (IC).

De la caz, la caz, în funcție de natura agentului termic utilizat pentru transportul căldurii, mai pot apare și alte componente, cum ar fi stațiile intermediare de pompare – în cazul apei fierbinți ca agent termic – sau ansamblul instalațiilor pentru colectarea și returnarea condensatului, pentru cazul aburului ca agent termic.

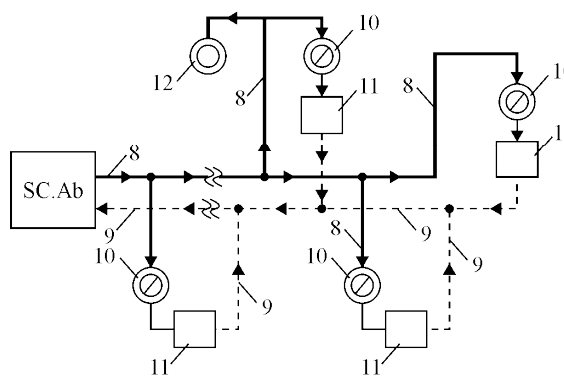
În consecință, fig. 16.1. prezintă structura generală – cea mai posibilă – a unui STDC, în funcție de natura agentului termic utilizat pentru alimentarea cu căldură a consumatorilor.

Cele două STDC din fig. 16.1. se caracterizează prin:

- **STDC utilizând apa fierbinte** ca agent termic de transport:
  - RTP este de tip bitubular închis (tur/retur) – pentru detalii v. § 16.5.;
  - pentru adaptarea parametrilor apei fierbinți din RTP, la cei impuși de consumatorii de căldură (6), se pot folosi fie punctele termice (2), fie modulele termice (5);
    - un PT (2) asigură alimentarea simultană cu căldură a unei zone cu mai mulți consumatori fizici (clădiri), în timp ce MT (5) preia alimentarea cu căldură a unei clădiri, sau a unei părți dintr-o clădire;
    - stațiile intermediare de pompare – SIP – (7), se pot justifica tehnico-economic fie numai pe ducere (7.a), sau numai pe retur (7.b), fie ambele variante (7.a și 7.b);
    - RTS (3), apar numai în cazul utilizării PT; în cazul folosirii MT (5), RTS este reprezentată de fapt de rețeaua interioară de distribuție a căldurii în clădirea alimentată cu căldură de modulul termic respectiv.



a.



b.

**Fig. 16.1.** Structura generală a unui STDC: *a* – de apă fierbinte; *b* – de abur; SC.Af, SC.Ab – sursă/surse de căldură sub formă de apă fierbinte, respectiv de abur; 1 – RTP de apă fierbinte, tur/retur; 2 – puncte termice (PT); 3 – RTS; 4 – zone de consum de căldură; 5 – module termice (MT); 6 – consumatori de căldură; 7 – stație intermediară de pompare (SIP); 7.a / 7.b – SIP pe ducere/pe întoarcere; 8 – rețea de alimentare cu abur; 9 – rețea de condensat returnat; 10 – consumatori de abur cu returnarea condensatului; 11 – ansamblul instalațiilor pentru colectarea și returnarea condensatului; 12 – consumator de abur fără returnarea condensatului.

- **STDC utilizând aburul** ca agent termic de transport:

- pentru consumatorii de abur (10), care pot returna condensatul aburului consumat (9), este necesar un ansamblu de instalații pentru recuperarea și returnarea acestuia (11), a cărui componență se va prezenta în § 16.3. și 16.6.;

- consumatorii (12), care nu pot asigura returnarea condensatului, nu mai necesită instalațiile (11).

**Important:** structura STDC, prezentată în fig. 16.1. este caracteristică, în general, sistemelor de alimentare centralizată cu căldură (SACC), v. cap. 1. Pentru cele individuale (SAIC), fiecare consumator este alimentat din propria sursă de căldură, în general la parametrii agentului termic impuși de acesta.

## 16.2. Poziția surselor de căldură față de consumatori

Fiind vorba de surse pentru alimentarea cu căldură a unor consumatori, este normal ca poziția lor să fie determinată în special de condițiile specifice impuse de aceștia. Totodată însă, în calitate și de consumatoare de energie primară, poziția surselor de căldură este determinată de simultaneitatea celor două categorii principale de factori. Pe lângă aceștia trebuie avut în vedere și stadiul SAC în discuție: existent, sau nou – în stadiul de concepție și proiectare.

În general, amplasarea unei surse de energie față de consumatori este determinată de principalele fluxuri de masă și energie care străbat instalațiile acesteia: combustibil, energie termică și electrică livrată consumatorilor, apă de răcire, evacuarea și depozitarea deșeurilor rezultate de pe urma combustibililor utilizați. Pe lângă aceștia, condiția de bază pentru o soluție durabilă, o constituie reducerea poluării mediului.

Plecându-se de la aceste condiționări și restricții cu caracter general, poziția surselor de căldură se stabilește ținându-se seama simultan de următorii factori principali:

a) **starea SAC:**

a.1) **SAC există** și se pune problema re tehnologizării sale, a extinderii, sau a introducerii unor noi forme de energie primară nepoluante sau pentru înlocuirea totală sau parțială a celor existente, dar în curs de epuizare ori nesigure ca disponibilitate viitoare;

a.2) **proiectarea și realizarea unui nou SAC**, pentru consumatori de căldură existenți și/sau noi;

b) **formele de energie primară** avute la dispoziție, pe termen scurt, mediu, dar mai ales lung și implicațiile socio-economice, de mediu și politice de care trebuie ținut seama:

b.1) pentru combustibilii clasici, neregenerabili:

- disponibilitatea lor pe termen lung, accesul pe piață și evoluția prețurilor aferente;

- efectele asupra mediului, determinate de toate operațiile impuse de la nivelul extracției, transportului și depozitării lor, simultan cu cele datorate produselor arderii – evacuarea în atmosferă și depozitarea pe termen lung;

b.2) pentru deșeurile utilizate drept combustibil:  
– disponibilitatea lor în timp, pe termen lung și implicațiile tehnice, economice și de mediu determinate de colectarea, depozitarea și arderea lor;  
– limitarea distanțelor impuse de colectarea și transportul lor până la amplasamentele surselor de căldură;

b.3) pentru resursele energetice regenerabile:  
– disponibilitatea lor în timp, pe termen lung;  
– limitarea distanțelor de transport ale resurselor energetice respective, în funcție de natura acestora;  
– efectele pe termen lung asupra ciclului normal de regenerare a lor și eventualele implicații sociale – reducerea resurselor naturale alimentare ale populației;

**c) poziția față de consumatorii de căldură:**

– posibilitățile tehnice concrete de preluare de către consumatorii de căldură existenți și/sau noi a căldurii produse;  
– costurile suplimentare pentru transportul căldurii de la sursa/sursele de căldură, la zona/zonile de consum termic, determinate de tipul, disponibilitatea și locația resurselor primare de energie utilizate;  
– efectele folosirii unor noi surse de căldură, asupra eficienței tehnico-economice a celor eventual existente, pentru un SAC existent sau în extindere;

**d) poziția față de sistemul electroenergetic existent**, prin posibilitățile tehnice și implicațiile economice pentru a asigura preluarea energiei electrice produse în eventualele centrale de cogenerare;

**e) costurile unitare ale căldurii produse** și implicațiile socio-economice asupra consumatorilor arondați surselor respective de căldură;

**f) factorii de natură instituțională și reglementările specifice** domeniului producerii și alimentării cu căldură;

**g) nivelul de educație tehnică a consumatorilor care urmează a beneficia de căldura produsă;**

**h) gradul de implicare reală a factorilor politici de decizie**, pentru a realiza o anumită politică în domeniul alimentării cu căldură a consumatorilor.

Independent de toți acești factori cu caracter general, sunt de reținut și următoarele aspecte care, în final, pot decide poziția sursei/surselor de căldură față de consumatori:

– **anvergura (capacitatea termică)** a sursei de căldură: cu cât crește puterea termică instalată a sursei de căldură, va crește valoarea investiției inițiale, cu dificultățile specifice finanțării și recuperării sale. Totodată vor crește distanțele medii de transport a căldurii, ceea ce va mări: valoarea absolută a investiției în STDC, pierderile de căldură și consumurile de energie de pompare a agentului termic, în cazul folosirii apei fierbinți;

– **posibilitățile tehnice și costurile** ocazionate de integrarea sursei/surselor noi de căldură (sau re tehnologizate) într-un SAC existent;

– în cazul centralelor de cogenerare, **tehnologiile utilizate** de producere simultană a celor două forme de energie pot impune anumite forme de energie primară;

– tehnologiile de cogenerare de mică și foarte mică putere constituie soluții curente, cu o dezvoltare a pieței respective, care pot influența decisiv tipul și anvergura sursei de căldură, simultan mai ales cu utilizarea ca energie primară a deșeurilor, sau a resurselor regenerabile, după cum s-a arătat în cap. 12.

În cazul consumatorilor industriali, poziția surselor de căldură este determinată în primul rând de condițiile locale specifice, legate de:

– mărimea consumurilor simultane de căldură, energie electrică și eventual de frig;

– natura și parametrii agenților termici impuși de consumatori, în special în cazul celor tehnologici;

– natura combustibililor avuți la dispoziție, inclusiv a celor posibili a fi utilizați ca resurse energetice secundare rezultate din procesele tehnologice;

– poziția consumatorilor față de sistemul electro-energetic și condițiile locale – tehnico-economice – de conectare la acesta.

### 16.3. Agenții termici utilizați în STDC

Agenții termici utilizați în STDC pot fi: aburul, apa fierbinte (apă cu temperatura nominală peste 100°C), sau apa caldă (apă cu temperatura nominală sub 100°C), iar în sistemele de ventilație se poate folosi aerul cald.

#### 16.3.1. Alegerea naturii agenților termici de transport

Alimentarea cu căldură a unui consumator presupune întotdeauna asigurarea unui anumit debit de căldură la un anumit nivel termic, impuse de natura și modul de desfășurare a procesului, precum și de caracteristicile aparatului consumator. Din acest ultim punct de vedere, în cele mai dese cazuri, aparatele consumatoare sunt schimbătoare de căldură de suprafață.

Plecând de la aceste premise, natura și parametrii agentului termic de transport utilizat în STDC depind, în primul rând, de regimul termic impus la aparatul consumator.

##### 16.3.1.1. Natura agentului termic în cazul STDC urbane

STDC urbane asigură alimentarea cu căldură pentru încălzirea spațială, cu aparate de schimb de căldură specifice, sau cu aer cald.

• **Procesele de încălzire** impun realizarea în incintele respective, temperaturi de cca. 18...25°C, care se pot realiza cu oricare din agenții termici prezentați mai sus. Ca urmare, pentru încălzirea cu aparate statice, în general, se utilizează apa caldă cu parametrii maximi tur/retur de cca. 80...95/60...75°C. În cazul încălzirii cu aer cald, în funcție de caracteristicile tehnice ale bateriei de încălzire a aerului, se poate folosi oricare din cei trei agenți termici prezentați mai sus.

- **Alimentarea cu apă caldă de consum – a.c.c.** – impune, conform STAS, realizarea unei temperaturi a apei calde de 50-60°C. Indiferent de schemele de racordare pentru prepararea a.c.c. – v. § 16.6. – , pentru asigurarea acestui nivel termic se poate utiliza oricare din cei trei agenți termici prezentați mai sus.

- **Alimentarea cu frig, pentru climatizarea spațiilor**, după cum s-a arătat în § 13.5. și 13.6., presupune utilizarea unui agent termic de răcire, cu temperaturi de cca. 3-8°C, utilizat în instalațiile interioare de climatizare. Pe de altă parte, pentru producerea frigului în instalațiile frigorifice cu absorbție, în funcție de tipul constructiv al acestora, se poate folosi ca agent termic pentru „antrenarea mașinii”, atât apa fierbinte cu temperaturi de cca. 115...160°C, fie aburul de joasă presiune (până în cca. 6-10 bar).

**În concluzie**, în STDC urbane se poate utiliza ca agent termic de transport și/sau distribuție a căldurii, atât apa fierbinte (sau apa caldă), cât și aburul. Decizia între acești doi agenți termici se ia în baza rezultatului calculului tehnico-economic comparativ. Acesta este influențat în principal de aspectele prezentate mai jos.

a. **Returnarea agentului termic la sursă** constituie o problemă foarte importantă din două puncte de vedere: nereturnarea parțială sau integrală necesită completarea la sursa de căldură cu un debit echivalent de apă de adaos, care presupune existența (disponibilitatea) acestui debit de apă și apoi tratarea chimică a sa până la nivelul impus de calitatea apei de alimentare a cazanelor (v. cap. 10.).

În cazul apei fierbinți, în funcție de modul de racordare la rețea a aparatelor consumatoare, se poate considera că se returnează integral și neimpurificată. Când apar pierderi de apă din rețea și unele impurificări ale celei returnate, completarea pierderilor și pretratarea apei de adaos necesită la sursa de căldură numai o dedurizare (v. § 16.6.).

Când se utilizează aburul ca agent termic, orice pierderi de agent sau impurificarea condensatului returnat necesită, la sursa de căldură, înlocuirea cu apă de adaos, demineralizată în prealabil. Chiar și la returnarea condensatului pur este necesară o pretratare înaintea introducerii în circuitul apei de alimentare a cazanelor. Aceasta este impusă de impuritățile antrenate de condensat din aparatele consumatoare și instalațiile anexe de colectare, inclusiv din rețeaua de transport.

Ca urmare, utilizarea aburului ca agent termic, comparativ cu apa fierbinte, conduce la un consum suplimentar de apă de adaos și mărirea corespunzătoare a capacității instalațiilor de tratare chimică a acesteia.

b. **Schemele pentru racordarea consumatorilor** depind de parametrii maximi ai agentului termic admiși de aparatele consumatoare.

Atunci când aparatele consumatoare admit parametrii agentului termic, schemele de racordare ale acestora sunt, în general, mult mai simple în cazul apei fierbinți decât în cazul aburului, deoarece lipsește toată gospodăria de colectare și returnare a condensatului.

În situația în care aparatele consumatoare nu admit parametrii agentului termic și mai ales atunci când se utilizează apă fierbinte la temperaturi peste 150°C, apar probleme tehnice deosebite față de cazul folosirii aburului. Astfel, la temperaturi de

peste 100°C, pentru evitarea vaporizării apei fierbinți este necesar ca în orice punct al sistemului de alimentare cu căldură presiunea să fie mai mare decât presiunea de saturație corespunzătoare temperaturii respective. Ca urmare, la temperaturi de peste 150°C, presiunea apei în sistem trebuie menținută la peste 6 bar. Scăderea bruscă a presiunii într-unul din punctele sistemului poate conduce la apariția fenomenului de vaporizare, ceea ce determină eforturi mecanice suplimentare în punctul respectiv, cu posibilități de degradare a instalației.

Acest fenomen poate apărea mai ales în două puncte ale sistemului de alimentare cu căldură:

– la robinetele de comandă de pe conducta de alimentare a aparatelor consumatoare;

– la aspirația pompei de circulație, când apa este preluată direct de la cazanul de apă fierbinte al CT locale.

În cazul robinetelor de comandă greșit alese, cu pierderi locale de presiune mari, la poziția parțial deschis se poate atinge presiunea de saturație corespunzătoare temperaturii locale a apei fierbinți. Apariția bruscă a fenomenului de vaporizare conduce la eforturi mecanice mari în aparatul consumator, având ca urmare, degradarea sa. Pentru evitarea acestor fenomene este necesară utilizarea unor robinete cu cădere de presiune foarte mică.

La aspirația pompelor de circulație a apei fierbinți, dacă presiunea scade brusc, vaporizarea apei determină apariția fenomenului de cavitație. Pentru evitarea acestuia este necesar un racord de by-pass (de recirculare) de la refularea pompei în conducta de aspirație, menținând astfel suprapresiunea necesară.

Pentru a evita vaporizarea apei fierbinți sub presiune, în orice punct al sistemului de alimentare cu căldură, se pot realiza instalații speciale în vederea menținerii presiunii peste valorile de saturație, independent de variațiile locale de presiune și de valorile temperaturii apei. Suprapresiunea necesară se poate asigura cu aer comprimat, sau cu gaz inert (azot) sub presiune, aflat într-un recipient racordat la rețeaua de apă fierbinte. În cazul aerului comprimat, există dezavantajul că în contact direct cu apa se mărește oxigenarea acesteia și se intensifică astfel acțiunea ei corozivă. Folosirea azotului evită acest fenomen, dar în schimb se impun măsuri suplimentare de siguranță privind neetanșeitățile.

Rezultă că în cazul apei fierbinți sub presiune, instalațiile de racordare ale consumatorilor sunt mai complicate decât în cazul aburului, necesitând instalații și măsuri tehnice suplimentare.

**c. Complexitatea problemelor de exploatare** ale sistemelor de alimentare cu căldură, care în cazul aburului sunt amplificate de variația debitelor la consumatori. Pentru consumatorii cu regim intermitent, în două schimburi, acestea conduc la apariția condensului în conducte după perioada de întreruperi, ceea ce determină producerea loviturilor de berbec cu avariile corespunzătoare.

Se impune un personal de exploatare cu pregătire superioară.

**d. Reglarea cantității de căldură** livrată consumatorilor, în cazul apei fierbinți, se poate face centralizat, prin variația temperaturii sau/și a debitului, ceea ce este



mai complicat decât în cazul aburului, unde reglajul se poate face simplu prin laminarea la aparatul consumator.

e. **Transportul și distribuția la distanță** a apei fierbinți se face cu ajutorul pompelor de circulație, care permit atingerea unor distanțe de ordinul zecilor de kilometri. În cazul aburului, distanțele de transport sunt limitate la ordinul kilometrilor, datorită presiunii inițiale mari pe care trebuie să o aibă la sursă și a posibilității condensării lui pe traseu până la consumator.

f. **Domeniul de aplicabilitate** a aburului este mai mare, putând asigura simultan consumuri termice cu parametrii diferiți, ceea ce în cazul apei fierbinți este limitat.

Având în vedere aceste aspecte tehnice principale, rezultă că alegerea naturii agentului termic pentru procesele de medie temperatură, între apă fierbinte sau abur, trebuie să țină seama de condițiile concrete impuse de consumatori și de cele determinate de eficiența energetică de ansamblu a sistemului de alimentare cu căldură.

**Ca urmare, în cazul STDC urbane**, în marea majoritate a cazurilor, utilizarea apei fierbinți ca agent termic de transport este avantajoasă față de utilizarea aburului (v. § 16.3.1.3.).

#### 16.3.1.2. Natura agentului termic în cazul alimentării cu căldură a consumatorilor industriali

În cazul consumatorilor industriali, alimentarea cu căldură se face, în principal, în două scopuri:

- pentru satisfacerea condițiilor de muncă;
- pentru asigurarea bunei desfășurări a proceselor tehnologice.

• **Satisfacerea condițiilor de muncă**, presupune alimentarea cu căldură pentru încălzirea spațială, pentru prepararea apei calde de consum și eventual a climatizării. Fiind vorba de procese de consum de căldură similare celor specifice STDC – urbane, problemele legate de natura agentului termic de transport sunt aceleași cu cele tratate mai sus, în § 16.3.1.1.

• **Agentul termic utilizat pentru alimentarea cu căldură a proceselor – instalațiilor - tehnologice** se alege în funcție de condițiile impuse de acestea, atât din punct de vedere calitativ, cât și cantitativ (al productivității).

Sub aspect calitativ, trebuie ținut seama de natura proceselor tehnologice de consum:

– **procesele de consum de lucru mecanic**, impun pentru antrenare fie motoarele electrice sau cu ardere internă, fie cele pneumatice bazate pe utilizarea aerului comprimat, ori utilizarea directă a aburului sub presiune. În acest din urmă caz, pentru abur se impune o anumită presiune și o temperatură care să asigure un minim grad de supraîncălzire de 15-25 grde;

– **procesele de consum de căldură, la nivele termice ridicate, de peste 200-250°C**, impun utilizarea unor agenți termici speciali, aleși în funcție de procesul tehnologic consumator;

– procesele de consum de căldură, care au loc la nivele termice medii, de 100-150°C, pot utiliza ca agent termic de transport, atât aburul, cât și apa fierbinte. În cazurile proceselor de uscare la aceste temperaturi, natura procesului tehnologic presupune preluarea căldurii latente de vaporizare a apei din materialul uscat. De aceea, se impune utilizarea aburului ca agent termic; procesul de condensare a acestuia este izoterm, asigurând o temperatură uniformă pe suprafața materialului uscat. **În restul proceselor, care sunt în general procese de încălzire, se poate utiliza atât aburul, cât și apa fierbinte. Decizia pentru alegerea între acești doi agenți termici se ia în baza rezultatului calculului tehnico-economic comparativ.**

### 16.3.1.3. Comparația tehnico-economică între utilizarea aburului, sau a apei fierbinți, ca agent termic de transport

Comparația tehnico-economică presupune două etape principale: analiza comparativă energetică și respectiv economică.

- **Comparația energetică**

Se urmărește să se pună în evidență cantitatea de căldură și de energie electrică livrată de sursa de căldură în funcție de natura sa.

Pentru generalitate se va considera că sursa de căldură este o CCG.

Schemele de principiu ale alimentării cu căldură, în cele două variante analizate sunt prezentate în fig. 16.2.

În ambele variante, se consideră că necesarul de căldură al consumatorului este  $q_2$ , cu durata anuală de utilizare  $\tau$ , realizat la nivelele termice  $t_2'$  și  $t_2''$  impuse de procesul de consum.

#### Varianta:

##### Abur

##### Apă fierbinte

1. **Stabilirea parametrilor agentului termic la aparatul consumator** se face plecând de la parametrii  $t_2'$ ,  $t_2''$  impuși de proces, ținând seama de diferența finală de temperatură pe aparatul respectiv  $\Delta t_{f,AC}$  și de gradul de supraîncălzire impus aburului de către consumator  $\Delta t_{si} = t_1' - t_1''$ , respectiv de diferența de temperatură aleasă pentru apa fierbinte  $\Delta t_1 = t_1' - t_1''$ :

$$\begin{array}{l} t_1'' = t_2'' + \Delta t_{f,AC} \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (16.1,a) \\ t_1' = t_1'' + \Delta t_{si,AC} \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (16.2,a) \end{array} \left| \begin{array}{l} t_1'' = t_2' + \Delta t_{f,AC} \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (16.1,b) \\ t_1' = t_1'' + \Delta t_1 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (16.2,b) \end{array} \right.$$

În funcție de temperatura condensatului la saturație  $t_1''$ , rezultă presiunea aburului la aparatul consumator  $p_1'$ .

## 17. SISTEMELE DE REȚELE TERMICE – SRT

### 17.1. SRT, un subansamblu al SAC

SRT cuprinde ansamblul rețelilor termice ale SAC. În calitate de subansamblu al SAC, ele au rolul de a asigura transportul și distribuția căldurii de la sursa/sursele de căldură la consumatori. Ele cuprind totalitatea conductelor tur/retur de agent termic și instalațiile auxiliare specifice: elemente constructive, elemente mecanice, de reglaj, automatizare, măsură și control. Ca urmare, SRT trebuie să asigure condițiile cantitative, calitative și de siguranță impuse de consumatorii de căldură, cu costuri minime pentru ansamblul SAC.

Sub aspect juridic, **RT a unui STDC trebuie privită ca un „bun” care asigură serviciul public al alimentării cu căldură a consumatorilor racordați la sistemul respectiv.** Din funcția de „utilitate publică” derivă toate aspectele caracteristice indiferent de cine este proprietarul, sau administratorul rețelei termice respective. Pentru consumatorii racordați, SRT reprezintă un monopol natural. Aceasta implică o serie de avantaje pentru RT respective dar și condiții suplimentare, privitoare la satisfacerea condițiilor impuse de consumatorii de căldură arondați.

Un alt aspect rezultat din poziția SRT, ca subansamblu al SAC (deci al unui STDC), este determinat de durata normată de viață a RT; în timp ce unele din celelalte componente ale SAC au durate normate de viață (DNV) de cca. 15-20 ani, RT au DNV de cca. 25-30 ani. Ca urmare, înlocuirea RT se impune a fi făcută la intervale de timp mult mai mari decât celelalte subansamble ale STDC. Aceasta le conferă practic o siguranță sporită în funcționare, ceea ce le amplifică aspectele legate de poziția lor de monopol, pentru consumatorii de căldură arondați.

De asemenea, în condițiile rețehnologizării ansamblului SAC, pentru introducerea unor noi tehnologii pentru toate subansamblele sale, deci în condițiile gândirii unei noi strategii pe ansamblul SAC, aceste diferențe pot influența decisiv soluțiile de rețehnologizare și eșalonarea lor în timp.

**În concluzie**, ca subansamblu al unui STDC, SRT are legături biunivoce cu acesta, de care trebuie ținut seama încă din faza de concepție și proiectare a ansamblului SAC, pe toată durata normată de viață și pentru orice regim nenominal de funcționare. În plus, pentru că în majoritatea cazurilor SRT alimentează cu căldură mai mulți consumatori, identici sau diferiți, importanța fiabilității sale în timp este mult sporită, comparativ cu situația alimentării cu căldură a unui singur consumator. Importanța acestui aspect se amplifică odată cu creșterea anvergurii STDC.

Deci, ca subansamblu al SAC, SRT trebuie să îndeplinească toate atributele conceptului „strategiei durabile” din domeniul alimentării cu căldură.

## 17.2. Tipuri de SRT, în cadrul STDC

### 17.2.1. Criterii de clasificare a SRT

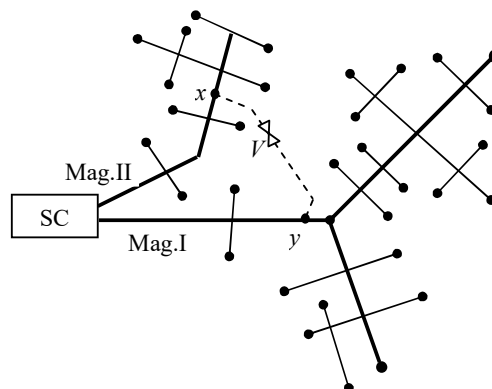
Ca subansamblu al STDC, sistemele de transport a căldurii se pot clasifica după:

- natura agentului termic folosit în sistemul respectiv: abur, apă fierbinte sau apă caldă;
- felul de amplasare RT ale STDC se pot clasifica în:
  - rețele din incinta CCG;
  - RT primare, de la ieșirea din CCG până la punctul termic, care vehiculează agentul termic la parametrii de transport;
  - RT secundare: de la punctul termic până la instalațiile consumatoare propriu-zise. Ele vehiculează agentul termic la parametrii impuși de consumatori;
- gradul de returnare de la consumatori a agentului termic utilizat, în: rețele deschise (fără returnare sau cu returnare parțială a agentului termic) și rețele închise (cu returnarea totală a agentului termic);
- din punct de vedere al configurației rețelelor termice ale STDC acestea pot fi: radiale (ramificate), inelare (buclate) sau mixte (inelare-radiale).

### 17.2.2. SRT radiale (fig.17.1.)

Acestea sunt ieftine (diametrul conductei magistrale se diminuează pe măsura îndepărtării de sursă – CCG sau CT), 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 legătură între două ramuri principale. Aceste bretele de legătură (x - y) 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 conducte magistrale (porțiunea SC-x și SC-y).

În condiții normale de funcționare, vana „V” a bretelei de legătură (x - y) dintre cele două magistrale, este închisă; toți consumatorii celor două magistrale fiind alimentați cu căldură prin magistrala aferentă (breteaua x - y nu este folosită). O avarie pe una din cele două magistrale pe porțiunile SC-x (pe magistrala II), sau pe SC-y (pe magistrala I), permite alimentarea cu căldură a consumatorilor de pe cealaltă magistrală, prin breteaua de legătură x-y (cu vana „V” deschisă). Ca urmare, în funcție de poziția avariei pe una din cele două magistrale, breteaua x - y poate fi parcursă de agentul termic, fie de la „x” la „y”, pentru avaria pe magistrala I, pe porțiunea „SC-y”, fie de la „y” la „x”, pentru magistrala II, cu avaria pe porțiunea „SC-x”. În consecință, dimensionarea porțiunilor SC-x și respectiv SC-y și a bretelei x - y, se face astfel:



**Fig. 17.1.** SRT de tip radial; — rețea termică primară;  
 - - - - bretea de legătură (x - y); V – vană normal închisă;  
 Mag. I, II – magistrala I și II; SC – sursa de căldură (CT  
 sau CCG); ● puncte termice sau module termice.

– **porțiunea SC-x**, a magistralei II, se va supradimensiona – față de cererea nominală de căldură a consumatorilor racordați la magistrala respectivă – cu 50% din cererea nominală de căldură a consumatorilor racordați la magistrala I;

– **porțiunea SC-y**, a magistralei I, se va supradimensiona – față de cererea nominală de căldură a consumatorilor magistralei respective – cu 50% din cererea nominală de căldură a consumatorilor racordați la magistrala II;

– **breteaua x - y** se va dimensiona pentru 50% din valoarea cea mai mare dintre cererile nominale de căldură aferente magistralei I sau II.

**În concluzie**, existența bretelei (bretelelor) de legătură conduce la supradimensionarea cu 50% din cererea nominală de căldură, a porțiunilor de magistrală cuprinse între SC și punctele între care face legătura breteaua. Aceasta va mări sensibil investițiile în porțiunile respective ale magistralelor și va impune o investiție suplimentară – nouă – în breteaua de legătură. Cu cât punctele x și y de legătură ale bretelei sunt mai apropiate de SC, cu atât cresc supradimensionările porțiunilor SC-x și SC-y și dimensionarea bretelei x - y, cu efectele în consecință ale investițiilor aferente acestora.

De aceea, existența și poziția bretelei de legătură se stabilește pe baza considerentelor legate de creșterea siguranței acelor consumatori care nu acceptă întreruperea alimentării cu căldură. Decizia privind necesitatea bretelei/bretelelor de legătură și poziția lor în cadrul STDC, aparține proiectantului. Ea implică consecințe importante care trebuie puse în balanță, între: costurile suplimentare ocazionate de realizarea bretelei, pe de o parte și daunele determinate la nivelul consumatorilor, în cazul avariei RT fără bretea de legătură.

Ținându-se seama de acestea și de principalul avantaj economic ale SRT radiale, rezultat din scăderea diametrului lor de la sursa de căldură spre ultimul consumatori, **soluția respectivă cu RT radiale se recomandă** atunci când alimentarea cu căldură se face dintr-o singură sursă de căldură amplasată, fie în centrul de greutate al zonei de consum, fie excentric față de aceasta (la limita zonei de consum, sau în afara acesteia).

### 17.2.3. SRT inelare (buclate)

SRT inelare (fig. 17.2.) se caracterizează prin faptul că, în cazul unei avarii pe una din ramurile principale ale rețelei, sau al uneia din sursele de căldură existente, permit alimentarea în continuare a consumatorilor, cu excepția celor cuprinși între vanele care izolează porțiunea defectă.

Rețeaua implică investiții mai mari (inelul magistral, de diametru constant, se dimensionează pentru sarcina termică maximă), și sunt mai greu de exploatat în regim normal de funcționare. În realitate nu există rețele inelare pure, ci mixte, care pe lângă un inel magistral prezintă și o serie de magistrale de distribuție radiale. Rețelele inelare (mixte) se pot întâlni atât în cazul SAC cu o singură sursă de alimentare (17.2.,a) cât și în cazul sistemelor cu mai multe surse de alimentare (17.2.,b).

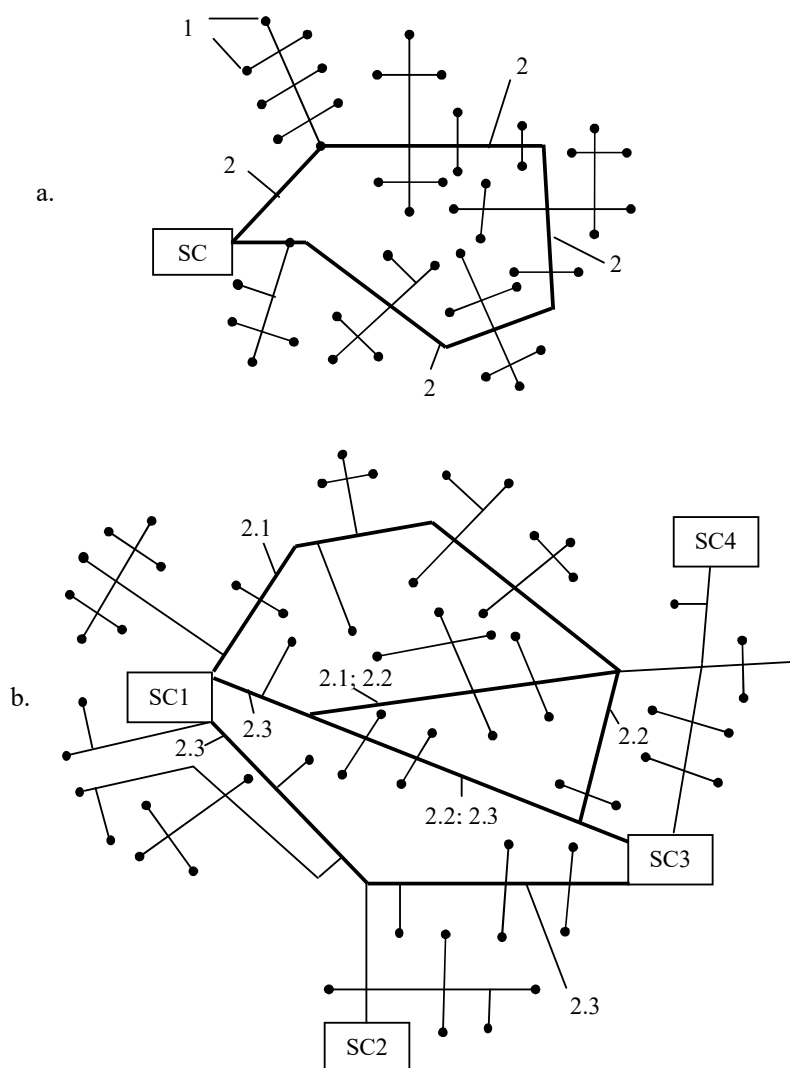
Adoptarea schemei inelare (mixte) se face pe baza unor calcule tehnico-economice, în care se ține seama de importanța consumatorilor, de necesitatea asigurării unei alimentări continue și de sporul de investiții pe care le implică.

În cazul schemelor inelare cu mai multe surse de alimentare, 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 diminuează cantitatea de căldură livrată.

Schemele inelare se folosesc în cazul consumatorilor care nu admit întreruperi în alimentarea cu căldură, de exemplu în cazul marilor orașe.

De asemenea, în cazul CCG, în perioada de vară, pentru a evita funcționarea tuturor surselor de căldură la sarcini termice parțiale – uneori atât de mici încât nu s-ar putea asigura minimul tehnic al instalațiilor de cogenerare – se poate renunța temporar la utilizarea uneia/unora din CCG făcându-se în schimb încărcarea în regim de cogenerare a celorlalte surse de căldură. Asemenea regimuri de funcționare pot fi mai rentabile economic, pe ansamblul SAC, reducând prețul de cost al căldurii produse. În schimb, cresc mult distanțele medii de transport a căldurii, de la unele CCG la zonele de consum ale celor oprite. Aceasta are următoarele efecte economice negative:

- cresc pierderile de căldură la transport;
- cresc consumurile de energie de pompare ale agentului termic, sub formă de apă fierbinte;



**Fig. 17.2.** SRT inelare (buclate) sau mixte (inelar - radiale); a – cu o singură sursă de căldură (CT sau CCG); b – cu mai multe surse de căldură (CT sau CCG); — rețea termică primară radială; — rețea termică inelară; 1 – puncte termice; 2.1 – rețeaua buclată a inelului (1); 2.2 – rețeaua buclată a inelului (2); 2.3 – rețeaua buclată a inelului (3); SC – surse de căldură (CT sau CCG).

– scade gradul de încărcare medie anuală a inelului, ceea ce determină reducerea vitezei de circulație a apei prin aceasta, uneori sub nivelul minim tehnic admis. Aceasta va reduce substanțial coeficienții globali de transfer de căldură ai aparatelor de schimb de căldură din punctele termice îndepărtate, existând riscul ca acestea să nu mai asigure debitele de căldură sub formă de apă caldă necesare în regimurile de consum maxim de a.c.c.

#### 17.2.4. Numărul de conducte ale SRT din STDC

În cadrul STDC, sub aspectul numărului de conducte utilizate, sistemul de rețele termice poate fi realizat în mai multe variante.

##### 17.2.4.1. SRT monotubulare

Utilizând a singură conductă pentru tranzitul agentului termic, de la sursa de căldură la consumatori. Este cazul „STDC deschise”, în care, indiferent de natura agentului termic de transport, se renunță la returnarea sa de la consumatori la sursa de căldură.

**Se aplică în cazul STDC utilizând apa fierbinte ca agent termic**, care după a ce a fost utilizată pentru încălzire, este folosită în continuare pentru prepararea a.c.c. (v. cap. 18); ceea ce momentan nu se consumă sub formă de a.c.c., se aruncă la canal, sau se recirculă local la nivelul zonei de consum, pentru a completa astfel diferența de debit consumată în calitate de a.c.c.

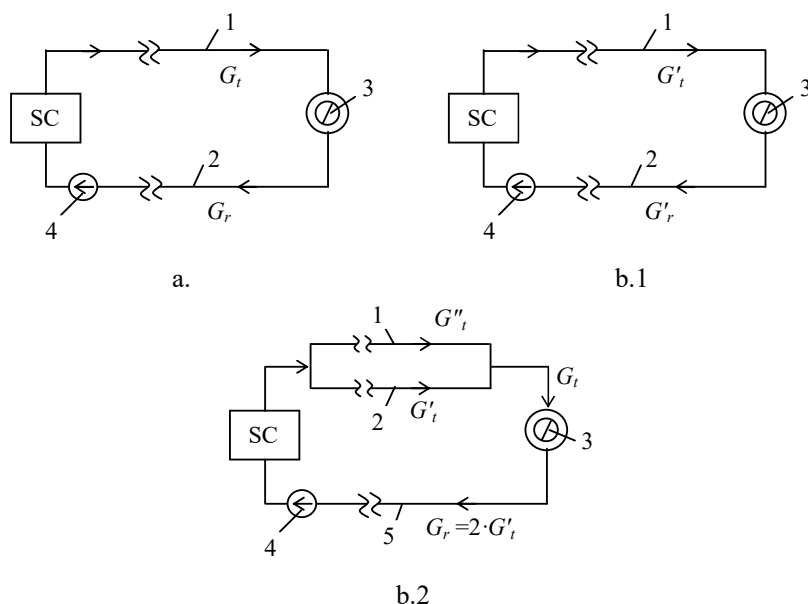
Aplicarea soluției respective este specifică unor STDC urbane cu distanțe foarte mari de transport a apei fierbinți (peste 100 km), la care calculele de eficiență economică arată că este mai rentabil să se renunțe la conducta de retur și să se asigure completarea continuă cu apă, corespunzător celei consumată drept a.c.c. și a celei neconsumate dar nereturnată sursei de căldură. Pentru SRT ale apei fierbinți cu distanțe maxime de ordinul km-ilor, sau al zecilor de km, soluția este nerentabilă, cu atât mai mult cu cât se reduc sursele locale de apă utilizată ca a.c.c. și cu cât crește costul acesteia.

De asemenea, se aplică în cazul alimentării cu abur la o singură presiune, a unui consumator care, din motive tehnice nu returnează condensatul.

##### 17.2.4.2. SRT bitubulare

În funcție de natura agentului termic și de modul în care se asigură transportul propriu-zis al agentului termic, acestea pot fi realizate în variantele din fig. 17.3. pentru cazul apei fierbinți și fig. 17.4. pentru cazul aburului.





**Fig. 17.3.** STDC și SRT bitubulare de apă fierbinte, cu: a – două conducte (1 și 2), tur/retur, identice; b – trei conducte: – b.1: în faza inițială a realizării RT, cu două conducte (1 și 2), tur/retur, identice; – b.2: în faza finală a realizării RT, cu două conducte (1 și 2) identice, pentru ducere (sau întoarcere) și o conductă (3) pentru retur sau ducere; 1, 2 – conducte identice ca diametre; 3 – consumator; 4 – pompă de circulație; 5 – conductă cu secțiunea de curgere egală cu suma secțiunilor de curgereale conductelor 1 și 2; SC – sursa de căldură.

• **În cazul utilizării apei fierbinți ca agent termic de transport**, STDC cu SRT bitubulare – v. fig. 17.3.,a – înseamnă că sistemul de transport este închis. El este format dintr-o conductă de ducere (tur) – (1) și una identică de retur (2). Ambele sunt dimensionate pentru același debit de apă fierbinte ( $G_r$ ), corespunzător stadiului final de dezvoltare a STDC, adică pentru consumul nominal final de căldură ( $q_f^n$ ).

Aceasta presupune că atâta timp cât, de la punerea în funcțiune a STDC pentru un debit nominal de căldură ( $q_{PIF}^n$ ), până la creșterea în timp a acestuia, la valoarea finală ( $q_f^n$ ) rețeaua va funcționa descărcată; gradul de creștere a încărcării sale în timp, de la  $q_{PIF}^n$ , la  $q_f^n$ , va depinde de evoluția cererii de căldură (extinderea eventuală a zonei de consum). Ca urmare, investiția inițială în RT va fi corespunzătoare cererii finale:  $I_{PIF-RT} = f(q_f^n)$ . Ea însă va fi utilizată la valoarea

sa, abia în momentul final, când  $q^n = q_f^n$ . Până atunci, investiția în RT va fi parțial utilizată, corespunzător creșterii:

$$q^n \begin{matrix} \nearrow q_f^n \\ \nearrow q_{PIF}^n \end{matrix} \quad [\text{kW}_t] \quad , \quad (17.1)$$

Pentru a se evita blocarea unor fonduri de investiții în RT, pe perioada cât  $q^n$  va crește de la  $q_{PIF}^n$ , la  $q_f^n$ , se poate aplica varianta de STDC cu „SRT bitubulare, cu trei conducte” – v. fig. 17.3.,b –. Ea se caracterizează prin următoarele:

- principal, sistemul este închis, de tip tur/retur, deci bitubular;
- în faza inițială de realizare (de la PIF) și dezvoltarea sa până la o anumită fază „j”, în care cererea nominală de căldură ( $q^n$ ) se preconizează că va crește de la  $q_{PIF}^n$ , la  $q_j^n$ , STDC este un tip clasic, – v. fig. 17.3.,b.1 – cu SRT bitubulare cu două conducte identice, ambele dimensionate pentru debitul:

$$G^n = G_i^n = G_r^n \quad [\text{kg/s}] \quad , \quad (17.2)$$

unde:  $G^n = f(q_j^n)$ ;

- din momentul „j”, până la stadiul final al STDC, când cererea de căldură  $q^n$ , va crește de la  $q_j^n$ , la  $q_f^n$ , pentru a se prelua cu RT diferența de debit nominal de apă fierbinte:

$$\Delta G^n = G_f^n - G_j^n \quad [\text{kg/s}] \quad , \quad (17.3)$$

în care:  $G_f^n = f(q_f^n)$  și  $G_j^n = f(q_j^n)$ ,

se instalează o a treia conductă (5 – în fig. 17.3.,b.2). Secțiunea de curgere a acesteia este egală cu suma secțiunilor de curgere ale primelor două conducte (1 și 2 în fig. 17.3.,b.2), montate inițial și menținute în funcționare până în anul „j”;

– ca urmare, în faza finală de dezvoltare a STDC, SRT va avea următoarea configurație:

a) două conducte identice (1 și 2 – în fig. 17.3.,b.2) dimensionare fiecare pentru  $G_j^n = f(q_j^n)$ , fiecare utilizată fie pentru ducere, fie pentru retur;

b) o conductă montată la momentul „j” (5 – în fig. 17.3.,b.2), dimensionată pentru,  $G_f^n = f(q_f^n)$ , utilizată fie pentru retur, fie pentru ducere.

Din punct de vedere economic, în acest fel, investiția totală în RT se eșalonează în timp:

– la momentul PIF:

$$I_{RT,PIF} = f(G_j^n = f(q_j^n)) \quad [\text{lei}] \quad , \quad (17.4)$$

sub forma a două conducte identice;

– la momentul „j”:

$$I_{RT,j} = f(G_f^n = f(q_f^n)) \quad [\text{lei}] \quad , \quad (17.5)$$

sub forma unei singure conducte.

Investiția totală finală aferentă SRT, va fi:

$$I_{RT,f}^* = I_{RT,PIF} + I_{RT,j} \quad [\text{lei}] \quad , \quad (17.6)$$

sigur mai mare decât ( $I_{RT,f}$ ) aferentă realizării SRT încă din momentul PIF, dimensionată pentru aceeași  $q_f^n$ .

Notând investițiile totale în SRT:

– pentru varianta cu 2 conducte:

$$I_{RT,f} = I_{RT,PIF} = f(q_f^n) \quad [\text{lei}] \quad , \quad (17.7)$$

– pentru varianta cu 3 conducte:

$$I_{RT,f}^* = I_{RT,PIF}^* + I_{RT,j} \quad [\text{lei}] \quad , \quad (17.8)$$

unde:  $I_{RT,PIF}^* = f(q_j^n)$ , sub forma a două conducte identice;

și

$I_{RT,j} = f(q_j^n)$ , sub forma unei singure conducte, în care:

$$q_f^n = q_{PIF}^n + q_j^n \quad [\text{kW}_t] \quad , \quad (17.9)$$

Rezultă:

– **în valori absolute**, neactualizate, sigur întotdeauna:

$$I_{RT,f}^* > I_{RT,f} \quad , \quad (17.10)$$

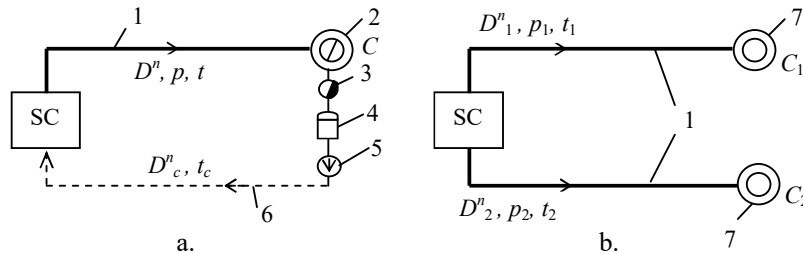
– **în valori actualizate** se poate ca:

$$I_{RT,f}^* >< I_{RT,f} \quad . \quad (17.11)$$

Atunci când,  $I_{RT,f}^* < I_{RT,f}$ , înseamnă că economic este mai eficientă soluția de SRT bitubulară cu 3 conducte, față de varianta cu 2 conducte. Probabilitatea îndeplinirii inegalității de mai sus, depinde mult de perioada „j” de ani după care se instalează a treia conductă și de investițiile specifice aferente RT, în varianta cu 2 conducte identice, față de varianta cu două conducte identice mai mici, plus a treia conductă cu secțiunea de curgere echivalentă sumei secțiunilor de curgere ale celor două conducte montate inițial, pentru că sigur există întotdeauna inegalitatea:

$$I_{RT,PIF}^* < I_{RT,f} < I_{RT,f}^* \quad . \quad (17.12)$$

• **În cazul utilizării aburului ca agent termic** SRT bitubular depinde ca realizare practică, de numărul de conducte de abur cu presiuni diferite, impuse de consumatori, simultan cu condițiile de returnare ale condensatului (debit și calitate). Fig. 17.4. prezintă variantele alternative, care țin seama de condițiile expuse mai sus.



**Fig. 17.4.** STDC cu RT de abur, bitubulare: a – un nivel de consum de abur (C), cu returnarea condensatului; b – două nivele de consum de abur ( $C_1$  și  $C_2$ ), ambele fără returnarea condensatului; 1 – conducte de abur; 2 – consumator de abur (C) cu returnarea condensatului; 3 – oală de condensat; 4 – rezervor de condensat; 5 – pompă de condensat; 6 – conductă de condensat returnat; 7 – consumatori de abur ( $C_1$  și  $C_2$ ) la două niveluri de parametri, ambii fără returnarea condensatului; SC – sursa de căldură.

Fig. 17.4.,a prezintă cazul unui STDC pentru un consumator de abur (C), la parametrii ( $p, t$ ), cu returnarea condensatului. Față de debitul nominal de abur consumat ( $D^n$ ) debitul de condensat returnat ( $D_c^n$ ) poate fi:  $D_c^n \leq D^n$ .

Fig. 17.4.,b prezintă alternativa unui STDC utilizând aburul ca agent de transport pentru alimentarea a doi consumatori de abur ( $C_1$  și  $C_2$ ), la parametrii diferiți ( $p_1, t_1$ ) și respectiv ( $p_2, t_2$ ). Debitul nominal de abur consumate de cei doi consumatori, sunt  $D_1^n$  și  $D_2^n$ . Ambii consumatori nu returnează condensatul.

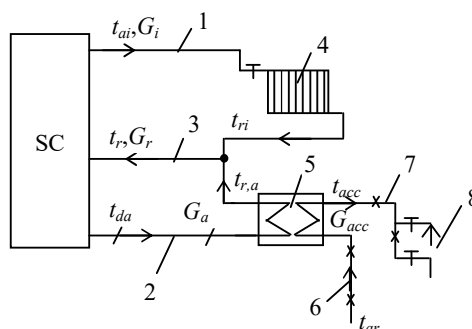
### 17.2.4.3. SRT tritubulare

În funcție de natura consumurilor de căldură, de natura agentului termic (apă fierbinte sau abur), iar în cazul aburului și de numărul de parametri impuși de consumatori, simultan cu returnarea condensatului respectiv (sub aspect calitativ și cantitativ) și cu poziția relativă a consumatorilor față de sursa de căldură (SC), pot apare următoarele variante alternative:

- **în cazul consumatorilor de încălzire și a.c.c.**, utilizând apa fierbinte ca agent termic de transport, prin sistemul tritubular se separă complet livrarea căldurii pentru încălzire, de aceea pentru a.c.c., după cum rezultă din fig. 17.5.

