

## Modulul 3 - Cunoștințe de bază de termoenergetică și echipamente termoenergetice

### 3.1. Elemente de transfer de căldură

#### A. Considerații generale

##### **Definiții**

Transferul de căldură este știința proceselor spontane ireversibile ale propagării căldurii în spațiu și reprezintă schimbul de energie termică între două corpuri, două regiuni ale aceluiași corp, două fluide ca rezultat al unei diferențe de temperatură între acestea.

Transferul de căldură are ca preocupare procese în care energia termică la parametri mai ridicați este transformată în energie termică la parametri mai coborâți. În mod curent, parametrul cu care se apreciază calitatea căldurii este temperatura, definită ca o măsură globală a intensității proceselor care determină energia internă a unui corp (agitația termică a moleculelor la lichide și gaze, vibrația atomilor și mișcarea electronilor liberi la metale etc.).

Schimbul de căldură respectă principiile termodinamicii: **principiul I al termodinamicii**, care exprimă legea conservării energiei, și **principiul al II-lea al termodinamicii**, care stabilește sensul natural al propagării căldurii, întotdeauna de la sursa cu temperatură mai ridicată către sursa cu temperatură mai coborâtă.

Obiectivele principale ale transferului de căldură sunt: în primul rând, determinarea sau asigurarea cantității de căldură schimbată în unitatea de timp în condiții date de temperatură, iar în al doilea rând, verificarea compatibilității materialelor folosite cu regimul de temperaturi la care sunt supuse, prin determinarea câmpului de temperatură. Se menționează că un aparat schimbător de căldură reprezintă o soluție optimă din punct de vedere termic, hidraulic, mecanic, economic, și de siguranță în funcționare, de regulă, transferul de căldură fiind factorul determinant. La aceasta se adaugă găsirea metodelor și procedeele de intensificare sau, în anumite cazuri, de frânare a transferului de căldură.

Transferul de căldură are loc în trei moduri distincte: **conducție, radiație și convecție**. Conform definiției anterioare, numai conducția și radiația reprezintă procese de schimb de căldură datorite exclusiv unei diferențe de temperatură. Cel de-al treilea mod, convecția, este un proces mai complex, care implică în mod necesar și transferul de masă. Deoarece însă convecția realizează transferul de energie din regiuni cu temperatură mai ridicată către regimuri cu temperatură mai coborâtă, a devenit general acceptat „transferul de căldură prin convecție” ca al treilea mod de schimb de căldură.

##### **Mărimi de bază**

**Câmpul de temperatură.** Într-un punct oarecare din spațiu  $M(x, y, z)$ , temperatura, ca parametru scalar de stare, depinde de poziție și de timp, adică:

$$t = (x, y, z, \tau). \quad (3.1.1)$$

Câmpul de temperatură reprezintă astfel totalitatea valorilor temperaturii  $t$  în întreg spațiul, la un timp oarecare  $\tau$ , expresia (3.1.1) reprezentând ecuația acestui câmp.

Câmpul de temperatură poate fi constant (staționar sau permanent) și tranzitoriu (nestaționar sau variabil), după cum timpul  $\tau$  apare explicit sau nu în ecuația (3.1.1) și anume:

- câmpul constant de temperatură are ca ecuație:

$$t = f_1(x, y, z); \frac{\partial t}{\partial \tau} = 0 \quad (3.1.2)$$

- câmpul tranzitoriu de temperatură se exprimă prin ecuația (3.1.1).

În funcție de numărul de coordonate care apar, câmpul de temperatură poate fi uni, bi sau tridirecțional. Astfel, în ecuațiile (3.1.1) și (3.1.2), câmpul de temperatură este tridirecțional în regim tranzitoriu, respectiv, constant. Dacă temperatura este în funcție de două coordonate și timp, câmpul este bidirecțional tranzitoriu, cu ecuația:

$$t = f_2(x, y, \tau); \frac{\partial t}{\partial z} = 0, \quad (3.1.3)$$

iar dacă se exprimă ca o funcție de o coordonată și timp, câmpul este unidirecțional tranzitoriu având ecuația:

$$t = f_3(x, \tau); \frac{\partial t}{\partial y} = \frac{\partial t}{\partial z} = 0. \quad (3.1.4)$$

Ecuația câmpului constant de temperatură unidirecțional are forma cea mai simplă:

$$t = f_4(x); \frac{\partial t}{\partial \tau} = 0; \frac{\partial t}{\partial y} = \frac{\partial t}{\partial z} = 0. \quad (3.1.5)$$

**Suprafața izotermă** reprezintă totalitatea punctelor din spațiu considerate, care la timpul  $\tau$  au aceeași temperatură  $t$ . Deoarece un punct dintr-un corp nu poate avea simultan două valori diferite ale temperaturii, rezultă că suprafețele izoterme sunt suprafețe continue care nu se intersectează între ele.

**Gradientul de temperatură** este o mărime cu ajutorul căreia se exprimă creșterea elementară de temperatură într-un punct al unui câmp de temperatură, la un timp  $\tau$  dat.

Gradientul de temperatură reprezintă un vector normal la suprafața izotermă și este numeric egal cu limita raportului dintre variația temperaturii  $\Delta t$  între două suprafețe izoterme și distanța  $\Delta n$  dintre acestea, măsurată pe normala la suprafață, când  $\Delta n$  tinde către zero, adică:

$$\text{grad } t = \lim_{\Delta n \rightarrow 0} \left( \frac{\Delta t}{\Delta n} \right) = \frac{\partial t}{\partial n} \text{ [}^\circ\text{C/m]}. \quad (3.1.6)$$

**Fluxul de căldură (termic)  $Q$**  este cantitatea de căldură care trece printr-un corp sau de la un corp la altul, printr-o suprafață izotermă  $S$ , în unitatea de timp:

$$Q = \frac{\Delta Q}{\Delta \tau} \text{ [W]}, \quad (3.1.7)$$

unde  $\Delta Q$  este cantitatea de căldură transferată, în J;

$\Delta \tau$  - intervalul de timp de transfer al căldurii, în s.

**Fluxul unitar de căldură  $q_s$**  reprezintă fluxul de căldură care traversează unitatea de suprafață în unitatea de timp:

$$q_s = \frac{Q}{S} = \frac{\Delta Q}{S \Delta \tau} \text{ [W/m}^2\text{]}, \quad (3.1.8)$$

unde  $S$  este aria suprafeței de schimb de căldură în  $\text{m}^2$ .

### **Analogia electrică a transferului de căldură**

Două sisteme sunt analoage când ele au naturi diferite dar respectă ecuații similare care au condiții la limită similare. Aceasta presupune că ecuațiile care descriu comportarea unui sistem pot fi transformate în ecuațiile celuilalt sistem prin simpla schimbare a simbolurilor variabilelor. Astfel, legea lui Ohm care exprimă în electrotehnică legătura dintre curentul continuu  $I$ , diferența de tensiune (potențial)  $\Delta U$  și rezistența electrică  $R_e$ , are o formă analogă în transferul de căldură, prin relația dintre fluxul termic unitar  $q$ , diferența de temperatură (potențial termic)  $\Delta t$  și o mărime denumită **rezistență termică  $R$** , adică:

$$I = \frac{\Delta U}{R_e}; q_s = \frac{\Delta T}{R_s}. \quad (3.1.9)$$

În această ecuația, când  $q$  se măsoară în  $\text{W/m}^2$  și  $\Delta t$  în  $^\circ\text{C}$ , rezistența termică  $R_s$  se exprimă în  $\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C/W}$ .

În baza acestei analogii, se pot aplica la problemele de transmisie a căldurii o serie de concepte din teoria curentului continuu (de exemplu, un circuit electric are un circuit termic echivalent și invers) și alternativ (de exemplu, modelarea electrică a proceselor termice tranzitorii). Analogia electrică a transferului de căldură poate fi astfel folosită ca un instrument de calcul și vizualizare a ecuațiilor din transmisia căldurii prin legarea acestora de domeniul electrotehnicii.

Pentru cele trei moduri fundamentale de transfer de căldură urmează a se stabili expresii de calcul ale rezistenței termice la conducție, convecție și respectiv, radiație, care pot avea în procesele complexe de schimb de căldură scheme electrice echivalente de legare în serie sau în derivație.

Inversul rezistenței termice poartă numele de **conductanță termică**.

## *B. Transferul de căldură prin conducție*

### **Definiții, mecanisme**

Prin *transfer de căldură conductiv sau prin conducție* se înțelege procesul de trecere a căldurii dintr-o regiune cu temperatură mai ridicată către o regiune cu temperatura mai coborâtă în interiorul unui mediu (solid, lichid sau gazos) sau între medii diferite în contact direct, sub influența unui gradient de temperatură, fără existența unei deplasări aparente a particulelor care alcătuiesc mediile respective. Ea are loc ca urmare a transferului de energie cinetică de la o moleculă la alta vecină ei. Conducția, prin faptul că presupune o imobilitate a corpului, în interiorul căruia există un gradient de temperatură, este caracteristică corpurilor solide. În cazul fluidelor lichide sau gazoase, la care imobilitatea fluidului, când în interiorul său există un gradient de temperatură, este greu de conceput, conducția este însoțită de convecție și radiație.

La *corpurile solide nemetalice* (dielectrice), conducția termică se realizează prin vibrația termică a rețelei cristaline, care poate fi considerată ca o suprapunere de unde acustice – elastice. Astfel, dacă un cristal are două fețe la temperaturi diferite, energia termică este transferată prin fononi, de la fața caldă la cea rece prin radiație acustică, în mod similar propagării în spațiu a energiei, prin unde electromagnetice. Conceptul de *fonon* în conducția termică este analog celui de foton din teoria radiației electromagnetice. La trecerea prin materiale, fononii sunt atenuați, datorită fenomenului de dispersie, atenuarea undelor termoacustice fiind o mărime proporțională cu rezistența termică la conducție. Pentru cristale ideale, la care dispersia fononilor lipsește, rezistența termică este coborâtă, iar conducția termică are o intensitate ridicată. În cristalele reale, datorită unor defecte de structură sau impurități, dispersia fononilor crește, iar conducția termică se reduce. În materialele amorfe, lipsite de structură simetrică sau periodică, dispersia fononilor este foarte mare, iar conducția termică foarte redusă.

La *corpurile solide metalice și semiconductoare*, conducția termică se realizează prin două procese: ciocniri elastice din aproape în aproape, între molecule și atomi, poziția reciprocă a acestora rămânând însă aceeași în spațiu, și deplasarea electronilor liberi, în cazul particular al metalelor lichide și electroliților, contribuția ultimului proces fiind de 10-1000 ori mai mare decât la lichidele nemetalice.

La *gazele neionizate*, transportul căldurii prin ele are loc sub efectul oscilațiilor moleculare (gazul fononic) care, având amplitudini reduse, este destul de lent și ca urmare, ele sunt corpuri rele conducătoare de căldură.

La *gazele ionizate*, apare în plus și radiația între particulele elementare, ceea ce face ca ele să fie mai bune conducătoare de căldură, decât cele neionizate.

În cazul *lichidelor newtoniene*, transferul căldurii prin conducție are loc atât prin oscilațiile moleculelor, deoarece distanța dintre ele este relativ mică, cât și a efectului de radiație.

În concluzie, conducția este singurul mecanism de transfer de căldură prin corpurile solide opace, în fluide (lichide și gaze), conducția are o anumită importanță, dar ea este, de obicei, combinată cu convecția, iar în unele cazuri și cu radiația termică.

### **Condiții de determinare univocă a proceselor de conducție termică**

Pentru a obține soluții cu semnificație fizică, ecuațiilor de transfer (în general, de căldură, masă, moment) li se atașează un set de elemente descriptive specifice procesului analizat. Acestea poartă denumirea de *condiții de determinare univocă a procesului*.

Dezvoltarea și rezolvarea modelelor analitice pentru procese termice conductive impune specificarea următoarelor condiții principale de determinare univocă a procesului:

a) *Condițiile generale* de desfășurare a proceselor termice conductive care se referă la stabilirea următoarelor elemente:

- materialul este omogen sau neomogen;
- materialul este izotrop sau neizotrop;
- materialul conține sau nu conține surse interioare de căldură, cu o distribuție dată;
- regimul termic este permanent sau tranzitoriu ;
- propagarea căldurii are loc uni, bi sau tridirecțional.

b) *Condițiile geometrice* care stabilesc forma geometrică și dimensiunile corpului în care are loc procesul termic conductiv.

c) *Conducțiile fizice* care stabilesc valorile proprietăților fizice ale corpurilor și variația în timp și spațiu a surselor interioare de căldură.

d) *Condițiile inițiale*, care stabilesc distribuția temperaturii în interiorul corpului la momentul inițial  $\tau = 0$ , scrisă analitic:  $T = f(x, y, z), \tau = 0$ ;

e) *Condițiile la limită sau de contur* care definesc legătura corpului studiat cu mediul ambiant și care pot fi exprimate în mai multe moduri:

- de tip Dirichlet, care se referă la cunoașterea temperaturii pe segmentul de frontieră considerat la fiecare moment  $\tau$ ;

- de tip Neumann, care se referă la cunoașterea fluxului termic unitar de suprafață, pe segmentul de frontieră considerat, pentru orice  $\tau$ ;

- de tip Cauchy sau Robin, care se referă la cunoașterea temperaturii mediului ambiant și a coeficientului de transfer de căldură spre sau de la suprafața corpului considerat.

### **Ecuatiile conductiei termice**

**Legea lui Fourier** reprezintă ecuația fundamentală a conductiei termice unidirectionale printr-un corp omogen, izotrop, fără surse interioare de căldură, în regim staționar:

$$Q = -\lambda S(dT/dx) \text{ [W]}; q_s = Q/S = -\lambda(dT/dx) \text{ [W/m}^2\text{]}, \quad (3.1.10)$$

în care:  $Q$  este fluxul de căldură, în W;  $\lambda$  - conductivitatea termica a materialului, în W/(m°C);  $S$  - aria suprafeței de schimb de căldură, în m<sup>2</sup>;  $dT/dx$  - gradientul temperaturii, în °C/m.

**Ecuatiile conductiei termice** sunt prezentate în tabelul 3.1.1 pentru corpuri omogene și izotrope, având conductivitatea termică  $\lambda = \text{const}$ , căldura specifică masică  $c_p = \text{const}$  și densitatea  $\rho = \text{const}$ , în intervalul de temperatură considerat; în interiorul corpului pot exista surse uniforme de căldură cu densitatea volumetrică (fluxul termic unitar volumetric)  $q_v = \text{const}$ .

