

**Adelaida Mihaela DUINEA**

**ECHIPAMENTE ȘI  
INSTALAȚII TERMICE I**

***-NOTIȚE DE CURS-***

## **CUPRINS**

<b>CURS 1 „PROCESE COMPLEXE DE TRANSFER DE CĂLDURĂ”</b>	<b>4</b>
<b>CURS 2 „SCHIMBĂTOARE DE CĂLDURĂ. UTILIZARE. SCHEME TIP. CLASIFICARE”</b>	<b>12</b>
<b>CURS 3 „CALCULUL TERMIC AL SCHIMBĂTOARELOR DE CĂLDURĂ”</b>	<b>18</b>
<b>CURS 4 „SCHIMBĂTOARE DE CĂLDURĂ. METODE DE CALCUL TERMIC”</b>	<b>25</b>
<b>CURS 5 „SCHIMBĂTOARE DE CĂLDURĂ CU ȚEVI ȘI MANTA - ELEMENTE CONSTRUCTIVE. CLASIFICARE CONSTRUCTIVĂ”</b>	<b>31</b>
<b>CURS 6 „SCHIMBĂTOARE DE CĂLDURĂ CU ȚEVI ȘI MANTA – continuare”</b>	<b>39</b>
<b>CURS 7 „SCHIMBĂTOARE DE CĂLDURĂ CU PLĂCI”</b>	<b>47</b>
<b>CURS 8 „GENERATOARE DE ABUR – structură; principii de funcționare; combustibili energetici”</b>	<b>54</b>
<b>CURS 9 „GENERATOARE DE ABUR – continuare”</b>	<b>60</b>
<b>CURS 10 „GENERATOARE DE ABUR – continuare”</b>	<b>66</b>
<b>CURS 11 „TURBINE CU ABUR”</b>	<b>73</b>
<b>CURS 12 „TURBINE CU ABUR – continuare”</b>	<b>79</b>
<b>CURS 13 „CONDENSATOARE DE ABUR”</b>	<b>85</b>
<b>CURS 14 „TURNURI DE RĂCIRE”</b>	<b>90</b>
<b>BIBLIOGRAFIE</b>	<b>96</b>

## LISTĂ NOTAȚII

$Q_1, Q_2$  – fluxul termic cedat de agentul termic primar, respectiv primit de agentul termic secundar, în W;  
 $Q_p, Q$  – fluxul termic pierdut în mediul ambiant, respectiv sarcina termică a aparatului, în W;  
 $m_1, m_2$  – debitul masic al agentului primar, respectiv secundar, în kg/s;  
 $c_{p1}, c_{p2}$  – căldura specifică la presiune constantă a agentului termic primar, respectiv secundar, în J/kgK;  $c_{p1}, c_{p2}$  se consideră constante în lungul curgerii fluidelor prin aparat, în calcule folosindu-se valorile lor medii;  
 $C_1, C_2$  – capacitatea termică a agentului primar, respectiv secundar, în W/K;  
 $t_1', t_1''$  – temperatura agentului primar la intrarea, respectiv ieșirea din aparat, în °C;  
 $t_2', t_2''$  – temperatura agentului secundar la intrarea, respectiv ieșirea din aparat, în °C;  
 $\Delta t_1, \Delta t_2$  – variația temperaturii agentului primar, respectiv secundar, în °C sau K;  
 $\Delta t_{med}$  – diferența medie de temperatură a agenților termici, în °C;  
 $\Delta t(x)$  – diferența locală de temperatură la distanța x, în m;  
 $i_1', i_1''$  – entalpia agentului primar la intrarea, respectiv ieșirea din aparat, în J/kg;  
 $i_2', i_2''$  – entalpia agentului secundar la intrarea, respectiv ieșirea din aparat, în J/kg;  
 $i_v, i_c$  – entalpia vaporilor, respectiv entalpia condensatului în kJ/kg;  
S – aria suprafeței de schimb de căldură a aparatului, în m<sup>2</sup>;  
 $k_s$  – coeficientul global de schimb de căldură de suprafață, în W/m<sup>2</sup>K;  
 $R_{sd1}, R_{sd2}$  – rezistențele termice de suprafață ale depunerilor pe partea fluidului primar, respectiv secundar, în (m<sup>2</sup>K)/W;  
 $S_{nn}, S_n$  – suprafața dintre nervuri, respectiv suprafața nervurilor, în m<sup>2</sup>;  
 $S_2 = S_{nn} + S_n$  – suprafața totală a peretelui nervurat, în m<sup>2</sup>;  
 $S_p$  – suprafața de schimb de căldură a unei plăci, în m<sup>2</sup>;  
 $S_C$  – secțiunea de curgere a canalului, în m<sup>2</sup>;  
 $k_i$  – rezistența hidraulică a tronsonului i;  
 $\Delta p_w$  – pierderea de presiune la curgerea peste șicană;  
 $\Delta p_x$  – pierderea de presiune la curgerea peste fasciculul de țevi;  
 $D_v$  – debitul masic de vapori, în kg/s;  
 $D_a$  – debitul masic al agentului de răcire, în kg/s;  
c – căldură specifică, în kJ/kg °C.  
P – perimetrul udat perpendicular pe direcția principală de curgere, în m.  
 $D_h$  – diametru hidraulic, în m;  
w – viteza fluidului, în m/s.  
Pr – numărul Prandtl;  
Re – numărul Reynolds;  
a – difuzivitate termică, m<sup>2</sup>/s

### Litere grecești

$\alpha_1, \alpha_2$  – coeficienții de convecție pentru fluidul primar și secundar, în W/(m<sup>2</sup>K);  
 $\varepsilon_g, \varepsilon_p$  – factorii de emisie ai gazelor de ardere și peretelui recuperatorului;  
 $\tilde{\varepsilon}$  – eficiența termică a schimbătorului de căldură;  
 $\delta_p, \lambda_p$  – grosimea, respectiv conductivitatea termică a peretelui, în m, respectiv W/(m.K).  
 $\rho$  – densitatea fluidului, în kg/m<sup>3</sup>  
 $\eta_r$  – coeficientul de reținere a căldurii în aparat,  $\eta_r = 0,980 \dots 0,995$ ;  
 $\eta_n$  – randamentul nervurilor;  
 $\tau$  – timp, în s.

# CURS 1

## PROCESE COMPLEXE DE TRANSFER DE CĂLDURĂ

Studiul operațiilor și tehnicilor de îmbunătățire a proceselor de transfer de căldură, întâlnit uzual sub denumirea de *tehnici de intensificare a transferului de căldură*, vizează utilizarea atât a unor metode noi dar și extinderea unor metode deja cunoscute. Rezultatele practice ale acestor lucrări, justificate tehnico-economic prin luarea în considerare a costurilor investițiilor, energiei necesare vehiculării fluidelor, cheltuielilor de exploatare și întreținere, se materializează prin micșorarea dimensiunilor și greutateii, îmbunătățirii indicatorilor de exploatare și conducerea cu maximă eficiență a utilajelor sau instalațiilor, cu economie de combustibil.

### 1.1. COEFICIENTUL GLOBAL DE SCHIMB DE CĂLDURĂ

În aplicațiile tehnice presupunând schimb de căldură între două fluide separate de un perete despărțitor, transferul de căldură are loc prin acțiunea combinată a celor trei moduri de transfer termic.

Apar în practică două cazuri distincte:

- procese de schimb de căldură la temperaturi coborâte, ce se desfășoară în principal prin conducție și convecție, radiația fiind neglijată ( $t_{\text{fluid}} < 350 \text{ }^{\circ}\text{C}$ )
  - $q_s = q_{s,\text{conv}} = \alpha_c |t_s - t_f|$  [W/m<sup>2</sup>] ( $\alpha_c$  – coeficient de schimb convectiv)
- procese de schimb de căldură la temperaturi ridicate: radiația nu mai poate fi neglijată în raport cu conducția și convecția
  - $q_s = q_{s,c} + q_{s,r}$  [W/m<sup>2</sup>]
    - $q_s$  – flux termic unitar schimbat;
    - $q_{s,c}$  – flux termic unitar schimbat prin convecție;
    - $q_{s,r}$  – flux termic unitar schimbat prin radiație.

Se definește coeficientul echivalent de radiație:

$$\alpha_r = \frac{q_{s,r}}{|t_s - t_f|} \quad (1.1)$$

putându-se astfel scrie:  $q_s = (\alpha_c + \alpha_r) |t_s - t_f|$

### *Echipeamente și instalații termice I – notițe de curs*

$$\text{deci } q_s = \alpha |t_s - t_f| \quad [\text{W/m}^2] \quad (1.2)$$

unde  $\alpha = \alpha_c$  – dacă schimbul are loc numai prin convecție;

$\alpha = \alpha_c + \alpha_r$  – dacă schimbul are loc prin convecție și radiație.

Pentru considerarea simultană a celor trei procese de transfer termic se definește coeficientul global de schimb de căldură. Astfel, fluxul termic total, Q, schimbat între două fluide printr-un perete plan sau cilindric se exprimă prin:

$$Q = q_s S = k_s S (t_1 - t_2) \quad [\text{W}]$$

sau

$$Q = q_l L = k_l L (t_1 - t_2) \quad [\text{W}]$$

unde:

$k_s, k_l$  – coeficientul global de schimb de căldură pentru un perete plan, respectiv cilindric,  $\text{W/m}^2\text{K}$ ;

S, L – suprafața peretelui plan,  $\text{m}^2$ , respectiv lungimea peretelui cilindric, m;

Coeficienții globali de schimb de căldură se exprimă astfel:

$$k_s = 1/R_s^{\text{tot}} \quad k_l = 1/R_l^{\text{tot}} \quad [\text{W/m}^2\text{K}] \quad (1.3)$$

unde:

$R_s^{\text{tot}}, R_l^{\text{tot}}$  – rezistența termică a peretelui la transferul prin conducție.

De obicei, în timpul funcționării, pe perețele despărțitor se formează depozite de depuneri ce măresc rezistența termică la transferul căldurii între cele două fluide ducând la micșorarea coeficientului global de schimb termic. Astfel, pentru un aparat cu depuneri și suprafață de schimb de căldură plană, coeficientul global de schimb de căldură are următoarea relație de calcul:

$$k_s = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_p}{\lambda_p} + \frac{1}{\alpha_2} + R_{s,d1} + R_{s,d2}} \quad [\text{W/m}^2\text{K}] \quad (1.4)$$

$R_{s,d1}, R_{s,d2}$  – rezistența termică a depunerilor fluidului cu temperatura  $t_1$ , respectiv  $t_2$

iar pentru aparatele cu suprafață schimb de căldură cilindrică:

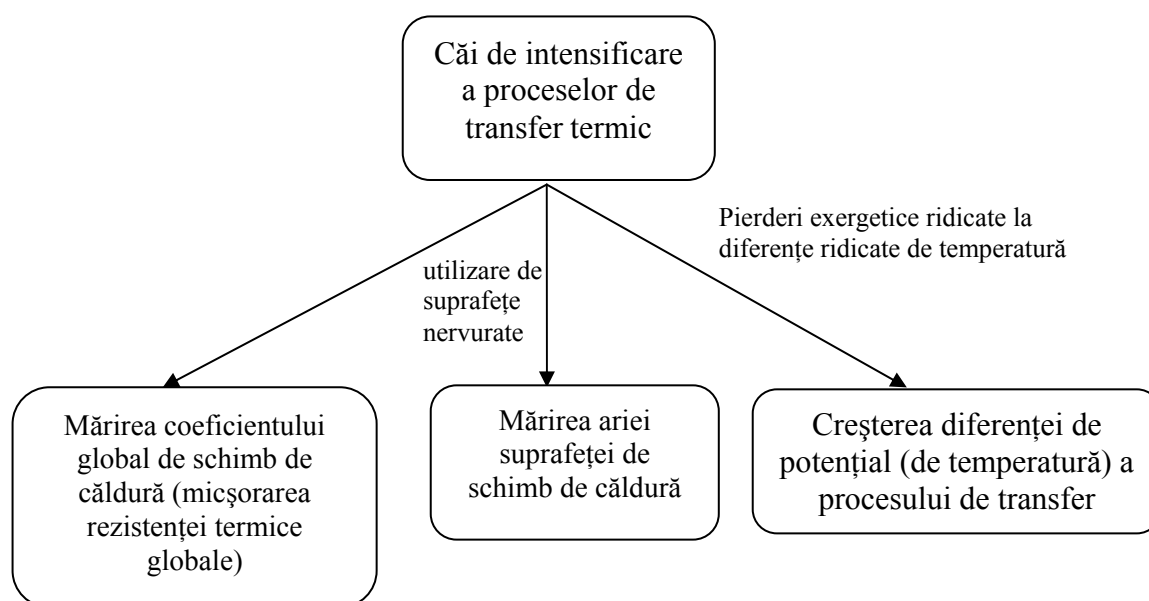
$$k_l = \frac{1}{\frac{1}{\pi d_i \alpha_i} + \frac{1}{2\pi \lambda_p} \ln \frac{d_e}{d_i} + \frac{1}{\pi d_e \alpha_e} + \frac{R_{sd,i}}{\pi d_i} + \frac{R_{sd,e}}{\pi d_e}} \quad [\text{W/m}^2\text{K}] \quad (1.5)$$

Relația între coeficientul global de schimb de căldură al aparatului cu depuneri  $k_s$  și coeficientul global de schimb de căldură al aparatului curat,  $k_{s0}$ , este:

$$\frac{1}{k_s} = \frac{1}{k_{s0}} + R_{sd} \quad (1.6)$$

## 1.2. INTENSIFICAREA PROCESELOR DE SCHIMB DE CĂLDURĂ

Intensificarea transferului termic în aparatele termice are ca scop găsirea celor mai eficiente metode de construcție și exploatare pentru mărirea fluxului termic  $Q$  schimbat între fluidele din aparat. Creșterea fluxului termic  $Q$  se poate realiza prin mărirea coeficientului global de schimb de căldură,  $k_s$ , a ariei suprafeței de schimb de căldură,  $S$ , și a diferenței de temperatură între fluide,  $\Delta t$ . Datorită pierderilor exergetice ridicate în cazul transferului termic la diferențe mari de temperatură, de obicei, creșterea diferenței de temperatură nu este recomandată; mărirea ariei suprafeței de schimb de căldură se concretizează ca metodă de intensificare a transferului termic prin utilizarea de suprafețe nervurate. Deci, intensificarea transferului termic se realizează, de regulă, prin mărirea coeficientului global de schimb de căldură, adică prin micșorarea rezistențelor termice totale.



↳ **Procedee care conduc la intensificarea transferului termic prin mărirea coeficientului global de schimb de căldură (micșorarea rezistenței termice totale)**

Pentru un aparat cu suprafața de schimb de căldură plană, coeficientul global de schimb de căldură are expresia:

### **Echipamente și instalații termice I – notițe de curs**

$$k_s = \frac{1}{\frac{1}{k_s^*} + R_{cond}} \quad [\text{W/m}^2\text{k}]$$

(1.7)

$$\text{unde } \frac{1}{k_s^*} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} \quad [\text{m}^2\text{K/W}] \quad \text{și} \quad R_{cond} = \frac{\delta_p}{\lambda_p} + R_{sd,1} + R_{sd,2} \quad [\text{m}^2\text{K/W}]$$

⇓

suma rezistențelor termice de suprafață

⇓

suma rezistențelor termice conductive

**Micșorarea rezistențelor termice conductive**,  $(\delta_p/\lambda_p)$  – se realizează prin reducerea grosimii peretelui despărțitor și folosirea unor materiale cu conductivități termice ridicate (limitată de considerente economice și de rezistența mecanică și chimică impusă peretelui). Reducerea rezistenței termice a depunerilor implică prevenirea formării depunerilor printr-o corectă proiectare și funcționare a instalațiilor, dar și prin curățirea periodică a suprafeței de schimb de căldură. Majorarea rezistențelor termice conductive reduce coeficientul global de schimb de căldură într-o proporție cu atât mai mare cu cât suma rezistențelor termice la suprafețele peretelui  $(1/k_s^*)$  este mai mică.

**Micșorarea rezistențelor termice de suprafață** – rezistențele termice la transferul căldurii între suprafețele peretelui și cele două fluide sunt determinate de transferul căldurii prin convecție și/sau radiație. Suma lor se mai poate scrie și sub forma:

$$k_s^* = \frac{\alpha_1 \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2}$$

Micșorarea lui  $1/k_s^*$ , respectiv mărirea lui  $k_s^*$  se obține prin mărirea coeficienților de schimb de căldură  $\alpha_1$  și  $\alpha_2$ , valoarea lui  $k_s^*$  fiind întotdeauna mai mică decât cea mai mică valoare dintre coeficienții  $\alpha_1$  și  $\alpha_2$ . Metodele de mărirea a coeficienților convectivi sunt variate, implicând o bună cunoaștere a mecanismelor transferului termic convectiv și radiativ.

Creșterea lui  $k_s^*$  este influențată sensibil doar de mărirea celui mai mic coeficient  $\alpha$ ,  $k_s^*$  rămânând practic neschimbat la creșterea celui mai mare coeficient  $\alpha$ .

↳ **Aripioare. Suprafețe cu aripioare**

Aripioarele sunt utilizate în schimbătoarele de căldură, radiatoarele vehiculelor și pentru răcirea montajelor electronice. Ele permit creșterea schimbului termic între un corp solid și mediul exterior.

*Eficacitatea aripioarelor* - pentru precizarea calității unei aripioare se compară performanța sa efectivă cu a unei aripioare ideale, de temperatură uniformă egală cu temperatura la baza sa. O astfel de aripioară trebuie realizată dintr-un material de conductivitate termică infinită. Fluxul schimbat este:

$$Q_{\max} = \alpha_m L (t_0 - t_f) \quad [\text{W}] \quad (1.8)$$

Se definește eficacitatea unei aripioare, notată  $\varepsilon$ , prin raportul:

$$\varepsilon = \frac{Q_{\text{real}}}{Q_{\max}} \quad (1.9)$$

↳ **Promotori de turbulență**

Între tehnicile și metodele recomandate pentru îmbunătățirea performanțelor echipamentelor de transfer de căldură, se remarcă utilizarea *promotorilor de turbulență* și a *promotorilor statici de amestec*.

Pentru mărirea turbulenței curgerii fluidului în stratul limită de lângă suprafața peretelui, se practică folosirea de suprafețe cu rugozitate artificială (*uniformă* – granule de diferite forme și dimensiuni, sau *discretă* – nervuri de mică înălțime, filete). Mărirea turbulenței mișcării de ansamblu a fluidului poate fi obținută și prin folosirea promotorilor de turbulență (de suprafață și de deplasare a fluidului), benzi răsucite, benzi elicoidale cu miez axial.

Relațiile criteriale stabilite în vederea calculului coeficientului de convecție la curgerea forțată a fluidelor indică o creștere a lui  $\alpha$  odată cu mărirea vitezei de curgere a fluidului.

Dezavantaj direct → mărirea vitezei fluidului conduce la creșterea pierderilor de presiune, ceea ce-i conferă un domeniu de aplicabilitate redus.

*Criterii de apreciere* a performanțelor promotorului de turbulență:

- raportul dintre coeficientul de convecție intensificată  $\alpha^*$  și coeficientul de convecție pentru suprafața netedă  $\alpha_0$ , calculat pentru aceeași putere de pompare  $P$ , diametrul  $d$  și lungimea de curgere,  $l$ :

- $\left( \frac{\alpha^*}{\alpha_0} \right)_{P,d,l} = f(\text{Re}_d, \text{Pr}, \text{geometria promotorului de turbulență})$



## Echipamente și instalații termice I – notițe de curs

➤ indicele de eficiență,  $\eta$ , definit prin relația:

$$\eta = \left( \frac{\alpha^*/\alpha_0}{f^*/f_0} \right)_{Re_d, d, l} \quad \text{cu } f^* \text{ coeficient de frecare în procesul de convecție intensificat și}$$

$f_0$  coeficientul de frecare pentru suprafața netedă.

Schimbul de căldură în conductele rugoase se desfășoară, în principiu, cu același mecanism ca și în conductele netede. Cu creșterea rugozității apare un efect mărit asupra structurii curgerii, prin reducerea grosimii substratului laminar. Această reducere îmbunătățește transmisia căldurii prin stratul limită, în sensul micșorării rezistenței termice a acestuia, datorită intensificării transferului turbulent de masă. Difuzia turbulentă a căldurii fiind o funcție de numărul Prandtl, acest efect favorabil va fi mai mare la valori mai ridicate ale numărului Prandtl.

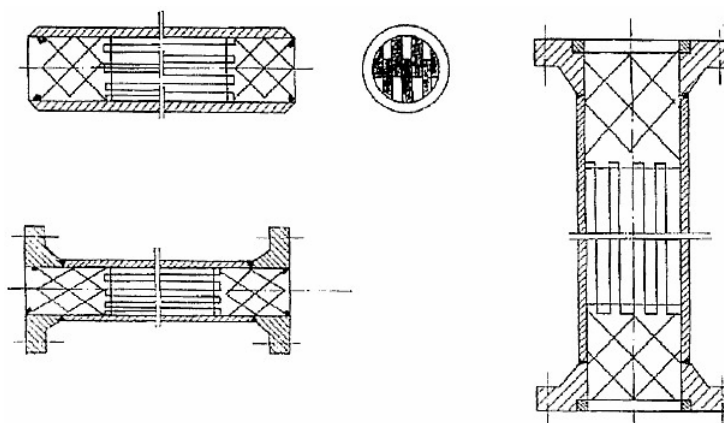
Când coeficienții convectivi realizați de cele două fluide sunt de același ordin de mărime, creșterea fluxului termic este determinată prin intensificarea ambelor procese convective. În acest scop, au fost create țevi cu profile speciale – țevi tip funie – utilizate în bune condiții în schimbătoarele de căldură lichid-lichid sau gaz-gaz la care curgerea între țevi este longitudinală, în instalațiile vaporizatoare.

### ↪ Utilizarea promotorilor de deplasare a fluidului

Pentru intensificarea transferului de căldură, prin crearea de turbulențe artificiale în masa de fluid, au fost utilizate o gamă largă de metode și dispozitive:

➤ modificarea direcției de curgere:

- prin îngustarea repetată a canalului de curgere cu ajutorul inelelor, discurilor, conurilor;



**Figura 1.1.** Generator de turbulență tip SULZER

- inele de sârmă sau împletituri de sârmă, care realizează modificarea turbulenței locale cu vibrația sau rotația unei spirale din sârmă

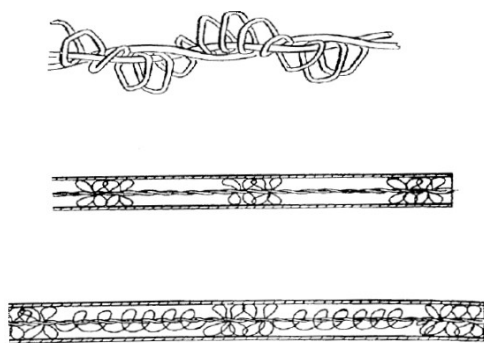


Figura 1.2. Generator de turbulență tip împletitură sârmă

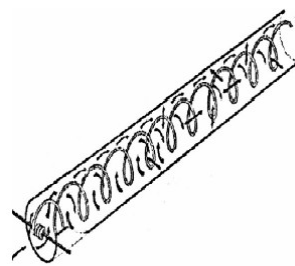


Figura 1.3. Generator de turbulență tip SPIRELF

- prin mișcare turbionată, care se poate realiza:
  - cu elici de diferite tipuri și forme;

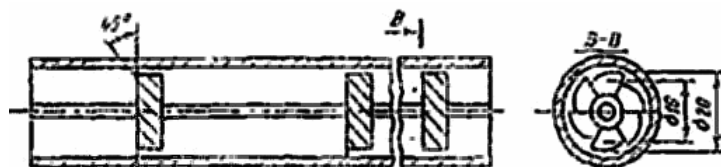


Figura 1.4. Generator de turbulență tip elice

- cu platbande răsucite longitudinal pe direcția de curgere – se pot realiza creșteri de circa 1,0 – 1,5 ori pentru aer și de 1,2 – 1,8 ori pentru apă, față de coeficienții de transfer ai tuburilor netede ( $\alpha_n$ ) în domeniul curgerii laminare;
- Tuburi răsucite elicoidal sau cu nervuri joase;

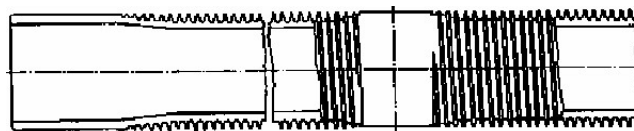


Figura 1.5. Tuburi cu nervuri joase

- Șicane tip bară sau montate elicoidal;

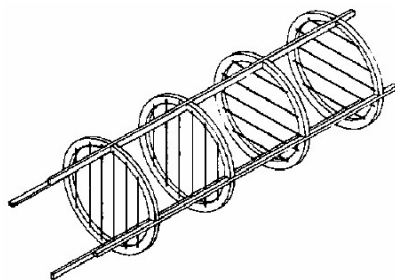


Figura 1.6. Schimbătoare cu șicane tip bare

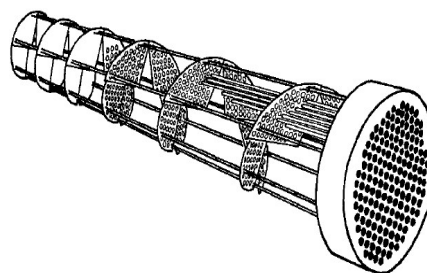


Figura 1.7. Schimbătoare cu șicane montate elicoidal

### ***Echipamente și instalații termice I – notițe de curs***

Performanțele procesului de transfer de căldură este cel mai adesea exprimat prin numărul lui Nusselt (Nu), care este influențat în principal, de regimul hidrodinamic, exprimat prin numărul Reynolds (Re), de caracteristicile fizice ale fluidului vehiculat, exprimat prin numărul Prandtl (Pr) și de caracteristicile constructive ale generatorului de turbulență folosit.

#### **↳ Intensificarea schimbului de căldură la fierbere**

În fierberea nucleică, coeficientul de schimb de căldură este determinat de numărul centrelor de nucleație aflate pe suprafața de schimb de căldură, precum și de realizarea condițiilor de amorsare a acestora. Creșterea coeficientului de schimb de căldură cu mărirea rugozității este cu atât mai însemnată, cu cât presiunea redusă (raportul dintre presiunea de saturație și presiunea critică) a sistemului este mai mică.

În fierbere la convecție forțată, intensificarea transferului termic se poate realiza prin:

- folosirea suprafețelor cu rugozitate artificială sau cu geometrii speciale;
- utilizarea generatorilor de turbulență care realizează o curgere elicoidală (benzi răsucite)
- inserția în formă de stea (nervuri radiale din aluminiu dispuse în interiorul țevilor), soluție folosită la vaporizarea agenților frigorifici în interior și curgerea apei în exterior;

#### **Observație**

Când coeficienții convectivi realizați de cele două fluide sunt de același ordin de mărime ( $\alpha_1 \approx \alpha_2$ ), creșterea fluxului termic este determinată prin intensificarea ambelor procese convective, atât la suprafața interioară a țevii cât și la exteriorul său. În acest scop au fost create țevi cu profile speciale (țevi tip funie), utilizate în bune condiții în schimbătoarele de căldură lichid-lichid sau gaz-gaz și în instalațiile vaporizatoare.

#### **↳ Intensificarea schimbului de căldură prin radiație**

În cazul transferului de căldură la radiație între două suprafețe solide separate printr-un mediu diaterm, fluxul termic net schimbat și coeficientul echivalent de radiație,  $\alpha_r$ , cresc cu mărirea factorului de emisie redus al sistemului considerat. Ca urmare, creșterea coeficientului echivalent de radiație este determinată de folosirea suprafețelor cu factori de emisie ridicați și stabilirea unor poziții reciproce a suprafețelor care să conducă la mărirea factorului de emisie redus al sistemului.

## CURS 2

### SCHIMBĂTOARE DE CĂLDURĂ.

#### UTILIZARE - SCHEME TIP - CLASIFICARE

#### 2.1. GRUPE DE CLASIFICARE A SCHIMBĂTOARELOR DE CĂLDURĂ

**Schimbătorul de căldură** este aparatul care realizează transferul de căldură între diferite medii și în diferite procese. Ele se clasifică după mai multe criterii, ținând seama de principiile funcționale, constructive și mixte

**După modul de transmitere a căldurii**, schimbătoarele de căldură se pot împărți în trei mari grupe:

- ✧ *schimbătoare de căldură cu schimb prin suprafață*, la care transferul de căldură de la agentul termic primar la cel secundar se realizează prin intermediul unui perete despărțitor cu conductivitate termică ridicată; ținând seama că procesul de recuperare a căldurii cedate de agentul termic primar este continuu, aceste schimbătoare de căldură se mai numesc și *recuperative*;
- ✧ *schimbătoare de căldură regenerative*, la care agenții termici trec succesiv prin aparat; în prima perioadă, în care agentul termic primar trece prin schimbător, se realizează o încălzire a umpluturii acestuia (umplutură metalică sau ceramică); în a doua perioadă, când agentul termic secundar străbate schimbătorul de căldură, se realizează preluarea cantității de căldură acumulată de materialul de umplutură în prima perioadă a ciclului;
- ✧ *schimbătoare de căldură cu amestec*, la care transferul de căldură se realizează prin amestecarea celor doi agenți.

**După regimul de lucru** al aparatului:

- ✧ *schimbătoare de căldură în regim staționar*, cu funcționare continuă (aparate recuperatoare cu sau fără amestecul agenților termici);
- ✧ *schimbătoare de căldură în regim nestaționar*, cu acțiune discontinuă, din această grupă făcând parte schimbătoarele de căldură de tip regenerativ, precum și cele cu acumulare (aparate în care căldura este înmagazinată când este disponibilă și livrată apoi la cerere).