SRT de apă fierbinte pentru încălzire și prepararea a.c.c. se caracterizează prin:

- **o conductă tur de apă fierbinte pentru încălzire** (1) cu temperatura  $t_{di}$  și debitul  $G_i$ , determinate de cererea de căldură pentru încălzire,  $(G_i, t_{di}, t_{ri}) = f(q_i)$ , atât ca valori nominale ( $G_i^n, t_{di}^n, t_{ri}^n = f(q_i^n)$ ), cât și ca valori oarecare în cursul sezonului de încălzire. Ca valori nominale există legătura:



**Fig. 17.5.** Schema SRT tritubular, utilizând ca agent termic apa fierbinte, pentru alimentarea cu căldură a consumatorilor de încălzire și a.c.c.: 1 – conductă ducere de apă fierbinte, pentru încălzire; 2 – conductă ducere de apă fierbinte pentru prepararea a.c.c.; 3 – conductă de retur de apă fierbinte, comună pentru încălzire și prepararea a.c.c.; 4 – aparat consumator, de încălzire; 5 – schimbător de căldură pentru prepararea a.c.c.; 6 – apă rece potabilă; 7 – apă caldă de consum; 8 – consumatori de a.c.c.; SC – sursă de căldură.

$$G_i^n = \frac{q_i^n}{c_{pi} \cdot (t_{di}^n - t_{ri}^n)} \quad [\text{kg/s}] \quad , \quad (17.13)$$

unde  $q_i^n$  este impusă de consumatori, iar  $t_{di}^n$  și  $t_{ri}^n$  sunt valori determinate de caracteristicile constructive ale aparatelor de încălzire (4), conform celor arătate în § 16.4.4.1.;

– **o conductă tur de apă caldă/fierbinte (2)**, cu temperatura ( $t_{da}$ ) și debitul ( $G_a$ ), determinate de consumul de căldură sub formă de a.c.c. ( $q_a$ ), pentru a asigura o temperatură constantă ( $t_{acc}^n$ ) impusă de a.c.c., independent de consumul momentan de a.c.c. ( $G_{acc}$ ), conform relațiilor:

$$q_{acc} = G_{acc} \cdot c_{pa} \cdot (t_{acc}^n - t_{ar}^n) = G_a \cdot c_{pa} \cdot (t_{da}^n - t_{ra}^n) \quad [\text{kW}_t] \quad , \quad (17.14)$$

De unde rezultă:

– pentru condițiile oarecare de consum:

$$G_a = \frac{G_{acc} \cdot (t_{acc}^n - t_{ar}^n)}{t_{da}^n - t_{ra}^n} \quad [\text{kg/s}] \quad , \quad (17.15)$$

– pentru condițiile nominale de consum:

$$G_a^n = \frac{G_{acc}^n \cdot (t_{acc}^n - t_{ar}^n)}{t_{da}^n - t_{ra}^n} \quad [\text{kg/s}] \quad ; \quad (17.16)$$

– **o conductă de apă caldă (3) pentru returul comun** aferent încălzirii și a.c.c., caracterizată de:

• în regimurile oarecare de consum:

– debitul de apă caldă:

$$G_r = G_i + G_a \quad [\text{kg/s}] \quad , \quad (17.17)$$

– temperatura de retur:

$$t_r = \frac{(G_i \cdot t_{ri}) + (G_a \cdot t_{ra})}{G_i + G_a} \quad [^\circ\text{C}] \quad , \quad (17.18)$$

• în regimul nominal de consum:

– debitul nominal de apă caldă:

$$G_r^n = G_i^n + G_a^n \quad [\text{kg/s}] \quad , \quad (17.19)$$

– temperatura nominală de retur:

$$t_r^n = \frac{(G_i^n \cdot t_{ri}^n) + (G_a^n \cdot t_{ra}^n)}{G_i^n + G_a^n} \quad [^\circ\text{C}] \quad , \quad (17.20)$$

în care  $G_i^n = f(q_i^n, t_{di}^n, t_{ri}^n)$ , conform relației (17.13) și

$G_a^n = f(G_{acc}^n, (t_{acc}^n, t_{ar}^n), (t_{d,a}^n, t_{r,a}^n))$ , conform relației (17.16).

Față de sistemul bitubular de apă fierbinte, cu două conducte, pentru consumatorii de încălzire și a.c.c., sistemul tritubular de RT prezintă următoarele aspecte caracteristice:

1) **din punctul de vedere al costului rețelei, sistemul bitubular utilizează** două conducte, de tur și retur, cu diametre identice ( $DN$ ), determinate de valorile nominale simultane ale cererilor de căldură pentru încălzire și a.c.c.:

$$DN_{tur} = DN_{retur} = f(q_i^n + q_{acc}^n) \quad [\text{mm}] \quad , \quad (17.21)$$

Față de aceasta, sistemul **tritubular utilizează** trei conducte: două de tur, pentru încălzire și respectiv a.c.c. și una de retur comună, cu diametre ( $DN$ ) diferite, determinate de valorile nominale ale celor două cereri de căldură, după cum urmează:

$$DN_{d,i} = f(G_i^n) = f(q_i^n, (t_{di}^n, t_{ri}^n)) \quad [\text{mm}] \quad , \quad (17.22)$$

$$DN_{d,a} = f(G_a^n) = f(q_a^n, (t_{acc}^n, t_{ar}^n), (t_{d,a}^n, t_{r,a}^n)) \quad [\text{mm}] \quad , \quad (17.23)$$

$$DN_r = f(G_r^n = G_i^n + G_a^n) = f(G_i^n, t_{ri}^n, G_a^n, t_{r,a}^n) \quad [\text{mm}] \quad . \quad (17.24)$$

Comparația între sistemul bitubular cu două conducte și cel tritubular, din punctul de vedere al diametrelor RT, arată:

$$(DN_{tur})_{bitub} = (DN_r)_{tritub} \quad [\text{mm}] \quad , \quad (17.25)$$

$$(DN_{ret})_{bitub} > (DN_{d,i})_{tritub} > (DN_{d,a})_{tritub} \quad [\text{mm}] \quad . \quad (17.26)$$

Ca urmare, sub aspectul investiției totale în RT:

$$\begin{aligned} ((I_{RT})_{bitub} = f(2x DN_{tur})_{bitub}) < \\ < ((I_{RT})_{tritub} = I_{RT,d,i} + I_{RT,d,a} + I_{RT,r}) \end{aligned} \quad [\text{mm}] \quad , \quad (17.27)$$

**Deci, din punctul de vedere al investiției totale în SRT, sistemul tritubular conduce întotdeauna la o valoare totală mai mare decât în cazul sistemului bitubular cu două conducte.**

2) **Sub aspectul regimului termic al apei în conductele de ducere, sunt de remarcat următoarele:** în funcție de schema generală a punctului termic, sau al modulului termic, aplicată la sistemul bitubular, poate apare situația:

$$(t_d)_{bitub} \geq (t_{d,i})_{tritub} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad , \quad (17.28)$$

și

$$(t_d)_{bitub} \gg (t_{d,a})_{tritub} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad . \quad (17.29)$$

Inegalitățile de mai sus, influențează cantitatea anuală de energie electrică produsă în cogenerare de ICG, atunci când sursa de căldură este o CCG cu turbine cu abur, pentru că: la același coeficient de cogenerare, creșterea temperaturii ( $t_d$ ) determină reducerea cantității de energie electrică produsă în cogenerare (v. cap 7).

Astfel, ca urmare a inegalităților (17.28) și (17.29), în sistemul tritubular cu o CCG cu turbine cu abur, se va produce suplimentar față de sistemul bitubular, o cantitate anuală de energie electrică în cogenerare:

$$\Delta E_{cg(tritub-bitub)} = f((t_{d,bitub} - t_{d,i,tritub}) \text{ și } (t_{d,bitub} - t_{d,a,tritub})) \quad [\text{kWh}_e/\text{an}] \quad , \quad (17.30)$$

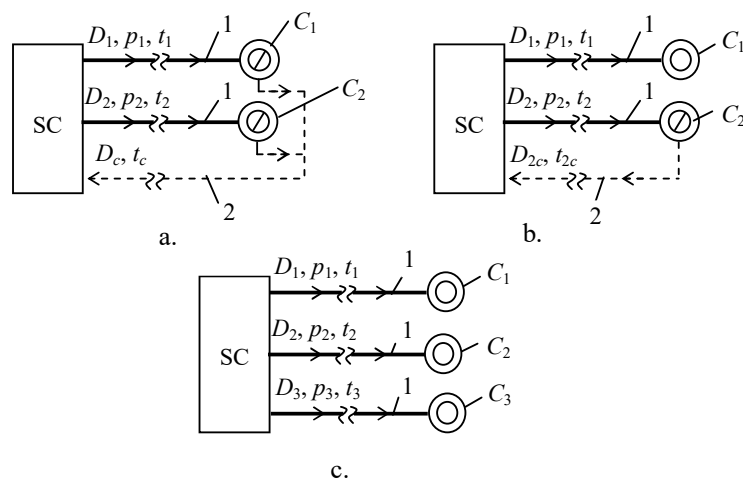
unde  $\Delta E_{cg}$  crește pe măsură ce diferențele de temperatură din relația (17.30), cresc.

**Concluzia:** în cadrul unei analize tehnico-economice comparative a aplicării sistemului bitubular, sau a celui tritubular, în final se va pune în balanță economia de investiții realizată în sistemul bitubular (v. inegalitatea 17.27) cu efectul economic favorabil al unei producții mai mari de energie electrică produsă în cogenerare, în sistemul tritubular (v. relația 17.30), valabilă numai în cazul unei CCG cu turbine cu abur. Rezultatul acestei comparații va decide SRT optim.

În cazul unei CCG echipată cu TG, sau MAI, valorile diferite ale temperaturilor ( $t_d$ ) în cele două variante de RT nu influențează practic producția de energie electrică în cogenerare. Ca urmare, conform relației (17.30),  $\Delta E_{cg} = 0$ .

Cum diferența de investiții în RT este întotdeauna în favoarea sistemului bitubular, rezultă că în această situație sistemul respectiv va fi întotdeauna mai eficient economic față de cel tritubular.

• **În cazul consumatorilor de abur** sistemul tritubular se aplică în funcție de numărul parametrilor aburului consumat și de condițiile cantitative și calitative de returnare a condensatului acestuia, după cum rezultă din fig. 17.6.



**Fig. 17.6.** SRT tritubular, pentru abur: a – cu doi consumatori de abur la parametri diferiți și returnarea comună a condensatului; b – idem (a), dar cu returnarea condensatului numai de la un consumator; c – cu trei consumatori de abur la parametri diferiți, fără returnarea condensatului; SC – sursa de căldură (CT sau CCG);  $C_1, C_2, C_3$  – consumatori de abur; 1 – conducte de abur; 2 – conductă de condensat returnat; — abur; --- condensat; ⊗ – consumator de abur, cu returnarea condensatului; ⊙ – consumator de abur fără returnarea condensatului.

♦ **Varianta din fig. 17.6.,a** corespunde cazului în care, SC alimentează doi consumatori de abur ( $C_1$  și  $C_2$ ) la două nivele de parametri ai aburului ( $(p_1, t_1)$  și  $(p_2, t_2)$ ), cu consumurile nominale  $D_1^n$  și  $D_2^n$ . Condensatul aburului de la cei doi consumatori are o calitate care îl face rentabil economic pentru a fi returnat la SC.

**Condițiile pentru aplicarea acestei variante sunt:**

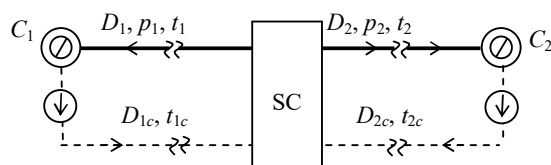
a) consumatorii  $C_1$  și  $C_2$  să fie amplasați în aceeași direcție față de SC și grupați;

b) debitele nominale  $D_1^n$  și  $D_2^n$  și parametrii respectivi să justifice economic realizarea unor conducte separate de abur;

c) condensatul rezultat de la cei doi consumatori are o calitate care justifică economic colectarea și returnarea sa, ținându-se seama că în cazul impurificării sale de către unul din consumatori, aceasta va determina impurificarea întregului condensat rezultat de la cei doi consumatori.

**Notă:** în cazul în care cei doi consumatori sunt amplasați în direcții diferite față de SC, indiferent de îndeplinirea condițiilor (b) și (c) de mai sus, soluția din fig. 17.6.,a nu mai poate fi aplicată, ea putând fi realizată în varianta din fig. 17.7.





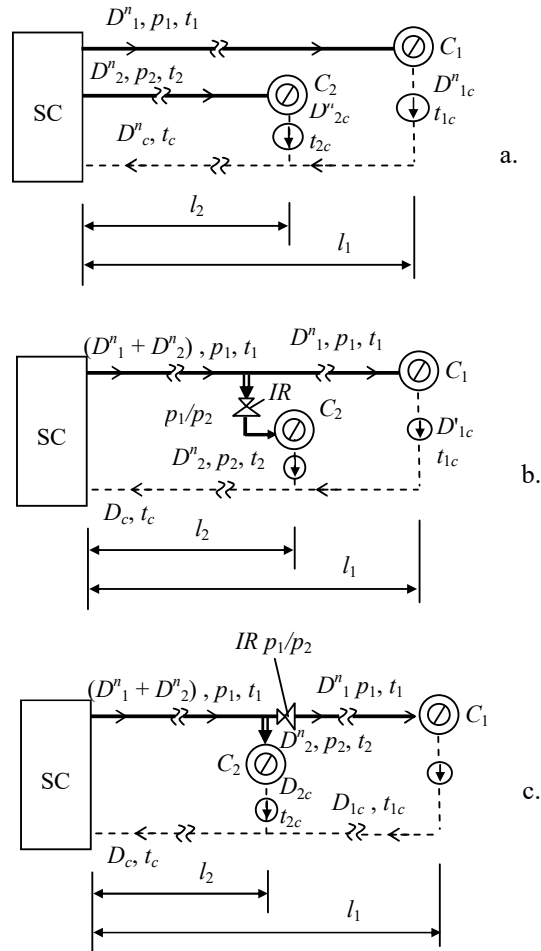
**Fig. 17.7.** Varianta de SRT tritubulară din fig. 17.6.,a, în cazul în care cei doi consumatori de abur ( $C_1$  și  $C_2$ ) sunt amplasați în direcții diferite față de SC și condensatul rezultat de la ambii consumatori justifică economic colectarea și returnarea sa. (notațiile și legenda corespund celor din fig. 17.6.).

În situația în care cei doi consumatori de abur sunt amplasați în aceeași direcție față de SC, în funcție de poziția efectivă a lor față de aceasta, simultan cu mărimile debitelor de abur  $D_1^n$  și  $D_2^n$  și cu parametrii comparativi ai acestora, varianta din fig. 17.6.,a poate fi realizată conform alternativelor din fig. 17.8.

Aplicarea uneia din cele trei variante prezentate în fig. 17.8. depinde de valorile comparative simultane ale parametrilor aburului și ale debitelor nominale consumate de cei doi consumatori:

– **varianta din fig. 17.8.,a** este specifică situației în care parametrii  $(p_1, t_1) > (p_2, t_2)$ , simultan cu  $D_1^n \ll D_2^n$ . În acest caz, deoarece  $(p_1, t_1) > (p_2, t_2)$ , în mod obligatoriu trebuie ca din SC să se plece cel puțin cu o conductă de abur cu parametrii  $(p_1, t_1)$ , obligație impusă de alimentarea consumatorului  $C_1$ . Plecarea din SC cu două conducte de abur diferite, este rezultatul calcului tehnico-economic și corespunde, în cele mai dese cazuri situației în care  $D_1^n \ll D_2^n$ , când în general este mai economic să se realizeze două conducte de abur diferite, dimensionate fiecare pentru condițiile impuse de fiecare consumator, decât să se aplice, de exemplu, varianta din fig. 17.8.,b;

– **varianta din fig. 17.8.,b** este similară variantei 17.8.a, sub aspectul parametrilor aburului ( $(p_1, t_1) > (p_2, t_2)$ ), în schimb  $D_1^n \gg D_2^n$ .  $D_1^n \gg D_2^n$ . În această situație, deoarece nu sunt diferențe mari între debitele de abur (chiar și atunci când, eventual,  $D_1^n < D_2^n$ ), calculul economic poate arăta că este mai rentabilă față de varianta de bază, din fig. 17.6.,a, alternativa din fig. 17.8.,b, care presupune: pe distanța  $l_2$ , o conductă de abur, dimensionată pentru parametrii  $(p_1, t_1)$  cei mai mari impuși de  $C_1$  și pentru debitul nominal total ( $D^n = D_1^n + D_2^n$ ).



**Fig. 17.8.** Varianta de SRT tritubulară din fig. 17.6.,a în diversele variante funcție de valorile comparative ale distanțelor consumatorilor față de SC ( $l_1$ ,  $l_2$ , pentru  $C_1$ , respectiv  $C_2$ ), ale mărimilor parametrilor aburului condensat ( $(p_1, t_1)$ , față de  $(p_2, t_2)$ ) și de debitele nominale de abur, consumate ( $D_1^n$  față de  $D_2^n$ );  $IR$  – instalație de reducerea presiunii aburului la  $C_2$ , de la  $p_1$  la  $p_2$

pentru: a –  $(p_1, t_1) > (p_2, t_2)$  și  $D_1^n \ll D_2^n$ ;

b –  $(p_1, t_1) > (p_2, t_2)$  și  $D_1^n \gg D_2^n$ ;

c –  $(p_1, t_1) < (p_2, t_2)$  și  $D_1^n \gg D_2^n$ ,

și  $l_1 > l_2$  în toate cazurile.

Local, la  $C_2$  se face reducerea  $p_1^n / p_2^n$ , pentru debitul  $D_2^n$ , necesar lui  $C_2$ . Pe distanța  $(l_1 - l_2)$ , conducta de abur se va dimensiona pentru  $(p_1, t_1)$  și  $D_1^n$ , impuși de  $C_1$ . În acest fel, față de varianta din fig. 17.8.,a, se renunță la conducta de abur aferentă numai pentru  $C_2$ . În schimb, pe distanța  $l_2$ , conducta de alimentare cu abur a lui  $C_1$  se supradimensionează cu debitul  $D_2^n$ , în timp ce pe distanța  $(l_1 - l_2 = \Delta l_{12})$  dimensionarea rămâne tot pentru  $D_1^n$ , la  $(p_1, t_1)$ .

**În general, investiția suplimentară ( $\Delta I_{RTAb}$ ) în rețeaua de abur, pe distanța  $(l_2)$ , pentru  $D_2^n$ , la  $(p_1, t_1)$  este mai mică decât investiția în conducta de abur aferentă lui  $C_2$ , dimensionată tot pentru  $D_2^n$ , la  $(p_2, t_2)$  mai mici decât  $(p_1, t_1)$ . Deci, economic varianta din fig. 17.8.,b este mai eficientă decât varianta din fig. 17.8.,a.**

– **varianta din fig. 17.8.,c** corespunde principial celei din fig. 17.8.,b, pentru situația în care  $(p_1, t_1) < (p_2, t_2)$ . Atunci, în mod obligatoriu trebuie plecat din SC cu parametrii cei mai mari dintre  $(p_1, t_1)$  și  $(p_2, t_2)$ , adică la  $(p_2, t_2)$ . Sub aspectul debitelor nominale de alimentare, acestea sunt similare cazului din fig. 17.8.,b.

**Atenție:** sub aspect energetic, atunci când SC este o CCG cu turbine cu abur, care livrează aburul la cei doi parametri impuși de cei doi consumatori, față de varianta din fig. 17.8.,a, cele din fig. 17.8.,b și 17.8.,c conduc la o reducere a producției totale de energie electrică în regim de cogenerare, pentru că:

– în varianta din fig. 17.8.,a energia electrică totală produsă în cogenerare va fi dată de:

$$E_{cg}^{(a)} = E_{cg1}^{(a)} + E_{cg2}^{(a)} \quad [\text{kWh}_e/\text{an}] \quad , \quad (17.31)$$

în care:

$$E_{cg1}^{(a)} = f(D_1^n, (p_1, t_1)) \quad [\text{kWh}_e/\text{an}] \quad (17.32)$$

și

$$E_{cg2}^{(a)} = f(D_2^n, (p_2, t_2)) \quad [\text{kWh}_e/\text{an}] \quad ; \quad (17.33)$$

– în varianta din fig. 17.8.,b:

$$E_{cg}^{(b)} = f((D_1^n + D_2^n), (p_1, t_1)) = E_{cg1}^{(b)} + E_{cg2}^{(b)} \quad [\text{kWh}_e/\text{an}] \quad , \quad (17.34)$$

în care:

$$E_{cg1}^{(b)} = f(D_1^n, (p_1, t_1)) \quad [\text{kWh}_e/\text{an}] \quad (17.35)$$

și

$$E_{cg2}^{(b)} = f(D_2^n, (p_1, t_1)) \quad [\text{kWh}_e/\text{an}] \quad ; \quad (17.36)$$

– în varianta din fig. 17.8.,c:

$$E_{cg}^{(c)} = f((D_1^n + D_2^n), (p_2, t_2)) = E_{cg1}^{(c)} + E_{cg2}^{(c)} \quad [\text{kWh}_e/\text{an}] \quad , \quad (17.37)$$

în care:

$$E_{cg1}^{(c)} = f(D_1^n, (p_2, t_2)) \quad [\text{kWh}_e/\text{an}] \quad (17.38)$$

și

$$E_{cg2}^{(c)} = f(D_2^n, (p_2, t_2)) \quad [\text{kWh}_e/\text{an}] \quad . \quad (17.39)$$

Comparând valorile lui  $E_{cg}$ , produse în variantele a, b și c, conform relațiilor (17.31)÷(17.39), rezultă:

– între variantele (17.8.,a) și (17.8.,b):

$$E_{cg1}^{(a)} \equiv E_{cg1}^{(b)} = f(D_1^n, (p_1, t_1)) \quad (17.40)$$

și

$$[E_{cg2}^{(a)} = f(D_2^n, (p_2, t_2))] > [E_{cg2}^{(b)} = f(D_2^n, (p_1, t_1))] \quad (17.41)$$

pentru că  $(p_2, t_2) < (p_1, t_1)$ .

Deci:

$$E_{cg}^{(a)} > E_{cg}^{(b)} \quad ; \quad (17.42)$$

– între variantele (17.8.,a) și (17.8.,c):

$$[E_{cg1}^{(a)} = f(D_1^n, (p_1, t_1))] > [E_{cg1}^{(c)} = f(D_1^n, (p_2, t_2))] \quad (17.43)$$

pentru că  $(p_1, t_1) < (p_2, t_2)$

și

$$E_{cg2}^{(a)} \equiv E_{cg2}^{(c)} = f(D_2^n, (p_2, t_2)) \quad (17.44)$$

ceea ce conduce la:

$$E_{cg}^{(a)} > E_{cg}^{(c)} \quad (17.45)$$

**Deci:**  $E_{cg}^{(b)} < E_{cg}^{(a)} > E_{cg}^{(c)}$

**În concluzie:** aplicarea variantelor alternative din fig. 17.8. depinde de rezultatul calculelor tehnico-economice comparative, care trebuie să pună în balanță în special cel două aspecte prezentate mai sus: investiția totală în rețelele de abur, față de efectele energetice asupra sursei de căldură, în funcție de tipul ICG și modul de dimensionare al acestora.

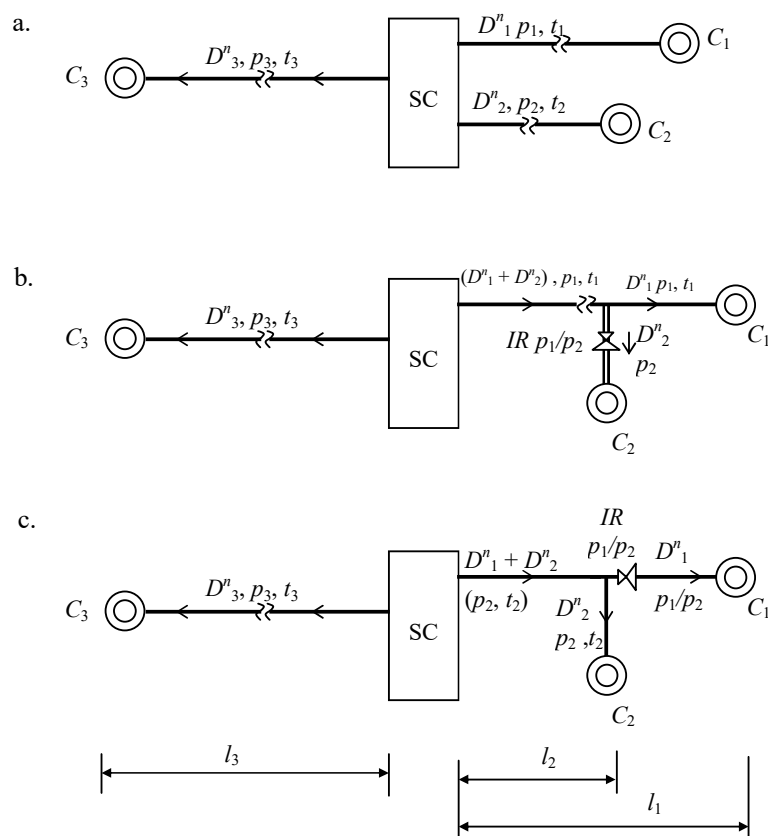
♦ **Varianta din fig. 17.6.,b** corespunde cazului în care alimentează doi consumatori de abur, la presiuni diferite, dar numai condensatul de la unul ( $C_2$ ) îndeplinește condițiile calitative în care este rentabilă colectarea și returnarea sa. Soluția este valabilă indiferent de poziția relativă a celor doi consumatori față de SC, de mărimile parametrilor și debitelor de abur consumate, deoarece oricum numai condensatul de la  $C_2$  poate fi returnat la SC.

Din punctul de vedere al transportului aburului, față de varianta de bază din fig. 17.6.,b, pot apare alternativele expuse în fig. 17.8., dar numai în cazul în care cei doi consumatori de abur se află amplasați în teren în aceeași direcție față de SC și când aceasta este o CCG echipată cu turbine cu abur.

♦ **Varianta din fig. 17.6.,c** corespunde situației – mai rară în practică – în care trei consumatori de abur la parametrii diferiți nu returnează condensatul. În funcție de poziția relativă a consumatorilor față de sursa de căldură, pot apare diverse alternative ale transportului aburului, după cum rezultă din fig. 17.9. și 17.10.

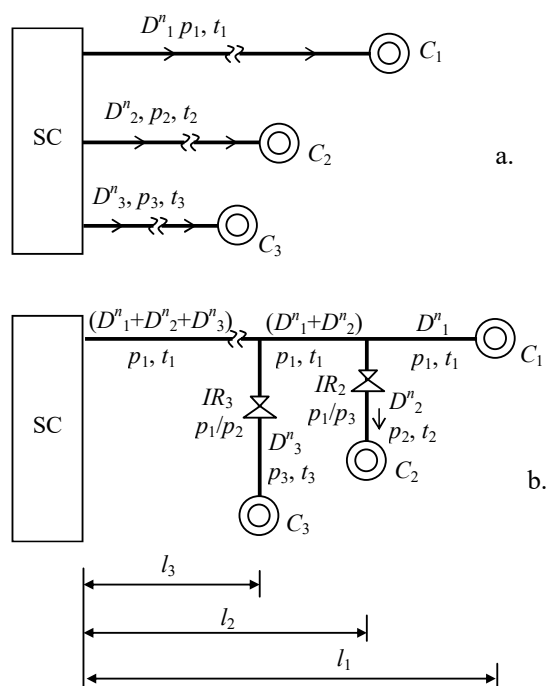
## Cuprins capitol 17 – I –

17. SISTEMELE DE REȚELE TERMICE – SRT .....	1181
17.1. SRT, un subansamblu al SAC .....	1181
17.2. Tipuri de SRT, în cadrul STDC.....	1182
17.2.1. Criterii de clasificare a SRT .....	1182
17.2.2. SRT radiale.....	1182
17.2.3. SRT inelare (buclate).....	1184
17.2.4. Numărul de conducte ale SRT din STDC .....	1186
17.2.4.1. SRT monotubulare .....	1186
17.2.4.2. SRT bitubulare .....	1186
17.2.4.3. SRT tritubulare .....	1190



**Fig. 17.9.** Variante de SRT tritubulare, cu toți trei consumatorii de abur fără returnarea condensatului și cu un consumator ( $C_3$ ) respectiv a celorlalți doi ( $C_1$  și  $C_2$ ) amplasați în alte direcții față de SC. Notațiile corespund fig. 17.8. În plus,  $l_3$  – distanță de amplasare a  $C_3$  față de SC.

**Se constată** că din punctul de vedere al consumatorului  $C_3$  nu apar mai multe alternative de asigurare a alimentării cu abur. În privința alimentării cu abur a consumatorilor  $C_1$  și  $C_2$ , cele trei alternative din fig. 17.9. (a, b și c) sunt similare celor din fig. 17.8. Deci decizia între acestea se ia în baza calculului tehnico-economic comparativ, care trebuie să țină seama de aceleași elemente ca și în cazul celor prezentate în fig. 17.8.



**Fig. 17.10.** Variante de SRT tritubulare, cu toți trei consumatorii de abur ( $C_1, C_2, C_3$ ) fără returnarea condensatului, amplasați în aceeași direcție față de SC și cu parametrii impuși la consum:  $(p_1, t_1) > (p_2, t_2) > (p_3, t_3)$ .

**Varianta a** – 3 conducte de abur, dimensionate fiecare pentru debitul și parametrii impuși de consumatorii respectivi;

**Varianta b** – o conductă de abur dimensionată pentru debitul total de abur cerut de cei 3 consumatori și cu parametrii cei mai mari dintre cei 3 necesari (aici, conform ipotezei făcute,  $(p_1, t_1) = \text{maxim}$ , iar între  $(p_2, t_2)$  și  $(p_3, t_3)$  nu contează mărimea).

Alternativei din fig. 17.10.,b, față de varianta din fig. 17.10.,a, caracteristica o constituie faptul că în locul realizării a 3 conducte de abur, dimensionate fiecare funcție de debitul nominal și parametrii aburului impuși de fiecare consumator în parte, aici se realizează o singură conductă de abur, dimensionată telescopic – descrescător – astfel:

– pe distanța  $l_3$ : pentru debitul nominal ( $D^n = D_1^n + D_2^n + D_3^n$ ), la parametrii maximi  $(p_1, t_1)$ ;

– pe distanța  $(l_2 - l_3)$ : pentru debitul nominal ( $D_{12}^n = D_1^n + D_2^n$ ), la parametrii  $(p_1, t_1)$ ;

– pe distanța ( $l_1-l_2$ ): pentru debitul nominal  $D_1^n$ , la parametrii ( $p_1, t_1$ ).

Local, la consumatorii mai apropiați, l-i se asigură parametrii impuși ai aburului, prin instalații de reducere dimensionate corespunzător: IR<sub>2</sub>, pentru debitul  $D_2^n$  și  $p_1/p_2$ , respectiv IR<sub>3</sub>, pentru debitul  $D_3^n$  și  $p_1/p_3$ .

Stabilirea variantei optime între cele două alternative, se face pe baza calculului tehnico-economic comparativ, ținându-se seama de aceleași elemente ca și în cazul comparației alternativelor prezentate în fig. 17.8.

#### 17.2.4.4. SRT multitubulare

Rețele cu patru sau mai multe conducte se întâlnesc în cazul unor SAC mixte care utilizează drept agenți termici apa fierbinte și aburul la mai multe nivele de presiune și returnarea condensatului pe o conductă comună sau conducte diferite. De asemenea, rețelele cu patru sau mai multe conducte se pot întâlni în cazul SAC urbane, care au și un consum pentru climatizare, prepararea frigului făcându-se centralizat la CCG. În acest caz apar distincte, față de conductele obișnuite în cazul SAC urbane, conductele de ducere și de întoarcere pentru agentul de răcire.

Alegerea uneia din variantele prezentate mai sus se face pe baza unor calcule tehnico-economice comparative care să țină cont de condițiile concrete specifice fiecărui caz.

### 17.3. Mărimi caracteristice ale SRT

Mărimile caracteristice ale SRT sunt de două categorii:

- cele ce caracterizează orice conductă utilizată pentru tranzitul unui agent termic;
- cele specifice sistemului de conducte care compun SRT.

#### 17.3.1. Mărimi caracteristice conductelor pentru tranzitul agenților termici utilizați în SRT

Este vorba de valorile parametrilor ce caracterizează dimensiunea de bază a oricărei conducte – diametrul – și cele specifice condițiilor de funcționare:

- **diametrul nominal ( $DN$ )**, reprezentat de o valoare convențională pentru a caracteriza mărimea conductei și a tuturor celorlalte elemente aferente conductelor. Valoarea respectivă corespunde – aproximativ – diametrului interior efectiv al conductei ( $D_i$ ) dat în mm;

- **presiunea nominală ( $p_n$ )** este o presiune convențională (în bar sau  $\text{kgf/cm}^2$ ), care constituie un criteriu pentru alegerea și calculul de rezistență al conductelor și al celorlalte elemente ale rețelei termice. Presiunea nominală reprezintă 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 execuție (maxim 200°C pentru oțel și 120°C pentru fontă, bronz, alamă);

- **presiunea de încercare ( $p_m$ )** este presiunea la care se face proba de rezistență și de etanșitate, proba hidrolică făcându-se la temperatura ambiantă;



• **presiunea de lucru ( $p_l$ )** est presiunea maximă admisibilă la care poate fi utilizată o conductă și celelalte elemente ale rețelei pentru anumite condiții de temperatură, material și de exploatare. Valoarea presiunii de lucru este inferioară presiunii nominale.

### 17.3.2. Mărimi specifice ansamblului conductelor care compun SRT

Acestea sunt reprezentate de:

- natura agentului termic utilizat și parametrii nominali ai acestuia, la sursa de căldură;
- tipul constructiv al SRT, numărul de conducte, modul de amplasare a acestora și schema de circulație a agentului termic (arborescentă sau inelară);
- lungimile diverselor tronsoane de conducte, în funcție de configurație și pozițiile consumatorilor (punctelor termice și/sau al modulelor termice);
- debitele nominale, medii și minime ce tranzitează diversele tronsoane de conducte ale SRT;
- pierderile de presiune și de temperatură aferente tronsoanelor de conducte ale SRT, în regimurile caracteristice de consum (sezoniere și momentane).

### 17.4. Elemente constructive specifice SRT

Elementele constructive specifice SRT sunt: conductele, armăturile, reazemele, compensatoarele de dilatare, ansamblul transmiției la distanță a informațiilor privitoare la starea conductelor și a izolației termice și ansamblul aparatelor de măsură, comandă, reglare și automatizare aferente SRT.

#### 17.4.1. Conducte utilizate în SRT

Conductele utilizate în SRT sunt realizate prin procedee tehnologice de laminare la cald sau la rece, găurire prin presare, sudare, extrudare din materiale metalice (oțel, fontă, alamă, bronz) și nemetalice anorganice (beton, azbociment, sticlă) sau organice (faolit, textolit, materiale plastice).

Alegerea materialului și a procedului tehnologic prin care este realizată conducta trebuie să țină seama de proprietățile de rezistență mecanică și chimică impuse de condițiile concrete de lucru. În mod obișnuit, la construcția rețelelor de alimentare cu căldură se folosesc țevi din oțel laminat la cald ( $D_n \leq 350$  mm) sau țevi din oțel sudate elicoidal ( $D_n \geq 350$  mm).

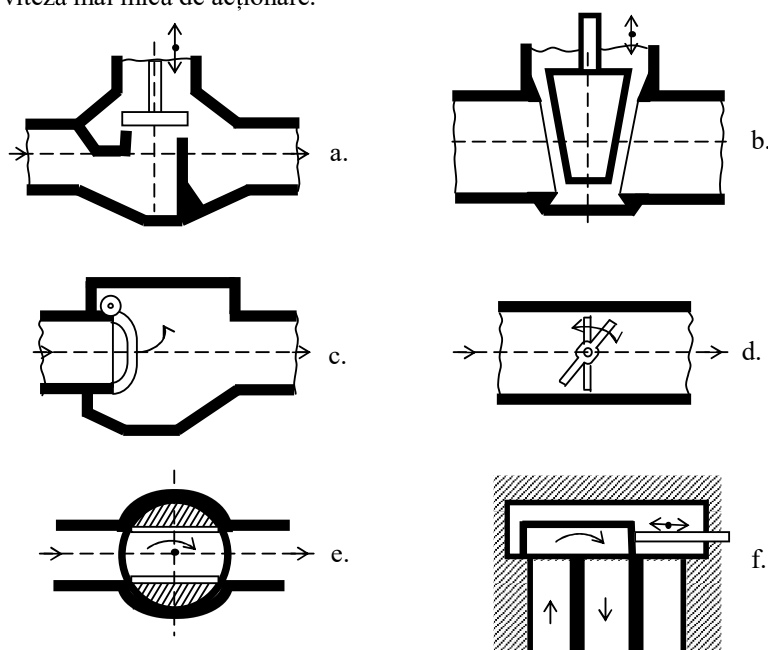
#### 17.4.2. Armături utilizate în SRT

Armăturile servesc separării diferitelor porțiuni de rețea, la modificarea debitului și parametrilor agentului termic, la asigurarea instalației sau a anumitor porțiuni în cazul creșterii presiunii, la evacuarea condensatului format etc.

**Armăturile de închidere** se clasifică după tipul organului de închidere în: ventile, vane cu clapetă (valvă sau fluture), cu cep și cu sertar (fig. 17.11.).

**Ventilele** (robinetele cu ventil) sunt armături de închidere folosite într-un domeniu larg de presiuni și temperaturi. Ele se caracterizează prin: etanșare bună, dimensiuni de gabarit relativ reduse, pierderi de presiune mari (din cauza perturbării curgerii prin schimbarea direcției de curgere) și se montează pe conductele la care curgerea are loc într-un singur sens. Pentru reducerea pierderilor de presiune s-au realizat robinete cu ventil la care ansamblul suprafeței de etanșare – corp de închidere – formează un anumit unghi cu direcția de curgere.

**Vanele** (robinetele cu sertar) prezintă față de ventilele avantaje legate de: pierderile de presiune mai mici, posibilitatea montării pe conducte în care fluidul își schimbă sensul de curgere, forțe mai mici de acționare. Dezavantajele vanelor sunt: etanșare mai slabă, dimensiuni de gabarit mai mari, uzură rapidă a suprafețelor de etanșare (datorită frecărilor de alunecare la închidere și deschidere), viteză mai mică de acționare.



**Fig. 17.11.** Tipuri de organe de închidere: a – ventil; b – vană; c – clapetă-valvă; d – clapetă fluture; e – cep; f – sertar.

**Clapetele de reținere** sunt armături cu clapetă valvă și permit circulația fluidului într-un singur sens, împiedicând circulația inversă.

**Robinetele cu cep** sunt armături simple de închidere, la care corpul de închidere are o mișcare de rotație care se realizează în timp scurt și care introduc pierderi de presiune relativ mici. Prezintă dezavantajul unei etanșări slabe

(se folosesc deci la presiuni și temperaturi scăzute), al uzurii și al posibilității de gripare a suprafețelor de etanșare.

**Armăturile de reglaj** se folosesc pentru modificarea debitului și parametrilor agentului termic din rețea, fiind integrate în instalația de reglare automată, constituind organele de reglare ale acesteia. Indiferent de parametrul controlat, reglajul se realizează prin modificarea debitului de agent termic.

Cele mai răspândite armături de reglare sunt **ventilele de reglare** și într-o măsură mai mică **clapetele de reglare**.

**Armăturile de siguranță** se folosesc pentru protejarea diferitelor elemente ale rețelei împotriva creșterii presiunii peste o anumită valoare sau a scăderii ei sub o anumită valoare. Cele mai răspândite armături de siguranță sunt ventilele sau supapele de siguranță. Ele pot fi acționate direct de presiunea fluidului respectiv, etanșarea fiind asigurată de contragreutăți sau de resoarte (fig. 17.12.), sau pot fi cu impuls, cu o sursă de energie auxiliară de execuție, realizată de cele mai multe ori chiar cu fluidul de lucru din elementul protejat (fig. 17.13.).

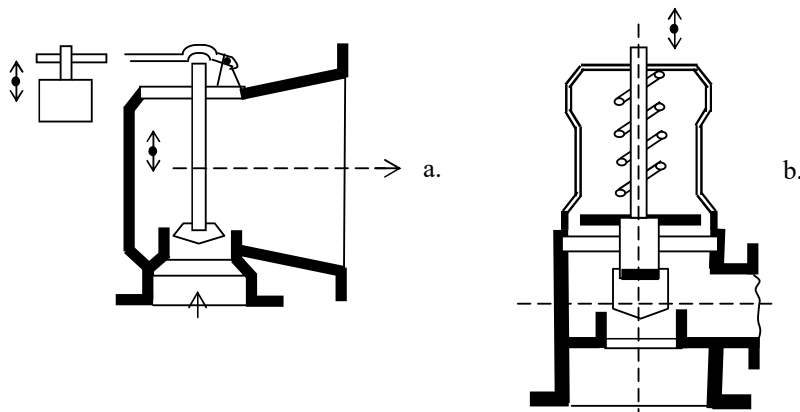


Fig.17.12. Supape de siguranță cu acționare directă:  
a – cu contragreutate; b – cu resort.

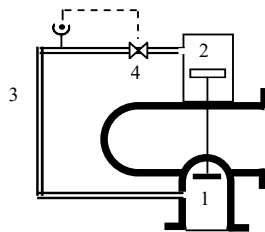


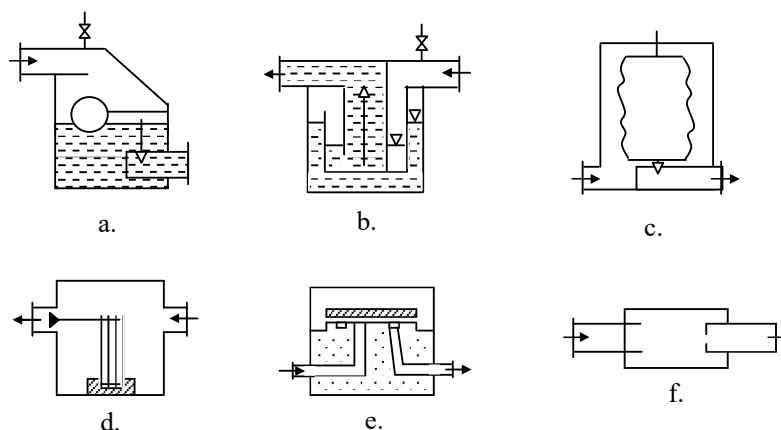
Fig. 17.13. Supapă de siguranță cu impuls:  
1 – corp de închidere; 2 – piston ajutător;  
3 – conductă de impuls; 4 – ventil de descărcare.

**Oalele de condensat** (v. § 16.3.2.6.) asigură evacuarea condensatului din spații care conțin și vapori ai fluidului de lucru. Oalele de condensat pot fi:

– **oala de condensat cu plutitor** (fig. 17.14.,a și 17.14.,b). Evacuarea condensatului 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;

– **oale de condensat termice** (17.14.,c și 17.14.,d) care asigură evacuarea condensatului cu ajutorul unor ventile acționate de diferența dintre temperatura aburului și a condensatului prin intermediul unor elemente (burduf, bimetal) care își modifică dimensiunile cu diferența de temperatură;

– **oale de condensat termodinamice** (fig. 17.14.,e). Condensatul care trece prin armătură ridică plăcuța ventil și iese din armătură. Când curge abur, din cauza vitezei de curgere (volum specific mare) între plăcuța ventil și scaunul ei se produce o scădere de presiune, iar în spațiul de deasupra plăcuței ventil crește presiunea din cauza acumulării de abur, astfel încât plăcuța este apăsată în jos oprind curgerea aburului. Placa ventil rămâne în poziția închis până când aburul din spațiul de deasupra ei condensează, după care urmează ridicarea plăcii, aburul evacuează acest condens și placa revine în poziția închis. Funcționarea oalei de condensat este influențată de schimbul de căldură cu mediul, de aceea trebuie bine izolată termic;



**Fig. 17.14.** 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.

– **oale de condensat cu evacuarea continuă** (fig. 17.14.,f) care funcționează pe principiul că printr-un spațiu îngust debitul de condensat evacuat este mult mai mare decât debitul de abur.

### 17.4.3. Reazemele conductelor

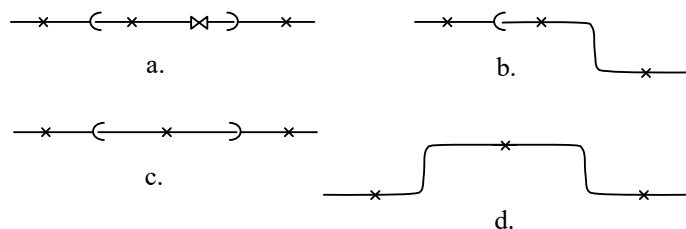
Conductele sunt montate pe suporturi, care servesc la transmiterea sarcinilor (eforturilor) mecanice la elementele de construcție și la asigurarea stabilității conductelor în timpul deformării lor datorită regimului termic al agentului termic.

**Reazemele fixe** servesc la rigidizarea conductei în anumite puncte ale rețelei față de construcțiile portante. Ele au rolul de a prelua eforturile din planul orizontal (axiale și transversale) datorate presiunii interioare, forțele de frecare în reazemele mobile, forțele de deformare a compensatoarelor datorate greutateii elementului de conductă.

Efortul cel mai mare la care este supus reazemul fix se datorează forțelor de presiune interioară. Un reazem fix se numește nedescărcat dacă pe porțiunea de conductă solidarizată de acesta există un compensator axial, un organ de închidere sau un cot (fig. 17.15., a și b). Dacă secțiunea transversală a conductei nu este modificată deloc sau dacă compensarea se face cu compensatoarele curbate, atunci forțele de presiune interioară se echilibrează, reazemul fix fiind descărcat.

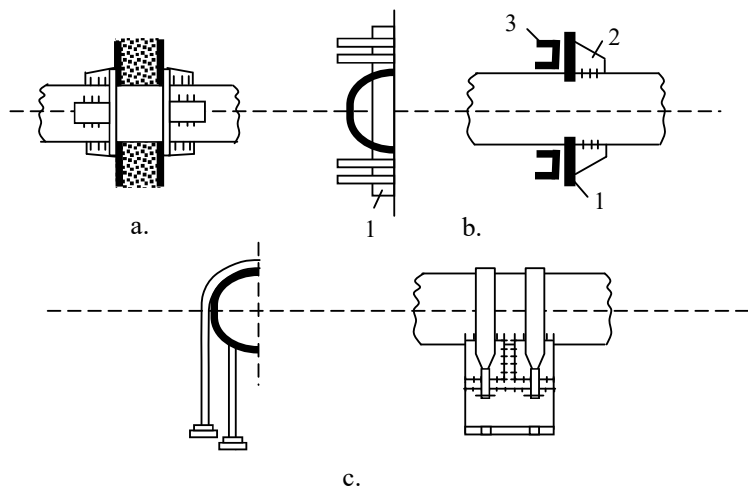
Reazemele fixe se calculează din punct de vedere al rezistenței mecanice pentru efectul însumat al tuturor forțelor, deoarece în perioadele de punere în funcțiune a rețelelor eforturile datorate dilatărilor termice au valori însemnate determinate de diferențele mari de temperatură care apar.

Construcția punctelor fixe diferă după locul de montaj. În canalele nevizitabile și în pereții construcțiilor se execută sub forma unui scut din beton armat (fig. 17.16.,a) încastrat în pereții canalului, iar în cămine se execută în sistemul cu grinzi sau montanți și guseu (fig. 17.16.,b) sau cu bride (fig. 17.16.,c).



**Fig. 17.15.** Tipuri de reazeme fixe:  
a, b – nedescărcate; c, d – descărcate;

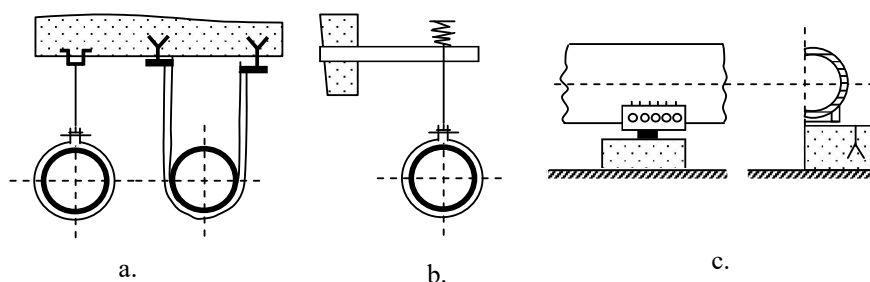
- × suport fix
- C— compensator axial cu presgarnitură
- X— organ de închidere



**Fig. 17.16.** Realizări constructive de reazeme fixe:  
 a – cu scut din beton armat; b – cu grinzi și guseu;  
 1 – placă; 2 – guseu; 3 – grinzi; c – cu bride.

Reazemele fixe sunt construcții care scumpesc rețeaua de conducte și de aceea trebuie executate în număr cât mai redus, la distanțe cât mai mari limitate de capacitatea compensatoarelor de dilatare și de rezistențele admisibile ale materialelor.

**Reazemele mobile** asigură libertatea de deplasare a conductelor ca urmare a dilatărilor termice, preluând greutatea acestora și transmitând-o construcțiilor portante. Este necesar ca pe porțiunea dintre două reazeme fixe să existe cel puțin un reazem mobil care să preia greutatea conductei și să permită ușoare deplasări ale acesteia. Reazemele mobile se construiesc sub formă de: reazeme mobile suspendate (fig. 17.17., a, b), reazemele mobile cu role și reazeme mobile cu alunecare (fig. 17.17.,c).