Tabelul 3.1.1

**Ecuatiile diferențiale ale temperaturii în conducția termică**

Denumirea ecuației	Tipul ecuației	Ecuatia
Ecuatia generală a conductiei	Regim tranzitoriu cu surse interioare de căldură	$\frac{1}{a} \cdot \frac{\partial T}{\partial \tau} = \nabla^2 T + \frac{q_v}{\lambda}$
Ecuatia lui Poisson	Regim constant cu surse interioare de căldură	$\nabla^2 T + \frac{q_v}{\lambda} = 0$
Ecuatia lui Fourier	Regim tranzitoriu fără surse interioare de căldură	$\frac{1}{a} \cdot \frac{\partial T}{\partial \tau} = \nabla^2 T$
Ecuatia lui Laplace	Regim constant fără surse interioare de căldură	$\nabla^2 T = 0$

**Conductivitatea termică  $\lambda$**  este o proprietate fizică a materialelor și reprezintă factorul de proporționalitate din legea lui Fourier (3.1.10). Conductivitatea termică depinde de starea de agregare, natura materialului, temperatură și presiune. În figura 3.1.1. se arată intervalul de variație pentru  $\lambda$  pentru principalele materiale utilizate în tehnică.

Principalul parametru de stare care afectează conductivitatea termică este temperatura. Pentru corpurile solide se admite, de regulă, exprimarea variației liniare a lui  $\lambda$  cu temperatura sub forma:

$$\lambda(T) = \lambda_0 [1 \pm \beta(T - T_0)] \text{ [W/(m }^\circ\text{C)]}, \quad (3.1.11)$$

unde:  $\lambda(T)$ ,  $\lambda_0$  sunt conductivitatea termică a materialului la temperatura  $T$ , respectiv la temperatura de referință  $T_0$ , în  $W/(m \cdot ^\circ C)$  ;  $T$  - temperatura materialului în punctul în care se determină conductivitatea termică, în  $^\circ C$ ;  $\beta$  - coeficient de temperatură dependent de natura materialului, în  $1/^\circ C$ .

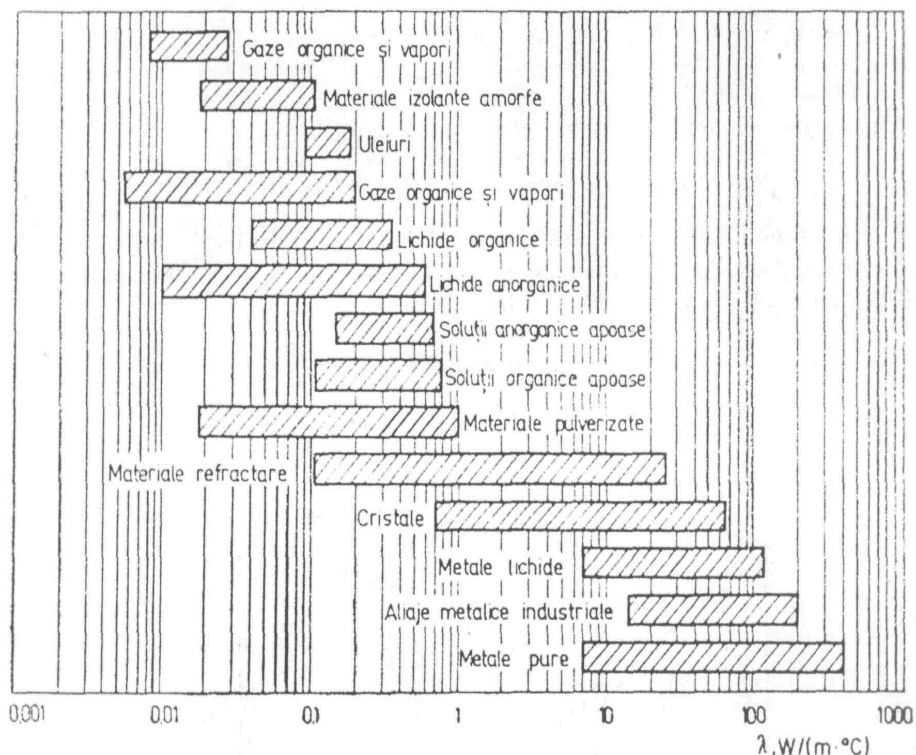


Fig. 3.1.1. Intervalul de variație a conductivității termice  $\lambda$  pentru diferite materiale.

De regulă, în relația ( 3.1.11 ) se adoptă ca temperatură de referință  $T_0 = 0^\circ C$ , astfel încât:

$$\lambda(T) = \lambda_0(1 \pm \beta T) \text{ [W/(m}^\circ\text{C)]}. \quad (3.1.12)$$

Semnul plus sau minus din aceste relații depinde de natura corpului solid. La majoritatea materialelor (de construcție, refractare, termoizolante, cele mai multe dintre metale), coeficientul  $\beta$  este pozitiv, marcând o creștere a lui  $\lambda$  cu temperatura.

La gaze, dependența lui  $\lambda$  de temperatură este de forma:

$$\lambda(T) = \lambda_0(T/273)^{3/2} \text{ [W/(m}^\circ\text{C)]}, \quad (3.1.13)$$

unde  $\lambda_0$  este conductivitatea termică la temperatura  $T_0 = 273 \text{ K}$ , în  $W/(m^\circ C)$ , iar  $T$  - temperatura absolută, în  $K$ .

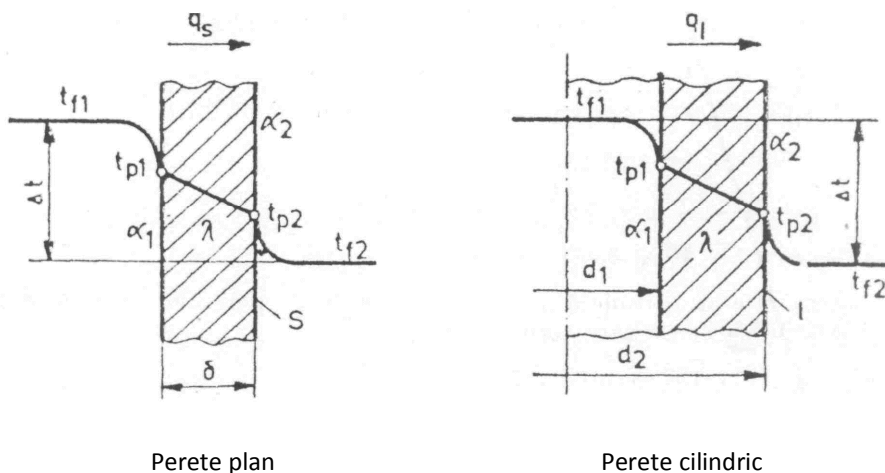
La materialele poroase (de construcție, refractare, termoizolante) conductivitatea termică  $\lambda$  depinde de porozitatea, densitatea și conținutul de umiditate al materialului.

### Conducția termică unidirecțională în regim constant

Pentru pereți plani și cilindrici în contact cu două fluide de la care primesc căldura prin convecție cu coeficientul de convecție  $\alpha_1$ , și spre care cedează căldura cu coeficientul de convecție  $\alpha_2$ , în tabelul 3.1.2 sunt date valorile rezistențelor termice, coeficientul global de schimb de căldură și al fluxurilor termice.

Tabelul 3.1.2

Mărimi și relații de bază în calculul transferului de căldură, în regim constant, între două fluide prin pereți despărțitori, fără surse interioare de căldură (condiții la limită de-al treilea tip)



Perete plan

Perete cilindric

Denumirea	Perete	Unitatea de măsură	Relația de calcul
0	1	2	3
Rezistența termică la conducție	Plan	$m^{\circ}C/W$	$R_{sp} = \frac{\delta}{\lambda}$
	Cilindric	$m^{\circ}C/W$	$R_{lp} = \frac{1}{2\pi\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1}$
Rezistența termică la convecție	Plan	$m^{\circ}C/W$	$R_{s1} = \frac{1}{\alpha_1}; R_{s2} = \frac{1}{\alpha_2}$
	Cilindric	$m^{\circ}C/W$	$R_{l1} = \frac{1}{\pi d_1 \alpha_1}; R_{l2} = \frac{1}{\pi d_2 \alpha_2}$
Rezistența termică totală	Plan	$m^{\circ}C/W$	$R_{st} = R_{s1} + R_{sp} + R_{s2}$
	Cilindric	$m^{\circ}C/W$	$R_{lt} = R_{l1} + R_{lp} + R_{l2}$
Coeficientul global de schimb de căldură	Plan	$W/(m^{\circ}C)$	$k_s = \frac{1}{R_{st}} = \frac{1}{R_{s1} + R_{sp} + R_{s2}}$
	Cilindric	$W/(m^{\circ}C)$	$k_l = \frac{1}{R_{lt}} = \frac{1}{R_{l1} + R_{lp} + R_{l2}}$



0	1	2	3
Fluxul termic unitar	Plan	W/m <sup>2</sup>	$q_s = k_s \Delta t = k_s (t_{f1} - t_{f2}) =$ $= \frac{t_{f1} - t_{f2}}{R_{st}}$
	Cilindric	W/m	$q_l = k_l \Delta t = k_l (t_{f1} - t_{f2}) =$ $= \frac{t_{f1} - t_{f2}}{R_{lt}}$
Fluxul de căldură	Plan	W	$Q = q_s S = k_s S \Delta t =$ $= k_s (t_{f1} - t_{f2}) S$
	Cilindric	W	$Q = q_l l = k_l l \Delta t =$ $= k_l (t_{f1} - t_{f2}) l$
Temperatura suprafețelor peretelui	Plan	°C	$T_{p1} = T_{f1} - q_s R_{s1} = T_{f2} + q_s (R_{sp} + R_{s2})$ $T_{p2} = T_{f1} - q_s (R_{s1} + R_{sp}) = T_{f2} + q_s R_{s2}$
	Cilindric	°C	$T_{p1} = T_{f1} - q_l R_{l1} = T_{f2} + q_l (R_{lp} + R_{l2})$ $T_{p2} = T_{f1} - q_l (R_{l1} + R_{lp}) = T_{f2} + q_l R_{l2}$

**Rezistențe termice de contact.**

Într-o serie de aplicații tehnice (lagărele mașinilor rotative, contactele electrice, asamblări mecanice etc.) zona de contact mecanic dintre două corpuri conductive (contact realizat prin presiune de apăsare, dispozitive de strângere etc.) reprezintă o discontinuitate în structura materialelor. Această discontinuitate are ca efect apariția unei rezistențe termice de contact, care produce, o cădere suplimentară de temperatură în zona de îmbinare (fig.3.1.2.)

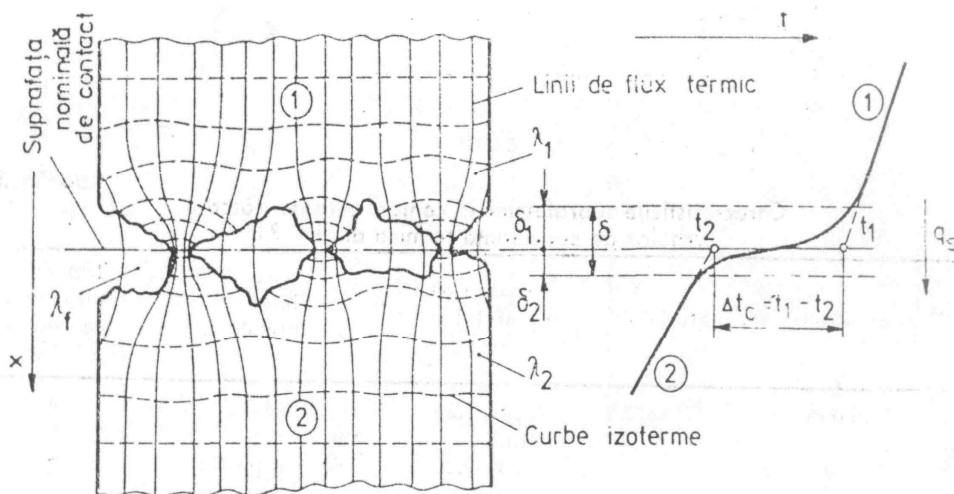


Fig. 3.1.2. Transferul căldurii prin îmbinarea dintre două corpuri solide în contact termic

Transferul căldurii printr-o îmbinare plană se calculează cu relațiile:

$$q_s = \Delta t_c / R_{sc} = \alpha^* \Delta t_c \text{ [W/m}^2\text{]}; R_{sc} = 1/\alpha^* \text{ [m}^2\text{°C/W]}, \quad (3.1.14)$$

iar printr-o îmbinare cilindrică cu relațiile:

$$q_l = \Delta t_c / R_{lc} = \pi d \alpha^* \Delta t_c \text{ [W/m]}; R_{lc} = 1/\pi d \alpha^* \text{ [m}^2\text{°C/W]} \quad (3.1.15)$$

unde:  $q_s, q_l$  sunt fluxul termic unitar de suprafață, în  $\text{W/m}^2$ , respectiv, linear, în  $\text{W/m}$ ;  $\Delta t_c$  — căderea de temperatură în zona de contact, în  $^{\circ}\text{C}$ ;  $R_{sc}, R_{lc}$  - rezistența termică de contact raportată la unitatea de suprafață, în  $\text{m}^2\text{°C/W}$ , respectiv, la unitatea de lungime, în  $\text{m}^2\text{°C/W}$ ;  $\alpha^*$  - conductanța termică de contact, în  $\text{W}/(\text{m}^2\text{°C})$ ;  $d$  - diametrul suprafeței cilindrice de contact, în m.