**După transformările fizice sau chimice ale agenților termici** în procesul de schimb de căldură:

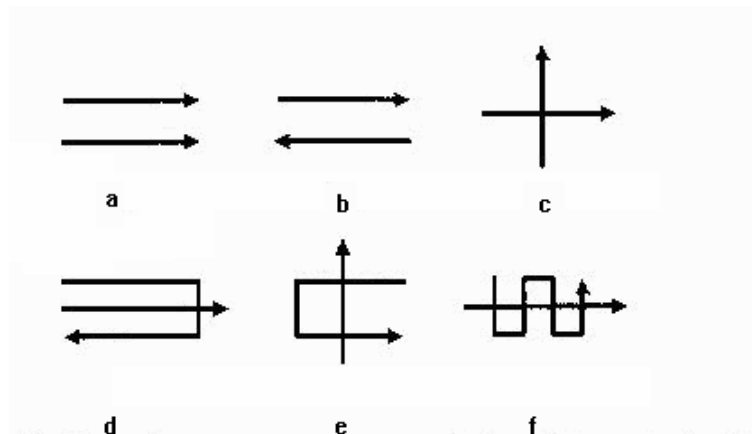
- ✧ *schimbătoare de căldură fără schimbarea stării de agregare* a agenților termici la trecerea prin aparat;

### **Echipamente și instalații termice I – notițe de curs**

- ✧ *schimbătoare de căldură cu schimbarea stării de agregare a unuia sau ambilor agenți termici la trecerea prin aparat;*
- ✧ *schimbătoare de căldură în care agenții termici suferă transformări chimice la trecerea prin aparat.*

#### **După schema de curgere a agenților termici:**

- ✧ *schimbătoare de căldură în echicurent, (Figura 2.1 a), în care ambii agenți termici curg în aceeași direcție și același sens;*
- ✧ *schimbătoare de căldură în contracurent, (Figura 2.1 b), în care agenții termici au aceeași direcție dar sensuri opuse de curgere;*
- ✧ *schimbătoare de căldură în curent încrucișat, (Figura 2.1 c), în care unul din agenții termici curge perpendicular pe direcția de curgere a celuilalt;*
- ✧ *schimbătoare de căldură în curent mixt, (Figura 2.1 d, e, f), în care unul din agenții termici își schimbă de mai multe ori direcția și sensul de curgere față de celălalt agent.*



**Figura 2.1.** Scheme de curgere pentru agenții termici

#### **După numărul de treceri ale agentului termic, se deosebesc:**

- ✧ *schimbătoare de căldură cu o singură trecere;*
- ✧ *schimbătoare de căldură cu mai multe treceri, în care unul sau ambii agenți termici sunt obligați, prin pereți longitudinali sau transversali față de axa geometrică a aparatului să-și schimbe succesiv sensul de mișcare.*

#### **După materialul de construcție folosit:**

- ✧ *schimbătoare de căldură metalice;*
- ✧ *schimbătoare de căldură ceramice.*

#### **După poziția aparatului:**

- ✧ *schimbătoare de căldură verticale;*
- ✧ *schimbătoare de căldură orizontale.*

#### **După configurația suprafeței de schimb de căldură:**

## ***Echipamente și instalații termice I – notițe de curs***

- ✧ *schimbătoare de căldură cu țevi și manta sau tubulare* prevăzute, de regulă, cu șicane (pereți despărțitori) care au următoarele funcții: uniformizarea curgerii în manta și eliminarea zonelor de fluid stagnant sau cu viteze reduse de curgere, asigurarea participării întregii suprafețe a fasciculului tubular la transferul de căldură, susținerea și rigidizarea fasciculului tubular și intensificarea transferului de căldură pentru fluidul din manta prin mărirea vitezei de curgere și creșterea turbulenței;
- ✧ *schimbătoare de căldură cu plăci.*

Deoarece noțiunea de **recuperare** este legată de cunoașterea precisă a rolului îndeplinit de schimbătorul de căldură respectiv în cadrul procesului tehnologic – termic - pentru care este destinat, gruparea funcțională a acestora se poate face după următoarele două criterii:

**1. După valorile relative ale fluxurilor termice** ale celor doi agenți termici, schimbătoarele de căldură se împart în :

- ✧ *schimbătoare de căldură cu fluxuri termice continuu-egale* → schimbătoare cu fluxuri egale;
- ✧ *schimbătoare de căldură cu fluxuri termice obișnuit-diferite* → schimbătoare de căldură cu fluxuri diferite sau acumulative; această a doua categorie se poate subdivida la rândul ei în două:
  - schimbătoare de căldură cu acumulare propriu-zisă, care sunt schimbătoare la care acumularea căldurii este făcută de unul din agenții termici folosiți;
  - schimbătoare de căldură cu regenerare, la care acumularea respectiv generarea căldurii este făcută de un element intermediar numit *purtător de căldură*.

**2. După modul de utilizare a căldurii** (energiei) schimbătoarele de căldură se pot clasifica în:

- ✧ *schimbătoare de căldură care introduc căldura în circuitul termic principal*, grupate în:
  - ↳ Generatoare - inițiale → aparatele schimbătoare de căldură ce introduc căldura (energia ) nouă în circuitul termic principal, putând fi de două feluri:
    - schimbătoare de energie ( schimbătoare de căldură cu un singur agent termic);
    - schimbătoare de căldură propriu-zise, cu doi agenți termici. În figurile 2.2 și 2.3 acest tip de schimbătoare s-a notat cu litera **G** .
  - ↳ Recuperatoare încălzitoare → aparatele schimbătoare de căldură care introduc căldura suplimentară - utilă, recuperată, în circuitul termic principal (notate cu litera **R** în figurile 2.2 și 2.3)
- ✧ *schimbătoare de căldură ( energie ) care scot căldura ( energia ) din circuitul termic principal*, ele putând fi:

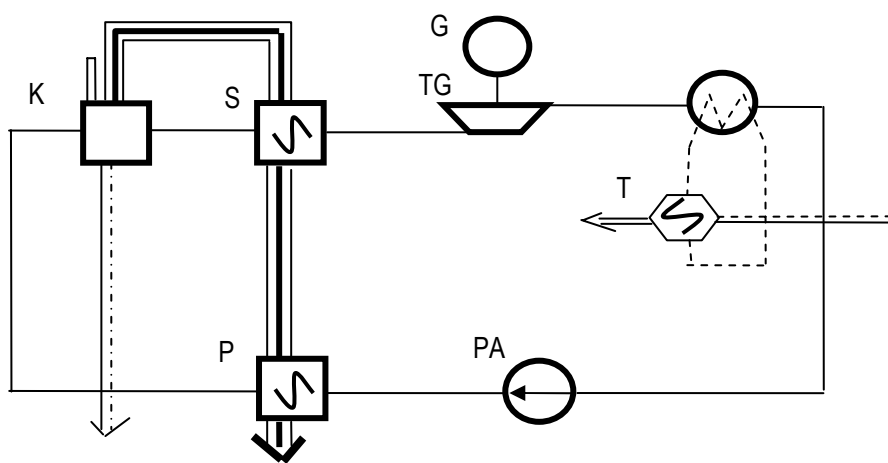
## Echipamente și instalații termice I – notițe de curs

- ↳ Utilizatoare – finale → aparate schimbătoare de căldură care scot energia utilă din circuitul termic principal , ce pot fi de două feluri:
  - schimbătoare de căldură cu un singur agent termic;
  - schimbătoare de căldură, propriu-zise, cu doi agenți termici (în figura 3. acest tip de schimbătoare fiind notat cu litera U ).
- ↳ Disipatoare – răcitoare → aparatele schimbătoare de căldură care scot căldura suplimentară din circuitul termic principal ( în figura 2.3 notate cu litera D ).
- ✧ schimbătoare de căldură care nu introduc și nu scot căldura din circuitul termic principal, numite *intermediare* (în figurile 2.2 și 2.3 fiind notate cu I), folosite pentru schimbarea, din anumite cauze, a agentului termic purtător inițial în circuitul termic principal.

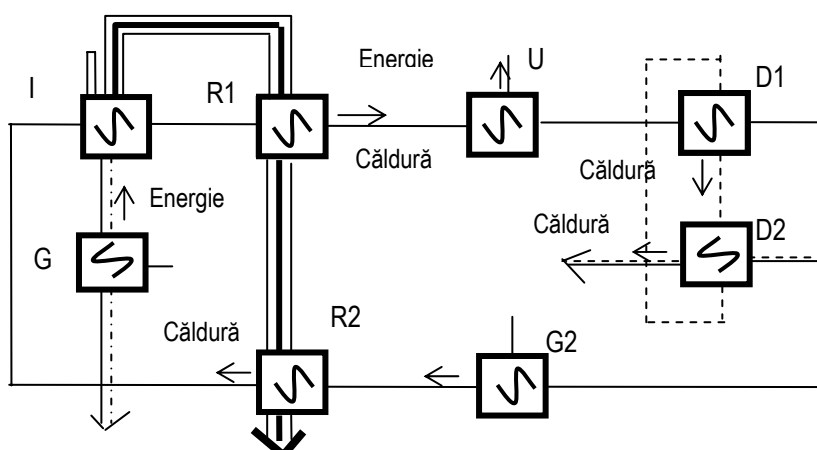
### Observație

- ↳ Acest tip de clasificare se poate face numai cunoscând rolul îndeplinit de schimbătorul de căldură în circuitul termic din care face parte.

Pentru exemplificarea acestei clasificări, în figura 2.2 s-a reprezentat ciclul termic simplificat al unei centrale termoelectrice iar în figura 2.3 același ciclu detaliat, în sensul punerii în evidență a schimbătoarelor de căldură conform clasificării prezentate, simbolizarea elementelor și a circuitelor făcându-se conform STAS 2644-61.



**Figura 2.2.** Circuitul termic simplificat al unei centrale termoelectrice



**Figura 2.3.** Ciclul termic al centralei termoelectrice din figura 2.2 în scopul evidențierii rolului schimbătoarelor de căldură

G – focar; I – cazan propriu-zis; R – supraîncălzitor de abur; U – turbină cu generator; D<sub>1</sub> – condensator; D<sub>2</sub> – turn de răcire; G<sub>2</sub> – pompă de alimentare; R<sub>2</sub> – preîncălzitor de apă

**Observație**

- ☞ Toate elementele schemei unei centrale termice se pot încadra ca schimbătoare de căldură având la bază această clasificare.

Astfel:

- ◆ focarul cazanului – schimbător de căldură de tip generator – inițial;
- ◆ cazanul propriu-zis – schimbător de căldură de tip intermediar;
- ◆ supraîncălzitorul - schimbător de căldură de tip recuperator;
- ◆ turbina cu generatorul – schimbător de căldură de tip utilizator – final;
- ◆ condensatorul – schimbător de căldură de tip disipator;
- ◆ turnul de răcire - schimbător de căldură de tip disipator;
- ◆ pompa de alimentare – schimbător de energie de tip generator – inițial;
- ◆ preîncălzitorul de apă - schimbător de căldură de tip recuperator;

în această clasificare fiind evidențiată generalitatea noțiunii, nou introdusă, de *schimbător de energie*.

## **2.2. PRINCIPIILE CONSTRUCTIVE ALE SCHIMBĂTOARELOR DE CĂLDURĂ. AGENȚI TERMICI**

Condițiile pe care trebuie să le îndeplinească schimbătoarele de căldură sunt de natură funcțională, tehnică, economică și constructivă, de aceea alegerea tipului de schimbător trebuie să corespundă scopului urmărit.

Principiul funcțional trebuie astfel asigurat încât regimul temperaturilor agenților termici să fie menținut în timpul procesului de exploatare la parametrii necesari. Pentru aceasta este nevoie atât de determinarea corectă a suprafeței de schimb de căldură, cât și de asigurarea reglajului temperaturilor agenților termici.

Natura agenților termici cu proprietățile lor fizico-termice, impune o corectă alegere a materialelor utilizate la construcția schimbătoarelor de căldură, ținându-se seama și de acțiunea lor agresivă, de depuneri ca și de îndepărtarea acestora de pe suprafețele de schimb.

### **☞ proprietățile termofizice ale agenților termici**

Agenții termici (mediile sau fluidele purtătoare de căldură) care lucrează în aparatele schimbătoare de căldură au o importanță deosebită în funcționarea acestora, în condițiile unei eficiențe economice corespunzătoare.



### ***Echipamente și instalații termice I – notițe de curs***

Pentru a corespunde din punct de vedere tehnic și economic scopului pentru care sunt folosiți, agenții termici trebuie să îndeplinească următoarele condiții:

- ✓ să fie corespunzători din punct de vedere termodinamic, și anume să aibă greutate specifică mare, căldură specifică mare, vâscozitate mică și căldură latentă de vaporizare mare, în scopul realizării unui schimb de căldură cât mai intens, la un debit de agent termic cât mai mic, deci la construcții compacte ale aparatelor; de asemenea, agenții termici trebuie să aibă temperaturi mari la presiuni mici, ceea ce ușurează construcția aparatelor;
- ✓ să fie stabili din punct de vedere termic și să nu aibă influențe defavorabile asupra materialelor din care sunt construite aparatele schimbătoare de căldură; agenții termici trebuie să fie stabili și neagresivi, chiar sub acțiunea îndelungată a unor temperaturi ridicate; să nu formeze depuneri pe suprafețele de încălzire, aceasta ducând la micșorarea schimbului de căldură și, prin micșorarea secțiunilor de trecere, la mărirea rezistențelor hidraulice ale instalațiilor; în cazul formării de depuneri, acestea trebuie să poată fi ușor curățite, cu mijloace tehnico - economice și cu întreruperi în funcționare cât mai reduse;
- ✓ să fie ieftini și destul de răspândiți, de o importanță deosebită trebuind să se bucure agenții termici din producția locală, din resurse secundare de energie; de observat că unele cheltuieli majorate în vederea alegerii unor agenții termici deosebiți pot fi ușor recuperate prin micșorarea cheltuielilor pentru construcția aparatelor schimbătoare de căldură și a cheltuielilor de exploatare.

Purtătorii de căldură folosiți în schimbătoare sunt vaporii de apă, apa caldă, gazele provenite din arderea combustibililor, amestecuri de soluții de săruri cu lichide, metale topite, uleiuri. Cei mai răspândiți agenți termici de încălzire sunt aburul, apa caldă și gazele de ardere iar la răcire apa, aerul și soluțiile în apă ale unor săruri.

## CURS 3

### CALCULUL TERMIC AL SCHIMBĂTOARELOR DE CĂLDURĂ

Calculul termic al schimbătoarelor de căldură se bazează pe două ecuații și anume ecuația bilanțului termic pe aparat și ecuația transmiterii căldurii în aparat. Aceste ecuații corelează opt mărimi principale: sarcina termică a aparatului ( $Q$ ), aria suprafeței de schimb de căldură ( $S$ ), temperaturile de intrare și de ieșire ale agentului primar ( $t_1', t_1''$ ), temperaturile de intrare și de ieșire ale agentului secundar ( $t_2', t_2''$ ) și debitele agenților termici ( $m_1, m_2$ ). Deoarece sarcina termică nu reprezintă o variabilă independentă, prin calculul termic se pot determina două mărimi necunoscute în funcție de restul de cinci mărimi, ale căror valori trebuie cunoscute (date, alese sau calculate).

#### 3.1. ECUAȚIILE DE BAZĂ ALE CALCULULUI TERMIC

Calculul termic al schimbătoarelor de căldură are la bază *ecuația de bilanț termic* pe aparat și *ecuația de transmitere a căldurii*.

↳ **Ecuația de bilanț termic** pe un schimbător de căldură are forma:

$$Q_1 = Q_2 + Q_p = Q_2 / \eta_r \quad (3.1)$$

în care:

$$Q_1 = m_1 c_{p1} (t_1' - t_1'') = m_1 (i_1' - i_1'') = C_1 (t_1' - t_1'') = C_1 \Delta t_1$$

$$Q_2 = m_2 c_{p2} (t_2'' - t_2') = m_2 (i_2'' - i_2') = C_2 (t_2'' - t_2') = C_2 \Delta t_2$$

$$C_1 = m_1 c_{p1} \quad C_2 = m_2 c_{p2} \quad \Delta t_1 = t_1' - t_1'' \quad \Delta t_2 = t_2'' - t_2'$$

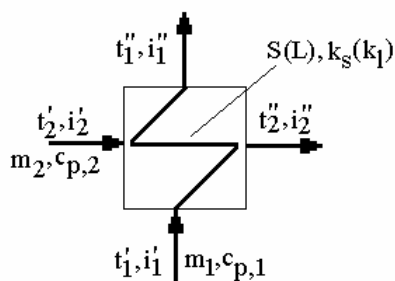


Figura 3.1. Mărimi pentru calculul termic al schimbătoarelor de căldură

folosindu-se următoarele notații:

$Q_1, Q_2$  – fluxul termic cedat de agentul termic primar, respectiv primit de agentul termic secundar, în W;

$Q_p$  – fluxul termic pierdut în mediul ambiant, în W;

### **Echipamente și instalații termice I – notițe de curs**

$\eta_r$  – coeficientul de reținere a căldurii în aparat,  $\eta_r=0,980\dots0,995$ ;

$m_1, m_2$  – debitul masic al agentului primar, respectiv secundar, în kg/s;

$c_{p1}, c_{p2}$  – căldura specifică la presiune constantă a agentului termic primar, respectiv secundar, în J/kg·K;  $c_{p1}, c_{p2}$  se consideră constante în lungul curgerii fluidelor prin aparat, în calcule folosindu-se valorile lor medii;

$C_1, C_2$  – capacitatea termică a agentului primar, respectiv secundar, în W/K;

$t_1', t_1''$  – temperatura agentului primar la intrarea, respectiv ieșirea din aparat, în °C;

$t_2', t_2''$  – temperatura agentului secundar la intrarea, respectiv ieșirea din aparat, în °C;

$\Delta t_1, \Delta t_2$  – variația temperaturii agentului primar, respectiv secundar, în °C sau K;

$i_1', i_1''$  – entalpia agentului primar la intrarea, respectiv ieșirea din aparat, în J/kg;

$i_2', i_2''$  – entalpia agentului secundar la intrarea, respectiv ieșirea din aparat, în J/kg.

### **Cazuri particulare**

- pentru  $Q_p=0$  ( $\eta_r=1$ ), ecuațiile de bilanț termic pe cele două fluide sunt:

$$\begin{cases} Q_1 = Q \\ Q_2 = Q \end{cases}$$

- pentru  $Q_p \neq 0$  ( $\eta_r < 1$ ), ecuațiile de bilanț termic pe cele două fluide pot fi:

$$\begin{cases} Q_1 = Q + Q_p \\ Q_2 = Q \end{cases} \quad \text{sau} \quad \begin{cases} Q_1 = Q \\ Q_2 = Q - Q_p \end{cases}$$

unde  $Q$  este sarcina termică a aparatului - fluxul termic transferat prin suprafața de schimb de căldură a aparatului:

↪ **Ecuatia de transmitere a căldurii** – exprimă sarcina termică a aparatului,  $Q$ , în forma:

$$Q = k_s \Delta t_{med} S \quad [W] \quad (3.2)$$

unde  $k_s$  reprezintă coeficientul global de schimb de căldură de suprafață, considerat constant pe întreaga suprafață de schimb de căldură a aparatului, în W/m<sup>2</sup>K;

$S$  – aria suprafeței de schimb de căldură a aparatului, în m<sup>2</sup>;

$\Delta t_{med}$  – diferența medie de temperatură a agenților termici, în °C;

### **Observații**

1. Pentru aparatele tubulare, ecuația de transmitere a căldurii se poate scrie și sub forma:

$$Q = k_l \Delta t_{med} l \quad [W] \quad (3.3)$$

unde  $k_l$  este coeficientul global de schimb de căldură liniar, considerat constant în aparat, W/mK iar  $l$ , reprezintă lungimea însumată a țevilor schimbătorului de căldură, m.

## Echipamente și instalații termice I – notițe de curs

2. Când anumite proprietăți termofizice ale fluidelor se modifică foarte mult cu temperatura, coeficientul global de schimb de căldură nu mai poate fi considerat constant pe întreaga suprafață (de exemplu, modificarea vâscozității poate determina schimbarea regimului de curgere). În acest caz, ecuația de transmitere a căldurii se poate aproxima prin:

$$Q = \sum_{i=1}^n \Delta Q_i = \left( \sum_{i=1}^n k_{S,i} \Delta S_i \right) \Delta t_{med} \quad [\text{W}] \quad (3.4)$$

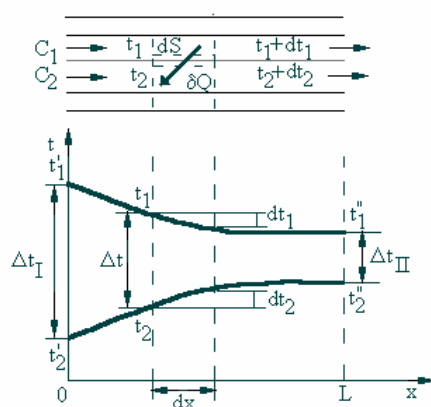
în care suprafața de schimb de căldură este divizată în „n” părți.

### 3.2. DIFERENȚA MEDIE DE TEMPERATURĂ

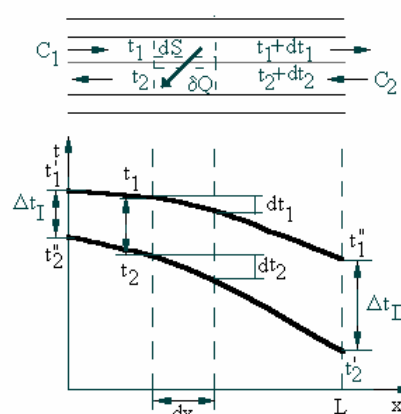
În general, diferența medie de temperatură între cei doi agenți termici variază în lungul suprafeței de schimb de căldură. Diferența medie de temperatură,  $\Delta t_{med}$ , se determină în mod diferit pentru aparatele cu schemă de curgere paralelă (echicurent și contracurent) și pentru aparatele cu schemă de curgere neparalelă (curent încrucișat și curent mixt).

#### ↳ Diferența medie de temperatură pentru aparatele cu schemă de curgere echicurent și contracurent

Variațiile temperaturilor agenților termici în lungul suprafeței de schimb de căldură în cazul aparatelor cu schemă de curgere echicurent și contracurent sunt redată în figurile de mai jos, notându-se cu L – lungimea suprafeței de schimb de căldură, m.



**Figura 3.2.** Variațiile temperaturilor în schimbătorul de căldură cu schemă de curgere echicurent și ambele fluide monofazice



**Figura 3.3.** Variațiile temperaturilor în schimbătorul de căldură cu schemă de curgere contracurent și ambele fluide monofazice

La stabilirea expresiei diferenței medii de temperatură, se fac următoarele ipoteze:

### **Echipamente și instalații termice I – notițe de curs**

- ✓ pierderile de căldură în mediul ambiant sunt neglijabile, adică  $\eta_r=1$ ;
- ✓ coeficientul global de schimb de căldură ( $k_s$ ), debitele fluidelor ( $m_1, m_2$ ) și căldurile specifice ale acestora ( $c_{p1}, c_{p2}$ ) sunt constante în lungul aparatului (suprafeței de schimb de căldură);
- ✓ conducția axială (în lungul suprafeței) este neglijabilă;
- ✓ aria suprafeței de schimb de căldură variază liniar cu lungimea ei ( $dS=(S/L)dx$ ).

și se pleacă de la ecuațiile de bilanț termic pentru două elemente diferențiale din cele două fluide (fiecare element fiind de lungime  $dx$  și arie a suprafeței de schimb de căldură  $dS$ ):

$$dQ = -\dot{m}_1 c_{p1} dt_1 = \pm \dot{m}_2 c_{p2} dt_2 \quad (3.4)$$

$$dQ = k_s (t_1 - t_2) dS \quad (3.5)$$

### **Observații**

- ☞ în ecuația bilanțului termic semnul minus indică o reducere a temperaturii în lungul suprafeței, semnul plus indicând o creștere a acesteia;
- ☞ temperatura agentului primar  $t_1$ , va scădea întotdeauna în lungul suprafeței, în timp ce temperatura agentului secundar,  $t_2$ , crește pentru curgerea în echicurent și scade în cazul curgerii în contracurent.

Din ecuația (3.4):

$dQ = -\dot{m}_1 c_{p1} dt_1 = \pm \dot{m}_2 c_{p2} dt_2$  rezultă:

$$dt_1 = -\frac{dQ}{\dot{m}_1 c_{p1}}; \quad dt_2 = \pm \frac{dQ}{\dot{m}_2 c_{p2}} \Rightarrow \quad d(t_1 - t_2) = -dQ \left( \frac{1}{\dot{m}_1 c_{p1}} \pm \frac{1}{\dot{m}_2 c_{p2}} \right) \quad (3.6)$$

Înlocuind  $dQ$  din ( $dQ = k_s (t_1 - t_2) dS$ ) în (3.6) și separând variabilele, se obține:

$$\frac{d(t_1 - t_2)}{t_1 - t_2} = -k_s \left( \frac{1}{\dot{m}_1 c_{p1}} \pm \frac{1}{\dot{m}_2 c_{p2}} \right) dS \quad (3.7)$$

Prin integrarea ecuației (3.7), pentru curgerea în echicurent:

$$\int_{t_1''-t_2''}^{t_1'-t_2'} \frac{d(t_1 - t_2)}{t_1 - t_2} = \int_0^{S_0} -k_s \left( \frac{1}{\dot{m}_1 c_{p1}} \pm \frac{1}{\dot{m}_2 c_{p2}} \right) dS$$

rezultă:

$$\ln \frac{t_1' - t_2'}{t_1'' - t_2''} = k_s \left( \frac{1}{\dot{m}_1 c_{p1}} + \frac{1}{\dot{m}_2 c_{p2}} \right) S_0 \quad (3.8)$$

Din bilanțul termic al aparatului:

**Echipeamente și instalații termice I – notițe de curs**

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{m}_1 c_{p1} = \frac{Q}{t'_1 - t''_1} \\ \dot{m}_2 c_{p2} = \frac{Q}{t''_2 - t'_2} \end{array} \right. \xrightarrow{(ec.3.8)} \ln \frac{t'_1 - t'_2}{t''_1 - t''_2} = \frac{k_S}{Q} (t'_1 - t''_1 + t'_2 - t''_2) S_0$$

$$\Downarrow$$

$$Q = k_S S_0 \frac{(t'_1 - t'_2) - (t''_1 - t''_2)}{\ln \frac{(t'_1 - t'_2)}{(t''_1 - t''_2)}} \quad (3.9)$$

Comparând ecuația (3.9) cu ecuația transmiterii căldurii, ( $Q=k_S \Delta t_{med} S$ ), rezultă că diferența medie de temperatură între cei doi agenți termici, pentru curgerea în echicurent este:

$$\Delta t_{med,ec} = \frac{(t'_1 - t'_2) - (t''_1 - t''_2)}{\ln \frac{t'_1 - t'_2}{t''_1 - t''_2}} \quad (3.10)$$

$$\Delta t_{med,EC} = \frac{\Delta t_I - \Delta t_{II}}{\ln \frac{\Delta t_I}{\Delta t_{II}}} \quad \text{cu} \quad \Delta t_I = t'_1 - t'_2; \Delta t_{II} = t''_1 - t''_2$$

Prin integrarea ecuației (3.7), pentru curgerea în contracurent,

$$\int_{t'_1 - t'_2}^{t''_1 - t''_2} \frac{d(t_1 - t_2)}{t_1 - t_2} = \int_0^{S_0} -k_S \left( \frac{1}{\dot{m}_1 c_{p1}} \pm \frac{1}{\dot{m}_2 c_{p2}} \right) dS$$

rezultă:

$$\ln \frac{t'_1 - t''_2}{t''_1 - t'_2} = k_S \left( \frac{1}{\dot{m}_1 c_{p1}} - \frac{1}{\dot{m}_2 c_{p2}} \right) S_0 \quad (3.11)$$

Din bilanțul termic al aparatului:

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{m}_1 c_{p1} = \frac{Q}{t'_1 - t''_1} \\ \dot{m}_2 c_{p2} = \frac{Q}{t''_2 - t'_2} \end{array} \right. \xrightarrow{(ec.3.8)} \ln \frac{t'_1 - t''_2}{t''_1 - t'_2} = \frac{k_S}{Q} (t'_1 - t''_1 + t'_2 - t''_2) S_0$$

$$\Downarrow$$

$$Q = k_S S_0 \frac{(t'_1 - t''_2) - (t''_1 - t'_2)}{\ln \frac{(t'_1 - t''_2)}{(t''_1 - t'_2)}} \quad (3.12)$$

### Echipamente și instalații termice I – notițe de curs

Comparând ecuația (3.12) cu ecuația transmiterii căldurii, ( $Q=k_s\Delta t_{med}S$ ), rezultă că diferența medie de temperatură între cei doi agenți termici, pentru curgerea în contracurent este:

$$\Delta t_{med,cc} = \frac{(t_1' - t_2'') - (t_1'' - t_2')}{\ln \frac{t_1' - t_2''}{t_1'' - t_2'}} \quad (3.13)$$

$$\Delta t_{med,CC} = \frac{\Delta t_I - \Delta t_{II}}{\ln \frac{\Delta t_I}{\Delta t_{II}}} \quad \text{cu} \quad \Delta t_I = t_1' - t_2''; \Delta t_{II} = t_1'' - t_2'$$

#### Relație echivalentă

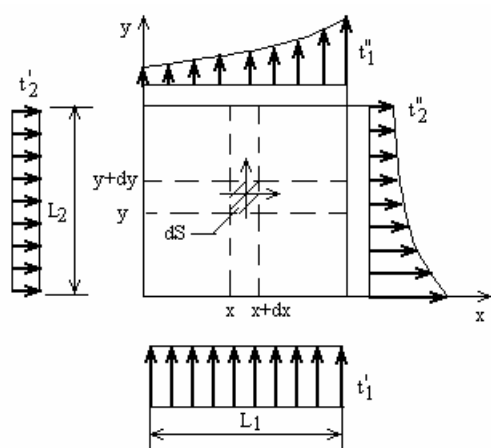
$$\Delta t_{med} = \frac{\Delta t_{max} - \Delta t_{min}}{\ln \frac{\Delta t_{max}}{\Delta t_{min}}} \quad \text{cu} \quad \Delta t_{max} = \max(\Delta t_I, \Delta t_{II}); \Delta t_{min} = \min(\Delta t_I, \Delta t_{II})$$

#### ↳ Diferența medie de temperatură pentru aparatele cu schemă de curgere curent încrucișat și curent mixt

Pentru aparatele cu schemă de curgere curent încrucișat (CÎ) și curent mixt (CM), diferența medie de temperatură se determină cu relația:

$$\Delta t_{med} = \Delta t_{med,CÎ(CM)} = F \Delta t_{med,CC} \quad (3.14)$$

**Factorul de corecție F**, care modifică diferența medie de temperatură obținută considerând curgerea în contracurent, este funcție de două rapoarte, P și R, și de tipul curgerii.