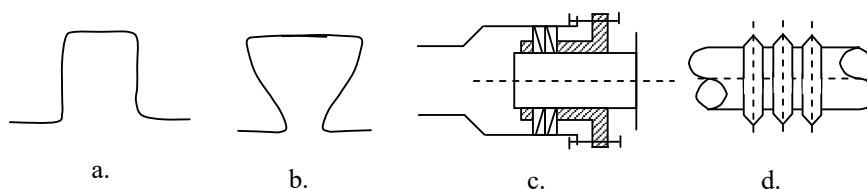
**Fig. 17.17.** Realizări constructive de reazeme mobile:  
 a – suspendat simplu; b – suspendat clasic; c – alunecător.

#### 17.4.4. Compensatoare de dilatare

Temperatura pereților conductelor unei rețele termice variază în timp, conducând la variații de lungime ale conductelor cu atât mai importante cu cât lungimea acestora este mai mare, producând solicitări mecanice mari. Pentru eliminarea acestor solicitări, se iau măsuri de compensare a dilatărilor:

- prin compensarea naturală, datorată schimbării repetate a direcției conductelor, acolo unde traseul permite acest lucru;
- prin intercalarea compensatoarelor de dilatare.

Compensatoarele pot fi: în formă de U sau de liră, axiale cu presetupă și lenticulare (fig. 17.18.).



**Fig. 17.18.** Compensatoare de dilatare:  
a – în formă de U; b – în formă de liră;  
c – axial cu presetupă; d – lenticular.

**Compensatoarele de tip U și liră** sunt simple din punct de vedere constructiv, mai sigure în exploatare și nu necesită o întreținere permanentă, fiind preferate atunci când traseul permite utilizarea lor (conducte supraterane sau subterane care trec prin terenuri neconstruite). La montaj toate compensatoarele de tip U sau liră se pretensionează.

**Compensatoarele axiale cu presetupă** se montează pe porțiunile rectilinii ale conductelor de sub străzi, unde spațiul avut la dispoziție nu permite utilizarea compresoarelor tip U sau liră. Principalul dezavantaj al acestui tip de compensator îl constituie faptul că necesită o întreținere permanentă în scopul menținerii etanșeității.

**Compensatoarele lenticulare** necesită tehnologii speciale, mai ales pentru presiuni interioare mari. Ca urmare nu sunt utilizate în rețelele SRT.

Calculul mecanic pentru alegerea și dimensionarea elementelor constructive specifice SRT sunt prezentate detaliat în [17.1].

#### 17.5. Calculul termic al SRT

Calculul termic al SRT presupune mai întâi calculul termic al rețelelor de conducte care compun SRT respectiv. Scopul acestui calcul este dependent de starea rețelei la care se referă:

- **la o rețea nouă:** scopul este determinarea grosimii izolației termice, astfel încât să satisfacă cerințele impuse, care pot consta în:

- încadrarea în valorile normale impuse pierderilor de căldură și de temperatură;

– asigurarea unei anume temperaturi la suprafața izolației;  
 – încadrarea într-o anumită diferență de temperatură între capetele tronsonului de rețea, în funcție de condițiile (parametrii) impuși agentului termic la aceste capete;

• **la o rețea existentă**, scopul poate fi:

– de a calcul pierderile reale de căldură și/sau de temperatură pe tronsonul de rețea dat;

– pentru niște valori impuse parametrilor agentului termic la unul din capetele rețelei, să se verifice dacă la celălalt capăt se pot realiza parametrii impuși, în condițiile unui debit de fluid diferit de cel de calcul, avut în vedere la dimensionarea izolației termice existente (în starea reală a acesteia).

### 17.5.1. Calculul pierderilor de căldură

Avându-se în vedere fig. 17.19., neglijând efectele termice ale stratului protector din punct de vedere mecanic, expresia generală a pierderilor de căldură în conductele ce transportă fluide calde, este:

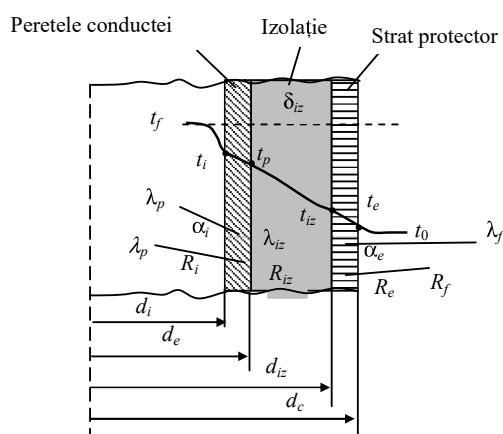


Fig. 17.19. Trecerea căldurii printr-o conductă izolată.

$$Q = q(1 + \beta)L = \frac{t_m - t_0}{R} (1 + \beta)L \quad [\text{W}] \quad (17.46)$$

în care  $q$  reprezintă pierderea specifică de căldură, în W/m;  $t_m$  – temperatura medie a fluidului, în K;  $t_0$  – temperatura mediului înconjurător, în K;  $R$  – rezistența la transfer termic de la fluid la mediul înconjurător, în mK/W;  $L$  – lungimea conductei, în m;  $\beta$  – coeficientul de corecție care ține seama de pierderile de căldură prin rezemele neizolate ale conductelor ( $\beta = 1,10 - 1,15$ ).



Rezistența termică  $R$  are structura:

$$R = R_i + R_{iz} + R_c = \frac{1}{\pi d_i \alpha_i} + \frac{1}{2\pi \lambda_{iz}} \ln \frac{d_{iz}}{d_e} + \frac{1}{\pi d_{iz} \alpha_e} \quad [\text{mK/W}] \quad , \quad (17.47)$$

unde s-a notat:  $d_i, d_e$  – diametrul interior, respectiv exterior al conductei, în m;  $\alpha_i, \alpha_e$  – coeficientul de transmisie a căldurii prin convecție de la fluid la suprafața interioară a conductei, respectiv exterior și radiație de la conducta izolată la mediul ambiant, în  $\text{W/m}^2 \cdot \text{K}$ ;  $\lambda_{iz}$  – conductivitatea termică a izolației, în  $\text{W/m} \cdot \text{K}$ .

Relația (17.47) capătă forme particulare, în funcție de soluția de montare a conductelor (suprateran în exterior sau în încăperi, subteran în canale).

În tabelele 17.1-17.5 sunt prezentate principalele mărimi și relații utilizate în calculul termic al SRT [17.2].

#### Mărimile și relațiile de bază în calculul termic ale rețelelor de conducte

Tabelul 17.1

Denumirea	Perete	Relația de calcul	Unitatea de măsură	Observații
1	2	3	4	5
Coeficient de transfer de căldură prin convecție $\alpha$	–	–	$\text{kW/m}^2 \text{K}$ ( $\text{kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{grad}$ )	Tabelele 17.2 și 17.3
Conductivitate termică a peretelui (izolație), $\lambda$	–	–	$\text{kW/mK}$ ( $\text{kcal/m} \cdot \text{h} \cdot \text{grad}$ )	Tabelul 17.4
Diametru, $d$	–	–	m	–
Grosime, $\delta$	–	–	m	–
Grosimea echivalentă strat protector, $\Delta$	–	–	m	Tabelul 17.5
Diferență de temperatură	–	–	K (grad)	–
Lungime perete cilindric, $l$	–	–	m	–
Suprafață perete plan, $S$	–	–	m	–
Temperatură	–	–	K ( $^{\circ}\text{C}$ )	–
Rezistență termică interioară, $R_i$	cilindric	$R_i = \frac{1}{\pi d_i \alpha_i}$	$\text{m} \cdot \text{K/kW}$ ( $\text{m} \cdot \text{h} \cdot \text{grad/kcal}$ )	–
	plan	$R_i = \frac{1}{\alpha_i}$	$\text{m}^2 \cdot \text{K/kW}$ ( $\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{grad/kcal}$ )	–

Tabelul 17.1 (continuare)

1	2	3	4	5
Rezistență termică perete, $R_p$	cilindric	$R_p = \frac{1}{2\pi\lambda_p} \ln \frac{d_e}{d_i}$	m·K/kW (m·h·grd/kcal)	–
	plan	$R_p = \frac{\delta_p}{\lambda_p}$	m <sup>2</sup> ·K/kW (m <sup>2</sup> ·h·grd/kcal)	–
Rezistență termică izolație, $R_{iz}$	cilindric	$R_{iz} = \frac{1}{2\pi\lambda_{iz}} \ln \frac{d_{iz}}{d_e}$	m·K/kW (m·h·grd/kcal)	–
	plan	$R_{iz} = \frac{\delta_{iz}}{\lambda_{iz}}$	m <sup>2</sup> ·K/kW (m <sup>2</sup> ·h·grd/kcal)	–
Rezistență termică strat protector, $R_{sp}$	cilindric	$R_{sp} = \frac{1}{2\pi\lambda_{sp}} \ln \frac{d_{sp}}{d_{iz}}$	m·K/kW (m·h·grd/kcal)	–
	plan	$R_{isp} = \frac{\delta_{sp}}{\lambda_{sp}}$	m <sup>2</sup> ·K/kW (m <sup>2</sup> ·h·grd/kcal)	–
Rezistență termică exterioară, $R_e$	cilindric	$R_e = \frac{1}{\pi d_{iz} \alpha_e}$	m·K/kW (m·h·grd/kcal)	–
	plan	$R_e = \frac{1}{\alpha_e}$	m <sup>2</sup> ·K/kW (m <sup>2</sup> ·h·grd/kcal)	–
Rezistență termică totală $R_t$	cilindric	$R_t = \sum R$	m·K/kW (m·h·grd/kcal)	–
	plan		m <sup>2</sup> ·K/kW (m <sup>2</sup> ·h·grd/kcal)	–
Flux termic, $q$	cilindric	$q = \frac{\Delta t}{R_t}$	kW/m (kcal/m·h)	–
	plan		kW/m <sup>2</sup> (kcal/m <sup>2</sup> ·h)	–

**Coefficientul de convecție  $\alpha_i$  între fluidul transportat și peretele interior (valori orientative)**

Tabelul 17.2

Mediul și regimul de curgere	$\alpha_i$	
	W/m <sup>2</sup> K	(kcal/m <sup>2</sup> hgrd)
1	2	3
Gaze și abur supraîncălzit de joasă presiune, convecție forțată	12–350	(10 – 300)
Abur supraîncălzit de înaltă presiune, convecție forțată	3500 – 9300	(3000 – 8000)
Apă, convecție forțată	580 – 1200	(500 – 10000)
Condensare peliculară	4600 – 17500	(4000 – 15000)
Fierbere nucleică	2300 – 46000	(2000 – 40000)

**Coeficientul de transfer de căldură între peretele exterior  
al conductei și mediul ambiant (W/m<sup>2</sup>K)**

Tabelul 17.3

Modul în care se efectuează schimbul de căldură	Relația	Domeniul de aplicabilitate
1	2	3
Convecție	$\alpha_e = 1,66^3 \sqrt{\Delta t}$	Convecție liberă în spațiu limitat (conduce în încăperi sau canale dacă $\Delta t d < 9,8 \cdot 10^{-2}$ conducte de diametru mare)
	$\alpha_e = 1,37^4 \sqrt{\frac{\Delta t}{d}}$	Convecție liberă în spațiu limitat (conduce în încăperi sau canale dacă $9,8 \cdot 10^{-2} \geq \Delta t d < 6,49 \cdot 10^{-5}$ conducte de diametru mic)
	$\alpha_e = 3,89 \frac{w^{0,6}}{d^{0,4}}$	Convecție forțată în spațiu nelimitat (conduce în aer liber cu vânt)
	$\alpha_e = 4,35 + 3,54 w$	Convecție forțată în spațiu nelimitat (conduce în aer liber cu vânt)
	$\alpha_e = 1,97^3 \sqrt{\Delta t}$	Conduce verticale - convecție liberă
Convecție și radiație	$\alpha = 9,4 + 0,052 \Delta t$	Conduce izolate termic, amplasate în spații închise, cu temperatura exterioară <150°C
	$\alpha = 11,6 + 6,96 \sqrt{w}$	Conduce în aer liber

**Conductivitatea termică  $\lambda$  a unor materiale izolante**

Tabelul 17.4

Materialul	Densitatea, kg/m <sup>3</sup>	Temperatura maximă de utilizare, °C	$\lambda$ W/mK
1	2	3	4
Saltea vată minerală	200	600°C pe rețea metalică	0,049+0,00019 $t_m$
	250	350°C pe țesătură de sticlă	0,053+0,00018 $t_m$
	300		0,059+0,00018 $t_m$
Saltele și benzi fibră sticlă	200	450°C	0,041+0,00023 $t_m$
Cărămizi spongioase diatomit	350	850°C	0,081+0,00023 $t_m$
	400	850°C	0,093+0,00021 $t_m$
Produse din beton spongiu neautoclavizat	400	400	0,109+0,0003 $t_m$
	500	400	0,126+0,0003 $t_m$
Produse din beton spongiu autoclavizat	400	200	0,104+0,00023 $t_m$

Tabelul 17.4 (continuare)

1	2	3	4
Produse din șamotă spongioasă	950	1350	0,278+0,00023 $t_m$
Produse de solevit	350	500	0,075+0,00018 $t_m$
	400	500	0,079+0,00018 $t_m$
Solevit mastic	500	500	0,098+0,0001 $t_m$

**Observație:** La amplasările subterane valorile lui  $\lambda$  obținute din tabel se majorează cu 20%.

### Corecția $\Delta$ , a grosimii izolației ținând cont de stratul protector

Tabelul 17.5

Stratul protector		Conductivitatea termică a izolației, W/mK										
		0,07	0,08	0,09	0,10	0,116	0,13	0,14	0,15	0,16	0,17	0,18
Azbozurit cu grosimea, mm	10	3	3	4	4	5	5	6	6	7	7	8
	15	4	5	6	7	8	8	9	10	10	11	12
	20	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Azboziment cu grosimea, mm	10	2	2	2	3	3	3	4	4	4	5	5
	15	3	3	4	4	5	5	6	6	6	7	7
	20	4	4	5	5	6	7	7	8	9	9	10

### Coeficientul $\beta$ pentru determinarea pierderilor de căldură prin elementele de susținere a conductelor

Tabelul 17.6

Susținerea conductei	Coeficientul $K$ pentru	
	conducte în încăperi închise	conducte în aer liber
1	2	3
prin agățare	1,10	1,20
prin rezemare	1,15	1,15

### Lungimea conductei izolate ( $l$ ) care echivalează pierderile de căldură prin organele de închidere și prin îmbinări, m

Tabelul 17.7

Elementul	Conducte în încăperi închise		Conducte în aer liber		
	$t = 100^\circ\text{C}$	$t = 400^\circ\text{C}$	$t = 100^\circ\text{C}$	$t = 400^\circ\text{C}$	
Armături	$d_i = 100$ mm	2,3	4,8	4,5	6,2
	$d_i = 500$ mm	3,0	7,5	5,5	8,5
Îmbinări prin flanșe	1 – 1,5				

La stabilirea debitului de căldură pierdut, în mod obișnuit în locul lungimii reale  $L$  a conductei se ia lungimea echivalentă  $L_c$  care ține seama de pierderile de căldură prin elementele de susținere a conductei prin organele de închidere și prin îmbinări:

$$L_c = (\beta L + l) \quad (17.48)$$

în care:  $L$  este lungimea reală a conductei;  $K$  – un coeficient care ține seama de pierderile de căldură prin elementele de susținere a conductei (tabelul 17.6);  $l$  – lungimea de conductă izolată, care echivalează pierderile prin organele de închidere și prin îmbinare (tabelul 17.7), în m.

Metodele de calcul termic al conductelor pozate în aer liber sunt prezentate în tabelul 17.8.

## Metode de calcul termic al conductelor pozate în aer liber

Tabelul 17.8

Metoda	Calculul grosimii izolației pentru o pierdere de căldură dată	Calculul grosimii izolației pentru realizarea unei temperaturi la suprafața izolației	Calculul grosimii izolației pentru o cădere de temperatură în lungul conductei
1	2	3	4
Mărimi cunoscute	<ul style="list-style-type: none"> <li>- modul de amplasare a conductei;</li> <li>- natura și parametrii agentului termic;</li> <li>- temperatura mediului ambiant;</li> <li>- caracteristicile constructive ale conductei;</li> <li>- caracteristicile termofizice ale materialelor izolante;</li> <li>- pierderea de căldură (totală <math>\Delta Q</math> sau specifică <math>q</math> - tabelul 17.10)</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- modul de amplasare a conductei;</li> <li>- natura și parametrii agentului termic;</li> <li>- temperatura mediului ambiant;</li> <li>- caracteristicile constructive ale conductei;</li> <li>- caracteristicile termofizice ale materialelor izolante;</li> <li>- temperatura la suprafața izolației;</li> <li>- Coeficientul de transfer de căldură la exteriorul izolației (tabelul 17.3)</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- modul de amplasare a conductei;</li> <li>- natura, debitul și parametrii agentului termic la începutul (<math>t_1</math>) și sfârșitul conductei (<math>t_2</math>);</li> <li>- temperatura mediului ambiant;</li> <li>- caracteristicile termofizice ale materialelor izolante</li> </ul>
Aproximații făcute	<ul style="list-style-type: none"> <li>- se consideră <math>R_i \approx 0</math> și <math>R_p \approx 0</math>;</li> <li>- în primă etapă <math>R_{sp} = 0</math>. Se ia în considerație ulterior prin corecția <math>\Delta</math> (tabelul 17.5);</li> <li>- rezistența <math>R_e</math> se alege (tabelul 17.9)</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- se consideră <math>R_i = 0</math> și <math>R_p = 0</math>;</li> <li>- în primă etapă <math>R_{sp} = 0</math>. Se ia în considerație ulterior prin corecția <math>\Delta</math> (tabelul 17.5)</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- rezistența <math>R_e</math> se alege (tabelul 17.9);</li> <li>- rezistența <math>R_i</math> se poate neglija numai pentru lichide;</li> <li>- în primă etapă <math>R_{sp} = 0</math>. Se ia în considerație ulterior prin corecția <math>\Delta</math> (tabelul 17.5)</li> </ul>

Tabelul 17.8 (continuare)

1	2	3	4
Relații de calcul	$q = \frac{\Delta Q}{kL + l}$ $\ln \frac{d_{iz}}{d_e} = 2\pi\lambda_{iz} \left( \frac{t_f - t_0}{q} - R_e \right)$ $\delta'_{iz} = \frac{d_e}{2} \left( \frac{d_{iz}}{d} - 1 \right)$ $\delta_{iz} = \delta'_{iz} - \Delta$	$\frac{d_{iz}}{d_e} \ln \frac{d_{iz}}{d_e} = \frac{2\lambda(t_f - t_e)}{d_e \alpha_e (t_e - t_0)}$ ecuația se rezolvă prin încercări; $\delta'_{iz} = \frac{d_e}{2} \left( \frac{d_{iz}}{d} - 1 \right)$ $\delta_{iz} = \delta'_{iz} - \Delta$	$\ln \frac{d_{iz}}{d_e} = 2\pi\lambda_{iz} (R - R_i - R_e)$ pentru $\frac{t_{f1} - t_0}{t_{f2} - t_0} \geq 2$ $R = \frac{kL + l}{Gc_p \ln \frac{t_{f1} - t_0}{t_{f2} - t_0}}$ - pentru $\frac{t_{f1} - t_0}{t_{f2} - t_0} < 2$ $R = \frac{(t_{fm} - t_0)(kL + l)}{Gc_p(t_{f1} - t_{f2})}$ unde: $t_{fm} = (t_{f1} - t_{f2})/2$ $\delta'_{iz} = \frac{d_e}{2} \left( \frac{d_{iz}}{d} - 1 \right)$ $\delta_{iz} = \delta'_{iz} - \Delta$
Mărimi obținute	- grosimea izolației $\delta_{iz}$ ; - temperatura la suprafața izolației	- grosimea izolației $\delta_{iz}$ ; - pierderea de căldură $q$	- grosimea izolației $\delta_{iz}$ ; - pierderea de căldură $q$

**Observație:** Notațiile folosite sunt cele din fig. 17.19.

**Valorile orientative ale rezistenței termice  $R_e$ , în  $m \cdot K/W$**

Tabelul 17.9

Diametrul nominal, mm	Conducte în spații închise			conducte în aer liber		
	$t_f=100^\circ C$	$t_f=300^\circ C$	$t_f=500^\circ C$	$t_f=100^\circ C$	$t_f=300^\circ C$	$t_f=500^\circ C$
1	2	3	4	5	6	7
25	0,30	0,22	0,19	0,10	0,086	0,077
32	0,28	0,20	0,14	0,095	0,077	0,060
50	0,20	0,14	0,10	0,069	0,052	0,043
100	0,155	0,11	0,077	0,052	0,043	0,034
125	0,13	0,095	0,069	0,043	0,034	0,026
150	0,10	0,077	0,060	0,034	0,026	0,026
200	0,086	0,069	0,052	0,034	0,026	0,017
250	0,077	0,060	0,043	0,026	0,017	0,017
300	0,069	0,052	0,043	0,026	0,017	0,017
350	0,060	0,043	0,043	0,017	0,017	0,017
400	0,052	0,043	0,034	0,017	0,017	0,017
500	0,043	0,034	0,034	0,017	0,017	0,017
600	0,036	0,032	0,028	0,014	0,013	0,011
700	0,033	0,029	0,026	0,013	0,011	0,010
800	0,029	0,026	0,024	0,011	0,010	0,009
900	0,026	0,024	0,022	0,010	0,009	0,008
1000	0,023	0,021	0,020	0,009	0,008	0,008

**Notă:** Pentru valori ale  $t_f < 100^\circ C$  se aleg valorile  $R_e$  pentru  $t_f = 100^\circ C$ ; pentru valori intermediare ale diametrelor și temperaturilor,  $R_e$  se determină prin interpolare.

**Pierderile de căldură specifice maxime admisibile  $q$ , în  $W/m$**

Tabelul 17.10

Diametrul nominal, mm	Temperatura fluidului transportat				
	50°C	100°C	150°C	200°C	300°C
1	2	3	4	5	6
25	14-31	32-44	50-58	67-72	102-108
35	15-37	36-56	57-70	75-87	118-125
50	16-43	37-63	62-75	81-94	125-133
100	25-70	52-99	79-116	104-133	159-174
125	31-81	62-116	88-133	117-153	176-191
150	36-93	70-127	97-151	130-168	192-215
200	44-122	81-174	116-191	153-215	227-261
250	49-151	91-209	129-226	169-249	252-272
300	52-180	99-238	141-261	185-284	287-342
350	58-203	107-273	152-203	203-319	301-377
400	61-226	114-302	162-324	220-354	325-411
500	76-278	140-371	197-389	255-423	377-481
600	95-325	162-435	226-458	294-487	429-551

Tabelul 17.10 (continuare)

1	2	3	4	5	6
700	110-371	186-493	255-516	325-545	470-609
800	128-423	209-557	290-580	365-609	516-673
900	156-475	238-615	319-644	400-673	557-737
1000	174-522	261-679	348-708	429-736	609-800

**Notă:** Valorile mici se aleg pentru conducte izolate amplasate în încăperi și canale cu temperatura 20-40°C, iar valorile mari pentru conducte amplasate în aer liber și canale cu  $t=5^{\circ}\text{C}$ .

Calculul termic al conductelor pozate în canale vizitabile – fig. 17.20. – se efectuează similar calculului conductelor pozate în încăperi închise (tabelul 17.8).

Rezistențele termice care intervin în calculul termic al conductelor pozate direct în sol, sau în canale nevizitabile, sunt trecute în tabelul 17.11.

#### Rezistențele termice care intervin în calculul termic al conductelor subterane

Tabelul 17.11

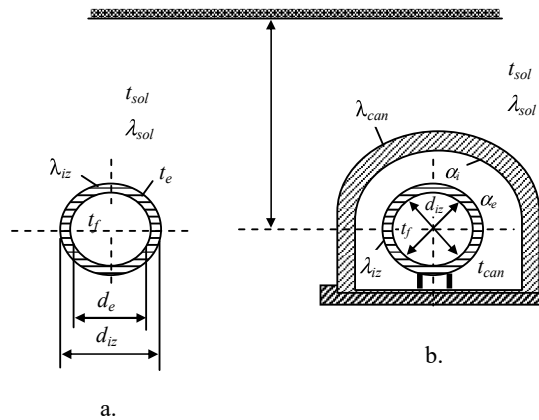
Rezistența termică	Formula de calcul	Rezistența termică	Formula de calcul
1	2	3	4
Rezistența izolației	$R_{iz} = \frac{1}{2\pi\lambda_{iz}} \ln \frac{d_{iz}}{d_e}$	Rezistența solu- lui (conducta îngropată)	$R_{sol} = \frac{1}{2\pi\lambda_{sol}} \ln \frac{4h}{d_{iz}}$
Rezistența stratului protector	$R_{sp} = \frac{1}{2\pi\lambda_{sp}} \ln \frac{d_{sp}}{d_{iz}}$	Rezistența solului (conducta în canal)	$R_{sol} = \frac{1}{2\pi\lambda_{sol}} \cdot$ $\ln \frac{2h_e + \sqrt{4h_e^2 - D_{ec}^2}}{D_{ec}}$
Rezistența exterioară	$R_e = \frac{1}{\pi d_{iz} \alpha_e}$		dacă $h/D_{ec} < 2,5$
Rezistența interioară a canalului	$R_i^{can} = \frac{1}{\pi D_{ei} \alpha_i}$		$R_{sol} = \frac{1}{2\pi\lambda_{sol}} \ln \frac{4h}{D_{ec}}$ dacă $h/D_{ec} \geq 2,5$ $h_e = h + \lambda_{sol}/\alpha_{s-a}$
Rezistența peretelui canalului	$R_p^{can} = \frac{1}{2\pi\lambda_{can}} \ln \frac{D_{ee}}{D_{ei}}$	Rezistența de interacțiune reciprocă	$R_{1,2} = \frac{1}{2\pi\lambda_{sol}} \ln \sqrt{\left(\frac{2h}{b}\right)^2 + 1}$

**Observații:** Notațiile folosite sunt cele din fig. 17.19.

Dimensiunea  $b$  reprezintă distanța între axele a două conducte vecine;

$\lambda_{can} = \lambda_{sol} = 1,5 \dots 2,5 \text{ kcal/m}\cdot\text{h}\cdot\text{grd}$ .





**Fig. 17.20.** Pozarea subterană a conductelor:  
a – îngroparea în teren; b – în canal nevizitabil.

### 17.5.2. Calculul temperaturii exterioare a izolației termice

• În cazul conductelor montate suprateeran, izolate, pierderea de căldură se determină cu relația 17.46. În calcul se aproximează temperatura suprafeței exterioare a izolației în vederea determinării rezistenței  $R_e$ , apoi se verifică cu egalitatea:

$$\frac{t_m - t_0}{R_e + R_{iz}} = \frac{t_m - t_{iz}}{R_{iz}} \quad (17.49)$$

Din relația (17.49) rezultă:

$$t_{iz} = \frac{(R_e \cdot t_m) + (R_{iz} \cdot t_0)}{R_e + R_{iz}} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (17.50)$$

în care s-a neglijat rezistența la transmisia căldurii prin convecție, de la fluid la suprafața interioară a conductei.

În cazul în care nu se poate neglija această rezistență,  $t_{iz}$  este dată de relația:

$$t_{iz} = \frac{(R_e \cdot t_m) + (R_i + R_{iz}) \cdot t_0}{R_e + R_{iz} + R_i} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (17.51)$$

• În cazul conductelor montate în canale, temperatura suprafeței exterioare a izolației termice se determină cu relația (17.50), în care temperatura ( $t_0$ ) se înlocuiește cu temperatura aerului din canal ( $t_{cn}$ ), dată de relația 17.52 [17.1]:

$$t_{cn} = \frac{\sum_{j=1}^n \frac{t_{m,j}}{R_j} + \frac{t_0}{R_0 \cdot (1 + \beta)}}{\sum_{j=1}^n \frac{1}{R_j} + \frac{t_0}{R_0 \cdot (1 + \beta)}} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (17.52)$$

unde  $j = 1 \dots n$  reprezintă numărul de conducte amplasate în canal;  $R_j$  – rezistența la trecerea căldurii de la fluid la aerul din canal (în  $\text{m}\cdot\text{k}/\text{W}$ );  $R_0$  – rezistența la trecerea căldurii de la aerul din canal la teren.

Expresiile pentru calculul lui  $R_j$  și  $R_0$  sunt:

$$R_j = R_{iz} + R_e = \frac{1}{2\pi\lambda_{iz} \ln \frac{d_{iz}}{d_e}} + \frac{1}{\pi \cdot d_{iz} \cdot \alpha_e} \quad [\text{m}\cdot\text{k}/\text{W}] \quad (17.53)$$

și

$$R_0 = \frac{1}{\pi \cdot D_e \cdot \alpha_e} + \frac{1}{2\pi \cdot \lambda_e} \cdot \ln \frac{D_e}{D_i} + \frac{1}{2\pi \cdot \lambda_{sol}} \cdot \ln \frac{4 \cdot h}{D_e} \quad [\text{m}\cdot\text{k}/\text{W}] , \quad (17.54)$$

unde,  $h$  este adâncimea de la suprafața terenului la axul canalului (în m);  $D_i$ ,  $D_e$  – diametrul echivalent interior, respectiv exterior al canalului (în m), care pentru o secțiune dreptunghiulară se determină cu relația generală:

$$D = \frac{4 \cdot S}{P} \quad [\text{m}] , \quad (17.55)$$

în care  $S$  este suprafața secțiunii transversale a canalului (în  $\text{m}^2$ );  $P$  – perimetrul acestuia (în m).

### 17.5.3. Calculul căderii de temperatură într-o conductă

Ca urmare a pierderilor de căldură ale fluidului cald transportat, către mediul ambiant, se produc modificări ale parametrilor. În cazul apei ca agent termic, modificările afectează în principal temperatura, iar în cazul aburului, atât temperatura, cât și presiunea.

Căderea de temperatură pe traseul conductelor izolate termic transportând apă caldă sau apă fierbinte, se determină cu relația:

$$\Delta t = \frac{\Delta Q}{c \cdot G} \quad [^\circ\text{C}] , \quad (17.56)$$

în care  $\Delta Q$  sunt pierderile de căldură, în W;  $c$  – căldura specifică, în  $\text{J}/\text{kg}\cdot\text{K}$ ;  $G$  – debitul de agent, în  $\text{kg}/\text{s}$ .

Pentru un tronson de conductă cu lungimea  $l$  (în m), prin care circulă apă caldă/fierbinte, cu temperatura  $t_1$  la intrare și  $t_2$  la ieșire, pentru un debit de fluid  $G$  (în  $\text{kg}/\text{s}$ ), căderea de temperatură este dată de:

$$\Delta t_{1,2} = t_1 - t_2 = (t_1 - t_{ext}) \cdot \left(1 - e^{\frac{-k \cdot l}{G \cdot c}}\right) \quad [\text{grde}] , \quad (17.57)$$

unde  $t_{ext}$  este temperatura mediului exterior conductei;  $k$  – coeficientul global de transfer de căldură, de la apă la aerul exterior ( $\text{W}/\text{m}\cdot\text{grd}$ ).

Pentru calculele practice se poate folosi relația simplificată:

$$\Delta t_{1,2} = \frac{k \cdot l \cdot (t_1 - t_{ext})}{G \cdot c} \quad [\text{grde}] , \quad (17.58)$$

rezultată din bilanțul termic pentru elementul finit de conductă cu lungimea  $l$ :

$$G \cdot c \cdot (t_1 - t_2) = k \cdot l \cdot (t_m - t_{ext}) , \quad (17.59)$$

în care s-a făcut aproximația  $t_m \approx t_1$ , bazată pe căderile mici de temperatură ale apei pe conductă.

#### 17.5.4. Calculul grosimii izolației termice

În cazul în care nu se pun condiții de ordin tehnic privind temperatura finală a agentului sau temperatura la suprafața izolației, grosimea acesteia se stabilește prin calcule tehnico-economice. Criteriul de bază pentru stabilirea grosimii optime a stratului de izolație termică, la un material termoizolant dat, îl constituie cheltuielile anuale de calcul:

$$C_c = C + pI \quad [\text{lei/an}] \quad , \quad (17.60)$$

în care  $C$  reprezintă cheltuielile anuale (în principal pentru amortizarea investiției și pentru plata pierderilor de căldură);  $I$  – investiția aferentă izolației termice;  $p$  – coeficientul (indicele) de eficiență economică, egal cu 0,10 - 0,125.

Calculul se efectuează pentru fiecare diametru de conductă, considerând o gamă de grosimi ale izolației termice; se reține acea grosime care corespunde cheltuielilor anuale de calcul minime; cele două mărimi,  $C$  și  $pI$ , inclusiv suma lor  $C_c$  pot fi reprezentate grafic, în funcție de grosimea izolației al cărei optim este pus în evidență deoarece corespunde valorii minime a cheltuielilor de calcul.

Când se impune (de regulă din motive de protecție sanitară) ca temperatura suprafeței exterioare a izolației  $t_{iz}$  să nu depășească o anumită valoare (de exemplu  $50^\circ\text{C}$ ), cu ajutorul relației (17.51) se poate determina, prin încercări sau pe cale grafică, diametrul exterior al izolației, deci implicit grosimea acesteia. În acest sens, egalitatea care trebuie verificată de diametrul exterior necesar al izolației este:

$$R_e(t_m - t_{iz}) = R_{iz}(t_{iz} - t_{ext}) \quad . \quad (17.61)$$

În cazul în care se impune temperatura finală a agentului termic –  $t_2$  – (așa cum apare necesar uneori pentru aburul tehnologic), grosimea stratului izolației termice se determină din relația

$$\Delta t = t_1 - t_2 = (t_1 - t_{ext}) \cdot \left( 1 - e^{\frac{-k \cdot l}{G \cdot c}} \right) \quad [\text{grde}] \quad , \quad (17.62)$$

unde:  $t_1$ ,  $t_2$  sunt temperaturile agentului termic la intrarea, respectiv ieșirea din tronsonul de conductă considerat, de lungime ( $l$ );  $k$  – coeficientul global de transfer de căldură de la agentul termic la  $t_{ext}$  ( $\text{W/m} \cdot \text{grd}$ );  $G$  – debitul de agent termic prin tronsonul respectiv ( $\text{kg/s}$ ).

Atunci, prin explicitarea rezistenței la trecerea căldurii de la fluid la aerul înconjurător rezultă:

$$R = \frac{L}{G \cdot c} \ln \frac{t_{fin} - t_{ext}}{t_{in} - t_{ext}} \quad . \quad (17.63)$$

Întrucât rezistența totală este  $R = R_e + R_{iz}$ , se impune aprecierea temperaturii suprafeței exterioare a izolației (pentru calculul coeficientului  $\alpha_{ext}$ ). Astfel, diametrul exterior al izolației trebuie să verifice egalitatea:

$$R_{iz} = \frac{1}{2\pi\lambda_{iz} \cdot \ln \frac{d_{ext}}{d_{int}}} = R - \frac{1}{2\pi d_{ext} \cdot \alpha_{ext}} \quad (17.64)$$

Determinarea diametrului exterior al izolației se poate face prin încercări sau prin reprezentarea grafică a celor doi membri ai expresiei (17.64), dându-se diverse valori diametrului  $d_{ext}$ . La intersecția celor două curbe de variație se determină valoarea necesară a diametrului exterior al izolației. Se verifică apoi temperatura suprafeței exterioare a izolației cu relația (17.51).

## 17.6. Calculul hidraulic al SRT

### 17.6.1. Scopul calculul hidraulic al SRT

Calculul hidraulic al SRT determină legătura între caracteristicile geometrice și constructive ale conductelor componente (diametru, lungime, armături, trasee etc.) și caracteristicile curgerii fluidului transportat (presiune, debit, viteză etc.).

Pentru acest calcul este necesară cunoașterea prealabilă a:

- planului și configurației rețelei;
- natura agentului termic și parametrii nominali ai acestuia (presiune, temperatură, vâscozitatea cinematică și dinamică, greutatea specifică și variația acestora din urmă cu presiunea și temperatura);
- debitele de agent termic, din fiecare tronson de conductă;
- regimurile caracteristice de funcționare ale SRT;
- soluția de reglare a furnizării căldurii.

Scopul calculului hidraulic constă în alegerea diametrelor conductelor, pentru diversele tronsoane ale rețelei și în determinarea pierderilor de sarcină, care apar prin circulația agentului termic.

În tabelul 17.12 sunt prezentate principalele mărimi utilizate în calculul hidraulic al SRT.

#### Mărimi și relații de bază în calculul hidraulic

Tabelul 17.12

Denumirea	Unitatea de măsură	Relații de calcul
1	2	3
Secțiunea de curgere, $S$	m <sup>2</sup>	–
Viteză locală a fluidului $w_s$	m/s	–
Diametrul interior al conductei, $d$	m	–
Densitatea fluidului, $\rho$	kg/m <sup>3</sup>	–
Viteza medie, $w$	m/s	$w = \frac{1}{S} \int w_s dS$
Ecuția de continuitate:		
Debit volumic, $Q_s$	m <sup>3</sup> /s	$Q_s = Sw = \frac{\pi d^2}{4} w$
Debit masic, $G_s$	kg/s	$G_s = Q_s \rho = Sw\rho = \frac{\pi d^2}{4} w\rho$

Tabelul 17.12 (continuare)

1	2	3
Vâscozitate: cinematică, $\nu$ dinamică, $\eta$	$\text{m}^2/\text{s}$ $\text{kgfs}/\text{m}^2$ $\text{Ns}/\text{m}^2$	$\eta = \nu\rho = \frac{\nu\gamma}{g}$
Relația lui Newton	$\text{kgf}, \text{N}$	$F = \eta S = \frac{dw}{dz}$
Diametrul echivalent hidraulic	$\text{m}$	$d_{ech} = \frac{4S}{P}$
Numărul Reynolds	–	$\text{Re} = \frac{wd}{\nu}$
Relația presiune ( $p$ ) – înălțime ( $h$ )	–	$p = \rho gh; \Delta p = \rho g \Delta h$
Pierderi liniare de presiune	$\text{N}/\text{m}^2$	$\Delta p_{lin} = f \frac{L}{d} \frac{w^2}{2} \rho$
Pierderi locale de presiune	$\text{N}/\text{m}^2$	$\Delta p_{loc} = \zeta \frac{w^2}{2} \rho$
Legea lui Bernoulli	$\text{m}$	$E = z + \frac{p}{\rho g} + \frac{w^2}{2g} = ct$

## 17.6.2. Calculul pierderilor de sarcină (de presiune)

### 17.6.2.1. Calculul pierderilor liniare de sarcină

Se consideră o conductă orizontală dreaptă de lungime  $l$ , diametru interior  $d$ , prin care se transportă izoterm cu viteza  $w$  un fluid a cărui densitate  $\rho$  variază puțin cu presiunea.

$$\Delta p_{lin} = \rho g \Delta h_{lin} = f \frac{l}{d} \frac{w^2}{2} \rho, \quad (17.65)$$

unde  $f$  reprezintă coeficientul de pierderi liniare de presiune. În general el depinde de regimul de curgere (adică de valoarea criteriului  $\text{Re}$ ) și de starea pereților conductelor (rugozitatea absolută  $k$  și relativă  $\varepsilon = \frac{k}{d}$ ). La gaze și la abur supraîncălzit coeficientul  $f$  cuprinde și coeficientul de pierderi prin accelerare datorat modificării densității (volumului specific) cu presiunea.

Regimul de curgere al fluidului în conductă poate fi caracterizat de numărul adimensional  $\text{Re}$ , el determinând mărimea și dependența coeficientului de frecare  $f$  (tabelul 17.13) [17.2].

În cazul curgerii neizoterme, coeficientul de frecare  $f_{\Delta t}$  este funcție de coeficientul de frecare la curgere izotermă și de temperatura fluidului și a peretelui conductei (tabelul 17.14) [17.12].

Pentru țevi cu rugozitatea discretă  $\varepsilon = 0,07 \dots 0,035$  se poate considera cu suficientă aproximație  $f_{\Delta t} = f$ .

Coeficientul de frecare la curgerea neizotermă  $f_{\Delta t}$ 

Tabelul 17.14

Relația	Domeniul de valabilitate
$f_{\Delta t} = f(\eta_p / \eta_f)^n$ - la încălzire $n = 0,14$ - la răcire $n = 0,28 Pr_f$	$5 \cdot 10^3 < Re_f < 2,5 \cdot 10^5$ $0,3 < \eta_p / \eta_f < 38$ $1,3 < Pr_f < 180$
$f_{\Delta t} = f(Pr_f / Pr_f)^{1/3}$	–
$f_{\Delta t} = f(1 - 0,0045 \Delta t)$	canale drepte încălzite
$\left( f_{\Delta t} \frac{T_m}{T_f} \right)^{-1/2} = 21 \lg \left( Re_f \frac{\eta_f}{\eta_m} f_{\Delta t} \frac{T_m}{T_f} \right)^{1/2} - 0,8$	–
$f_{\Delta t} = f(1 - 0,0037 \Delta t^{0,94})$	canale drepte încălzite $\Delta t = 0 \dots 50 \text{grd}$ $2,5 \cdot 10^4 < Re_f < 2,5 \cdot 10^5$

## 17.6.2.2. Calculul pierderilor locale de sarcină

Pierderile de sarcină care apar în sistemele de conducte la schimbarea direcției de curgere a fluidului, sau la schimbarea secțiunii de curgere, se numesc pierderi locale de presiune.

Ele sunt pe de-o parte produse de frecarea fluidului cu pereții, iar pe de altă parte de vârtejurile formate în zona rezistenței locale.

Pierderea de presiune în rezistența locală este proporțională cu energia cinetică a fluidului:

$$\Delta p_{loc} = \rho \cdot g \cdot \Delta h_{loc} = \zeta h \frac{w^2}{2} \cdot \rho \quad , \quad (17.66)$$

iar pentru  $n$  rezistențe locale:

$$\Delta p_{loc} = \rho \cdot g \cdot \Delta h_{loc} = \sum_{i=1}^n \zeta_i \frac{w^2}{2} \rho \quad . \quad (17.67)$$

Valorile coeficientului  $\zeta$  sunt date în diferite surse bibliografice pentru diferite rezistențe locale [17.3]. În marea majoritate a cazurilor aceste valori sunt determinate experimental. Din acest motiv, ca și din cauza varietății soluțiilor constructive, valorile coeficientului  $\zeta$  indicate în literatură diferă mult față de cele reale, chiar pentru același tip de rezistență (tab. 17.15) [17.2].

Se definește drept lungime echivalentă a unei rezistențe locale, lungimea ipotetică a unei conducte drepte care are aceeași pierdere de presiune cu rezistența locală:

$$\Delta p_{loc} = \zeta \frac{w^2}{2} \rho = f \cdot \frac{x}{d} \cdot \frac{w^2}{2} \rho \quad . \quad (17.68)$$

Deci,

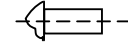
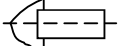
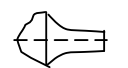

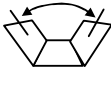




$$x = \zeta \cdot \frac{d}{f} \quad (17.69)$$

Atunci, lungimea echivalentă totală, a unei conducte de lungime efectivă ( $l$ ), cu ( $n$ ) rezistențe locale, cu lungimile echivalente ( $x_i$ ), este dată de:

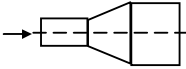
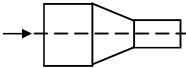
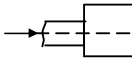
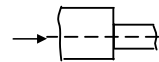





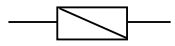

$$l_{ech} = l + \sum_{i=1}^n x_i \quad [\text{m}] \quad (17.70)$$

### Coefficienții de pierderi locale pentru diferite rezistențe locale

Tabelul 17.15

Rezistența locală	Schema	$\zeta$
1	2	3
Ieșire dintr-un rezervor		0,50-1,0
		0,85-1,0
		0,3-0,6
Cot curb $\delta = 90^\circ$ $\delta = 60^\circ$ $\delta = 45^\circ$		0,35 0,25 0,15
Cot din segmente $\delta = 90^\circ$ $\delta = 60^\circ$ $\delta = 45^\circ$		0,7-1,0 0,55 0,50
Teuri		1,2
		1-1,5
		0,2-0,6
		0,2-3,0

Tabelul 17.15 (continuare)

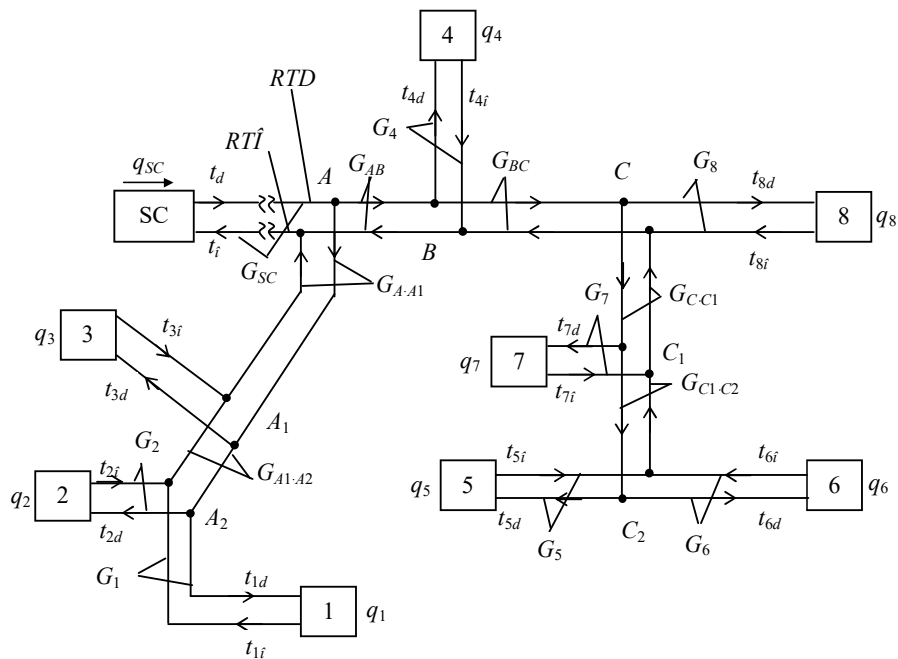
1	2	3
Difuzor		0,20
Confuzor		0,10
Mărire bruscă a secțiunii		0,05-1 (valori mari pentru diferențe mari de diametru)
Reducerea bruscă a secțiunii		0,05-0,5 (valori mari pentru diferențe mari de diametru)
Compensator axial cu presetupă		0,20
Compensator lenticular		1,7-2,7
Compensator liră		1,7
Ventil - normal - îmbunătățit - Koswa - special		3,5-4,0 3,5 2,5 0,6
Vană - total deschisă - deschisă 75% - deschisă 50% - deschisă 25%		0,13 0,8 3,8 15
Ventil reținere - complet deschis - deschis 50%		6-9 9-35
Diafragmă de măsură		



### 17.6.3. Calculul hidraulic al SRT de apă fierbinte

#### 17.6.3.1. Calculul debitelor de apă fierbinte

Pentru o RT cu configurația stabilită (traseu și poziția în rețea a consumatorilor), prima etapă în calculul hidraulic, îl reprezintă „**stabilirea circulației de debite**”. Aceasta înseamnă cunoașterea debitului de apă fierbinte ce tranzitează fiecare tronson de conductă al SRT, după cum rezultă din fig. 17.21. pentru o rețea arborescentă.



**Fig. 17.21.** Schema circulației de debite pentru o rețea termică primară de tip arborescent, de apă fierbinte: SC – sursa de căldură; RTD, RTI – rețea termică de ducere, respectiv de întoarcere;  $t_d/t_i$  - temperaturile pe ducere/retur la SC;  $t_{(1 \dots 8)d}/t_{(1 \dots 8)i}$  - temperaturile pe ducere/retur la cei 1 ... 8 consumatori de căldură;  $G_1 \dots G_8$  – debiturile de apă fierbinte aferente consumatorilor 1 ... 8;  $G_{SC}$  – debiturile de apă fierbinte la nivelul SC;  $G_{AB}, G_{BC}, G_{A1A2}, G_{C1C2}, G_{C1C2}$  – debiturile de apă fierbinte vehiculate pe tronsoanele A - B ... C1 - C2;  $q_1 \dots q_8$  – debiturile de căldură cerute de consumatorii 1 ... 8;  $q_{SC}$  – debiturile de căldură livrate de SC.

Stabilirea circulației de debite se face în următoarea ordine:

a) **stabilirea debitelor de agent termic necesar fiecărui consumator de căldură ( $i$ )** în funcție de debitul de căldură al fiecăruia ( $q_i$ ) și regimul termic al apei fierbinți pe ducere ( $t_{id}$ )/întoarcere ( $t_{ii}$ );

b) **stabilirea debitelor de agent termic care tranzitează fiecare tronson „j” de conductă**. Aceasta se poate face:

– fie plecând de la consumatorii de capăt ai  $RT$ , spre  $SC$ , însumând debitele în punctele de concurență ale sale, până la  $SC$ , astfel încât, în ipoteza neglijării pierderilor de agent și al sistemului de  $RT$  bitubulară închisă, se poate scrie:

$$G_{SC} = \sum_{i=1}^n G_i = G_{SC-d} = G_{SC-i} \quad [\text{kg/s}] \quad , \quad (17.71)$$

în care și

$$G_{i-d} = G_{ii} \quad [\text{kg/s}] \quad . \quad (17.72)$$

– fie plecând de la  $SC$  către consumatorii de capăt ai  $RT$ , scăzând debitele care se distribuie (plecând) din punctele de concurență ale sale, în aceleași ipoteze de mai sus.

Pentru schema  $RT$  din fig. 17.21. aplicarea celor două etape de calcul al „circulației de debite”, conduce la expresiile din tabelul 17.16.