Conductanța termică de contact  $\alpha^*$  se poate determina cu datele din figura 3.1.3. și tabelul 3.1.3 sau în mod simplificat cu relația:

$$\alpha^* = (1/\delta) \left[ (S_c/S)(2\lambda_1\lambda_2)/(\lambda_1 + \lambda_2) + (S_f/S)\lambda_f \right] \text{ [W}/(\text{m}^2\text{°C})], \quad (3.1.16)$$

unde:  $S$  este aria suprafeței nominale (totale) a zonei de contact (fig. 3.1.3.), în  $\text{m}^2$ ;  $S = S_c + S_f$ ;  $S_c, S_f$  - aria suprafeței efective de contact, respectiv,

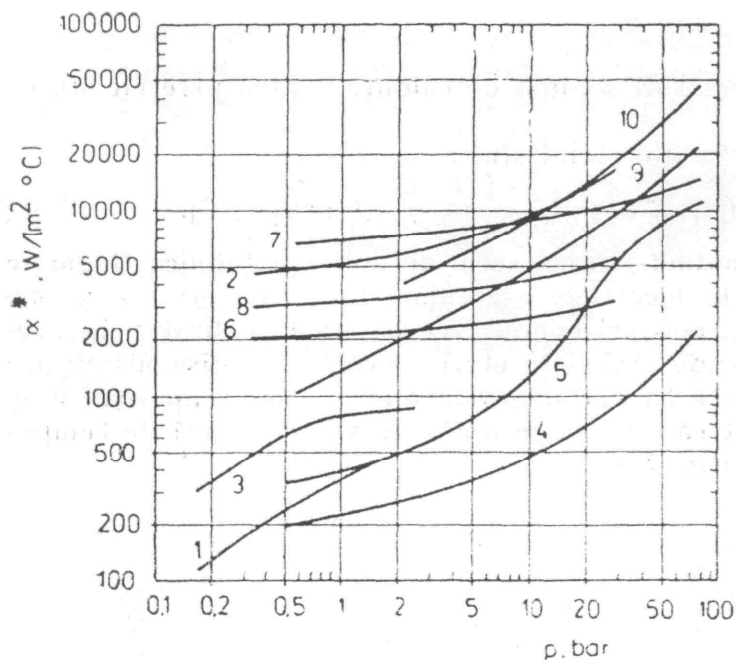


Fig. 3.1.3. Conductanța termică de contact  $\alpha^*$  pentru unele îmbinări de metale, în funcție de presiunea de strângere  $p$ .

Semnificația curbelor 1- 10 este dată în tabelul 3.1.3

Caracteristicile suprafețelor în contact corespunzătoare curbelor de conductanță termică din fig. 3.1.3.

Curba nr.	Perechea de materiale	Rugozitatea suprafețelor, $\mu\text{m}$	Fluidul din interstițiu	Temperatura medie de contact, $^{\circ}\text{C}$
1	Aluminiu	1,22-1,65	Vid ( $10^{-2}$ Pa)	43
2	Aluminiu	1,65	Aer	93
3	Aluminiu	0,15—0,2	Foiță de plumb	43
		(ne plane)	(0,2 mm)	
4	Oțel inoxidabil	1,08-1,52	Vid ( $10^{-2}$ Pa)	30
5	Oțel inoxidabil	0,25-0,38	Vid ( $10^{-2}$ Pa)	30
6	Oțel inoxidabil	2,54	Aer	93
7	Cupru	0,18-0,22	Vid ( $10^{-2}$ Pa)	46
8	Oțel inoxidabil-aluminiu	0,76-1,65	Aer	93
9	Magneziu	0,2 -0,41	Vid ( $10^{-2}$ Pa)	30
		(oxidat)		
10	Fier-aluminiu	—	Aer	27

corespunzătoare fluidului (golorilor), în  $\text{m}^2$ ;  $\lambda_1, \lambda_2$  conductivitățile termice ale materialelor solide în contact, în  $\text{W}/(\text{m}\cdot^{\circ}\text{C})$ ;  $\delta$  — grosimea medie a interstițiului, în m;  $\delta = \delta_1 + \delta_2$ ;  $\delta_1, \delta_2$  — înălțimea medie a asperităților (rugozităților) suprafețelor în contact, în m. Suprafața efectivă de contact  $S_c$  reprezintă, în mod obișnuit, 1—3% din suprafața nominală (aparentă)  $S$ , fără a depăși 6— 8% pentru suprafețele foarte netede, cu presiuni de contact ridicate.

### C. Elemente de bază ale convecției termice

#### Mărimi și relații de bază

Factorii care influențează convecția termică. Transferul de căldură prin convecție este influențat de patru categorii de factori:

- *Natura mișcării* depinde de cauza care generează mișcarea și anume:
  - Diferența de densitate a fluidului produsă de diferența de temperatură între diverse puncte ale acestuia; mișcarea este denumită mișcare liberă, iar transferul de căldură între un perete și un fluid, având acest tip de mișcare, convecție liberă (naturală).

- Efectul unei acțiuni mecanice exterioare (pompa, ventilator, vânt etc.), care - produce deplasarea fluidului; mișcarea poartă numele de mișcare forțată, iar transferul de căldură între un perete și un fluid cu acest tip de mișcare, convenție forțată.

Mișcările liberă și forțată pot exista separat sau simultan. Când viteza mișcării forțate este mare, se poate neglija efectul mișcării libere.

- *Regimul de curgere* este caracterizat prin criteriul Reynolds  $Re$ ; în funcție de valoarea lui  $Re$  se deosebesc următoarele categorii de procese de transfer de căldură prin convecție:
  - convecție în regim laminar, când  $0 < Re < 2\ 320$ ;
  - convecție în regim de tranziție, când  $2\ 320 < Re < 4\ 000$  (10 000);
  - convecție în regim turbulent, când  $Re > 4\ 000$  (10 000).

În funcție de regimul de curgere a fluidului, mecanismul convecției termice se desfășoară astfel :

- în regim laminar convecția are loc cu precădere prin conducție termică în fluid ; aportul mișcării de amestec este foarte redus ;

- în regim turbulent convecția are loc prin conducție termică în stratul limită de lângă perete și prin transfer de masă și amestec de fluid în zona centrală a curgerii.

Datorită turbulenței în fluid, care generează transfer de masă, convecția turbulentă este. mult mai intensă decât convecția laminară.

- *Proprietățile fizice ale fluidului* influențează schimbul de căldură prin convecție, fluidele diferențiindu-se între ele ca agenți termici. În mod special, transferul de căldură prin convecție este afectat de conductivitatea termică  $\lambda$ , căldura specifică  $c_p$ , difuzivitatea termică  $\alpha$ , densitatea  $\rho$  și viscozitatea dinamică  $\eta$ , proprietăți dependente pentru fiecare fluid de temperatură și presiune.

Pentru gaze, coeficientul de dilatare termică volumetrică

$$\beta = 1/T_f \text{ [1/K]}, \quad (3.1.17)$$

unde  $T_f$  este temperatura absolută a gazului, în K. Pentru lichide, coeficientul  $\beta$  este de obicei, tabelat în funcție de temperatura lichidului.

- *Forma și dimensiunile suprafeței de schimb de căldură* au un efect esențial asupra procesului de convecție. Geometria suprafeței de schimb de căldură (plan, cilindru singular sau în fascicul, nervuri etc.) și orientarea acesteia față de direcția de curgere afectează caracteristicile stratului limită și creează condiții specifice de curgere și de transfer de căldură.

Clasificarea proceselor de convecție termică

Convecție termică	Convecție fără schimbarea stării de agregare a fluidului monofazică) (convecție	Convecție liberă	Regim laminar	în spațiu finit
				în spațiu mare
		Regim turbulent	în spațiu finit	
			în spațiu mare	
		Convecție forțată	Regim laminar	Peste plăci
			Regim tranzitoriu	Prin canale
	Regim turbulent		Peste cilindri	
	Convecție cu schimbarea stării de agregare a fluidului (convecție bifazică)	Fierbere	Fierbere nucleică	În volum mare
				Cu convecție forțată
		Fierbere în film		
		Condensare	Condensare cu picături	
			Condensare peliculară	Regim laminar
Regim mixt				

**Clasificarea proceselor de convecție** (tabelul 3.1.4) este făcută cu ajutorul celor patru categorii de factori prezentați mai sus, care influențează transferul de căldură prin convecție. Drept criterii succesive de clasificare s-au adoptat: schimbarea sau absența schimbării stării de agregare a fluidului în procesul de convecție, natura mișcării, regimul de curgere, caracteristicile geometrice ale spațiului în care se desfășoară transferul de căldură.

**Legea lui Newton.** Fluxul de căldură  $Q$  schimbat prin convecție între un perete și un fluid se determină cu legea lui Newton :

$$Q = \alpha S(t_p - t_f) \text{ [W]}; q_s = Q/S = \alpha(T_p - T_f) \text{ [W/m}^2\text{]} \quad (3.1.18)$$

unde:  $\alpha$  este coeficientul de schimb de căldură prin convecție (coeficientul de convecție), în  $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ ;  $S$  - aria suprafeței de schimb de căldură, în  $\text{m}^2$ ;  $T_p, T_f$  - temperatura suprafeței peretelui, respectiv, a fluidului, în  $^\circ\text{C}$ ;  $q_s$  - fluxul termic unitar de suprafață, în  $\text{W}/\text{m}^2$ .

Legea lui Newton (3.1.18) reprezintă relația de definiție a coeficientului de convecție  $\alpha$ . Definirea în acest mod a transferului de căldură prin convecție face ca în coeficientul de convecție  $\alpha$  să fie înglobați toți factorii enumerați mai sus care determină procesul de convecție.

**Criterii, relații criteriale.** În procesele de transfer de căldură anumite grupuri adimensionale de parametri fizici, geometrici și funcționali, reprezentative prin aspectele fenomenelor pe care le consideră, au devenit criterii. În tabelul 3.1.5 se prezintă cele mai importante criterii utilizate în calculul transferului de căldură.

Tabelul 3.1.5

Principalele criterii adimensionale utilizate în transferul de căldură

Denumirea criteriului	Simbol	Relația de calcul
Criteriul Reynolds	Re	$Re = w l / \nu = w l \rho / \eta$
Criteriul Prandtl	Pr	$Pr = \eta c_p / \lambda = \nu / a$
Criteriul Peclet	Pe	$Pe = Re Pr = w l / a$
Criteriul Nusselt	Nu	$Nu = \alpha l / \lambda$
Criteriul Stanton	St	$St = Nu / Re Pr = \alpha / c_p \rho w$
Factorul Colburn	j	$j = St Pr^{2/3} = Nu / Re Pr^{1/3}$
Criteriul Grashof	Gr	$Gr = \beta g l^3 \Delta t / \nu^2$
Criteriul Biot	Bi	$Bi = \alpha l / \lambda_p$
Criteriul Fourier	Fo	$Fo = a \tau / l^2$
Criteriul Rayleigh	Ra	$Ra = Gr Pr = \beta g l^3 \Delta t / \nu a$
Criteriul Froude	Fr	$Fr = w^2 / g l$
Criteriul Galilei	Ga	$Ga = Re^2 / Fr = g l^3 / \nu^2$
Criteriul Arhimede	Ar	$Ar = Ga (\rho - \rho_0) \rho$
Criteriul Kutateladse	K	$K = r / c_p t$
Criteriul Newton	Ne	$Ne = w \tau / l$
Criteriul Euler	Eu	$Eu = \Delta \rho / \rho w^2$
Criteriul Graetz	Gz	$Gz = G c_p / \lambda l$
Criteriul Schmidt	Sc	$Sc = \eta / \rho D$
Criteriul Mach	M	$M = w / w_0$

**Observație:**  $\nu$  - vîscozitate cinematică, în  $m^2/s$ ;  $\rho$  - densitate, în  $kg/m^3$ ;  $\eta$  - vîscozitate dinamică, în  $N \cdot s/m^2$ ;  $c_p$  - căldură specifică la presiune constantă, în  $J/kg \cdot ^\circ C$ ;  $\lambda$  - conductivitate termică, în  $W/(m \cdot ^\circ C)$ ;  $a$  - difuzivitate

termică, în  $\text{m}^2/\text{s}$ ;  $\beta$  - coeficient de dilatare volumetrică, în  $1/^\circ\text{C}$ ;  $r$  - căldura latentă de vaporizare  $\text{J}/\text{kg}$ ;  $t$  - temperatura centesimală, în  $^\circ\text{C}$ ;  $w$  - viteza fluidului, în  $\text{m}/\text{s}$ ;  $l$  - lungimea caracteristică a curgetii, în  $\text{m}$ ;  $\alpha$  - coeficientul de convecție, în  $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ ;  $g$  - accelerația gravitației, în  $\text{m}/\text{s}^2$ ;  $\Delta t$  - diferența de temperatură, în  $^\circ\text{C}$ ;  $\tau$  - timpul, în  $\text{s}$ ;  $\lambda_p$  - conductivitatea termică a peretelui, în  $\text{W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$ ;  $\rho, \rho_0$  - densitatea fluidului în două puncte diferite, în  $\text{kg}/\text{m}^3$ ;  $\Delta p$  - diferența de presiune, în  $\text{Pa}$ ;  $G$  - debitul de fluid, în  $\text{kg}/\text{s}$ ;  $D$  - coeficientul de difuzie, în  $\text{m}^2/\text{s}$ ;  $w_0$  - viteza sunetului în fluid, în  $\text{m}/\text{s}$ .

Semnificația fizică a principalelor criterii adimensionale folosite în transferul de căldură este următoarea :

*Criteriul Reynolds* (Re) caracterizează regimul de curgere a fluidului și se definește ca raportul dintre forțele de inerție și forțele de vâscozitate pentru unitatea de volum de fluid.

*Criteriul Prandtl* (Pr) caracterizează proprietățile, fizice ale fluidului și reprezintă raportul dintre distribuția vitezei la curgerea fluidului și distribuția temperaturii la transferul căldurii.

*Criteriul Péclet* (Pe) se definește ca raportul dintre fluxurile de căldură transmise prin convecție, respectiv, prin conducție, la aceeași diferență de temperatură  $\Delta t$ .

*Criteriul Nusselt* (Nu) este raportul dintre gradientul temperaturii fluidului la suprafața peretelui și un gradient de referință al temperaturii.

*Criteriul Stanton* (St) exprimă raportul dintre fluxul de căldură transmis prin convecție și fluxul de căldură acumulat de fluid.

*Criteriul Grashof* (Gr) intervine, în procesele de convecție liberă și caracterizează acțiunea reciprocă a forțelor ascensionale și a forțelor de vâscozitate a fluidului.

*Criteriul Biot* (Bi) reprezintă raportul dintre rezistența termică interioară (la conducție) și exterioară (la convecție) a unui corp la transferul de căldură între acesta și un fluid.

*Criteriul Fourier* (Fo) se utilizează în procesele tranzitorii de schimb de căldură și exprimă timpul de propagare a căldurii în unități adimensionale.

În practică, coeficientul de convecție  $\alpha$  din legea lui Newton (3.1.18) se calculează, în general, din ecuații criteriale empirice.

Forma explicită generală a relațiilor criteriale este:

$$\text{Nu sau St} = f(\text{Re, Pr, Gr, Pe, } \dots), \quad (3.1.19)$$

unde Nu, St, Re, Pr, Gr, Pe, . . . reprezintă criterii adimensionale, având denumirea și relația de calcul din tabelul 3.1.5.