**Figura 3.4.** Schema de calcul pentru schimbătoarele de căldură cu schemă de curgere în curent încrucișat

Tabelul 3.1. Caracteristici rapoarte P, R

Criteria	P	R
<b>Definiție</b>	raportul dintre gradul de încălzire a agentului secundar în aparat și diferența maximă disponibilă	raportul între capacitățile termice ale celor doi agenți termici
<b>Relație matematică</b>	$P = \frac{\Delta T_2}{\Delta T_{\max}^d} = \frac{T_2'' - T_2'}{T_1' - T_2'}$	$R = \frac{C_2}{C_1}$
<b>Observații</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• sens de eficacitate termică</li> <li>• întotdeauna P este subunitar</li> </ul>	R poate fi mai mic, mai mare sau egal cu 1
	Ambele criterii se calculează cu relațiile matematice descrise mai sus, indiferent de spațiul din aparat prin care circulă cele două fluide	

**Observație**

- ☞ Factorul de corecție este subunitar crescând odată cu scăderea lui R și P. Pentru cele patru temperaturi ale agenților termici, diferența medie de temperatură maximă se obține pentru curgerea în contracurent, iar cea minimă pentru echicurent, celelalte tipuri de curgere situându-se între aceste limite

**Observații** cu privire la diferența medie de temperatură:

- ☞ Pentru aceleași temperaturi ale agenților termici la intrarea sau la ieșirea din aparat, diferența medie de temperatură realizată scade în următoarea ordine:  $\Delta t_{\text{med,CC}} > \Delta t_{\text{med,CM}} > \Delta t_{\text{med,Ci}} > \Delta t_{\text{med,EC}}$ . În consecință, din ecuația de transmitere a căldurii, rezultă că, pentru aceeași sarcină termică Q, aria suprafeței de schimb de căldură a aparatului (S), scade în ordine inversă:  $S_{\text{EC}} > S_{\text{Ci}} > S_{\text{CM}} > S_{\text{CC}}$ ;
- ☞ În cazul în care unul sau ambele fluide își schimbă starea de agregare (aparate condensatoare sau vaporizatoare), diferența medie de temperatură este aceeași, indiferent de schema de curgere, în acest caz particular  $F=1$ ;
- În general, nu se folosesc scheme de curgere pentru care  $F < 0,75$ ; pentru creșterea valorii factorului F, se modifică debitele sau temperaturile fluidelor.



## CURS 4

### SCHIMBĂTOARE DE CĂLDURĂ. METODE DE CALCUL TERMIC

Pentru schimbătoarele de căldură există următoarele *tipuri de calcul termic*:

**În calculul de proiectare** (dimensionare) una din cele două mărimi necunoscute o constituie întotdeauna aria suprafeței de transfer termic. A doua mărime necunoscută este reprezentată fie de una din temperaturile celor doi agenți termici la intrarea sau ieșirea din aparat, fie de unul din cele două debite de agent termic. Acest tip de calcul se efectuează la proiectarea unui aparat de schimb de căldură, pe baza datelor care rezultă din încadrarea acestuia în instalația tehnologică. Calculul termic de proiectare este însoțit de calculul constructiv, care stabilește formele și dimensiunile constructive ale aparatelor și este urmat de calculul hidraulic (calculul pierderilor de presiune) și de calculul de rezistență.

**În calculul de verificare** (alegere), aria suprafeței de transfer de căldură este întotdeauna dată, iar mărimile necunoscute pot fi sarcina termică a aparatului și cele două debite ale agenților termici, cele două temperaturi ale unui agent termic sau sarcina termică a aparatului și câte o temperatură (de intrare sau de ieșire) pentru fiecare agent termic. Calculul de verificare urmărește determinarea sarcinii termice a aparatului pentru condiții de funcționare cunoscute și se efectuează la alegerea unui schimbător de căldură (proiectat sau existent) pentru o anumită utilizare.

**În calculul regimului de funcționare**, aria suprafeței de schimb de căldură este cunoscută, iar mărimile care trebuie determinate sunt debitul unui fluid și una dintre temperaturile aceluiasi fluid sau debitul unui fluid, una dintre temperaturile celuilalt fluid și sarcina termică a aparatului. Acest tip de calcul urmărește stabilirea concordanței între regimurile de funcționare de proiect și cele de exploatare, precum și caracteristicile reglajului schimbătorului de căldură.

#### 4.1.METODA DIFERENȚEI MEDII DE TEMPERATURĂ (DMT)

Metoda diferenței medii de temperatură (DMT) reprezintă metoda clasică de calcul în care sarcina termică a aparatului,  $Q$ , este determinată din ecuația de transmitere a căldurii funcție de diferența medie de temperatură,  $\Delta t_{med}$  determinată cu ecuația:

$$\Delta t_{med} = \frac{\Delta t_{max} - \Delta t_{min}}{\ln \frac{\Delta t_{max}}{\Delta t_{min}}} \quad \text{fie cu ecuația: } \Delta t_{med} = \Delta t_{med,CI(CM)} = F\Delta t_{med,CC} \quad (4.1)$$

în funcție de schema de curgere.

### ***Aplicabilitate***

Metoda diferenței medii de temperatură este folosită, de obicei, în calculul de proiectare a schimbătoarelor de căldură, în care se cunosc sau se pot determina (din bilanțul termic pe aparat) temperaturile de intrare și de ieșire ale agenților termici, necesare în stabilirea lui  $\Delta t_{med}$ . Aplicarea metodei DMT la verificarea (alegerea) aparatelor sau în determinarea regimurilor de funcționare, respectiv în cazurile în care necunoscutele problemei sunt temperaturile de intrare sau de ieșire ale fluidelor, necesită calcule laborioase (prin aproximații succesive).

***Principalele etape*** ale calculului sunt:

1. determinarea din ecuația bilanțului termic a debitului sau temperaturii necunoscute;
2. determinarea diferenței medii de temperatură pentru curgerea în contracurent;
3. determinarea factorului de corecție  $F$ , în funcție de criteriile  $P$  și  $R$  și de tipul curgerii ales pentru aparat;
4. determinarea diferenței medii de temperatură,  $\Delta t_{med}$ ;
5. determinarea coeficientului global de transfer de căldură;
6. determinarea suprafeței necesare de transfer de căldură,  $S$ .

### ***Dezavantaj***

Principala dificultate a calculului o constituie determinarea coeficientului global de transfer de căldură, coeficienții de convecție depinzând de temperatura peretelui și de o dimensiune geometrică a suprafeței de transfer. Aceste valori nu sunt cunoscute, impunându-se alegerea lor și verificarea ulterioară a corectitudinii acestor valori.

## **4.2. METODA $\epsilon$ -NTC**

Metoda  $\epsilon$ -NTC se folosește, în special, în calculele de alegere a schimbătoarelor de căldură sau de verificare a regimului de funcționare a acestora, calcule în care metoda DMT este laborioasă. Ea este totodată deosebit de utilă în studiul comparativ al schimbătoarelor de căldură. Metoda  $\epsilon$ -NTC a fost stabilită în ipoteza absenței pierderilor de căldură în mediul ambiant (coeficientul de reținere a căldurii în aparat  $\eta_r=1$ ), ipoteză suficient de corectă la aparatele cu o bună izolație termică.

Metoda folosește trei parametrii adimensionali:

1. Numărul de unități de transfer de căldură maxim,  $NTC_{max}$

		Observații
<b>Numărul de unități de transfer de căldură NTC</b>		<ul style="list-style-type: none"> <li>Mărimea NTC caracterizează posibilitățile de transfer de căldură ale aparatului, semnificația lui fizică fiind de „lungime termică”, prin asociație cu lungimea canalului parcurs de fluid în aparat.</li> <li>Performanțele unui aparat sunt mai bune cu cât valorile NTC sunt mai mari</li> </ul>
$NTC = \frac{k_s S}{C} = \frac{ t' - t'' }{\Delta t_{med}}$		$ t' - t'' $ reprezintă variația temperaturii fluidului în aparat C - capacitatea termică a fluidului
<b>Fluid primar</b>	<b>Fluid secundar</b>	$C_{min} = \min(C_1, C_2)$
$NTC_1 = \frac{k_s S}{C_1} = \frac{ t'_1 - t''_1 }{\Delta t_{med}}$	$NTC_2 = \frac{k_s S}{C_2} = \frac{ t''_2 - t'_2 }{\Delta t_{med}}$	
<b>Numărul de unități de transfer maxim <math>NTC_{max}</math></b>		
$NTC_{max} = \max(NTC_1, NTC_2)$	$NTC_{max} = k_s S / C_{min}$	

2. Eficiența termică a schimbătorului de căldură,  $\varepsilon$

		Relații matematice
<b>Eficiența termică a schimbătorului de căldură, <math>\varepsilon</math></b> raportul dintre sarcina termică reală a aparatului considerat, Q, și sarcina termică maximă $Q_{max} = C_{min}(t'_1 - t'_2)$ , corespunzătoare aparatului cu schemă de curgere contracurent și aria suprafeței de schimb de căldură infinită		$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{max}} = \frac{Q}{C_{min}(t'_1 - t'_2)}$
		$\varepsilon = f(NTC_{max}, C_{min}/C_{max}, \text{schema de curgere})$
<b>schemă de curgere echicurent</b>	<b>schemă de curgere în contracurent</b>	
$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTC_{max}(1 + C_{min}/C_{max})]}{1 + C_{min}/C_{max}}$	$\varepsilon = \frac{1 - \exp\left[-NTC_{max}\left(1 - \frac{C_{min}}{C_{max}}\right)\right]}{1 - \frac{C_{min}}{C_{max}} \exp\left[-NTC_{max}\left(1 - \frac{C_{min}}{C_{max}}\right)\right]}$	

Observații	
expresie dedusă în ipoteza $C_2=C_{\min}$ .	<ul style="list-style-type: none"> <li>ecuație valabilă numai în cazul în care <math>C_1 \neq C_2</math></li> <li>dacă <math>C_{\min}/C_{\max}=1</math> (<math>C_1=C_2</math>):  <math>\Delta t_1=\Delta t_2=\Delta t</math>; <math>NTC_1=NTC_2=NTC=\Delta t/\Delta t_{\text{med}}</math>;  <math>\varepsilon=\Delta t/(t_1-t_2)</math></li> </ul>

3. **Raportul capacităților termice**  $C_{\min}/C_{\max}=C^*$ , în care  $C_{\min}$  și  $C_{\max}$  reprezintă valoarea minimă, respectiv maximă, dintre  $C_1$  și  $C_2$ .

Relații de calcul pentru eficiență în funcție de numărul maxim de unități de transfer, notat  $N$ , raportul capacităților termice,  $C^*$  și tipul curgerii sunt prezentate în tabelul următor – nu trebuie reținute!

**Tabelul 4.1.** Relații de calcul pentru eficiență în funcție de  $N=NTC_{\max}$ ,  $C^*=C_{\min}/C_{\max}$ , tipul curgerii

Nr.crt	Tipul curgerii	$\varepsilon=f(N, C^*)$	$N=f(\varepsilon, C^*)$
1	Contracurent	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-N(1 - C^*)]}{1 - C^* \exp[-N(1 - C^*)]}$	$N = \frac{1}{C^* - 1} \ln\left(\frac{\varepsilon - 1}{C^* \varepsilon - 1}\right)$
2	Echicurent	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-N(1 + C^*)]}{1 + C^*}$	$N = \frac{-\ln[1 - (1 + C^*)\varepsilon]}{1 + C^*}$
3	Curent încrucișat, ambele fluide neamestecate	$\varepsilon = 1 - \exp\left[\frac{\exp(-NC^*n) - 1}{C^*n}\right]$ unde, $n=N^{-0,22}$	-
4	Curent încrucișat, un fluid amestecat și altul neamestecat	$C_{\max}$ – amestecat; $C_{\min}$ – neamestecat $\varepsilon = \frac{1}{C^*} \{1 - \exp[-C^*(1 - e^{-N})]\}$	$N = -\ln\left[1 + \frac{1}{C^*} \ln(1 - C^*\varepsilon)\right]$
		$C_{\max}$ – neamestecat; $C_{\min}$ – amestecat $\varepsilon = 1 - \exp\left\{-\frac{1}{C^*} [1 - \exp(-NC)]\right\}$	$N = -\frac{1}{C^*} \ln[1 + C^* \ln(1 - \varepsilon)]$
5	Curent încrucișat, ambele fluide amestecate	$\varepsilon = \left[\frac{1}{1 - \exp(-N)} + \frac{C^*}{1 - \exp(-NC^*)} - \frac{1}{N}\right]^{-1}$	-
6	Schimbător cu țevi și manta cu $n$ treceri prin manta și $2n, 4n, 6n$	$\varepsilon = \frac{[(1 - \varepsilon_p C^*)(1 - \varepsilon_p)]^n - 1}{[(1 - \varepsilon_p C^*)/(1 - \varepsilon_p)]^n - C^*}$ unde $\varepsilon_p$ – eficiența pentru o trecere prin manta	-

### *Echipeamente și instalații termice I – notițe de curs*

Nr.crt	Tipul curgerii	$\varepsilon=f(N,C^*)$	$N=f(\varepsilon, C^*)$
	tregeri prin țevi		
7	Schimbător cu un fluid ce-și schimbă starea ( $C^*=0$ )	$\varepsilon = 1 - e^{-N}$	$N = -\ln(1-\varepsilon)$

*Utilizarea metodei  $\varepsilon$ -NTC pentru calculul de proiectare, presupune parcurgerea următoarelor etape:*

1. determinarea tuturor temperaturilor și debitelor (ecuația bilanțului termic);
2. calculul capacităților termice  $C_1$  și  $C_2$  și stabilirea mărimilor  $C_{\min}$ ,  $C_{\max}$ ,  $C^*$ ;
3. calculul lui  $NTC_{\max}$ ;
4. determinarea grafică sau analitică a eficienței aparatului, în funcție de  $NTC_{\max}$ ,  $C^*$  și tipul ales de curgere;
5. determinarea coeficientului global de schimb de căldură,  $k_s$ ;
6. determinarea suprafeței de schimb de căldură necesară:  $S = C_{\min} NTC_{\max} / k_s$ .

#### **Dezavantaj**

Determinarea în mod continuu a lui  $C_{\min}$ , atât pentru calculul lui  $NTC_{\max}$  cât și a lui  $C^*$ .

#### **Observație**

- ☞ Pentru schimbătoarele de căldură cu țevi și manta relațiile de calcul ale eficienței, în funcție de  $NTC_{\max}$  și  $C^*$  diferă după cum fluidul cu  $C_{\min}$  circulă în țevi sau manta.

#### **Observații**

- ☞ Mărirea eficienței aparatului este însoțită, de obicei, de o reducere a diferenței medii de temperatură,  $\Delta T_{\text{med}}$ , și deci de o mărire a suprafeței aparatului, cu un efect economic negativ asupra costului acestuia.
- ☞ La schimbătoarele de căldură cu mai multe treceri poate apărea cazul în care, la un moment dat, temperatura fluidului primar să fie inferioară temperaturii fluidului secundar, apărând astfel o „inversiune a temperaturilor”. Acest fenomen este nedorit și trebuie evitat, în zona inversiunii de temperaturi având loc un transfer de căldură de la fluidul secundar la cel primar. Detectarea acestui fenomen este dificilă, realizându-se prin modelarea câmpului de temperaturi prin aparat utilizând metoda elementelor finite. Această modelare permite atât

## ***Echipamente și instalații termice I – notițe de curs***

studierea câmpului de temperaturi în cazul regimurilor nenominale, dar și recomandarea de regimuri (în special debite de fluid) care trebuie evitate.

### **4.3. METODA P-NTC<sub>2</sub>**

Pentru a se înlătura dezavantajul major prezentat de metoda  $\varepsilon$ -NTC s-a propus metoda de calcul P-NTC<sub>2</sub>, unde NTC<sub>2</sub> se referă la fluidul secundar.

#### **Observație**

☞ Performanțele aparatului, caracterizate de criteriul P, sunt direct proporționale cu NTC și invers proporționale cu R.

### **4.4. METODA $\theta$ -P-R-NTC**

Metoda  $\theta$ -P-R-NTC se folosește atât în calculele de dimensionare, cât și în cele de alegere sau verificare a regimului de funcționare a schimbătoarelor de căldură. Această metodă introduce mărimea adimensională „ $\theta$ ” definită ca raportul dintre diferența medie de temperatură din aparat și diferența temperaturilor de intrare ale agenților termici (diferența maximă între temperaturile agenților termici):

$$\theta = \frac{\Delta t_{med}}{t'_1 - t'_2} \quad \stackrel{\cdot \Delta t_2}{\Rightarrow} \quad \theta = \frac{\Delta t_{med}}{\Delta t_2} \cdot \frac{\Delta t_2}{t'_1 - t'_2} = \frac{P}{NTC_2} \quad (4.2)$$

Dacă  $C_{min}=C_2$ , din cele prezentate la metoda  $\varepsilon$ -NTC, rezultă:

$$NTC_{max}=k_s S / C_2 = NTC_2; \quad C_{min} / C_{max} = C_2 / C_1 = R; \quad \varepsilon = \delta t_2 / (t'_1 - t'_2) = P$$

Ca urmare, se poate scrie:

$$P = f(R, NTC_2, \text{schema de curgere}) \quad \text{sau} \quad NTC_2 = f(P, R, \text{schema de curgere})$$

iar sarcina termică a schimbătorului de căldură:

$$Q = k_s S \theta (t'_1 - t'_2) \text{ [W]} \quad (4.3)$$

#### **Concluzie**

☞ În calculele de verificare sau de alegere a schimbătoarelor de căldură în care nu se cunosc temperaturile de ieșire ale celor două fluide, sarcina termică a aparatului se poate calcula cu relația prezentată mai sus folosind mărimea  $\theta$  stabilită din diagrame funcție de  $NTC_2 = k_s S / C_2$  și  $R = C_2 / C_1$ .

## CURS 5

### SCHIMBĂTOARE DE CĂLDURĂ CU ȚEVI ȘI MANTA

Schimbătoarele de căldură cu țevi și manta reprezintă tipul cel mai răspândit în industrie datorită simplității sale constructive, fiabilității ridicate și costului relativ coborât.

#### 5.1. ELEMENTE CONSTRUCTIVE. CLASIFICARE CONSTRUCTIVĂ

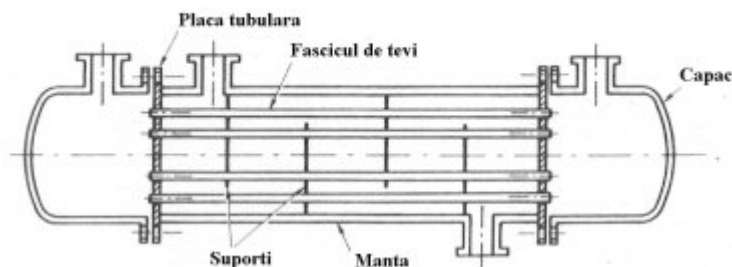
Clasificarea constructivă a schimbătoarelor de căldură cu țevi și manta, care și-a găsit cea mai largă răspândire, este cea propusă de Asociația Constructorilor de Schimbătoare de Căldură – TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association). Ea clasifică cu litere aceste aparate în funcție de trei criterii: construcția capacului de distribuție fix al aparatului, modul de circulație al agentului termic în spațiul dintre țevi și manta și tipul capacului de capăt.

*Tabelul 5.1. Clasificarea TEMA pentru schimbătoare cu țevi și manta*

TIPUL CAPACULUI DE DISTRIBUȚIE		TIPUL MANTALEI		TIPUL CAPACULUI DE CAPĂT	
A	Tubular demontabil	E	Cu o trecere	L	Identic cu capacul de distribuție „A”
B	Elipsoidal sudat	F	Cu două treceri cu șicană longitudinală	M	Identic cu capacul de distribuție „B”
C	Tubular demontabil cu fascicul de țevi	G	Cu curgere separată	N	Identic cu capacul de distribuție „C”
I	Tubular fix cu capac demontabil	H	Cu curgere dublă	P	Ca cap mobil și presetupă exterioară
D	Special pentru presiune ridicată	J	Cu curgere divizată	S	Cu cap mobil și inel demontabil
		K	Tip boiler	T	Cu cap mobil
		X	Curgere mixtă	U	Cu țevi „U”
				W	Cu cap mobil închis exterior

## ***Echipamente și instalații termice I – notițe de curs***

Schimbătoarele de căldură multitubulare sunt construite, în principiu, dintr-un fascicul de țevi, montate în două plăci tubulare și închise într-o manta prevăzută cu capace, așa cum se observă în figura 5.1.



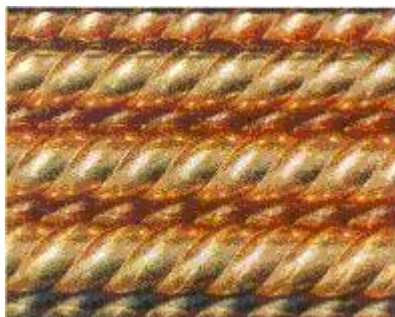
**Figura 5.1.** Schema funcțională a unui schimbător de căldură multitubular

În general, țevile sunt laminate și destinate special construcției schimbătoarelor de căldură. Cele mai utilizate materiale sunt: oțeluri pentru temperaturi medii sau joase; cupru; aliaje cupru-nichel în diferite compoziții (de exemplu 70/30%, sau 90/10%); aliaje cupru-aluminiu în diferite compoziții (de exemplu 93/7%, sau 91/9%); diferite tipuri de aliaje cu zinc între 22 și 40%; oțeluri inoxidabile.

Există o mare varietate de diametre pentru care sunt produse aceste țevi dar, în general, pentru schimbătoarele de căldură se preferă țevi cu diametre cât mai mici, care asigură un transfer termic mai intens și construcții mai compacte.

### **➤ Țevi speciale pentru intensificarea transferului termic**

În figura 5.2 sunt prezentate *țevi cu nervuri spiralate*, care se utilizează în special la construcția vaporizatoarelor:



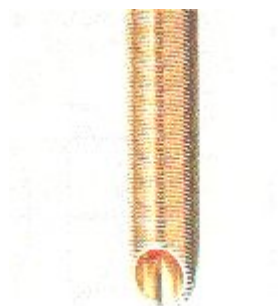
**Figura 5.2.** Țevi cu nervuri spiralate

În figura 5.3. este prezentată o *țevă cu nervuri exterioare joase*, realizate prin extrudare, din materialul de bază al țevii. După extrudare, diametrul exterior al părților lise ale țevilor, este egal cu



### ***Echipamente și instalații termice I – notițe de curs***

diametrul exterior al nervurilor, ceea ce permite o montare ușoară în plăcile tubulare. Pasul dintre nervuri este în mod uzual de (0,8...1,5) mm, iar înălțimea nervurilor este de aproximativ (1...1,5) mm. Aceste țevi pot să asigure un raport între suprafața exterioară a țevelor nervurate și suprafața interioară a acestora de 3...5, ceea ce reprezintă o creștere semnificativă a suprafeței exterioare de transfer termic.



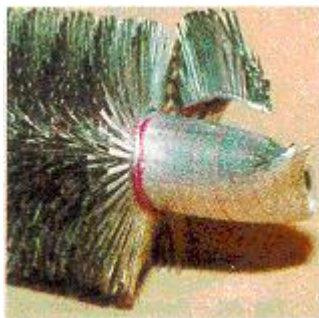
**Figura 5.3.** Țeavă cu nervuri joase, obținute prin extrudare

În figura 5.4. sunt prezentate câteva tipuri de țevi cu aripioare ondulate. Aceste țevi se utilizează în special la construcția vaporizatoarelor. Pe țeava de bază se montează prin sudare elicoidală, o bandă ondulată. Asemenea construcții se pot realiza pentru țevi având diametre între (8...39) mm. Înălțimea nervurilor este de 9 mm, iar grosimea acestora variază între 0,2...0,3 mm. Raportul dintre suprafața exterioară și cea interioară este de 9...16.



**Figura 5.4.** Țevi cu nervuri ondulate

În figura 5.5. este prezentată o țeavă cu nervuri în formă de ace. Acestea se utilizează în special la construcția condensatoarelor. Exteriorul țevelor se aseamănă cu o perie metalică, ceea ce asigură o suprafață și o intensitate a transferului termic, foarte ridicate. Aceste tipuri de țevi sunt eficiente în primul rând pentru transferul căldurii în medii gazoase și în particular în aer.



**Figura 5.5.** Țeavă cu nervuri aciforme

În figura 5.6. sunt prezentate *țevi cu miez în formă de stea*, care se utilizează la construcția vaporizatoarelor cu fierbere în interiorul țăvilor. Suprafața interioară este mărită prin introducerea în țevi a miezurilor realizate din aluminiu și având uzual cinci sau zece raze. Problema tehnică a realizării acestor țevi o reprezintă asigurarea contactului termic dintre țeava de bază și miez, realizat prin introducerea forțată a miezului. Intensitatea transferului termic este mărită dacă se realizează și răsucirea miezului de 2...3 ori pe fiecare metru de țeavă.

Țevile cu miez în formă de stea pot avea diametre de 16...19 mm și grosimea de 1 mm. Raportul dintre suprafața interioară și cea exterioară este de 2 în cazul miezurilor cu 5 raze și 2,7 în cazul miezurilor cu 10 raze.



**Figura 5.6.** Țevi cu miez în formă de stea

În figura 5.7. sunt prezentate câteva modele de *țevi cu nervuri interioare*. Aceste țevi se pot utiliza atât la vaporizatoare cât și la condensatoare. Nervurile sunt realizate din țeava de bază, ceea ce asigură un transfer termic foarte bun. Există numeroase forme ale nervurilor și grade de răsucire. Față de țevile lisé, coeficientul global de transfer termic crește mult datorită următoarelor efecte:

- creșterea suprafeței de transfer termic;
- drenajul prin capilaritate a fazei lichide, care formează un film subțire pe suprafața interioară nervurată;
- rotirea filmului de lichid, datorită răsucirii (înclinării) nervurilor.



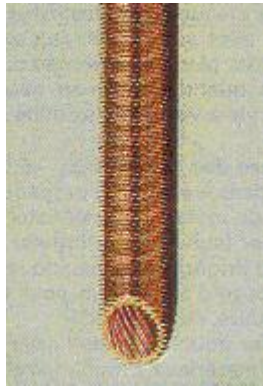
**Figura 5.7.** Țevi cu nervuri interioare

În figura 5.8. sunt prezentate două țevi cu suprafață neregulată, montate una în alta. Suprafețele țevelor prezintă diferite tipuri de cavități, proeminente piramidale sau asperități, realizate prin diverse procedee tehnologice noi. Suprafețele neregulate ale acestor țevi pot intensifica transferul termic în cazul schimbării stării de agregare, favorizând amorsarea fierberii, respectiv a condensării. Din acest motiv aceste țevi mai sunt numite și „țevi de nucleație”.



**Figura 5.8.** Țevi cu suprafețe neregulate

În figura 4.9. este prezentată o țevă din materiale compozite. Asemenea țevi se pot utiliza și în condensatoare și în vaporizatoare, atunci când condițiile de transfer termic sunt mediocre atât în interior, cât și în exteriorul țevelor. Aceste țevi combină avantajele nervurilor exterioare cu cele ale generatoarelor interioare de turbulență. Există mai multe variante de asemenea țevi: țevi cu nervuri elicoidale la interior și structură piramidală la exterior, sau țevi cu nervuri elicoidale atât la interior cât și la exterior. Diametrele pentru care se produc asemenea țevi sunt de 10...19 mm, iar raportul dintre suprafața exterioară și cea interioară este de 1,5...2.

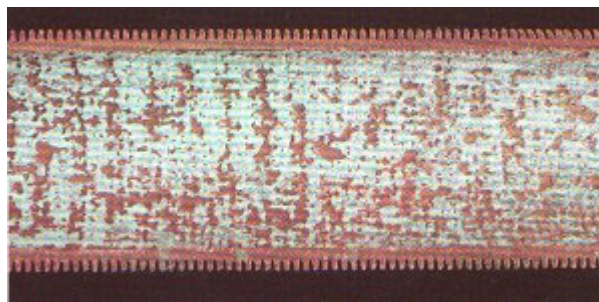


**Figura 5.9.** Țeavă realizată din materiale compozite

➤ **Uzura și deteriorarea țevelor în exploatare**

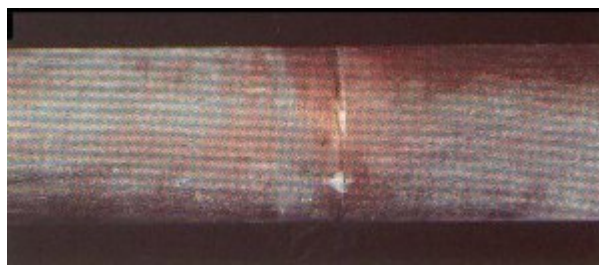
Calitatea materialelor din care se realizează țevele, ca și materialele din care se realizează acestea trebuie să fie dintre cele mai bune, deoarece, în timpul funcționării, acestea sunt supuse coroziunii și unor solicitări care le pot distruge, sau le pot diminua capacitatea de transfer termic.

În figura 5.10 este prezentată o țeavă nervurată corodată în interior pe durata funcționării.



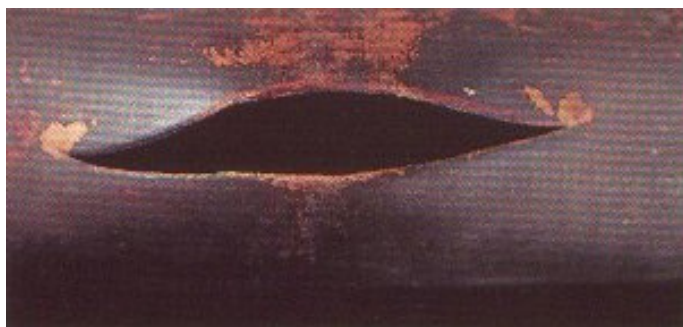
**Figura 5.10.** Țeavă nervurată corodată la interior

În figura 5.11 este prezentată uzura apărută pe o țeavă în zona de montare pe suport.

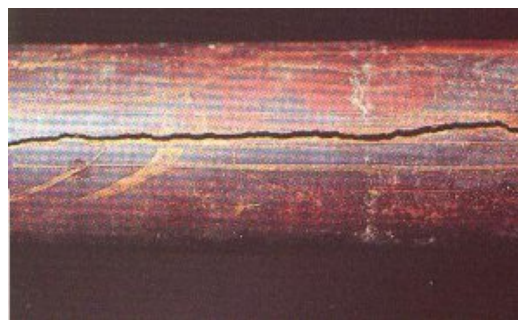


**Figura 5.11.** Țeavă uzată datorită suportului

În figurile 5.12 și 5.13 sunt prezentate țevi distruse datorită solicitărilor la care au fost supuse în timpul funcționării.