#### Expresiile „circulației de debite” pentru $RT$ din fig. 17.21.

Tabelul 17.16

Punctul – tronsonul de conductă al $RT$	Expresiile debitelor de fluid, în kg/s
1	2
Consumatorii de căldură: $i = 1 \dots 8$	$G_i = \frac{q_i}{c \cdot (t_{id} - t_{ii})} \quad (17.73)$
La $SC$	$G_{SC} = \frac{q_{SC}}{c \cdot (t_{SC-d} - t_{SC-i})} \quad (17.74)$ și $G_{SC} = \sum_{i=1}^8 G_i \quad (17.75)$
Tronsoanele $RT^{(*)}$ - tronsonul: 8-C - tronsonul: 5-C <sub>2</sub> - tronsonul: 6-C <sub>2</sub> - tronsonul: C <sub>2</sub> -C <sub>1</sub> - tronsonul: 7-C <sub>1</sub> - tronsonul: C <sub>1</sub> -C - tronsonul: C-B - tronsonul: 4-B - tronsonul: B-A	$G_{8-C} = G_8$ $G_{5-C_2} = G_5$ $G_{6-C_2} = G_6$ $G_{C_2-C_1} = G_5 + G_6$ $G_{7-C_1} = G_7$ $G_{C_1-C} = G_{7-C_1} + G_{C_2-C_1}$ $G_{C-B} = G_{C_1-C} + G_{8-C}$ $G_{4-B} = G_4$ $G_{B-A} = G_{4-B} + G_{C-B}$

Tabelul 17.16 (continuare)

1	2
- tronsonul: 1-A <sub>2</sub>	$\hat{G}_{1-A_2} = \hat{G}_1$
- tronsonul: 2-A <sub>2</sub>	$\hat{G}_{2-A_2} = \hat{G}_2$
- tronsonul: A <sub>2</sub> -A <sub>1</sub>	$\hat{G}_{A_2-A_1} = \hat{G}_{1-A_2} + \hat{G}_{2-A_2}$
- tronsonul: 3-A <sub>1</sub>	$\hat{G}_{3-A_1} = \hat{G}_3$
- tronsonul: A <sub>1</sub> -A	$\hat{G}_{A_1-A} = \hat{G}_{3-A_1} + \hat{G}_{A_2-A_1}$
- tronsonul: A-SC	$\hat{G}_{A-SC} = \hat{G}_{A_1-A} + \hat{G}_{B-A} = \hat{G}_{SC}$

<sup>\*)</sup> după alternativa „dinspre consumatori spre SC”.

**Notă:** circulația de debite corespunde fiecărui regim caracteristic al consumatorilor de căldură, care în general depinde de natura (destinația) acestora:

– pentru încălzire:

$$G_{i.incz} = \frac{q_{i.incz}}{c(t_{i.d.incz} - t_{i.i.incz})} \quad [\text{kg/s}] \quad , \quad (17.76)$$

– pentru a.c.c.:

$$G_{i.acc} = \frac{q_{i.acc}}{c(t_{i.d.acc} - t_{i.i.acc})} \quad [\text{kg/s}] \quad , \quad (17.77)$$

– pentru ventilație

$$G_{i.v} = \frac{q_{i.v}}{c(t_{i.d.v} - t_{i.i.v})} \quad [\text{kg/s}] \quad , \quad (17.78)$$

– pentru un punct termic de încălzire și acc:

$$G_{i.PT} = \frac{q_{i.PT}}{c(t_{i.d.PT} - t_{i.i.PT})} \quad [\text{kg/s}] \quad , \quad (17.79)$$

unde :

$$q_{i.PT} = q_{i.incz} + q_{i.acc} \quad [\text{kW}_t] \quad , \quad (17.80)$$

– pentru un punct termic de încălzire, acc și ventilare:

$$G_{i.PT} = \frac{q_{i.incz} + q_{i.acc} + q_{i.v}}{c(t_{i.d.PT} - t_{i.i.PT})} \quad [\text{kg/s}] \quad , \quad (17.81)$$

în care:

$$q_{i.PT} = q_{i.incz} + q_{i.acc} + q_{i.v} \quad [\text{kW}_t] \quad , \quad (17.82)$$

unde:  $q_{i.incz}, q_{i.acc}, q_{i.v}$  reprezintă debitele de căldură pentru încălzire, respectiv a.c.c. și ventilare ale consumatorului „i”, în kW<sub>t</sub>;  $t_{i.d.incz}, t_{i.d.acc}, t_{i.d.v}, t_{i.d.PT}$  – temperaturile apei fierbinți în conducta de ducere, pentru încălzire, respectiv a.c.c. și ventilare, ale consumatorului „i”;  $t_{i.i.incz}, t_{i.i.acc}, t_{i.i.v}, t_{i.i.PT}$  – temperaturile apei fierbinți în conducta de întoarcere, pentru încălzire, respectiv a.c.c. și ventilare, ale consumatorului „i”;  $c$  – căldura specifică medie, pe intervalul de temperaturi  $t_{i.d}$  și  $t_{i.i}$ , în kJ/kg.grd.

**Notă:** în cazul SRT inelare, prin utilizarea vanelor de separare, ele se transformă în sisteme arborescente, pentru care circulația de debite se stabilește conform celor prezentate mai sus.

### 17.6.3.2. Calculul diametrelor tronsoanelor de conductă

După circulația de debite, urmează determinarea diametrului fiecărui tronson de conductă (ducere/întoarcere) și pierderile de sarcină aferente.

Diametrul unui tronson „ $j$ ” de conductă, tranzitată de debitul de agent termic  $G_j$ , rezultă din ecuația continuității scrisă pentru condițiile tronsonului „ $j$ ”:

$$G_j = S_j \cdot w_j \cdot \rho_j \quad [\text{kg/s}] \quad , \quad (17.83)$$

de unde rezultă secțiunea  $S_j$  a tronsonului  $j$ :

$$S_j = \frac{G_j}{w_j \cdot \rho_j} \quad [\text{m}^2] \quad . \quad (17.84)$$

Pe baza acesteia rezultă diametrul „ $d_j$ ” al tronsonului „ $j$ ”

$$d_j = 2\sqrt{\frac{S_j}{\pi}} = 2\sqrt{\frac{G_j}{\pi \cdot w_j \cdot \rho_j}} \quad [\text{m}] \quad , \quad (17.85)$$

în care:  $w_j$  este viteza considerată, de curgere a agentului termic prin tronsonul „ $j$ ”, în m/s;  $\rho_j$  – densitatea medie a apei fierbinți în tronsonul  $j$ , în  $\text{kg/m}^3$  (se consideră că apa este incompresibilă la nivelul termic al apei fierbinți (30 ... 150°C), deci  $\rho_j = \text{constantă}$  în lungul tronsonului  $j$ ).

Față de valoarea ( $d_j$ ) rezultată din relația (17.85), se alege diametrul nominal ( $dn_j$ ) cel mai apropiat, conform valorilor standardizate ale acestuia.

### 17.6.3.3. Calculul pierderilor de sarcină pentru tronsoanele de conductă

Calculul pierderilor de sarcină (căderile de presiune) în rețelele de apă fierbinte se face cu ajutorul relațiilor generale prezentate în § 17.6.2. Este de precizat că, datorită vitezelor de circulație acceptate în rețelele de apă fierbinte ( $w=0,5 \dots 3\text{m/s}$ ), și al diametrelor în general mari ale țevilor, curgerea apei se situează în domeniul turbulent (pătratic).

În aceste condiții, relația de calcul a pierderilor liniare de sarcină nu depinde de  $Re$ , coeficientul de rezistență hidraulică liniară  $f$  având expresia (Prandtl-Nicuradze) [17.1]:

$$f = \frac{1}{\left(1,14 + 2 \lg \frac{D}{K_e}\right)^2} \quad (17.86)$$

în care  $K_e$  reprezintă rugozitatea echivalentă.

## Cuprins capitol 17 – II –

17.2.4.4. SRT multitubulare .....	1201
17.3. Mărimi caracteristice ale SRT .....	1201
17.3.1. Mărimi caracteristice conductelor pentru tranzitul agenților termici utilizați în SRT .....	1201
17.3.2. Mărimi specifice ansamblului conductelor care compun SRT .....	1202
17.4. Elemente constructive specifice SRT .....	1202
17.4.1. Conducte utilizate în SRT .....	1202
17.4.2. Armături utilizate în SRT .....	1202
17.4.3. Reazemele conductelor.....	1206
17.4.4. Compensatoare de dilatare .....	1208
17.5. Calculul termic al SRT .....	1208
17.5.1. Calculul pierderilor de căldură .....	1209
17.5.2. Calculul temperaturii exterioare a izolației termice.....	1218
17.5.3. Calculul căderii de temperatură într-o conductă.....	1219
17.5.4. Calculul grosimii izolației termice .....	1220
17.6. Calculul hidraulic al SRT .....	1221
17.6.1. Scopul calculul hidraulic al SRT .....	1221
17.6.2. Calculul pierderilor de sarcină (de presiune).....	1222
17.6.2.1. Calculul pierderilor liniare de sarcină .....	1222
17.6.2.2. Calculul pierderilor locale de sarcină .....	1225
17.6.3. Calculul hidraulic al SRT de apă fierbinte .....	1228
17.6.3.1. Calculul debitelor de apă fierbinte.....	1228
17.6.3.2. Calculul diametrelor tronsoanelor de conductă .....	1231
17.6.3.3. Calculul pierderilor de sarcină pentru tronsoanele de conductă .....	1231

Deoarece, așa cum rezultă din literatură, domeniul pătratic de curgere are loc la valori  $Re > 560 \frac{D}{K_e}$ , se poate determina valoarea minimă aproximativă a vitezei

care separă regimul pătratic de cel prepătratic, la temperaturile curente ale apei de rețea, pentru rugozitatea unor conducte relativ noi ( $K_e = 0,2$  mm) sau a unor conducte după o exploatare îndelungată ( $K_e = 0,5$  mm).

În tabelul 17.17 se prezintă valorile acestor viteze [17.1]. Se poate constata că pentru  $K_e = 0,5$  mm, respectându-se recomandarea ca la alegerea diametrelor viteza să fie mai mare de 0,4-0,5 m/s, curgerea este în regim pătratic; în cadrul unei reglări mixte a furnizării căldurii, se pot admite reduceri ale debitului de agent de ordinul 40-50% din debitul nominal, mai ales la temperaturi ridicate ale agentului, fără ca regimul să devină prepătratic și astfel pierderile de sarcină să fie influențate de numărul  $Re$ .

#### Viteza minimă a apei în regim pătratic de curgere prin conducte rugoase

Tabelul 17.17

	Temperatura, în °C								
	50	60	70	80	90	100	110	130	150
Vâscozitatea cinematică, $10^4 \nu$ , în $m^2/s$	0,557	0,480	0,417	0,368	0,325	0,296	0,267	0,226	0,201
Viteza minimă în regim pătratic, pentru $K_e = 0,5$ mm, în m/s	0,63	0,54	0,47	0,41	0,36	0,33	0,30	0,25	0,22
Viteza minimă în regim pătratic, pentru $K_e = 0,2$ mm, în m/s	1,56	1,34	1,17	1,03	0,91	0,83	0,75	0,63	0,56

În cazul conductelor noi sau al celor date de curând în exploatare ( $K_e = 0,2$  mm), mai ales dacă dimensionarea s-a făcut mai larg (viteze mici) este posibil ca regimul să fie prepătratic chiar la debitul nominal.

Pentru regimul turbulent rugos prepătratic relația de calcul al coeficientului  $f$ , după Frenkel, este:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \lg \left[ \frac{K_e}{3,7D} + \left( \frac{6,81}{Re} \right)^{0,9} \right] \quad (17.87)$$

În cazul situației curgerii în domeniul prepătratic la debitul maxim (nominal) reducerile de viteză (debit) de 3-4 ori conduc la creșteri ale coeficientului  $f$  cu 15-20%; la scăderi de 5 ori ale debitului (debitul devine 20% din debitul nominal), creșterea coeficientului poate depăși cu 50% valoarea de referință (corespunzătoare debitului nominal).

Se impune deci ca în cazul curgerii în domeniul prepătratic, pentru calculul pierderilor de sarcină, în regimuri hidraulice cu debite variabile (reglare mixtă), să se țină seama de influența pe care o are numărul  $Re$  asupra coeficientului  $f$ .

Pe baza calculelor a rezultat că în rețelele de transport și distribuție a căldurii utilizând ca agent apă fierbinte în cadrul reglării mixte a furnizării căldurii, pot fi admise reduceri mari de debit, fără a apare pericolul trecerii în zona de instabilitate, sau în zona regimului laminar. Această concluzie rămâne însă valabilă în următoarele condiții:

- viteza de circulație a agentului este de cel puțin 0,5 m/s;
- rugozitatea suprafeței interioare a conductelor este de cel puțin 0,2 mm;
- diametrul interior al conductelor este de cel puțin 80-100 mm.

În ceea ce privește pierderile locale de sarcină, acestea se calculează considerând o lungime echivalentă de conductă, ca o cotă din lungimea fizică a tronsonului respectiv. În acest sens, conform normelor de proiectare fundamentate pe calcule concrete, pentru lungimea echivalentă pierderilor locale  $L_e$  se consideră o cotă de 20-30% din lungimea fizică  $L$  a tronsonului. Ca urmare, pierderea totală de sarcină va fi:

$$\Delta p = \Delta p_{lin} + \Delta p_{loc} = \Delta p_s (L + L_e) = (1,2 \dots 1,3) \Delta p_s L \quad (17.88)$$

în care  $\Delta p_s$  este pierderea specifică (unitară) de sarcină.

Pe ansamblul sistemului, pierderile de sarcină sunt determinate de circuitul de alimentare cel mai dezavantajos, de obicei cel mai lung, incluzându-se în final și pierderile de sarcină din instalația de racordare a consumatorilor (punctul termic, stația centralizată de preparare a apei calde de consum etc.).

Pe restul circuitelor de alimentare a consumatorilor, respectându-se cerința echilibrării hidraulice, pierderile de sarcină trebuie să le egaleze pe cele ale circuitului de referință (cel mai dezavantajos). În măsura în care este posibil, echilibrarea pierderilor de sarcină trebuie rezolvată prin dimensionare (acționând asupra diametrului conductei); atunci când nu este posibilă echilibrarea prin dimensionare se prevăd rezistențe locale, de obicei de tipul diafragmelor de laminare, care să preia sarcina hidraulică excedentară.

#### 17.6.3.4. Alegerea diametrelor tronsoanelor de conductă

În principiu, la un debit de agent vehiculat pe un tronson de rețea se poate prevedea orice diametru de conductă, diferențele fiind concretizate în pierderi de sarcină mai mici sau mai mari.

Normativele și instrucțiunile de proiectare din țara noastră prescriu drept criteriu principal de alegere a diametrelor conductelor „pierderile specifice de sarcină”, care trebuie să se înscrie într-un anumit domeniu de valori în funcție de poziția ocupată de tronsoanele dimensionate în ansamblul rețelei, astfel:

- pe bransamente, pierderea specifică de sarcină  $\Delta p_s$  trebuie să fie cuprinsă între 150 și 300 Pa/m;
- pe tronsoanele rețelei de distribuție din interiorul ansamblurilor de locuințe;  $\Delta p_s = 80-150 \text{ Pa/m}$ ;
- pe tronsoanele rețelei de distribuție care alimentează zone mari de consumatori și pe magistralele de transport  $\Delta p_s = 30-60 \text{ Pa/m}$ .

Viteza de circulație a apei de rețea nu constituie un criteriu de alegere a diametrelor, însă se recomandă să se situeze în domeniul 0,5-3,0 m/s.

În cazul în care există un disponibil mare de presiune în punctul de racordare al unui consumator, este admisă depășirea limitei maxime a pierderii specifice de sarcină menționată mai sus pe branșamentul acestuia, cu condiția să nu se depășească viteza de 3 m/s.

La alegerea diametrelor se folosesc în mod curent nomograme de calcul în care se pot citi ușor, la orice debit de agent și diametrul de conductă, pierderea specifică de sarcină și viteza de circulație a acestuia.

#### 17.6.3.5. Calculul hidraulic de dimensionare al SRT de apă fierbinte

SRT se dimensionează pe baza debitelor de căldură orare de calcul ce trebuie livrate consumatorilor. Debitele de căldură orare de calcul se stabilesc pentru etapa finală de dezvoltare a consumului, în funcție de schema de alimentare adoptată, de schemele de racordare a consumatorilor de căldură și de regimurile adoptate pentru livrarea căldurii.

Calculul hidraulic poate fi de dimensionare sau verificare. Calculul de dimensionare se face în două etape: calculul hidraulic preliminar și definitiv. La acest calcul trebuie avut în vedere că durata normată de viață a unei conducte este de 30 de ani. În această perioadă consumurile de căldură de calcul, pe baza cărora se stabilesc valorile de calcul ale debitelor de apă fierbinte ce tranzitează rețeaua, se pot modifica, crescând (prin racordarea de noi consumatori) sau reducându-se (prin reducerea consumurilor de căldură ale consumatorilor existenți, sau prin dispariția unora – eventual prin debranșări).

• **În situația în care cererea de căldură crește în timp**, dimensionarea SRT trebuie să țină seama de această evoluție, punându-se problema valorii alese pentru dimensionare, care poate fi: valoarea finală a cererii, sau o valoare intermediară. Întrebarea ce se pune cu această ocazie, este deci alegerea valorii de dimensionare a cererii de căldură, pentru a face față condițiilor tehnice impuse de curgerea – regimul hidraulic – apei fierbinți în diversele etape de evoluție a cererii de căldură. Trebuie avut în vedere că modificarea în timp a cererii de căldură nu poate fi urmărită prin instalarea unei alte rețele, sau prin adăugarea unei noi conducte, decât în condiții speciale de evoluție a sa, cum este cazul utilizării sistemului **bitubular cu trei conducte** (v. § 17.2.4.3.).

• **Atunci când, în timp, cererea de căldură are o involuție**, se pune iar problema alegerii valorii sale de calcul, pentru dimensionarea rețelei.

În ambele situații, se va efectua calculul de dimensionare în condițiile de calcul considerate la un moment în timp al evoluției cererii de căldură, urmând calculul de verificare al rețelei astfel dimensionată, pentru valoarea minimă a sa și pentru unele valori corespunzătoare unor etape caracteristice de evoluție a cererii respective.

Pentru orice situație avută în vedere la dimensionare, aceasta se face în cele două etape: calculul preliminar și definitiv.

• **Calculul preliminar al SRT de apă fierbinte** se desfășoară în următoarele etape:



1) determinarea debitelor de calcul de agent termic pentru fiecare tronson în parte, pe baza sarcinilor termice de calcul și a schemelor de racordare considerate inițial. Calculul se efectuează începând de la ultimele puncte termice spre sursă, pe tronsoanele de distribuție și magistrale; la însumarea debitelor punctelor termice ținându-se cont de coeficienții de simultaneitate și inerție a sistemului, caracteristici fiecărei scheme de racordare a consumatorilor;

2) determinarea diametrului fiecărui tronson în parte, cunoscând valorile pierderilor liniare specifice de presiune recomandate la transportul apei fierbinți:

- pe conducte magistrale – 3–5 mm H<sub>2</sub>O/m;
- pe conducte de distribuție – 8–15 mm H<sub>2</sub>O/m;
- pe ramificații secundare și racorduri – 15–20 (25) mm H<sub>2</sub>O/m.

Aceste calcule se pot efectua analitic cu relațiile generale prezentate anterior, grafo-analitic (pe baza unor diagrame – fig. 17.22. și tabele) sau cu ajutorul calculatoarelor electronice. Datorită volumului mare de calcule (număr mare de tronsoane), în proiectare se folosesc calculatoare electronice [17.5];

3) determinarea valorilor exacte ale pierderilor liniare specifice de presiune pe baza diametrelor stabilite, a debitelor de agent termic și a pierderilor liniare totale de presiune;

4) determinarea pierderilor locale de presiune. În calculul hidraulic preliminar, când caracterul și amplasarea rezistențelor locale nu sunt cunoscute, lungimile echivalente ale rezistențelor locale se determină ca un procent din lungimea reală:

- pentru conductele magistrale cu compensatoare de dilatare axiale, 20%;
- pentru conductele magistrale cu compensatoare de dilatare liră, 25%;
- pentru conductele de racord și ramificații cu compensatoare de dilatare liră, 30%;

5) stabilirea presiunilor disponibile în fiecare punct al rețelei (graficul piezometric) pe baza pierderilor liniare și locale de presiune pe conductele de tur și retur și a disponibilului de presiune necesar la consumatori și pe instalațiile din CCG, astfel:

- pentru punctele termice – 15 m H<sub>2</sub>O;
- pentru stațiile centrale de preparare a apei calde de consum 30 m H<sub>2</sub>O;
- pentru instalațiile din CCG max. 30 m H<sub>2</sub>O.

Graficul piezometric se construiește pentru consumatorul cel mai îndepărtat din punct de vedere hidraulic (pierdere de presiune maximă) și trebuie să îndeplinească condițiile expuse în cadrul § 17.6.5.;

6) stabilirea, pe baza graficului piezometric, a înălțimii de pompare a instalațiilor din sursa de căldură și a eventualelor stații intermediare de pompare;

7) stabilirea modului de racordare a consumatorilor, impus de regimul presiunilor din rețeaua termică (modul de racordare real).

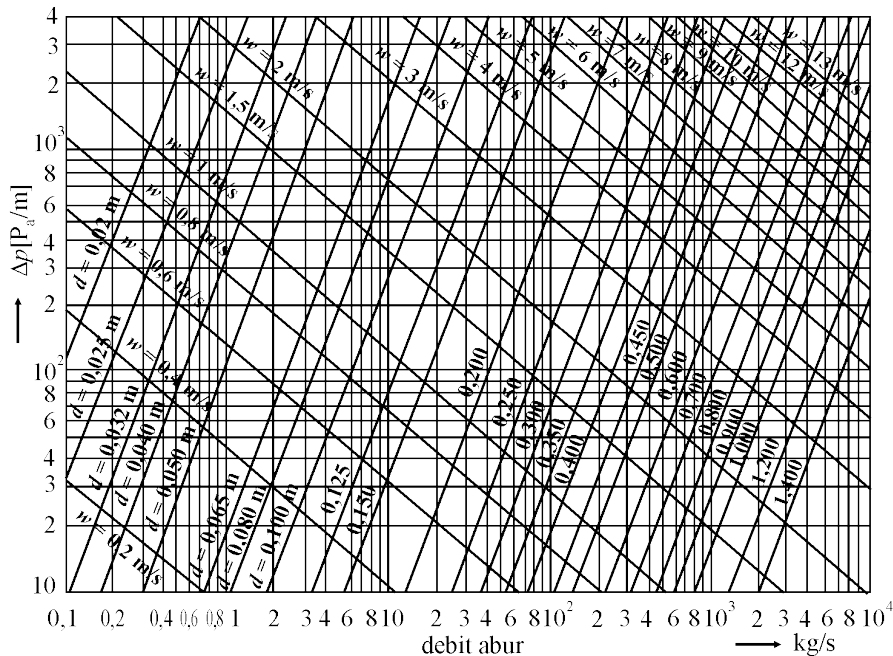


Fig. 17.22. Nomogramă pentru calculul hidraulic al rețelelor cu apă fierbinte. Nomograma este valabilă pentru conducte de apă cu densitatea  $\rho = 975 \text{ kg/m}^3$ . Pentru alte densități ale apei ( $\rho$ ), pierderile de presiune citite în nomogramă se vor înmulți cu  $975/\rho$ .

**Calculul hidraulic definitiv** parcurge aceleași etape ca și calculul hidraulic preliminar; diferențele față de acesta constând în:

- debitele de agent termic de calcul se determină în funcție de schemele de racordare reale stabilite în urma calculului hidraulic preliminar;
- racordurile și ramificațiile apropiate de sursă vor fi dimensionate pentru valori mai mari ale pierderilor liniare specifice de presiune, în funcție de disponibilul de presiune determinat în urma calculului hidraulic preliminar.

În urma efectuării celor două faze ale calculului hidraulic rezultă:

- diametrele tuturor tronsoanelor de rețea;
- graficul definitiv de repartizare a presiunilor, care permite stabilirea măsurilor în vederea echilibrării rețelei și alegerea instalațiilor de pompare din sursa de căldură (pompe de rețea, pompe de adaos și pompe de umplere) și din eventualele stații intermediare de pompare.

**Calculul hidraulic de verificare** cuprinde aceleași etape ca și calculele hidraulice preliminare și definitive. El se întocmește în următoarele cazuri:

- determinarea capacității de transport a unei rețele existente;
- verificarea funcționării unei rețele într-o etapă intermediară de funcționare;
- verificarea funcționării în caz de avarie.

### 17.6.4. Calculul hidraulic al SRT de abur

Față de SRT de apă fierbinte, în cazul celor de abur trebuie avută în vedere în mod deosebit siguranța sporită în funcționare și reducerea maximă – justificată economic – a pierderilor de presiune și temperatură în lungul conductei

#### 17.6.4.1. Calculul pierderilor de sarcină

În calculul hidraulic al conductelor de abur trebuie luate în considerație temperatura, presiunea aburului și umiditatea lui (la abur saturat).

Calculul hidraulic cuprinde trei etape principale:

- alegerea vitezei aburului;
- calculul diametrului conductei;
- calculul pierderilor de presiune.

Viteza aburului se alege în urma unui calcul tehnico-economic, similar cu cel aplicat conductelor de apă. Apar următoarele particularități:

- la parametri înalți și foarte înalți ai aburului, greutatea specifică a aburului crește, fapt care produce mărirea pierderilor de presiune;
- pe conductele de abur sunt montate multe armături, piese de derivație și de compensare a dilatărilor termice, care introduc pierderi de presiune suplimentare care depind de  $w^2$ .

În lucrările de specialitate [17.4] sunt indicate valori recomandate ale vitezei aburului pentru conducte cu diverse destinații.

Pierderile de presiune în cazul conductelor de abur se determină cu ajutorul relațiilor generale, ținând cont că aburul este un fluid compresibil. Ca urmare coeficientul de frecare trebuie să țină seama și de coeficientul de pierderi prin accelerare  $-f_a$  (fig. 17.23.)

$$f' = f \left( 1 + \frac{1}{100} \cdot \frac{f_a}{f} \right) \quad (17.89)$$

în care  $f$  este coeficientul de frecare calculat pentru fluide incompresibile.

Din punctul de vedere al variației densității în lungul conductelor, acestea se clasifică în:

– **conducte scurte**, la care pierderile de presiune au valori reduse, variația densității în lungul conductei putându-se neglija. Pierderile de presiune se pot calcula cu relațiile generale prezentate anterior;

– **conducte lungi**, la care pierderile de presiune au valori importante, iar variația densității în lungul conductei nu se mai poate neglija. Calculul pierderii de presiune se face printr-o metodă aproximativă iterativă: se apreciază o cădere de presiune  $\Delta p$ , cu care se determină densitatea medie  $\rho$  în lungul conductei. Cu această valoare a densității se calculează pe baza relațiilor generale, pierderea de presiune, valoarea obținută verificându-se cu valorile alese inițial. Calculul se reia de mai multe ori până se obțin valori apropiate între mărimile alese inițial și cele obținute prin calcule. O altă metodă o constituie împărțirea conductei lungi în mai multe tronsoane, care pot fi considerate conducte scurte, calculându-se

## 18. SISTEME DE RACORDARE A CONSUMATORILOR DE CĂLDURĂ

### 18.1. Generalități

În general, natura agentului termic și parametrii săi (presiune, temperatură) diferă între rețeaua de transport (RTP) și rețeaua de distribuție (RTS), care la rândul său trebuie să asigure condițiile calitative și cantitative impuse de instalațiile consumatoare, în funcție de tipul consumatorilor.

Ansamblul instalațiilor situate la limita între rețeaua de distribuție a căldurii și instalațiile consumatorilor (rețeaua exterioară de distribuție și instalațiile interioare ale consumatorilor) se numește **stație termică** (ST) sau punct termic (PT). Punctul termic trebuie să satisfacă condițiile funcționale atât ale rețelei de transport a căldurii cât și ale consumatorilor și să coordoneze parametrii acestora.

Tipul punctelor termice depinde în principal 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 (numărul de conducte).

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, de exemplu încălzire și apă caldă. Astfel, în cazul cel mai complex, punctul termic servește la prepararea centralizată a apei calde de consum (a.c.c.) și la transformarea parametrilor pentru instalația de încălzire a consumatorilor. În cazul racordării directe cu hidroelevatoare, PT se completează cu puncte termice locale pentru instalarea acestora. Pentru instalațiile de ventilație, schimbătoarele de căldură aferente se amplasează local. Aceasta depinde în primul rând de modul de racordare al consumatorilor respectivi la rețeaua termică.

### 18.2. Racordarea consumatorilor la rețelele termice de apă fierbinte

#### 18.2.1. Condiții generale de îndeplinit

Apa fierbinte, ca agent termic, în rețelele de transport a căldurii, în funcție de graficul de reglare adoptat la sursa de căldură, presupune valori maxime de:

- pe ducere, cuprinse, în general, între 115 – 150°C;
- pe întoarcere, cuprinse între 60 – 80°C.

Pe ducere, fiind vorba de temperaturi peste 100°C, presupune ca în orice punct al RTP, presiunea apei fierbinți să fie mai mare decât valoarea de saturație corespunzătoare temperaturii respective. Deci, în tot lungul traseului RTP, de la sursa de căldură până la PT, apa fierbinte va trebui să aibe o presiune locală  $p_{RTP}$ : ( $p_{RTP} > p_{sat}(t_{RTP}) = p_{sat}(115 \dots 150^\circ\text{C}) = 2,7 \dots 6 \text{ bar}$ ).

Consumatorii care se racordează la rețeaua de apă fierbinte sunt, cel mai adesea, instalațiile de încălzire, de preparare a apei calde de consum și/sau de ventilare, ori în scopuri tehnologice.

## 18.2.2. Racordarea instalațiilor de încălzire

### 18.2.2.1. Generalități

Alegerea celor mai adecvate soluții de racordare a instalațiilor interioare de încălzire la rețelele de distribuție de apă fierbinte prezintă o importanță deosebită pentru funcționarea sistemului.

Soluția de racordare trebuie să satisfacă atât condițiile funcționale impuse de sursa de căldură, cât și pe cele de alimentare cu căldură ale consumatorului racordat. Uzual, instalația de racordare a consumatorilor la rețeaua exterioară se numește **punct termic – PT**.

La alimentarea cu căldură a câtorva clădiri din centrale termice este posibilă asigurarea parametrilor necesari instalațiilor interioare de încălzire, prin amenajarea corespunzătoare a centralei termice; legătura la instalațiile interioare se reduce astfel la un simplu racord, deoarece regimul de presiune necesar, reglarea debitului și a temperaturii fluidului se asigură din CT.

La alimentarea centralizată cu căldură, pentru fiecare instalație trebuie să se asigure un anumit regim termic și hidraulic, care poate fi diferit de la un consumator la altul. Datorită varietății instalațiilor interioare racordate, punctele termice au un caracter complex.

Instalațiile de încălzire, în general, utilizează ca agent termic apa caldă (mai rar apa fierbinte) cu temperaturi sub 100°C: cu diverse valori maxime în conducta de ducere/întoarcere, de la 95/75 la 80/60°C, în funcție de tipul constructiv al aparatului de încălzire.

Există următoarele două tendințe contradictorii privitoare la valorile maxime ale temperaturilor apei calde – ducere/întoarcere –:

a) pe de o parte creșterea acestor temperaturi, o dată cu diferența de temperatură ( $\Delta t = t_{ducere} - t_{întoarcere}$ ), ceea ce presupune:

– elemente de încălzire de construcții adecvate și din materiale care să reziste la temperaturile respective;

– rețeaua secundară de încălzire să reziste la regimul termic maxim al apei calde utilizată în RTS;

– pentru același debit maxim de căldură cerut pentru încălzire ( $q_i^M$ ), creșterea lui  $\Delta t_i^M$  ( $\Delta t_i^M = t_{d,i}^M - t_{i,i}^M$ ) conduce la scăderea valorii maxime a debitului de apă caldă din RTS ( $G_i^M$ ), conform relației:

$$G_i^M = \frac{q_i^M}{c_{ac} \cdot \Delta t_i^M} \quad [\text{kg/s}] \quad , \quad (18.1)$$

în care, pe lângă notațiile prezentate mai sus s-a folosit:  $c_{ac}$  – căldura specifică medie a apei calde, pentru intervalul de temperatură cuprins între  $t_{d,i}^M$  și  $t_{i,i}^M$ , în kJ/kg.grd. În consecință, scade diametrul de dimensionare a RTS, cu toate avantajele tehnice și economice care decurg de aici (v. cap. 17).

Ca urmare a acestor efecte contradictorii, de la caz la caz, se folosesc valori  $t_{d,i}^M$ ,  $t_{i,i}^M$  și  $\Delta t_i^M$ , diferite. În prezent, în sistemele de alimentare centralizată cu căldură se folosesc mai ales parametrii maximi:  $t_{d,i}^M / t_{i,i}^M = 90/70 \dots 95/75^\circ\text{C}$ .

Instalațiile de încălzire se pot racorda la rețeaua de apă fierbinte, direct (dependent) sau indirect (independent). La rândul său, racordarea directă se poate realiza fără/cu instalații de amestec.

#### 18.2.2.2. Racordarea indirectă

Acest tip de racordare se caracterizează prin separarea hidraulică a instalațiilor de încălzire ale consumatorilor față de rețeaua termică de distribuție. Aceasta permite funcționarea aparatelor de încălzire ale consumatorilor la presiunea hidrostatică determinată de propriul vas de expansiune. Ca urmare, aparatele de încălzire nu sunt supuse presiunii, în general ridicate, din rețeaua termică și variațiilor inevitabile a ei. Se garantează astfel izolarea completă a instalațiilor consumatoare față de eventualele creșteri accidentale – de avarie – ale presiunii în rețeaua termică exterioară. Această separare hidraulică este deosebit de utilă pentru racordarea sistemelor de încălzire mai vechi, care au funcționat pe centrale termice locale.

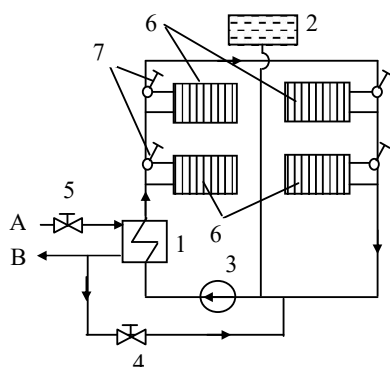
Racordarea indirectă se recomandă a fi utilizată în clădirile unde avarii accidentale și neînsemnate pot avea totuși urmări grave (muzee, arhive etc.), precum și în zonele rețelei termice unde presiunea în conducta de întoarcere este mai mare decât valoarea admisă de instalațiile de încălzire ale consumatorilor.

Separarea hidraulică se realizează cu ajutorul preîncălzitoarelor apă fierbinte – apă caldă, în diverse variante, ca în fig. 18.1.

Diferența de presiune în punctul de racordare (A, B) la rețeaua termică trebuie să fie suficientă pentru acoperirea pierderilor de presiune din conductele de distribuție, cele de legătură din cadrul punctului termic și cele ale preîncălzitorului (cca. 0,4 – 0,5 bar).

Sistemul de încălzire trebuie să funcționeze cu vasul propriu de expansiune (2). Alimentarea cu apă de adaos a sistemului local, pentru compensarea pierderilor, poate fi făcută – periodic – cu apă din rețeaua termică (dedurizată și degazată), prin vana (4) manuală sau automată. Pentru alimentarea automată cu apă de adaos, vasul de expansiune este dotat cu două relee de nivel (maxim și minim), care transmit impulsurile respective la ventilul (4) acționat electric. În cazul insuficienței presiunii în conducta de întoarcere a rețelei termice, pentru umplerea vasului de expansiune se poate monta o pompă specială, care nu este pusă în fig. 18.1.

Schemele de racordare indirectă permit, cu ajutorul regulatorului 5, funcționarea cu debit constant sau variabil în rețeaua termică exterioară. De asemenea, permite reglajul „cu opriri” pe partea de apă fierbinte, deoarece funcționarea pompei de circulație 3 asigură vehicularea continuă a apei în instalațiile de încălzire, cu reducerea însă treptată a temperaturii ei.



**Fig. 18.1.** Schema indirectă de racordare a instalațiilor de încălzire: 1 – preîncălzitor apă-apă; 2 – vas de expansiune; 3 – pompă de circulație; 4 – vană pentru umplere; 5 – regulator de debit; 6 – aparate de încălzire ale consumatorilor; 7 – robinete de reglare.

Pentru satisfacerea în bune condițiuni a cerințelor consumatorilor și pentru evitarea supraconsumurilor de căldură, se pot utiliza scheme mai complexe de reglare automată.

Circulația apei calde în instalațiile de încălzire (6) este asigurată cu pompele de circulație (3) – în număr de două –, dimensionate în funcție de pierderile de presiune din circuitul secundar (inclusiv cele ale preîncălzitorului 1).

De regulă, trebuie să funcționeze una din cele două pompe. Pentru aceasta sunt posibile două variante de comandă a pompelor:

- una din pompe este în funcțiune și a doua în rezervă; punerea în funcțiune a pompei „de lucru” o face personalul de exploatare, iar pompa de rezervă intră automat în funcțiune la oprirea celeilalte;

- comutarea pentru înlocuirea unei pompe cu cealaltă se face periodic, cu ajutorul unui releu de timp, de exemplu, la fiecare 12 h. În caz de defect al pompei în funcțiune, se conectează automat pompa de rezervă.

Dezavantajul principal al racordării indirecte îl constituie costul echipamentului și cheltuielile pentru construcții-montaj aferente punctului termic. De asemenea, cresc cheltuielile de exploatare determinate de consumul de energie electrică al pompelor de circulație, de cele pentru întreținerea instalațiilor și pentru retribuirea personalului de exploatare.

Existența preîncălzitoarelor apă-apă conduce la creșterea temperaturii apei fierbinți din rețeaua de ducere și întoarcere, față de racordarea directă. Aceasta este

determinată de schimbul de căldură prin suprafață între cei doi agenți termici. În același timp permite însă rețelei termice de transport funcționarea cu regimuri termice mai mari decât cele admise de instalațiile de încălzire. Aceasta conduce la reducerea suprafeței de schimb de căldură a preîncălzitorului și a debitelor de apă fierbinte vehiculate în rețea, cu toate avantajele care rezultă.

În ambele circuite, preîncălzitorul 1 funcționează cu apă dedurizată și degazată. De aceea el se poate realiza din țevi de oțel. Experiența a arătat că aceste preîncălzitoare nu necesită rezervă. Atunci când, din considerente deosebite de siguranță în alimentarea cu căldură este necesară o rezervă, se pot instala două grupuri de preîncălzitoare. Fiecare din ele se pot dimensiona pentru sarcini de la 50% la 100% din debitul de căldură pentru încălzire, în funcție de gradul de siguranță dorit. Datorită numărului mare de armături, racordarea în paralel a grupurilor de preîncălzitoare este dificilă și reduce fiabilitatea ansamblului instalației. De aceea, independent de debitul termic, în regimul normal de funcționare trebuie utilizate toate grupurile de preîncălzitoare instalate în PT.

### 18.2.2.3. Racordarea directă fără amestec

Racordarea directă se poate clasifica, în funcție de existența dispozitivelor de amestec, în două variante: fără amestec și cu amestec.

Spre deosebire de racordarea indirectă, la racordarea directă regimul hidraulic al consumatorilor de încălzire este determinat de regimul presiunilor din RTP. De aceea, toate schemele directe se pot aplica numai dacă presiunea – în regim dinamic sau static – în conducta de întoarcere de la consumatori la PT nu depășește presiunea maximă admisă de aparatele de încălzire.

Racordarea directă fără amestec, prezentată în fig. 18.2., este cea mai simplă. Ea se utilizează în cazurile în care regimul de presiuni și temperaturi din RTP este același cu cel admis de instalațiile interioare. Graficul piezometric (b) din fig. 18.2., mai conține linia (1) a presiunii maxime admisă de instalația interioară și linia (2) a presiunii statice. Poziția acesteia este determinată de consumatorul (abonatul) racordat direct, având cota maximă din sistem; ca valoare ea poate fi acceptată oriunde între linia (1) și punctul de cotă maximă corespunzător instalației respective.

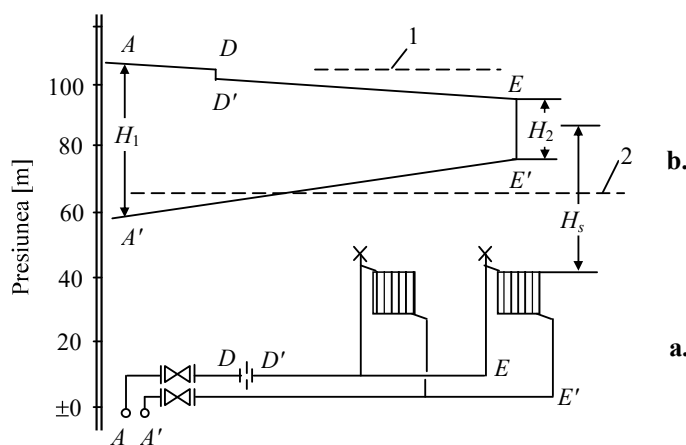
Pentru evitarea pericolului de vaporizare locală a agentului termic, este necesar ca în punctul de cotă maximă, presiunea (la mijlocul segmentului  $EE'$ ) să fie mai mare decât presiunea de vaporizare  $H_s$ , corespunzătoare la saturație pentru temperatura maximă de regim.

Schema este specifică instalațiilor de încălzire cu aer cald (baterii de încălzire) sau de ventilare, a halelor industriale, sau la încălzirea cu corpuri care permit utilizarea directă a apei fierbinți. Aceasta presupune că respectivele corpuri au rezistența necesară, corespunzătoare presiunii din rețeaua de apă fierbinte, iar modul de transmisie a căldurii în incinta încălzită nu conduce la senzația de inconfort datorită temperaturii ridicate a agentului termic.

Această schemă asigură o mare economie de investiții în conductele de distribuție (permite reducerea debitului de apă vehiculată și o reducere sensibilă a



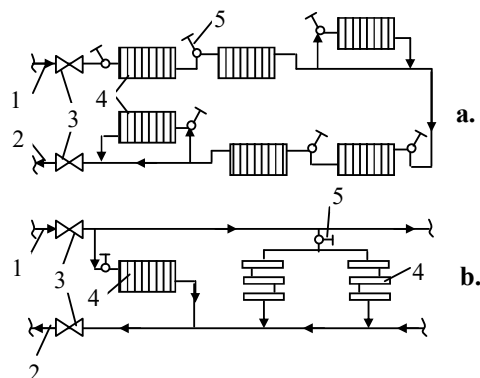
suprafețelor aparatelor de încălzire, datorită folosirii apei cu temperatură ridicată (130–150°C).



**Fig. 18.2.** Racordarea directă fără amestec a instalației de încălzire: 1 – lina presiunii maxime admise; 2 – lina presiunii în „regim static”, în care: a – schema funcțională de principiu; b – graficul de presiuni aferente schemei, de la punctele de racord  $A$  și  $A'$ , la aparatele locale de încălzire,  $H_1$  – presiunea disponibilă la intrarea în PT;  $DD'$  – căderea de presiune locală, egală cu surplusul de presiune locală în punctul de racordare  $A$  și  $A'$ ;  $H_2$  – presiunea disponibilă la baza ultimei coloane a instalației interioare.

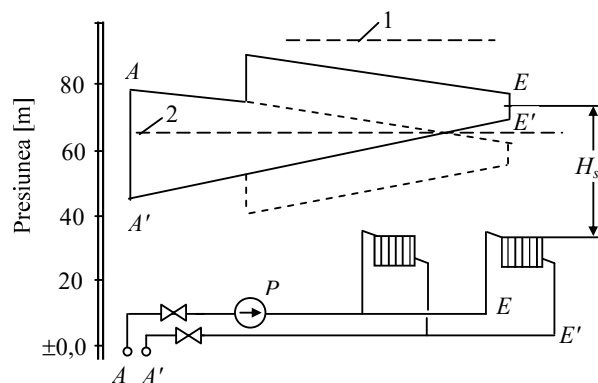
În ceea ce privește modul de racordare al aparatelor de încălzire ale diverșilor abonați, aceasta se poate face: în serie, sau în paralel, după cum este prezentat în fig. 18.3.

Schema din fig. 18.3.,a asigură o rezistență hidraulică mare, ceea ce permite funcționarea în bune condiții chiar și la debite mici ale apei. În cazul unui număr mare de aparate de încălzire, se utilizează montarea lor în paralel, ca în fig. 18.3.,b. La această schemă este necesară perfectă funcționare a robinetelor de reglare ale aparatelor de încălzire. Atunci când acestea funcționează defectuos, este necesară mărirea de 2-3 ori a debitului de apă vehiculat. Dacă această creștere se face pe seama apei din rețeaua termică, atunci crește temperatura apei la ieșirea din instalația de încălzire, mărind consumul de energie pentru pomparea apei și are efecte negative asupra funcționării sursei de căldură, când aceasta este CCG.



**Fig. 18.3.** Scheme de racordare directă fără amestec ale instalațiilor de încălzire: a – orizontal monotubular și b – bitubular; 1, 2 – rețeaua termică cu apă fierbinte, de ducere și întoarcere; 3 – vane de separare (izolare); 4 – consumatori (corpuri de încălzire); 5 – robinete de reglare.

• Dacă pierderile de presiune (de sarcină) din instalația interioară depășesc presiunea disponibilă din punctul de racord ( $H_1$  – în fig. 18.2.), iar temperaturile maxime de regim corespund cerințelor abonatului, se aplică racordarea directă fără amestec, cu pompe de ridicare a presiunii pe conducta de ducere, ca în fig. 18.4.

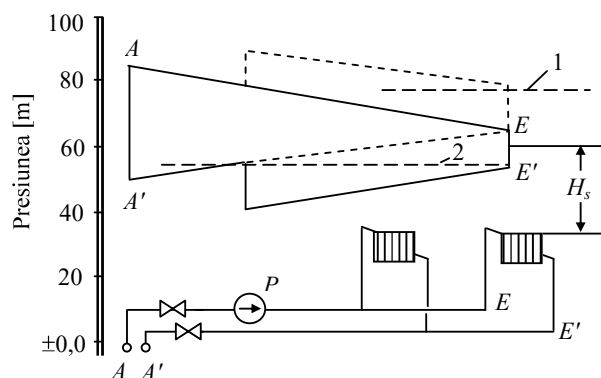


**Fig. 18.4.** Racordarea directă cu pompe de ridicare a presiunii pe conducta de ducere: 1 – linia presiunii maxime admise; 2 – linia presiunii în „regim static”.

În aceste condiții, pompa se montează pe conducta de ducere pentru a ridica nivelul presiunii din instalația interioară dincolo de limita de vaporizare, dar sub valoarea maximă admisă.

Pompele utilizate în acest caz trebuie să fie de construcție specială (pentru temperatura maximă a apei fierbinți).

- Atunci când presiunea necesară pentru asigurarea circulației în instalațiile interioare este mai mare decât diferența de presiune disponibilă în punctul de racord la RTP, se utilizează schema de racordare directă, fără instalații de amestec, cu pompă de ridicare a presiunii pe conducta de întoarcere, prezentată în fig. 18.5.



**Fig. 18.5.** Racordarea directă cu pompe de ridicare a presiunii pe conducta de întoarcere: 1 – linia presiunii maxime admise; 2 – linia presiunii în „regim static”; restul notațiilor idem fig. 18.4.

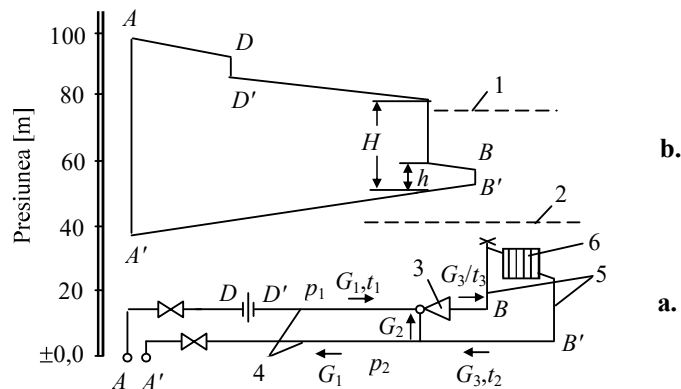
Această situație se întâlnește, în general, la consumatorii de capăt de rețea, unde presiunea în conducta de întoarcere este relativ mai ridicată, din cauza pierderilor de sarcină în RTP, ceea ce poate constitui un caz frecvent. Prin aplicarea acestei soluții, față de varianta cu pompă pe ducere, se asigură o solicitare mai redusă a instalațiilor interioare de încălzire, care sunt supuse la o presiune de regim – pe întoarcere – mai mică. În plus, de data aceasta sunt pompe obișnuite, construite pentru apă caldă, cu temperaturi sub 100°C.

#### 18.2.2.4. Racordarea directă prin amestec cu hidroelevator

Cel mai adesea, în sistemele de alimentare centralizată cu căldură temperatura admisă de instalațiile interioare de încălzire este mai mică decât aceea a rețelei termice primare, care utilizează apa fierbinte. În cazul racordării directe, reducerea acestei temperaturi se face prin amestec cu apa din conducta de întoarcere a instalației de încălzire.

Pentru toate variantele de realizare a amestecului, acest mod de racordare impune funcționarea instalațiilor de încălzire cu debite mai mari de apă din rețea, față de racordarea directă fără amestec.

Schema de racordare directă prin amestec cu hidroelevator – v. fig. 18.6. –, este posibilă dacă instalațiile interioare de încălzire sunt construite astfel încât să accepte regimul de presiuni din rețeaua primară de întoarcere. În schimb, regimul de temperaturi al apei, pe conducta de ducere a instalațiilor interioare de încălzire, este mai mică decât temperatura nominală din conducta de ducere a RTP, de apă fierbinte.



**Fig. 18.6.** Racordarea directă cu amestec prin hidroelevator: 1 – linia presiunii maxime admise; 2 – linia presiunii în „regim static”; 3 – hidroelevator; 4 – apă fierbinte din RTP; 5 – apă caldă în instalația interioară de încălzire (6); a – schema funcțională; b – graficul de presiuni.

Din condiția de egalitate a căldurii livrată din RTP de apă fierbinte, cu aceea consumată, dată conform fig.18.6. de:

$$q_i = G_3 \cdot c(t_3 - t_2) = G_1 \cdot c(t_1 - t_2) \quad [\text{kW}_t] \quad , \quad (18.2)$$

pentru  $t_1 > t_3$  rezultă  $G_3 > G_1$ .