Coeficientul de convecție se determină prin relația :

$$\alpha = (\lambda/l) Nu [W/m^2 \cdot ^\circ C]; \alpha = c_p \rho w St [W/(m^2 \cdot ^\circ C)] \quad (3.1.20)$$

Formele ecuațiilor criteriale pentru diferite geometrii și regimuri de curgere pot fi consultate în numeroase lucrări de specialitate [2..] [2..][2...3].

În tabelul 3.1.6 se dau limitele aproximative de variație a valorilor coeficientului de convecție  $\alpha$  și a criteriului Pr pentru unele fluide și procese de convecție.

Tabelul 3.1.6

Intervalul de variație a coeficientului de convecție  $\alpha$  și a criteriului Prandtl (Pr)

Fluidul	Pr	Procesul de convecție	$\alpha$ , W/(m <sup>2</sup> ·°C)
Gaze	0,68 - 0,80	Convecție liberă	5 - 100
		Convecție forțată	10 - 300
Apă	0,86 - 13	Convecție liberă	100 - 1000
		Convecție forțată	500 - 4000
		Fierbere nucleică	2000 - 40000
Abur supraîncălzit	0,86 - 0,96	Convecție forțată	25-500
Abur saturat	0,80 - 0,96	Condensare cu picături	30000 - 120000
		Condensare peliculară	4000 - 15000
Uleiuri	20 - 100000	Convecție monofazică	50 - 1800
Fluide organice	2,9 - 9	Convecție monofazică	1000 - 10000
		Condensare	500 - 2000
Metale lichide	0,004 - 0,03	Convecție monofazică	20000 - 80000

#### D. Transferul de căldură bifazic

#### **Transferul de căldură la fierbere**

**Clasificarea** proceselor de fierbere. Fierberea se clasifică în următoarele tipuri:

*Fierbere la convecție liberă și fierbere la convecție forțată.* Fierberea la convecție liberă se produce pe suprafețele încălzite imersate într-un volum mare de lichid staționar. Fierberea la convecție forțată are loc în cazul unor canale de curgere în care un fluid bifazic se deplasează sub influența unei forțe exterioare produse, de obicei, de o pompă.



*Fierbere de suprafață și fierbere în volum (globală).* Fierberea de suprafață este procesul în care formarea vaporilor se datorează căldurii transferate de o suprafață în contact, cu lichidul sau imersată în acesta. Fierberea în volum se produce în întregul volum de lichid, datorită căldurii conținute sau generale în lichid de surse termice volumetrice.

*Fierbere nucleică și fierbere în film.* Fierberea nucleică definește tipul de fierbere la care producerea bulelor de vaporii are loc în jurul unor centre de vaporizare (rugozitatea pereților, gaze dizolvate etc.). Fierberea nucleică poate fi de suprafață și de volum. Fierberea în film reprezintă procesul de formare a unei pelicule continue de vaporii care acoperă suprafața de schimb de căldură.

*Fierbere la saturație și fierbere la subrăcire* (fig. 3.1.4.). Fierberea la saturație are loc când întregul volum de lichid se găsește la temperatura de saturație  $t_s$ , corespunzătoare presiunii fluidului. Fierberea la subrăcire se produce în stratul de lichid adiacent unor suprafețe de încălzire când temperatura lichidului este mai mică decât temperatura de saturație corespunzătoare presiunii respective. Fierberea la saturație și la subrăcire poate fi de tip nucleică sau în film.

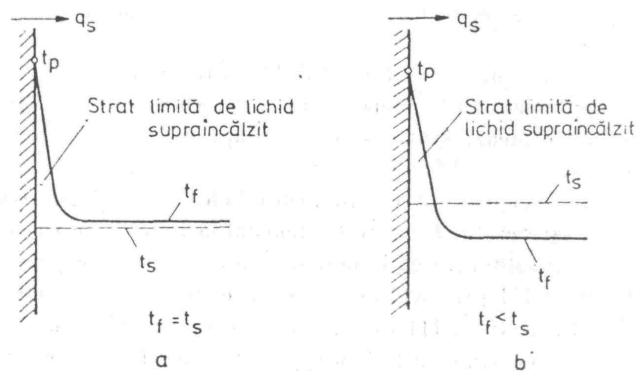


Fig. 3.1.4. Fierberea la saturație (a) și fierberea la subrăcire (b)

**Fierberea în volum mare de lichid.** Acest tip de fierbere apare la introducerea unei suprafețe încălzite într-o incintă cu volum mare de lichid stagnant. Fluidul se deplasează față de suprafața caldă sub acțiunea diferenței de densitate între fluidul cald și rece.

La fierberea nucleică a lichidelor în volum mare, coeficientul de convecție  $\alpha$  se poate calcula cu relațiile criteriale ale lui Labunțov:

$$Nu_* = 0,125 Re_*^{0,65} Pr^{1/3}, \text{ dacă } Re_* \geq 0,01; \quad (3.1.21)$$

unde:

$$Re_* = \frac{ql_*}{r\rho_v v_l}; NU_* = \frac{\alpha l_*}{\lambda_l}; Pr = \frac{v_l}{a_l}; l_* = \frac{c_{pl}\rho\sigma T_s}{(r\rho_v)^2} \text{ [m]} \quad (3.1.22)$$

$q_l, c_{pl}, r, \lambda_l, a_l, \sigma$  fiind proprietățile fizice ale lichidului la temperatura de saturație  $t_s$ ;  $\rho_l, \rho_v$  - densitatea lichidului și vaporilor saturați uscați la temperatura de saturație  $t_s$ ;  $T_s$  - temperatura absolută de saturație. Toate mărimile sunt exprimate în sistemul SI.

Dintre relațiile dimensionale pentru calculul coeficientului de convecție  $\alpha$  sau ale fluxului termic unitar  $q_s$  la fierberea în volum mare de lichid se menționează :

- Relația lui Kutateladze pentru fierbere nucleică:

$$q_s = 22,2 p^{0,54} (t_p - t_s)^{3,33} \quad (3.1.23)$$

unde:  $q_s$  este fluxul unitar la fierbere, în  $W/m^2$ ;  $p$  - presiunea, în bar;  $t_p - t_s$  - diferența de temperatură, în  $^{\circ}C$ .

- Formula lui Rohsenow :

$$q_s = \eta_l r \sqrt{g(\rho_l - \rho_v)} \sigma \left[ c_{pl} (t_p - t_s) / r Pr^{1/7} C_{sf} \right]^3, \quad (3.1.24)$$

în care unitățile de măsură sunt:  $q_s$ , în  $W/m^2$ ,  $c_{pl}$  în  $J/(kg \cdot ^{\circ}C)$ ,  $t_p$  și  $t_s$  în  $^{\circ}C$ ,  $r$  în  $J/kg$ ,  $\eta_l$  în  $N \cdot s/m^2$ ,  $\sigma$  în  $N/m$ ,  $\rho_l$  și  $\rho_v$  în  $kg/m^3$ ,  $g$  în  $m/s^2$ ,  $\lambda_l$  în  $W/m \cdot ^{\circ}C$ . Coeficientul  $C_{sf}$  depinde de tipul suprafeței încălzite și de natura combinației perete-fluid (tabelul 3.1.7)

Tabelul 3.1.7

Valorile coeficientului  $C_{sf}$  pentru diferite combinații fluid-perete

Combinăția fluid perete	$C_{sf}$
Apă-oțel inoxidabil	0,014
Apă-nichel și oțel inoxidabil	0,013
Apă-platină	0,013
Apă-cupru	0,013
Apă-nichel	0,006
Apă-alamă	0,006
n-Pentan-crom	0,015
Tetraclorură de carbon-cupru	0,013
Benzină-crom	0,010
Alcool n-butilic-cupru	0,003
Alcool etilic-crom	0,0027
Alcool izopropilic-cupru	0,0025
35% $K_2CO_3$ -cupru	0,0054

- Relația lui Levy, utilizabilă pentru orice fluid:

$$q_s = 1,313p^{4/3}(t_p - t_s)^3 \text{ [W/m}^2\text{]} \quad (3.1.25)$$

în care  $p$  se exprimă în bar, iar  $\Delta t = t_p - t_s$  în °C.

- Corelația Jens-Lottes:

$$q_s = 2,55e^{0,065p}(t_p - t_s)^4 \text{ [W/m}^2\text{]}, \quad (3.1.26)$$

în care unitățile de măsură sunt :  $p$  în bar,  $t_p - t_s$  în °C.

- Relațiile lui Krujilin pentru apă cu  $p < 40$  bar :

$$\alpha = 3q_s^{0,7} p^{0,15} = 38,7(t_p - t_s)^{2,33} p^{0,5} \text{ [W/m}^2\text{.}^\circ\text{C]}, \quad (3.1.27)$$

în care:  $p$  se exprimă în bar,  $q_s$  în W/m<sup>2</sup>,  $\Delta t = t_p - t_s$  în °C

**Fierberea la curgerea bifazică forțată.** Acest tip de fierbere apare la curgerea forțată a unui lichid sau a unui amestec bifazic printr-un canal încălzit cu o temperatură a peretelui  $t_p$  mai mare decât temperatura de saturație  $t_s$  ( $t_p > t_s$ )

La curgerea forțată a lichidelor în fierbere nucleică prin țevi, lichidul fiind la saturație, coeficientul de convecție  $\alpha$  se poate calcula cu următoarele formule :

a) Relația aproximativă a lui Kutateladze :

$$\alpha = \sqrt{\alpha_{fn}^2 + \alpha_{cf}^2} \text{ [W/(m}^2\text{.}^\circ\text{C)]}, \quad (3.1.28)$$

unde:  $\alpha_{fn}$  este coeficientul de schimb de căldură la fierberea nucleică în volum mare, în W/(m<sup>2</sup> · °C),  $\alpha_{cf}$  - coeficientul de schimb de căldură în convecția forțată monofazică lichidă, în W/(m<sup>2</sup> · °C).

b) Relațiile mai precise ale lui Labunțov :

$$\text{- dacă } \alpha_{fn} / \alpha_{cf} \leq 0,5, \quad \alpha = \alpha_{cf} ; \quad (3.1.29)$$

$$\text{- dacă } 0,5 < \alpha_{fn} / \alpha_{cf} < 2, \quad \alpha = \alpha_{cf} \frac{4\alpha_{cf} + \alpha_{fn}}{5\alpha_{cf} - \alpha_{fn}} ; \quad (3.1.30)$$

$$\text{- dacă } \alpha_{fn} / \alpha_{cf} \geq 2, \quad \alpha = \alpha_{fn} . \quad (3.1.31)$$

### **Transferul de căldură la condensare**

Condensarea este procesul de schimb de căldură prin care se produce transformarea vaporilor în lichid, proces care se desfășoară izoterm și izobar. Cel mai frecvent proces de condensare are loc pe o suprafață

de schimb de căldură cu temperatura  $t_p$  mai mică decât temperatura de saturație a vaporilor ( $t_p < t_s$ ). După modul de formare a fazei lichide pe suprafața de schimb de căldură, se deosebesc două tipuri principale de condensare: peliculară și nucleică.

**Condensarea peliculară** apare în cazul în care condensatul format udă suprafața de schimb de căldură, pe care se formează o peliculă continuă de lichid, care, sub acțiunea forțelor gravitaționale și de frecare, se deplasează descendent pe suprafață, mărindu-și grosimea. Este procesul de condensare tipic pentru aplicațiile tehnice.

Curgerea peliculei de condensat poate fi :

- laminară, obținută pentru pereți cu înălțime mică și pentru debite specifice de condensat mai reduse; transferul de căldură se realizează, în principal, prin conducție termică prin pelicula de condensat ;

- turbulentă, obținută pentru pereți cu înălțime mare și pentru debite specifice de condensat ridicate; transferul de căldură se intensifică datorită apariției unor procese turbulente-difuzive care amestecă mai bine condensatul în peliculă.

Curgerea turbulentă a peliculei apare rar la condensarea pe țevi orizontale, ea realizându-se, de obicei, pe porțiunea inferioară a suprafețelor verticale.

*Stabilirea regimului de curgere a peliculei se face în funcție de criteriul Reynolds sau de lungimea raportată  $Z$  a peliculei, calculate cu relațiile lui Labunțov:*

$$Re = \alpha(t_s - t_p)(4 / r\rho v) = \alpha(t_s - t_p)B; \quad (3.1.32)$$

$$Z = (t_s - t_p)(g / v^2)(\lambda / r\rho v) = (t_s - t_p)A; \quad (3.1.33)$$

$$A = (g / v^2)(\lambda / r\rho v)[1 / (m \cdot ^\circ C)]; \quad B = 4 / r\rho v \quad [m/W], \quad (3.1.34)$$

în care:  $\alpha$  este coeficientul *mediu* de convecție la condensare, în  $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$  ;  $t_s$ ,  $t_p$  - temperatura de saturație, respectiv, a suprafeței de schimb de căldură, în  $^\circ C$ ;  $l$  - lungime caracteristică (pentru suprafețe verticale  $l = H$ , unde  $H$  este înălțimea suprafeței, iar pentru țevi orizontale  $l = \pi R$ ,  $R$  fiind raza țevii), în  $m$ ;  $\lambda$ ,  $\nu$ ,  $\rho$  - conductivitatea termică, vâscozitatea cinematică, respectiv, densitatea condensatului la temperatura de saturație  $t_s$  în  $W/(m \cdot ^\circ C)$ ,  $m^2/s$ ,  $kg/m^3$ ;  $r$  - căldura latentă de condensare la temperatura  $t_s$ , în  $J/kg$ .

Pentru *țevi orizontale* curgerea peliculei de condensat este laminară până la valorile  $Re_{cr} = 3\ 200$  sau  $Z_{cr} = 3\ 900$ , iar pentru *suprafețe verticale* până la valorile  $Re_{cr} = 1\ 600$  sau  $Z_{cr} = 2\ 300$ ; peste aceste valori curgerea peliculei devine turbulentă.

Mărimile dimensionale  $A$  și  $B$  depind exclusiv de proprietățile fizice ale fluidului considerat, putând fi calculate în funcție de temperatura de saturație  $t_s$ . În tabelul 3.1.8 se dau valorile lui  $A$  și  $B$  pentru apă.

**Condensarea nucleică** (cu picături) apare în cazul în care condensatul nu udă suprafața de schimb de căldură. Pe suprafață, în centre de condensare, se formează picături, care se măresc și se desprind de suprafață sub acțiunea forțelor de gravitație. În acest proces, greu de realizat și menținut în practică se obțin coeficienți de convecție mari.