**Figura 5.13.** Țeavă spartă datorită presiunii gheții formate în interior



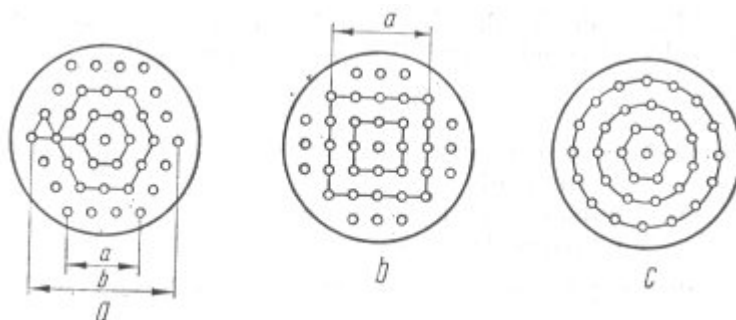
**Figura 5.14.** Țeavă fisurată longitudinal

Din ultimele două imagini se observă că țevile nu se fisurează transversal, ci longitudinal, sau altfel spus, se sparg (crapă).

*Plăcile tubulare* se utilizează pentru fixarea țevilor în fascicul și se montează la extremitățile mantalei, așa cum se observă în figura 5.1. Dacă este necesar, pentru susținerea fasciculului de țevi se utilizează și suportți. Pentru realizarea plăcilor tubulare și a suportților se pot utiliza următoarele materiale în funcție de natura agenților și agresivitatea acestora față de aceste materiale:

- oțeluri – pentru agenți frigorifici, apă dulce sau agenți intermediari de răcire fără săruri;
- cupru - pentru freoni, dar nu și pentru amoniac;
- bronz – pentru apa de mare sau agenți intermediari pe bază de săruri;
- oțel placat cu oțel inoxidabil – pentru agenți agresivi;
- oțel inoxidabil – pentru lichide alimentare.

Orificiile sunt practicate în plăcile tubulare și în plăcile suport, astfel încât să formeze, de regulă, hexagoane (sau triunghiuri elicoidale). Uneori găurile, respectiv țevile, se dispun în formă de coridor (sau pătrate), iar uneori în formă de cercuri concentrice, ca în figura 5.15, în care „a” este numărul de țevi pe latura hexagonului, respectiv pătratului exterior, iar „b” este numărul de țevi pe diagonala hexagonului exterior. În vederea unei montări ușoare a țevilor în fascicul prin plăcile tubulare și suportți, găurile din acestea se realizează simultan, (toate odată).



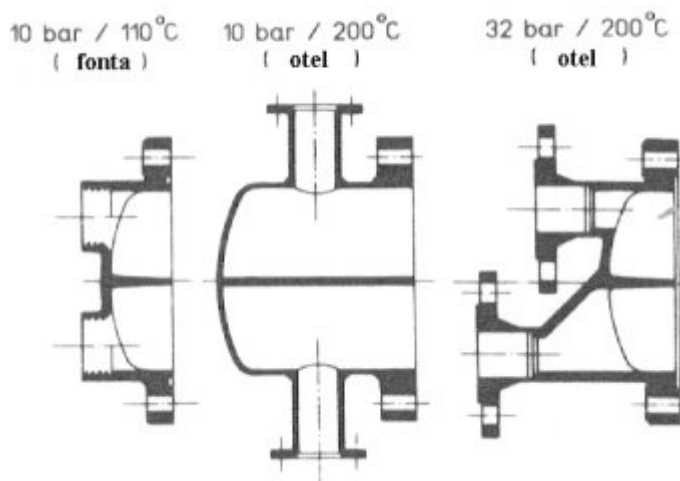
**Figura 5.15.** Moduri de dispunere a țevilor în plăcile tubulare  
*a – după hexagoane; b – după pătrate; c – după cercuri concentrice*

### *Echipamente și instalații termice I – notițe de curs*

În cazul cel mai des întâlnit, al hexagoanelor, de regulă pasul dintre țevi este de aproximativ 1,25 diametrul exterior al țevelor.

**Mantaua** schimbătoarelor de căldură multitubulare se calculează astfel încât să aibă un diametru interior care să permită montarea fasciculului de țevi. Grosimea mantalei se determină din calculul de rezistență, astfel încât să reziste la presiunea de lucru a agentului dintre țevi și manta (minim 4 bar). Materialul din care se realizează mantalele este oțelul. După montare, schimbătoarele de căldură multitubulare sunt supuse unor probe hidraulice de etanșeitate la presiuni superioare celor nominale.

**Capacele** au rolul de a realiza circulația agentului din interiorul țevelor. Șicanele montate pe capace asigură numărul de drumuri prin interiorul țevelor, astfel încât să se realizeze vitezele de curgere dorite. Tot pe capace sunt montate racordurile de intrare/ieșire pentru agentul care curge prin țevi. De obicei, numărul de treceri este par, pentru ca racordurile să fie montate pe un singur capac. La aparatele de dimensiuni mari, capacele sunt demontabile pentru a permite curățarea interioară a țevelor, iar fixarea capacelor se realizează prin șuruburi pe flanșele prevăzute în acest scop la exteriorul plăcilor tubulare. Capacele se realizează prin turnare, cel mai adesea din fontă. Câteva tipuri de capace sunt prezentate în figura 5.16.



**Figura 5.16.** Tipuri de capace

## CURS 6

### SCHIMBĂTOARE DE CĂLDURĂ CU ȚEVI ȘI MANTA - continuare

#### 6.1. ALEGEREA PRINCIPALELOR ELEMENTE CONSTRUCTIVE

Alegerea principalelor elemente constructive ale aparatului se face în funcție de diverse criterii și restricții, tehnologice sau constructive:

##### ↳ Alegerea tipului de manta

Cel mai utilizat tip de circulație este cel cu o trecere (TEMA E), care asigură cea mai ridicată diferență de temperatură între agenții termici – factorul de corecție  $F$  este maxim.

Dacă pierderea de presiune pe partea mantalei trebuie redusă se poate utiliza o manta cu curgere dirijată (TEMA J), la care pierderile de presiune sunt de circa 8 ori mai mici decât la o manta tip TEMA E, reducându-se însă eficiența termică a aparatului. În cazul curgerii încrucișate fără șicane interioare (TEMA X) se pot obține cele mai mici pierderi de presiune. Acest tip de manta se poate utiliza pentru condensarea vaporilor cu presiune coborâtă.

##### ↳ Alegerea capacului de distribuție

Principalul criteriu de alegere a capacului de distribuție îl constituie ușurința accesului la placa tubulară, în vederea curățirii ei. Din acest punct de vedere soluția cu cap tubular demontabil (TEMA A) permite cel mai simplu acces, fiind recomandată în cazul fluidelor cu depuneri. Soluția cu cap elipsoidal (TEMA B) necesită o demontare ceva mai complicată, în schimb asigură pierderi de presiune locale mai mici, în special la un număr mai mare de treceri prin țevi.

##### ↳ Alegerea capacului de capăt

De obicei, trebuie fie să se utilizeze țevi în formă de „U” – *soluția cea mai simplă însă cu mari dificultăți de înlocuire și curățire interioară a țevilor*, fie să se utilizeze soluții cu cap mobil, variantele P, S, T sau W – *prezintă o complicare a soluției constructive însă cu o rezolvare a preluării dilatațiilor diferite ale țevilor și mantalei*.

##### ↳ Alegerea șicanelor

Șicanele transversale au rolul de susținere a țevilor, prevenirii vibrațiilor acestora și mai ales al măririi vitezei de curgere a fluidului peste țevi, însoțită de intensificarea transferului de căldură

## ***Echipamente și instalații termice I – notițe de curs***

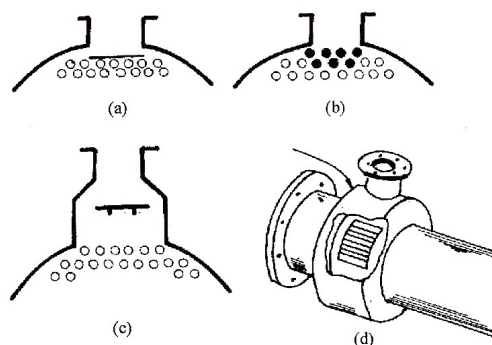
convectiv. Dacă pierderile de presiune sunt prea mari sau sunt necesare mai multe suporturi pentru țevi, se pot utiliza șicane dublu sau triplu segment, cu mărirea corespunzătoare a diametrului mantalei.

### **↳ Alegerea țevelor**

În schimbătoarele tubulare pot fi utilizate țevi lisé sau cu aripioare. În general, pentru a obține un transfer de căldură ridicat, se indică utilizarea unor țevi cu diametre mici, însă în multe cazuri diametrul minim al țevelor este impus, pentru a putea realiza curățirea mecanică a acestora, la circa 20 mm, din aceleași considerente lungimea țevelor limitându-se la 5 m.

### **↳ Intrarea fluidului în manta**

Intrarea fluidului în manta se face prin ștuțuri speciale, sudate pe aceasta. Dacă viteza este mare la impactul cu țevile se poate produce o eroziune a acestora sau vibrația lor. Pentru a preveni acest efect se utilizează: plăci de protecție (figura 6.1a, c), țevi de protecție (figura 6.1b), sau un distribuitor inelar cu fereastră (figura 6.1d).



**Figura 6.1.** Protecția fasciculului de țevi la intrarea fluidului

### **↳ Alegerea numărului de treceri ale agenților prin țevi**

Numărul de treceri ( $N_{tr}$ ) este impus de debitul care circulă prin țevi și viteza acestuia, astfel încât să se obțină un raport între lungimea și diametrul aparatului în limite acceptabile ( $L/D < 15$ ).

*Consecințe* - prin mărirea numărului de treceri pentru un debit și o viteză dată prin țevi:

- ✓ se mărește numărul de țevi și astfel diametrul fasciculului și al mantalei;
- ✓ cresc în același timp pierderile de presiune;
- ✓ scade eficiența termică a aparatului.

### **↳ Alegerea fluidului care va curge prin țevi**



## ***Echipamente și instalații termice I – notițe de curs***

La alegerea fluidului care va curge prin țevi se va ține seama de câteva proprietăți și mărimi fizice ale agenților termici:

Gradul de murdărire – fluidul mai murdar și mai greu de curățat se va introduce prin interiorul țevilor care pot fi ușor și eficient curățate mecanic. Spațiul dintre țevi și manta este greu de curățat mecanic, utilizându-se de obicei, dacă este necesară, curățirea mecanică.

Coroziunea – fluidul coroziv va circula prin interiorul țevilor, pentru ca numai acestea să fie necesar să se execute dintr-un material anticoroziv.

Presiunea – fluidul cu presiune mai ridicată este indicat să circule prin țevi, care, având diametrul mic, rezistă la presiuni ridicate fără a fi necesare grosimi mari ale peretelui. În cazul când fluidul cu presiunea ridicată ar circula prin manta, grosimea acesteia, deci și costul ei, ar crește considerabil.

Temperatura – fluidul fierbinte este indicat să circule prin țevi pentru a reduce tensiunile termice din material și a micșora grosimea izolației mantalei.

Toxicitatea – fluidele toxice, inflamabile, explozive sau scumpe se vor introduce în partea cea mai etanșă a aparatului, de obicei în interiorul țevilor, luându-se măsuri speciale de etanșare.

Debitul – fluidul cu cel mai mic debit este indicat să se introducă în manta, pentru a obține un număr mai mic de treceri prin țevi și deoarece la curgerea peste țevi regimul turbulent apare la valori mai mici ale numărului Reynolds.

Vâscozitatea – fluidul mai vâscos se va introduce în manta, în această zonă obținându-se un regim turbulent de curgere la valori mult mai mici ale criteriului Reynolds.

Pierderile de presiune – dacă pentru un fluid pierderile de presiune sunt strict limitate, acesta va fi introdus în țevi, unde calculul pierderilor este mai exact și se pot lua măsuri pentru limitarea pierderilor de presiune, în special prin limitarea vitezelor.

## **6.2. STABILIREA CARACTERISTICILOR SUPRAFEȚEI DE SCHIMB DE CĂLDURĂ**

Calculul constructiv se face în strânsă corelație cu calculul termic și are drept scop:

- ✓ determinarea secțiunilor de trecere a agenților termici;
- ✓ stabilirea dispoziției suprafeței de schimb de căldură;
- ✓ stabilirea dimensiunilor principale ale aparatului.

În cazul în care agentul termic este în mișcare, secțiunea liberă ( $S_j$ ) se calculează cu ajutorul ecuației continuității:

### **Echipamente și instalații termice I – notițe de curs**

$$S_{1(2)} = \frac{m_{1(2)}}{\rho_{1(2)} w_{1(2)}} \quad [\text{m}^2] \quad \text{sau} \quad S_{1(2)} = \frac{37V_{N1(2)} T_{1(2)}}{w_{1(2)} P_{1(2)}} \quad [\text{m}^2] \quad (6.1)$$

unde:  $m_{1(2)}$ ,  $V_{N1(2)}$  reprezintă debitul masic, respectiv debitul volumic al agentului termic primar - 1 respectiv secundar - 2, [kg/s] sau [Nm<sup>3</sup>/s];

$\rho_{1(2)}$  – densitatea la temperatura medie a agentului termic primar, respectiv secundar, [kg/m<sup>3</sup>];

$w_{1(2)}$  – viteza medie a agentului termic respectiv, [m/s];

$T_{1(2)}$  – temperatura medie absolută, [K];

$P_{1(2)}$  – presiunea medie a agentului termic primar, respectiv secundar, [N/m<sup>2</sup>].

Când suprafața de schimb de căldură este formată din țevi, pot apare două situații distincte:

#### **1. circulația agentului termic are loc prin interiorul țevilor.** Secțiunea unei treceri se

calculează cu formula:  $S_j = \frac{\pi d_i^2}{4} n \quad [\text{m}^2]$

cu  $n$  – numărul de țevi dintr-o secțiune de trecere și  $d_i$  – diametrul interior al țevilor, [m].

Atunci când aparatul este prevăzut cu mai multe treceri, numărul total de țevi va fi:

$N_{1(2)} = nz$  cu  $z$  numărul de treceri. Calculul termic permițând determinarea suprafeței de schimb de căldură  $S_0$ , lungimea țevilor se determină cu relația:

$$L = \frac{S_0}{P_{1(2)}} = \frac{S_0}{N_{1(2)} \pi d_i} = \frac{S_0}{nz \pi d_i}$$

Observație: pentru schimbătoarele de căldură obișnuite, grosimea pereților țevilor variază între 0,5 – 2,5 mm iar diametrul acestora între 12 – 50 mm → din considerente de compactitate și ușurință în exploatare.

#### **2. agentul termic circulă prin exteriorul țevilor.** Și în acest caz pot exista două situații: *țevile sunt spălate longitudinal de către agentul termic*, caz în care secțiunea liberă exterioară este

dată de relațiile:  $S'_{1(2)} = n \left( x_1 x_2 \sin \frac{\phi}{\psi} - \frac{\pi d_e^2}{4} \right)$  sau  $S'_{1(2)} = n \frac{x_1 x_2 \sin \phi}{\psi} (1 - t_1)$  în care  $d_e$  este

diametrul exterior al țevilor iar  $\psi$  un coeficient de acoperire a suprafeței interioare care în cazul schimbătoarelor cu o singură trecere  $\psi = 0,8 - 0,9$  iar pentru schimbătoare cu mai multe treceri  $\psi = 0,6 - 0,8$ . Când  $\phi = \pi/2$  fasciculul de țevi este așezat în coridor, iar când

$0 < \phi < \pi/2$  fasciculul este așezat în eșichier. Numărul de treceri va fi:  $z_2 = \frac{\pi D_0^2}{4 S'_{1(2)}} (1 - t_1)$ ;

*țevile sunt spălate transversal de către agentul termic*; secțiunea liberă de trecere va fi calculată cu relațiile  $S'_{1(2)} = D_0 L - n' d_e L$  sau  $S'_{1(2)} = D_0 L (1 - t_1)$  în care  $D_0$  este

### ***Echipamente și instalații termice I – notițe de curs***

diametrul intern al corpului schimbătorului de căldură, [m];  $L$  – lungimea țevilor, [m];  $n'$  – numărul de țevi pe secțiunea maximă longitudinală;  $t_t$  – gradul de umplere transversală cu țevi ( $t_t=0,75 - 0,8$ ).

În practică, țevile schimbătoarelor de căldură se prind fie direct în colectoare, fie în plăci tubulare – în poligoane regulate sau pe circumferințe concentrice.

La așezarea în poligoane regulate:

- în hexagoane regulate – numărul total de țevi în fascicul va fi:  $n = 3a(-1)+1$  cu  $a$  – numărul de țevi așezate pe latura hexagonului celui mai mare.
- în rețea pătratică- numărul de țevi ale fasciculului va fi:  $n = a^2$  cu  $a$  – numărul de țevi așezate pe latura celui mai mare pătrat.

La așezarea țevilor în circumferințe concentrice – numărul de țevi cuprinse în circumferința cu numărul de ordine  $x$ , considerat de la țeava centrală va fi:  $m_x = 2\pi x$ .

### ***Determinarea lungimii schimbătorului de căldură***

În general, lungimea schimbătoarelor de căldură este în funcție de tipul aparatului și de diametrul lui. Cunoscând suprafața de schimb de căldură din calculul termic al aparatului, lungimea se poate determina cu relația:

$$L = \frac{1}{4} \frac{S_0}{z_1 S_{1(2)}} d_1 \quad (6.2)$$

În cazurile practice lungimea schimbătorului de căldură este limitată la 4 – 5 m.

## **6.3. CALCULUL HIDRODINAMIC**

Așa cum s-a specificat, în schimbătoarele de căldură la care fenomenul convectiv este preponderent, valoarea coeficientului global de transfer termic fiind sensibil influențată de viteza de deplasare a agenților termici. Cu cât vitezele de deplasare sunt mai mari, cu atât transferul de căldură este mai intens, având însă dezavantajul unui consum de energie ridicat în vederea vehiculării acestora. De aceea, întotdeauna, calculul termic al unui schimbător de căldură este însoțit și de calculul hidrodinamic care are drept scop determinarea pierderilor de presiune a agenților termici în aparat pentru un regim de curgere cunoscut.

Relația generală de calcul a pierderilor de presiune într-un schimbător de căldură poate fi pusă sub forma:

$$\Delta p = \Sigma \Delta p_{fr} + \Sigma \Delta p_l + \Sigma \Delta p_a + \Sigma \Delta p_h \quad (6.3)$$

în care:  $\Sigma \Delta p_{fr}$  – reprezintă suma pierderilor hidrodinamice datorate frecării, [N/m<sup>2</sup>];

### ***Echipamente și instalații termice I – notițe de curs***

$\Sigma\Delta p_l$  – suma pierderilor hidrodinamice datorate rezistențelor locale (coturi, variații de secțiuni, intrare, ieșire), [N/m<sup>2</sup>];

$\Sigma\Delta p_a$  – suma pierderilor hidrodinamice datorate accelerării fluidului, [N/m<sup>2</sup>];

$\Sigma\Delta p_h$  – suma pierderilor hidrodinamice datorate rezistențelor forțelor ascensionale, determinate de câmpuri de temperaturi, [N/m<sup>2</sup>].

**Pierderi hidrodinamice de presiune datorate frecării**,  $\Delta p_{fr}$  – depind de caracterul mișcării fluidului și de starea suprafeței de frecare.

În ipoteza unei *curgerii izoterme*, relația de calcul este:

$$\Delta p_{f_i} = f_i \frac{l_{ci}}{d_{ei}} \frac{w_i^2 \gamma}{2g} \quad (6.4)$$

în care:  $f_i$  este coeficientul de pierdere de presiune datorită frecării;  $l_{ci}$  – lungimea porțiunii de conductă, pentru care se determină rezistența, [m];  $d_{ei}$  – diametrul echivalent al conductei, [m];  $w_i$  – viteza de curgere a fluidului, [m<sup>2</sup>/s];  $\gamma_i$  – greutatea specifică a fluidului, [N/m<sup>3</sup>];

$g$  – accelerația gravitațională, [m/s<sup>2</sup>].

Valorile coeficienților de rezistență la frecare sunt date în tabele sau determinate cu relații empirice de forma - în cazul curgerii izoterme:

$f_i=f(\text{Re})$  – suprafețe netede hidraulic (cu  $\text{Re}$  – numărul Reynolds);

$f_i=f(\text{Re}, \varepsilon)$  – suprafețe semirugoase hidraulic ( $\varepsilon$  – rugozitatea relativă a suprafeței);

$f_i=f(\varepsilon)$  – suprafețe rugoase hidraulic.

**În curgere laminară** prin conducte circulare coeficientul de frecare depinde numai de criteriul  $\text{Re}$ , calculat la temperatura peretelui conductei:

$$f = \frac{64}{\text{Re}} \quad (6.5)$$

**În curgere turbulentă** ( $4 \cdot 10^3 < \text{Re} < 100 \cdot 10^3$ ), coeficientul de frecare depinde de rezistența pereților conductei și de criteriul Reynolds:

### **Echipamente și instalații termice I – notițe de curs**

$$f = \frac{0,316}{\text{Re}^{0,25}} \quad (\text{în calcule aproximative } f=0,025) - \text{pentru } \textit{conducte metalice netede}$$

$$f = \frac{0,129}{\text{Re}^{0,12}} \quad (f=0,04) - \text{pentru } \textit{conducte metalice rugoase}$$

$$f = \frac{0,175}{\text{Re}^{0,15}} \quad (f=0,05) - \text{pentru } \textit{canale din cărămidă}$$

**Pierderi de presiune datorate rezistențelor locale** (coturi, variații de secțiuni, intrare, ieșire),  $\Delta p_l$  – calculate cu relația:

$$\Delta p_l = \zeta \frac{w^2 \gamma}{2g} \quad (6.6)$$

unde  $\zeta$  – coeficientul rezistențelor locale

**Pierderile hidrodinamice datorate accelerării fluidului**,  $\Delta p_a$  – pentru o secțiune constantă a canalului de curgere, se calculează cu relația:

$$\Delta p_a = \rho_2 w_2^2 - \rho_1 w_1^2 \quad (6.7)$$

cu:  $w_1, \rho_1$  – viteza, respectiv densitatea gazului în secțiunea de intrare;

$w_2, \rho_2$  – viteza, respectiv densitatea gazului în secțiunea de ieșire.

**Pierderea de presiune hidrostatică**,  $\Delta p_h$  – apare din cauza diferenței dintre greutatea specifică a gazului care se deplasează într-un canal oarecare și greutatea specifică a aerului ambiant, putându-se calcula cu relația:

$$\Delta p_h = bg(\rho_a - \rho_g) \quad (6.8)$$

unde:  $b$  – diferența între nivelul planului de referință și nivelul porțiunii în care se determină  $\Delta p_h$ , [m];

$\rho_a$  – densitatea aerului ambiant, [N/m<sup>3</sup>];

$\rho_g$  – densitatea gazului cald la temperatura medie a porțiunii situate între cele nivele, [N/m<sup>3</sup>].

În calcule mai puțin exacte, pierderile de presiune datorate accelerării fluidului precum și cele rezultate din câmpul de temperaturi, considerându-se parțial incluse în celelalte pierderi, pot fi neglijate.

## **6.4. CRITERII DE DETERMINARE A EFICIENȚEI, DE COMPARARE ȘI DE ALEGERE A SCHIMBĂTOARELOR DE CĂLDURĂ**

Alegerea celui mai indicat tip de schimbător de căldură, pentru anumite condiții impuse de procesul tehnologic, se face pe baza unor criterii cum ar fi: satisfacerea parametrilor tehnico-funcționali –

### ***Echipamente și instalații termice I – notițe de curs***

presiune, temperatură, mediu de lucru, eficiență termică, randament energetic, randament exergetic și parametri tehnico-economici.

#### ↳ ***Eficiența schimbătorului de căldură***

Prezentată în cadrul metodelor de calcul termic, eficiența termică a schimbătorului de căldură este exprimată prin relația:

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{\max}} \quad (6.9)$$

↳ ***Randamentul energetic*** – se deduce din ecuația de bilanț scrisă pe baza Primului Principiu al Termodinamicii:

$$|Q_1| = Q_2 + Q_p \text{ [W]} \quad (6.10)$$

caz în care randamentul energetic este dat de relația:

$$\eta_{en} = \frac{Q_2}{|Q_1|} = 1 - \frac{Q_p}{|Q_1|} \quad (6.11)$$

reprezentând practic *măsura calității izolației termice a schimbătorului de căldură*.

↳ ***Randamentul exergetic*** – se definește ca raportul dintre creșterea exergiei fluidului rece și scăderea exergiei fluidului cald:

$$\eta_{ex} = \frac{\Delta E_2}{|\Delta E_1|} = 1 - \frac{\pi_i}{|\Delta E_1|} \quad (6.12)$$

unde:  $\Delta E_1$  reprezintă variația de exergie a agentului primar, [W];

$\Delta E_2$  – variația de exergie a agentului secundar, [W];

$\pi_i$  – pierderile de exergie care însoțesc transferul de căldură în schimbătorul de căldură analizat, [W].

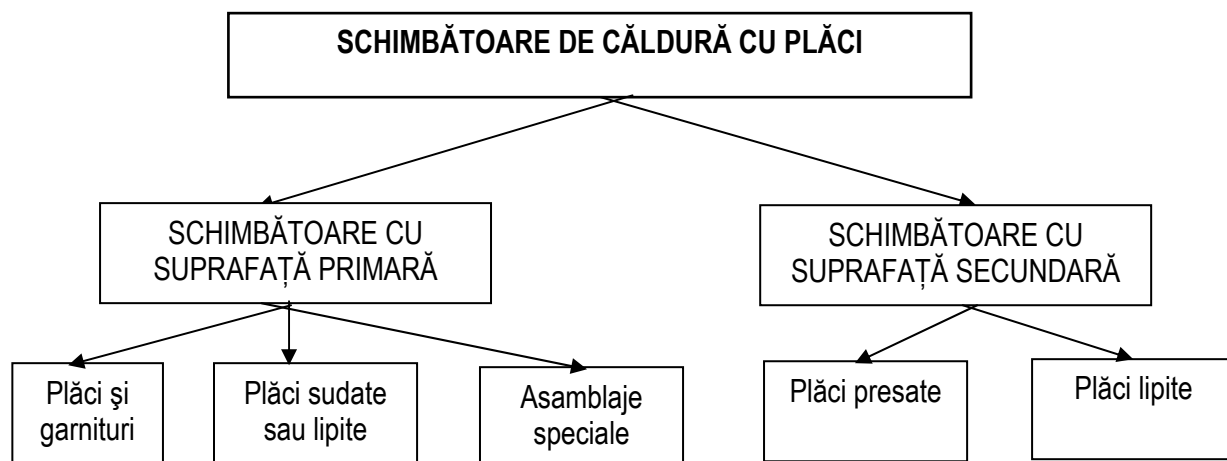
## CURS 7

### SCHIMBĂTOARE DE CĂLDURĂ CU PLĂCI

#### 7.1. EVOLUȚIE, CLASIFICARE, DOMENII DE UTILIZARE

Conceptul de schimbător de căldură cu plăci datează de la începutul acestui secol, nefiind însă suficient exploatat până la Richard Seligman, fondatorul lui **AVP Internațional Ltd**, prima firmă ce a introdus, în 1923, comercializarea schimbătoarelor de căldură cu plăci și garnituri, primele aparate de acest tip fiind limitate din punct de vedere a condițiilor de funcționare la o presiune de 2 bar și o temperatură de aproximativ 60 °C. De atunci, schimbătoarele de căldură cu plăci și garnituri au rămas practic neschimbate din punct de vedere constructiv și a tehnologiei de fabricație, dar dezvoltările din ultimele decenii au condus la ridicarea parametrilor operaționali – presiune și temperatură la 30 bar, respectiv 180 °C, prin marea varietate existentă la nivelul materialelor din care pot fi realizate plăcile și garniturile de etanșare.

Se pot distinge două categorii de aparate: schimbătoare cu suprafață primară și schimbătoare cu suprafață secundară – între plăci este inserată o umplutură metalică ce reprezintă o suprafață suplimentară, secundară, de transfer de căldură.



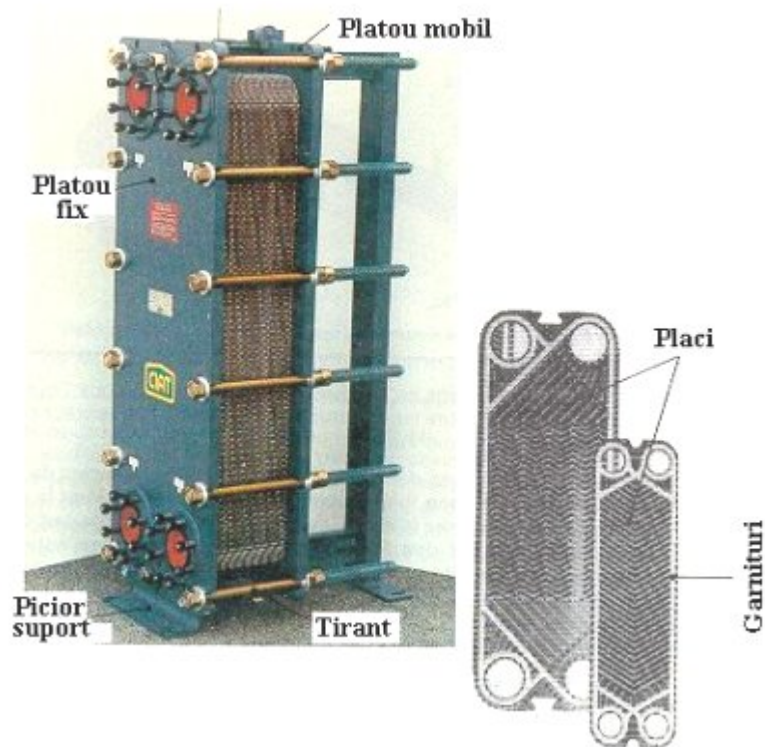
**Figura 7.1.** Clasificarea schimbătoarelor cu plăci

Aceste aparate sunt realizate prin îmbinarea de plăci care realizează între ele spații prin care circulă agenții care schimbă căldura. Acești agenți ocupă alternativ spațiile dintre plăcile schimbătorului de căldură, astfel încât să nu se amestece între ei. În consecință, spațiile dintre plăci trebuie să fie etanșate față de exterior și față de spațiile în care se găsesc alți agenți.