Reducerea temperaturii ( $t_1$ ) la valoarea ( $t_3$ ) se realizează prin amestecul, în camera de amestec a hidroelevatorului (ejector apă-apă), a apei fierbinți cu temperatura ( $t_1$ ), cu aceea care iese din instalațiile de încălzire ( $t_2$ ).

Din punct de vedere hidraulic, perturbațiile care apar în rețeaua exterioră de apă fierbinte sunt resimțite și în instalațiile interioare, ca la toate schemele de racordare directă. Aceasta impune echiparea PT respective cu aparatură de reglare automată și armături de siguranță (clapetă de siguranță contra suprapresiunilor, montată pe conducta de întoarcere de la instalațiile consumatoare).

Funcționarea acestei scheme este caracterizată de coeficientul de amestec  $u$ , care se determină din sistemul de două ecuații format din:

– bilanțul material al hidroelevatorului

$$G_1 + G_2 = G_3 \quad ; \quad (18.3)$$

– bilanțul termic al hidroelevatorului

$$G_1 \cdot c_1 \cdot t_1 + G_2 \cdot c_2 \cdot t_2 = G_3 \cdot c_3 \cdot t_3 \quad (18.4)$$

La nivelele termice  $t_1$ ,  $t_2$  și  $t_3$  se poate considera că  $c_1=c_2=c_3$ . Atunci, coeficientul de amestec este:

$$u = \frac{G_2}{G_1} = \frac{t_1 - t_3}{t_3 - t_2} \quad (18.5)$$

Pentru condițiile de calcul ale funcționării instalațiilor de încălzire (la temperatura exterioară minimă convențională), considerând temperaturile de calcul  $t_3/t_2 = 95/75^\circ\text{C}$ , acceptate în general în instalațiile interioare de încălzire și temperatura de calcul a apei fierbinți în rețeaua termică  $t_1=130 \dots 150^\circ\text{C}$ , conform relației (18.5) rezultă  $u = 1,75 \dots 2,75$ .

Ținând seama de regimul termic, valoarea coeficientului de amestec determină valoarea relativă a debitului de apă  $G_3$  din instalațiile de încălzire ale consumatorilor, pentru un anumit debit de apă fierbinte  $G_1$ .

Notând cu  $H = p_1 - p_2$  diferența de presiune disponibilă în rețeaua termică de distribuție la intrarea în punctul termic (vanele de separare 3) și cu  $h = p_3 - p_2$  diferența de presiune disponibilă în instalațiile de încălzire ale consumatorilor, atunci randamentul hidroelevatoarelor este:

$$\eta = \frac{G_2 \cdot h}{G_1 \cdot (H - h)} \text{ sau } \eta = \frac{u}{\frac{H}{h} - 1} \quad (18.6)$$

și are valori coborâte ( $\eta = 0,20 \dots 0,30$ ).

Ca urmare, pentru condițiile de calcul  $t_1=150^\circ\text{C}$ ,  $t_3/t_2=95/75^\circ\text{C}$  la care  $u = 2,75$ , pentru un randament  $\eta = 0,2 \dots 0,3$ , conform relației (18.6) este necesar ca:

$$H/h = u/\eta + 1 = 14,75 \dots 10,17 \approx 12 \quad (18.7)$$

Dacă pentru o circulație normală a apei în instalațiile de încălzire este necesară o diferență de presiune  $h = 1,2 \dots 1,5 \text{ mH}_2\text{O}$ , atunci conform relației (18.7) este necesar ca  $H \approx 14,4 \dots 18 \text{ mH}_2\text{O}$ .

În acest fel este exprimat **domeniul posibil de folosire a hidroelevatoarelor: numai pentru cazul în care în rețeaua de apă fierbinte există o diferență de presiune dinamică (disponibilă)  $H_{min} \approx 20 \text{ mH}_2\text{O}$ .**

Este de remarcat că, pentru același debit relativ de apă în rețeaua de apă fierbinte, pe măsura creșterii coeficientului de amestec, crește debitul relativ de apă recirculată  $G_2$  și cel din instalațiile de încălzire  $G_3$ , precum și diferența de presiune  $H$  necesară la intrarea în PT. Aceasta se poate vedea din tabelul 18.1.

Instalațiile de încălzire au pierderi de presiune ( $h$ ) relativ mici, rezultând că sunt de capacitate redusă. Ca urmare, în general, se utilizează câte un elevator la o instalație de încălzire cu un consum maxim de căldură de cca. 1,163 MW (1 Gcal/h).

Variația diferenței de presiune  $H$  în rețea

Tabelul 18.1

Coeficientul de amestec	$u$	2,2	2,5	2,7	3,0	3,5
Debitul relativ de apă	$G_1$	1,0				
	$G_2$	3,2	3,5	3,7	4,0	4,5
	$G_3$	1,0	1,1	1,15	1,25	1,4
Diferența de presiune (în $\text{mH}_2\text{O}$ )	$h$	1,0	1,21	1,32	1,56	1,96
	$H$	9	12	15	20	30

La proiectarea și exploatarea sistemelor de încălzire, dacă nu se ia în considerație diferența de presiune ( $H$ ) necesară pentru funcționarea normală a hidroelevatorului, aceasta conduce la reducerea coeficientului de amestec și ca urmare la creșterea debitului de apă  $G_1$ , deci la creșterea cantității de căldură consumată.

Pentru evitarea creșterii ulterioare a diferenței de presiune ( $H$ ) necesară în fața hidroelevatorului, trebuie ales foarte atent locul instalării sale și determinat corect diametrul conductelor de legătură. Hidroelevatorul se amplasează în subsolurile tehnice ale clădirilor consumatorilor, cât mai aproape de începutul sistemului de încălzire al consumatorului (de punctul de racord al primei coloane). Diametrul conductelor de legătură între elevator și sistemul de încălzire (conductele 5 din fig. 18.6.) trebuie ales ținând seama de debitul  $G_2$  de apă de amestec și pierderile specifice de presiune recomandate. De asemenea, pentru a reduce pierderile de presiune ( $h$ ) din instalațiile consumatorilor, care ar determina creșterea lui  $H$ , este necesar ca în exploatare și mai ales la reviziile din timpul verii, să se elimine depunerile sub formă de nămol care s-au format în acestea.

Datorită acestor aspecte, folosirea elevatorilor pentru racordarea directă a instalațiilor de încălzire este limitată. O mărire a acestor limite se poate realiza prin creșterea diferențelor de temperatură în instalațiile de încălzire ale consumatorilor astfel:

- mărirea temperaturii de calcul ( $t_3$ ) a apei la intrarea în instalațiile de încălzire (de ex.: la  $110 - 115^\circ\text{C}$ );
- reducerea temperaturii de calcul ( $t_2$ ) a apei care iese din instalațiile de încălzire.

Ambele variante reduc coeficientul de amestec necesar și ca urmare diferența de presiune  $H$  necesară în rețeaua de apă fierbinte.

Atunci când, în regim dinamic, la PT nu se poate asigura o diferență de presiune  $H$  necesară pentru a putea folosi în bune condiții hidroelevatorul, se poate utiliza racordarea directă cu pompe. În general, acesta este cazul capetelor rețelei de apă fierbinte unde  $H$  scade. În asemenea situații poate deveni nerațională mărirea presiunii în toată rețeaua de apă fierbinte (sau numai pe o porțiune a sa – v. cap 19), pentru a o consuma apoi cu un randament coborât în cadrul hidroelevatorului.

Din punctul de vedere constructiv, toate dimensiunile caracteristice al hidroelevatorului sunt dependente de coeficientul de amestec ( $u$ ), conform [18.1].

**Principalele avantaje** ale hidroelevatoarelor sunt: au o construcție simplă, pot fi confecționate ușor și rapid (oțel, îmbinate prin sudură), sunt robuste în exploatare, nu au piese în mișcare, deci nu necesită o întreținere specială și implică investiții relativ mici.

**Dezavantajele sunt:** randamentul redus în funcționare, ceea ce conduce la limitarea utilizării hidroelevatoarelor la clădiri urbane cu necesarul de căldură pentru încălzire de maximum 0,5 MW și pierderile de sarcină  $h$  de maximum 1,5 m H<sub>2</sub>O. Aceasta menține regimul hidraulic între limite strânse, aspect care nu se înscrie satisfăcător în specificul sistemelor unde se aplică reglarea mixtă a furnizării căldurii sau în al acelor sisteme cu o dezvoltare și restructurare continuă.

#### 18.2.2.5. Racordarea directă cu pompe de amestec

În instalațiile în care disponibilul de presiune din punctul de racordare nu poate asigura funcționarea hidroelevatorului, sau nu acoperă nici pierderile de sarcină din instalația interioară, pentru reducerea temperaturii apei de rețea la valoarea cerută de consumator se folosesc pompe de amestec.

Pompele de amestec se montează fie pe conducta de legătură între firul de ducere și cel de întoarcere (când disponibilul de presiune depășește pierderile de sarcină), fie pe conducta de ducere sau întoarcere (când disponibilul de presiune este mai mic decât pierderile de sarcină din instalația consumatorului). Acest sistem se mai poate utiliza și în cazul dezafectării unor centrale termice existente, odată cu apariția sistemului centralizat, păstrând pompele de circulație ca pompe de amestec. O altă situație în care este indicată soluția cu pompe de amestec este aceea a halelor industriale cu degajări mari și variabile de căldură sau cu inerție termică redusă, soluția permițând reglarea ușoară a instalațiilor consumatoare de căldură.

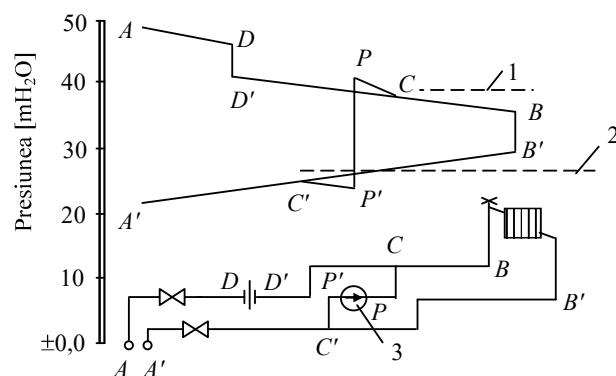
- Varianta cu pompe montate pe conducta de legătură, (fig. 18.7.) se aplică atunci când în rețeaua de apă fierbinte presiunea dinamică este suficient de mare pentru a face față pierderilor de presiune din instalația de încălzire.

În acest caz pompa de amestec vehiculează debitul de amestec ( $G_2$ ), având un consum de energie pentru pompare mai mic decât în variantele celelalte.

Curent, se folosesc două sau trei pompe de amestec, din care una de rezervă. Deoarece temperatura apei din instalația interioară este, în general, sub 100°C – pentru consumatorii urbani – nu se pune problema vaporizării agentului termic, dacă se evită golirea acesteia ca urmare a depășirii înălțimii hidrostatice.

Verificarea condiției de evitare a vaporizării agentului termic trebuie făcută în punctul (C) din schemă, unde pe partea de apă fierbinte presiunea este minimă.

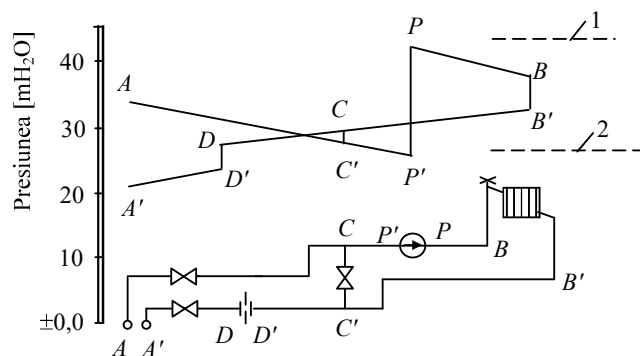
Graficul piezometric aferent instalației interioare trebuie să fie situat sub limita presiunii maxime admise de aceasta (linia 1 din fig. 18.7.). Linia presiunii statice (linia 2 din fig. 18.7.) poate fi oriunde între linia presiunii maxime admise și punctul de cotă maximă al instalației.



**Fig. 18.7.** Racordarea directă cu amestec prin pompe montate pe conducta de legătură:  
1 – linia presiunii maxime admise; 2 – linia presiunii în „regim static”;  
3 – pompa de amestec.

În cazul acestei scheme, înălțimea pompelor de circulație este egală cu suma pierderilor de sarcină din instalația interioară și de pe conducta de legătură.

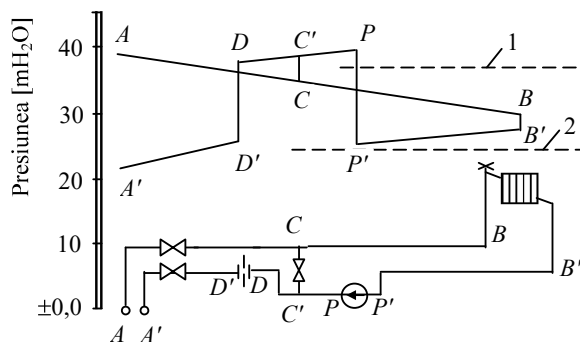
• **Schema cu pompe montate pe conducta de ducere** (fig. 18.8.) se adoptă atunci când presiunea disponibilă în punctul de racord este mai mică decât sunt pierderile de sarcină din instalația interioară. Poziția pompei pe conducta de ducere trebuie să rezulte din analiza situației concrete, din punct de vedere hidraulic, respectând condiția de a nu depăși presiunea maximă admisă. În acest caz, montarea eventual a pompei pe conducta de întoarcere ar fi condus la realizarea unor presiuni mai mici decât presiunea hidrostatică, ceea ce ar fi însemnat golirea instalației la partea superioară. Așa cum rezultă și din fig. 18.8., în zona conductei de legătură este obligatoriu ca presiunea pe conducta de întoarcere să fie mai mare decât presiunea pe conducta de ducere.



**Fig. 18.8.** Racordarea directă cu pompe de amestec montate pe conducta de ducere:  
1 – linia presiunii maxime admise; 2 – linia presiunii în „regim static”.



• **Schema cu pompe montate pe conducta de întoarcere** (fig. 18.9.) se aplică atunci când se dorește reducerea presiunii în conducta de întoarcere din instalația interioară de încălzire. În aceste condiții, dacă s-ar fi montat pompe pe conducta de ducere, aceasta ar fi condus la depășirea presiunii maxime admise.



**Fig. 18.9.** Racordare directă cu amestec prin pompe montate pe conducta de întoarcere: 1 – linia presiunii maxime admise; 2 – linia presiunii în „regim static”.

Pentru o corectă corelare a graficului instalației interioare cu graficul rețelei se prevede o rezistență locală variabilă (de exemplu robinet de reglare), putându-se corecta astfel perturbațiile hidraulice din sistem sau din instalația interioară.

În general, racordarea directă cu pompe de amestec permite realizarea unor coeficienți mari de amestec, pentru diferențe de presiune ( $H$ ) la PT mult mai mici decât în cazul hidroelevatoarelor.

În porțiunile terminale ale rețelei termice, unde se folosesc în general schemele de racordare, cu pompe de amestec; diferența de presiune în rețeaua de apă fierbinte la PT nu numai că este mică, dar este supusă și modificărilor zilnice sau sezoniere. Uneori, aceste modificări sunt atât de mari încât conduc la livrarea incompletă a debitelor de apă din rețea și deci a cantității de căldură primită de consumatori. În aceste cazuri, instalarea pompei în variantele pe ducere și pe întoarcere permite obținerea unei diferențe suplimentare de presiune necesară circulației apei în instalațiile de încălzire ale consumatorilor. Astfel, printr-o creștere relativ redusă a consumului de energie pentru pompare și a puterii instalată în pompe, se mărește siguranța în funcționare a schemei. În cazul acestor variante schema de legare a pompei nu influențează asupra mărimii presiunii de refulare a sa, deoarece în ambele cazuri pompa trebuie să asigure aceleași pierderi de presiune, care apar în instalațiile de încălzire. Aceste pierderi de presiune depind de debitul de apă vehiculat, deci de valoarea coeficientului de amestec real, față de cel de calcul.

Alegerea între schemele de racordare din fig. 18.8. și 18.9. este funcție de analiza condițiilor concrete de funcționare a sistemului de încălzire împreună cu rețeaua termică. În general se aplică mai mult schema cu pompa pe retur deoarece

în sectoarele terminale ale rețelei termice, de regulă, are loc creșterea presiunii în conducta de retur a instalațiilor de încălzire. Existența în PT a pompei de amestec pe conducta de retur permite totodată aplicarea unei scheme de automatizare mai bună, cu menținerea unui regim termic mai aproape de cel necesar.

Din punctul de vedere al alimentării cu energie electrică a pompelor, în varianta cu pompa pe întoarcere a instalației de încălzire, oprirea pompei conduce imediat la creșterea presiunii în instalațiile de încălzire. Dacă presiunea crește peste valoarea admisă de elementele de încălzire aceasta va provoca avaria lor.

Dezavantajul principal al acestor scheme este consumul mare de energie electrică. De asemenea, necesită o gamă largă de pompe tipizate și instalații de protecție adecvate. Astfel, trebuie avut în vedere că, indiferent de schema de racordare a pompei de amestec, oprirea sa conduce la pătrunderea apei fierbinți direct în instalațiile de încălzire, cu consecințe grave. Ca urmare schema de alimentare cu energie electrică a pompelor de amestec trebuie să asigure un grad sporit de siguranță. În plus, este necesar să se prevadă dispozitive de protecție care să izoleze instalațiile de încălzire de restul rețelei de apă fierbinte, pentru cazul opririi pompelor.

În plus, pompele fiind pentru debite mici de cca. 5,6 kg/s (pentru sarcini termice de încălzire  $\leq 0,5 \text{ MW}_t$ , (0,4 Gcal/h) se instalează, de regulă, în clădirile consumatorilor. Ca urmare, trebuie să fie silențioase și cu o fiabilitate mărită. Pentru îmbunătățirea acestei situații este recomandabilă realizarea unor stații centralizate de pompe, eventual în PT unde se prepară și apă caldă, care au dat rezultate bune în exploatare.

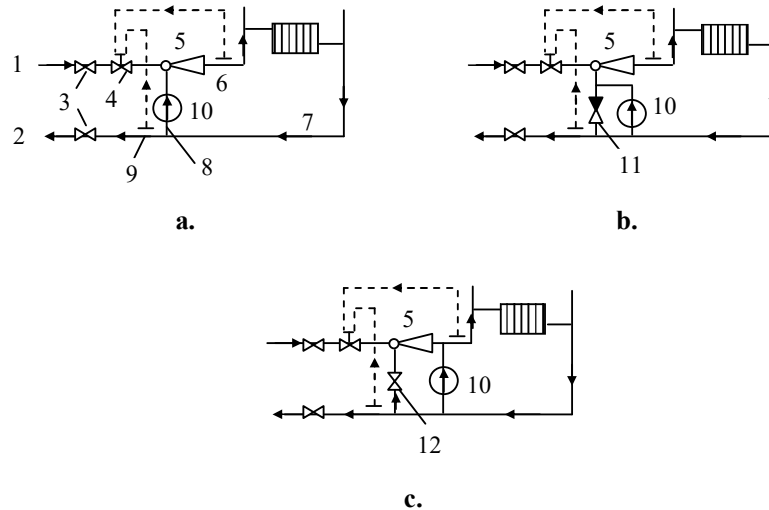
Ținând seama de toate acestea și în special datorită siguranței sporite, necesară la funcționarea pompelor de amestec, poate apare oportunități tehnico-economic utilizarea schemelor combinate de racordare directă prin amestec.

#### 18.2.2.6. Racordarea directă cu hidroelevator și pompă de amestec

Racordarea directă cu hidroelevator și pompă de amestec este prezentată în fig. 18.10., sub diverse variante.

În acest caz oprirea pompei de amestec va determina reducerea coeficientului de amestec fără însă a-l anula, ca în cazul schemelor anterioare. Gradul de reducere a coeficientului de amestec depinde de diferența de presiune  $H$ , care este asigurată în fața elevatorului în cazul opririi pompei. Astfel, schema este utilă dacă valoarea minimă a coeficientului de amestec este cel puțin unu. Aceasta înseamnă că pentru o valoare a pierderilor de presiune în instalațiile de încălzire,  $h = 1 \text{ mH}_2\text{O}$ , la intrarea în PT este necesară o diferență de presiune disponibilă  $H \geq 5 \text{ mH}_2\text{O}$ . De aceea, această schemă se poate utiliza în cazurile în care  $H$  în fața elevatorului au valorile:  $5 \leq H \leq 15 \text{ mH}_2\text{O}$ . În rețelele termice asemenea zone sunt destul de mari și de frecvente.

Schema racordării directe cu hidroelevator și pompă de amestec are și avantajul că permite o reglare mai fină a temperaturii agentului termic în instalațiile de încălzire, în zona temperaturilor exterioare ridicate ( $t_e = 2 \dots 6^\circ\text{C}$ ). Durata acestor temperaturi în sezonul de încălzire este destul de mare (peste 1000 h/an).

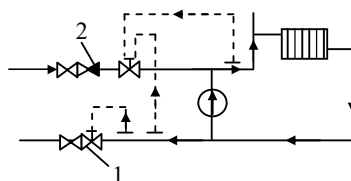


**Fig. 18.10.** Racordarea directă cu hidroelevator și pompă de amestec: 1, 2 – conducte de apă fierbinte de ducere/întoarcere; 3 – vane de separare; 4 – regulator de debit; 5 – hidroelevator; 6, 7 – conducte de apă caldă pentru încălzire, ducere/întoarcere; 8 – conductă de amestec; 9 – impuls de temperatură; 10 – pompă de amestec; 11 – clapetă de siguranță; 12 – vană de închidere.

Instalarea pompelor de amestec împreună cu elevatorul, care funcționează normal, permite creșterea considerabilă a coeficientului de amestec, micșorând astfel temperatura apei care intră în instalațiile de încălzire.

În fig. 18.10. sunt prezentate trei variante ale acestei racordări. Schema din fig. 18.10.,a se poate aplica numai în cazul în care pierderile de presiune în pompa 10 oprită este foarte mică și nu determină în acest fel reducerea suplimentară considerabilă a coeficientului de amestec al elevatorului. Pentru diminuarea acestui dezavantaj se poate aplica schema din fig.18.10.,b. În acest caz, prin pompă trece numai o parte din debitul de apă de amestec  $G_2$ , în funcție de coeficientul de amestec necesar față de cel pe care-l poate realiza hidroelevatorul. Atunci când în mare parte din timp se poate folosi numai hidroelevatorul, se aplică schema din fig. 18.10.,c. În regimul normal ( $H > 15 \text{ mH}_2\text{O}$ ) pompa 10 este oprită; la reducerea diferenței de presiune  $H$  în fața hidroelevatorului se închide vana 12, intrând în funcțiune pompa de amestec 10.

La utilizarea tuturor schemelor de racordare directă apar adesea cazuri în care presiunea în conducta de întoarcere de la instalațiile de încălzire în PT, este mai mică decât aceea necesară acestora. În aceste cazuri, pe conducta de retur a PT trebuie montat regulatorul de presiune 1 din fig. 18.11., care are rolul de a menține presiunea necesară în instalațiile de încălzire.



**Fig. 18.11.** Schema montării regulatorului de presiune pe conducta de retur a PT:  
1 – regulator de presiune; 2 – clapetă.

În perioadele sezonului de încălzire în care rețeaua termică funcționează cu „opriți centralizate” regulatorul de presiune poate preveni golirea apei din instalațiile de încălzire numai prin conducta de retur. De aceea, schema de racord poate fi completată cu o clapetă de reținere 2 montată pe conducta de ducere.

#### 18.2.2.7. Concluzii privind schemele de racordare a instalațiilor de încălzire

- Pentru racordarea instalațiilor aferente halelor industriale cea mai avantajoasă este schema de racordare directă simplă, condiționată însă de existența unui disponibil suficient de presiune în punctul de racord.

- Pentru racordarea construcțiilor urbane cea mai favorabilă apare schema de racordare prin hidroelevator; ca urmare însă a comportării slabe a hidroelevatorului la variațiile regimului hidraulic, generate de reglajul mixt, se preferă de multe ori schemele cu pompe de amestec pe conducta de ducere sau de întoarcere.

- Din punctul de vedere al siguranței în exploatare toate schemele de racordare directă cu amestec se situează pe aceeași treaptă; se poate chiar afirma că schema cu pompe de amestec este mai dezavantajoasă decât cea cu hidroelevatoare, întrucât modificările în regimul hidraulic pot fi amplificate de însăși pompele de amestec; de aceea la toate schemele cu racordare directă trebuie prevăzut aparatul de protecție împotriva suprapresiunilor care pot să apară în instalațiile interioare.

- În comparație cu schemele cu pompe, cea cu hidroelevator are nevoie de un disponibil de presiune în punctul de racord mai mare, asigurat cu pompele de circulație din sursa de căldură, ceea ce determină un consum de energie electrică mai mare pe ansamblu decât la schemele cu pompe de amestec.

În cazul elevatoarelor energia se suportă la prețul de producere al energiei în CCG în timp ce în cazul pompelor de amestec energia consumată este produsă, transportată și distribuită, deci crește costul.

- Schema de racordare indirectă se adoptă în cel mai multe sisteme de la noi din țară, datorită siguranței maxime în exploatare și elasticității la variațiile regimului de funcționare; schema de racordare indirectă se adaptează cel mai bine la reglarea mixtă a furnizării căldurii. Este necesar însă să se acționeze în sensul producerii unor aparate în contracurent eficiente, cu o construcție robustă și ușor de întreținut.

### 18.2.2.8. Alegerea schemelor de racordare a instalațiilor de încălzire

Alegerea schemei de racordare a instalațiilor de încălzire se face avându-se în vedere în primul rând valorile de calcul – curente – ale presiunilor în PT, ținând seama de următoarele două condiții:

- diferența de presiune dinamică  $H$  disponibilă la PT să fie de minim 20 mH<sub>2</sub>O;
- presiunea totală în regim dinamic  $p_1$ , sau static, în rețeaua termică la intrarea în PT să fie mai mică decât presiunea maximă admisibilă în instalațiile de încălzire ale consumatorilor.

Luându-se în considerare acestea se recomandă următoarea ordine preferențială în alegerea soluției de racordare: când sunt îndeplinite ambele condiții, se utilizează racordarea cu elevator. Când este îndeplinită numai condiția a doua se folosește racordarea cu pompă de amestec sau elevator și pompă de amestec. Atunci când nu sunt îndeplinite ambele condiții, se utilizează racordarea indirectă.

În cadrul capitolului 19 se va prezenta, pe baza graficului presiunilor din rețeaua termică, un exemplu de alegere a schemei de racordare a instalațiilor de încălzire.

### 18.2.3. Racordarea instalațiilor pentru prepararea a.c.c.

#### 18.2.3.1. Generalități

Racordarea instalațiilor pentru prepararea a.c.c., la rețelele de apă fierbinte, trebuie să țină seama de următoarele aspecte specifice:

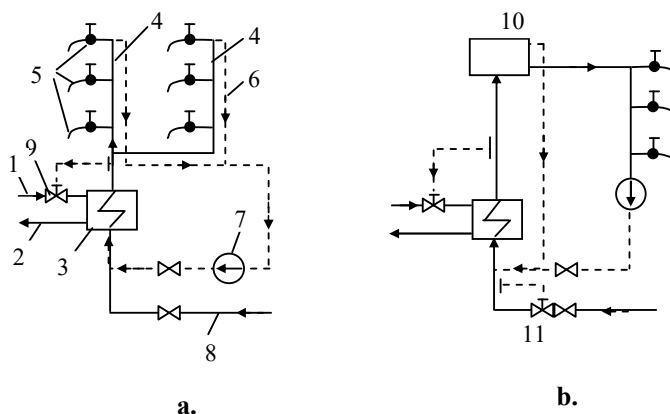
- conform STAS, a.c.c., impune realizarea unei temperaturi a acesteia de 60°C, constantă în timp, independent de mărimea momentană a consumului, de temperatura momentană a apei fierbinți din rețeaua termică (RTP) și de temperatura apei reci utilizată în calitate de a.c.c.;
- a.c.c., impune respectarea condițiilor de potabilitate, motiv pentru care în calitate de a.c.c., se utilizează apa rece din rețeaua de apă potabilă;
- tot debitul consumat sub formă de a.c.c., nu se mai returnează la sursa de apă rece, ea fiind evacuată la canal.

#### 18.2.3.2. Racordarea în sistem închis

Acest tip de racordare – reprezentat în fig. 18.12. – este caracterizat de faptul că pentru a i se asigura condițiile de potabilitate, a.c.c. este încălzită prin intermediul unui schimbător de căldură 3 (apă fierbinte – a.c.c.), ceea ce presupune o separare hidraulică totală între instalațiile consumatoare și rețeaua de apă fierbinte.

Schemele elementare de racordare în sistem închis pot fi fără acumulare de apă caldă (fig. 18.12.,a) sau cu acumulare (fig. 18.12.,b). Acumulatele de apă caldă pot avea un dublu rol: asigură rezerva în cazul întreruperii alimentării cu apă caldă și aplatisează consumul. În general, acumulatele de rezervă se instalează numai în cazurile în care consumatorii nu admit întreruperea alimentării cu apă caldă. Ele se dimensionează pentru o rezervă de 1 – 2 h la consumul maxim de apă. Existența acumulatelelor pentru aplatizarea consumului de apă caldă conduce la

posibilitatea reducerii debitelor de apă fierbinte folosită pentru încălzirea a.c.c., deci la reducerea corespunzătoare a diametrului rețelei respective. Capacitatea de acumulare crește odată cu raportul între consumul maxim și cel mediu zilnic de apă caldă.



**Fig. 18.12.** Racordarea în circuit închis a instalației de preparare a apei calde: 1, 2 – conducte de apă fierbinte, ducere și întoarcere; 3 – schimbător pentru prepararea apei calde; 4 – apă caldă de consum; 5 – consumatori de apă caldă; 6 – apă caldă recirculată; 7 – pompă de recirculare; 8 – apă rece; 9 – regulator de temperatură; 10 – acumulator de apă caldă; 11 – regulator.

Regulatorul de temperatură 9 are rolul de a menține constantă temperatura apei calde la valoarea de calcul, independent de valoarea consumului. El acționează asupra debitului de apă fierbinte intrat în schimbătorul 3. În cazul schemei din fig. 18.12.,b mai apare regulatorul 11 necesar pentru a menține debitul de apă rece la valoarea impusă de consum, în funcție de nivelul apei în rezervorul acumulatorului. Acest regulator acționează astfel încât consumul mediu zilnic săptămânal este asigurat numai pe seama preîncălzitorului de apă caldă 3; la scăderea consumului are loc încărcarea acumulatorului, iar la creșterea consumului urmează descărcarea acestuia.

Pompa de recirculare 7 are rolul de a vehicula apa caldă în sistemele locale de consum. Ea are un rol important pentru asigurarea unei alimentări normale și totodată economice cu apă caldă. Astfel, lipsa unei circulații sigure în coloanele sistemului de alimentare cu apă caldă, conduce la răcirea sa și ca urmare crește cantitatea de apă rece, returnată, crescând consumul de energie al pompei. De asemenea, funcționarea pompei în perioada consumului maxim de apă caldă nu este recomandabil. Din aceste motive se recomandă instalarea a două pompe de recirculare, din care una în funcțiune și cealaltă în rezervă. Intrarea în funcțiune a pompei de rezervă se face automat, pe baza impulsului de temperatură preluat din conducta de recirculare și a impulsului de presiune preluat din conducta de alimentare cu apă rece. Astfel, pompa intră în funcțiune la scăderea temperaturii

apei calde sub valoarea minimă (40–45°C) și când presiunea la aspirație este maximă. Aceasta corespunde lipsei sau valorii minime a consumului de apă caldă. Pompa este scoasă din funcțiune când temperatura apei în conducta de recirculare depășește valoarea de calcul (60°C).

Deoarece de multe ori această schemă de automatizare este nesigură în funcționare, impulsul pentru pornirea sau oprirea pompei de recirculare este bine să fie dat de debitul de apă caldă consumată. Aceasta se explică prin faptul că timpul de răcire al apei în conducta de recirculare este variabil și dependent de diametrul conductelor, starea izolației termice a acestora și temperatura mediului ambiant. De asemenea, impulsul de presiune din conducta de apă rece este nesigur și variabil, presiunea aici depinzând de consumul de apă caldă și de presiunea în conducta de apă rece a orașului, care în general este supusă la variații dese și relativ mari.

Pe baza noului mod de comandă a pompei de recirculare, ea va intra în funcțiune când debitul de apă caldă scade sub o anumită limită (cu 10–15%) sub cel normal. Funcționarea pompei poate fi continuă sau întreruptă la atingerea valorii minime impusă temperaturii apei (de ex. 45–50°C). În acest caz pornirea periodică a pompei de recirculare este comandată de un releu de timp.

Ținând seama de zgomotul produs, ca și de întreținerea pe care o necesită, se recomandă ca pompele de recirculare să fie montate în punctele termice centralizate, evitându-se amplasarea lor în clădirile consumatorilor.

O problemă deosebită pe care o ridică racordarea în sistem închis pentru prepararea apei calde este aceea a coroziunii și depunerilor în instalațiile punctului termic și ale consumatorilor. Aceasta se datorează faptului că în circuitul secundar al schimbătorului și în instalațiile de consum se utilizează apă rece netratată chimic și nedegazată. Din acest punct de vedere apa potabilă se poate clasifica astfel:

– foarte acidă, pentru o duritate până la	1,5	mVal/l;
– puțin acidă	1,5 – 3	mVal/l;
– duritate medie	3 – 6	mVal/l;
– dură	6 – 9	mVal/l;
– foarte dură	peste 9	mVal/l.

Ținând seama de acestea, schimbătorul pentru prepararea apei calde este confecționat din țevi de alamă.

În scopul reducerii fenomenului de coroziune internă a instalațiilor un rol important îl are menținerea constantă a temperaturii apei calde la valoarea de calcul (60°C). O mărire a acestei temperaturi conduce la creșterea cantității de oxigen degajat, intensificând procesul de coroziune. În cazul apei calde folosită în scopuri industriale, pentru reducerea intensității coroziunii se introduce hidrazină. Aceasta formează pe suprafața interioară a conductelor un strat hidrofob protector, care reduce reacția între metal și O<sub>2</sub> sau CO<sub>2</sub> din apă.

Pentru reducerea efectului negativ al depunerilor pe suprafețele interioare ale țevilor din preîncălzitor și ale conductelor de apă caldă este necesară instalarea unor filtre la intrarea apei reci în instalație și curățirea periodică a acesteia. Din această cauză schimbătoarele de apă caldă se instalează cu rezervă, pentru a

asigura continuitatea alimentării cu apă caldă în perioadele de revizii și reparații ale unuia din aparatele de schimb de căldură.

Ca urmare, instalația necesită spații mai mari, special construite, mărind investițiile în partea termomecanică și de construcții-montaj, precum și cheltuielile anuale pentru exploatare, întreținere și reparații.

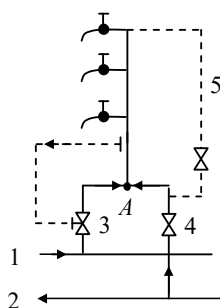
Din punctul de vedere al ariei de aplicabilitate, schema în sistem închis necesită un sistem de distribuție bitubular pentru apa fierbinte.

Din punct de vedere energetic, în perioadele din timpul iernii în care în rețeaua termică consumatorii de încălzire ar permite nivele termice sub  $60\text{--}70^{\circ}\text{C}$ , sistemul închis de preparare a apei calde nu permite acest lucru. Mai mult, existența schimbătorului de căldură prin suprafață introduce o diferență de temperatură suplimentară față de aceea de calcul a apei calde. Aceasta are efecte negative asupra producției de energie electrică în regim de cogenerare, atunci când sursa de căldură este o CCG cu turbine cu abur.

De asemenea, această schemă de racordare necesită un consum suplimentar de energie electrică pentru antrenarea pompei de recirculare, mărind astfel prețul de vânzare al căldurii.

### 18.2.3.3. Racordarea în sistem deschis

Acest tip de racordare prezentat în fig. 18.13., se caracterizează prin faptul că prepararea apei calde se face prin amestecul apei din rețeaua termică de ducere cu aceea din rețeaua de întoarcere. Amestecul se face în scopul asigurării în punctul *A* a temperaturii necesare apei calde de consum de  $60^{\circ}\text{C}$ .



**Fig. 18.13.** Racordarea deschisă pentru prepararea apei calde: 1,2 – rețea de apă fierbinte de ducere și întoarcere; 3 – regulator de temperatură; 4 – vană; 5 – conductă de recirculare a apei calde; *A* – punct de amestec.

Funcționarea schemei din fig. 18.13. este: atâta timp cât temperatura apei din rețeaua termică de întoarcere 2 este cel puțin egală cu aceea impusă de apa caldă ( $60^{\circ}\text{C}$ ), consumul de apă caldă este asigurat integral din conducta de întoarcere, prin vana 4 deschisă. În perioadele în care temperatura apei în conducta de retur este mai mică de  $60^{\circ}\text{C}$ , consumul de apă caldă este asigurat prin amestecul în



punctul *A* între apa din conducta de retur și aceea din conducta de ducere. Debitul de apă fierbinte preluată din conducta de ducere este reglat cu regulatorul de temperatură 3, în funcție de consumul de apă caldă, astfel încât în punctul *A* temperatura de amestec să fie menținută constantă la 60°C.

Acest mod de racordare impune completarea debitului de apă fierbinte luată din rețea, pentru consumul sub formă de apă caldă, cu apa de adaos.

În sistemele deschise de alimentare cu apă caldă debitul de apă de adaos este mult mai mare decât în sistemele închise, unde el reprezintă în general maxim 1-2% din debitul vehiculat; el poate atinge 40-50% la sistemele bitubulare, sau chiar 100% la sistemul monotubular. Ca urmare, sursa de căldură trebuie să asigure tratarea chimică (dedurizarea) și degazarea unui debit de apă de adaos mult mai mare.

Din punct de vedere hidraulic, sistemele deschise de preparare a apei calde se caracterizează prin variații mari ale debitelor de apă vehiculate în rețea, corespunzător consumului momentan de apă caldă.

Principalele avantaje ale sistemelor deschise de preparare a apei calde sunt:

- a) instalațiile aferente preparării apei calde sunt simple și ieftine;
- b) în funcție de temperatura apei în conducta de întoarcere, atâta timp cât în cursul anului este mai mare de 60°C, întregul consum de apă caldă este asigurat numai din aceasta. În restul perioadei apa se prepară prin amestec. Ca urmare, conducta de întoarcere se poate dimensiona pentru debite mai mici decât cele din conducta de ducere, reducându-se investițiile în rețea;
- c) folosirea sistemului deschis de preparare a apei calde permite „recuperarea căldurii” din apa rezultată de la instalațiile de încălzire, ceea ce mărește cantitatea de căldură preluată util din apa fierbinte. De asemenea, este posibilă utilizarea sistemului de transport monotubular (v. § 18.2.5.5.).

Una din condițiile de bază impuse de racordarea deschisă este asigurarea calităților igienico-sanitare și biologice ale apei din rețea, corespunzător condițiilor impuse de folosirea sa ca apă caldă de consum. Aceasta necesită măsuri suplimentare pentru tratarea, eventual în PT, a apei de rețea înainte de a fi utilizată ca apă caldă, ceea ce impune investiții și cheltuieli suplimentare.

În vederea reducerii variațiilor de debit în rețeaua de apă fierbinte, determinate de variațiile consumului de apă caldă, racordarea deschisă poate fi asociată cu acumuloare de apă caldă amplasate în PT.

#### **18.2.3.4. Alegerea schemei de racordare a instalațiilor pentru prepararea a.c.c.**

Alegerea schemei de racordare a instalațiilor pentru prepararea apei calde depinde de următoarele caracteristici tehnice ale sistemului de alimentare cu căldură:

- sistemul de transport adoptat pentru rețeaua termică (bitubular sau monotubular) și distanțele de transport;
- calitatea apei potabile folosită în sistemul de alimentare cu căldură, din punctul de vedere al calităților sale chimice și biologice;

– posibilitățile tehnice ale sursei de alimentare cu căldură privind debitul necesar de apă de adaos și tratarea acesteia;

– mărimea sistemului de alimentare cu căldură, corelat cu regimurile hidraulice și termice admise de diverși consumatori.

Afară de aceste caracteristici tehnice, decizia privind soluția de racordare trebuie luată în baza calculelor tehnico-economice comparative. În cadrul acestora un rol esențial îl are economia de investiții realizată prin reducerea diametrului conductelor de retur ale rețelei termice de transport și distribuție (eventual renunțarea la ea, în cazul sistemului de transport monotubular), reducerea nivelului termic mediu al apei în conducta de ducere, față de investițiile și cheltuielile anuale suplimentare necesitate de tratarea chimică a apei de adaos și tratarea suplimentară biologică a apei în vederea consumului.

În general, racordarea deschisă a instalațiilor pentru prepararea apei calde devine eficientă economic cu cât ponderea consumului de apă caldă față de cel pentru încălzire crește, cu cât distanțele de transport în cadrul sistemului sunt mai mari și cu cât apa de adaos are o duritate mai coborâtă.

În prezent, datorită dificultăților deosebite în a asigura condițiile de potabilitate impuse de a.c.c., în practică s-a renunțat aproape complet la racordarea deschisă.

#### 18.2.4. Scheme combinate pentru racordarea instalațiilor de încălzire și preparare a a.c.c.

##### 18.2.4.1. Generalități

În cadrul sistemelor de alimentare centralizată cu căldură, cel mai adesea, cererea de căldură are un caracter eterogen: în cazul consumatorilor urbani și a celor asimilabili acestora fiind vorba, în general, de încălzire ( $q_i$ ) și căldură pentru prepararea a.c.c. ( $q_{ac}$ ), iar în cazul celor industriali mai poate apare cererea de căldură pentru ventilare ( $q_v$ ). Ca urmare, cele două/trei categorii de consumatori se racordează în cadrul aceluiași ansamblu de instalații, denumit punct termic sau stație termică.

Schemele de racordare utilizate în aceste cazuri, depind în primul rând de sistemul folosit pentru prepararea a.c.c. (închis, deschis sau mixt) și de numărul de conducte folosite pentru transport. Ele cuprind, în general, atât instalațiile de racordare ale consumatorilor de încălzire, cât și cele pentru prepararea a.c.c.

Schemele punctelor termice trebuie să țină seama de următoarele caracteristici generale:

– **structura cererii totale de căldură** pe care trebuie să o asigure un punct termic (PT), sub aspectul raportului între valorile de calcul ale cererilor componente; cel mai adesea de raportul între valorile de calcul ale cererii pentru încălzire ( $q_i^c$ ) și aceea pentru prepararea a.c.c. ( $q_{acc}^c$ ):

$$\rho_t = q_{ac}^c / q_i^c \quad ; \quad (18.8)$$

– **condițiile diferite impuse de cele două cereri de căldură, regimului termic al apei fierbinți din RTP** (la intrarea în PT): încălzirea impune un regim termic al

apei fierbinți, constant sau/și variabil în cursul sezonului de încălzire (în funcție de tipul reglajului adoptat – v. cap.19.), în timp ce prepararea a.c.c. impune un regim termic constant, la 65-70°C, pentru a putea asigura a.c.c. cu 60°C la consumatori;

– **perioadele anuale de existență ale celor două cereri:** în timp ce încălzirea are un caracter sezonier (numai iarna), a.c.c. este tot timpul anului;

– **nivelul de siguranță impus de satisfacerea celor două categorii de cereri de căldură:** încălzirea poate accepta reduceri temporare (până la întreruperi totale) ale debitului de căldură livrată din PT consumatorilor, cu condiția ca în perioada respectivă temperatura interioară să nu scadă sub o anumite valoare limită impusă de consumatori prin contractul încheiat cu furnizorul de căldură. În cazul a.c.c., teoretic nu se acceptă întreruperi, decât în cazuri accidentale. Ca urmare a acestor condiții, se poate spune că în schemele PT trebuie asigurată în primul rând cererea de a.c.c. și pe planul doi – cu caracter temporar – trebuie asigurată cererea de căldură pentru încălzire;

– **sub aspectul variației în timp a celor două cereri,** sunt deosebiri care influențează realizarea schemei PT, pe partea de a.c.c.: cu/fără instalații de acumulare de a.c.c. în PT. Astfel, variația cererii de căldură pentru încălzire depinde de variația temperaturii exterioare, cu o aplatizare și decalaj în timp – în cursul zilei – determinată și funcție de inerția termică a clădirilor încălzite. Spre deosebire de încălzire, cererea de a.c.c. variază de la oră la oră, cu o viteză și un gradient al variației relativ mare;

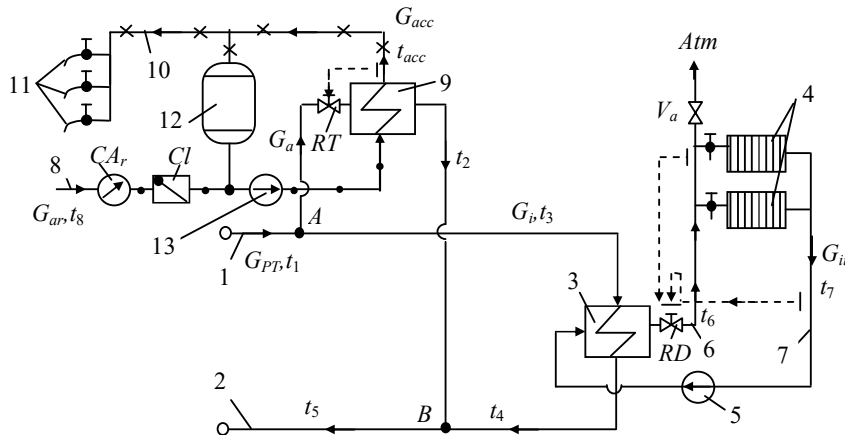
– **efectul creșterii numărului de consumatori racordați la același PT:** în cazul încălzirii practice, toate clădirile alimentate cu căldură din același PT au aceleași caracteristici constructive, ceea ce determină aceeași comportare – variație a cererii respective – în timp. Deci, în cazul încălzirii valoarea de calcul a cererii totale de încălzire reprezintă suma valorilor de calcul ale consumatorilor arondați aceluiași PT; consumul maxim de încălzire la nivelul PT crește odată cu creșterea numărului de consumatori racordați la același PT. În cazul consumului de a.c.c., odată cu creșterea numărului de consumatori, curba sumă a consumului la nivelul PT se aplatizează, datorită nesimultanității consumurilor maxime ale consumatorilor racordați la același PT. De aceea, în anumite scheme de PT, dimensionarea pe parte de a.c.c. se face pentru consumul mediu zilnic de a.c.c., mai ales când se utilizează și acumulatori de a.c.c. încadrate în schema PT.

Ținându-se seama de aceste aspecte, schemele PT diferă între ele din punctul de vedere al numărului de trepte de preparare a a.c.c. (1-2 trepte) și de poziția acestora față de sistemul de încălzire (în paralel, în serie sau mixt).

În general, în SACC din România, din cauza dificultăților tehnice apărute pe parcursul exploatarei, s-a renunțat la racordarea directă cu amestec a consumatorilor de încălzire. Ca urmare, în toate schemele de PT și MT (module termice) s-a adoptat racordarea indirectă, motiv pentru care în continuare discuția are la bază această variantă.

### 18.2.4.2. Schema de racordare într-o treaptă paralel pentru prepararea a.c.c. – fig. 18.14.

Schema o treaptă paralel pentru prepararea a.c.c., este cea mai veche.



**Fig. 18.14.** Schema PT de racordare într-o treaptă paralel pentru prepararea a.c.c.: 1, 2 – rețea apă fierbinte (RTP); 3 – schimbător de căldură pentru încălzire; 4 – consumatori de căldură de încălzire; 5 – pompă de circulație; 6, 7 – rețea apă caldă pentru încălzire; 8 – apă rece potabilă; 9 – schimbător de căldură pentru prepararea a.c.c.; 10 – a.c.c.; 11 – consumatori de a.c.c.; 12 – acumulator de a.c.c.; 13 – pompă apă rece; RT – regulator de temperatură pentru a.c.c.; RD – regulator de debit pentru încălzire; CAr – contor de apă rece; Cl – clapetă de siguranță; Va – ventil de expansiune; Atm – atmosferă.

În această schemă cele două categorii de consumatori pot fi tratați independent, alimentarea lor cu căldură neinfluențându-se reciproc. În orice moment schema asigură ambelor categorii de consum, condițiile calitative și cantitative impuse de fiecare în parte. Problema este ca sistemul de transport și de producere a căldurii să poată asigura această independență.

Se spune că prepararea a.c.c. în schimbătorul de căldură (9) se face „în paralel” cu schimbătorul de căldură pentru încălzire (3) deoarece sunt parcurse în paralel de apa fierbinte din rețea. Cota de debit de apă fierbinte necesară preparării a.c.c. este asigurată de regulatorul direct de debit (RT). Acesta reglează debitul de apă fierbinte ( $G_a$ ) ce intră în schimbătorul (9), în funcție de consumul momentan de a.c.c. ( $G_{acc}$ ), astfel încât temperatura acestuia la consumatori să rămână constantă la valoarea impusă de STAS ( $t_{acc} = 60^\circ\text{C} = \text{ct. în timp}$ ).

Pe partea de încălzire, menținerea constantă a temperaturii interioare la valoarea de calcul ( $t_i^c$ ), conform STAS, este asigurată de regulatorul de debit RD. Acesta compară diferența de temperatură ( $t_6 - t_7$ ) din circuitul de încălzire al

consumatorilor, cu aceea impusă de graficul de reglare pentru încălzire, introdus în memoria sa.

• **Regimurile caracteristice de funcționare ale schemei** sunt determinate de simultaneitatea și modul de variație în timp a valorilor momentane ale celor două cereri de căldură: pentru încălzire  $q_i(\tau)$  și  $q_{acc}(\tau)$ .