Tabelul 3.1.8

Valorile mărimilor *A* și *B* din relațiile (3.1.32) și (3.1.33) pentru apă

$t_s, ^\circ\text{C}$	$A, \text{l}/(\text{m}\cdot^\circ\text{C})$	$B\cdot 10^3, \text{m}/\text{W}$	$t_s, ^\circ\text{C}$	$A, \text{l}/(\text{m}\cdot^\circ\text{C})$	$B\cdot 10^3, \text{m}/\text{W}$
20	5,16	1,62	170	136	12,04
30	7,88	2,06	180	150	12,90
40	11,4	2,54	190	167	14,02
50	15,6	3,06	200	182	15,05
60	20,9	3,62	210	197	16,08
70	27,1	4,22	220	218	17,63
80	34,5	4,88	230	227	18,40
90	42,7	5,57	240	246	19,78
100	51,5	6,28	250	264	21,32
110	60,7	6,95	260	278	22,70
120	70,3	7,65	270	296	24,42
130	82,0	8,47	280	312	26,31
140	94,0	9,29	290	336	28,72

### E. Transferul de căldură prin radiație

Prin transferul de căldură radiant sau radiație termică se înțelege transportul de căldură de la un corp la altul prin unde electromagnetice, cu condiția ca mediul ce le separă să fie transparent pentru radiațiile termice ( $\lambda = 0,8 - 400\mu\text{m}$ ). Mecanismul intim al transferului de căldură radiant constă în transformarea unei părți a energiei interne a corpului în energie radiantă, care se propagă sub formă de unde electromagnetice în spațiu și care întâlnind celălalt corp, se transformă în energie termică la zona de contact cu el.

Pe baza interpretării date de Planck, prin noțiunea de cuantă de energie, orice corp omogen, în orice stare de agregare cu  $T > 0 \text{ K}$ , emite radiații electromagnetice a căror intensitate de emisie este proporțională cu temperatura. Această emisie se datorește scoaterii electronilor de pe orbita atomilor prin șocurile

intermoleculare, electroni care, trecând pe altă orbită, eliberează sub formă de unde electromagnetice energie de șoc, ceea ce determină scăderea temperaturii lui. Invers, orice corp care primește un șoc energetic sub formă de undă electromagnetică își ridică temperatura, datorită procesului de mutare a electronilor de pe o orbită pe alta, sub acțiunea acestui șoc.

### **Definiții și noțiuni de bază**

**Puterea totală de emisie** reprezintă energia totală radiată,  $E$ , de unitatea de suprafață a unui corp, în unitatea de timp, pe toate lungimile de undă, exprimată în  $W/m^2$ .

**Energia radiată totală** incidentă pe suprafața unui corp se distribuie sub formă de energie absorbită, energie reflectată și energie difuzată. Analitic se poate exprima sub forma :

$$E = E_R + E_D + E_A \quad [W/m^2] \quad (3.1.35)$$

sau

$$\left. \begin{aligned} \frac{E_R}{E} + \frac{E_D}{E} + \frac{E_A}{E} &= 1 \\ \frac{E_R}{E} &= R; \frac{E_D}{E} = D; \frac{E_A}{E} = A; \\ R + D + A &= 1 \end{aligned} \right\} \quad (3.1.36)$$

în care:  $A$  este coeficientul de absorbție al suprafeței corpului respectiv;  $R$  — coeficientul de reflexie;  $D$  — coeficientul de difuzie.

Coeficienții  $A$ ,  $R$  și  $D$  pot lua valori între 0 și 1, în funcție de natura corpului, starea suprafeței, temperatură și spectrul radiației incidente. Din punct de vedere al acestor coeficienți, corpurile se împart în :

— *Corp negru absolut* — absoarbe toate radiațiile incidente pe toate lungimile de undă. În acest caz,  $A = 1$ ;  $R = D = 0$ ;

— *Corp alb absolut* — reflectă toate radiațiile incidente, pe toate lungimile de undă. În acest caz,  $R = 1$ ;  $A = D = 0$ ;

— *Corp diaterm perfect* — transparent pentru toate radiațiile incidente, pe toate lungimile de undă. În acest caz,  $D = 1$ ;  $A = R = 0$ ;

— *Corp cenușiu* — absoarbe și reflectă radiațiile incidente în anumite proporții, pe toate lungimile de undă. În acest caz,  $A + R = 1$ ,  $D = 0$ ;

— *Corp colorat* — absoarbe selectiv radiația incidentă pe anumite lungimi de undă.  $A_\lambda + R_\lambda = 1$ ;  $D = 0$ .

**Suprafață lucie** este suprafața care reflectă radiațiile incidente într-o direcție determinată, unghiul de incidență fiind egal cu unghiul de reflecție.

**Suprafață mată** este suprafața care reflectă radiațiile incidente în toate direcțiile.

**Radiația monocromatică** corespunde unei anumite frecvențe de oscilație,  $\nu$ , sau unei anumite lungimi de undă  $\lambda$

**Radiația integrală** cuprinde întregul spectru de radiație, cu  $\lambda$  variind între 0 și  $\infty$ . Radiațiile termice cuprinse între lungimile de undă  $4 \cdot 10^{-2} - 4 \cdot 10^{-5}$  cm respectă legile radiației luminoase, deci se reflectă, se refractă sau sunt absorbite.

**Factorul de emisie**,  $e$ , este raportul dintre puterea totală de emisie a unui corp oarecare  $E$  și puterea totală de emisie a corpului negru  $E_0$ :

$$e = \frac{E}{E_0} \text{ [W/m}^3\text{]} \quad (3.1.37)$$

**Intensitatea de radiație**,  $I_\lambda$ , reprezintă energia radiată de unitatea de suprafață a unui corp, în unitatea de timp, pe o anumită lungime de undă  $\lambda$ :

$$I_\lambda = \frac{dE}{d\lambda} \text{ [W/m}^3\text{]} \quad (3.1.38)$$

Puterea totală de emisie a unui corp,  $E$ , se poate determina din relația (3.1.38), dacă se cunoaște legea de distribuție a energiei de radiație în funcție de lungimea de undă  $\lambda$ :

$$E = \int_0^\infty dE = \int_0^\infty I_\lambda d\lambda \text{ [W/m}^2\text{]} \quad (3.1.39)$$

### **Legile radiației termice**

a) **Legea lui Planck** reprezintă legea de distribuție a intensității de radiație,  $I_\lambda$ , în funcție de lungimea de undă,  $\lambda$ , pentru corpul negru absolut, la diferite temperaturi (fig.3.1.5), exprimată prin relația:

$$I_\lambda = \frac{c_2}{\lambda^5} \left( e^{\frac{c_2}{\lambda T}} - 1 \right)^{-1} \text{ [W/m}^3\text{]} \quad (3.1.40)$$

în care :  $C_1$  este prima constantă a lui Planck,  $C_1 = 0,374 \cdot 10^{-15} \text{ W} \cdot \text{m}^3$ ;  $C_2$  – a doua constantă a lui Planck,  $C_2 = 1,4388 \cdot 10^{-2} \text{ m} \cdot \text{K}$ ;  $\lambda$  – lungimea de undă, în m ;  $T$  – temperatura absolută, în K.

Din legea lui Planck rezultă că, intensitatea de radiație crește inițial cu ridicarea temperaturii și prezintă un maxim pentru fiecare temperatură  $T$ , apoi scade.

b) **Legea lui Reyleigh-Jeans**. Legea lui Planck are două cazuri extreme în care forma sa analitică se simplifică. Primul caz corespunde valorilor foarte mari ale lungimilor de undă, pentru care termenul  $\lambda T \gg C_2$  și ca urmare,  $C_2/(\lambda T) \ll 1$ . În aceste condiții, relația (3.1.40) ia forma:

$$I_{\lambda} = \frac{c_1 T}{c_2 \lambda^4} \quad [\text{W/m}^3] \quad (3.1.41)$$

cunoscută ca legea lui Reyleigh-Jeams.

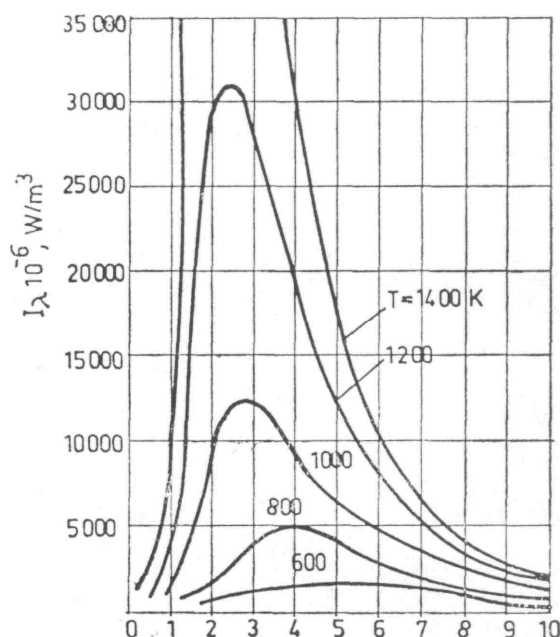


Fig. 3.1.5. Distribuția intensității de radiație  $I_{\lambda} = f(\lambda)$  pentru corpul negru absolut.

c) **Legea lui Wien.** Cel de-al doilea caz limită al legii lui Planck corespunde unor valori mici ale lungimii de undă, pentru care  $\lambda T \ll C_2$  și deci  $C_2/(\lambda T) \gg 1$ . Ca urmare, expresia (3.1.41) capătă forma:

$$I_{\lambda} = \frac{c_1}{\lambda^5} e^{-c_2/\lambda T}. \quad (3.1.42)$$

Prin egalarea cu 0 a derivatei lui  $I_{\lambda}$  din (3.1.42), rezultă :

$$\lambda_{max} T = 2,898 \cdot 10^{-3} \text{ [m} \cdot \text{K]}, \quad (3.1.43)$$

în care  $\lambda_{max}$  este lungimea de undă la care  $I_{\lambda}$  este maxim.

Potrivit legii lui Wien, maximul intensității de radiație se deplasează cu creșterea temperaturii către lungimi de undă din ce în ce mai mici.

Domeniile de aplicabilitate ale legilor lui Planck, Reyleigh-Jeans și Wien, pentru o temperatură  $T$  sunt :

- pentru  $0 < \lambda < 0,5 \lambda_{maxT} \rightarrow$  legea lui Wien;
- pentru  $0,5 \lambda_{maxT} < \lambda < 4,5 \lambda_{maxT} \rightarrow$  legea lui Planck;
- pentru  $4,5 \lambda_{maxT} < \lambda < \lambda_{\infty} \rightarrow$  legea lui Reyleigh-Jeans.

d) **Legea lui Ștefan Boltzmann** stabilește, pe baza legii lui Planck, dependența puterii totale de emisie,  $E_0$ , a corpului negru absolut de temperatura acestuia  $T$ , în forma :



$$E_0 = \int_{\lambda=0}^{\lambda=\infty} I_{\lambda} d\lambda = C_0 \left( \frac{T}{100} \right)^4 \quad [\text{W/m}^2] \quad (3.1.44)$$

unde  $C_0 = 5,67 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)$  este coeficientul de radiație al corpului negru absolut.

Legea lui Stefan-Boltzmann se aplică și corpurilor cenușii:

$$E = \varepsilon E_0 = \varepsilon_0 C_0 \left( \frac{T}{100} \right)^4 = C \left( \frac{T}{100} \right)^4 \quad [\text{W/m}^2] \quad (3.1.45)$$

unde:  $\varepsilon = \frac{C}{C_0} \leq 1$  este factorul de emisie al corpului cenușiu oarecare;

$C$  - coeficientul de radiație al corpului cenușiu, în  $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)$ .

e) **Legile lui Kirchoff.** *Legea I* exprimă legătura dintre cantitatea de energie emisă și cea absorbită de către un corp, în anumite condiții de temperatură. Ea are două formulări și anume [54] : „puterea totală de emisie a unui corp aflat într-o incintă adiabată la temperatura  $T$ , nu depinde de natura lui, ci numai de proprietățile incintei" sau „orice corp absoarbe energia radiată pe aceleași lungimi de undă pe care și emite".

Prin urmare, raportul dintre puterea totală de emisie și coeficientul de absorbție este același pentru toate corpurile, egal cu puterea totală de emisie a corpului negru absolut și depinde numai de temperatură.

$$\frac{E_1}{A_1} = \frac{E_2}{A_2} = \dots = \frac{E_n}{A_n} = \frac{E_0}{A_0} = E_0 = C_0 \left( \frac{T}{100} \right)^4 = f(T) \quad (3.1.46)$$

în care, pentru corpul negru absolut,  $A_0 = 1$ .

*Legea a 11-a a lui Kirchoff* reprezintă raportul dintre puterea totală de emisie  $E$  a unui corp cenușiu și puterea totală de emisie  $E_0$  a corpului negru absolut.

$$\varepsilon = \frac{E}{E_0} = \frac{C \left( \frac{T}{100} \right)^4}{C_0 \left( \frac{T}{100} \right)^4} = \frac{C}{C_0} \rightarrow E = \varepsilon E_0 = \varepsilon C_0 \left( \frac{T}{100} \right)^4 \quad (3.1.47)$$

$$C = \varepsilon C_0$$

unde  $\varepsilon$  este factorul de emisie (coeficientul de negreală) al corpului cenușiu. Un concept important al Legii lui Kirchoff este acela că, pentru un corp în echilibru termodinamic, coeficientul de absorbție  $A$  este egal cu factorul de emisie  $\varepsilon$ , adică :

$$A = \varepsilon \quad (3.1.48)$$

Pentru factorul de emisie  $\varepsilon$ , se pot face următoarele precizări :

- valorile lui  $\varepsilon$  depind de starea suprafeței ;
- pentru suprafețele metalice bine polizate,  $\varepsilon$  este foarte scăzut;
- pentru toate suprafețele metalice,  $\varepsilon$  crește cu temperatura ;
- factorul de emisie  $\varepsilon$  crește sensibil cu formarea straturilor groase de oxizi și cu rugozitatea ;
- valorile lui  $\varepsilon$ , pentru suprafețe nemetalice, sunt mult mai mari decât pentru suprafețele metalice și prezintă o descreștere cu ridicarea temperaturii.

f) **Legea lui Lambert** stabilește că energia emisă într-o direcție este proporțională cu cosinusul dintre această direcție și normala la suprafața respectivă :

$$d^2 E_{\varphi} = dE_{0n} d\Omega \cos \varphi_1 \quad [\text{W}] \quad (3.1.49)$$

în care:  $d\Omega$  este unghiul solid care determină elementul  $dS_2$  asupra căruia este radiată energia elementului  $dS_1$ ;  $\varphi_1$  — unghiul dintre direcția radiației și normala la suprafața care radiază,  $dS_1$ ;  $E_{0n}$  — radiația normală.