Există patru variante tehnologice de realizare a schimbătoarelor de căldură cu plăci:

## *Echipamente și instalații termice I – notițe de curs*

*Schimbătoarele cu plăci și garnituri demontabile* sunt de tipul prezentat în figura 7.2. Plăcile între care se introduc garniturile, se montează împreună între o placă de bază și una mobilă. Plăcile pot să fie demontate în vederea curățării. Fixarea plăcilor se realizează cu ajutorul unor tiranți. Din punct de vedere al schemei de curgere, se pot realiza curgeri în contracurent sau în echicurent.



**Figura 7.2.** Schimbător de căldură cu plăci și garnituri demontabile

Materialele din care se realizează plăcile depind de natura agenților de lucru, iar cele mai utilizate sunt: oțeluri inoxidabile; aliaje de aluminiu; aliaje de titan; aliaje cupru-nichel.

Grosimea plăcilor poate să varieze între 0,6...1,1 mm, sau chiar mai mult.

Pentru garnituri se pot utiliza, de asemenea, mai multe materiale în funcție de temperaturile de lucru:

- nitril ( $t_{\max} = 110 \text{ } ^\circ\text{C}$ );
- butil ( $t_{\max} = 135 \text{ } ^\circ\text{C}$ );
- etilen-propilen ( $t_{\max} = 155 \text{ } ^\circ\text{C}$ );
- viton ( $t_{\max} = 190 \text{ } ^\circ\text{C}$ );

Domeniul temperaturilor de lucru pentru aceste aparate poate să varieze între  $-50 \dots +190 \text{ } ^\circ\text{C}$ .

Presiunile nominale maxime de lucru pot să ajungă până la 16...20 bar, iar diferența maximă dintre presiunile circuitelor poate să ajungă până la 9...12 bar și în mod excepțional la 20 bar.

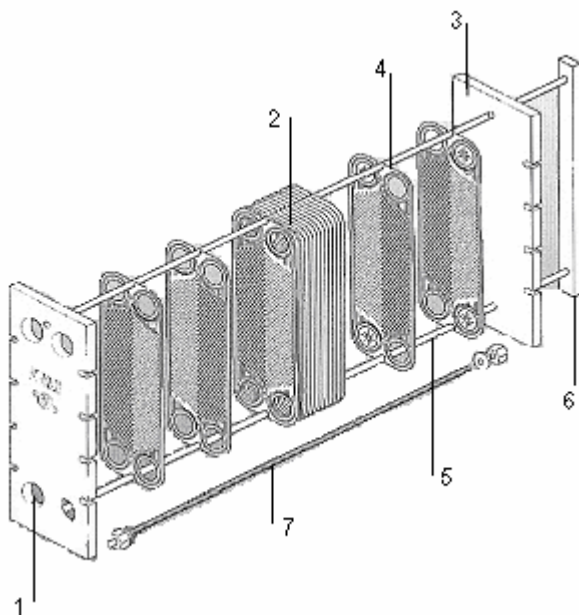
Garniturile sunt elemente care limitează nivelul presiunilor și temperaturilor în schimbătoarele de căldură cu plăci.



### *Echipamente și instalații termice I – notițe de curs*

**Construcția monotrecere** este varianta utilizată în mod curent. Fluidele circulă în contracurent, racordurile fiind fixate pe un batiu fix. Curățirea este asigurată prin simpla deschidere a batiului mobil fără demontarea racordurilor hidraulice.

**Concepția multitreceeri** permite o mai bună eficacitate termică în cazul unui regim de temperaturi ridicate. Numărul egal de treceri pentru cele două fluide permite realizarea unui schimb de căldură în contracurent. Racordurile sunt poziționate pe batiul fix dar și pe batiul mobil.



**Figura 7.3.** Construcția unui schimbător de căldură cu plăci

1. batiu fix;
2. pachet de plăci;
3. batiu mobil;
4. ghidaj superior;
5. ghidaj inferior;
6. suport;
7. tiranți

*Schimbătoarele cu plăci sudate* au plăcile asamblate nedemontabil prin sudare.

Presiunile nominale maxime pot să ajungă până la 30...40 bar, iar domeniul de temperaturi între care pot să lucreze este de  $-200...+200$  °C.

*Schimbătoarele cu plăci brazate* sunt realizate cu plăci din oțel inoxidabil asamblate prin brazare (lipire) cu ajutorul unui aliaj pe bază de cupru, în cuptoare sub vid. Se pot utiliza ca vaporizatoare sau ca schimbătoare interne de căldură, dar numai pentru agenți curați, deoarece nu se pot curăța decât prin spălare chimică. Compactitatea acestor aparate este foarte mare.

*Schimbătoarele de căldură cu plăci având circuite imprimare* sunt realizate din plăci metalice plane, având gravate pe suprafață circuite fine (cca. 1 mm), prin metode chimice. Plăcile sunt asamblate în blocuri prin încălzire și presare, procedeu denumit și sudare sub presiune. Canalele sunt legate la două perechi de colectoare, pentru a forma două circuite separate. Din aceste plăci se pot realiza condensatoare și vaporizatoare foarte compacte.

Pentru a caracteriza performanțele și a alege tipul de plăci pentru un schimbător de căldură se utilizează în general următorii parametri:

### **Echipamente și instalații termice I – notițe de curs**

- *debitele primare și secundare* care determină dimensiunile tubulaturii de racordare a schimbătorului și permit stabilirea dimensiunilor plăcilor;
- *numărul de unități de transfer termic (NTC)*, care caracterizează temperatura pentru un fluid, raportat la diferența de temperatură medie între cele două fluide;
- *pierderile de presiune*, impuse, în general, de utilizator.

## **7.2. DIMENSIUNI ȘI PARAMETRI GEOMETRICI. PERFORMANȚE TERMOHIDRAULICE**

Principalii parametri geometrici ai schimbătoarelor de căldură cu plăci sunt:

$\beta$  – unghiul de ondulare format între direcția principală de curgere și de direcția de ondulare ( $\beta=90^\circ$  pentru plăci cu caneluri drepte,  $\beta<90^\circ$  pentru plăci cu caneluri înclinate);

$p$  – pasul de ondulare, în m;

$H_0$  – înălțimea canalului sau înălțimea de ondulare, în m;

$L$  – lungimea plăcii, în m;

$e$  – înălțimea ondulării, în m;

$l$  – lățimea plăcii, în m;

$S_p$  – suprafața de schimb de căldură a unei plăci, în  $m^2$ .

Diametrul hidraulic pentru canalul dintre plăci este în general definit prin relația:

$$d_h = \frac{4S_C}{P} = \frac{4l \cdot H_0}{2(l + H_0)} = 2H_0 \quad [m] \quad (7.1)$$

cu  $S_C$  – secțiunea de curgere a canalului, în  $m^2$ ;

$P$  – perimetrul udat perpendicular pe direcția principală de curgere, în m.

### ↳ **Regimuri și configurații de curgere**

Configurația curgerii într-un canal ondulat este influențată în principal de criteriul Reynolds, unghiul de ondulare și pasul adimensional  $p^*=p/H_0$ .

În tabelul 7.1. este prezentată o sinteză a regimurilor de curgere ce pot apare într-un canal ondulat cu  $\beta=90^\circ$ .

**Tabelul 7.1. Sinteza potențialelor regimuri de curgere**

<b>Re</b>	<b>Caracteristicile curgerii</b>
<100	Curgere laminară uniformă
100 – 200	Curgere scindată în două zone: <ul style="list-style-type: none"><li>- curgere predominant laminară în centru;</li><li>- recirculare dinamică și stabilă în cavități</li></ul>
200 – 350	Curgere scindată în două zone:

	<ul style="list-style-type: none"><li>- curgere predominant laminară în centru;</li><li>- curgere secundară nestaționară în cavități</li></ul>
350 – 2000	Curgere turbulentă în configurație foarte stabilă
>2000	Curgere turbulentă scindată în două zone: <ul style="list-style-type: none"><li>- curgere predominant turbulentă în centru;</li><li>- zone cu viteze relative reduse la periferie</li></ul>

### **Observații**

- ☞ Numărul Reynolds de tranziție ( $Re_{tr}$ ) spre curgerea turbulentă depinde de unghiul de ondulare și de pasul adimensional;
- ☞ Pentru curgeri caracterizate de numere Reynolds superioare celor de tranziție, se pot obține amestecuri mai bune ale fluidului, ceea ce conduce la recomandarea *utilizării schimbătoarelor de căldură cu plăci în tratarea fluidelor sensibile.*

### **↳ Pierderi de presiune**

Principalele pierderi de presiune care apar la curgerea unui fluid printr-un schimbător de căldură cu plăci sunt *pierderile de presiune din canale* și *pierderile de presiune din secțiunile de intrare respectiv ieșire* din aparat. În general, se consideră că dimensiunile secțiunilor de admisie și evacuare sunt importante pentru ca pierderile de presiune să devină neglijabile aici în raport cu cele dintre plăci. Cunoașterea vitezei fluidului ce circulă printr-un canal al schimbătorului de căldură cu plăci și considerarea diametrului hidraulic  $d_h$  ca dimensiune caracteristică a curgerii, conduce la exprimarea pierderilor de presiune funcție de coeficientul de frecare,  $f$ , prin următoarea relație:

$$\Delta p = 4f \frac{\rho w^2}{2} \frac{L}{d_h} \quad (7.2)$$

cu  $\rho$  - densitatea fluidului, în  $\text{kg/m}^3$  și  $w$  – viteza fluidului, în  $\text{m/s}$ .

Coeficientul de frecare  $f$  este funcție de valoarea numărului Reynolds cât și de unghiul de ondulare al plăcii și pasul adimensional  $p^*$ , exprimându-se printr-o relație de forma:

$$f = a Re^{-b} \quad (7.3)$$

în care coeficienții  $a$ ,  $b$  au valorile date în literatura de specialitate în funcție de valoarea pasului adimensional.

### **Precizare**

- ☞ Pentru  $Re=1000$ , curgerea printr-un canal ondulat este turbulentă în timp ce pentru o țevă netedă regimul este laminar.

### **↳ transferul de căldură**

### ***Echipamente și instalații termice I – notițe de curs***

Coeficientul de schimb de căldură  $\alpha$ , la curgerea printr-un canal ondulat, pentru un fluid aflat în curgere monofazică, se exprimă analitic prin legătura dintre numărul Nusselt, Reynolds și Prandtl, plus un termen de corecție ce ține seama de variația proprietăților fizice ale fluidului cu temperatura în stratul limită:

$$Nu = a Re^b Pr^c \left( \frac{Pr}{Pr_p} \right)^{0,25} = \frac{\alpha \cdot d_h}{\lambda} \quad (7.4)$$

unde

$\lambda$  – conductivitatea termică a fluidului, în W/m·K;

$Pr_p$  – numărul Prandtl al fluidului la temperatura peretelui.

a, b, c – constante date de literatura de specialitate, în funcție de unghiul de ondulare al plăcii  $\beta$  și pasul adimensional  $p^*$ .

#### **↳ Depunerile în schimbătoarele de căldură cu plăci**

Schimbătoarele de căldură cu plăci se comportă mai bine decât cele tubulare din punct de vedere al funcționării reale în timpul căreia se pot forma depuneri pe suprafețele plăcilor.

Curățarea schimbătorului se poate face foarte simplu, fie prin procedee chimice eficiente, fie prin demontarea plăcilor atunci când o curățire mecanică este necesară.

#### **↳ Particularitățile calculului termic pentru schimbătoarele de căldură cu plăci**

Particularitățile calculului sunt legate de geometria canalului și de faptul că o dată cu mărirea numărului de plăci pentru mărirea suprafeței de schimb de căldură, viteza agenților termici scade. Și în acest caz, calculul termic va fi însoțit de calculul hidraulic. În eventualitatea obținerii unor pierderi de presiune mai mari ca cele impuse de funcționarea aparatului, se impune fie mărirea numărului de canale (plăci), fie alegerea altui tip de placă.

### **7.3. COMPARAȚIE ÎNTRE SCHIMBĂTOARELE DE CĂLDURĂ CU PLĂCI ȘI CELE CU ȚEVI ȘI MANTA**

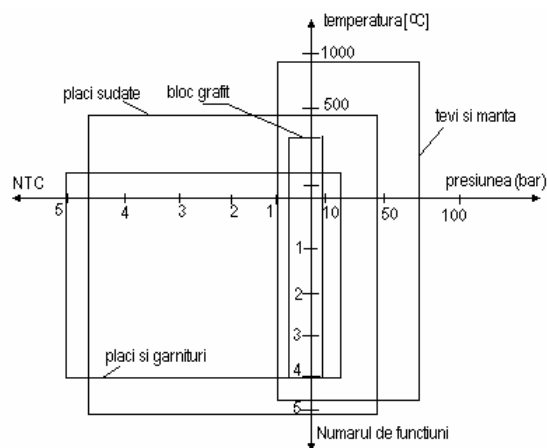
Domeniile de aplicabilitate a tehnologiilor întâlnite astăzi pe piața schimbătoarelor de căldură poate fi caracterizată de patru variabile principale:

- ✓ temperatura agentului cald;
- ✓ presiunea de funcționare;
- ✓ numărul de funcțiuni pe care le poate îndeplini: vaporizator, condensator, schimbător gaz/gaz, gaz/lichid, lichid/lichid;

### *Echipamente și instalații termice I – notițe de curs*

- ✓ numărul de unități de transfer de căldură (NTC) care poate fi considerat ca un indicator a performanțelor schimbătorului.

Figura 7.4 prezintă fiecare tip de schimbător de căldură printr-un dreptunghi care este definit de limitele de aplicabilitate și de performanțele termice maxime ale schimbătoarelor de căldură existente astăzi pe piață.



**Figura 7.4.**

Domenii de aplicabilitate a diverselor tipuri de schimbătoare de căldură

- I. Schimbătoarele cu țevi și manta pot fi utilizate până la temperaturi și presiuni ridicate (900 °C, 100 bar) și îndeplinesc toate funcțiunile (gaz/gaz, gaz/lichid, lichid/lichid, vaporizator, condensator), prezentând în schimb dezavantajul unor performanțe scăzute de transfer, numărul NTC fiind limitat de valoarea 1.
- II. Schimbătoarele de căldură cu plăci și elemente de etanșare nu pot fi utilizate nici în condiții de temperaturi și presiuni superioare valorilor 200 – 250 °C și respectiv 20 bar, nici ca schimbătoare gaz/gaz, în schimb performanțele de transfer de căldură sunt ridicate (NTC≈5).
- III. Schimbătoarele cu plăci sudate constituie un progres remarcabil, permițând atingerea unor temperaturi de până la 450 °C și presiuni de 40 – 50 bar.
- IV. Schimbătoarele cu plăci prezintă, în plus, alte avantaje, cum ar fi: compactitate, fiabilitate, ușurința curățării, preț de cost redus.

## CURS 8

### GENERATOARE DE ABUR.

#### STRUCTURĂ. PRINCIPII DE FUNCȚIONARE. COMBUSTIBILI ENERGETICI

##### ↳ Structura și funcționarea generatorului de abur

Generatoarele de abur sunt instalații de vaporizare a apei care utilizează căldura provenită din arderea unui combustibil sau dintr-un proces industrial (cazane recuperatoare de căldură). În cazanele utilizate în instalațiile energetice aburul rezultat din procesul de vaporizare este supraîncălzit la o temperatură mai mare decât temperatura de saturație a aburului saturat în vederea ridicării entalpiei sale. Procesul de supraîncălzire are loc în supraîncăzitorul cazanului de abur – o suprafață de transfer termic din interiorul cazanului. Pentru a utiliza o cantitate cât mai mare din căldura gazelor de ardere, cazanele sunt prevăzute cu suprafețe de transfer termic pentru preîncălzirea apei de alimentare (*economizor*) și suprafețe de transfer termic pentru preîncălzirea aerului necesar arderii (*preîncălzitor de aer*).

Generatorul de abur are în componență canale de dimensiuni relative mari în care sunt imersate sisteme de țevi. Gazele de ardere provenite de la arderea combustibililor circulă prin canale, pe la exteriorul țevilor, cedând căldură către agentul termic (apă și abur) care este vehiculat prin interiorul acestora. Arderea combustibililor se realizează într-o zonă situată la baza canalelor – *focar*. Pereții canalelor pot fi realizați fie din materiale ceramice rezistente la temperaturi înalte, fie din membrane metalice răcite la interior cu apă și/sau abur.

##### ↳ Combustibili utilizați în generatoarele de abur. Clasificare, proprietăți, caracteristici

Numim combustibil orice substanță care reacționează cu oxigenul din aer și dezvoltă căldură în condiții tehnico-economice avantajoase. O substanță pentru a fi considerată combustibil trebuie să îndeplinească următoarele condiții:

- să se găsească în cantități suficiente și să poată fi exploatată în condiții economice cel puțin 30 de ani;
- să se poată transporta și depozita în condiții de siguranță;
- să nu aibă un alt mod de folosință superior din punct de vedere economic;

Clasificarea combustibililor se face în funcție de trei criterii:

1. În funcție de valoarea puterii calorifice. Astfel, dacă:

$Q_i^{(i), (s)}(H_i^{(i), (s)}) < 12560 \text{ kJ/kg}$  – combustibilii sunt denumiți combustibili inferiori;

$12560 \text{ kJ/kg} < Q_i^{(i), (s)}(H_i^{(i), (s)}) < 21000 \text{ kJ/kg}$  – combustibilii sunt denumii combustibili medii;

### Echipamente și instalații termice I – notițe de curs

$Q_i^{(i), (s)}(H_i^{(i), (s)}) > 21000 \text{ kJ/kg}$  – combustibilii sunt denumiți combustibili superiori;

1. În funcție de starea de agregare, clasificare combustibililor este prezentată în tabelul 8.1:

**Tabelul 8.1. Tipuri de combustibili**

Solizi	Lichizi	Gazoși
Cărbune (cărbune brun, huiă, antracit) Șisturi bituminoase Deșeuri solide combustibile	Păcură	Gaz natural; Gaze reziduale combustibile

*Combustibilii solizi și lichizi* se caracterizează printr-o stare inițială, care definește compoziția masică exprimată în procente, în condiții reale de utilizare. În cadrul compoziției se disting cinci elemente: C – carbon, H – hidrogen, O – oxigen, N – azot, S<sub>c</sub> – sulf combustibil, și două substanțe: A – masa minerală necombustibilă (cenușă) și W<sub>t</sub> – umiditatea.

$$C^i + H^i + O^i + N^i + S_c^i + A^i + W_t^i = 100 \quad [\%] \quad (8.1)$$

Similar, *combustibilii gazoși* se caracterizează printr-o compoziție volumetrică exprimată în procente.

$$CO_2 + CO + H_2 + N_2 + O_2 + H_2S + \sum C_m H_n + H_2O = 100 \quad [\%] \quad (8.2)$$

2. În funcție de modul de obținere, avem:

- combustibili naturali;
- combustibili artificiali.

#### ↳ **Proprietăți fizico-chimice ale combustibililor**

**Puterea calorifică** reprezintă cantitatea de căldură degajată prin arderea completă a unității de masă sau de volum a combustibilului. În mod uzual, în cazul combustibililor folosiți în generatoarele de abur, se utilizează puterea calorifică inferioară, care nu ține seama de căldura latentă de vaporizare a vaporilor de apă din gazele de ardere.

În cazul combustibililor solizi și lichizi, dacă se cunoaște compoziția la starea inițială, puterea calorifică inferioară se determină cu relația:

$$Q_i^i = 339C^i + 1029,1H^i - 109(O^i - S_c^i) - 25,1W_t^i \quad [\text{kJ/kg}] \quad (8.3)$$

cu componentele combustibilului exprimate în procente.

Pentru un combustibil gazos anhidru (fără conținut de vapori de apă) puterea calorifică inferioară este dată de expresia:

$$Q_i^{anh} = \frac{1}{100} \sum r_j Q_{i,j}^i \quad [\text{kJ/m}^3\text{N}] \quad (8.4)$$

cu:  $r_j$  – participația volumetrică a componentei j, %;

## ***Echipamente și instalații termice I – notițe de curs***

$Q_{i,j}^i$  - puterea calorică inferioară a componentei j, kJ/m<sup>3</sup>N.

**Umiditatea, W**- poate fi:

- umiditate de îmbibație, provenită din apa amestecată mecanic cu combustibilul, putând fi eliminată prin uscare în aer liber, timp îndelungat până când greutatea combustibilului rămâne neschimbată;
- umiditate higroscopică, reprezentând umiditatea ce rămâne după eliminarea umidității de îmbibație. Prin eliminarea acestei umidități se obține combustibilul la stare anhidră.

**Materii volatile**, reprezentând acea parte din greutatea combustibilului care în procesul de ardere se degajă prin încălzirea combustibilului fără a include și vaporii de apă rezultați în urma acestei încălziri. Influența lor asupra procesului de ardere este cu atât mai mare cu cât combustibilul se aprinde la o temperatură mai mică, arderea decurge mai repede iar flacăra obținută este mai mare.

**Cocsul**, reprezintă partea din combustibil care rămâne în procesul de ardere după degajarea materiilor volatile și a vaporilor de apă, fiind format din două părți: o parte care conține substanță combustibilă numită *cocs fix* sau *cocs net*,  $c_f$ , și o parte ce rezultă din arderea compușilor minerali necombustibili numită *cenușă*.

**Căldura specifică** – valoarea ei este necesară în calculul arderii în vederea determinării căldurii cu care combustibilul intră în focar dar și a determinării căldurii cu care cenușa părăsește focarul (în vederea determinării pierderilor de căldură ale cazanului cu nearsele zgură și cenușă).

### ↳ **Caracteristici tehnologice**

**Granulația** – se exprimă prin compoziția granulometrică a combustibilului care indică dimensiunea particulelor acestuia. Determinarea compoziției granulometrice constă în împărțirea în clase granulometrice a unei mase de combustibil trecută prin site de diferite dimensiuni.

**Unghiul taluzului natural** – cuprins între 32-45 grade, reprezintă unghiul format de linia cu cea mai mare pantă a grămezii de cărbune formată prin aruncarea acestuia pe un plan orizontal. Unghiul taluzului natural determină gradul de alunecare a combustibilului solid.

**Exfolierea** – se manifestă prin fărâmițarea particulelor de cărbune ca urmare a contractării straturilor exterioare datorate uscării combustibililor.

Cele două mari circuite ale unui generator de abur sunt circuitul apă-abur și circuitul aer-gaze de ardere.

### ↳ **Circuitul apă – abur**

Circuitul apă – abur al generatorului este format din sisteme de țevi imersate în canalele de gaze de ardere. Din punct de vedere funcțional se disting următoarele suprafețe de transfer de căldură ale acestui circuit: economizor, vaporizator, supraîncălzitor primar și supraîncălzitor intermediar.



### *Echipamente și instalații termice I – notițe de curs*

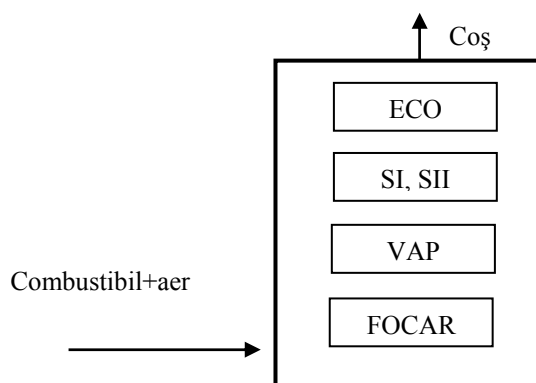
**Economizorul** (ECO) realizează creșterea de temperatură a apei de alimentare până la o valoare apropiată de cea de saturație. Transferul de căldură între apă și gazele de ardere este de tip convectiv.

**Vaporizatorul** (VAP) asigură trecerea apei din fază lichidă în cea de abur saturat, transferul de căldură realizându-se preponderent prin radiație.

**Supraîncălzitorul primar** (SI) realizează supraîncălzirea aburului saturat până la nivelul de temperatură dorit; transfer de căldură: convectiv – radiativ.

**Supraîncălzitorul intermediar** (SII) apare în cazul centralelor convenționale cu abur și asigură o creștere a temperaturii aburului deja destins în corpul de înaltă presiune al turbinei.

Modul în care se realizează transferul de căldură, pe de-o parte, și nivelul de temperatură necesar a fi atins de către agentul apă-abur, pe de altă parte, impun modul în care aceste suprafețe de schimb de căldură sunt amplasate în interiorul canalelor de gaze de ardere.



**Figura 8.1.** Amplasarea suprafețelor de schimb de căldură în generatoarele de abur

La interiorul țevilor vaporizatorului are loc schimbarea de fază, coeficienții de transfer de căldură având valori ridicate. În aceste condiții se impune plasarea acestei suprafețe de schimb de căldură în focar unde, la exteriorul țevilor, coeficienții de transfer de căldură sunt, deasemenea, mari – transferul termic realizându-se preponderent prin radiație.

În cazul SI, SII, ECO, coeficienții de transfer de căldură posibili a fi obținuți la interiorul țevilor sunt sensibili mai mici decât pentru VAP, cele trei suprafețe fiind amplasate în zona convectivă a generatorului.

#### ↳ **Sistemul de aer și gaze de ardere**

Gazele care evoluează în cazanul de abur sunt aerul necesar arderii și gazele rezultate în urma arderii, cu debitele  $D_A$  și  $D_G$ . În urma calculului arderii rezultă cantitatea teoretică de aer necesară,  $D_A^T$ . Pentru a avea o ardere corectă trebuie ca debitul de aer introdus să fie mai mare decât cel teoretic, în raportul

$$\lambda = \frac{D_A}{D_A^T} \quad (8.1)$$

### *Echipamente și instalații termice I – notițe de curs*

Acesta este definit drept *coeficient de exces de aer*. Excesul de aer este determinat de felul combustibilului și de modul său de ardere. În cazul unui combustibil ars în stare granulată, suprafața de contact dintre combustibil și aer fiind redusă, pentru a obține o ardere completă este nevoie de un exces de aer mai mare ( $\lambda = 1,3 - 1,5$ ). În cazul combustibililor lichizi, gazoși sau solizi măcinați, contactul cu aerul este mult mai intim și excesul de aer este mult mai mic, și anume:

- ✓ pentru gaze și păcură  $\lambda = (1,01 - 1,03)$ , depinzând de calitatea arzătoarelor,
- ✓ pentru cărbune măcinat valoarea uzuală este  $\lambda = (1,1 - 1,2)$ .

$D_A$  și  $D_G$  sunt direct proporționale cu cantitatea de combustibil ars, iar pentru un kilogram de combustibil debitele specifice variază cu cantitatea combustibilului.

Circuitul aer-gaze de ardere al unui generator de abur îndeplinește următoarele funcțiuni:

- vehicularea și preîncălzirea aerului necesar arderii;
- filtrarea gazelor de ardere;
- evacuarea în atmosferă a gazelor de ardere.

Circulația aerului de ardere și a gazelor se face sub acțiunea ventilatoarelor de aer și de gaze de ardere antrenate cu motoare electrice. În figura 10.6 este prezentat desfășurat traseul de aer - gaze al unui cazan de abur în cazul arderii de cărbune, indicând în diagrame variația presiunii și temperaturii de-a lungul acestui traseu. În această schemă se poate urmări alcătuirea cazanului din următoarele elemente parcurse de fluxul aer - gaze: PE - preîncălzitorul de aer folosind abur; această preîncălzire externă are loc iarna, în cazul întrebuințării combustibililor bogăți în sulf, cu scopul de a evita coroziunea; VA - ventilatorul de aer; PA - preîncălzitorul de aer, fața străbătută de aer; A - arzătorul; F - focarul și suprafețele de vaporizare constituite de ecranele de țevi supuse radiației în focar; SI<sub>1</sub> și SI<sub>2</sub> - supraîncălzitoarele; EC - economizorul (preîncălzitor de apă); PA - preîncălzitorul de aer, fața străbătută de gaze; FC - filtrul pentru reținerea cenușii din gaze; VG - ventilatorul de gaze (exhaustor);

Din evoluția temperaturii de-a lungul traseului de aer – gaze, figura 8.2, se observă că temperatura maximă de ardere se stabilește în focar,  $t_f$ , ea scăzând apoi treptat, până la temperatura de evacuare la coș.

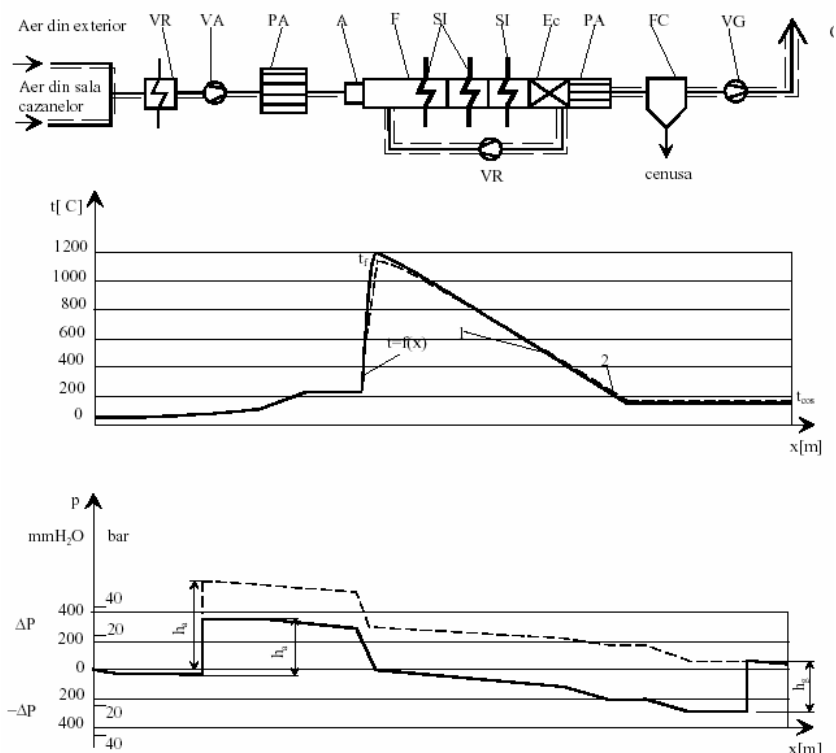
În zona temperaturilor înalte apare pericolul de coroziune al țevilor datorită acțiunii pentaoxidului de vanadiu  $V_2O_5$  asupra oțelului la temperaturi ale metalului peste  $600^\circ C$ . Din această cauză, la folosirea combustibililor lichizi (păcură), care conțin vanadiu, temperatura aburului trebuie limitată la  $(540 - 550)^\circ C$ , astfel încât în țeava de supraîncălzitor cu cea mai ridicată temperatură a metalului să nu apară condiții de coroziune.