Ca urmare a independenței între variațiile celor două consumuri, pentru orice interval de timp considerat, debitul de apă fierbinte necesar pentru  $q_{acc}$  și respectiv  $q_i$ , vor varia între valoarea maximă și minimă specifică cererii respective, conform relațiilor generale:

a) **pentru prepararea a.c.c.:**

$$G_a(\tau) = f(G_{acc}(\tau)) = f(q_{acc}(\tau)) \quad , \quad (18.9)$$

astfel încât în orice moment, pentru prepararea a.c.c.:

$$(G_a^m = f(q_{acc}^m)) \leq G_a(\tau) \leq (G_a^M = f(q_{acc}^M)) \quad , \quad (18.10)$$

în condițiile în care PT nu are acumulator de a.c.c. și

$$G_a(\tau) = (G_a^{md} = f(q_{acc}^{md})) \quad , \quad (18.11)$$

atunci când PT are acumulator de a.c.c.;

b) **pentru încălzire:**

$$G_i(\tau) = f(q_i(\tau)) \quad , \quad (18.12)$$

cu variații în limitele:

$$(G_i^m = f(q_i^m)) \leq G_i(\tau) \leq (G_i^c = f(q_i^c)) \quad , \quad (18.13)$$

indiferent de existența, sau nu, a acumulării a.c.c.;

c) **la nivelul ansamblului PT:**

$$G_{PT}(\tau) = G_a(\tau) + G_i(\tau) \quad , \quad (18.14)$$

cu variații în limitele:

$$(G_{PT}^m = G_a^m + G_i^m) \leq G_{PT}(\tau) \leq (G_{PT}^c = G_a^M + G_i^c) \quad , \quad (18.15)$$

în cazul PT fără acumulator de a.c.c. și

$$(G_{PT}^m = G_a^{md} + G_i^m) \leq G_{PT}(\tau) \leq (G_{PT}^c = G_a^{md} + G_i^c) \quad (18.16)$$

în cazul PT cu acumulator de a.c.c.,

unde:  $q_{acc}^m, q_{acc}^{md}, q_{acc}^M$  – valorile minimă, medie zilnică săptămânală și respectiv maximă a lui  $q_{acc}$ , la nivelul PT, în kW<sub>t</sub>;  $G_a^m, G_a^{md}, G_a^M$  – valorile similare lui  $q_{acc}^m, q_{acc}^{md}, q_{acc}^M$ , pentru debitele de apă fierbinte necesare preparării a.c.c., în kg/s;  $q_i^m, q_i^c$  – valoarea minimă și respectiv de calcul a lui  $q_i$ , în kW<sub>t</sub>;  $G_i^m, G_i^c$  – valoarea similară lui  $q_i^m, q_i^c$ , a debitului de apă fierbinte pentru încălzire, în kg/s;  $G_{PT}^m, G_{PT}^c$  – valoarea minimă, respectiv de calcul, a debitului total de apă fierbinte intrată în PT, în kg/s.

Ținându-se seama de caracterul sezonier al lui  $q_i$  (iarna), față de cel continuu anual al lui  $q_{acc}$ , valorile debitelor de apă fierbinte intrată în PT, în cele două sezoane anuale specifice, se vor modifica în intervalele:

– **vara:**

$$\begin{aligned} (G_{PT}^{m,v} = G_a^{m,v} = f(q_a^{m,v})) &\leq G_{PT}^v \leq \\ &\leq (G_{PT}^{M,v} = G_a^{M,v} = f(q_a^{M,v})) \end{aligned} \quad [\text{kg/s}] \quad (18.17)$$

în cazul PT fără acumulator de a.c.c., sau:

$$G_{PT}^v = G_a^{md,v} = f(q_a^{md,v}) \quad [\text{kg/s}] \quad , \quad (18.18)$$

pentru PT cu acumulare de a.c.c.;

– **iarna:**

$$(G_{PT}^{m,i} = G_a^{m,i} + G_i^m) \leq G_{PT}^i \leq (G_{PT}^c = G_a^{M,i} + G_i^c) \quad [\text{kg/s}] \quad , \quad (18.19)$$

– pe perioada unui an:

$$G_{PT}^{m,v} \leq G_{PT} \leq G_{PT}^{M,i} \quad [\text{kg/s}] \quad , \quad (18.20)$$

în care:  $G_a^{m,v}, G_a^{md,v}, G_a^{M,v}$  – valoarea minimă, medie și maximă a lui  $G_a$ , în cursul verii, în kg/s;  $q_a^{m,v}, q_a^{md,v}, q_a^{M,v}$  – valorile consumului de a.c.c., în cursul verii, corespunzătoare lui  $G_a^{m,v}, G_a^{md,v}, G_a^{M,v}$ , în kWt;  $G_{PT}^{m,v}, G_{PT}^{md,v}, G_{PT}^{M,v}$  – valorile lui  $G_{PT}$ , minimă, medie și respectiv maximă, vara, în kg/s;  $G_i^c$  – valoarea de calcul a lui  $G_i$ , în kg/s.

În baza relațiilor 18.17 ÷ 18.20, rezultă că valorile extreme posibile între care variază  $G_{PT}$  în cursul unui an de funcționare, sunt:

◆ pentru un PT fără acumulator de a.c.c.:

– valoarea minimă :

$$G_{PT}^m = G_{PT}^{m,v} = f(q_{acc}^{m,v}) \quad ; \quad (18.21)$$

– valoarea maximă:

$$G_{PT}^M = G_{PT}^{M,i} = G_a^{M,i} + G_i^c \quad ; \quad (18.22)$$

◆ pentru un PT cu acumulator de a.c.c.:

– valoarea minimă:

$$G_{PT}^m = G_{PT}^{md,v} = f(q_{acc}^{md,v}) \quad , \quad (18.23)$$

– valoarea maximă:

$$G_{PT}^M = G_{PT}^{md,i} + G_i^c \quad . \quad (18.24)$$

Calculul valorilor caracteristice pentru  $G_a$  și  $G_i$  se face cu relațiile:

– pentru prepararea a.c.c.:

$$G_a = \frac{q_{acc}}{c \cdot \Delta t_{acc}} \quad [\text{kg/s}] \quad , \quad (18.25)$$

– pentru încălzire:

$$G_i = \frac{q_i}{c \cdot \Delta t_i} \quad [\text{kg/s}] \quad , \quad (18.26)$$

unde:  $q_{acc}$  și  $q_i$  reprezintă valorile corespunzătoare diverselor regimuri caracteristice de consum, expuse mai sus, în kW;  $c$  – căldura specifică medie a apei fierbinți, pentru intervalul de temperatură  $\Delta t_{acc}$ , respectiv  $\Delta t_i$ , în kJ/kg.grad;  $\Delta t_{acc}$ ,  $\Delta t_i$  – diferențele de temperatură între care evoluează apa fierbinte în schimbătorul pentru prepararea a.c.c. (9, în fig. 18.14.) și respectiv pentru încălzire (3, în fig. 18.14.), în condițiile diferenței minime de temperatură din graficul de reglaj termic adoptat pentru încălzire ( $\Delta t_{acc} = \Delta t_{acc}^{m,i}$ ), respectiv în condițiile de calcul pentru încălzire ( $\Delta t_i = \Delta t_i^c = f(t_e^c)$ ).

Diferențele  $\Delta t_{acc}^{m,i}$  și  $\Delta t_i^c$  fiind date de:

$$\Delta t_{acc}^{m,i} = t_1^{m,i} - t_2^{m,i} \quad [\text{grde}] \quad , \quad (18.27)$$

și

$$\Delta t_i^c = t_1^c - t_4^c \quad [\text{grde}] \quad , \quad (18.28)$$

în care se consideră că  $t_2^{m,i} \approx t_4^{m,i}$ .

• **Suprafețele de schimb de căldură ale schimbătoarelor** de încălzire (3) și pentru prepararea a.c.c. (9), se determină pentru valorile maxime sau de calcul ale  $q_{acc}$  și respectiv  $q_i$  și valorile minime ale  $\overline{\Delta t_{acc}^{m,i}}$ , respectiv de calcul, pentru  $\overline{\Delta t_i^c}$ :

$$S_3 = \frac{q_i^c}{k_3 \cdot \Delta t_i^c} \quad [\text{m}^2] \quad , \quad (18.29)$$

și:

$$S_9 = \frac{q_{acc}^M}{k_9 \cdot \Delta t_{acc}^{m,i}} \quad [\text{m}^2] \quad , \quad (18.30)$$

pentru PT fără acumulare de a.c.c., sau:

$$S_9^* = \frac{q_{acc}^{md}}{k_9 \cdot \Delta t_{acc}^{m,i}} \quad [\text{m}^2] \quad , \quad (18.31)$$

în care:  $k_3$ ,  $k_9$  sunt coeficienții globali de transfer de căldură ai schimbătorului de încălzire (3) și respectiv de preparare a a.c.c. (9), în kW/tm<sup>2</sup>.grad;  $\overline{\Delta t_i^c}$ ,  $\overline{\Delta t_{acc}^{m,i}}$  – diferența medie logaritmică de temperatură, în condițiile de calcul din graficul de reglare pentru încălzire, respectiv în regimul minim de temperaturi ale acestuia, calculate cu:

$$\overline{\Delta t_i^c} = f(t_e^c) = f(t_6^c, t_7^c, t_3^c, t_4^c) \quad [\text{grde}] \quad , \quad (18.32)$$

și

$$\overline{\Delta t_{acc}^{m,i}} = f(t_e^{m,i}) = f(t_1^{m,i}, t_2^{m,i} \approx t_4^{m,i}, t_{acc}^c = 60^\circ\text{C}, t_8 \approx 10^\circ\text{C}) \quad [\text{grde}] \quad (18.33)$$

• **Avantajele schemei** constau în: simplitate și faptul că tot timpul anului cele două categorii de consum sunt asigurate independent în orice moment. În plus temperatura  $t_1$  de intrare în PT nu este influențată de  $q_{acc}$ , ci numai de graficul de reglaj termic impus de  $q_i$ .

• **Dezavantajele schemei** sunt determinate de faptul că în orice moment debitul de apă fierbinte ( $G_{PT}$ ) la intrarea în PT, reprezintă suma debitelor necesare încălzirii ( $G_i$ ) și preparării a.c.c. ( $G_a$ ). Ca urmare valoarea maximă (de calcul) a lui  $G_{PT}^c$  reprezintă suma între ( $G_i^c$ ) și ( $G_a^c$ ) (unde la PT fără acumulator de a.c.c.,  $G_a^c = G_a^M = f(q_{acc}^M)$ , iar la PT cu acumulator,  $G_a^c = G_a^{md} = f(q_{acc}^{md})$ ). În consecință rețeaua termică primară din amonte de PT se va dimensiona pentru ( $G_{PT}^c$ ). În plus, în cursul funcționării, în orice moment  $\tau$ , ( $G_{PT}(\tau) = G_i(\tau) + G_a(\tau)$ ), vor apare variații ale ( $G_{PT}$ ) determinate de suma variațiilor independente ale ( $G_i$ ) și mai ales ale ( $G_a$ ), ceea ce determină un regim hidraulic variabil în RT din amonte de PT. Introducerea acumulatorului de a.c.c. reduce gradul de variație a lui ( $G_{PT}$ ), deoarece reduce gradul de variație al lui ( $G_a$ ).

• **Domeniul de utilizare a schemei:** este cazul în general, al PT cu caracter urban, unde ponderea consumului de căldură ( $q_{acc}$ ) față de cel pentru încălzire este mic ( $q_{acc}^M / q_i^c \leq 0,2$ ), dacă nu se folosește acumulator de a.c.c., sau pentru ( $q_{acc}^M / q_i^c \leq 0,3 - 0,4$ ), în cazul utilizării acumulatorului. Se aplică la PT industriale, cu acumulator de a.c.c., pentru că la consumatorii respectivi consumul de a.c.c. are creșteri bruște și de mare amplitudine odată cu ieșirile din schimb ale salariaților.

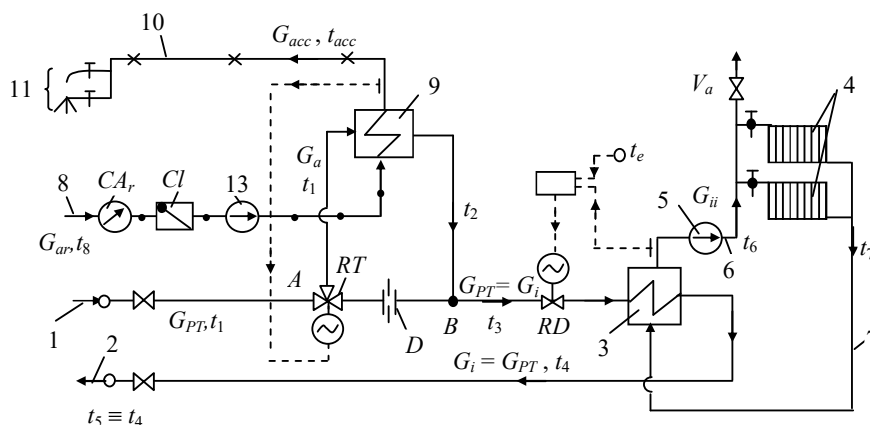
**În general, pentru consumatorii urbani se aplică la PT mici** (la  $q_{PT}^c \leq 1 - 2 \text{ MW}_t$ ), **cu ponderea mică a  $q_{acc}$  față de  $q_i$** , în limitele lui  $q_{acc}^M / q_i^c$  prezentate mai sus.

#### 18.2.4.3. Schema de racordare într-o treaptă serie pentru prepararea a.c.c. – fig. 18.15.

La această schemă, schimbătorul (9) pentru prepararea a.c.c. este parcurs de apa fierbinte din RTP, în serie, înaintea schimbătorului de încălzire (3). Debitul de apă fierbinte intrată în PT ( $G_{PT}$ ) se distribuie – în punctul A – în două: debitul ( $G_a$ ) necesar preparării apei calde în schimbătorul (9) și diferența ( $G_{PT} - G_a$ ) bypassează acest schimbător. Cele două debite se însumează în punctul (B), astfel încât în schimbătorul (3) pentru încălzire intră tot debitul de apă fierbinte intrată în PT ( $G_i \equiv G_{PT}$ ).



Cota de debit de apă fierbinte aferentă preparării a.c.c. ( $G_a$ ) din ( $G_{PT}$ ) este determinată de poziția regulatorului de temperatură (RT), care are rolul de a menține constantă temperatura a.c.c. la consumator ( $t_{a.c.c.} = ct$ ), independent de mărimea momentană a consumului de a.c.c. ( $G_{acc}(\tau)$ ).



**Fig. 18.15.** Schema PT de racordare într-o treaptă serie pentru prepararea a.c.c. Toate notațiile idem fig. 18.14.;  $D$  – diafragmă de laminare;  $t_e$  – impuls de temperatură exterioară.

Caracteristic acestui PT este faptul că, în funcție de consumul momentan de a.c.c. ( $G_{acc}(\tau)$ ), pentru un debit de apă fierbinte ( $G_a$ ) intrată în schimbătorul (3), temperatura ( $t_2$ ) variază. Ca urmare, făcând bilanțul termic în punctul ( $B$ ) rezultă temperatura ( $t_3$ ) a apei fierbinți la intrarea în schimbătorul de încălzire (3):

$$t_3 = t_1 - (t_1 - t_2) \cdot \frac{G_a}{G_{PT}} \quad [^\circ\text{C}] \quad (18.34)$$

Ținându-se seama de notațiile din fig. 18.15., rezultă:

$$G_a = \frac{q_{acc}}{c \cdot (t_1 - t_2)} \quad [\text{kg/s}] \quad (18.35)$$

și

$$G_{PT} = \frac{q_{PT}}{c \cdot (t_1 - t_5)} \quad [\text{kg/s}] \quad (18.36)$$

unde:

$$q_{PT} = q_{acc} + q_i \quad [\text{kW}] \quad (18.37)$$

atunci relația (18.34) devine:

$$t_3 = t_1 - (t_1 - t_5) \cdot \frac{q_{acc}}{q_{PT}} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad , \quad (18.38)$$

în care:

$$q_{PT} = q_i + q_{acc} \quad [\text{kW}_t] \quad . \quad (18.39)$$

Analizând simultan relațiile (18.38) și (18.39), rezultă că, în condițiile menținerii constante a debitului de căldură intrată în PT ( $q_{PT}$ ) și a temperaturii apei fierbinți la intrarea în PT ( $t_1$ ), dacă ( $q_{acc}$ ) crește, atunci ( $t_3$ ) și ( $q_i$ ) scad. Cu alte cuvinte, consumatorului de încălzire nu i se mai poate asigura o temperatură interioară constantă ( $t_i^c$ ), conform STAS.

Ținându-se seama de aceste aspecte funcționale, legate de simultaneitatea consumurilor de căldură  $q_{acc}$  cu  $q_i$  și de efectul nefavorabil asupra încălzirii al creșterii lui  $q_{acc}$ , se pune problema – conform relației 18.35 – a stabilirii valorii de referință ( $q_{acc}^c$ ) și a diferenței de temperatură ( $t_1 - t_5$ ) avută în vedere.

Astfel, valorile de calcul se vor stabili pe baza relațiilor:

– pentru încălzire:

$$G_i^c = \frac{q_i^c}{c \cdot (t_3^c - t_4^c)} \quad [\text{kg/s}] \quad , \quad (18.40)$$

în care conform schemei, ( $t_4^c \equiv t_5^c; t_3^c, t_4^c$ ) sunt valorile de calcul corespunzătoare lui ( $t_e^c$ ) din graficul de reglare pentru încălzire:

– pentru a.c.c.:

$$G_a^c = \frac{q_{acc}^{md}}{c \cdot (t_1^{md} - t_2^{md})} \quad [\text{kg/s}] \quad , \quad (18.41)$$

unde  $t_1^{md}$  și  $t_2^{md}$  reprezintă valorile medii, conform graficului de reglaj termic pentru încălzire, ale lui  $t_1$  și  $t_2$  din cursul perioadei de încălzire (pentru  $t_e^{md}$ ).

Ca urmare a acestui mod de dimensionare a lui  $G_{PT}^c$ , dat de ( $G_{PT}^c = G_i^c + G_a^c$ ) în funcție de valorile lui  $G_i^c$  și  $G_a^c$  stabilite cu relațiile (18.40) și respectiv (18.41), în cursul funcționării pe timp de iarnă, apar două situații, în funcție de valoarea momentană a lui  $q_{acc}$  ( $q_{acc}(\tau)$ ) față de  $q_{acc}^{md}$  și de valoarea momentană a lui  $t_e$  ( $t_e(\tau)$ ) față de  $t_e^{md}$ :

◆ dacă  $q_{acc}(\tau) > q_{acc}^{md}$ , atunci:

a) pentru  $t_e(\tau) > t_e^{md}$ , rezultă că  $t_1(\tau) - t_2(\tau) < t_1^{md} - t_2^{md}$ , deci  $G_a(\tau) > G_a^c$  (conform relației 18.31). Atunci, în ipoteza reglajului calitativ la nivelul PT, adică  $G_{PT}(\tau) = ct(\tau) = G_{PT}^c$ , rezultă, conform relației (18.28), că  $t_3(\tau) < t_3$  impusă de

încălzire, ceea ce înseamnă că  $q_i(\tau) < q(t_e(\tau))$ , adică  $t_i < t_i^c$ . Diferența  $\Delta t_i(\tau) = t_i^c - t_i(\tau)$  va crește pe măsură ce  $t_e(\tau)$  este mai mare față de  $t_e^{md}$ , simultan cu creșterea lui  $q_{acc}(\tau)$  față de  $q_{acc}^{md}$ .

În ipoteza reglajului mixt, sau cantitativ, la nivelul intrării în PT), creșterea momentană a debitului  $G_a(\tau)$  cu  $\Delta G_a(\tau) = G_a(\tau) - G_a^c$  – poate fi preluată prin creșterea lui  $G_{PT}(\tau)$  cu:  $\Delta G_{PT}(\tau) = \Delta G_a(\tau)$ , care va compensa scăderea temperaturii  $t_3(\tau)$  cu  $\Delta t_3(\tau) = t_3^m - t_3(\tau)$ ;

b) pentru  $t_e(\tau) < t_e^{md}$ , rezultă că  $t_1(\tau) - t_2(\tau) > t_1^{md} - t_2^{md}$ , deci  $G_a(\tau) > G_a^c$ , în funcție de cât a crescut  $q_{acc}(\tau)$  față de  $q_{acc}^{md}$ : în ipoteza că  $\Delta q_{acc}(\tau) = q_{acc}(\tau) - q_{acc}^{md}$  este compensată de scăderea  $\Delta t_e(\tau) = t_e^{md} - t_e(\tau)$ , este posibil ca  $q_i(\tau) \approx q_i$  impusă în momentul respectiv de consumatorul de încălzire. Dacă se aplică reglajul calitativ  $G_{PT}(\tau) = ct = G_{PT}^c$ , atunci, în funcție de comparația între  $\Delta q_{acc}(\tau)$  și  $\Delta t(\tau) = t_1(\tau) - t_2(\tau)$  față de  $\Delta t^{md} = t_1^{md} - t_2^{md}$ , poate apare o ușoară creștere a  $t_i$ , dacă  $(\Delta q_{acc}(\tau) < G_{PT}^c \cdot c \cdot \Delta t(\tau))$  sau o mică reducere a  $t_i$ , dacă  $(\Delta q_{acc}(\tau) > G_{PT}^c \cdot c \cdot \Delta t(\tau))$ .

În cazul reglajului mixt, ori cantitativ, la nivelul PT ( $G_{PT}(\tau) =$  variabil), diferențele  $\Delta q_{acc}(\tau)$  pot fi compensate prin variația debitului  $G_{PT}$ ;

♦ dacă  $q_{acc}(\tau) < q_{acc}^{md}$ , atunci variațiile diverselor mărimi sunt exact în sens invers față de cazul anterior. În general, în acest caz, la reglarea calitativă ( $G_{PT}(\tau) = ct(\tau) = G_{PT}^c$ ) apar supraîncălziri ale  $t_i$  ( $t_i(\tau) > t_i^c$ ). Evitarea acestor diferențe ale  $t_i$ , față de  $t_i^c$ , se poate realiza prin variația corespunzătoare a lui  $G_{PT}$ , adică prin reglarea mixtă sau cantitativă.

• **În concluzie**, în cazul schemei din fig. 18.15., datorită treptei înaintașe de preparare a a.c.c., față de încălzire, variațiile momentane ale cererii de a.c.c., față de valoarea medie (de calcul), la nivelul consumatorului de încălzire, poate conduce la subîncălziri, sau supraîncălziri, după cum este în momentul respectiv temperatura exterioară, față de valoarea medie din sezonul de încălzire ( $t_e^{md}$ ) și în funcție de tipul reglajului adoptat în rețea (calitativ sau mixt).

Această schemă de racordare determină o influență negativă asupra asigurării cererii de căldură a consumatorului de încălzire, ceea ce reprezintă principalul dezavantaj al său. Ca urmare, schema respectivă se aplică în cazul unor PT cu consum  $q_{acc}$  mic față de  $q_i$ . Pentru că diferențele momentane ( $\Delta q_i = q_i(\tau) - q_i$  (conform graficului de reglaj)) pot fi compensate de inerția termică a clădirii

respectiv, schema cu o treaptă serie pentru prepararea a.c.c. se justifică, în general, în cazul unor PT care asigură încălzirea unor clădiri cu inerție termică mare.

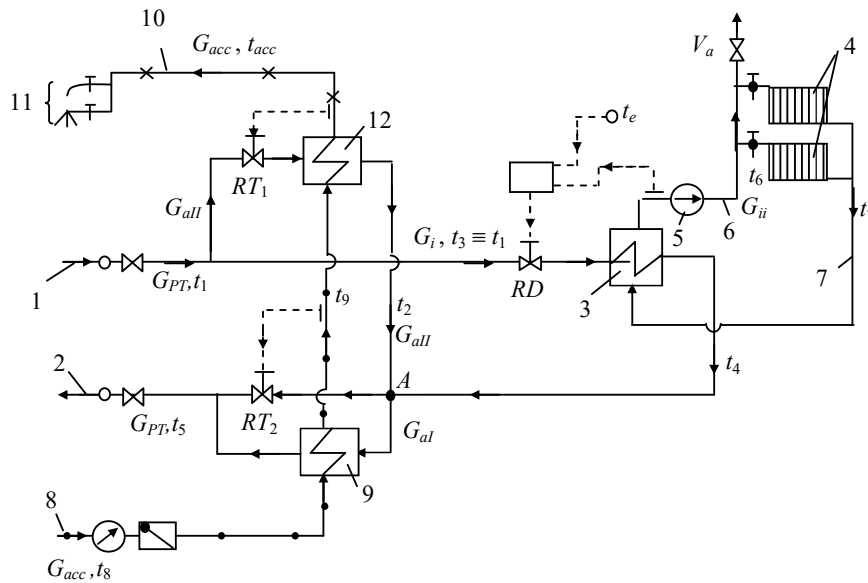
• **Dimensionarea schimbătoarelor de căldură (3) și (9)** se face pentru următoarele condiții:

– a schimbătorului pentru încălzire (3), în aceleași condiții – de calcul – ca și în cazul schemei PT cu o treaptă paralel pentru prepararea a.c.c. (v. relațiile (18.29) și (18.32));

– a schimbătorului pentru a.c.c. (9): pentru debitul maxim de căldură  $q_{acc}^M$ , în condițiile diferenței minime de temperatură ( $\overline{\Delta t}_{12}^m$ ) corespunzătoare temperaturii exterioare minime din cursul perioadei de încălzire ( $t_e^x$ ).

#### 18.2.4.4. Schema de racordare în două trepte serie – paralel pentru prepararea a.c.c. – fig. 18.16.

Schema două trepte serie - paralel („două trepte mixt”) este o combinație între cele două scheme prezentate mai sus.



**Fig. 18.16.** Schema PT de racordare în două trepte serie-paralel pentru prepararea a.c.c.

Notațiile: 1÷8 și 10,11 idem fig. 18.14.; 9 – treapta I-a de preparare a a.c.c.; 12 – treapta a II-a de preparare a.c.c.

O caracteristică a sa o constituie faptul că treapta I-a de preparare a apei calde utilizează „căldura deșeu” conținută de apa caldă care vine din 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 în PT cu apa de rețea.

În cazul acestei scheme apa caldă de consum se prepară în schimbătoare de căldură grupate în două trepte. Prima treaptă se realizează în schimbătoare apă-apă cu volum redus, racordate la conducta de apă de rețea după sistemul de încălzire. A doua treaptă de preparare a apei calde de consum este racordată în paralel cu instalația de încălzire. Instalația poate fi prevăzută cu acumulate de apă caldă.

Schema serie-paralel este o dezvoltare a schemei de racordare în paralel, constând în introducerea unei trepte suplimentare de preparare, în scopul majorării capacității de transport a rețelei termice prin utilizarea căldurii de potențial scăzut al apei de rețea la ieșirea din sistemul de încălzire. Ea se poate aplica cu sau fără acumulare locală de apă caldă de consum. Față de schema în paralel, rezultă o diminuare a debitului de apă de rețea aferent preparării apei calde de consum cu o cantitate proporțională cu cantitatea de căldură preluată de către apa caldă de consum în prima treaptă de încălzire.

Toate **aspectele referitoare la regimurile caracteristice de funcționare și la dimensionare** sunt determinate de următoarele:

- prepararea a.c.c. se realizează în cele două trepte, în serie, reprezentate de schimbătorul (9), ca treapta I-a și (12), ca a doua treaptă;
- treapta I-a este în serie cu schimbătorul de încălzire (3), în timp ce a doua treaptă este în paralel cu (3);
- treapta I-a utilizează pentru încălzirea apei reci ( $G_{acc}$ ), căldura „deșeu” conținută de apa caldă ieșită din (3), caracterizată prin debitul  $G_{PT}$  și temperatura  $t_4$ . Ea funcționează atâta timp cât este nevoie de a.c.c., preîncălzind apa rece, cu debitul  $G_{acc}$ , de la temperatura apei reci potabile  $t_8$  la temperatura maximă posibilă  $t_9$ .

**Important:** iarna, în funcționarea curentă, atâta timp cât se utilizează treapta I-a de preparare a a.c.c.  $RT_2$  este închis pentru a asigura un grad maxim de „recuperare” a căldurii conținută de debitul  $G_{PT}$ , cu temperatura  $t_4$ ;

- treapta a II-a este în serie cu treapta I-a, pe parte de a.c.c. și în paralel cu schimbătorul de căldură (3). Ea încălzește apa caldă de consum, de la  $t_9$  la  $t_{acc}$  impusă de consumator, având rolul de instalație de încălzire de vârf a a.c.c. Treapta a II-a intră în funcțiune numai când, pentru un consum momentan de a.c.c.. ( $G_{acc}(\tau)$ ), temperatura  $t_9$  nu poate atinge valoarea lui  $t_{acc}$ , sau/și când în urma bilanțului termic pe treapta I-a, debitul de căldură livrată de aceasta ( $q_{acc,1}(\tau)$ ) nu

poate asigura cererea momentană de a.c.c., la  $t_{acc}$ , adică:

$$((q_{acc,I}(\tau) = G_{acc}(\tau) \cdot (t_9(\tau) - t_8) \cdot c) < (q_{acc}(\tau) = G_{acc}(\tau) \cdot c \cdot (t_{acc} - t_{ar}))).$$

Cu alte cuvinte, debitul de căldură livrată sub formă de a.c.c. de către treapta a II, în orice moment ( $\tau$ ) este determinat de:

$$\begin{aligned} q_{acc,II}(\tau) &= q_{acc}(\tau) - q_{acc,I}(\tau) = \\ &= G_{acc}(\tau) \cdot c \cdot (t_{acc} - t_9(\tau)) \end{aligned} \quad [\text{kW}_t] \quad (18.42)$$

în care:

$$q_{acc}(\tau) = G_{acc}(\tau) \cdot c \cdot (t_{acc} - t_8) \quad [\text{kW}_t] \quad (18.43)$$

și

$$q_{acc,I}(\tau) = G_{acc}(\tau) \cdot c \cdot (t_9(\tau) - t_8) \quad [\text{kW}_t] \quad (18.44)$$

unde  $t_{acc} = 60^\circ\text{C}$  și  $t_8 \cong 5^\circ\text{C}$  (iarna) și  $15^\circ\text{C}$  (vara), sau este considerată  $10^\circ\text{C}$  ca medie anuală.

Din relațiile (18.43) și (18.44) rezultă:

$$\frac{q_{acc,I}(\tau)}{q_{acc}(\tau)} = \frac{t_9(\tau) - t_8}{t_{acc} - t_8} \quad (18.45)$$

în care, ținându-se seama de diagrama ( $t - S$ ) de variație a temperaturilor în lungul suprafeței de transfer de căldură a schimbătorului (9), se poate scrie (v. fig. 18.16.):

$$t_9(\tau) \approx t_4(\tau) - 10 \quad [^\circ\text{C}] \quad (18.46)$$

De asemenea, din relațiile (18.42) și (18.43) rezultă:

$$\frac{q_{acc,II}(\tau)}{q_{acc}(\tau)} = \frac{t_{acc} - t_9(\tau)}{t_{acc} - t_8} \quad (18.47)$$

Din relațiile (18.45) și (18.47) rezultă aportul de căldură al celor două trepte de preparare a a.c.c., la orice moment ( $\tau$ ):

$$q_{acc,I}(\tau) = q_{acc}(\tau) \cdot \frac{t_9(\tau) - t_8}{t_{acc} - t_8} \quad [\text{kW}_t] \quad (18.48)$$

și

$$q_{acc,II}(\tau) = q_{acc}(\tau) \cdot \frac{t_{acc} - t_9(\tau)}{t_{acc} - t_8} \quad [\text{kW}_t] \quad (18.49)$$

unde  $t_9(\tau)$  este dependentă de  $t_4(\tau)$ , conform relației (18.46).

Din relațiile (18.48) și (18.49), corelate cu (18.46) rezultă următoarele, privitor la aportul în timp al celor două trepte de preparare a a.c.c.:

– **aportul minim al treptei a I-a** are loc atunci când  $t_9(\tau) = \text{minim}$ , ceea ce, conform lui (18.46), este cazul atunci când  $t_4(\tau) = \text{minim} = t_4^m$ . Aceasta se întâmplă în cursul sezonului de încălzire, când conform graficului de reglaj

adoptat, valoarea lui  $t_4(\tau) = t_4^m$ , care corespunde temperaturii exterioare  $t_e^x$ . Simultan are loc aportul maxim al treptei a II-a. Adică la  $t_4^m(t_e^x)$ :

$$q_{acc,I}(\tau) = \text{minim} = q_{acc}(\tau) \cdot \frac{(t_4^m - 10) - t_8}{t_{acc} - t_8} = q_{acc}(\tau) \cdot \frac{t_4^m - 15}{55} \quad [\text{kW}_t] \quad (18.50)$$

și

$$q_{acc,II}(\tau) = \text{Maxim} = q_{acc}(\tau) \cdot \frac{t_{acc} - (t_4^m - 10)}{t_{acc} - t_8} = q_{acc}(\tau) \cdot \frac{50 - t_4}{55} \quad [\text{kW}_t] \quad (18.51)$$

unde s-au considerat:  $t_{acc} = 60^\circ\text{C} \neq f(\tau)$  și  $t_8 = +5^\circ\text{C}$ , pentru perioada de iarnă;

– **aportul minim al treptei a II-a** are loc atunci când  $q_{acc,I}(\tau) = \text{Maxim}$ .

În baza aceluiași relații (18.46, 18.48 și 18.49) rezultă că aceasta va fi valabilă când  $t_9(\tau) = \text{Maxim}$ , adică  $t_4(\tau) = \text{Maxim} = t_4^c$ :

$$q_{acc,I}(\tau) = \text{Maxim} = q_{acc}(\tau) \cdot \frac{(t_4^c - 10) - t_8}{t_{acc} - t_8} = q_{acc}(\tau) \cdot \frac{t_4^c - 15}{55} \quad [\text{kW}_t] \quad (18.52)$$

și

$$q_{acc,II}(\tau) = \text{minim} = q_{acc}(\tau) \cdot \frac{t_{acc} - (t_4^c - 10)}{t_{acc} - t_8} = q_{acc}(\tau) \cdot \frac{50 - t_4^c}{55} \quad [\text{kW}_t] \quad (18.53)$$

#### Important:

Din cele prezentate mai sus, rezultă că față de debitul de căldură pentru încălzire  $q_i(\tau)$ , la un moment dat ( $\tau$ ), în acest tip de schemă de PT, pentru prepararea a.c.c. este nevoie în PT de un aport suplimentar de căldură din rețeaua termică egal cu  $q_{acc,II}(\tau)$ . Cu alte cuvinte, în orice moment ( $\tau$ ), debitul de căldură intrat în PT din RT este dat de:

$$q_{PT}(\tau) = q_i(\tau) + q_{acc,II}(\tau) \quad [\text{kW}_t] \quad (18.54)$$

Din relația (18.54) rezultă că la un moment ( $\tau$ ), valoarea maximă a lui  $q_{PT}(\tau)$  va fi dată de:

$$q_{PT}^M(\tau) = q_i(\tau) + q_{acc,II}^M(\tau) \quad [\text{kW}_t] \quad (18.55)$$

unde  $q_{acc,II}^M(\tau)$  este dat de relația (18.51), la  $t_4^m$ , adică la  $q_i^m$ .

Deci:

$$q_{PT}^M(\tau) = q_i^c + q_{acc,II}^M(\tau, \text{ la care } t_4 = t_4^m, \text{ adică la } t_e^x).$$

• **Dimensionarea** debitului necesar PT ( $G_{PT}^c$ ) și a suprafețelor de schimb de căldură ale celor trei schimbătoare de căldură se face ținându-se seama de cele expuse mai sus:

#### ◆ debitul de calcul:

– pentru încălzire:

## Cuprins capitol 18 – I –

18. SISTEME DE RACORDARE A CONSUMATORILOR DE CĂLDURĂ .....	1297
18.1. Generalități .....	1297
18.2. Racordarea consumatorilor la rețelele termice de apă fierbinte .....	1297
18.2.1. Condiții generale de îndeplinit .....	1297
18.2.2. Racordarea instalațiilor de încălzire .....	1298
18.2.2.1. Generalități .....	1298
18.2.2.2. Racordarea indirectă .....	1299
18.2.2.3. Racordarea directă fără amestec .....	1301
18.2.2.4. Racordarea directă prin amestec cu hidroelevator .....	1304
18.2.2.5. Racordarea directă cu pompe de amestec .....	1308
18.2.2.6. Racordarea directă cu hidroelevator și pompă de amestec .....	1311
18.2.2.7. Concluzii privind schemele de racordare a instalațiilor de încălzire .....	1313
18.2.2.8. Alegerea schemelor de racordare a instalațiilor de încălzire .....	1314
18.2.3. Racordarea instalațiilor pentru prepararea a.c.c. ....	1314
18.2.3.1. Generalități .....	1314
18.2.3.2. Racordarea în sistem închis .....	1314
18.2.3.3. Racordarea în sistem deschis .....	1317
18.2.3.4. Alegerea schemei de racordare a instalațiilor pentru prepararea a.c.c. ....	1318
18.2.4. Scheme combinate pentru racordarea instalațiilor de încălzire și preparare a a.c.c. ....	1319
18.2.4.1. Generalități .....	1319
18.2.4.2. Schema de racordare într-o treaptă paralel pentru prepararea a.c.c. ....	1321
18.2.4.3. Schema de racordare într-o treaptă serie pentru prepararea a.c.c. ....	1325
18.2.4.4. Schema de racordare în două trepte serie – paralel pentru prepararea a.c.c. .....	1329



$$G_i^c = \frac{q_i^c}{c \cdot (t_3^c - t_4^c)} \quad [\text{kg/s}] \quad , \quad (18.56)$$

în care  $t_3^c \equiv t_1^c$  și  $q_i^c = f(t_e^c)$ ;

– pentru a.c.c. în treapta a II-a:

$$G_{a,II}^c = \frac{q_{acc,II}^c}{c \cdot (t_1^m - t_9^m)} \quad [\text{kg/s}] \quad (18.57)$$

unde:  $t_1^m$  și  $t_9^m = t_4^m - 10$ , corespund temperaturilor minime din graficul de reglaj pentru încălzire, iar  $q_{acc,II}^c$  depinde de existența, sau nu, a acumulării locale a a.c.c.:

– în cazul existenței acumulatorului:

$$q_{acc,II}^c = q_{acc,II}^{md} \quad [\text{kW}_t] \quad (18.58)$$

unde  $q_{acc,II}^{md}$ , conform relației (18.49) este dat de:

$$q_{acc,II}^{md} = q_{acc}^{md} \cdot \frac{t_{acc} - t_9^m}{t_{acc} - t_8} \quad [\text{kW}_t] \quad (18.59)$$

– în cazul inexistenței acumulatorului:

$$q_{acc,II}^c = q_{acc,II}^M \quad [\text{kW}_t] \quad (18.60)$$

unde:

$$q_{acc,II}^M = q_{acc}^M \cdot \frac{t_{acc} - t_9^m}{t_{acc} - t_8} \quad [\text{kW}_t] \quad (18.61)$$

– pentru intrarea în PT:

$$G_{PT}^c = G_i^c + G_{a,II}^c \quad [\text{kg/s}] \quad (18.62)$$

◆ suprafețele de transfer de căldură ale:

– schimbătorului de căldură pentru încălzire (3):

$$S_i = \frac{q_i^c}{k_3 \cdot \overline{\Delta t}_3^c} \quad [\text{m}^2] \quad , \quad (18.63)$$

unde  $k_3$  este coeficientul de transfer de căldură al schimbătorului (3), în funcție de tipul său constructiv, în  $\text{kW}_t/\text{m}^2 \cdot \text{grad}$ ;  $\overline{\Delta t}_3^c$  – valoarea diferenței logaritmice de temperatură pe schimbătorul de căldură (3), în condițiile de calcul ( $t_e = t_e^c$ ) ale graficului de reglare a regimului termic adoptat pentru încălzire;

– schimbătorului de căldură treapta I-a pentru a.c.c. (9):

$$S_{acc,I} = \frac{q_{acc,I}^M}{k_9 \cdot \overline{\Delta t}_9^m} \quad [\text{m}^2] \quad , \quad (18.64)$$

în care  $k_9$  este coeficientul global de transfer de căldură al schimbătorului (9), în funcție de tipul său constructiv, în  $\text{kW}/\text{m}^2 \text{ grad}$ ;  $\overline{\Delta t}_9^m$  este diferența medie logaritmică de temperatură pentru schimbătorul de căldură (9), în condițiile temperaturilor minime din graficul de reglaj termic pentru încălzire, în  $\text{grad}$ ;

– schimbătorul de căldură treapta a II-a pentru prepararea a.c.c. (12)

$$S_{acc,II} = \frac{q_{acc,II}^c}{k_{12} \cdot \overline{\Delta t}_{12}^m} \quad [\text{m}^2] \quad (18.65)$$

unde  $k_{12}$  este coeficientul global de transfer de căldură al schimbătorului (12), în funcție de tipul său constructiv, în  $\text{kW}/\text{m}^2 \text{ grad}$ ;  $\overline{\Delta t}_{12}^m$  – diferența medie logaritmică de temperatură pentru schimbătorul (12), în condițiile temperaturilor minime din graficul de reglaj termic pentru încălzire, în  $\text{grade}$ .

În ceea ce privește semnificațiile lui  $q_{acc,I}^M$  și  $q_{acc,II}^c$ , acestea corespund celor prezentate mai sus (v. relația (18.52), pentru  $q_{acc,I}^M$  și relațiile (18.58) și (18.59), sau (18.60) și (18.61), pentru  $q_{acc,II}^c$ ).

• **Avantajele schemei „două trepte serie - paralel”** pentru prepararea a.c.c., față de schema o „treaptă paralel” și „o treaptă serie” sunt:

– față de schema „o treaptă paralel”, conduce la o valoare de calcul a debitului  $G_{PT}^c$ , mai mică, pentru aceleași condiții din punctul de vedere al existenței sau nu a acumulatorului de a.c.c.;

– față de schema „o treaptă serie”, permite o asigurare independentă a celor două categorii de consumuri, ca și în cazul variantei „o treaptă paralel”, reducând influențele negative asupra consumatorilor de încălzire;

– față de ambele scheme de preparare a a.c.c. într-o treaptă, se reduce temperatura  $t_3$  de ieșire a apei fierbinți din PT, ceea ce are două efecte importante:

a) reduce temperatura medie a apei în conducta de retur a rețelei termice primare, ceea ce, pentru aceeași pierdere specifică de căldură pe  $\text{m}^2$  acceptată la dimensionarea izolației termice, permite reducerea grosimii acesteia, deci al costului aferent;

b) în cazul în care sursa de căldură, a SAC respectiv, este o CCG echipată (ca ICG) cu turbine de abur cu contrapresiune variabilă, sau cu condensatie și priză reglabilă, reducerea temperaturii apei fierbinți de retur la CCG, conduce la creșterea indicelui de cogenerare ( $y_{cg}$ ) al acestora, mărinnd astfel producția anuală de energie electrică în cogenerare [18.2 și 18.3].

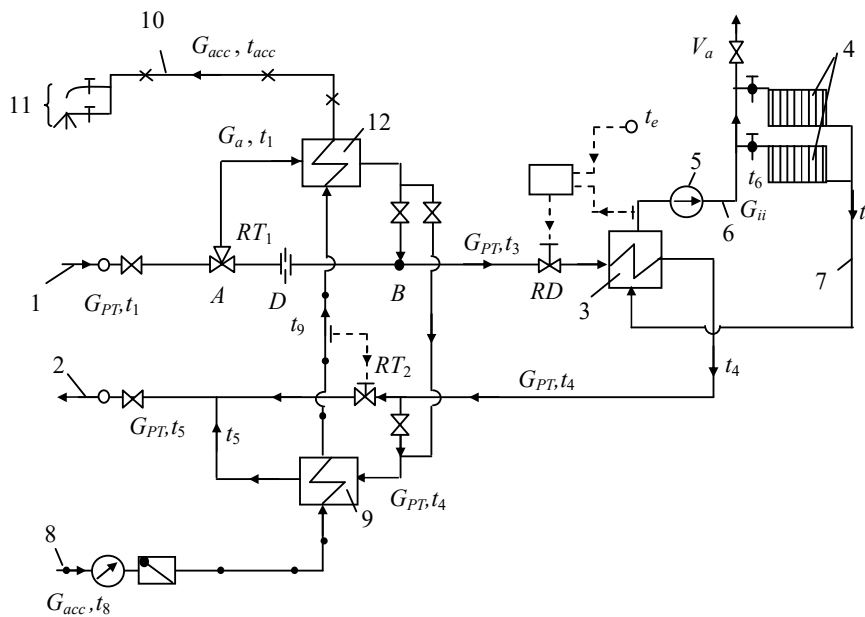
– nu apar limitări privitoare la valoarea raportului  $q_{acc}^c / q_i^c$ .

• **Dezavantajele schemei** constau în investiții mai mari pentru ansamblul celor două schimbătoare de căldură pentru a.c.c. și pentru regulatorul de temperatură suplimentar ( $RT_2$ ) montat pentru treapta I-a de preparare a a.c.c.

• **Domeniul de utilizare** a schemei „două trepte serie – paralel”: deoarece nu apar limitări privitoare la valoarea raportului maxim între  $q_{acc}^c$  și  $q_i^c$ , ea poate fi utilizată pentru orice valoare a acestui raport. Trebuie remarcat însă faptul că, atunci când  $q_{acc}^c$  este mult mai mic decât  $q_i^c$ , aportul maxim al treptei a II-a de încălzire a a.c.c. se reduce. Ca urmare, avantajul principal al acestei scheme, de reducere a debitului de apă fierbinte ( $G_{PT}^c$ ) poate deveni neînsemnat, ne mai justificând economic plusul de investiții ocazionat de introducerea treptei a II-a de preparare a a.c.c.

#### 18.2.4.5. Schema de racordare în două trepte serie pentru prepararea a.c.c. – fig. 18.17.

Schema două trepte serie – sau „serie – serie” – pentru prepararea a.c.c. este o extindere a schemei două trepte mixt, în scopul reducerii cât mai mult posibil a valorii de calcul a debitului de apă fierbinte necesară la intrarea în PT,  $G_{PT}^c$ .



**Fig. 18.17.** Schema PT de racordare în două trepte serie pentru prepararea a.c.c.  
Notațiile, idem fig. 18.16. **Notă:**  $RT_2$  este normal închis.

• **Aspectele referitoare la regimurile caracteristice de funcționare și de dimensionare** sunt determinate de:

– prepararea a.c.c. se realizează în cele două trepte în serie, reprezentate de cele două schimbătoare (9) și (12), ca și în cazul schemei două trepte serie - paralel ;

– ambele trepte de preparare a a.c.c. sunt în serie cu schimbătorul (3) pentru încălzire;

– regimurile de funcționare, pe partea de a.c.c., a celor două trepte de preparare a a.c.c., sunt similare celor prezentate în cazul schemei două trepte serie – paralel. Ca urmare, aportul la prepararea a.c.c. al fiecărei trepte este determinat de aceleași relații:  $q_{acc,I}(\tau)$  – de relația (18.48) și  $q_{acc,II}(\tau)$  – de relația (18.49);

– de asemenea, condițiile în care  $q_{acc,I}$  și  $q_{acc,II}$  devin maxime și respectiv minime, sunt similare celor prezentate prin relațiile: (18.50) ÷ (18.53) stabilite în cazul schemei două trepte mixt;

– funcționarea pe partea de apă fierbinte a treptei a II-a de preparare a a.c.c., principial este similară schemei „o treaptă serie”, ca și efectele sale asupra cantității de căldură primită de consumatorul de încălzire. Numai că din punct de vedere cantitativ, treapta a II-a de preparare a a.c.c. asigură, în acest caz, numai o cotă parte din cererea totală de căldură  $q_{acc}$ , conform relației (18.48). Ca urmare, mărimea influenței sale asupra reducerii/măririi debitului de căldură primită de consumatorul de încălzire, atunci când  $q_{acc,II}(\tau)$  este mai mare/mic decât  $q_{acc,II}^{md}$ , este mult diminuată față de cazul PT cu o treaptă serie. Efectele sunt cu atât mai mult diminuate, cu cât ponderea lui  $q_{acc}^M$  în  $q_i^c$  este mai redusă și cu cât construcțiile consumatorilor de încălzire au o inerție termică mai mare.

Pentru a elimina complet acest dezavantaj, legat de influența treptei a II-a de preparare a a.c.c. asupra cantității de căldură primită de consumatorii de încălzire, față de necesarul lor momentan, se pot aplica două soluții alternative:

a) **fără corecția graficului de reglaj aferent încălzirii** (care redă funcțiile:  $(t_1, t_4, t_6, t_7) = f(t_e)$ ), caz în care pentru orice  $t_e > t_e^c$  și  $q_{acc,II} > 0$ , debitul  $G_{PT}^c = G_i^a + G_{a,II}^c$ , în care  $G_{a,II}^c$  se determină în funcție de  $q_{acc,II}^{md}$  (v. relația (18.49) scrisă pentru  $q_{acc}^{md}$  și  $t_9^{md} = t_4^{md} - 10$ , unde  $t_4^{md}$  este valoarea medie a lui  $t_4$ , în cursul sezonului de încălzire)

b) **cu corecția graficului de reglaj aferent încălzirii**, când pentru orice  $t_e > t_e^c$  și  $q_{acc,II} > 0$ , debitul  $G_{PT}^c = G_i^c = f(q_i^c)$  și în schimb se mărește temperatura  $t_1$  de intrare a apei fierbinți în PT (adică  $t_1 > t_3$ , în condițiile în care la  $t_e^c$ ,  $t_1^c = t_3^c$ ).

• **Dimensionarea debitelor de calcul:**

- pentru încălzire, se utilizează relația (18.56);
- pentru treapta a II-a de preparare a a.c.c.:

$$G_{a,II}^c = \frac{q_{acc,II}^{md}}{c \cdot (t_1^{md} - t_9^{md})} \quad [\text{kg/s}] \quad ; \quad (18.66)$$

– pentru intrarea în PT, conform relației (18.62).