Această lege este strict aplicabilă unui corp negru absolut, care emite uniform în toate direcțiile, radiațiile emise fiind considerate nepolarizate. Pentru celelalte materiale (corpuri), ea este aproximativă, deoarece factorul de emisie al suprafețelor reale nu este uniform în toate direcțiile.

Fluxul termic radiant schimbat între suprafețe solide separate de un mediu neabsorbant de radiații se poate determina cu ajutorul expresiilor analitice ale legilor radiației.

Pentru exemplificare, se prezintă câteva cazuri practice întâlnite frecvent în tehnică.

### **Transferul de căldură prin radiație între două plăci plane paralele, de suprafață foarte mare**

Schimbul de căldură prin radiație între două plăci plane paralele este un proces complex de absorbții repetate și reflexii amortizate.

Dacă puterea totală de emisie, coeficientul de absorbție și temperatura absolută sunt respectiv  $E_1$ ,  $A_1$ ,  $T_1$  pentru prima placă și  $E_2$ ,  $A_2$ ,  $T_2$  pentru a doua, unde  $T_1 > T_2$ , căldura schimbată prin radiație între cele două plăci se determină cu ajutorul Legii lui Stefan-Boltzmann :

$$q_{1-2} = A_{12} C_0 \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right] = C_{12} \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \quad [\text{W/m}^2] \quad (3.1.50)$$

în care:

$$\left. \begin{aligned} A_{12} &= \frac{1}{\frac{1}{A_1} + \frac{1}{A_2} - 1}; && \text{coeficient mutual de absorbtiei} \\ C_{12} &= \frac{1}{\frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2} + \frac{1}{C_0}} && \text{coeficient mutual de radiatie} \end{aligned} \right\} \quad (3.1.51)$$

Ținând seama că:  $C_1 = \varepsilon_1 C_0 = A_1 C_0$  și  $C_2 = \varepsilon_2 C_0 = A_2 C_0$  se poate scrie:

$$\varepsilon_{12} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1} \quad \text{-- factorul mutual de emisie} \quad (3.1.52)$$

și

$$q_{12} = C_{12} \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right] = \varepsilon_{12} C_0 \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \quad (3.1.53)$$

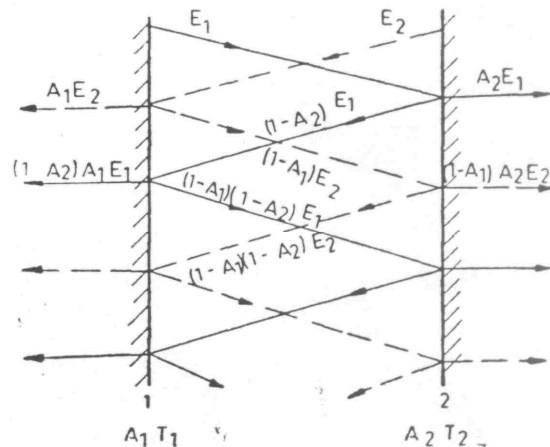


Fig. 3.1.6. Schimbul de căldură prin radiație între două plăci plane paralele.

**Transferul de căldură prin radiație între două plăci plane paralele cu ecrane de radiație între ele.**

Fie  $T_1, T_2, T_E$  temperaturile absolute ale plăcii 1, plăcii 2 și respectiv a ecranului  $E$  care nu este cunoscută (fig. 3.1.7). De obicei, ecranul este considerat ca un perete foarte subțire cu o rezistență termică conductivă neglijabilă.

În regim staționar, fluxul de căldură transferat este constant:

$$q_{12} = q_{1E} = q_{E2} \quad (3.1.54)$$

Prin urmare :

$$q_{12} = C_{1E} \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_E}{100} \right)^4 \right] = C_{E2} \left[ \left( \frac{T_E}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \quad [\text{W/m}^2] \quad (3.1.55)$$

de unde se determină temperatura necunoscută  $T_E$ :

$$\left( \frac{T_E}{100} \right)^4 = \frac{C_{1E} \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - C_{E2} \left( \frac{T_2}{100} \right)^4}{C_{1E} + C_{E2}} \quad (3.1.56)$$

Înlocuind termenul  $\left( \frac{T_E}{100} \right)^4$  din relația (3.1.55) cu expresia corespunzătoare din (3.1.56), se obține:

$$q_{12} = \frac{C_{1E} C_{E2}}{C_{1E} + C_{E2}} \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right] = C_{1,E,2} \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \quad (3.1.57)$$

în care:  $C_{1,E,2}$  este coeficientul mutual de radiație;

$\varepsilon_{1,E,2}$  — factorul mutual de emisie între plăcile 1 și 2 în prezența unui ecran de radiație.

$$\left. \begin{aligned} C_{1,E,2} &= \frac{C_{1E} C_{E2}}{C_{1E} + C_{E2}} \quad [W/(m^2 K^4)] \\ \varepsilon_{1,E,2} &= \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_{1,E}} + \frac{1}{\varepsilon_{E,2}}} \end{aligned} \right\} \quad (3.1.58)$$

Când,  $\varepsilon_1 = \varepsilon_{1,E} = \varepsilon_{E,2} = \varepsilon_2$ , se obține:

$$\varepsilon_{1,E,2} = \frac{1}{2} \quad (3.1.59)$$

În cazul în care între cele două plăci sunt intercalate mai multe ecrane, calculul se desfășoară în mod similar, obținându-se:

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon_{1,E_1,E_2,\dots,E_n,2} &= \frac{1}{n+1} \\ q_{1,E_1,E_2,\dots,E_n,2} &= \frac{1}{n+1} q_{12} \quad [W/m^2] \end{aligned} \right\} \quad (3.1.60)$$

unde  $q_{12}$  este fluxul termo-radiant transferat între cele două plăci în absența ecranelor.

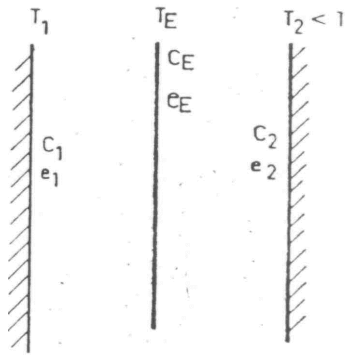


Fig. 3.1.7. Schimbul de căldură prin radiație între două

### Transferul de căldură prin radiație în spații închise

Se consideră o suprafață închisă cu coeficientul de absorbție  $A_1$  suprafața  $S_1$  și temperatura absolută  $T_1$ , înconjurată de o suprafață cu caracteristicile  $A_2, S_2, T_2$ , unde  $T_2 < T_1$  (fig. 3.1.8).

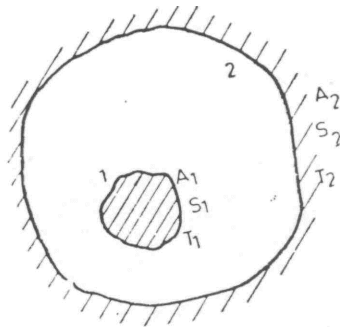


Fig. 3.1.8. Schimbul de căldură prin radiație între două suprafețe închise, una condiționând-o pe cealaltă.

Schimbul de căldură prin radiație între cele două suprafețe este dat de relația :

$$Q_{12} = A_{12} C_0 S_1 \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right] = C_{12} S_1 \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \text{ [W]} \quad (3.1.61)$$

în care:

$$\left. \begin{aligned} A_{12} &= \frac{1}{\frac{1}{A_1} + \frac{S_1}{S_2} \left( \frac{1}{A_2} - 1 \right)}; \\ C_{12} &= \frac{1}{\frac{1}{C_1} + \frac{S_1}{S_2} \left( \frac{1}{C_2} - \frac{1}{C_0} \right)} \end{aligned} \right\} \quad (3.1.62)$$

au aceeași semnificație ca în relația (3.1.55).

### Transferul de căldură prin radiație între două suprafețe de formă, mărime și poziție relativă oarecare

Aplicând legea lui Lambert în cazul a două suprafețe oarecare, caracterizate de  $A_1, S_1, T_1$  și respectiv  $A_2, S_2, T_2$ , se obține:

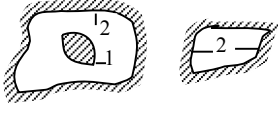
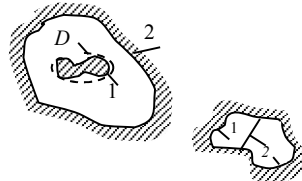
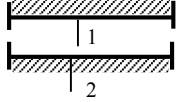
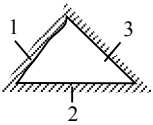
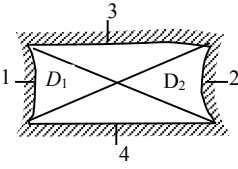
$$Q_{12} = A_1 A_2 C_0 S_c \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \varphi_{1-2} \text{ [W]} \quad (3.1.63)$$

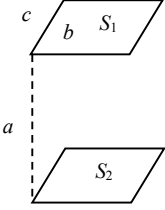
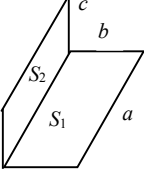
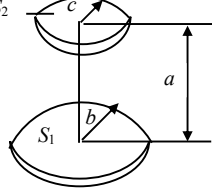
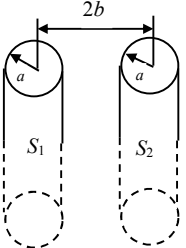
unde :  $S_c$  este suprafața de schimb de căldură de calcul, în  $m^2$ ;  $\varphi_{12}$  — coeficientul unghiular mediu, determinat în funcție de forma, dimensiunile, dispoziția reciprocă și distanța între suprafețe.

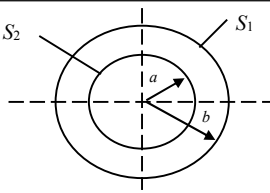
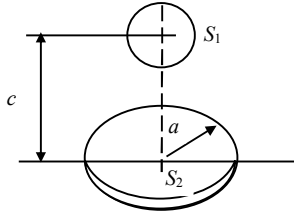
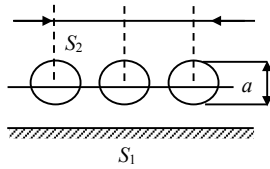
În tabelul 3.1.9 sunt prezentate relații de calcul pentru calculul suprafeței raportate și coeficienților unghiulari medii de radiație.

Tabelul 3.1.9

Relații pentru calculul suprafeței raportate și al coeficienților unghiulari medii de radiație

Nr. crt.	Forma și tipul de așezare relativă a suprafețelor	Schema	Suprafața de radiație raportată și coeficienții medii unghiulari de radiație
0	1	2	3
1	Două suprafețe formând sisteme închise. Suprafața mai mică nu prezintă concavități.		$\Phi_{12} = 1; \Phi_{21} = \frac{S_1}{S_2};$ $S_{12} = S_1$
2	Două suprafețe formând sisteme închise. Suprafața mai mică are concavități		$\Phi_{12} = \frac{D}{S_1}$ $\Phi_{21} = \frac{D}{S_2}; S_{12} = D$ $D$ — suprafața înfășurătoare a suprafeței concave
3	Doi pereți paraleli cu dimensiuni mari față de distanța dintre ei.		$\Phi_{12} = \Phi_{21} = 1;$ $S_{12} = S_1 = S_2$
4	Trei suprafețe formând un contur închis.		$\Phi_{12} = \frac{1}{2} \left( 1 + \frac{S_2}{S_1} - \frac{S_3}{S_1} \right);$ $S_{12} = \frac{1}{2} (S_1 + S_2 - S_3)$
5	Patru suprafețe formând un contur închis.		$S_{12} = \frac{1}{2} (D_1 + D_2 - S_3 - S_4);$ $S_{13} = \frac{1}{2} (S_1 + S_3 - D_1);$ $S_{14} = \frac{1}{2} (S_1 + S_4 - D_2)$

0	1	2	3
6	Două suprafețe dreptunghiulare identice dispuse paralel.		$\Phi_{12} = \frac{1}{\pi} \left[ \frac{1}{BC} \ln \left( \frac{XY}{X+Y-1} \right) + \frac{2\sqrt{X}}{B} \operatorname{ctg} \frac{C}{\sqrt{X}} + \frac{2\sqrt{X}}{C} \operatorname{ctg} \frac{B}{\sqrt{Y}} - \frac{2}{C} \operatorname{ctg} B - \frac{2}{B} \operatorname{ctg} C \right]$ <p>unde: <math>B=b/a; C=c/a; X=1+B^2;</math>  <math>Y=1+C^2</math></p>
7	Două suprafețe dreptunghiulare dispuse perpendicular una pe cealaltă.		$\Phi_{12} = \frac{1}{\pi B} x \left\{ \frac{1}{4} \ln \left[ \frac{(1+B^2)(1+C^2)}{1+B^2+C^2} \right] \cdot \left( \frac{B^2(1+B^2+C^2)}{(1+B^2)(B^2+C^2)} \right)^{B^2} \cdot \left( \frac{C^2(1+B^2+C^2)}{(1+C^2)(B^2+C^2)} \right)^{C^2} \right\} + B \operatorname{ctg} \left( \frac{1}{B} \right) + C \operatorname{ctg} \left( \frac{1}{C} \right) - \sqrt{B^2+C^2} \operatorname{ctg} \left( \frac{1}{B^2+C^2} \right)$ <p>unde <math>B = b/a; C = c/a</math></p>
8	Două discuri circulare paralele.		$\Phi_{12} = \frac{1}{2B^2} \left( X - \sqrt{X^2 - 4B^2C^2} \right)$ <p>unde:  <math>B = \frac{b}{a}; C = \frac{c}{a};</math>  <math>X = 1 + B^2 + C^2</math></p>
9	Doi cilindri inefiniți paraleli.		$\Phi_{12} = \frac{2}{\pi} \left[ \sqrt{B^2 - 1} + \operatorname{cos ec} \left( \frac{1}{B} \right) - B \right]$ <p>unde:  <math>B = \frac{b}{a}</math></p>

0	1	2	3
10	Două sfere concentrice.		$\Phi_{12} = \left(\frac{a}{b}\right)^2$ $\Phi_{21} = 1; \Phi_{11} = 1 - \left(\frac{a}{b}\right)^2$
11	O sferă amplasată coaxial deasupra unui disc.		$\Phi_{12} = \frac{1}{2} \left[ 1 - \frac{1}{\sqrt{1 + (a/c)^2}} \right]$
12	O suprafață plană infinită și un rând de țevi.		$\Phi_{12} = 1 - \sqrt{1 - (a/b)^2} + \frac{a}{b} \arctg \sqrt{(b/a)^2 - 1};$ $\Phi_{21} = \frac{1}{\pi} \left[ \frac{b}{a} + \sqrt{\left(\frac{b}{a}\right)^2 - 1} + S_{12} = \Phi_{12} b + \arctg \sqrt{\left(\frac{b}{a}\right)^2 - 1} \right];$ $= \Phi_{21} \pi a;$ <p><math>S_{12}</math> se referă la o țevă cu lungimea de 1 m</p>

Caracteristica relativă de absorbție a stratului poate fi determinată sub forma:

$$a_\lambda = \frac{I_\lambda^0 - I_\lambda}{I_\lambda^0} = 1 - \varepsilon^{-k\lambda l} \tag{3.1.64}$$

și are sensul unui factor de emisie a mediului absorbant.