În zona temperaturii joase a gazelor, la ieșirea din cazan și din preîncălzitorul de aer, apare pericolul de coroziune datorită sulfului conținut în combustibil. Trioxidul de sulf format prin

## Echipamente și instalații termice I – notițe de curs

ardere, dă naștere în contact cu vaporii de apă din gaze la acid sulfuric, care, condensat pe suprafețe metalice reci, este puternic coroziv.

Temperatura de condensare a picăturilor de acid, denumită “temperatura de rouă acidă” care are o valoare dependentă de conținutul de umiditate al gazelor trebuie evitată neapărat.



**Figura 8.2.** Schema desfășurată a traseului aer - gaze într-un cazan:

*I - diagramele temperaturii gazelor: 1 - fără recirculație; 2 - cu recirculația gazelor;*

*II - diagramele presiunii aerului și gazelor: 3 - cazan cu depresiune în focar; 4 - cazan cu suprapresiune în focar*

Din punct de vedere al traseului de gaze cazanele sunt caracterizate prin presiunea din focar. La cazanele cu depresiune în focar, ventilatorul de aer, VA, creează o înălțime de refulare  $H_a$  (mm col.  $\text{mmH}_2\text{O}$ ). Presiunea aerului scade treptat în canalele de aer și apoi în arzătoare, sau la trecerea prin stratul de combustibil care arde, astfel încât la partea superioară a focarului să se instaleze o ușoară depresiune.

## CURS 9

### GENERATOARE DE ABUR - continuare

#### 9.1. MĂRIMI CARACTERISTICE ALE CAZANELOR DE ABUR

Parametrii de bază ai generatoarelor de abur sunt cuprinși în STAS 2605 – 73 și se referă la valorile nominale ale presiunii, temperaturii și debitelor, conform cu definițiile de mai jos:

- debitul orar de abur al cazanului,  $D$  - cantitatea orară de abur, produsă de cazan. Acesta depinde de tipul cazanului, mărimea suprafeței de încălzire, solicitarea termică a suprafeței de încălzire, situația în care se găsește cazanul și instalațiile auxiliare;
- debitul nominal de abur (maxim continuu),  $D_n$  - debitul maxim de abur pe care trebuie să-l asigure cazanul în mod continuu, la parametrii nominali ai aburului și ai apei de alimentare;
- presiunea nominală,  $p_n$  - presiunea de lucru maximă la ieșirea din cazan, la debit nominal și la temperatura nominală de supraîncălzire;
- presiunea maximă,  $p_{max}$  - presiunea maximă admisă la elementele cazanului, care se ia în considerație la calculele de rezistență ale elementelor sub presiune ale cazanului;
- temperatura de supraîncălzire,  $t_s$  - temperatura aburului supraîncălzit la ieșirea din supraîncălzitor, la debitul nominal și presiunea nominală;
- temperatura apei de alimentare,  $t_{aa}$  – temperatura la intrarea apei de alimentare în cazan (tambur, economizor)

Pe lângă aceste mărimi caracteristice, pentru a compara între ele cazane de diferite tipuri, încălzite cu diferiți combustibili, se mai folosește încărcarea specifică a suprafeței de încălzire (numită și debit specific orar de abur), care reprezintă raportul între debitul nominal de abur  $D_n$  și suprafața de încălzire  $S$ :

$$d_s = 1000 \frac{D_n}{S} \quad [\text{kg}/(\text{m}^2\text{h})] \quad (9.1)$$

#### Observație

- ☞ Acest parametru reprezintă unul dintre criteriile de apreciere a gradului de eficiență a tipului de cazan – cu cât  $d_s$  este mai mare, cu atât suprafața de încălzire totală a cazanului este mai mică pentru un debit dat.

Totuși, trebuie precizat ca prezintă un *dezavantaj* ce derivă din faptul că suprafața de încălzire variază (în aceleași condiții de transfer termic) în raport direct cu căldura de vaporizare a apei, astfel încât cazane de același tip, lucrând la înaltă și foarte înaltă presiune, au încărcări specifice mai mari decât același cazan când funcționează la o presiune mai joasă. În plus, acest criteriu nu

poate fi aplicat la cazanele cu străbatere forțată la care nu se poate delimita precis suprafața de încălzire a sistemului fierbător.

## 9.2. CLASIFICAREA CAZANELOR DUPĂ SISTEMUL DE CIRCULAȚIE A APEI

Datorită presiunii și debitului mare de abur, totalitatea cazanelor din centralele electrice sunt cu țevi de apă.

Circulația apei în cazan poate fi:

- *naturală* (are la bază diferența de densitate dintre fluidele cuprinse între două ramuri ale circuitului);
- *forțată* (circulația apei este realizată cu ajutorul unei pompe). În cazul în care circulația apei în cazan este asigurată de pompa de alimentare a cazanului, atunci cazanul este cu *străbatere forțată*.

Debitul de apă  $D_a$ , care circulă prin elementele suprafeței de vaporizare se compune din debitul de apă introdus în cazan și un debit de apă recirculat. Raportul dintre debitul de apă  $D_a$  și debitul de abur  $D$  produs de cazan se numește multiplu de circulație,  $n$ :

$$n = \frac{D_a}{D} \quad (9.2)$$

Multiplul de circulație este  $n=10 \div 40$  la cazanele cu circulație naturală,  $n= 4 \div 12$  la cazanele cu circulație forțată și  $n=1$  pentru cazanele cu străbatere forțată.

În tabelul 9.1 se prezintă o clasificare a cazanelor de abur după sistemul de circulație a apei, cu indicarea presiunii maxime a aburului.

*Tabelul 9.1. Tipuri de cazane cu abur în funcție de circulația apei*

Nr. crt.	Felul circulației	Presiunea maximă a aburului la ieșirea din supraîncălzitor, [bar]
1.	Naturală	140 – 165
2.	Forțată multiplă (La Mont)	180
3.	Forțată unică (Benson, Ramzine)	250
4.	Forțată unică cu recirculare	350

### Cazane cu circulație naturală

La aceste cazane circulația apei în sistemul de vaporizare se face datorită diferenței de densitate între faza lichidă și emulsia apă - abur. Această diferență de densități creează la rândul ei o diferență de presiune care asigură circulația agentului termic:

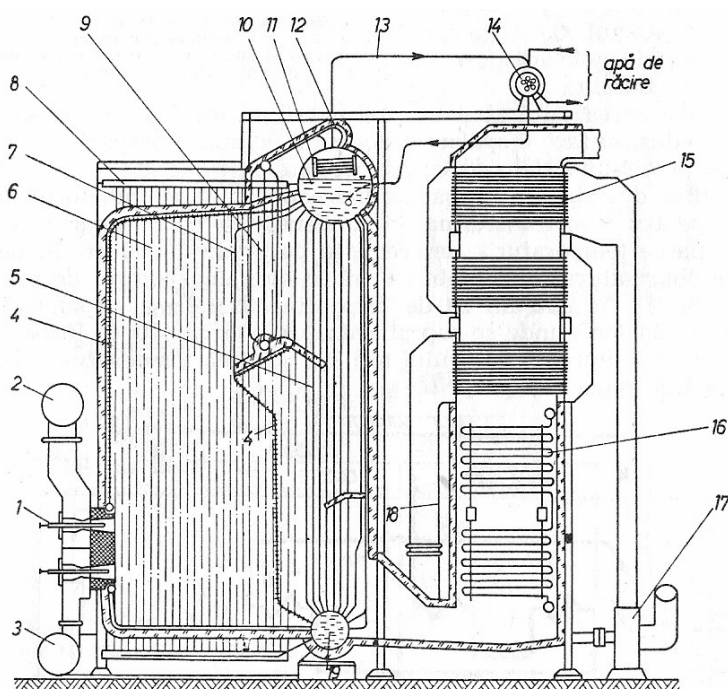
$$\Delta p = (\rho_{desc} - \rho_{asc})gh \quad (9.3)$$

## *Echipamente și instalații termice I – notițe de curs*

Diferența de densitate se reduce odată cu creșterea presiunii, din această cauză presiunea maximă până la care se pot folosi cazanele cu circulație naturală fiind de 165 bar, însă în majoritatea construcțiilor se limitează folosirea lor la 140 bar.

În acest caz, după ce străbate economizorul, apa este introdusă în tambur – punctul de separație dintre faza lichidă, respectiv gazoasă. Din tambur, apa saturată este dirijată către vaporizator prin intermediul unor țevi descendente amplasate în exteriorul canalelor gazelor de ardere. Vaporizatorul constă din țevi ascendente situate, spre deosebire de cele descendente, în calea gazelor de ardere, pe pereții focarului. În aceste țevi are loc procesul de fierbere, la tambur fiind returnată o emulsie apă-abur. Vaporii saturați astfel formați sunt colectați pe la partea superioară a tamburului, fiind direcționați către supraîncălzitor.

Prezența tamburului și a colectoarelor ecranelor sistemului de vaporizare permite efectuarea purjării în punctele de concentrare maximă a salinității apei și deci corectarea bilanțului sărurilor din apă.



**Figura 9.1.** Generator de abur cu circulație naturală

1 – arzătoare; 2, 3 – colectoare de aer; 4 – pereți membrană anterior și posterior; 5 – fascicul convectiv; 6 – pereți membrană laterali; 7 – feson; 8 – colector; 9 – supraîncălzitor; 10 – tambur superior; 11 – instalație interioară de separare; 12, 13 – conducte de abur saturat; 14 – schimbător de căldură; 15 – preîncălzitor de aer cald; 16 – economizor; 17 – ventilator de aer; 18 – conductă aer cald; 19 – tambur inferior

Viteza de circulație a apei în țevile suprafețelor de vaporizare este redusă și aceasta conduce la diametre de țevi care depășesc în general 30 mm în interior.

Consecință: coeficienții de schimb de căldură au valori limitate și greutatea sistemului fierbător al cazanului este mai mare decât la alte tipuri.

## *Echipamente și instalații termice I – notițe de curs*

Cazanele cu circulație naturală au un volum mare de apă și deci au inerție termică importantă. Din această cauză:

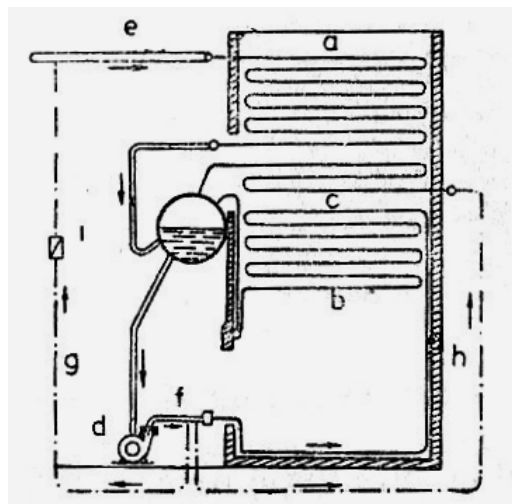
- ✓ consumul de căldură la pornire este mare iar încălzirea se face mai încet, fiind limitată de diferențele de temperatură admise între diferitele puncte în materialul tamburului;
- ✓ constantele de timp ale fenomenelor tranzitorii sunt mari și deci este posibilă o reglare ușoară;
- ✓ cazanele permit salturi mari de producție, fără să apară căderi mari de presiune.

La sarcini parțiale temperatura focarului scade, procentul de abur în țevile de vaporizare se reduce și circulația apei se îngreunează, cu pericol de stagnare. Din această cauză debitul minim de funcționare al cazanului este limitat la  $(0,4 \div 0,5)$  din cel maxim.

Cazanele cu circulație naturală au o răspândire largă în centralele electrice actuale, cu presiuni de 140 bar. Ele sunt preferate în special pentru unitățile de termoficare.

### **Cazane cu circulație forțată multiplă (La Mont)**

Cazanele cu circulație forțată multiplă, păstrează caracteristicile tehnice ale cazanelor cu circulație naturală în privința volumului mare de apă, a sistemului de circulație și a posibilității de purjare, dar intensifică schimbul de căldură din țevi datorită activării circulației apei în sistemul fierbător cu ajutorul unor pompe.



**Figura 9.2.** Schema de principiu a generatorului de abur La Mont

*a – economizor; b – vaporizator; c – supraîncălzitor; d – pompa de circulație; e – conducta de alimentare; f – conducta de refulare a pompei; g – conducta de recirculare; h – conducta de umplere cu apă a supraîncălzitorului la pornire; I – clapetă de reținere*

Pompele asigură un debit de circulație de aproximativ cinci ori mai mare decât debitul apei de alimentare. Pompele funcționează la temperatura de saturație din tambur, au o înălțime redusă de refulare, din care cauză sunt monoetajate realizându-se, de regulă, complet integrate în sistemul de

### ***Echipamente și instalații termice I – notițe de curs***

țevi de circulație. Cazanele dispun de mai multe asemenea pompe, lucrând în paralel (în mod obișnuit 4 ÷ 8 pompe).

Țevile fierbătoare au diametre mai reduse și grosimi de pereți mai mici decât la cazanele cu circulație naturală, motiv pentru care greutatea totală a cazanului este mai mică, dar se accentuează pericolul spargerii țevilor datorită coroziunii.

Cazanele cu circulație forțată multiplă se realizează până la presiuni de 180 bar din motive constructive ale tamburului și pentru capacități de peste 480 kg/s (1700 t/h).

### **Cazane cu circulație forțată unică (Benson, Ramzin)**

Cazanele cu circulație forțată unică formează din punct de vedere funcțional o categorie aparte de generatoare de abur. În aceste cazane apa împinsă de pompa de alimentare parcurge fascicolul de țevi o singură dată. Vaporizarea apei, uscarea aburului și supraîncălzirea se face de-a lungul țevilor pe care apa le străbate. Spre deosebire de cazurile anterioare, generatorul cu circulație forțată unică nu dispune de un singur punct fix de schimbare de fază. Acesta se deplasează în lungul suprafeței de transfer de căldură a generatorului, funcție de sarcină. Cazanele poartă denumirea de Benson (Germania), respectiv Ramzin (Rusia).

#### **Figura 9.3. Schema de principiu a circuitului de apă-abur a generatorului de abur Benson-MAN**

*1 – economizor; 2 – țevi susținere; 3 – supraîncălzitor convectiv; 4 – supraîncălzitor intermediar; supraîncălzitor de plafon; 6 – țevi colectoare; 7 – supraîncălzitor intermediar; 8 – supraîncălzitor final convectiv; 9 – supraîncălzitor de radiație; 10 – supraîncălzitor semiradiant; 11 – schimbător de căldură biflux; 12 – conductă; 13 – supraîncălzitor de radiație; 14 – canal prelevare gaze arse; 15 – injector; 16 – vaporizator de radiație; 17 – fante arzători praf; 18, 19 – vaporizator de radiație; 20 – separator de picături; 21 – injecție apă.*

Ecranele de țevi alcătuiesc meandre pe pereții focarului la cazanul Benson, și se desfășoară sub forma unor spirale paralele la cazanul Ramzin. Pentru a avea o bună stabilitate de curgere și în



### ***Echipamente și instalații termice I – notițe de curs***

același timp coeficienți maximi de schimb de căldură, secțiunea de curgere a țevilor este dimensionată pentru viteze mari de apă (  $2,5 \div 4$  m/s).

Volumul de apă din aceste cazane este mic iar greutatea sistemului de țevi este redusă în raport cu cea de la cazanele cu circulație multiplă. Din această cauză, la variații rapide de sarcină au loc variații importante de presiune.

Cazanele Benson și Ramzin se construiesc pentru presiuni ridicate ale aburului, și reprezintă soluția tehnică pentru instalațiile supracritice cu debite foarte mari ( $p_1 > p_{cr}$ ).

#### ***Observație:***

- ☞ Siguranța în funcționare a acestor cazane depinde în mod esențial de perfecționarea tratării apei.

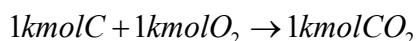
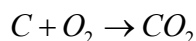
## CURS 10

### GENERATOARE DE ABUR - continuare

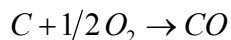
#### 10.1. CALCULUL ARDERII ȘI PRODUSELOR ARDERII

Așa cum s-a precizat, în focarele generatoarelor de abur arde un amestec de combustibili, combustibilul primar reprezentat în marea majoritate a cazurilor de combustibilul solid (cărbonele) și combustibilul de suport, pentru stabilizarea arderii – păcura sau gazele naturale. Toți acești combustibili sunt caracterizați de compoziția inițială a lor. Pentru scrierea ecuației stoichiometrice este nevoie să se cunoască masele molare ale tuturor componentelor. Reacțiile de ardere ale elementelor unui combustibil sunt:

- reacția de ardere completă a carbonului:



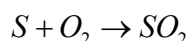
- reacția de ardere incompletă a carbonului:



- reacția de ardere completă a hidrogenului:



- reacția de ardere completă a sulfului:



Având la bază compoziția elementară a cărbunelui se determină compoziția fizico-chimică a acestuia, respectiv compoziția la stare inițială, și anume:

- se determină cenușa la stare inițială:

$$A_i = A_{anh} \cdot \frac{100 - W_{ii}}{100} \quad (10.1)$$

- se calculează coeficientul de transformare:

$$k = \frac{100 - W_{ii} - A_i}{100} \quad (10.2)$$

cu ajutorul căruia se determină compoziția inițială a combustibilului solid

Relațiile sunt de forma:

$$X_i = kX_{mc} \quad (10.3)$$

$$C^i = kC_{mc} \Rightarrow C^i = [\%]$$

### ***Echipeamente și instalații termice I – notițe de curs***

$$H^i = kH_{mc} \Rightarrow H^i = [\%]$$

$$N^i = kN_{mc} \Rightarrow N^i = [\%]$$

$$O^i = kO_{mc} \Rightarrow O^i = [\%]$$

$$S^i = kS_{mc} \Rightarrow S^i = [\%]$$

$$W_t^i = W_t^i \Rightarrow W_t^i = [\%]$$

unde:

$X^i$  = participarea procentuală a elementului respectiv în compoziția cărbunelui raportat la starea inițială;

$k$  = coeficient de transformare;

$X_{mc}$  = participarea procentuală a elementului respectiv în compoziția elementară cărbunelui;

Calculul arderii se continuă cu stabilirea compoziției amestecului de combustibil care arde în focar. Cunoscându-se participarea combustibilului de suport, fie păcura,  $q_p$  [%], se determină imediat participarea cărbunelui în procesul de ardere.

Se calculează participațiile masice ale cărbunelui, respectiv păcurii ( $m_c$ ,  $m_p$ ):

$$m_c = \frac{1}{1 + q_p \cdot \frac{H_{ic}}{H_{ip}}} \quad (10.4)$$

$$m_p = \frac{1}{1 + q_c \cdot \frac{H_{ip}}{H_{ic}}} \quad (10.5)$$

Amestecul celor doi combustibili, cărbune - păcură, va avea compoziția formată din:

$$X = m_c X^i + m_p X^p \quad (10.6)$$

$$C = m_c C^i + m_p C^p$$

$$H = m_c H^i + m_p H^p$$

$$N = m_c N^i + m_p N^p$$

$$O = m_c O^i + m_p O^p$$

$$S = m_c S^i + m_p S^p$$

$$A = m_c A^i + m_p A^p$$

$$W_t = m_c W_t^i + m_p W_t^p$$

unde:

$X_i$  = participarea procentuală a elementului în compoziția cărbunelui raportat la starea inițială

$X^p$  = participarea procentuală a elementului în compoziția păcurii

După determinarea compoziției amestecului urmează calculul arderii și produselor arderii.

### ***Echipamente și instalații termice I – notițe de curs***

Se presupune că se arde 1kg de combustibil, a cărui compoziție este dată de:

$$C+H+S+O+N+W_t+A=1 \quad (10.7)$$

Cantitatea de O minim necesar arderii este data de relația:

$$O_{\min} = \frac{22,41}{12} \cdot \left[ C + 3 \cdot \left( H - \frac{O - S}{8} \right) \right] \text{ [Nm}^3\text{/kg]} \quad (10.8)$$

Cantitatea de aer minim necesar arderii este data de relația:

$$L_{\min} = \frac{O_{\min}}{0,21} \quad (10.9)$$

Volumul teoretic de aer uscat necesar pentru arderea completă a unității de combustibil solid sau lichid, (Nm<sup>3</sup>/kg comb)

$$V_a^0 = \frac{1}{0,21} \left( 1,867 \frac{C}{100} + 5,6 \frac{H}{100} + 0,7 \frac{S_c}{100} - 0,7 \frac{O}{100} \right) \quad (10.10)$$

Volumul teoretic de aer umed necesar pentru arderea completă a unității de combustibil solid sau lichid, (Nm<sup>3</sup>/kg comb)

$$V_{aum}^0 = 1,0161 V_a^0 \quad (10.11)$$

Volumul de dioxid de carbon rezultat în urma arderii

$$V_{CO_2} = \frac{22,41}{12} C + \frac{22,41}{32} O \quad (10.12)$$

Volumul de dioxid de sulf rezultat în urma arderii

$$V_{SO_2} = \frac{22,41}{12} O + 0,7 S \quad (10.13)$$

Volumul teoretic al gazelor triatomice (CO<sub>2</sub> + SO<sub>2</sub>), (Nm<sup>3</sup>/kg comb)

$$V_{RO_2}^0 = V_{CO_2}^0 + V_{SO_2}^0 \quad (10.14)$$

Volumul teoretic al gazelor biatomice –azot (N<sub>2</sub>), (Nm<sup>3</sup>/kg comb)

$$V_{N_2}^0 = 0,79 V_a^0 + 0,8 \frac{N}{100} \quad (10.15)$$

Volumul teoretic al vaporilor de apă (H<sub>2</sub>O), (Nm<sup>3</sup>/kg comb)

$$V_{H_2O}^0 = 0,112 H + 0,01244 W_t + 0,00161 \cdot x \cdot V_a^0 \quad (10.16)$$

Volumul teoretic al gazelor de ardere uscate, (Nm<sup>3</sup>/kg comb)

$$V_{gu}^0 = V_{RO_2}^0 + V_{N_2}^0 \quad (10.17)$$

### **Echipamente și instalații termice I – notițe de curs**

Volumul teoretic al gazelor de ardere, (Nm<sup>3</sup>/kg comb)

$$V_{ga}^0 = V_{gu}^0 + V_{H_2O}^0 \quad (10.18)$$

Volumul real al gazelor de ardere, (Nm<sup>3</sup>/kg comb)

$$V_{ga} = V_{ga}^0 + (\lambda - 1)V_{aum}^0 \quad (10.19)$$

Debitul real al gazelor de ardere, (Nm<sup>3</sup>/s)

$$D_{gN} = D_{ech} \cdot V_{ga}^0 \quad (10.20)$$

Se calculează produsele arderii pentru un coeficient al excesului de aer maxim 1,7 cu un pas de 0,1.

#### **Calculul entalpiei aerului și gazelor de ardere**

Entalpia volumului minim al gazelor de ardere se calculează cu relația:

$$(I_{vgt}) = V_{RO_2}(I_{RO_2})_t + V_{N_2}(I_{N_2})_t + V_{H_2O}(I_{H_2O})_t + X_a A(I_{cen})_t \quad [kJ/kg] \quad (10.21)$$

unde :  $X_a$  = partea de cenușă antrenată de gazele de ardere

$$X_a = 0,95 \text{ sau } X_a = 95 \text{ [\%]}$$

Relația este valabilă dacă se arde cărbune pentru care :

$$4181,6 X_a A / H_i > 6 \quad (10.22)$$

Dacă nu se îndeplinește această condiție, termenul  $X_a A(I_{cen})_t$  nu se mai ia în calcul.

Entalpia volumului real al gazelor de ardere se calculează cu relația:

$$(I_{vgt})_{t,\lambda} = (I_{vgt})_t + (\lambda - 1)L_{min}(I_{aer})_t \quad (10.23)$$

Rezultatele sunt trecute în tabelul 10.1:

**Tabelul 10.1. Valorile entalpiei gazelor de ardere**

t \ λ	1	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7
200								
400								
600								
800								
1000								
1200								
1400								
1600								
1800								
2000								
2200								

## 10.2. ANALIZA ENERGETICĂ A GENERATORULUI DE ABUR

### ↳ Bilanțul termic

În vederea efectuării unui bilanț termic trebuie fixată o suprafață de referință în raport cu care sunt definite fluxurile termice componente ale acestui bilanț. Pentru generatoarele de abur, drept suprafață de referință poate fi aleasă suprafața exterioară a canalelor de gaze de ardere în care sunt dispuse circuitul apă-abur și preîncălzitorul de aer.

Relația generală prin care se exprimă bilanțul termic al unui generator de abur este:

$$Q_i = Q_{\text{abur}} + Q_p \quad [\text{kW}] \quad (10.24)$$

cu  $Q_i$  - puterea termică intrată în suprafața de referință, kW;

$Q_{\text{abur}}$  - puterea termică corespunzătoare aburului produs de generator, kW;

$Q_p$  - puterea termică pierdută sub diferite forme în mediul ambiant, kW.

Puterea termică intrată în generator se calculează cu relația:

$$Q_i = Q_c + Q_{\text{apa}} + Q_{\text{inj}} + Q_{\text{aer}} \quad [\text{kW}] \quad (10.25)$$

cu:  $Q_c$  - puterea termică introdusă odată cu combustibilul;

$Q_{\text{apă}}$  - puterea termică a apei de alimentare la intrarea în generatorul de abur;

$Q_{\text{inj}}$  - puterea termică corespunzătoare aburului injectat în generator în diverse scopuri tehnologice;

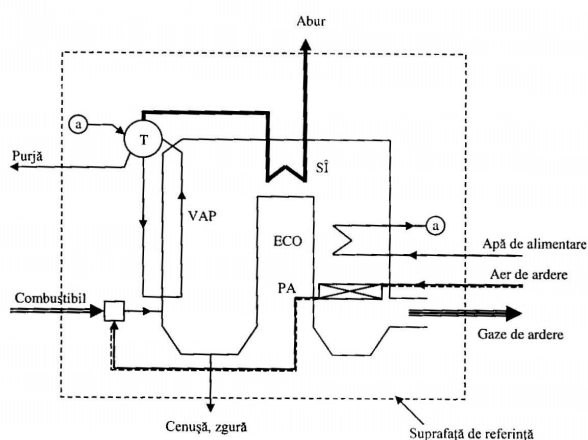
$Q_{\text{aer}}$  - puterea termică corespunzătoare aerului de ardere

Puterea termică corespunzătoare combustibilului este:

$$Q_c = BQ_i^j + BI_c \quad [\text{kW}] \quad (10.26)$$

cu B debitul de combustibil introdus în focar, kg/s;

$I_c$  - entalpia sensibilă a combustibilului, kJ/kg.



**Figura 10.1.** Schema de bilanț termic pentru un generator de abur

T - tambur; Eco - economizor; VAP - vaporizator;  
SI - supraîncălzitor; PA - preîncălzitor de aer

### ↳ Randamentul generatorului de abur

## **Echipamente și instalații termice I – notițe de curs**

**Randamentul pe cale directă** ( $\eta_d$ ) se definește ca raportul dintre puterea termică utilă, respectiv puterea termică consumată de generatorul de abur:

$$\eta_d = \frac{Q_{aa} - (Bh_c + Q_{aer})}{BQ_i} \cdot 100 \quad [\%] \quad (10.27)$$

unde  $Q_{aa}$  este puterea termică preluată în generator de către agentul apă-abur.

Determinarea randamentului pe cale directă se aplică pentru cazanele aflate în faza de operare și este condiționată de măsurarea cu mare precizie a unor elemente cum ar fi debitele de apă, abur și combustibil. De multe ori măsurarea debitului de combustibil are un grad ridicat de imprecizie, în acest caz preferându-se metoda indirectă de determinare a randamentului.

**Randamentul pe cale indirectă** ( $\eta_i$ ) are la bază relația de bilanț termic scrisă sub forma:

$$\eta_i = \frac{Q_{abur} - Q_{apa}}{Q_d} \cdot 100 = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6) \quad (10.28)$$

evidențiindu-se pierderile specifice de căldură.

Spre deosebire de cazul anterior, expresia randamentului pe cale indirectă poate fi aplicată atât în faza de operare cât și în cea de proiectare a unui generator de abur.

În relația 10.28:

$q_2$  – pierderea procentuală de căldură cu gazele de ardere evacuate

$$q_2 = \frac{(I_{Vgt})_{tc,\lambda c} - (I_a)_{tc,\lambda c}}{H_i} (100 - q_4) \quad (10.29)$$

unde:

$I_a$  - entalpia aerului rece, kJ/kg;

Se alege:

$t_c=150$  grad C

$(I_a)_{tc,\lambda c}=(I_a)_{ta} \cdot \lambda_c \cdot L_{min}$ ;  $(I_a)_{ta}=(I_a)_{10^\circ C}=11,718$  [kJ/kg]

$q_3$  - pierderea procentuală de căldură prin ardere chimic incompletă, %; ea depinde de combustibil și modul lui de ardere. Pentru arderea combustibilului sărac se consideră  $q_3=0$ ;

$q_4$  - pierderea procentuală de căldură prin ardere mecanic incompletă, %; ea depinde de combustibil și modul lui de ardere; se adoptă  $q_4=0,5$  %;

$q_5$  - pierderea procentuală de căldură prin radiație și convecție în mediul exterior prin pereții cazanului; ea depinde de debitul generatorului de abur și pentru valoarea nominală a acestuia  $q_5=1,3$  %; la sarcini parțiale aceste pierderi cresc și se calculează cu expresia:

$$q_{5D} = \frac{q_5 D_n}{D} \quad [\%] \quad (10.30)$$

Pierderile în exterior ale sistemului de pregătire a prafului sunt neînsemnate și se pot considera egale cu căldura dezvoltată în procesul de măcinare a combustibilului solid.

### ***Echipamente și instalații termice I – notițe de curs***

$q_6$  - pierderea procentuală de căldură cu reziduurile solide sau lichide îndepărtate din pâlnia focarului se calculează cu expresia proprie arderii combustibililor solizi:

$$q_6 = \frac{(1 - x_A)I_{cen}}{H_i} 100 \quad [\%] \quad (10.31)$$

unde:

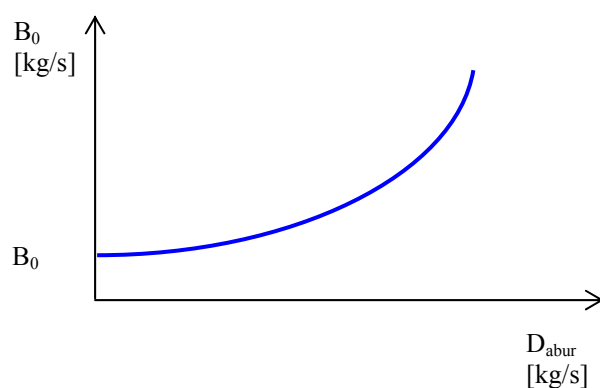
$x_A$  – fracția de cenușă antrenată, dată de literatura de specialitate,  $x_A=0,95$ ;

$c_a$  – căldura specifică a cenușii, kJ/kg K;

$t_a$  – temperatura cenușii la ieșirea din sistem, °C;

#### **↳ Caracteristica energetică a generatorului de abur**

Reprezintă relația de dependență dintre consumul de combustibil, respectiv producția de abur. Se observă existența unui consum de combustibil de mers în gol ( $B_0$ ) pentru care producția de abur este nulă. Acest consum este necesar pentru acoperirea pierderilor de putere termică care nu depind de producția de abur a generatorului.