• **Dimensionarea suprafețelor de schimb de căldură ale:**

– schimbătorului de căldură pentru încălzire (3), conform relației (18.63);

– schimbătorului de căldură treapta I-a pentru prepararea a.c.c. (9), cu relația (18.64);

– schimbătorului de căldură treapta a II-a pentru prepararea a.c.c. (12), cu:

$$S_{acc,II} = \frac{q_{acc,II}^{md}}{k_{12} \cdot \overline{\Delta t}_{12}^{md}} \quad [\text{m}^2] \quad (18.67)$$

în care  $\overline{\Delta t}_{12}^{md}$  este diferența medie logaritmică de temperatură pe schimbătorul de căldură (12), în condițiile graficului de reglaj pentru încălzire, la temperatura exterioară medie a sezonului de încălzire ( $t_e^{md}$ ).

Este de urmărit ca:  $S_{acc,II} / S_{acc,I} = 3 / 4 \div 1$ .

• **Avantajul schemei două trepte serie** pentru prepararea a.c.c. față de schema două trepte serie - paralel îl constituie faptul că, – la funcționarea fără corecția graficului de reglaj aferent încălzirii (varianta (a), de mai sus) –  $G_{acc,II}$  se reduce.

Aceasta are loc în urma faptului că el se determină funcție de  $q_{acc,II}^{md}$ , în loc de  $q_{acc,II}^c$  și pentru diferența de temperatură ( $t_1^{md} - t_9^{md}$ ) care este mai mare decât ( $t_1^m - t_9^m$ ).

În cazul adoptării graficului de reglaj corectat, față de cel pentru încălzire, (varianta (b) de mai sus), debitul  $G_{acc,II}^c = 0$ , adică rețeaua de apă fierbinte pentru alimentarea PT se dimensionează numai pentru  $G_{PT}^c = G_i^c$ , deci avantajul prezentat mai sus se amplifică.

• **Dezavantajul schemei două trepte serie** pentru prepararea a.c.c., față de schema două trepte mixt, îl constituie faptul că, la funcționarea cu corecția graficului de reglaj aferent încălzirii, creșterea temperaturii ( $(t_1)$ ) a apei fierbinți față de aceea necesară încălzirii, determină creșterea temperaturii apei fierbinți în conductele de ducere. Atunci când sursa de căldură este o CCG cu turbine cu abur, cu contrapresiune, sau cu condensatie și priză reglabilă, această creștere a temperaturii în conductele de ducere determină reducerea valorii medii anuale – pentru sezonul de încălzire – a indicelui de cogenerare realizat, ceea ce înseamnă reducerea producției anuale de energie electrică în cogenerare.

În plus, aplicarea schemei fără corecția graficului de reglaj pentru încălzire se bazează pe inerția termică a clădirilor consumatorilor. Ca urmare, schema respectivă este utilizată la PT cu valori mici ale raportului  $q_{acc}^M / q_i^c$ .

### 18.2.4.6. Schema de racordare într-o treaptă serie cu injecție, pentru prepararea a.c.c. – fig. 18.18.

Schema „o treaptă serie cu injecție” pentru prepararea a.c.c., este o alternativă a celei cu două trepte serie – paralel.

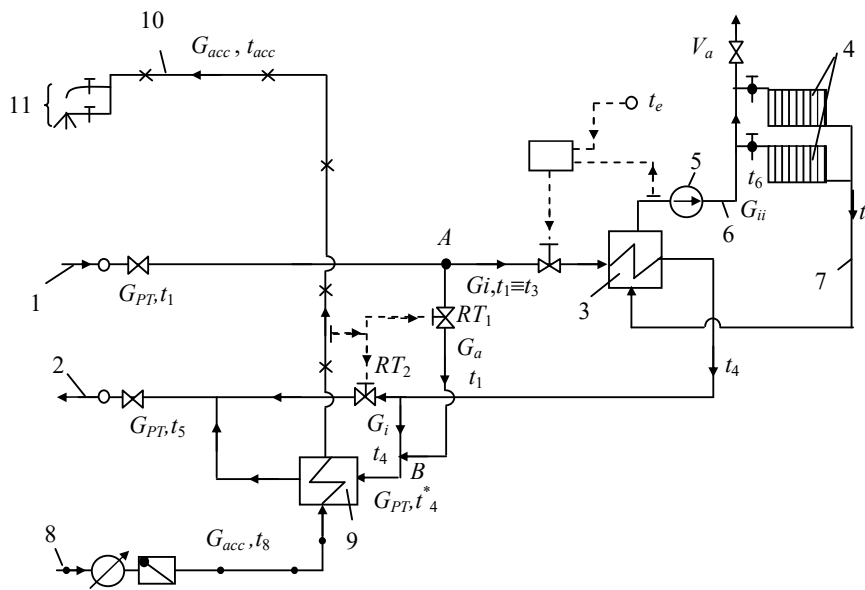


Fig. 18.18. Schema PT de racordare într-o treaptă serie, cu injecție, pentru prepararea a.c.c. Notațiile, idem fig. 18.16., cu  $RT_2$  normal închis.

• Aspectele referitoare la regimurile caracteristice de funcționare și de dimensionare sunt determinate de:

– prepararea a.c.c. se realizează într-o unică treaptă (schimbătorul de căldură 9), în serie, pe parte de apă fierbinte, cu schimbătorul de încălzire (3). Pentru consumul de a.c.c. de bază se poate utiliza numai schimbătorul (9), iar pentru momentele când acesta nu poate asigura tot consumul de a.c.c. ( $G_{acc}$ ) și/sau nivelul termic impus de aceasta ( $t_{acc}$ ) atunci, pentru completare, se utilizează injecția de apă fierbinte din conducta de ducere ( $G_a$ ), la temperatura ( $t_1$ );

– regimurile de funcționare ale treptei I-a de preparare a a.c.c. sunt similare celor din cazul schemelor cu două trepte de preparare a a.c.c.;

– rolul treptei a II-a de preparare a a.c.c., din schema cu două trepte mixt, este preluat aici de racordul AB. Cu ajutorul acestuia se asigură plusul de debit de căldură pentru prepararea a.c.c., în perioadele în care – cu  $G_a \neq 0$  – fie temperatura

( $t_4$ ) nu este suficientă pentru a asigura  $t_{acc}$  la debitul necesar ( $G_{acc}$ ), fie nu se poate asigura toată  $q_{acc}$  necesară consumatorului de a.c.c.

În aceste condiții schimbătorul de căldură (9) este supus la trei tipuri de regimuri:

**a) regimul de vară** ( $\tau_v$ ), când toată cererea de căldură  $q_{acc}(\tau_v)$  este asigurată de schimbătorul de căldură (9), pe seama debitului  $G_a(\tau_v)$ , cu temperatura  $t_1(\tau_v)$ , iar  $G_i(\tau_v) = 0$  și  $t_4(\tau_v) = 0$ , conform bilanțului termic:

$$\begin{aligned} q_{acc}(\tau_v) &= G_{acc}(\tau_v) \cdot c \cdot (t_{acc} - t_8(\tau_v)) = \\ &= G_a(\tau_v) \cdot c \cdot (t_1(\tau_v) - t_5(\tau_v)) \end{aligned} \quad [\text{kW}_t] \quad (18.68)$$

Din partea I-a a relației (18.68), rezultă  $G_{acc}(\tau_v)$ :

$$G_{acc}(\tau_v) = \frac{q_{acc}(\tau_v)}{c \cdot (t_{acc} - t_8(\tau_v))} \quad [\text{kg/s}] \quad (18.69)$$

în care  $t_8(\tau_v) \approx +15^\circ\text{C}$  și  $t_{acc} \neq f(\tau_v) = 60^\circ\text{C}$ .

Din partea a doua a bilanțului termic dat de relația (18.68) rezultă:

$$G_a(\tau_v) = G_{acc}(\tau_v) \cdot \frac{t_{acc} - t_8(\tau_v)}{t_1(\tau_v) - t_5(\tau_v)} \quad [\text{kg/s}] \quad (18.70)$$

în care  $t_1(\tau_v)$  și  $t_5(\tau_v)$  sunt impuse de regimul termic al apei fierbinți din rețea, conform graficului de reglaj termic, cu condiția ca:

$$t_1(\tau_v) = t_{acc} + 10 \quad [^\circ\text{C}] \quad (18.71)$$

**b) regimul de iarnă** ( $\tau_i$ ), în timpul căruia, în funcție de valorile simultane ale  $G_i(\tau_i)$  și  $t_4(\tau_i)$ , cu  $G_{acc}(\tau_i)$ , pot apare două subregimuri caracteristice:

**b.1) subregimul** ( $\tau_1$ ), în care:

$$t_4 \geq t_{acc} + 10 \quad [^\circ\text{C}] \quad (18.72)$$

simultan cu:

$$\begin{aligned} [q_{acc}(\tau_1) = G_{acc}(\tau_1) \cdot c \cdot (t_{acc} - t_8(\tau_1))] &\leq \\ &\leq (G_i(\tau_1) \cdot c \cdot (t_4(\tau_1) - t_5(\tau_1))) \end{aligned} \quad [\text{kW}] \quad (18.73)$$

În aceste condiții toată cererea momentană de căldură  $q_{acc}(\tau_1)$  este asigurată prin recuperarea căldurii conținută de apa fierbinte ieșită din schimbătorul de căldură pentru încălzire (3), adică debitul de injecție de apă fierbinte:  $G_a(\tau_1) = 0$ .

Din prima parte a inecuației (18.73), rezultă valoarea corespunzătoare  $G_{acc}(\tau_1)$ ; similară ca formă cu (18.70). Din a doua parte a lui (18.73) rezultă:

$$G_i(\tau_1) = G_{acc}(\tau_1) \cdot \frac{t_{acc} - t_8(\tau_1)}{t_4(\tau_1) - t_5(\tau_1)} \quad [\text{kg/s}] \quad (18.74)$$

unde:  $t_{acc} = 60^\circ\text{C}$ ,  $t_8(\tau_i) \approx +5^\circ\text{C}$ , iar  $t_4(\tau_1)$  și  $t_5(\tau_1)$  corespund valorilor momentane din graficul de reglaj termic pentru încălzire ( $\tau_1$ ), în care  $t_4(\tau_1)$  îndeplinește condiția (18.72).

Valoarea maximă a lui  $G_i(\tau_1)^M$  corespunde, conform relației (18.74), când  $G_{acc}(\tau_1) = \text{Maxim}$ , adică la  $q_{acc} = \text{Maxim}$ , simultan cu  $t_4(\tau_1) - t_5(\tau_1) = \text{minim}$ , conform graficului de reglaj termic pentru încălzire. Conform relației (18.74) rezultă:

$$(G_i(\tau_1))^M = (G_{acc}(\tau_1))^M \cdot \frac{t_{acc} - 5}{(t_4(\tau_1))^m - (t_5(\tau_1))^m} \quad [\text{kg/s}] \quad (18.75)$$

**b.2) regimul ( $\tau_2$ )**, în care una din inegalitățile din relațiile (18.72), sau (18.73), nu sunt îndeplinite, adică:

$$t_4 < t_{acc} + 10 \quad [^\circ\text{C}] \quad (18.76)$$

sau

$$\begin{aligned} [q_{acc}(\tau_2) = G_{acc}(\tau_2) \cdot c \cdot (t_{acc} - t_8(\tau_i))] &\geq \\ \geq (G_i(\tau_2) \cdot c \cdot (t_4(\tau_2) - t_5(\tau_2))) & \end{aligned} \quad [\text{kW}_i] \quad (18.77)$$

În aceste condiții, toată cererea de căldură  $q_{acc}(\tau_2)$  este asigurată de schimbătorul de căldură (9) astfel:

– o cotă  $q'_{acc}(\tau_2)$  este dată prin recuperarea căldurii debitului ( $G_i(\tau_2)$ ), cu temperatura  $t_4(\tau_2)$ , conform părții a două a relației (18.77)

$$\begin{aligned} q'_{acc}(\tau_2) &= G_{acc}(\tau_2) \cdot c \cdot (t_{acc}(\tau_2) - t_8(\tau_i)) = \\ &= G_i(\tau_2) \cdot c \cdot (t_4(\tau_2) - t_5(\tau_2)) \end{aligned} \quad [\text{kW}_i] \quad (18.78)$$

Din prima parte a egalității (18.78), rezultă:

$$t_{acc}(\tau_2) = t_8(\tau_i) + \frac{q'_{acc}(\tau_2)}{c \cdot G_{acc}(\tau_2)} \quad [^\circ\text{C}] \quad (18.79)$$

în care  $G_{acc}(\tau_2)$  rezultă din prima parte a relației (18.77)

$$G_{acc}(\tau_2) = \frac{q_{acc}(\tau_2)}{c \cdot (t_{acc} - t_8(\tau_i))} \quad [\text{kg/s}] \quad , \quad (18.80)$$

unde  $t_{acc} = 60^\circ\text{C}$  și  $t_8(\tau_i) = +5^\circ\text{C}$ .

Din a două parte a relației (18.77), rezultă:

$$G_i(\tau_2) = G_{acc}(\tau_2) \cdot \frac{t_{acc} - t_8(\tau_i)}{t_4(\tau_2) - t_5(\tau_2)} \quad [\text{kg/s}] \quad . \quad (18.81)$$

Înlocuind relația (18.81) în (18.78), rezultă valoarea lui  $q'_{acc}(\tau_2)$ , și înlocuind-o în (18.79) va da valoarea lui  $t_{acc}(\tau_2)$ , în care:  $t_{acc}(\tau_2) < (t_{acc} = 60^\circ\text{C})$ ;



– diferența:

$$q''_{acc}(\tau_2) = q_{acc}(\tau_2) - q'_{acc}(\tau_2) \quad [\text{kW}_t] \quad , \quad (18.82)$$

va fi asigurată pe baza debitului de injecție  $G_a(\tau_2)$ , conform relației:

$$G_a(\tau_2) = \frac{q''_{acc}(\tau_2)}{c \cdot (t_1(\tau_2) - t_5(\tau_2))} \quad [\text{kg/s}] \quad . \quad (18.83)$$

În acest fel, pe parte de a.c.c. temperatura  $t_{acc}(\tau_2)$  va crește la  $t_{acc} = 60^\circ\text{C}$ .

Conform relației (18.83), valoarea maximă a lui  $(G_a(\tau_2))^M$  va rezulta când

$$q''_{acc}(\tau_2) = \text{Max.} = q''_{acc}{}^M(\tau_2) \text{ simultan cu}$$

$$t_1(\tau_2) - t_5(\tau_2) = \text{min im} = (t_1(\tau_2))^m - (t_5(\tau_2))^m :$$

$$(G_a(\tau_2))^M = \frac{(q''_{acc}(\tau_2))^M}{(t_1(\tau_2))^m - (t_5(\tau_2))^m} \quad [\text{kg/s}] \quad (18.84)$$

Valoarea  $q''_{acc}(\tau_2))^M$  va corespunde valorii minime a lui  $q'_{acc}(\tau_2))^m$ .

**În concluzie**, în cursul iernii ( $\tau_i$ ), debitul  $G_a(\tau_i)$  va varia de la  $G_a(\tau_1) = 0$ , la  $(G_a(\tau_2))^M$ , dat de relația (18.84), unde  $(G_a(\tau_2))^M = f[(q''_{acc}(\tau_2))^M \text{ și } (t_1(\tau_2))^m - (t_5(\tau_2))^m]$ .

• **Dimensionarea debitelor de calcul ale apei la intrarea în PT:**

– pentru încălzire, se utilizează relația generală (18.56);

– pentru debitul de injecție:

$$G_a^c = \frac{q''_{acc}{}^c}{c \cdot (t_1^m - t_5^m)} \quad [\text{kg/s}] \quad , \quad (18.85)$$

în care  $q''_{acc,II}{}^c$  depinde de existența acumulatorului (când  $(q''_{acc})^c = (q''_{acc})^{md}$ ) sau a lipsei sale (când  $(q''_{acc})^c = (q''_{acc})^M$ );

– pentru debitului  $G_1^c$  de intrare în PT, este valabilă relația:

$$G_{PT}^c = G_1^c = G_i^c + G_a^c \quad [\text{kg/s}] \quad . \quad (18.86)$$

• **Dimensionarea suprafețelor de schimb de căldură ale:**

– schimbătorului de căldură pentru încălzire (3), conform relației (18.63);

– schimbătorului de căldură pentru prepararea a.c.c. (9), cu relația:

$$S_{acc} = \frac{q''_{acc}{}^c}{k_9 \cdot \Delta t_9} \quad [\text{m}^2] \quad , \quad (18.87)$$

unde:

– în cazul inexistenței acumulatorului de a.c.c.:  $q_{acc}^c = q_{acc}^M$ ;

– în cazul existenței acumulatorului de a.c.c.:  $q_{acc}^c = q_{acc}^{md}$ .

• **Avantajul schemei „o treaptă cu injecție”** pentru prepararea a.c.c. față de schema „două trepte mixt”, este: investiția în unicul schimbător de căldură (9) pentru prepararea a.c.c. este mai mică decât aceea aferentă celor două schimbătoare corespunzătoare celor două trepte de preparare a a.c.c. Aceasta este urmarea suprapunerii a două cauze:

– la aceeași suprafață utilă totală de transfer de căldură, în general, investiția specifică în lei/m<sup>2</sup> este mai mică în cazul realizării acestuia sub forma unui singur schimbător, față de cazul realizării sub forma a două schimbătoare;

– în cazul schemei o treaptă cu injecție, în perioada de iarnă ( $\tau_2$ ), regimul termic al debitului de injecție  $t_1(\tau_2)$  este mai mare decât temperatura ( $t_2$ ) cu care apa fierbinte intra în schimbătorul (9), în cazul schemei două trepte mixt. Ca urmare, conform relației (18.87), diferența medie logaritmică de temperatură  $\overline{\Delta t}_9^m$  pentru schimbătorul (9) (la schema o treaptă cu injecție) este mai mare decât  $\overline{\Delta t}_{12}^m$  (la schema două trepte mixt). Deci, surplusul de suprafață a schimbătorului (9), pentru asigurarea funcționării numai a acestuia în vederea preparării a.c.c., este mai mică decât aceea a schimbătorului (12), al treptei a II-a de preparare a a.c.c. în cazul schemei cu 2 trepte mixt.

• Domeniul de utilizare a schemei „o treaptă cu injecție” este același cu cel valabil în cazul schemei „două trepte mixt”.

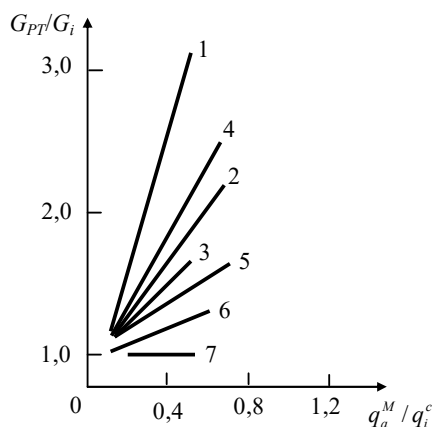
#### 18.2.4.7. Analiza comparativă a schemelor PT

Tabelul 18.2 prezintă comparativ elementele privitoare la regimurile caracteristice de funcționare, condițiile de dimensionare, avantajele-dezavantajele și domeniile recomandate de utilizare ale celor 5 scheme de PT prezente în § 18.2.4.2. – § 18.2.4.6.

#### 18.2.4.8. Domeniile de utilizare a diverselor scheme de PT

Dintre cele cinci scheme prezentate mai sus, cea mai des folosită este schema două trepte serie de preparare a apei calde. Principalul avantaj al acesteia este faptul că față de celelalte scheme necesită 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.

O comparație între cele cinci scheme analizate, din punct de vedere al debitelor de apă fierbinte  $G_{PT}$ , în funcție de ponderea consumului de apă caldă  $q_{acc}$  față de cel pentru încălzire  $q_i$ , este prezentată în fig. 18.19.



**Fig. 18.19.** Variația raportului  $G_{PT}/G_i$  în funcție de ponderea consumului de apă caldă și schema de preparare a apei calde: 1 – o treaptă paralel fără acumulare; 2 – idem 1 cu acumulare; 3 – o treaptă serie; 4 – două trepte mixt fără acumulare; 5 – două trepte mixt cu acumulare; 6 – două trepte serie cu grafic pentru încălzire; 7 – idem 6, cu grafic de reglaj corectat.

Se constată că eficiența maximă se obține în cazul schemei de racordare cu două trepte serie de preparare a apei calde cu corecția graficului de reglaj pentru încălzire (curba 7), când  $G_a = 0$  și  $G_{PT}/G_i = 1$ . În cazul acestei scheme dimensionarea rețelei termice de transport se face pentru debitul minim de apă de rețea ( $G_i$ ), iar cheltuielile de pompare a apei din rețea sunt minime. Cea mai dezavantajoasă schemă de racordare este aceea cu o treaptă paralel fără acumulare (curba 1).

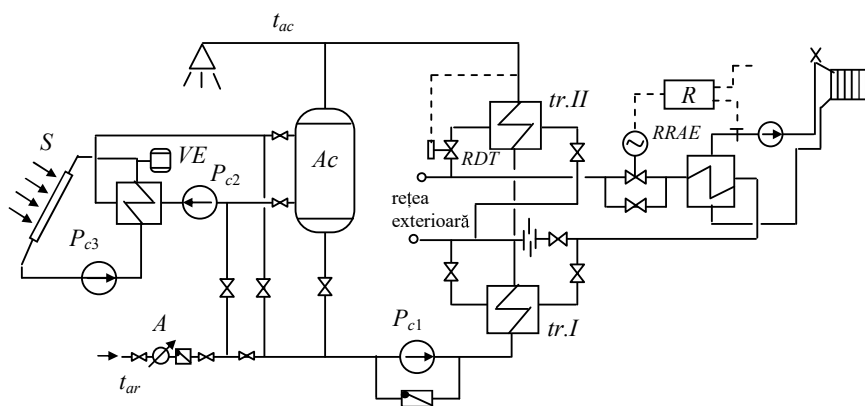
Ținând seama de aceste constatări rezultă următoarele domenii recomandabile de utilizare a diferitelor scheme de preparare a apei calde:

- schema cu două trepte serie, pentru  $q_{acc}^M / q_i^c = 0,1 \dots 1,0$

- schema cu o treaptă serie, pentru  $q_{acc}^M / q_i^c \leq 0,3$  și în special pentru valori mai mici de 0,1, când eficiența este comparabilă cu schema două trepte serie;
- pentru  $q_{acc}^M / q_i^c > 1,0$  se recomandă schema o treaptă paralel cu acumulare;
- schemele o treaptă paralel și două trepte mixt fără acumulare, sau o treaptă cu injecție, nu sunt indicate a se utiliza. Pentru  $q_{acc}^M / q_i^c > 0,1$  poate deveni oportună schema două trepte mixt sau o treaptă cu injecție;
- schema două trepte serie cu graficul de reglaj corectat se recomandă în cazul în care  $q_{acc}^M / q_i^c$  are aceleași valori pentru majoritatea consumatorilor.

#### 18.2.4.9. Schema de PT urbane, cu prepararea a.c.c. pe baza energiei solare

În ultimii ani au apărut în țara noastră tot mai multe instalații de preparare a apei calde de consum cu ajutorul energiei solare. În cele ce urmează, având în vedere faptul că energia solară nu este continuu disponibilă și la nivelul necesar de intensitate, se prezintă rezolvarea, ca schemă de principiu, a unei astfel de instalații, în care sursa auxiliară de căldură o constituie un punct termic urban, prevăzut cu două trepte de preparare în serie – paralel față de sistemul de încălzire și cu acumuloare de apă caldă (fig. 18.20.).



**Fig. 18.20.** Schema de preparare a apei calde de consum pe baza energiei solare, având ca sursă auxiliară un punct termic centralizat – clasic –: *S* – panouri (captatoare) solare; *VE* – vas de expansiune; *Ac* – acumuloare de apă caldă; *P<sub>c1</sub>*, *P<sub>c2</sub>* – pompe de circulație; *P<sub>c3</sub>* – pompe de circulație din circuitul de captare a energiei solare.

O particularitate a acestei soluții este prevederea unor acumulate comune celor două instalații de preparare a apei calde de consum, solară și respectiv a punctului termic, ceea ce constituie un avantaj economic.

Schema permite funcționarea în paralel a instalației solare și a punctului termic, ca și funcționarea lor în serie. În altă variantă, schema poate fi modificată în sensul utilizării schimbătoarelor de căldură din instalația solară ca primă treaptă de preparare a apei calde de consum, sursa de ajutor fiind numai treapta a doua a punctului termic.

Soluții asemănătoare pot fi adoptate și în cazul preparării apei calde de consum în incinte industriale.

În concluzie, se observă că:

- schema optimă de preparare este cea în două trepte serie, având avantajul funcționării cu un debit minim de agent și al diminuării în măsura cea mai mare a temperaturii pe conducta de întoarcere;

- schema de preparare într-o treaptă, în paralel cu sistemul de încălzire fără acumulare este cea mai neeconomică; se utilizează numai la debite foarte mici de căldură pentru prepararea apei calde de consum în raport cu cel de încălzire, în varianta cu acumulate (de exemplu la hale industriale);

- schemele de preparare într-o treaptă serie și în două trepte serie – paralel cu acumulare sunt avantajoase în numite condiții, ultima fiind apropiată ca eficiență de schema în două trepte serie;

- schema de preparare în două trepte serie - paralel cu acumulare este indicată pentru consumatori cu inerție termică mai redusă și cu o diagramă de consum a apei calde menajere având o durată mare a sarcinii de vârf.

### **18.2.5. Scheme combinate pentru racordarea instalațiilor de încălzire și preparare a a.c.c., în alte tipuri de sisteme de transport**

#### **18.2.5.1. Aspecte generale**

Pe parcursul timpului, în afara schemelor de PT prezentate mai sus, specifice sistemelor de transport bitubulare închise, utilizând ca agent termic apa fierbinte, s-au utilizat și alte tipuri de PT, prezentate în detaliu în [18.4]. Astfel, este vorba de schemele PT utilizate în sistemele: tritubulare închise, bitubulare deschise, bitubulare mixte, monotubulare deschise.

Fiecare din aceste scheme de PT au apărut cu ocazia unor sisteme speciale de transport la distanță a căldurii, coroborate cu transportul la mari distanțe și cu necesitatea de a reduce investițiile în rețelele termice primare, fie prin reducerea numărului acestora, fie și prin simplificarea însăși a schemelor de PT.

Este adevărat că în ultimii 10 – 15 ani, odată cu tendința reducerii anvergurii sistemelor de alimentare centralizată cu căldură, deci și a reducerii distanțelor medii de transport a căldurii, corelat cu introducerea noilor tehnologii de rețele termice cu izolație termică poliuretanică și cu modificările apărute în structura

cererilor urbane de căldură (manifestată prin raportul  $q_{acc}^M / q_i^c$ ), gradul de aplicare al acestor sisteme de transport cu PT aferente, s-a redus sensibil.

Pe de altă parte, odată cu scăderea disponibilității pe termen lung (de peste 15 - 20 ani) a asigurării gazului metan pentru mari CCG, simultan cu creșterea spectaculoasă a prețului său și cu creșterea totodată a costului conductelor preizolate, este posibilă schimbarea conceptului actual de realizare a sistemelor de transport a căldurii. Aceasta poate avea loc determinat de natura surselor de energie primară folosite în viitoarele surse de producere a căldurii bazate, de exemplu, pe utilizarea cărbunilor și/sau a energiei nucleare. Asemenea surse de energie primară pot scoate sursele de producere a căldurii în afara zonelor urbane, măbind semnificativ distanțele de transport ale căldurii.

Ținându-se seama de aceste aspecte, s-a considerat utilă prezentarea în continuare a acestor tipuri de scheme de PT, specifice altor sisteme de transport a căldurii, diferite de sistemele bitubulare închise de apă fierbinte. Totodată, prin evidențierea condițiilor specifice de funcționare, cu avantajele, dezavantajele și restricțiile impuse în aplicare, aceste scheme pot constitui un material util pentru găsirea unor alte soluții hibrid, cu o eficiență tehnico – economică sporită și cu un grad sporit al calității alimentării cu căldură a consumatorilor de încălzire și a a.c.c.

#### 18.2.5.2. PT în sisteme tritubulare închise

PT utilizate în sistemele tritubulare închise (§ 17.2.4.) se caracterizează prin racordarea închisă a instalațiilor pentru prepararea apei calde dintr-o conductă cu un regim termic corespunzător cerințelor acesteia, iar instalațiile de încălzire se racordează la o altă conductă cu un regim termic mai ridicat decât în prima. Returul agentului termic de la ambele tipuri de instalații este comun, după cum rezultă din fig. 18.21.

De la sursă pleacă două conducte de ducere 1 și 2 în care se mențin regimuri termice diferite. Din conducta 1 sunt alimentați consumatorii de încălzire, iar din 2 sunt alimentați consumatorii de apă caldă.

Conducta 3 de retur este comună tuturor consumatorilor. Schemele de racordare ale instalațiilor de încălzire nu diferă de sistemul bitubular, după cum rezultă și din fig. 18.21., a – d. La fel și pentru schemele de racordare închise ale consumatorilor de apă caldă, ca în fig. 18.21., e.

Principalul avantaj al acestui sistem îl constituie faptul că întregul consum de apă caldă este asigurat separat de încălzire. Aceasta permite folosirea în conducta 2 a unui regim termic corespunzător apei calde (60°C) inferior celui impus în conducta de ducere comună a sistemelor bitubulare de încălzire. Ca urmare, la sursă livrarea căldurii pentru consumul de apă caldă se poate face la un nivel termic mai coborât, ceea ce în cazul unei CCG cu turbine cu abur conduce la creșterea producției de energie electrică în regim de cogenerare. De asemenea, există o independență totală a regimurilor termice și hidraulice între conductele 1 și 2. Aceasta permite o stabilitate hidraulică mare în conducta 1 de încălzire, cu efecte favorabile privind alimentarea cu căldură a consumatorilor respectivi.

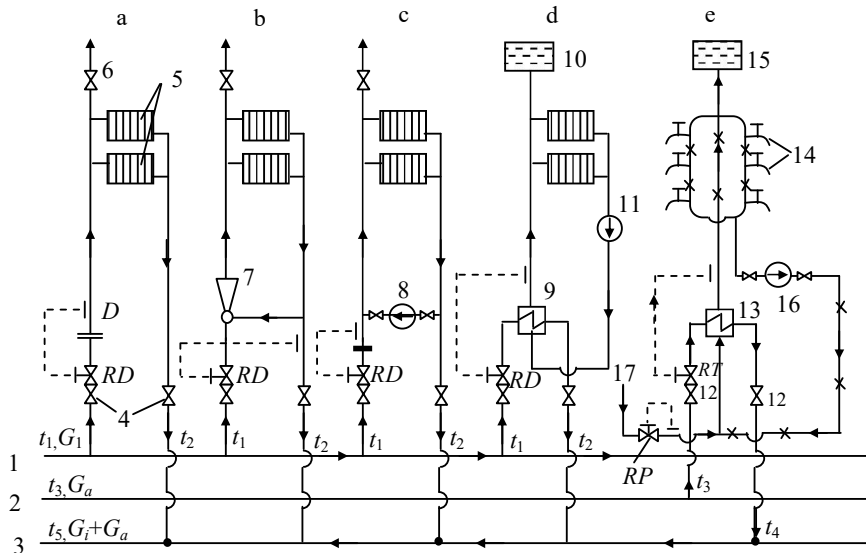


Fig. 18.21. Schemele PT în sistemele tritubulare închise:

1 – conductă apă fierbinte pentru încălzire; 2 – conductă apă fierbinte pentru prepararea apei calde; 3 – conductă comună de retur; 4 – vane pentru izolarea instalațiilor de încălzire; 5 – consumatori de încălzire; 6 – aerisire; 7 – hidroelevator; 8 – pompă de amestec; 9 – preîncălzitor pentru încălzire; 10 – vas de expansiune; 11 – pompă de circulație; 12 – vane pentru izolarea consumatorilor de apă caldă; 13 – preîncălzitor pentru apă caldă; 14 – consumatori de apă caldă; 15 – acumulator de apă caldă; 16 – pompă de recirculare; 17 – apă potabilă; RD – regulator de debit; RT – regulator de temperatură; RP – regulator de presiune; D – diafragmă de laminare; a – racordare directă pentru încălzire; b – racordare directă cu hidroelevator pentru încălzire; c – idem b, cu pompă de amestec; d – racordare indirectă pentru încălzire; e – racordare închisă cu acumulator superior de apă caldă.

În schimb, sistemul tritubular mărește investițiile pentru rețeaua termică de transport și consumul de energie pentru transportul agentului termic.

Elementele necesare dimensionării PT în sistemele tritubulare închise sunt prezentate în [18.4].

• **Calculul principalelor elemente ale schemei din fig. 18.21.**

Valorile de calcul ale debitelor de apă din rețea se determină astfel:

– pentru încălzire, deci în conducta 1:

$$G_1^c = G_i^c = \frac{q_i^c}{c_a(t_1^c - t_2^c)} \quad [\text{kg/s}] \quad (18.88)$$

– pentru apă caldă, cu acumulator, deci în conducta 2:

$$G_2^c = G_a^c = \frac{q_a^{md}}{c_a(t_3 - t_4)} \quad [\text{kg/s}] \quad ; \quad (18.89)$$

– în conducta 3 comună:

$$G_3^c = G_i^c + G_a^c \quad [\text{kg/s}] \quad (18.90)$$

unde  $q_i^c$  este valoarea de calcul a consumului de căldură pentru încălzire, în kW;  
 $q_a^{md}$  – consumul mediu săptămânal de căldură sub formă de apă caldă, în kW;  
 $t_1^c, t_2^c$  – temperatura apei fierbinți la intrarea și ieșirea din instalațiile de încălzire,  
 în condițiile de calcul  $t_e^c$ , în °C;  $t_3$  – temperatura apei din rețea pentru prepararea  
 apei calde, fiind constantă în timp ( $t_3 \cong 60^\circ\text{C}$ );  $t_4$  – temperatura apei de retur de la  
 instalația de preparare a apei calde, având o valoare constantă în timp, pentru un  
 anumit consum de apă caldă.

Temperatura apei în conducta de retur 3 comună, se obține din bilanțul termic în  
 punctul de amestec A:

$$G_i \cdot t_2 + G_a \cdot t_4 = (G_i + G_a) \cdot t_5 \quad (18.91)$$

de unde:

$$t_5 = \frac{G_i \cdot t_2 + G_a \cdot t_4}{G_i + G_a} \quad [^\circ\text{C}] \quad . \quad (18.92)$$

În ipoteza reglajului calitativ pentru încălzire ( $G_i = G_i^c = ct$  în cursul perioadei  
 de încălzire), în conducta comună de retur debitul va varia în limitele:

$$G_i^c \leq G_3 \leq G_i^c + G_a^c$$

determinate de variațiile debitului  $G_a$  pentru prepararea apei calde.

### 18.2.5.3. PT în sisteme bitubulare deschise

**Punctele termice centralizate, în sistemele bitubulare deschise**, se caracterizează prin folosirea unei conducte de ducere comună, ca regim termic, pentru încălzire și apă caldă. Ea asigură transportul agentului termic necesar celor două tipuri de consumatori. Conducta de retur asigură returnarea numai a diferenței între debitul instalației de încălzire și cel folosit pentru prepararea apei calde.

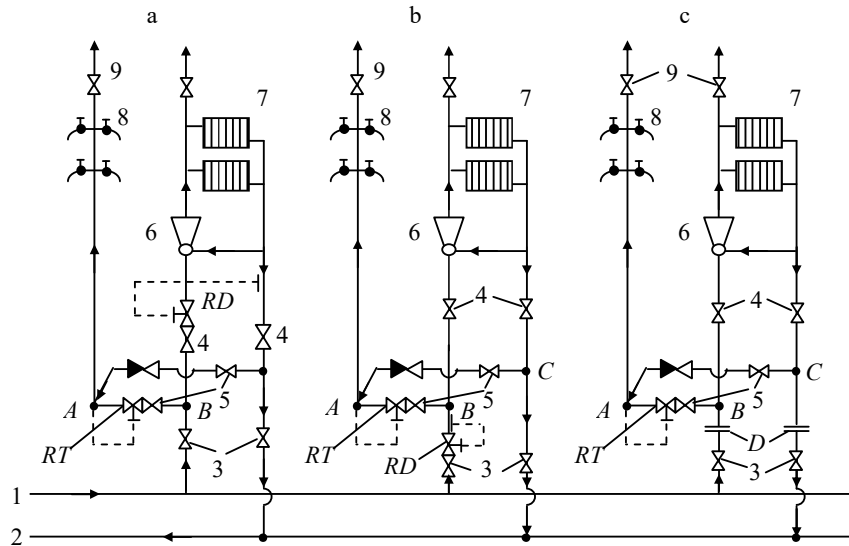
Schemele PT în sistemele bitubulare deschise sunt prezentate în fig. 18.22. Ele se deosebesc din punctul de vedere al poziției relative a punctelor *B* și *C*, de racord ale instalațiilor de consum de apă caldă, față de regulatorul de debit *RD*.

Aceste scheme nu depind de modul de racordare al instalațiilor de încălzire, care însă cel mai adesea sunt racordate direct prin amestec, atunci când rețeaua termică este cu apă fierbinte.

Se deosebesc două tipuri caracteristice de scheme ale PT în sistemele bitubulare deschise: independente (fig. 18.22.,a) și dependente cu regulator de debit *RD* (fig. 18.22.,b) sau cu diafragmă de laminare *D* (fig. 18.22.,c).



Aceste scheme au o arie mai mică de utilizare datorită problemelor deosebite pe care le ridică racordarea deschisă a instalațiilor consumatoare de apă caldă, după cum s-a arătat în § 18.2.3.3.



**Fig. 18.22.** Schemele de principiu ale PT în sistemele 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; D – diafragme de laminare. a – racordare independentă; b – racordare dependentă cu RD; c – racordare dependentă cu D.

• **Schema independentă** (fig. 18.22.,a) se caracterizează prin reglarea independentă a consumului de căldură pentru încălzire față de cel pentru prepararea apei calde. Aceasta se realizează prin montarea regulatorului de debit RD după punctele de racord B și C ale consumatorilor de apă caldă. Ca urmare, cei doi consumatori (încălzire și apă caldă) 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.

Regulatorul de debit RD reglează debitul de apă fierbinte de injecție  $G_i$  în elevatorul 6, pentru a asigura cantitatea de căldură necesară încălzirii; el ia impuls de debit de la ieșirea din instalațiile de încălzire (v. fig. 18.22.,a)

Regulatorul de temperatură RT reglează debitul de apă fierbinte  $G_a'$  preluat direct din conducta de ducere de apă fierbinte, astfel încât să asigure necesarul de apă caldă  $G_a$  la temperatură constantă  $t_a$ ; el ia impuls de temperatură din punctul de amestec A (v. fig. 18.22.,a) pentru a menține constantă temperatura  $t_a$ .

Ca urmare a poziției relative între  $RD$  și  $RT$ , debitul de apă fierbinte ( $G_i$ ) pentru încălzire este independent de cel pentru prepararea apei calde  $G'_a$ . Debitul total de apă fierbinte ( $G_{PT}$ ) intrat în punctul termic, reprezintă în orice moment suma celor două debite ( $G_{PT} = G_i + G'_a$ ).

Elementele de calcul pentru dimensionarea PT, sunt prezentate în continuare, avându-se în vedere schema de calcul din fig. 18.23. După cum rezultă din aceasta, prin aplicarea schemei independente are loc o creștere a valorii de calcul a debitului de apă în conducta de ducere a rețelei termice, ceea ce determină creșterea diametrului rețelei termice, a cheltuielilor de construcție ale acesteia și a transportului (crește consumul de energie pentru pompare).

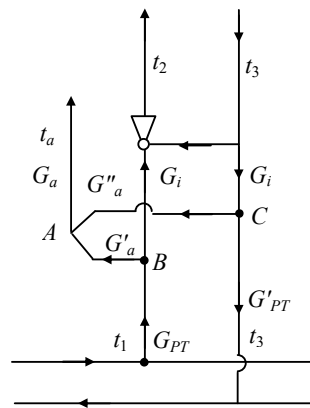


Fig. 18.23. Schema de principiu de calcul a PT în sistemele bitubulare deschise.

Debitul de calcul în rețelele termice bitubulare deschise scade considerabil, prin aplicarea schemei dependente.

• **Schema dependentă** a  $PT$  în sistemele bitubulare deschise, prezentată în fig.18.22., b și c, se caracterizează printr-o dependență a cantității de căldură primită pentru încălzire, de consumul de căldură pentru prepararea apei calde. Aceasta se datorează montării regulatorului de debit  $RD$  înaintea punctelor de racord  $B$  și  $C$  ale consumatorilor de apă caldă (fig. 18.22.,b). Ca urmare, regulatorul de debit  $RD$  reglează întregul debit de apă fierbinte  $G_{PT}$  intrat în punctul termic. Din acest debit este preluată cota  $G'_a$  necesară preparării apei calde, în funcție de comanda regulatorului de temperatură  $RT$ , iar diferența ( $G_{PT} - G'_a$ ) reprezintă debitul aferent instalațiilor de încălzire.

De această dată, regulatorul  $RD$  ia impuls de debit înaintea punctului B de racordare a consumului de apă caldă.

Regulatorul de temperatură  $RT$  funcționează în aceleași condiții ca și în cazul schemei independente.

Ca urmare a poziției regulatorului  $RD$  față de consumatorii de apă caldă, debitul de apă fierbinte pentru încălzire  $G_i$  este dependent de cel pentru prepararea apei calde  $G_a'$ . În schimb, așa după cum rezultă din § 18.2.2.3., valoarea de calcul  $G_{PT}^c$  a debitului de apă fierbinte din rețea este mai mică decât în cazul racordării independente. Aceasta permite dimensionarea cu diametre mai mici a rețelei de ducere, reducând cheltuielile de construcție aferente și cele pentru transportul apei. De asemenea, din punct de vedere hidraulic, sistemul de alimentare cu căldură are în timp o stabilitate hidraulică mai mare, deoarece intervalul de variație a debitului  $G_{PT}$  în rețea este mai mic.

Deoarece aceste avantaje sunt obținute pe seama reducerii temporare a cantității de căldură primită de consumatorii de încălzire, pentru a reduce acest efect se poate proceda ca și în cazul PT două trepte serie cu corecția graficului de reglaj: când consumul momentan pentru apa caldă ( $q_a$ ) este mai mare decât cel de calcul  $q_a^c$ , se poate mări temperatura apei de rețea la intrarea în PT, de la valoarea  $t_1$  impusă de încălzire, la valoarea  $t_1'$ .

În ipoteza existenței la majoritatea punctelor termice a aceleiași structuri a sarcinii termice (același raport  $\rho_{PT} = q_a^M / q_i^c$ ), rezultă că în cursul zilei debitul de apă  $G_{PT}$  în rețea variază aproximativ între aceleași limite la toți consumatorii. În aceste condiții se poate renunța la regulatorul de debit  $RD$  și introduce în schimb diafragmele de laminare  $D$ , ca în fig. 18.22.,c. Acestea au rolul de a mări stabilitatea hidraulică a sistemului, prin introducerea unor rezistențe locale suplimentare la acele PT unde raportul  $\rho_{PT}$  este diferit de cel considerat pentru majoritatea PT.

• **Calculul principalelor elemente ale schemei de PT independente – fig.18.22.,a.**

Valoarea de calcul (maximă) a debitului de apă fierbinte din rețea  $G_i^c$  pentru încălzire se determină pentru condițiile temperaturii exterioare minime de calcul  $t_e^c$ , cu relația:

$$G_i^c = \frac{q_i^c}{c_a(t_1^c - t_3^c)} \quad [\text{kg/s}] \quad (18.93)$$

unde  $t_1^c$  și  $t_3^c$  sunt valorile de calcul ale temperaturilor apei fierbinți din conducta de ducere, respectiv de întoarcere, în °C.

Stabilirea valorilor de calcul ale debitelor de apă din rețea  $G_a'^c$  și  $G_a''^c$  se face ținând seama de valoarea maximă a debitului de apă caldă  $G_a^c$  necesar consumului și de proporția în care se face amestecul în punctul A, între cele două debite  $G_a'$  și  $G_a''$ .

Proporția necesară între debitele de apă caldă din conducta de ducere  $G_a'$  și cel din conducta de întoarcere  $G_a''$  depinde de temperatura  $t_3$  și  $t_1$  a apei din rețea și este stabilită de regulatorul de temperatură  $RT$ .

În cursul funcționării, atât timp cât temperatura  $t_3 \geq t_a$  ( $t_a$  fiind temperatura apei calde de consum, constantă la valoarea de calcul de  $60^\circ\text{C}$ ) și debitul  $G_i \geq G_a$ , atunci întregul consum de căldură sub formă de apă caldă este asigurat din conducta de întoarcere de la încălzire, adică  $G_a = G_a''$ . Pentru perioadele de timp în care  $t_3 < t_a$ , sau chiar la  $t_3 \geq t_a$  dar  $G_i < G_a$ , consumul de apă caldă este asigurat prin amestecul în punctul A între  $G_a''$  cu temperatura  $t_3$  și  $G_a'$  cu temperatura  $t_1$ . Valoarea maximă a debitului  $G_a'$  va avea loc (în cazul reglajului calitativ pentru încălzire  $G_i = \text{const} = G_i^c$ ) pentru valoarea minimă a temperaturii  $t_3$ .

Notând cu  $\beta$  raportul:

$$\beta = \frac{G_a'}{G_a} \quad (18.94)$$

atunci:

$$G_a' = \beta \cdot G_a \quad [\text{kg/s}] \quad (18.95)$$

$$G_a'' = (1 - \beta)G_a \quad [\text{kg/s}] \quad (18.96)$$

Din bilanțul termic în punctul de amestec A, rezultă:

$$\beta = \frac{t_a - t_3}{t_1 - t_3} \quad (18.97)$$

Valoarea maximă a lui  $\beta$  are loc pentru valorile minime ale temperaturilor  $t_3$  și  $t_1$ , adică:

$$\beta^M = \frac{t_a - t_3^m}{t_1 - t_3^m} \quad (18.98)$$

unde  $t_1^m$  și  $t_3^m$  sunt valorile minime din cursul perioadei de încălzire ale temperaturilor  $t_1$  și  $t_3$ .

Atunci, din relația (18.95) rezultă valoarea de calcul a debitului  $G_a'^c$ :

$$G_a'^c = G_a^c \cdot \beta^M \quad [\text{kg/s}] \quad (18.99)$$

Valoarea de calcul a consumului de apă caldă este:

$$G_a^c = \frac{q_a^c}{c_a(t_a - t_{ar})} \quad [\text{kg/s}] \quad (18.100)$$

în care  $q_a^c$  este valoarea de calcul considerată pentru consumul de căldură sub formă de apă caldă, în kW;  $t_{ar}$  – temperatura apei reci din conducta de apă potabilă, în  $^\circ\text{C}$ .

Ținând seama de relațiile (18.98) și (18.100), înlocuindu-le în (18.95), rezultă:

$$G_a^{c'} = \frac{q_a^c}{c_a(t_a - t_{ar})} \cdot \frac{t_a - t_3^m}{t_1^m - t_3^m} \quad [\text{kg/s}] \quad (18.101)$$

Valoarea de calcul a consumului de căldură  $q_a^c$  se consideră astfel: când în PT există acumulatori de apă caldă  $q_a^c = q_a^{md}$  (consumul mediu săptămânal de căldură), iar când nu există,  $q_a^c = q_a^M$  (consumul maxim de căldură).

Față de regimurile caracteristice de funcționare ale PT și valorile de calcul ale debitelor de apă de rețea  $G_i^c$ ,  $G_a^c$ , rezultă următoarele debite de apă din rețea,  $G_{PT}$  la intrarea în PT și  $G_{PT}'$  la ieșirea din el:

– în conducta de ducere a PT, valoarea maximă a debitului  $G_{PT}$  are loc pentru valorile de calcul  $G_i^c$ , și  $G_a^c$ , adică:

$$G_{PT}^c = G_i^c + G_a^c \quad [\text{kg/s}] \quad (18.102)$$

– în conducta de întoarcere a PT, valoarea maximă a debitului  $G_{PT}'$  are loc atunci când  $G_a^c$  este zero, adică:

$$G_{PT}'^c = G_i^c \quad [\text{kg/s}] \quad (18.103)$$

În cursul perioadei de încălzire, dacă reglajul pentru încălzire este calitativ și deci  $G_i^c = \text{ct.}$  rezultă că debitul de apă  $G_{PT}$  va varia funcție de consumul de apă caldă  $q_a$  și valorile temperaturilor  $t_1$  și  $t_3$ . Ca urmare, el poate varia în limitele:

$$G_i^c \leq G_{PT} \leq G_i^c + G_a^c \quad (18.104)$$

Variațiile debitului de apă în conducta de retur,  $G_{PT}'$  sunt în limitele:

$$G_i^c - G_a^{M} \leq G_{PT}' \leq G_i^c \quad (18.105)$$

unde valoarea maximă a debitului  $G_a^{M}$  are loc pentru valoarea minimă a lui  $\beta$ , adică atunci când tot consumul de apă caldă  $G_a$  este asigurat din conducta de întoarcere de la încălzire:

$$G_a^{M} = G_a^c \quad [\text{kg/s}] \quad (18.106)$$

și atunci inegalitatea (18.105) devine:

$$G_i^c - G_a^c \leq G_{PT}' \leq G_i^c \quad (18.107)$$

Din această ultimă inegalitate rezultă condiția de eficiență maximă a soluției de racordare deschisă; ea este eficientă atâta timp cât consumul de căldură pentru încălzire necesită un debit  $G_i^c \geq G_a^c$ . Sub aceste limite racordarea deschisă își reduce eficiența tehnico – economică.

• **Calculul principalelor elemente ale schemei de PT dependente, cu regulator de debit – fig. 18.22., b și c.**

Valoarea de calcul a debitului de apă fierbinte din rețea  $G_i^c$  pentru încălzire se determină, ca și în cazul schemei independente, cu relația (18.93).