### 3.2. Elemente caracteristice ale proceselor de ardere în instalațiile termoenergetice

#### A. Tipuri de combustibili utilizați în instalațiile industriale – proprietăți termochimice

##### Compoziția combustibililor solizi

Complexul de substanțe ce formează un combustibil solid este format din:

- masa organică, ce este alcătuită din substanțe în a căror constituție intră carbonul, hidrogenul, oxigenul, azotul și sulful;



- masa anorganică, formată din substanțele minerale;
- umiditatea.

Dacă la masa organică se ia în considerare și sulful combustibil din masa anorganică, se obține masa combustibilă.

Deoarece, masa minerală se obține prin calcinarea cărbunelui la  $815 \pm 25^\circ\text{C}$ , aceasta mai poartă numele și de cenușă.

Suma dintre masa minerală și umiditate formează balastul cărbunelui. Compoziția și proprietățile masei organice variază cu vârsta geologică, o dată cu creșterea vârstei, cantitatea de carbon și puterea calorifică crescând.

Sulful se compune din sulful organic (aflat în combinațiile masei organice) și din sulful mineral (sulfurile ard și de aceea sulful combustibil conține sulful organic și cel din sulfuri, sulfații fiind atașați masei minerale).

Umiditatea cărbunilor se împarte în două categorii:

- umiditatea de îmbibație (superficială sau externă); se pierde prin uscarea cărbunelui în aer liber până la greutate constantă, sau în etuvă la o temperatură maximă de  $45^\circ\text{C}$ ;
- umiditatea higroscopică (coloidală, interioară). Reprezintă apa rămasă în cărbune după îndepărtarea umidității de îmbibație și se determină prin uscarea în etuvă la  $105^\circ\text{C}$  a unei probe, ce a fost în prealabil supusă îndepărtării umidității de îmbibație.

Suma celor două umidități, formează umiditatea totală a cărbunelui.

A	C	H	N	O	S	W
Cenușă	Masa organică					Umiditate
	Cărbune fix		Materii volatile			

Fig. 3.2.1. Reprezentarea schematică a analizei imediate a combustibililor solizi

### Stările de referință ale combustibililor solizi

Conform STAS 298-69, combustibilii solizi pot avea următoarele stări:

- starea inițială (simbolizată prin atașarea indicelui superior *i*). Definește combustibilul în condițiile de zăcământ (dare în folosință). Combustibilul conține umiditatea totală;
- proba pentru analiză (indice superior *a*), reprezintă proba de combustibil cu granulația sub 0,2 mm, conținând numai umiditatea probei pentru analiză, o parte sau întreaga umiditate de îmbibație nemaieexistând;

- starea anhidră (combustibil anhidru-simbol *anh*), reprezintă cazul combustibilului lipsit de umiditate;
- starea (masa) combustibilă aparentă (simbol *mc*), reprezintă cazul combustibilului anhidru și fără cenușă;
- starea (masa) combustibilă reală (simbol *mr*), reprezintă cazul combustibilului anhidru și fără masă minerală, dar conținând sulful din sulfuri;
- starea (masa) organică (indice 0), reprezintă cazul combustibilului anhidru și fără masă minerală.

Analiza elementară (STAS 398-69), evidențiază un combustibil solid sub forma a cinci elemente (carbon - C, hidrogen - H, oxigen - O, sulf - S, azot - N) și a două substanțe (apa și cenușa) prin exprimare în procente masice:

$$C^i + H^i + O^i + N^i + S_c^i + A^i + W_t^i = 100, \% \quad (3.2.1)$$

Cu  $S_c$  s-a notat sulful combustibil, ce reprezintă suma dintre sulful organic  $S_o$  și sulful din sulfuri  $S_s$ .

$$S_c^i = S_o^i + S_s^i, \% \quad (3.2.2)$$

$W_t^i$  reprezintă umiditatea totală și este suma dintre umiditatea de îmbibație  $W_t^i$  și cea higroscopică  $W_h^i$ .

$$W_t^i = W_i^i + W_h^i;$$

$$C^a + H^a + O^a + N^a + S_c^a + A^a + W_a^a = 100, \% ;$$

$$C^{anh} + H^{anh} + O^{anh} + N^{anh} + S_c^{anh} + A^{anh} = 100, \% ;$$

$$C^{mc} + H^{mc} + O^{mc} + N^{mc} + S_c^{mc} = 100, \% ;$$

$$C^{mr} + H^{mr} + O^{mr} + N^{mr} + S_c^{mr} = 100, \% ;$$

$$C^o + H^o + O^o + N^o + S_o^o = 100, \% ;$$

La variația conținutului de umiditate, cenușă și balast, factorii pentru calculul componentelor analizei elementare din starea a doua față de starea inițială sunt, respectiv:

$$f_{1-2} = \frac{100 - W_t^{i_2}}{100 - W_t^{i_1}} \cdot \frac{100 - A^{i_2}}{100 - A^{i_1}} \cdot \frac{100 - W_t^{i_2} - A^{i_2}}{100 - W_t^{i_1} - A^{i_1}} \quad (3.2.3)$$

Factorii la recalculare, permit și trecerea analizei elementare de la starea 1, la starea 2.

$$C^{i_2} = C^{i_1} \cdot f_{1-2}; H^{i_2} = H^{i_1} \cdot f_{1-2}, \dots \quad (3.2.4)$$

## Combustibilii lichizi

În scopuri energetice se utilizează păcura, combustibilii lichizi ușori, dar și deșeuri lichide (uleiuri, gudroane, leșii, etc.). Combustibilul lichid ușor (STAS 54-80) este un amestec de păcură cu motorină.

Păcura (STAS 50-83), prezintă avantajul unei puteri calorifice inferioare ridicate (circa 40000 kJ/kg), poate fi ușor transportată și stocată, iar în urma arderii nu produce cenușă ca element de poluare.

Păcura prezintă însă dezavantajul necesității unei preîncălziri pentru manipulare (40-60 ° C), a unei preîncălziri mai puternice pentru pulverizare (până la max. 160 ° C) și dacă conține sulf, apariția coroziunii de joasă temperatură și a poluării cu SO<sub>2</sub> și SO<sub>3</sub>. Conținutul de V<sub>2</sub>O<sub>5</sub> din cenușa păcurilor produce un alt efect nedorit, coroziunea de înaltă temperatură.

Un combustibil lichid ușor se prezintă prin analiza elementară (similar combustibililor solizi):

$$C^i + H^i + S_c^i + O_i + N^i + A^i + W_t^i = 100, \%, \quad (3.2.5)$$

cu precizarea că noțiunea de stare inițială există numai pentru o scriere similară cu a combustibililor solizi.

După conținutul de sulf, pentru domeniu  $S_c^i < 1\%$  sunt păcurile cu conținut redus de sulf, pentru  $1 < S_c^i < 2\%$  păcurile cu conținut mediu de sulf, iar pentru  $S_c^i > 2\%$  păcurile cu conținut ridicat de sulf. Combustibilii lichizi ușori intră în prima categorie.

Combustibilii lichizi, sunt caracterizați printr-un mare conținut de carbon, raportul  $C^i / H^i$  având o valoare medie în jurul cifrei opt. Substanțele minerale sunt în general combinații ale metalelor alcaline pământoase și produse ale coroziunii metalice ale instalațiilor de producere și depozitare - de regulă  $A^i \leq 1\%$ . Cantitatea de apă nu depășește de regulă valoarea de 1,5 %.

Din punct de vedere al proceselor de pulverizare și ardere, la un combustibil lichid interesează următoarele caracteristici:

- viscozitatea; exprimată de regulă în grade Engler (°E) și care reprezintă raportul dintre timpul de scurgere a 200 cm<sup>3</sup> de combustibil încălzit la o anumită temperatură și timpul de scurgere a aceeași cantități de apă distilată la 20 ° C. Pentru o bună pulverizare, combustibilul trebuie preîncălzit până atinge o viscozitate de 2 - 3 ° E. Combustibilii lichizi ușori, la 50 ° C au o viscozitate sub 6°E. Păcurile vâscoase, au nevoie de o preîncălzire până la 140 - 160°C;
- punctul de congelare; reprezintă temperatura la care o epruvetă plină cu combustibil și înclinată la 45°, nu-și schimbă meniscul timp de un minut. Păcurile utilizate în țara noastră, au o temperatură de congelare cuprinsă între 10 și 40°C;

- inflamabilitatea; reprezintă temperatura cea mai mică la care vaporii degajați din combustibil, în amestec cu aerul, sunt la limita de aprindere (temperatura de inflamabilitate trebuie deosebită de cea de aprindere);
- aciditatea minerală și alcalinitatea; au o mare influență asupra coroziunii elementelor metalice cu care combustibilul vine în contact;
- cifra de cocs; arată partea solidă existentă într-un combustibil lichid. O cifră ridicată de cocs indică tendințe de înfundare a injectoarelor;
- căldura specifică; se poate determina cu relația:

$$c_p = 1,738 + 0,0025t \quad [kJ/(kg.K)] \quad (3.2.6)$$

- puterea calorifică; se determină prin aceeași metodă ca la combustibilii solizi. Păcurile și combustibilii lichizi ușori, au o putere calorifică în jur de 39000 - 42000 kJ/kg.

### **Combustibilii gazoși**

Combustibilii gazoși prezintă avantajul că pot fi ușor transportați, dar și dezavantajul că nu pot fi practic stocați.

Gazul natural, ca și gazul de sonde de țitei, reprezintă un amestec de hidrocarburi, în care predomină metanul (CH<sub>4</sub>), puterea calorifică variind în domeniul 30000 - 36000 kJ/m<sub>N</sub><sup>3</sup>.

Pentru combustibilii gazoși artificiali, puterea calorifică variază în domeniul 4000 - 5000 kJ/m<sub>N</sub><sup>3</sup> pentru gazul de furnal, în domeniul 14000 - 17000 kJ/m<sub>N</sub><sup>3</sup> pentru gazul de cocserie și în limitele 8000 - 32000 kJ/m<sub>N</sub><sup>3</sup> pentru gazul de semicocsificare.

Combustibilii gazoși, se prezintă ca o sumă a participațiilor volumetrice a componentelor ce-i compun:

Pentru combustibilul anhidru (fără umiditate):

$$CO_2^c + CO^c + H_2^c + N_2^c + O_2^c + H_2S^c + \sum C_m H_n^c = 100, \% \quad (3.2.7)$$

unde indicele superior referă noțiunea de combustibil (pentru a fi deosebit de un gaz de ardere); CO<sub>2</sub><sup>c</sup>, CO<sup>c</sup>, etc. - reprezintă procente exprimate în unități de volum, de bioxid de carbon, oxid de carbon, etc.

Conținutul de umiditate, notat *d*, se dă separat și se exprimă în g/m<sub>N</sub><sup>3</sup> combustibil gazos uscat.

Trecerea de la starea anhidră la cea umedă, se face prin corectarea elementelor componente cu un factor de recalculare *A*.

$$A = \frac{100}{100 + 0,124d}, \quad (3.2.8)$$

unde  $1,24 \text{ m}_N^3/\text{kg}$ , este volumul specific normal al vaporilor de apă.

Exprimarea combustibilului gazos umed va fi:

$$CO_2^{c,um} + CO^{c,um} + H_2^{c,um} + N_2^{c,um} + O_2^{c,um} + N_2^{c,um} + \sum C_m H_n^{c,um} + H_2O^{c,um} = 100\% \quad (3.2.9)$$

unde:  $CO_2^{c,um} = CO_2^c \cdot A$ ;  $CO^{c,um} = CO^c \cdot A$ , etc.

Densitatea combustibilului gazos anhidru se determină cu relația:

$$\rho_c^{anh} = \frac{1}{100} \sum r_i \rho_i \quad [kg/m_N^3]; \quad (3.2.10)$$

$r_i$  reprezintă participația volumetrică a fiecărei componente  $i$ , iar  $\rho_i$  densitatea componentei respective.

În funcție de mărimea densității combustibilului gazos anhidru, se poate determina densitatea combustibilului gazos umed cu relația:

$$\rho_c^{um} = \frac{\rho_c^{anh} + 0,001d}{1 + 0,00124d} \quad [kg/m_N^3] \quad (3.2.11)$$

Căldura specifică a combustibilului gazos anhidru și respectiv umed se determină cu relațiile:

$$c_c^{anh} = \frac{1}{100} \sum r_i c_i \quad [kJ/(m_N^3 K)] \quad (3.2.12)$$

$$c_c^{um} = \frac{100}{100 + 0,124d} (c_c^{anh} + 0,124d c_{H_2O}) \quad [kJ/(m_N^3 K)] \quad (3.2.13)$$

unde  $c_i$  reprezintă căldura specifică a componentei  $i$  din combustibilul gazos.

Puterea calorifică se determină experimental cu ajutorul calorimetrului Junkers (STAS 3361-62), temperatură de referință  $20^\circ\text{C}$ .

Dacă se cunoaște compoziția combustibilului gazos, puterea calorifică se poate calcula cu relațiile:

$$Q_i^{anh} = \frac{1}{100} \sum r_j Q_{i,j}^i \quad [kJ/m_N^3] \quad (3.2.14)$$

unde cu  $Q_{i,j}^i$ , în  $kJ/m_N^3$ , s-a notat puterea calorifică a componentelor  $j$  combustibile din combustibilul gazos anhidru.