**Figura 10.2.** Caracteristica energetică a generatorului de abur

Analitic, caracteristica energetică este dată de expresia:

$$B = B_0 + bD_{abur} \quad [\text{kg/s}] \quad (10.32)$$

unde:  $B$  – consumul de combustibil al generatorului;

$B_0$  – consumul de mers în gol;

$b$  – coeficient a cărei valoare depinde de sarcina generatorului;

$D_{abur}$  – producția de abur a cazanului.

Reprezentarea grafică din figura de mai sus caracterizează un anumit generator de abur pentru o serie de condiții date: calitate combustibil, parametrii aer de ardere, parametrii apă de alimentare. În momentul în care aceste condiții inițiale se schimbă, va rezulta implicit o modificare a formei curbei ce descrie caracteristica energetică a generatorului de abur.



## CURS 11

### TURBINE CU ABUR

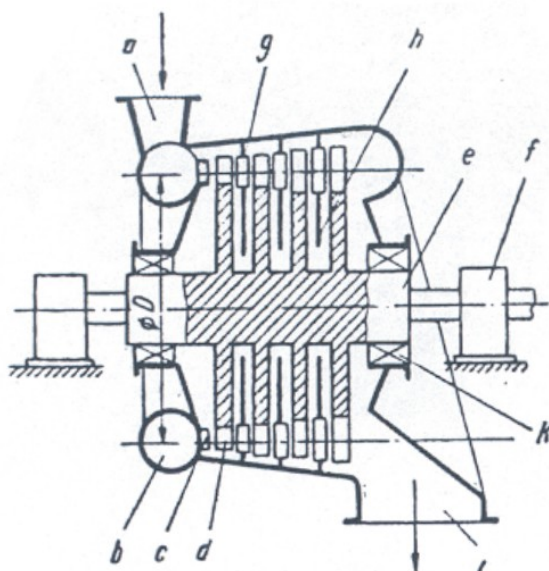
#### 11.1. DESCRIEREA ȘI FUNCȚIONAREA TURBINELOR CU ABUR

Turbina cu abur este o mașină de forță, care transformă energia acumulată în aburul produs de un generator de abur în energie mecanică.

Generatorul de abur poate fi un cazan, un reactor nuclear, un schimbător de căldură sau un simplu vaporizator și nu face parte din instalația turbinei cu abur.

Pentru a obține energie mecanică, în cazul turbinelor cu abur se transformă întâi energia acumulată în abur în energie cinetică prin destinderea aburului într-un număr oarecare de ajutaje sau palete, iar apoi această energie cinetică se transformă în energie stereomecanică cu ajutorul unor palete ce execută o mișcare de rotație în jurul unui ax.

Ansamblul ajutajelor sau al rețelelor de palete, care servesc la transformarea energiei potențiale a aburului în energie cinetică, împreună cu toate organele de fixare, susținere și asamblare formează statorul turbinei, în timp ce ansamblul paletelor solidare cu arborele, împreună cu toate piesele care execută mișcarea de rotație în jurul axului turbinei, formează rotorul turbinei. În figura 1 se prezintă schematic o secțiune longitudinală printr-o turbină cu abur.



*Figura 11.1. Turbină multietajată cu acțiune*

Aburul intră în turbină prin racordul „a” repartizându-se prin canalul inelar „b” la unul sau mai multe ajutaje, situate pe periferia unui sector circular „c”.

### *Echipamente și instalații termice I – notițe de curs*

Interiorul carcasei este împărțit în mai multe compartimente de presiuni diferite prin niște pereți „h” perpendiculari pe ax, care poartă numele de *diafragme*.

În aceste diafragme sunt fixate pe un cerc de diametru  $D$  concentric cu axa de rotație, ajutajele „g”. În timpul trecerii prin aceste ajutaje aburul se destinde mărindu-și considerabil viteza, fiind dirijat apoi între paletetele „d”, fixate pe periferia câte unui disc al rotorului „e”.

Trecând printre paletetele rotorului, aburul exercită asupra lor o forță care pune rotorul în mișcare. Lucrul mecanic cedat de abur paletetelor se face consumând din energia cinetică și eventual și din energia potențială a aburului.

Ansamblul format dintr-o diafragmă și discul paletat al rotorului care îi urmează în sensul curgerii aburului, formează o *treaptă* a turbinei. Pentru identificare, fiecare treaptă poartă câte un număr, numerotarea făcându-se în ordinea numerelor crescătoare în sensul curgerii aburului. Diafragma primei trepte de cele mai multe ori lipsește, ajutajele corespunzătoare fiind fixate în carcasă, ca în figura 11.1.

Aburul care a părăsit ultima treaptă a turbinei este evacuat din turbină prin racordul „i”.

Etanșarea dintre diafragmă și rotor în dreptul orificiului de trecere a arborelui prin diafragmă se realizează cu ajutorul unei *etanșări cu labirinți*, care constă din niște șicane puse în calea aburului, cunoscute și sub numele de *etanșări intermediare*.

Etanșarea locurilor de trecere a arborelui prin carcasa turbinei se realizează cu ajutorul unor etanșări „k”, numite *etanșări exterioare*. Aceste etanșări se execută, de asemenea, cel mai adesea, sub formă de labirint. Etanșarea exterioară cu labirint de lângă prima treaptă a turbinei se numește *labirint de înaltă presiune*, iar cea de lângă ultima treaptă a turbinei se numește *labirint de joasă presiune*.

Rotorul turbinei este susținut, de obicei, de două lagăre radiale „f” numite după poziția lor față de partea de înaltă presiune, respectiv de joasă presiune, *lagăr radial Înaltă Presiune*, respectiv *lagăr radial Joasă Presiune*. Poziția axială a rotorului este menținută cu ajutorul unui *lagăr axial*.

Pe lângă elementele componente amintite, turbinele cu abur sunt prevăzute de obicei și cu un sistem de reglaj, al cărui scop este acela de a adapta regimul de funcționare al turbinei (puterea, turația, debitul) la condițiile impuse mașinii antrenate, sau turbinei însăși.

De asemenea, turbinele cu abur se prevăd cu aparate și instrumente de măsurare și semnalizare și cu unele instalații auxiliare, care servesc pentru ungerea și răcirea lagărelor, pentru condensarea aburului evacuat, pentru preîncălzirea apei de alimentare a cazanului, sau altele.

## **11.2. CLASIFICAREA TURBINELOR CU ABUR**

Clasificarea turbinelor cu abur poate fi făcută din mai multe puncte de vedere și anume:

## ***Echipamente și instalații termice I – notițe de curs***

1) ***După principiul termodinamic de funcționare*** se deosebesc: turbine cu acțiune, turbine cu reacțiune și turbine combinate.

Prin *turbină cu acțiune* se înțelege acea turbină, la care toată căderea de entalpie a aburului, disponibilă pe turbină este transformată în energie cinetică numai între ajutajele statorice, paletel rotorului având numai rolul de a transforma energia cinetică în energie stereomecanică.

Forța tangențială, care dă naștere cuplului motor, se obține prin devierea debitului de abur de către paletel rotorului.

La *turbinele cu reacțiune* căderea de entalpie a aburului are loc numai parțial între paletel statorului numite și *palette directoare*, restul căderii de entalpie având loc între paletel rotorului.

Paletel rotorului au deci nu numai rolul de a devia curentul de abur care iese din rețeaua de palette fixe, ci și acela de a-l accelera, prin destinderea ce are loc între aceste palette.

Forța tangențială care dă naștere cuplului motor la aceste turbine este rezultanta dintre forța activă produsă prin devierea curentului de abur și forța reactivă datorită accelerării curentului de abur.

*Turbinele combinate* sunt turbine multietajate ale căror trepte de înaltă presiune sunt formate din trepte cu acțiune, iar treptel de joasă presiune constau din trepte cu reacțiune.

Un caz particular al turbinelor combinate îl formează turbinele cu reacțiune, care au numai prima treaptă a turbinei, numită treaptă de reglare, formată dintr-o treaptă cu acțiune denumită roata Curtis care prelucrează până la 30% din puterea turbinei.

2) ***După modul în care se realizează transformările energetice în turbină***, se deosebesc: turbine unietajate, cvasietajate și multietajate.

În *turbinele unietajate* căderea de entalpie este utilizată într-un singur etaj. Se execută aproape întotdeauna ca turbina axială cu acțiune, caz în care este denumită și *turbină Laval*.

*Turbinele cvasietajate* numite și *turbine Curtis*, sau *turbine cu trepte de viteză*, sunt turbine cu acțiune, în care căderea de entalpie disponibilă este transformată în energie cinetică într-o singură coroană de ajutaje (ca la turbina unietajată), dar energia cinetică este transformată în energie stereomecanică în mod treptat, în două sau trei coroane de palette fixate pe rotor.

În *turbinele multietajate* numite și *turbine cu trepte de presiune*, căderea de entalpie a aburului este utilizată în mai multe trepte dispuse în serie. Se execută fie ca turbine cu acțiune, fie ca turbine cu reacțiune.

În comparație cu turbinele unietajate și cu cele cvasietajate, *turbinele multietajate* prelucrează căderi de entalpie mai mari și cu pierderi mai mici de energie, respectiv cu randamente mai bune.

3) ***După direcția debitului de abur*** se deosebesc: turbine axiale, turbine radiale și turbine radial-axial.

## ***Echipamente și instalații termice I – notițe de curs***

Prin *turbinele axiale* se înțeleg acele turbine la care liniile de curgere a aburului sunt situate pe o suprafață de revoluție având axa geometrică situată în axa de rotație a turbinei.

Turbinele axiale pot fi de tipul cu acțiune sau reacțiune, unietajate, cvasietajate sau multietajate. Turbinele axiale multietajate cu acțiune sunt denumite uneori și *turbine Rateau*, iar turbinele axiale multietajate cu reacțiune sunt denumite uneori *turbine Parsons*.

Prin *turbine radiale* se înțeleg acele turbine la care liniile de curgere a aburului se găsesc în plane perpendiculare pe axa de rotație a turbinei. Curgerea poate fi centripetă sau centrifugă. Turbinele radiale pot fi cu acțiune sau reacțiune, uni- sau multietajate.

Prin *turbine radial-axiale* se înțeleg acele turbine a căror parte de Înaltă Presiune se execută cu trepte radiale, iar partea de Joasă Presiune cu trepte axiale, ceea ce permite mărirea puterii maxime a turbinelor.

**4) După mărirea presiunii finale a turbinei**, se deosebesc: turbine cu condensare, turbine cu emisie în atmosferă și turbine cu contrapresiune.

*Turbinele cu condensare* sunt denumite acele turbine la care destinderea aburului se face până la o presiune inferioară presiunii atmosferice, evacuarea aburului făcându-se într-un așa numit *condensator*, în care vaporul se formează prin condensarea aburului.

*Turbinele cu emisie în atmosferă* sunt acele turbine în care aburul se destinde numai până la o presiune cu puțin mai mare decât cea atmosferică, aburul fiind evacuat direct în atmosferă.

*Prin turbine cu contrapresiune* se înțeleg acele turbine, la care aburul este evacuat din turbină la o presiune superioară presiunii atmosferice, în vederea utilizării lui în alte scopuri.

**5) După existența prizelor de prelevare a aburului ce străbate turbina**, se deosebesc: turbine fără prelevare și turbine cu prelevare de abur.

Prin *turbine fără prelevare* se înțeleg acele turbine cu abur, la care întreaga cantitate de abur ce intră în turbină străbate toate treptele turbinei. Turbinele fără prelevare pot fi cu condensare sau cu contrapresiune.

*Turbinele cu prelevare* sunt acele turbine la care o parte din debitul de abur ce intră în turbină este extras printr-una sau mai multe prize situate între câte două etaje intermediare ale turbinei.

Aburul prelevat de la prizele turbinei este utilizat fie pentru preîncălzirea apei de alimentare a cazanelor, fie pentru termoficare.

Aceste turbine pot fi cu una, două sau mai multe prize de prelevare a aburului. Prizele fixe se folosesc pentru carnotizarea ciclului Rankine, deci pentru aburul necesar preîncălzitoarelor de înaltă și joasă presiune.

**6) După natura surselor de alimentare cu abur** se deosebesc: turbine cu abur viu (proaspăt), cu abur acumulat, cu abur de emisie și turbine cu dublă alimentare.

## ***Echipamente și instalații termice I – notițe de curs***

*Turbinele cu abur viu* primesc aburul direct de la generatorul principal cu abur al instalației.

*Turbinele cu abur acumulat* sunt acționate de aburul dat de un acumulator de abur.

*Turbinele cu abur de emisiune* funcționează cu aburul evacuat de la o mașină cu piston, presă sau ciocan cu abur. Turbina cu abur de emisiune, cuplată cu o mașină cu piston, se utilizează uneori ca turbină navală.

*Turbinele cu dublă alimentare* sunt alimentate atât cu abur viu provenit de la generatorul principal de abur al instalației, cât și cu abur de emisiune, sau abur acumulat.

**7) După felul aburului utilizat**, se deosebesc: turbine cu abur supraîncălzit și turbine cu abur saturat.

*Turbinele cu abur supraîncălzit* se folosesc în marea majoritate a CTE, în unele CNE și în centralele de forță.

*Turbinele cu abur saturat* se folosesc de obicei în CNE.

### **11.3. MĂRIMI NORMALIZATE ÎN DOMENIUL TURBINELOR CU ABUR. NOTAREA SIMBOLICĂ A TURBINELOR**

Normele Comisiei Electrotehnice Internaționale (CEI) recomandă următoarele valori pentru parametrii turbinelor cu abur:

a) **Parametrii aburului la intrarea în turbină** ( $p_0$  și  $t_0$ ) :

✓ la instalații fără supraîncălzire intermediară:  $p_0=33,3$  bar,  $t_0=435$  °C;  $p_0=41$  bar,  $t_0=455$  °C;  $p_0=63$  bar,  $t_0=485$  °C;  $p_0=86$  bar,  $t_0=535$  °C;

✓ la instalații cu supraîncălzire intermediară: presiunea 103; 123; 137 sau 162 bar, cu temperatura 535 sau 565 °C; presiunea la supraîncălzirea intermediară se alege 20-30% din presiunea aburului viu; pierderea de presiune la supraîncălzirea intermediară se admite între 8-12,5%.

b) **Presiunea la evacuare**,  $p_c$ : 0,035 bar sau 0,065 bar.

c) **Puterea turboagregatului** măsurată la bornele generatorului - se recomandă o scară principală de puteri constituită aproximativ dintr-o progresie geometrică cu baza 10 MW și rația 1,6 și o scară secundară cu baza 50 MW. Scara completă a puterilor (valorile provenite din scara secundară fiind în paranteză) este următoarea: 10; (12); 16; (20); 25; (32); 40; (50); 64; (80); 100; (125); 160; (200); 250; (320); 400; (500); 640; (800); 1000; (1250); 1600 MW.

Pentru ușoara caracterizare a turbinelor se adoptă o notare simbolică, ce diferă după țară și firmă.

Se alege spre exemplificare notarea românească. Se folosește o notare literară, cuprinzând:

☞ Parametrii aburului la intrare, indicați printr-o literă: A - 34 bar, 435 °C; B - 63 bar, 485 °C; C - 88 bar, 535 °C; D - 127 bar, 535 sau 565 °C; E - 162 bar, 535 °C; F - 182 bar, 535 °C.

### ***Echipamente și instalații termice I – notițe de curs***

- ☞ Numărul de supraîncălziri intermediare, notate cu cifre arabe: 1 sau 2.
- ☞ Tipul turbinei, indicat prin litere: C - condensatie; K - contrapresiune. Pentru turbine cu prize și condensatie nu se trece nici o literă.
- ☞ Parametrii aburului trimis la termoficare, indicat ca valori nominale prin litere (presiunile cresc în ordine alfabetică): L - 1,2...2,5 bar; P - 3...5 bar; R - 6...8 bar; S - 11...13 bar; T - 15...17 bar; U - 18...21 bar. În cazul mai multor presiuni de livrare se trec literele în ordinea descrescătoare a presiunii.
- ☞ Puterea turbinei, în MW.
- ☞ Numărul seriei de fabricație, în cazul unor serii modificate.

### **Exemple:**

**AC 3:** turbină cu abur de 34 bar, 435 °C, cu condensatie, putere 3 MW.

**F1C 330:** turbină cu abur de 182 bar, 535 °C, cu o supraîncălzire intermediară, cu condensatie, putere 330 MW.

**AKP 3:** turbină cu abur de 34 bar, 435 °C, cu contrapresiune la 3 bar, putere 3 MW.

**DSL 50:** turbină cu abur de 127 bar, 565 °C, cu două prize reglabile, la 11...13 bar și 1,2...2,5 bar, putere 50 MW.

**AKSR 6:** turbină cu abur de 34 bar, 435 °C, cu contrapresiune la 6 bar (litera K asociată cu litera R) și priză reglabilă la 11 bar (litera S).

## CURS 12

### TURBINE CU ABUR – continuare

#### 12.1. PROCESUL TERMIC TEORETIC ȘI REAL DIN TURBINĂ

Procesul turbinei cuprinde o singură fază a ciclului Rankine – destinderea. Din cauza curgerii rapide a aburului, procesul este practic adiabatic. Lucrul mecanic produs în turbină este egal cu căderea de entalpie:

$$dl = -di \text{ sau } l = -\int_0^c di = i_0 - i_c = H \text{ sau } h \quad [\text{J/kg}] \quad (12.1)$$

Pentru întregul proces al turbinei, căderea de entalpie va fi notată cu  $H$ , iar pentru o treaptă sau regiune din turbină cu  $h$ .

##### ↳ Procesul teoretic

Procesul teoretic este izentropa  $AB_t$  (figura 12.1). Lucrul teoretic este dat de relația

$$l_t = i_0 - i_{ct} = H_t \quad [\text{J/kg}] \quad (12.2)$$

unde  $H_t$  este *căderea teoretică* (impropriu denumită și cădere adiabatică).

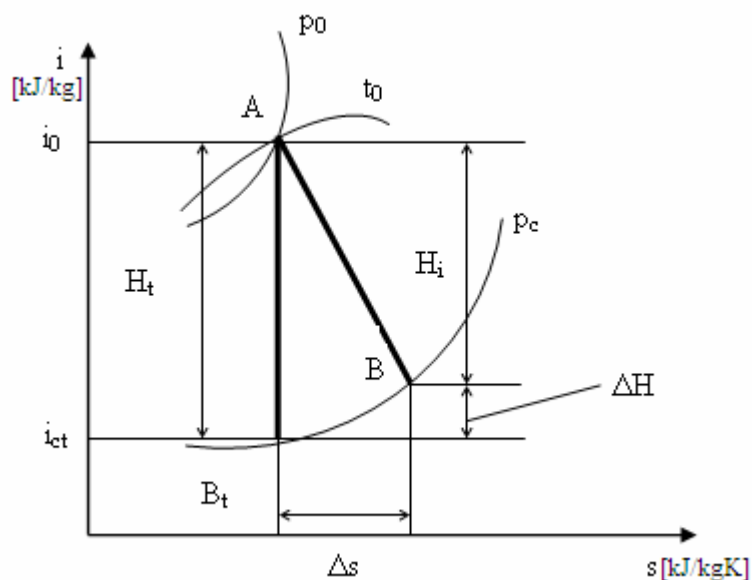


Figura 12.1. Reprezentarea grafică a procesului teoretic și real într-o turbină cu abur

##### ↳ Procesul real

### ***Echipamente și instalații termice I – notițe de curs***

În turbină apar diferite pierderi interne care duc la micșorarea lucrului mecanic produs și la încălzirea aburului. Procesul real este o adiabată ireversibilă, reprezentată aproximativ prin oblica AB. Căderea de entalpie în procesul real se numește *cădere internă*  $H_i = i_0 - i_c$ .

Lucrul mecanic transmis rotorului în procesul real se numește *lucru intern*  $L_i$ . Raportul dintre lucrul intern și lucrul teoretic se numește randament intern sau termodinamic:

$$\eta_i = \frac{L_i}{L_t} \quad (12.3)$$

La o turbină fără prize, fiind același debit în lungul turbinei

$$\eta_i = \frac{H_i}{H_t} \quad (12.4)$$

La turbinele cu prize, în mod convențional se utilizează relația:  $\eta_i = \frac{H_i}{H_t}$ .

*Pierderile interne* sunt date de diferența dintre lucrul teoretic și lucrul intern, având:

$$\Delta H = H_t - H_i = i_c - i_{ct} \quad (12.5)$$

## **12.2. RANDAMENTELE TURBINEI**

Lucrul mecanic efectiv  $L_e$ , adică lucrul mecanic dat la cupla turbinei, este mai mic decât lucrul mecanic intern din cauza pierderilor externe, de natură mecanică: frecări în lagăre, consumul instalațiilor auxiliare (pompă de ulei, sistem de reglare). Raportul dintre lucrul mecanic efectiv și lucrul mecanic intern se numește *randament mecanic*:

$$\eta_m = \frac{L_e}{L_i} \quad (12.6)$$

În studiul turbinelor se folosesc și randamente mai complexe.

*Randamentul efectiv absolut* sau *randamentul total al turbinei* este raportul dintre lucrul efectiv și căldura primită de abur:

$$\eta_{ea} = \frac{L_e}{Q_1} = \frac{L_e}{L_i} \cdot \frac{L_i}{L_t} \cdot \frac{L_t}{Q_1} \quad (12.7)$$

sau

$$\eta_{ea} = \eta_m \eta_i \eta_t = \eta_e \eta_t \quad (12.8)$$

În cazul agregatelor turbină-generator electric, de obicei se măsoară puterea la bornele generatorului electric. În acest caz trebuie considerat și randamentul generatorului electric  $\eta_g$ . Randamentul general al turboagregatului este:

$$\eta_{agregat} = \eta_g \eta_a = \eta_g \eta_m \eta_i \eta_t \quad (12.9)$$



### 12.3. SISTEMUL DE VID

Pătrunderile de aer, în părțile componente ale instalației de turbină aflate sub vid, au loc în special prin neetanșeități ale îmbinărilor legăturilor cu flanșe, armăturilor și presetupelor. Cu fluxul de abur pătrunde în condensator numai o cantitate foarte mică de aer.

Cantitatea de aer care pătrunde în condensator nu depinde de sarcina turbinei. Presiunea de saturație a aburului variază aproximativ liniar cu sarcina turbinei. Din ecuația transferului termic

$$Q = kS \frac{\Delta t_w}{\ln \frac{t_s - t'_w}{t_s - t''_w}} = m_w c_w \Delta t_w \quad (12.10)$$

rezultă temperatura de saturație a aburului:

$$t_s = \frac{t'_w e^{\frac{kS\Delta t_w}{Q}}}{e^{\frac{kS\Delta t_w}{Q}} - 1} \quad (12.11)$$

Cele mai frecvent utilizate aparate pentru aspirația gazelor sunt: ejectoarele cu abur, ejectoarele cu apă, pompele rotative sau cu piston.

Ejectoarele cu abur se folosesc în mod frecvent prezentând avantajul unei fiabilități ridicate, nu prezintă piese în mișcare și se întrețin mai ușor. Presiunea aburului utilizat este cuprinsă între 10 și 16 bar, consumul specific de abur variind între 5 – 10 [kg abur/kg aer aspirat]. Ejectoarele de abur se construiesc în general cu două etaje. Aburul folosit ca mediu de antrenare este condensat după ieșirea sa din ejector într-un mic condensator.

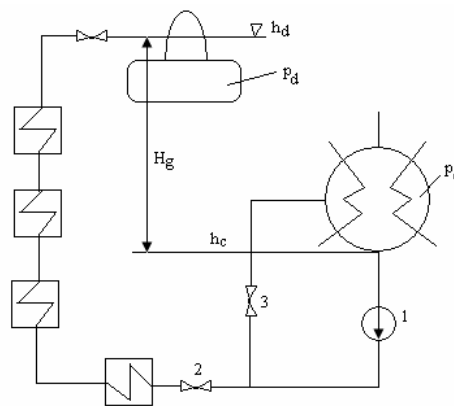
Aburul utilizat de ejectoare se ia de la una din prizele turbinei sau de la conducta de abur proaspăt.

Condensatorul turbinei, răcit cu apă, dispune de două pompe principale: pompa de condensat și pompa de apă de răcire.

Precizare: ambele pompe fac parte din serviciile interne ale centralei.

#### **Pompele de condensat**

Pompa de condensat extrage condensul din condensator și îl refulează în circuitul de preîncălzire până la degazor. Schema de încadrare a pompei de condensat este redată în figura 12.2:



**Figura 12.2.** Schema de încălzire a pompei de condensat principal  
 1 – pompa de condensat; 2 – ventil de reglaj; 3 – ventil de recirculație

Înălțimea totală de refulare a pompei de condensat  $H$ , se determină cu relația:

$$H = H_m + H_g + H_r \text{ [m]} \quad (12.12)$$

unde  $H_m$  este înălțimea de refulare a pompei, m;

$$H_m = \frac{10^5}{\rho \cdot g} (p_d - p_c) \text{ cu } \rho - \text{densitatea apei, kg/m}^3; p_d, p_c - \text{presiunile în degazor și}$$

în condensator, bar;

$H_g$  – înălțimea geodezică dată de diferența nivelelor între degazor și oglinda apei în condensator; este condiționată de funcționarea pompei de alimentare cu valori de 20 – 28 m;

$$H_g = h_d - h_c \text{ [m]}$$

$H_r$  – înălțimea corespunzătoare rezistenței de curgere a apei între condensator și degazor ( $H_r = 20 - 30$  m).

Debitul pompat de pompele de condensat principal va fi:

$$m = m_c + \sum_1^j a_j m_c + b m_c + m_{ej} \quad [\text{kg/s}] \quad (12.13)$$

unde  $m_c$  reprezintă debitul masic de abur ce intră în condensator, kg/s;

$\Sigma a_j$  – debitul relativ de condensat de la prizele de joasă presiune care revine în condensator

$b m_c$  – debitul relativ de apă de adaos, dacă aceasta se introduce în condensator;

$m_{ej}$  – debitul de condensat de la ejectorul de vid, kg/s.

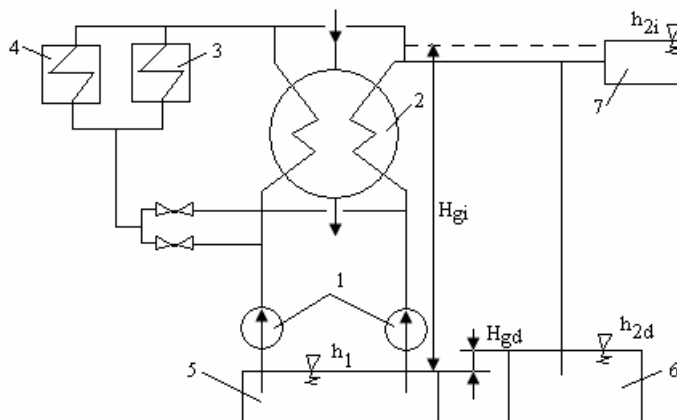
Puterea pompei de condensat este:

$$P = \frac{m_c H}{\rho \cdot \eta_p} \quad (12.14)$$

cu  $\eta_p$  randamentul pompei.

### Pompele de apă de răcire

Pompele de apă de răcire asigură circulația apei de răcire prin condensator, răcitorii de ulei și cei ai generatorului. Încadrarea pompelor de răcire în schema termică este dată în figura 12.3.



**Figura 12.3.** Încadrarea pompelor de răcire în schema termică

În această schemă sunt prevăzute două posibilități de răcire:

- în circuit deschis, când apa rece este preluată de pompele de răcire 1 din căminul de apă rece 5, trecută prin condensatorul 2 și răcitorul de ulei 3, respectiv răcitorul generatorului 4, după care este evacuată în căminul de apă caldă 6. Diferența de nivel între oglinda apei în canalul de apă caldă și rece  $H_{gd}=(h_{3d}-h_1)=0,5 \dots 1$  [m].
- în circuit închis, când apa rece este preluată de pompele de răcire 1 din căminul de apă rece 5, trecută prin condensatorul 2 și răcitorii 3 și 4, după care este adusă în turnurile de răcire la

### ***Echipamente și instalații termice I – notițe de curs***

nivelul de distribuție al apei calde 7. Înălțimea de ridicare a apei în turn, deasupra nivelului apei în canalul de apă rece  $H_{gi}=h_{2i}-h_1=8 \dots 10$  [m].

Înălțimea totală de pompare este foarte redusă iar pompele de răcire sunt în construcție monoetajate, puterea lor fiind însă mai mare decât cea a pompelor de condensat. De obicei se folosesc două pompe, ambele în funcțiune cu un debit jumătate din debitul total de apă de răcire. O a treia pompă de rezervă se întâlnește numai la grupurile din centralele nucleare-electrice.

### **Sistemul de ungere al turbinelor de abur**

Ungerea turbinelor se face cu ulei sub presiune, în cea mai mare parte din cazuri uleiul fiind folosit și pentru reglarea turbinei.

Pentru ungerea turbinelor se folosesc exclusiv uleiuri minerale, speciale, cunoscute sub numele de „uleiuri de turbină”. Ungerea și răcirea lagărelor, a angrenajelor cu roți dințate și a cuplajelor cu dinți impune o circulație abundentă și continuă a uleiului. Lipsa uleiului pe durata rotirii turbinei ar avea efecte grave, conducând la topirea lagărelor, schimbarea poziției rotorului față de stator și drept consecință distrugerea elementelor de etanșare (labiriinți) și chiar distrugerea întregului paletaj.

## **CURS 13**

### **CONDENSATOARE DE ABUR**

În categoria condensatoarelor se înscriu schimbătoarele de căldură cu țevi și manta destinate condensării aburului rezultat în turbinele centralelor termoelectrice.