Pentru valorile de calcul ale debitelor de apă  $G_a^c$  și  $G_a^{nc}$  respectiv  $G_{PT}^c$  și  $G_{PT}^{nc}$  se utilizează aceeași metodologie și relații ca în cazul schemei independente, considerându-se ca valoare de calcul pentru consumul de căldură  $q_a^c$  valoarea:

$$q_a^c = x_s \cdot q_a^{md} \quad [\text{kW}] \quad (18.108)$$

în care  $x_s$  este un coeficient de corecție. El ține seama de următoarele: debitul maxim de apă  $G_{PT}$  aferent punctului termic este determinat ținându-se seama de sarcina termică  $q_i^c$  și  $q_a^c$ , aceasta din urmă fiind mai mică decât valoarea maximă  $q_a^M$  ce poate apare în timpul consumului. În perioadele din zi în care valorile momentane  $q_i = q_i^c$  și  $q_a > q_a^c$ , pentru  $G_{PT}^c$  constant, înseamnă că pentru apa caldă se va folosi un debit de apă din rețea  $G_a'$  mai mare decât cel avut în vedere la calcul. Ca urmare instalațiile de încălzire vor primi un debit de apă  $G_i$  mai mic decât cel necesar  $G_i^c$ , reducându-se cantitatea de căldură primită, față de cea necesară. Acest efect este cu atât mai important cu cât consumul momentan de căldură  $q_a$  este mai apropiat de valoarea sa maximă  $q_a^M$ . În vederea diminuării gradului de reducere a cantității de căldură  $q_i'$  real primită față de aceea necesară  $q_i$ , nu se ia în considerare valoarea medie a consumului de căldură  $q_a^{md}$  ci o valoare mai mare  $q_a^c$  introducându-se coeficientul de corecție  $x_s = 1,1$ .

Căldura primită mai puțin pentru încălzire  $q_i - q_i'$  se consideră că este compensată de inerția termică a incintelor încălzite, mai ales că durata neîntreruptă a unor asemenea regimuri este de ordinul 1 - 4 h. De asemenea, trebuie ținut seama că asemenea diminuări pot apare numai în condițiile consumului maxim de căldură pentru încălzire  $q_i^c$ , când de fapt distribuția de debit  $G_a'$  are valoarea minimă ( $\beta^m$ ), consumul de apă caldă fiind asigurat în cea mai mare parte, sau chiar integral, din conducta de retur de la instalațiile de încălzire.

În acest fel, debitul total  $G_{PT}^c$  este mai mic decât în cazul racordării independente.

#### 18.2.5.4. PT în scheme bitubulare mixte

După cum s-a putut vedea și din subcapitolul precedent, sistemele deschise de preparare a apei calde sunt, din multe puncte de vedere, mai avantajoase decât sistemele închise. Pe lângă acestea prezintă însă și o serie de dezavantaje, printre

care instabilitatea regimului hidraulic al rețelei termice. Această instabilitate este determinată de variația bruscă a debitelor de apă în rețea, atât în conducta de ducere cât și în cea de întoarcere.

Astfel, o cotă importantă din sarcina termică aferentă alimentării cu apă caldă în sistem deschis este acoperită, în cursul perioadei de încălzire, din conducta de ducere la sistemul de încălzire. În intervalul temperaturilor exterioare ridicate din cursul perioadei de încălzire, consumul de apă caldă este asigurat numai din conducta de ducere. Aceasta conduce adeseori la dereglări ale sistemelor de încălzire, cărora nu li se asigură o cantitate suficientă de apă, după cum s-a arătat și mai sus.

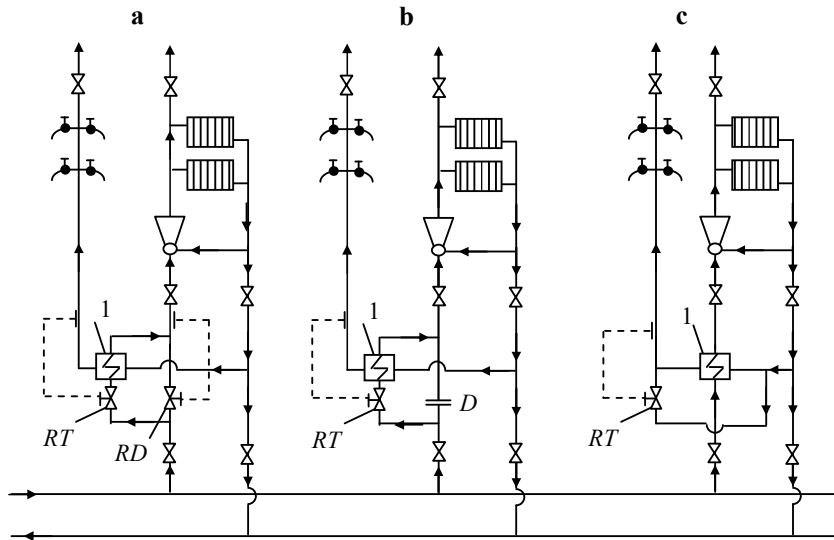
• **Schema mixtă închis – deschis.** Pentru înlăturarea dezavantajului de mai sus, în punctul termic se poate instala un „preîncălzitor înaintaș” de alimentare cu apă caldă, ca în fig. 18.24. Schema poate fi prevăzută cu regulator de debit  $RD$  pentru încălzire, ca în fig. 18.24.,a sau fără, ca în fig. 18.24., b și c.

Schema permite ca, în toată perioada de încălzire, alimentarea cu apă caldă să se facă numai cu apă care a fost folosită în instalațiile de încălzire. Aceasta, având în cursul perioadei de încălzire temperaturi cuprinse între  $35 - 75^{\circ}\text{C}$ , este adusă la temperatura necesară ( $t_d = 60^{\circ}\text{C}$ ) în preîncălzitorul înaintaș 1.

În cazul schemei din fig. 18.24.,a, regulatorul de debit  $RD$  menține constant debitul de apă  $G_i$ , care intră în instalația de încălzire, adică debitul de apă  $G_{PT}$  din rețeaua termică care intră în punctul termic. Ținând seama de schema de calcul prezentată în fig. 18.25., în continuare sunt prezentate elementele de calcul necesare dimensionării unui asemenea PT.

Față de schema din fig. 18.24.,a cu regulator de debit pentru încălzire, în cazul schemelor din fig. 18.24., b și c lipsa regulatorului de debit nu mai permite menținerea constantă a debitului de apă de rețea  $G_{PT}$  aferent PT, ci numai a celui pentru încălzire  $G_i$  ( $G_i = G_i^c$ ). Ca urmare, debitul  $G_{PT}^c > G_i^c$ , spre deosebire de schema din fig. 18.24.,a unde  $G_{PT}^c = G_i^c$ . Astfel, renunțarea la regulatorul de debit  $RD$  conduce la creșterea debitului de apă fierbinte în rețea.

După cum rezultă din dimensionare, în toate cele trei cazuri variațiile de debit  $G_{PT}$  în cursul sezonului de încălzire sunt mult mai mici decât în cazul sistemului deschis. Ca urmare, dereglările hidraulice în sistemul de încălzire și în ansamblul sistemului de alimentare cu căldură vor fi mai mici decât la sistemul bitubular deschis.



**Fig. 18.24.** Schemele de principiu ale PT mixte „închis-deschis”, cu preîncălzitor înaintaş: 1 – preîncălzitor înaintaş de apă caldă; RD, RT – regulator de debit și de temperatură; D – diafragmă de laminare. Celelalte notații corespund figurilor anterioare.

• **Calculul principalelor elemente ale schemei de PT mixt închis – deschis din fig. 18.24.**

Din schema de calcul, prezentată în fig. 18.25., rezultă că în orice moment  $G_i = G_{PT}$ . Considerând că în cursul perioadei de încălzire se aplică reglajul calitativ, adică  $G_i = G_{PT} = ct = G_i^c = G_{PT}^c$ , rezultă următoarele:

a) în condițiile temperaturii exterioare de calcul  $t_e^c$ , când  $q_i = q_i^c$  rezultă debitul de calcul  $G_{PT}^c$ :

$$G_{PT}^c = \frac{q_i^c}{c_a(t_3^c - t_5^c)} \quad [\text{kg/s}] \quad (18.109)$$

iar consumul de căldură sub formă de apă caldă este asigurat integral din conducta de întoarcere de la instalațiile de încălzire, deoarece  $t_5^c$  asigură temperatura  $t_a$  necesară apei calde ( $t_5^c > 60^\circ\text{C}$ ).

Pentru acest regim, debitul de apă în conducta de retur de la punctul termic este:

$$G_{PT}' = G_{PT}^c - G_r \quad [\text{kg/s}] \quad (18.110)$$

unde  $G_r$  este debitul de apă caldă preluat din conducta de întoarcere.



Acest regim este posibil atâta timp cât debitul maxim de apă caldă necesar este:  $G_r^M \leq G_{PT}^c$ , deci  $G_r^M \leq G_i^c$ . Pentru cazurile în care  $G_r^M > G_i^c$  în punctul termic este necesar un debit de apă fierbinte  $G_{PT}$  mai mare decât  $G_i^c$  cu cota necesară consumului maxim de apă caldă;

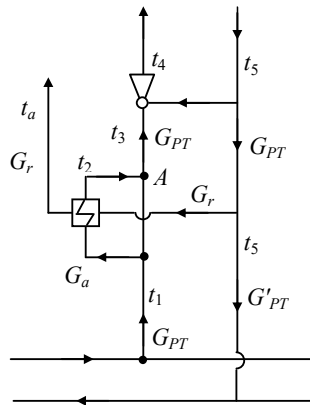


Fig. 18.25. Schema de calcul a PT închis-deschis, cu preîncălzitor înaintaş.

b) pe măsură ce temperatura exterioară creşte, necesarul de căldură pentru încălzire  $q_i$  scade și odată cu el și temperaturile  $t_3$  și  $t_5$ . Ca urmare, cantitatea de căldură sub formă de apă caldă ce poate fi preluată din conducta de întoarcere de la încălzire scade, chiar dacă debitul de apă  $G_r = \text{constant}$  ( $G_r^M \leq G_{PT}^c$ ). Diferența de cantitate de căldură necesară apei calde, pentru a încălzi debitul  $G_r$  de la temperatura  $t_5$  la  $t_a$ , este preluată din schimbătorul înaintaş, folosind apă cu temperatura  $t_1$  din rețeaua de ducere a PT.

Debitul de apă din rețea  $G_a$  necesar preparării apei calde va fi maxim în condițiile în care temperatura  $t_5$  este minimă. Deci valoarea sa de calcul se determină astfel:

$$G_a^c = \frac{q_a^M}{c_a \cdot (t_1^m - t_2^m)} \quad [\text{kg/s}] \quad (18.111)$$

unde consumul maxim de apă caldă  $q_a^M$  este dat de:

$$q_a^M = G_r^M \cdot c_a \cdot (t_a - t_5^m) \quad [\text{kW}] \quad (18.112)$$

Atunci relația (18.111) devine:

$$G_a^c = G_r^M \cdot \frac{t_a - t_5^m}{t_1^m - t_2^m} \quad [\text{kg/s}] \quad (18.113)$$

unde  $t_1^m, t_2^m, t_5^m$  sunt valorile minime ale temperaturilor  $t_1, t_2$  și  $t_5$  din cursul perioadei de încălzire.

Acest mod de dimensionare este făcut în ipoteza că în cursul sezonului de încălzire debitul de apă  $G_{PT} = ct = G_{PT}^c$  și este egal cu cel pentru încălzire. În asemenea condiții, ca și în cazul schemei bitubulare închise cu două trepte serie, este necesară corecția graficului de reglaj aferent încălzirii, adică este necesar ca  $t_1 > t_3$ . Determinarea temperaturii  $t_1^m$  necesară pentru a realiza temperatura  $t_3^m$  în condițiile consumurilor ( $q_i^m + q_a^M$ ), rezultă din bilanțul termic scris în punctul A al schemei din fig.18.25., pentru aceste condiții:

$$t_2^m \cdot G_a^c + t_1^m (G_{PT}^c - G_a^c) = G_{PT}^c \cdot t_3^m \quad (18.114)$$

de unde rezultă:

$$t_1^m = \frac{G_{PT}^c \cdot t_3^m - G_a^c \cdot t_2^m}{G_{PT}^c - G_a^c} \quad [^\circ\text{C}] \quad (18.115)$$

Înlocuind în relația (18.115) pe  $G_a^c$  din (18.113) rezultă valoarea lui  $t_1^m$  necesară pentru a asigura cele două consumuri de căldură. Diferența:  $t_1^m - t_3^m = \delta_1^M$  este valoarea maximă a corecției temperaturii  $t_1$  a graficului de reglaj pentru sarcina termică sumă, încălzire și apă caldă.

Suprafața de schimb de căldură a schimbătorului 1 se calculează pentru condițiile în care aportul termic al acestuia este maxim adică pentru valorile minime ale temperaturilor  $t_1, t_2$  și  $t_5$  și valoarea maximă a cantității de căldură cedată  $q_a^M$ .

În cazul schemelor 18.24., b și c, lipsa regulatorului de debit  $RD$  nu mai permite menținerea constantă a debitului de apă de rețea  $G_{PT}$  aferent punctului termic, ci a debitului aferent încălzirii  $G_i = ct = G_i^c$ . Valoarea de calcul a acestuia se determină conform relației (18.109).

$$G_i^c = \frac{q_i^c}{c_a(t_1^c - t_5^c)} \quad [\text{kg/s}] \quad (18.116)$$

Regimul de funcționare al schimbătorului înaintaș de preparare a apei calde este același cu cel descris mai sus. Ca urmare:

$$G_a^c = \frac{q_a^{md}}{c_a(t_1^{md} - t_2^{md})} \quad [\text{kg/s}] \quad (18.117)$$

unde:

$$q_a^{md} = G_r^{md} \cdot c_a(t_a - t_5^{md}) \quad [\text{kW}] \quad (18.118)$$

și atunci relația (18.117) devine:

## Cuprins capitol 18 – II –

18.2.4.5. Schema de racordare în două trepte serie pentru prepararea a.c.c. ....	1335
18.2.4.6. Schema de racordare într-o treaptă serie cu injecție, pentru prepararea a.c.c. ....	1338
18.2.4.7. Analiza comparativă a schemelor PT .....	1342
18.2.4.8. Domeniile de utilizare a diverselor scheme de PT .....	1360
18.2.4.9. Schema de PT urbane, cu prepararea a.c.c. pe baza energiei solare .....	1361
18.2.5. Scheme combinate pentru racordarea instalațiilor de încălzire și preparare a a.c.c., în alte tipuri de sisteme de transport .....	1362
18.2.5.1. Aspecte generale.....	1362
18.2.5.2. PT în sisteme tritubulare închise .....	1363
18.2.5.3. PT în sisteme bitubulare deschise.....	1365
18.2.5.4. PT în scheme bitubulare mixte .....	1371

$$G_a^c = G_r^{md} \cdot \frac{t_a - t_5^{md}}{t_1^{md} - t_2^{md}} \quad [\text{kg/s}] \quad (18.119)$$

în care:  $q_a^{md}$  este consumul mediu de căldură pentru prepararea apei calde, în kW;  
 $G_r^{md}$  – debitul mediu de apă caldă consumată, în kg/s;  $t_1^{md}$ ,  $t_2^{md}$ ,  $t_5^{md}$  – valorile  
 medii pentru perioada de încălzire ale temperaturilor  $t_1$ ,  $t_2$  și respectiv  $t_5$ .

În condițiile inexistenței regulatorului de debit pentru încălzire, deci fără corecția graficului de reglaj pentru încălzire, debitul de calcul al apei de rețea care intră în PT este:

$$G_{PT}^c = G_i^c + G_a^c \quad [\text{kg/s}] \quad (18.120)$$

La creșterea sarcinii pentru alimentarea cu apă caldă va crește debitul de apă  $G_a$  și deci și  $G_{PT}$ , care trece prin instalația de încălzire, simultan cu reducerea temperaturii  $t_3$  față de  $t_1$  (în condițiile temperaturii exterioare  $t_e^c$ ,  $t_3^c = t_1^c$ ). La reducerea sarcinii pentru alimentarea cu apă caldă, în sistemul de încălzire va circula un debit mai mic de apă, dar cu o temperatură  $t_3$  mai mare; valoarea temperaturii  $t_3$  fiind dată de bilanțul termic în punctul  $A$ , conform relației (18.116) scrisă pentru un regim oarecare:

$$t_3 = \frac{t_2 \cdot G_a + t_1 (G_{PT} - G_a)}{G_{PT}} \quad [^\circ\text{C}] \quad (18.121)$$

Rezultă că în cazul acestor două scheme (b și c) în toate regimurile în care există consum de apă caldă ( $G_a > 0$ ), debitul de apă vehiculat în sistemul de încălzire va crește ( $G_{PT} > G_i$ ).

În orice caz, variațiile de debit  $G_{PT}$  în cursul sezonului de încălzire sunt mult mai mici decât în cazul sistemului deschis, el fiind cuprins între limitele:

$$\begin{aligned} \text{– pentru conducta de ducere:} \quad & G_i^c \leq G_{PT} \leq G_i^c + G_a^c \\ \text{– pentru conducta de întoarcere:} \quad & G_i^c - G_r \leq G_{PT} \leq G_i^c + G_a^c - G_r \end{aligned}$$

• **Schema deschis - închis** este o altă variantă pentru sistemele bitubulare mixte, după cum rezultă din fig. 18.26.

Ea constă în preîncălzirea apei reci cu temperatura  $t_r$ , într-un preîncălzitor 1, cu apă care a fost folosită în instalația de încălzire.

Apoi, în funcție de temperatura  $t_a'$  realizată prin preîncălzire, ea este utilizată direct sub formă de apă caldă (dacă  $t_a' = t_a$ ) sau este amestecată cu o cotă  $G_a$  de apă din rețeaua termică de ducere (dacă  $t_a' < t_a$ ). Debitul de apă  $G_a$  luat din conducta de ducere este stabilit de regulatorul de temperatură  $RT$ .

Față de sistemul deschis clasic, sistemul deschis - închis prezintă următoarele avantaje:

a) reduce debitul de apă din conducta de întoarcere și debitul de apă de adaos pentru compensarea debitului de apă caldă consumată;

b) îmbunătățește calitatea alimentării cu apă caldă, prin evitarea distribuției apei din conducta de retur a sistemului de încălzire, unde de multe ori apa este instabilă ca miros, culoare și calitate sanitară, datorită diverselor antrenări din aparatele de încălzire ale consumatorilor.

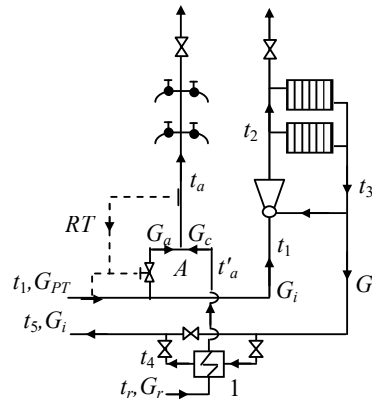


Fig. 18.26. Schema PT deschis-închis:

1 – preîncălzitor de apă caldă. Restul notațiilor idem fig. 18.24.

Totodată acest sistem are și următoarele dezavantaje:

- mărește costul PT, datorită instalării preîncălzitorului 1 pentru prepararea apei calde;
- mărește debitul de apă potabilă față de schema deschisă;
- crește pericolul coroziunii instalațiilor de consum de apă caldă, din cauza alimentării parțiale a lor, cu apă nedegazată.

În continuare sunt prezentate elementele de calcul necesare dimensionării acestui PT. Se constată că, în cursul sezonului de încălzire, limitele de variație a debitului de apă în rețea se reduc în comparație cu sistemul deschis. Ca urmare, acest tip de PT asigură o stabilitate hidraulică mai mare în cursul funcționării.

• **Calculul principalelor elemente ale schemei de PT mixt deschis - închis – fig. 18.26. – .**

Debitele de calcul ale apei din rețea se determină astfel:

- pentru încălzire, ținând seama de consumul de căldură de calcul  $q_i^c$ , pentru regimul termic al apei de rețea aferent temperaturii exterioare de calcul  $t_e^c$ :

$$G_i^c = \frac{q_i^c}{c_a(t_1^c - t_3^c)} \quad [\text{kg/s}] \quad ; \quad (18.122)$$

- pentru prepararea apei calde în preîncălzitorul 1 se aplică metoda utilizată la stabilirea regimului de funcționare al treptei I de preparare a apei calde, din cazul PT cu două trepte serie sau două trepte mixt.

Determinarea valorii de calcul a debitului  $G_a^c$  se face, ca și în cazul racordării deschise, ținând seama de bilanțul termic în punctul de amestec  $A$  și temperatura  $t_a'$ , în condițiile valorii minime a temperaturii  $t_3^m$ .

Debitul de calcul al PT pe conducta de ducere este:

$$G_{PT}^c = G_i^c + G_a^c,$$

iar pe conducta de retur este  $G_i^c$ .

În cursul perioadei de încălzire debitele de apă în rețeaua de apă fierbinte variază între următoarele limite: în conducta de ducere  $G_i^c \leq G_{PT}^c \leq G_i^c + G_a^c$ , iar în conducta de întoarcere este constant la valoarea  $G_i^c$ , în ipoteza reglajului calitativ pentru încălzire ( $G_i = \text{const.} = G_i^c$ ).

#### 18.2.5.5. PT în sisteme monotubulare deschise

Odată cu creșterea consumului urban de căldură și a ponderii consumului sub formă de apă caldă, precum și a distanțelor de transport, sistemul monotubular permite o serie de avantaje tehnico - economice importante.

Caracteristica de bază a acestui sistem de transport și distribuție constă în utilizarea integrală a apei de rețea care vine din instalația de încălzire, în vederea alimentării cu apă caldă. Aceasta permite renunțarea la conducta de întoarcere, reducând sensibil investițiile și cheltuielile aferente rețelei de transport.

În fig. 18.27. este prezentată schema de principiu a sistemului de transport monotubular.

Apa de rețea, după instalația de încălzire (în fig. 18.27.,a) sau după preîncălzitorul instalației de încălzire (în fig. 18.27.,b), este utilizată pentru alimentarea cu apă caldă.

În nodul de amestec  $M$  al instalației de alimentare cu apă caldă, cu ajutorul regulatorului de temperatură  $RT$ , temperatura apei calde este menținută constantă. Aceasta se face prin adăugarea la apa din returul instalației de încălzire a unui debit de apă fierbinte direct din conducta de ducere. În cazul unei cantități insuficiente de apă de rețea adusă în nodul de amestec  $M$ , care poate avea loc în cazul temperaturii ridicate a apei din rețea și a unei sarcini termice mici pentru încălzire, în schema din fig. 18.27.,b este prevăzut amestecul și cu apă rece potabilă.

Aplatisarea graficului zilnic al sarcinii pentru alimentarea cu apă caldă se realizează cu ajutorul acumulatorilor de apă caldă  $A$ , instalate pe racordurile abonaților.

La racordarea numai a instalației de alimentare cu apă caldă (fig. 18.27.,c) în nodul de amestec  $M$  se menține constantă temperatura cu ajutorul regulatorului  $RT$ . El face amestecul apei reci cu aceea din rețea.

Posibilitățile folosirii eficiente a sistemelor monotubulare sunt limitate datorită necesarului maxim de apă caldă, care reprezintă în medie până la 40 - 50% din valoarea de calcul a necesarului de căldură pentru încălzire. De asemenea,

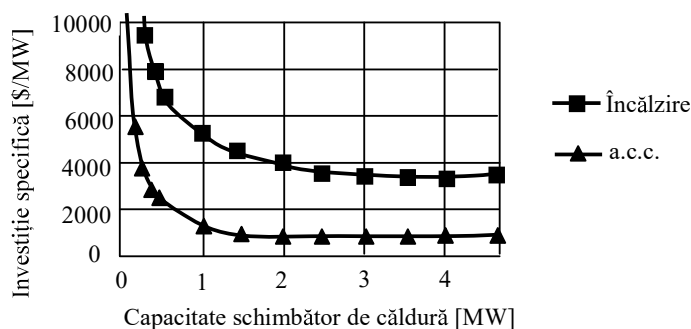


Fig. 18.37. Investiția specifică în schimbătoarele de căldură cu plăci.

#### 18.4.3. Concluzii privind comparația între PT și MT

Conform celor prezentate mai sus, înlocuirea punctelor termice centralizate cu puncte termice descentralizate are o serie de efecte contradictorii și dificil de cuantificat printr-un model general valabil. Ca urmare, trecerea de la punctele termice centralizate la module termice trebuie decisă numai în urma unor studii tehnico - economice care să țină cont de toate condițiile particulare, respective:

- capacitatea nominală a punctului termic centralizat ce urmează a fi înlocuit;
- capacitățile nominale ale punctelor termice descentralizate ce urmează a fi realizate (dependente de numărul și tipul blocurilor alimentate de punctul termic centralizat respectiv);
- configurația și lungimile de traseu ale rețelei de distribuție;
- capacitatea stațiilor de pompare de la sursa de căldură de a asigura debitele și presiunile de refulare necesare în condițiile noii circulații de debite;
- presiunea disponibilă la punctul termic centralizat respectiv în condițiile noii circulații de debite și modul în care aceasta asigură distribuția corectă a debitului la toate punctele termice descentralizate;
- reglarea cantității de căldură pentru încălzire, calitativ sau cantitativ, în sistemul primar și secundar de transport. Tipul reglajului adoptat este corelat cu tipul instalațiilor de alimentare cu căldură existente în sursele de căldură și cu schemele tehnologice adoptate pentru punctele termice. Adoptarea reglajului – cantitativ – de debit, presupune îndeplinirea a două condiții de bază: existența pompelor de circulație cu turație variabilă și utilizarea unor alte scheme tehnologice de puncte termice. Totodată trebuie ținut seama de limitarea valorilor minime ale debitelor în cursul funcționării, impuse atât de sistemul de reglare a debitului adoptat pentru pompe, cât și de condițiile asigurării unor regimuri hidraulice stabile în sistemul de transport, dar mai ales la consumatori.

**În final**, este de reținut că: indiferent de situația SACC – nou proiectat sau existent – introducerea MT trebuie justificată prin eficiența economică superioară a lor, comparativ cu PT. Aceasta trebuie demonstrată prin calcule tehnico -

economice făcute pentru fiecare caz concret, în funcție de condițiile specifice, după cum s-a arătat mai sus.

În cazul SACC existente, înlocuirea PT cu MT trebuie să țină seama în plus de o serie de restricții tehnice care, indiferent de rezultatele calculelor tehnico - economice, pot face imposibilă adoptarea lor, sau în orice caz pot conduce la investiții exagerat de mari, datorită necesității adoptării unor soluții constructiv - arhitectonice speciale.

Este vorba, în special, de următoarele aspecte:

1. existența, în clădirea unde urmează a se amplasa MT, a spațiului necesar, fără a crea servituți suplimentare pentru celelalte utilități ale clădirii și a asigura posibilitatea intervențiilor pentru exploatarea curentă și mentenanța instalațiilor ce compun MT;

2. schemele de MT cu prepararea a.c.c., care implică și utilizarea acumulatorilor de a.c.c., necesită spații suplimentare, care pe cât posibil trebuie să fie în cadrul ansamblului MT. Cu cât capacitatea termică nominală sub formă de a.c.c., a MT, este mai mare, cu atât prin volumul său, amplasarea acumulatorului este mai dificilă (inclusiv introducerea sa în clădirea unde este amplasat MT și spațiul suplimentar necesar montajului și întreținerii lui);

3. compactarea la maxim a ansamblului tehnologic al MT, impusă de spațiul avut la dispoziție pentru amplasarea sa, conduce implicit la creșterea pierderilor de sarcină pe circuitul primar de apă fierbinte. Aceasta impune creșterea disponibilului de presiune ce trebuie asigurată la vanele de separație ale MT față de rețeaua primară de apă fierbinte. Cum MT este amplasat la capătul rețelei de apă fierbinte, există riscul ca aceasta să nu poată asigura diferența de presiune minimă necesară impusă de MT;

4. în cazul subsolurilor tehnice ale condominiilor, plasarea MT în aceste spații impune ca ele să fie perfect uscate și cu acces rapid la instalație.

#### 18.4.4. Schemele caracteristice MT

Schemele tehnologice caracteristice MT depind de:

a) tipul clădirii arondată MT: locuințe unifamiliale având CT, sau locuințe individuale, scări de bloc sau blocuri, spații comerciale și administrative, sau anexe ale clădirilor industriale, unde sursa de căldură pe primar este o CT, un PT de zonă sau o rețea termică de apă fierbinte;

b) natura cererii de căldură asigurată de MT: numai încălzire, numai a.c.c., sau încălzire și a.c.c.;

c) tipul schemei de preparare a a.c.c., față de încălzire: o treaptă pentru prepararea a.c.c. în paralel sau în serie cu instalația de încălzire;

d) existența, sau nu, a acumulatorului de a.c.c.

În cele ce urmează se prezintă schemele termice de principiu ale principalelor tipuri de MT cu caracter mai ales urban, împreună cu schemele de AMC aferente. În cadrul acestora s-au utilizat următoarele abrevieri [18.6].

• componente de bază:

– HPHE schimbător de căldură pentru încălzire



- WPHE schimbător de căldură pentru a.c.m.
- HCP pompă circulație încălzire
- WP pompă injecție agent primar
- CP pompă circulație a.c.m.
- RCP pompă recirculare a.c.m.
- H-3(2)WV vană cu 3(2) căi reglare încălzire
- W-3(2)WV vană cu 3(2) căi reglare a.c.m.
- ELC regulator electronic
- TE sondă temperatură exterioară
- T1, T2, T3 sonde temperatură agent termic
- SV1,2 supapă siguranță
- ELP tablou electric
- componente suplimentare:
  - EXP vas expansiune
  - F1...- filtru impurități
  - V1...- armături izolare
  - CV1 ventil de reținere
  - EV, DV robinet golire, aerisire
  - T termometru
  - M manometru
- componente opționale:
  - P1... - senzor presiune
  - FM contor energie termică
  - FC regulator debit/presiune diferențială
  - AC echipament tratare electromagnetică anticalcar.

#### 18.4.4.1. MT pentru locuințe unifamiliale – fig. 18.38.

MT pentru locuințele unifamiliale se pot realiza în două variante, după schema de racordare a instalațiilor de încălzire:

**a) „Încz. Dir.” – încălzire directă** – fig. 18.38.,a – cu reglajul calitativ al sarcinii termice pentru încălzire, în funcție de temperatura exterioară și producerea a.c.c., în paralel cu încălzirea, în schimbătorul – WPHE – ;

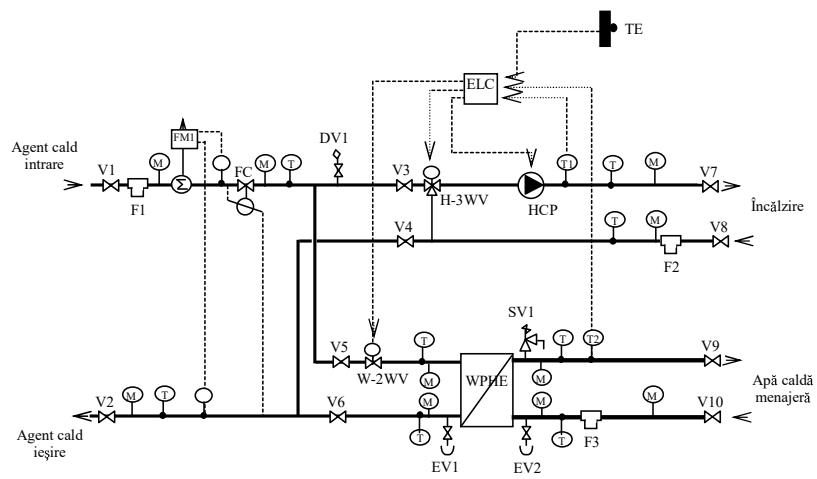
**b) „Încz. Indir” – încălzire indirectă** – fig. 18.38.,b – prin schimbătorul de căldură pentru încălzire – HPHE – , cu reglaj calitativ al sarcinii termice pentru încălzire în funcție de temperatura exterioară și producerea a.c.c. în paralel cu încălzirea, în schimbătorul – WPHE.

Capacitățile termice nominale ale acestor MT se situează în intervalul:

- pentru încălzire: 25 - 25000 kW<sub>t</sub>;
- pentru a.c.c.: 20 - 5000 kW<sub>t</sub> .

#### 18.4.4.2. MT pentru încălzire – fig. 18.39.

MT destinate producerii apei calde în scopul încălzirii locuințelor individuale, scări de bloc sau blocuri, spații comerciale și administrative, sau a clădirilor



a

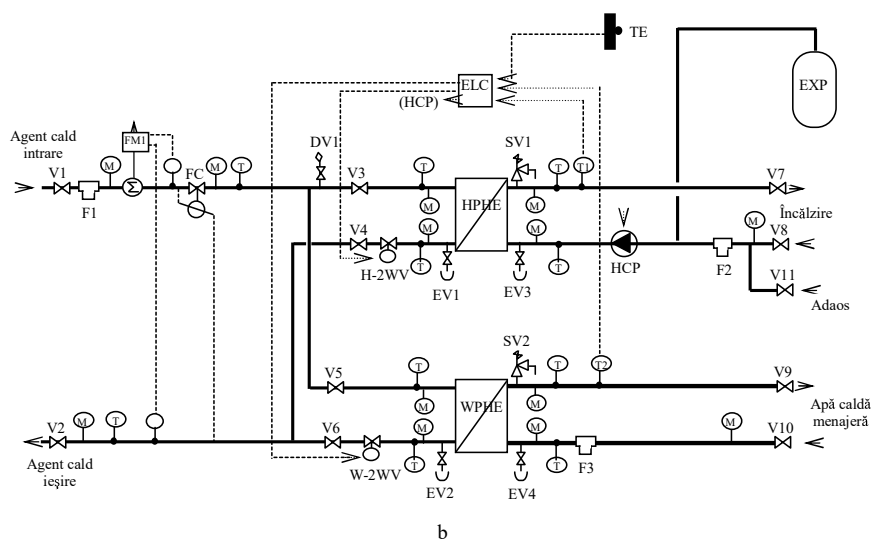


Fig. 18.38. Scheme de MT destinate locuințelor unifamiliale, pentru încălzire și a.c.c. în paralel cu încălzirea, la: a) racordarea directă a instalațiilor de încălzire; b) racordarea indirectă a instalațiilor de încălzire.

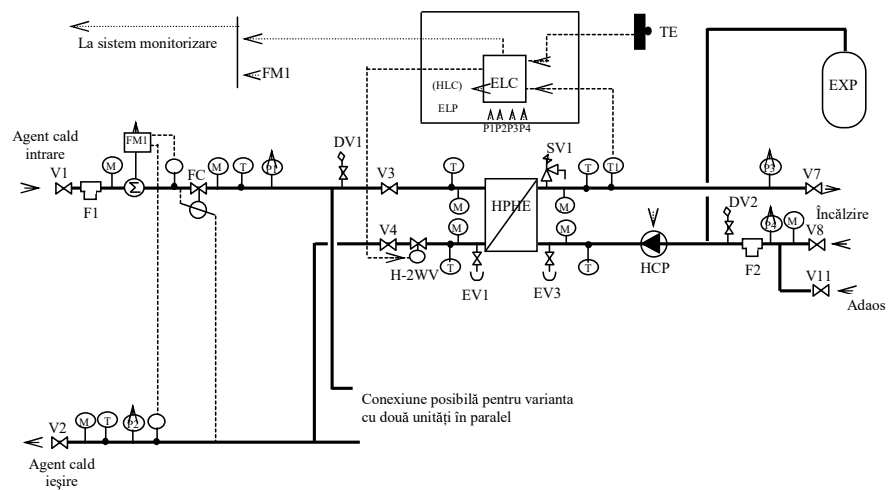


Fig. 18.39. Schema MT pentru încălzirea indirectă a spațiilor încălzite.

industriale, utilizând apa fierbinte din rețeaua de transport a apei fierbinți, se caracterizează prin racordarea indirectă a instalațiilor de încălzire.

Aplicarea sa presupune că sursa de căldură (rețeaua primară) asigură debitul, presiunile și temperaturile adecvate la intrarea în MT.

Dotarea cu instalații de AMC asigură:

- reglajul sarcinii termice în funcție de temperatura exterioară, prin reglarea temperaturii agentului livrat;
- circulația agentului livrat la consumator;
- protecția la suprapresiune a circuitului de încălzire;
- opțional: contorizarea energiei termice, opțional: reglaj debit/presiune diferențială pe racordul la rețeaua de agent primar, opțional: interfață monitorizată.

Capacitatea termică nominală a acestui MT este de 20 - 25000 kW<sub>t</sub>.

#### 18.4.4.3. MT pentru prepararea a.c.c. – fig. 18.40.

Acest MT este destinat producerii a.c.c. pentru clădirile civile sau anexe ale clădirilor industriale, atunci când sursa locală de căldură este o CT, un PT de zonă sau o rețea termică de distribuție.

Pompa de injecție (WP) din circuitul primar de ducere a apei fierbinți, menține apa la intrarea în schimbător la o valoare redusă, limitând astfel depunerile de calcar pe suprafețele de schimb de căldură a schimbătorului (WPHE), reducând costurile de mentenanță ale acestuia.

Principalele funcțiuni ale instalației de AMC sunt:

- livrarea a.c.c. la temperatură constantă și după un program prestabilit;
- circulația agentului termic între sursa de căldură și schimbătorul de căldură pentru prepararea a.c.c.;
- WPHE – cu pompa (WP);
- recircularea automată a a.c.c. neconsumată, cu pompa (RCP)
- protecția la suprapresiune a circuitului de a.c.c.
- opțional: contorizarea energiei termice, recircularea a.c.c. și interfața pentru monitorizare.

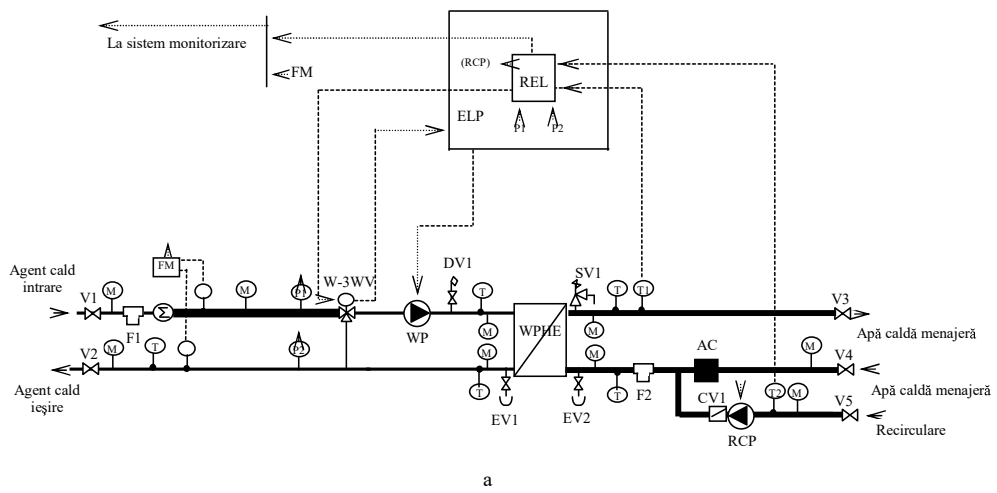
Capacitatea termică nominală a acestui modul termic este de 20 - 5000 kW<sub>t</sub>.

#### 18.4.4.4. MT pentru încălzire și prepararea a.c.c. – fig. 18.41.

MT pentru încălzire și prepararea a.c.c. sunt realizate în trei variante:

- când sursa de căldură este o CT ce produce agentul termic utilizat direct pentru încălzire (racordare directă a instalațiilor de încălzire) și prepararea a.c.c. în paralel cu încălzirea, prin intermediul schimbătorului de căldură (WPHC), ca în fig. 18.41.,a.

Cele trei variante de scheme pentru MT aferente alimentării simultane cu căldură a consumatorilor de încălzire și a celor de a.c.c, prin instalațiile de AMC, asigură următoarele funcțiuni de bază:



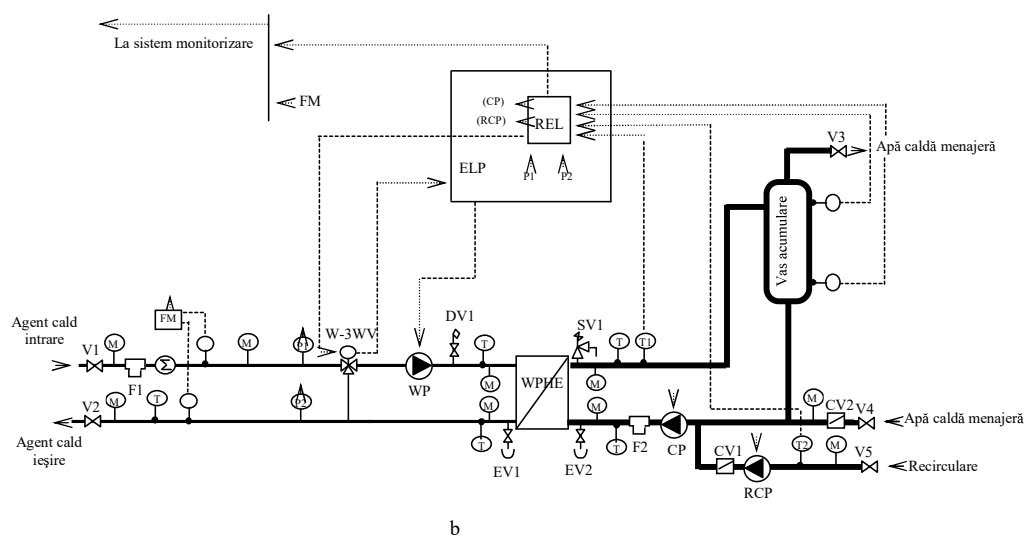
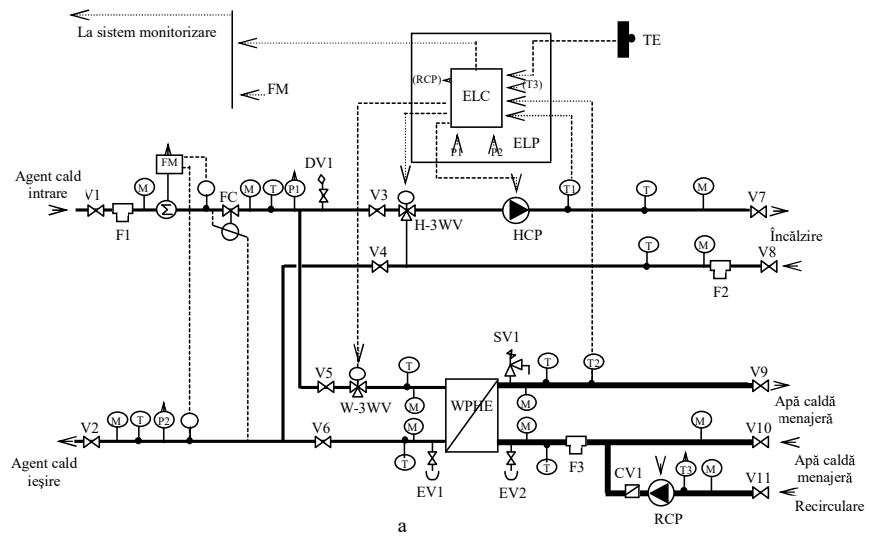
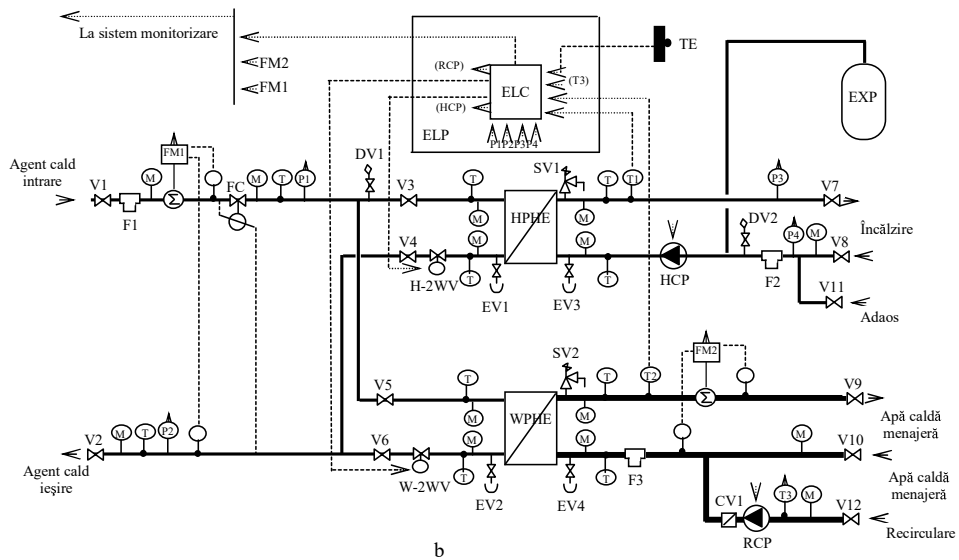
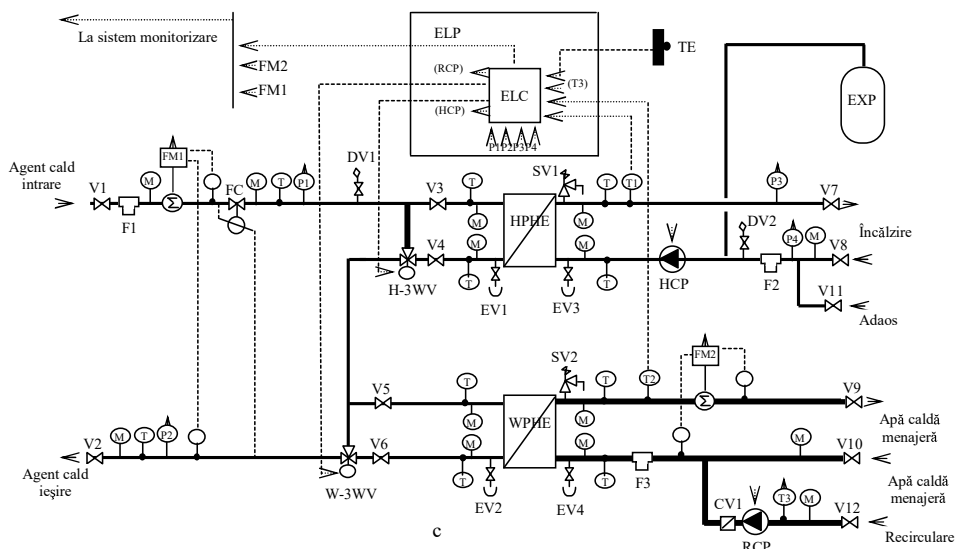


Fig. 18.40. Schema MT pentru prepararea a.c.c., în varianta: a – fără acumulare; b – cu acumulator de a.c.c.









**Fig. 18.41.** Scheme de MT pentru încălzire și prepararea a.c.c.: a – sursa de căldură este o CT producătoare de apă caldă, cu racordare directă pentru încălzire și prepararea a.c.c. în paralel cu instalațiile de încălzire, fără acumulare de a.c.c. b – sursa de căldură este rețeaua de apă fierbinte, cu consumatorii de încălzire racordați indirect, prin intermediul schimbătorului de încălzire (HPHE) și cu prepararea a.c.c. în paralel cu încălzirea, în schimbătorul de căldură (WPHE), cu/fără acumulator de a.c.c. c – idem (b), dar cu racordarea în serie cu încălzirea, a schimbătorului (WPHE).

- reglajul debitului de căldură pentru încălzire, în funcție de temperatura exterioară și circulația apei calde pentru încălzire cu ajutorul pompei (HC);
- livrarea a.c.c. la temperatură constantă în funcție de consumul momentan de a.c.c. și/sau după un program prestabilit;
- protecția la suprapresiune a circuitelor secundare de încălzire și a.c.c;
- recircularea a.c.c;
- reglajul de debit și presiune diferențială pe racordul la rețeaua de apă fierbinte;
- contorizarea energiei termice intrată în MT;
- interfața pentru monitorizare la distanță.

**Schema 18.41., a și b**, face posibilă livrarea agentului termic, din sursa de căldură, la temperatură constantă. În acest fel reglajul pentru încălzire este transferat consumatorului (aparaturilor de încălzire ale acestuia), pentru a răspunde mai bine cererilor sale, reducând totodată la minim consumul de energie de pompare, prin montarea pompelor de circulație (HCP) la consumator.

**Schema 18.41., c** asigură returnul agentului termic primar la cel mai scăzut nivel de temperatură, cu un consum minim de energie termică la nivelul ansamblului MT, datorită preparării a.c.c. în schimbătorul (WPHE) parcurs în serie de agentul primar, după ieșirea din schimbătorul de căldură pentru încălzire (HPHE). De fapt, această schemă este similară celei adoptată la PT, cu prepararea apei calde într-o treaptă serie cu injecție, prin utilizarea vanei (W) cu 3 căi.

Pentru reglarea temperaturii agentului termic primar, la intrarea în schimbătorul pentru încălzire (HPHE), în condițiile menținerii constante a debitului intrat în MT (la reglajul cantitativ pe ansamblul MT), se utilizează o cotă de debit de injecție de la ieșirea sa din HPHE. Această „cotă” este reglată prin vana cu 3 căi (h) de reglare pentru încălzire.

**Restricțiile** specifice pentru utilizarea acestor module termice **privesc asigurarea de către sursa de căldură** (sistemul de rețele termice primare de transport), **a debitului, presiunilor și temperaturilor, adecvate și în limita parametrilor acceptați de consumatori.**

Capacitățile termice nominale ale acestor MT sunt:

- schema 18.41.,a și 18.41.,b:
  - pentru încălzire.....20 – 25000 kW<sub>t</sub>;
  - pentru a.c.c..... 20 – 5000 kW<sub>t</sub>;
- schema 18.41.,c:
  - pentru încălzire.....20 – 25000 kW<sub>t</sub>;
  - pentru a.c.c..... 20 – 25000 kW<sub>t</sub>;