**Rolul instalației de condensare constă în:**

- condensează aburul rezultat la ieșirea din turbină, sub un vid cât mai avansat;
- constituie o rezervă de condensat în circuitul regenerativ, prin cantitatea de apă acumulată în rezervorul de condensat al condensatorului;
- condensează aburul care ocolește turbina, la pornirea instalației, până la atingerea parametrilor admiși pentru introducerea acestuia în turbină;
- aerisește o parte sau întreaga instalație de preîncălzire regenerativă.

În condensator, schimbător de căldură tubular, pe partea de abur are loc o condensare peliculară sub vid, agentul de răcire fiind în marea majoritate a cazurilor apa care circulă prin interiorul fasciculului tubular al aparatului. În funcție de modul de dimensionare al circuitului termic, în condensator trebuie să se condenseze în condiții nominale de funcționare 60-75% din debitul de abur viu produs în generatorul de abur. În cazul în care cantitatea de abur evacuată din turbină în condensator crește peste limitele indicate, uzuale de fapt pentru majoritatea centralelor termoelectrice, randamentul ciclului termic folosit este mai scăzut decât în mod normal datorită limitării ciclului regenerativ, ceea ce mărește consumul specific de abur al grupului.

**Condiții tehnice minimale pentru instalația de condensare**

- menținerea unui grad corespunzător de puritate a aburului care se condensează;
- separarea completă și eficace a părții de abur de partea de apă de răcire;
- etanșarea construcției condensatorului pe partea de abur pentru menținerea corespunzătoare a vidului;
- evitarea scăderii temperaturii condensatului sub temperatura de saturație pentru micșorarea pierderilor suplimentare de căldură. Valoarea recomandată a subrăcirii este 4-5 °C, utilizându-se pentru aceasta circa 10 % din suprafața de răcire a condensatorului;
- condensatul trebuie să conțină cât mai puțin oxigen pentru a reduce sarcina degazorului și coroziunea preîncălzitoarelor de joasă presiune;

## Echipamente și instalații termice I – notițe de curs

- răcirea amestecului aer-abur trebuie făcută intens în zona de extragere a aerului din condensator în scopul obținerii unui cost minim al operației de degazare la rece; cu cât răcirea aburului din amestecul aer-abur este mai avansată, cu atât debitul de abur antrenat de ejectoare în afara condensatorului este mai mic, consumul de energie la acesta fiind mai redus.

Procesul de condensare, fiind un proces de schimbare de fază, se desfășoară aproximativ izobar-izoterm. Presiunea finală obținută în condensator este dependentă de temperatura apei de răcire, de cantitatea de apă de răcire și de diferențele de temperatură care determină transferul căldurii. În funcție de procedeul de răcire se realizează în termocentrale un vid în condensator de  $0,04 \div 0,1$  bar. Influența puternică a acestei mărimi asupra randamentului centralei este prezentată în tabelul 13.1.

Odată cu aburul ieșit din turbină, ajunge în condensator și aer necondensabil care din cauza densității lui mai mari ajunge în partea de jos a condensatorului. Instalația de condensare va fi prevăzută din acest motiv cu o pompă de vid care asigură evacuarea permanentă a aerului.

**Tabelul 13.1.** Randamentul în funcție de presiunea din condensator

$p_{\text{cond}}$ (bar)	0,04	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6
$\eta$ (%)	40	38,5	34	32,5	30,5	29,5	28,5

Condensatul se extrage cu ajutorul pompelor de condens, iar după preîncălzire se reintroduce în circuit în rezervorul de apă de alimentare. Pompa de aspirare a aerului și pompa de condens acționează în sens de stabilizare a procesului global. În general, condensatorul acționează ca o pompă de aspirație ce lucrează continuu. Prin el se fixează starea scăzută de presiuni și temperaturi din întregul circuit apă-abur.

Condensarea aburului are loc în țevile orizontale. Pentru ca aburul să poată ajunge la țevile interioare există dirijări sub formă de pană între pachetele de țevi.

Coeficientul de transfer de căldură rezultă din relația:

$$\frac{1}{k_a} = \frac{1}{\alpha_a} + \frac{d_a}{2\pi\lambda} \ln\left(\frac{d_a}{d_i}\right) + \frac{1}{\alpha_i} \left(\frac{d_a}{d_i}\right) \quad (13.1)$$

iar diferența logaritmică de temperatură este.

$$\Delta t = \frac{t_2 - t_1}{\ln\left(\frac{t_k - t_1}{t_k - t_2}\right)} \quad (13.2)$$

$t_2$  = temperatura apei de răcire la ieșire din condensator, (°C);

## *Echipamente și instalații termice I – notițe de curs*

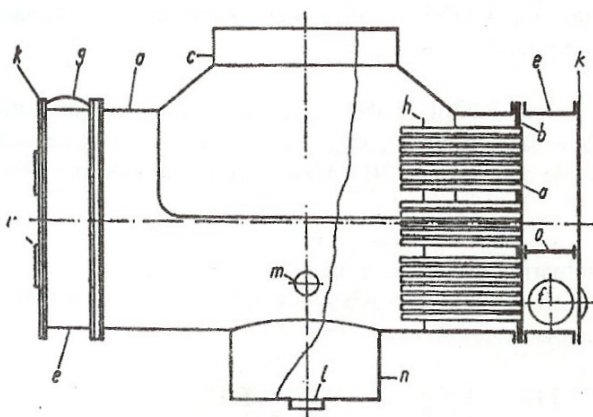
$t_1$  = temperatura apei de răcire la intrarea în condensator, (°C);

$t_k$  = temperatura de condensare, (°C);

Alegerea temperaturilor trebuie să fie făcută într-un cadru optim, deoarece odată cu creșterea diferenței de temperatură pentru transferul de căldură scade suprafața condensatorului. Acest fapt conduce la scăderea costurilor de investiție ale instalației, scăderea randamentului instalației, dar și la creșterea costurilor de exploatare.

### **13.2. ELEMENTE CONSTRUCTIVE DE BAZĂ ALE CONDENSATOARELOR DE SUPRAFAȚĂ RĂCITE CU APĂ**

Condensatoarele de suprafață răcite cu apă sunt alcătuite dintr-o manta din tablă, închisă la capete prin plăci tubulare între care sunt fixate țevile condensatorului. Mantaua se prinde de difuzorul turbinei printr-un racord special profilat. Secțiunea mantalei este circulară sau ovală la condensatoarele mici și dreptunghiulară la cele mari.



**Figura 13.1.** Părțile constructive ale condensatorului

*a – manta; b – placă tubulară;  
c – racord intrare abur; d – țevi de răcire; e – camera de apă; f, g – ștuțuri de intrare, ieșire apă de răcire; h – placă de susținere a plăcilor; i – gură de vizitare; k – capac de condensator; l – ștuț de ieșire condensat; m – ștuț ieșire aer; n – colector condensat; o – perete de separare*

Pe plăcile tubulare se montează la ambele extremități camere de apă cu capace demontabile, care servesc la legarea racordurilor apei de răcire și la dirijarea apei în țevi. Dacă racordurile apei de răcire se găsesc pe aceeași parte, este necesar ca placa opusă să fie închisă numai printr-un capac prevăzut cu camere de dirijare.

Partea cea mai de jos a condensatorului este rezervorul de colectare a condensatului. Spațiul dintre țevi al condensatorului este umplut cu abur de la turbină, în timp ce apa circulă prin țevi și traversează condensatorul o dată sau de mai multe ori în funcție de sistemul constructiv. Numărul de drumuri indică de câte ori străbate apa longitudinal condensatorul.

Elementele principale care deosebesc diferitele tipuri de condensatoare sunt date de:

### ***Echipamente și instalații termice I – notițe de curs***

- ✓ dispoziția țevelor în interiorul condensatorului;
- ✓ forma mantalei;
- ✓ detalii constructive legate de:
  - fixarea țevelor în placa tubulară;
  - sprijinirea condensatorului;
  - racordul dintre acesta și turbină.

Dispoziția țevelor în condensator se realizează astfel încât aburul evacuat din turbină să intre în contact direct cu cât mai multe rânduri de țevi, iar rezistența la curgere pe partea de abur să fie cât mai mică posibil, condensatul rezultat urmând să se scurgă peste cât mai puține țevi.

Toate părțile constructive ale condensatorului – tuburi, manta și camerele de apă sunt construite din materiale compatibile cu apa de răcire.

Condensatorul de abur pentru turbine se dimensionează, de obicei, pentru debitul de abur optim al turbinei. În ipoteza unor pierderi nule de căldură spre mediul ambiant, calculul termic al condensatorului se face pe baza următoarei ecuații de bilanț termic:

$$Q = D_v(i_v - i_c) = D_a c(t_2 - t_1) \quad [\text{kW}] \quad (13.3)$$

unde:  $D_v$  – debitul masic de vapori, în kg/s;

$i_v, i_c$  – entalpia vaporilor, respectiv entalpia condensatului în kJ/kg;

$t_1$  – temperatura de intrare a agentului de răcire în condensator, în °C;

$t_2$  – temperatura de ieșire a agentului de răcire în condensator, în °C;

$D_a$  – debitul masic al agentului de răcire, în kg/s;

$c$  – căldura specifică a agentului de răcire, în kJ/kg °C.

Diferența între temperatura de saturație a aburului și temperatura de intrare a apei de răcire se alege cu atât mai mică cu cât numărul de ore de utilizare a condensatorului este mai mare și cu cât combustibilul folosit de centrală este mai scump. În general, această diferență este de 2,5÷3,5 °C.

Transferul de căldură este dependent de viteza apei de răcire. Cu cât viteza apei de răcire este mai mare, cu atât suprafața de răcire este mai mică. Dacă viteza apei de răcire se mărește, cresc rezistențele hidraulice pe traseul apei și deci dimensiunile și costul grupurilor de pompare. Pentru alegerea vitezei optime economic, trebuie să se țină seama de natura combustibilului, numărul de ore de funcționare, randamentul pompelor și de dimensiunile aparatului.

În practica europeană condensatoarele se dimensionează pentru viteze între 1,5 și 2 m/s.

Un element important al calculului condensatorului este dat de *multiplul de răcire*,  $m$ , ce reprezintă cantitatea de apă exprimată în kg, necesară condensării unui kg de vapori. Dacă multiplul de apă de



### *Echipamente și instalații termice I – notițe de curs*

răcire crește într-un condensator, intervalul de încălzire al apei scade, în același timp fiind posibilă și o îmbunătățire a vidului sau o reducere a necesarului de suprafață de răcire, dacă vidul se păstrează constant. Multiplul de răcire se alege cu atât mai mare cu cât: combustibilul este mai scump, numărul de ore de funcționare este mai mare, durata de amortizare a investițiilor este mai mare și investițiile sunt mai mici.

Pentru condițiile europene sunt valabile, în general, următoarele valori pentru multiplul de apă de răcire:

$m=40\div 60$  pentru răcire în circuit deschis – înălțimi de pompare mici;

$m=30\div 50$  pentru răcire în circuit închis – înălțimi de pompare mari.

## CURS 14

### TURNURI DE RĂCIRE

#### 14.1. CLASIFICAREA TURNURILOR DE RĂCIRE

Răcirea prin evaporare a apei de circulație a căpătat o mare răspândire acolo unde se impune eliminarea unei mari cantități de căldură la temperaturi scăzute.

În centralele termoelectrice folosirea apei de răcire este legată de realizarea procesului de condensare a aburului după destinderea lui în turbinele de abur.

Intensificarea considerabilă a schimbului de căldură dintre apa de circulație și aer, precum și reducerea cantității de aer necesară, se realizează la folosirea sistemelor de răcire prin contact, care folosesc principiul răcirii prin evaporare. Instalațiile care folosesc acest procedeu se numesc **turnuri de răcire**.

##### **Clasificarea turnurilor de răcire:**

a) după principiul de funcționare:

- schimbătoare de căldură de suprafață;
- schimbătoare de căldură cu amestec cu evaporare:
  - o după modul de realizare a tirajului:
    - turnuri de răcire deschise;
    - turnuri de răcire cu tiraj natural ( $5...8 (10) \text{ m}^3/\text{m}^2\text{h}$ );
    - turnuri de răcire cu tiraj forțat (artificial) ( $10...16 (20) \text{ m}^3/\text{m}^2\text{h}$ );

b) după modul de formare a suprafeței de schimb de căldură și masă:

- turnuri cu picurare ( $4...5 \text{ m}^3/\text{m}^2\text{h}$ );
- turnuri peliculare ( $6...7 \text{ m}^3/\text{m}^2\text{h}$ );
- turnuri mixte (peliculare cu picurare);

c) după direcția de curgere a aerului față de apă:

- cu circulația în contracurent;
- cu circulația în curent încrucișat;
- cu circulația compusă (încrucișat și contracurent).

Împrăștierea apei peste zona activă a turnurilor de răcire se poate realiza:

- prin pulverizarea apei în ajutaje;
- cu ajutorul instalațiilor de stropire.

Evaporarea apei depinde în mare măsură de starea de umiditate a aerului la intrarea în turn, deci a aerului ambiant.

## **14.2. RĂCIREA PRIN EVAPORARE**

Prin răcire sub evaporare a unui lichid se înțelege răcirea acestuia în urma schimbului de căldură și de masă ce are loc la contactul direct între suprafața lichidului și aerul atmosferic. Astfel, coborârea temperaturii lichidului se produce prin cedarea de căldură prin contact și prin evaporarea lichidului.

Rolul predominant în răcirea apei îl are evaporarea cu ajutorul căreia se elimină din apă până la 80-90% din căldura totală pe care o cedează.

*Mecanismul de evaporare a lichidului la temperaturi inferioare punctului de rouă:* datorită mișcării termice dezordonate a moleculelor lichidului, vitezele acestora se modifică mult față de valoarea medie. O parte din moleculele de la suprafață care posedă energie cinetică suficientă pentru a învinge forța de coeziune ajung în mediul gazos situat deasupra lichidului. În urma ciocnirii reciproce a acestor molecule dar și cu molecule de gaz, o parte din ele sunt respinse înapoi către suprafața lichidului unde sunt fie respinse din nou, fie absorbite de lichid. La evaporarea lichidului, moleculele cu cea mai mare viteză de mișcare se pierd și de aceea energia cinetică medie a moleculelor rămase se reduce, adică temperatura lichidului scade. Energia remanentă a moleculelor desprinse, consumată pentru învingerea forței de coeziune și lucrul mecanic pentru mărirea volumului la evaporare, se numește căldură de evaporare.

Evaporarea lichidului se produce atunci când presiunea aburului saturat la temperatura suprafeței lichidului este mai mare decât presiunea parțială a aburului în mediul ambiant, independent de faptul că temperatura lichidului este mai mare sau mai mică decât cea a aerului care spală suprafața acestuia.

Transmiterea căldurii prin contact – conducție și convecție – poate să se producă atât în sensul lichid-gaz cât și în sensul gaz-lichid, în funcție de mediul care are temperatura mai înaltă.

Când temperatura lichidului este mai mare decât cea a gazelor, răcirea se produce în urma acțiunii simultane a evaporării și a cedării de căldură prin contact.

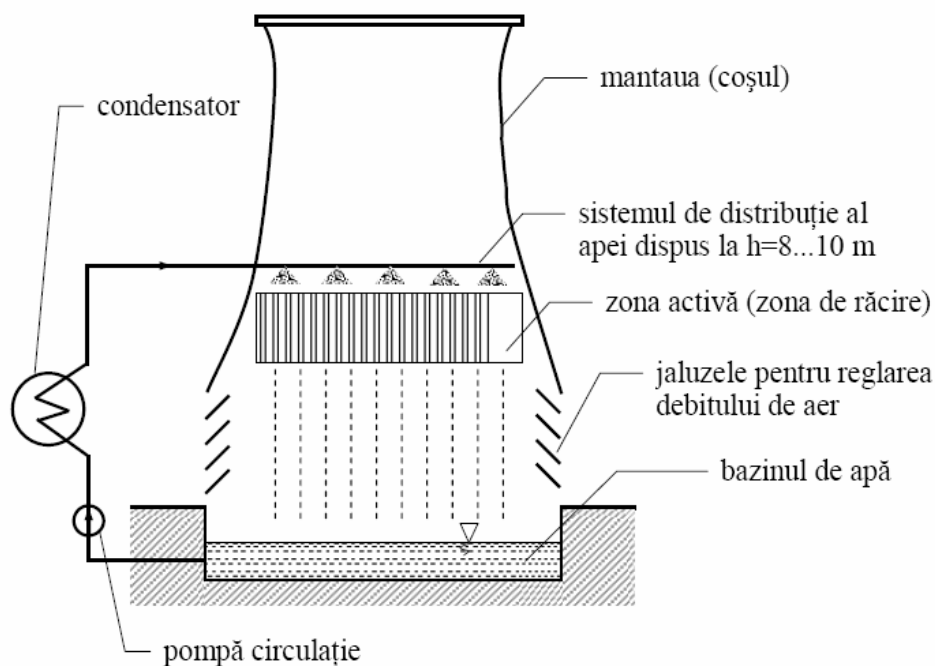


Figura 14.1. Schema de principiu a unui turn de răcire

### 14.3. TURNURI DE RĂCIRE UMEDE

La acest sistem de răcire se face răcirea apei calde de la condensator în turnuri, în contracurent cu aerul, pe suprafețe mari. Aerul se încălzește, se umezește și iese din turnul de răcire. O mică parte din apa de răcire se vaporizează și trebuie completată permanent. Mișcarea aerului prin turnul de răcire se face fie prin tiraj natural, fie prin ventilatoare montate în partea de sus sau de jos a turnului. Pentru întreg sistemul de răcire avem bilanțul termic:

$$\dot{Q}_{k_0} + \Delta \dot{m}_w c t_1 + \dot{m}_L h_1 = \dot{m}_L h_2 \quad (14.1)$$

$$\dot{Q}_{k_0} = \dot{m}_w c (t_2 - t_1) \quad (14.2)$$

Pentru bilanțul apei din turn avem:

$$\Delta \dot{m}_w = \dot{m}_L (x_2 - x_1) \quad (14.3)$$

cu  $x$  conținutul de apă în aerul umed. Din practică se știe că aerul încălzit și umezit iese din turnul de răcire practic saturat, deci  $x_2=1$ . Prin combinarea relațiilor de mai sus rezultă că debitul de aer necesar  $\dot{m}_L$  ce trebuie trecut prin turn este:

$$\dot{m}_L = \frac{\dot{Q}_{k_0}}{h_2 - h_1 - c t_{WE} (x_2 - x_1)} \quad (14.4)$$

și că pentru pierderea de apă raportată  $\Delta \dot{m}_w / \dot{m}_w$ , denumit și raport de vaporizare,

### *Echipamente și instalații termice I – notițe de curs*

$$\frac{\Delta \dot{m}_w}{\dot{m}_w} = \frac{c(t_2 - t_1)}{\frac{h_2 - h_1}{x_2 - x_1} - c \cdot t_{WE}} \quad (14.5)$$

Necesarul de apă de adaos specific este:

$$\frac{\Delta \dot{m}_w}{\dot{m}_{FD}} = \frac{(1-f)x_D r_D}{\frac{h_2 - h_1}{x_2 - x_1} - c \cdot t_{WE}} \quad (14.6)$$

În comparație cu răcirea în circuit deschis, necesarul de apă la utilizarea turnurilor de răcire umede are nevoie doar de 1,5% adaos. Acest ordin de mărime poate fi simplificat neglijând preluarea de căldură de către aer, făcând un bilanț energetic numai pe parte de apă.

$$\frac{\Delta \dot{m}_w}{\dot{m}_w} = \frac{\text{Cedere caldura prin racire}}{\text{Cedere caldura prin vaporizare}} = \frac{c(T_2 - T_1)}{r} \quad (14.7)$$

În realitate, la aceste cantități de apă mai apar și alte pierderi suplimentare prin rupere de picături de apă și pierderi de apă prin purjări, așa că trebuie să se ia în calcul pierderile de aproximativ 2,5%.

## **14.4. TURNURI DE RĂCIRE USCATE**

La trecerea la turnurile de răcire uscate nu mai este necesară apă de adaos. La folosirea unui condensator obișnuit de suprafață, apa de răcire caldă este condusă de la condensator la elementele de răcire din turnul de răcire. Aici căldura este preluată de aerul ascendent. Circuitul de răcire este complet închis.

Aburul de la turbină poate fi condus și direct la elementele de răcire și să se condenseze acolo, căldura fiind preluată de aerul care spală aceste elemente. De cele mai multe ori acest procedeu se folosește la instalații mici, ventilatoarele fiind utile pentru debitul de aer necesar. În caz că turnul de răcire are tiraj natural, debitul de aer depinde de suprafața în secțiune a turnului, de înălțimea turnului și de temperaturi prin relații de forma:

$$\dot{m}_L \approx D^2 \sqrt{(\rho_a - \rho_i) \rho_i} H \quad (14.8)$$

$$\rho_i = \rho_0 \frac{T_0}{T_i}, \quad \rho_a = \rho_0 \frac{T_0}{T_a}, \quad T_i > T_a \quad (14.9)$$

$\rho_i$ ,  $t_i$  se referă la aerul din turnul de răcire, valorile  $\rho_a$ ,  $t_a$  se referă la aerul exterior iar  $t_0$ ,  $\rho_0$  sunt valori de referință. Bilanțul energetic al unui turn de răcire uscat rezultă prin simplificare:

$$\dot{Q}_{k0} = \dot{m}_D \chi_{D'} = \dot{m}_w c (t_2 - t_1) = m_l c_l (t_{l_2} - t_{l_1}) \quad (14.10)$$

Datorită unui schimb dublu de căldură temperatura de condensare, și astfel, și presiunea din condensator crește față de alte procedee de răcire. La o încălzire a aerului de la 12 °C la 30,5 °C în circuitul de apă se obține o temperatură de la 26,5 °C la 38,5 °C. Temperatura de condensare corespunzătoare va fi la aceste instalații speciale de 40 °C. Turnurile de răcire uscate creează independența termocentralelor de disponibilitatea apei.

La turnurile hibride se îmbină proprietățile tehnico-fizice ale turnurilor de răcire uscate și umede. Îndeosebi se combină avantajele capacității ridicate de răcire ale turnurilor umede cu avantajele de lipsă a pierderilor de apă de la turnurile uscate. Necesarul de apă de adaos este mai mic decât la turnurile umede, iar cerințele privind mărimea construcției și reducerea de randament sunt mai mici decât la turnurile de răcire uscate.

Procedeele de răcire descrise se deosebesc în principal în ceea ce privește randamentul global al termocentralei, necesarul de apă de răcire, diferențe constructive și influențele lor asupra mediului ambiant. Procedeele cel mai avantajoase din punct de vedere ecologic, răcirea uscată, are însă costuri ridicate de producere a energiei.

## **14.5. COMPARAȚIE ÎNTRE TURNURILE DE RĂCIRE CU TIRAJ FORȚAT ȘI CELE CU TIRAJ NATURAL**

### **1. Limita teoretică de răcire**

- turnuri cu tiraj natural:  $T_2 = T_{um} + 12 \dots 15 \text{ } ^\circ\text{C}$
- turnuri cu tiraj forțat:  $T_2 = T_{um} + 5 \dots 8 \text{ } ^\circ\text{C}$

$\Rightarrow$  există o diferență de consum specific de combustibil.

### **2. Consumul de energie electrică**

- Puterea consumată de turnurile cu tiraj forțat este de 0,6 – 1 % din puterea produsă de grupul electrogen care folosește debitul de apă respectiv (datorită ventilatoarelor);
- Turnurile cu tiraj forțat permit o reducere a înălțimii de pompare a apei de la 8,5 – 9 m, cât se întâlnește la construcția marilor turnuri cu tiraj natural, la cca. 7,5 m. Această economie de putere de pompare reduce diferența de consum al serviciilor interne datorită ventilatoarelor.

### **3. Funcțional**

- Turnurile cu tiraj natural sunt superioare celor cu tiraj forțat, dacă temperatura aerului este mai mică de 14 °C și dacă nu se folosește reglajul debitului de aer la tirajul forțat. Peste

### ***Echipamente și instalații termice I – notițe de curs***

14°C superioritatea funcțională a tirajului artificial devine din ce în ce mai evidentă pe măsură ce temperatura aerului crește.

#### **4. Constructiv**

- turnuri cu tiraj natural: beton monolit;
- turnuri cu tiraj forțat: material prefabricat, ceea ce permit realizarea lor într-un timp mult mai scurt.

#### **5. Viteza vântului**

- turnuri cu tiraj natural: sensibil la vânturile exterioare (tirajul coș  $< 0,5$  mbar, la o viteză a aerului prin turn de  $1,2 - 2,0$  m/s);
- turnuri cu tiraj forțat: este puțin influențat de vânt.

#### **6. Investiția**

- Cheltuielile de investiții sunt direct proporționale cu suprafața de bază a turnului, cu înălțimea sa și cu construcțiile interioare necesare curgerii apei.

## BIBLIOGRAFIE

- [1] BADEA, A., NECULA, H. – *Schimbătoare de căldură*, Ed. Agir, 2000;
- [2] BELLAS, J. CHAER, I. – *Heat transfer and pressure drop of ice slurries in plate heat exchangers*, Applied Thermal Engineering, 2002
- [3] BICĂ, M, NAGHI M. - *Transfer de căldură și masă*, Ed. Universitaria, Craiova, 1999;
- [4] BONTEMPS, A. GARRIGUE, A. - *Technologie de échangeurs thermiques. Techniques de l'Ingénieurs*, Paris, 1998;
- [5] CARABOGDAN, I.G., ș.a. – *Instalații termice industriale*, Ed. Tehnică, București, 1978;
- [6] CHAUDOURNE, S. – *Les échangeurs à caloducs*, GRETh, Grenoble, 1987;
- [7] COOPER, A. – *Condensation of steam in plate heat exchanger*. AICHE Symposium Series, nr. 138, vol. 70, 1970;
- [8] DURMUS, A., DURMUS, AY. – *Investigation of heat and pressure drop in a concentric heat exchanger with snail entrance*, Applied Thermal Engineering, 2002;
- [9] GAISER, G., KOTTKE, V. – *Effect of corrugation parameters on local and integral heat transfer in plate heat exchangers and regenerators*. Proceedings of the 9<sup>th</sup> Heat Mass Transfer Conference, vol. 5, 1990;
- [10] GHIA, V.V. – *Recuperateurs et regenerateurs de chaleur*, Ed. Eyrolles, Paris 1970;
- [11] HESSELGREAVES, J.E. – *An approach to fouling allowances in the design of compact heat exchangers*, Applied Thermal Engineering, 2002;
- [12] HOLMAN, J.P. – *Heat transfer, 6-th edition*, Mc Graw-Hill, New York, 1990; SAUDERS, E. ș.a. – *Heat Exchangers, Longman Scientific & Technical*, New York, 1985;
- [13] HUGONNOT, P. – *Etude locale et performances thermohydrauliques à faibles nombres de Reynolds d'un canal plan corrugé: Applications aux échangeurs à plaques*. Thèse de l'Université de Nancy, juin 1989;
- [14] \*\*\* *Heat Exchanger Design Handbook*, VDI-Verbag, Dusseldorf, 1986;
- [15] HTFS (Heat Transfer and Fluid Flow Service) HANDBOOK – *CE7 Power – Plant Feedwater Heaters*, USA, 1990;
- [16] IACOB, V; POPESCU, D. - *Metode de îmbunătățire a funcționării echipamentelor industriale de transfer termic*, București, 2002;



***Echipamente și instalații termice I – notițe de curs***

- [17] KAKAÇ, S. – Boilers, Evaporators and Condensers, John Wiley & Sons, Inc. New York, 1991.
- [18] LECA, A; MLADIN, E. - *Transfer de căldură și masă. O abordare inginerescă*, Editura tehnică, București, 1998;
- [19] LECA, A. - *Heat Transfer and Pressure Drop in Tubes with Interior Artificial Roughness*; Revue Roumaine des Sciences Techniques, vol 20, nr. 1, 1995;
- [20] LEONTIEV, A. - *Théorie des échanges de chaleur et de masse*, Edition MIR Moscou, 1988;
- [21] LOCKHART, R., W. And MARTINELLI, R.C. – *Proposed Correlation of Data for Isothermal Two-Phase*, vol. 45, 1994;
- [22] NAGHI, M. – *Schimbătoare de căldură din aluminiu*, Ed. Mirton, Timișoara, 2001
- [23] POPA, B., THEIL, H., MĂDĂRĂȘAN, T. – *Schimbătoare de căldură industriale*, Ed. Tehnică, București, 1977
- [24] DE RONZIER, J., C., LAURO, F. - *Les échangeurs de chaleur en matière plastique*, GRETh, Grenoble, 1989;
- [25] ROHSENOW, W.M., HARTNETT, J.P, GANIC, E.N. - *Handbook of Heat Transfer Application*, Mc Grow-Hill, New York, 1985;
- [26] SACADURA, J.F. - *Initiation aux Transfert thermiques*. Technique et Documentation, Paris, 1993;
- [27] SAUDERS, E., ș.a. – *Heat Exchangers*, Longman Scientific&Technical, New York, 1985;
- [28] SCHRODER, K. – *Centrale Termoelectrice de mare putere*, vol. 3, Ed. Tehnică, București, 1971;
- [29] SHACH, RK, SUBBARAO, EC., MASCHELKAR, R.A. – *Heat Transfer Equipement Design*, Hemisphere Publishing Corporation, New York, 1988;
- [30] THEIL, H., NAGHI, M. – *Cercetări privind performanțele termice și fluidodinamice ale unor suprafețe de schimb de căldură extinse prin aripioare*. Universul tehnic, vol. II, 1998, pg. 574;
- [31] THEIL, H., LAZA, I. – *Studiul relațiilor criteriale pentru calculul schimbului de căldură convectiv la curgerea fluidelor în interiorul țevilor*. Lucrările simpozionului T.M.T., vol. I, Timișoara, 1998;
- [32] THONON, B. – *Echangeurs à palques: dix de recherche au GRETh, Partie I. Ecoulements de chaleur en simple phase et double phase – Tevue Generale de Termiwue*, Tome 43, nr. 397, Javier 1995;

***Echipamente și instalații termice I – notițe de curs***

- [33] TINKER, T. – *Shell Side Characteristics of Shell and Tube Heat Exchangers*, Posts I, II, III, General Discussion of Heat Transfers, Proc. Institution of Mechanical Engineers London, 1951;
- [34] VIDIL, R., MARVILLET, CH., ș.a. – *Les échangeurs à plaques: description et éléments de dimensionnement*, Imp. Coquand, Grenoble, 1990;
- [35] ZHONG-ZIENG WANG and ZHEN-NAN ZHAO – *Analysis of performance os steam condensation heat transfer and pressure drop in plate condenser*. Heat Transfer Engeneering, vol. 14, nr. 4, 1993;