Pentru a transforma compoziția volumetrică  $r_j$  a unui combustibil gazos, în compoziție masică  $g_i$  de tipul analizei elementare, se utilizează relația:

$$g_i = \frac{m_i \cdot n_i}{M_j} g_j \quad [\%] \quad (3.2.15)$$

unde  $m_i$  este masa atomică a elementului  $i$  al analizei elementare;  $n_i$  numărul de atomi ai elementului  $i$  din molecula  $j$ ;  $M_j$  masa moleculară a componentei gazoase  $j$  ce conține elementul  $i$ , iar  $g_j$  procentul în unități masice ale componentei gazoase  $j$ , de densitate  $\rho_j$ .

$$g_j = \frac{100\rho_j}{\sum_j r_j \rho_j} r_j \quad [\%] \quad (3.2.16)$$

Analiza elementară se obține prin însumarea tuturor maselor procentuale ce conțin elementul  $i$ .

### *B. Arderea – determinarea principalelor elemente ale arderii combustibililor*

#### ***Elemente de calcul pentru arderea combustibililor (solizi, lichizi, gazoși) - coeficient de exces de aer, volume teoretice și reale de aer, gaze de ardere și vapori de apă***

##### *Calculul volumului de aer și gaze de ardere la proiectarea cazanelor*

La proiectare, arderea se consideră completă (energia chimică a combustibilului a fost transformată integral în căldură). Pentru aceasta, aerul ca mediu oxidant, este în exces. Arderea cu aer stoechiometric (exces aer  $\lambda = 1$ ), poartă denumirea de ardere teoretică (de unde și denumirea de volum teoretic de aer și de gaze de ardere).

#### **a. Combustibilii solizi și lichizi**

Reacția de ardere a carbonului  $C + O_2 = CO_2$ , indică faptul că la arderea a 12 kg de carbon se consumă 22,4  $m_N^3$  de oxigen și rezultă 22,4  $m_N^3$  de bioxid de carbon. Pentru reacția  $H_2 + 0,5O_2 = H_2O$ , rezultă că la arderea a 2 kg de hidrogen, se consumă 11,2  $m_N^3$  de oxigen și rezultă 22,4  $m_N^3$  de vapori de apă. Pentru reacția  $S + O_2 = SO_2$ , rezultă că la arderea a 32 kg de sulf, se consumă 22,4  $m_N^3$  de oxigen și rezultă 22,4  $m_N^3$  de bioxid de sulf.

În urma însumării cantității de oxigen necesar acestor reacții de ardere, rezultă volumul teoretic (stoechiometric) de oxigen și, respectiv de aer ( $V_a^o$ ):

$$V_{O_{\min}} = 0,01(1,867C^i + 5,6H^i + 0,75S_c^i - 0,7O^i) \quad [m_N^3 / kg]; \quad (3.2.17)$$

$$V_a^o = \frac{V_{O_{\min}}}{0,21} \quad [m_N^3 / kg] \quad (3.2.18)$$

În funcție de valoarea umidității aerului  $x$ , volumul teoretic de aer umed se calculează cu relația (pentru clima temperată  $x \cong 10$ ):

$$V_{aum}^o = (1 + 0,00161x)V_a^o \quad [m^3 / kg] \quad (3.2.19)$$

Volumul teoretic de gaze de ardere se compune din volumul de bioxid de carbon ( $V_{CO_2}$ ), de bioxid de sulf ( $V_{SO_2}$ ), suma acestora reprezentând gazul  $RO_2$ , din volumul de azot ( $V_{N_2}^o$ ), suma volumelor de gaz  $RO_2$  și de azot reprezentând volumul de gaze de ardere uscate ( $V_{gu}^o$ ) și din volumul vaporilor de apă ( $V_{H_2O}^o$ ).

$$V_g^o = V_{CO_2} + V_{SO_2} + V_{N_2}^o + V_{H_2O}^o = V_{RO_2} + V_{N_2}^o + V_{H_2O}^o = V_{gu}^o + V_{H_2O}^o \quad [m^3 / kg] \quad (3.2.20)$$

$$V_{RO_2} = 0,01867(C^i + 0,375S_c^i) = 0,01867K^i \quad [m^3 / kg], \quad (3.2.21)$$

$$V_{N_2}^o = 0,79V_a^o + 0,08N^i, \quad (3.2.22)$$

$$V_{H_2O}^o = 0,0112H^i + 0,01242W_i^i + 1,242W_f + 0,00161xV_a^o, [m^3 / kg], \quad (3.2.23)$$

unde  $W_f$  reprezintă conținutul de abur utilizat la pulverizarea unității de păcură, cu ajutorul aburului și se exprimă în kg abur/kg păcură.

Dacă arderea este cu exces de aer  $\lambda$ , volumul real de aer și de gaze de ardere, rezultă din relațiile:

$$V_a = \lambda V_a^o \quad [m^3 / kg]; \quad (3.2.24)$$

$$V_g = V_g^o + (\lambda - 1)V_{aum}^o \quad [m^3 / kg], \quad (3.2.25)$$

## b. Combustibilii gazoși

Reacția de ardere  $H_2 + 0,5O_2 = H_2O$ , indică faptul că la arderea unui volum molar de hidrogen, se consumă o jumătate volum molar de oxigen și rezultă un volum molar de vapori de apă. Pentru reacția  $CO + 0,5O_2 = CO_2$ , rezultă că la arderea unui volum molar de oxid de carbon se consumă o jumătate de volum de oxigen și rezultă un volum molar de bioxid de carbon. Pentru reacția  $H_2S + 1,5O_2 = H_2O + SO_2$ , rezultă că la arderea unui volum molar de hidrogen sulfurat se consumă 1,5 volume de oxigen și rezultă un volum molar de vapori de apă și unul de bioxid de sulf. Pentru reacția de ardere a unei hidrocarburi de tipul  $C_mH_n$ , cu reacția,  $C_mH_n + \left(m + \frac{n}{4}\right)O_2 = mCO_2 + \frac{n}{2}H_2O$ , rezultă că se consumă  $\left(m + \frac{n}{4}\right)$  volume molare de oxigen și rezultă  $m$  volume molare de bioxid de carbon și  $\frac{n}{2}$  de vapori de apă.

În urma însumării cantității de oxigen necesar acestor reacții de ardere, a rezultat volumul teoretic de oxigen și aer:

$$V_{O_{\min}} = 0,01 \left[ 0,5CO^{c,um} + 0,5H_2^{c,um} + 1,5H_2S^{c,um} + \sum \left( m + \frac{n}{4} \right) C_m H_n^{c,um} - O_2^{c,um} \right] \left[ \frac{m_N^3}{m_N^3} \right] \quad (3.2.26)$$

$$V_a^0 = \frac{V_{O_{\min}}}{0,21}, \quad \left[ \frac{m_N^3}{m_N^3} \right]. \quad (3.2.27)$$

Pentru volumul teoretic de gaze de ardere (se respectă definiția de la 3.2.20) rezultă următoarele relații de calcul:

$$V_{RO_2} = 0,01 \left( CO_2^{c,um} + CO^{c,um} + \sum m C_m H_n^{c,um} + SO_2^{c,um} + H_2S^{c,um} \right) \left[ \frac{m_N^3}{m_N^3} \right] \quad (3.2.28)$$

$$V_{N_2}^o = 0,79V_a^o + 0,01N_2^{c,um}; \quad (3.2.29)$$

$$V_{H_2O}^o = 0,01 \left( H_2^{c,um} + 1,5H_2S^{c,um} + \sum 0,5n C_m H_n^{c,um} + 0,1242d \right) + 0,00161xV_a^o \quad (3.2.30)$$

Pentru volumele reale de aer și gaze de ardere se aplică relațiile (3.2.24) și (3.2.25).

### **Diagrama arderii**

#### **Calculul arderii în exploatare**

Aceste calcule au scopul determinării pentru condiții reale de funcționare a volumului de gaze de ardere, a volumului aerului utilizat real și a explicitării excesului de aer. Pentru aceasta, este necesar să se cunoască analiza elementară a combustibilului (pentru combustibilii gazoși, în lucrare se propune exprimarea acestora sub formă de analiză elementară), și compoziția gazelor de ardere.

Determinările curente, cu aparatură uzuală, a compoziției gazelor de ardere conduc la următoarea exprimare:

$$RO_2 + CO + O_2 + \sum C_m H_n + H_2 + N_2 = 100, \% \quad (3.2.31)$$

Se menționează, că de fapt, azotul se determină algebric prin diferență, în acest termen fiind introduse toate elementele ce nu au putut fi măsurate experimental.

Volumul gazelor de ardere uscate se determină cu relația:



$$V_{gu} = \frac{1,867(C^i + 0,375S_c^i)}{RO_2 + CO + \sum mC_mH_n} \left[ \frac{m_N^3}{kg} \right] \quad (3.2.32)$$

Pornind de la participația fiecărui component din gazele de ardere, se poate determina în continuare, volumul real al acestora:

$$V_{RO_2} = V_{gu} \frac{RO_2}{100}; V_{CO} = V_{gu} \frac{CO}{100}; etc. \quad (3.2.33)$$

Volumul real de aer se determină cu relația:

$$V_a = \frac{1}{0,79} \left[ \frac{N_2(C^i + 0,375S_c^i)}{53,6(RO_2 + CO + \sum mC_mH_n)} - 0,008N^i \right] \left[ \frac{m_N^3}{kg} \right] \quad (3.2.34)$$

Volumul real de aer umed, va fi:

$$V_{aum} = (1 + 0,00161x)V_a \left[ \frac{m_N^3}{kg} \right] \quad (3.2.35)$$

Vaporii de apă din gazele de ardere, provin din oxidarea hidrogenului din combustibil, din umiditatea combustibilului, din aburul folosit la pulverizarea cu ajutorul său, a păcurii și din umiditatea aerului. La arderea incompletă a combustibilului, o parte din hidrogenul din combustibil rămâne liber în gazele de ardere, în acestea așa cum arată compoziția de la relația 3.2.31. existând și hidrocarburi. Hidrogenul liber și cel din hidrocarburi prezente în gazele de ardere, reduce cantitatea de vapori de apă, față de cea rezultată la arderea completă.

$$V_{H_2O} = 0,11H^i - \frac{(C^i + 0,375S_c^i)(H_2 + \sum \frac{n}{2}C_mH_n)}{53,6(RO_2 + CO + \sum mC_mH_n)} + 1,242(W_f + 0,01W_t^i) + 0,00161xV_a \left[ \frac{m_N^3}{kg} \right] \quad (3.2.36)$$

Coefficientul de exces de aer se determină cu relația:

$$\lambda = \frac{21}{O_2 - \left[ 0,5CO + 0,5H_2 + \sum \left( m + \frac{n}{4} \right) C_mH_n \right]} \quad (3.2.37)$$

$$21 - 79 \frac{N^i}{N_2 - 0,429 \frac{N^i}{C^i + 0,375S_c^i} (RO_2 + CO + \sum mC_mH_n)}$$

Relația de calcul, deseori este utilizată într-o formă simplificată, adecvată măsurătorilor curente, când se determină numai conținutul de oxigen și oxid de carbon din gazele de ardere. Pentru aceasta, s-a plecat de la ipoteza egalității volumului de aer necesar arderii cu volumul gazelor de ardere uscate. Ipoteza se poate admite cu destulă precizie la combustibilii solizi și lichizi, la care raportul dintre volumul de aer și de gaze de ardere uscate este în jur de 1,04 și respectiv 1,07, cu mai puțină precizie la gazele naturale la care acest

raport crește la 1,11 și nu se recomandă la combustibilii gazoși de putere calorifică redusă la care precizia scade spectaculos.

Expresia excesului de aer, pentru ipotezele de mai sus este de forma:

$$\lambda = \frac{21}{21 - O_2 + 0,5CO} \quad (3.2.38)$$

Componentele procesului de ardere, trebuie să respecte relația cunoscută sub numele de ecuația arderii, care pentru componentele măsurate  $CO_2$ ,  $CO$ ,  $O_2$  și  $N_2$  obținut prin calcul, are forma:

$$(1 + \beta)CO_2 + (0,605 + \beta)CO + O_2 = 21\%, \quad (3.2.39)$$

unde caracteristica combustibilului are forma:

$$\beta = \frac{2,37(H^i - 0,125O^i + 0,038N^i)}{C^i} \quad (3.2.40)$$

O primă aplicație a ecuației arderii, constă în verificarea conținutului de oxid de carbon în gazele de ardere (CO), deoarece acesta se determină cu erori mai mari decât componentele bioxid de carbon ( $CO_2$ ) și oxigen ( $O_2$ ).

Ecuația arderii poate fi exprimată și sub forma:

$$\frac{CO_2}{CO_2^{\max}} + \frac{CO}{CO^{\max}} + \frac{O_2}{21} = 1 \quad (3.2.41)$$

unde:  $CO_2^{\max} = \frac{21}{1 + \beta}$  și  $CO^{\max} = \frac{21}{0,605 + \beta}$ .

Reprezentată grafic, ecuația arderii reprezintă o dreaptă, în sistemul de coordonate:  $O_2$  - abscisa și  $CO_2$  - ordonata. S-a format așa numitul triunghi al arderii fig.3.2.2., delimitat de dreapta arderii complete BC.

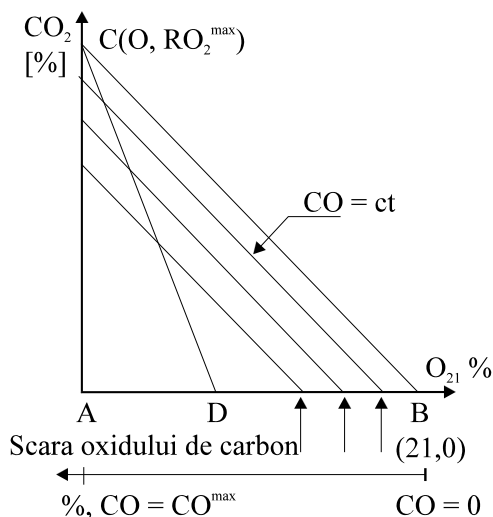


Fig. 3.2.2. Triunghiul arderii

Dacă se introduce condiția arderii complete,  $CO = 0$ , în relația (3.2.41), se obține ecuația arderii complete:

$$\frac{CO_2}{CO_2^{max}} + \frac{O_2}{21} = 1$$

Dreptele de oxid de carbon constant, sunt paralele cu dreapta  $BC$ , lucru evidențiat de relația:

$$\frac{CO_2}{CO_2^{max}} + \frac{O_2}{21} = 1 - \frac{CO}{CO^{max}}$$

Pentru calculul grafo-analitic, segmentul  $BA$ , poate fi divizat pentru domeniu  $CO = 0$  la  $CO = CO^{max}$ .

Dreapta  $CD$ , caracterizează domeniul în care arderea este stoechiometrică ( $\lambda = 1$ ). Această dreaptă împarte triunghiul  $ABC$  în două domenii și anume: triunghiul  $CDB$  în care arderea este cu exces de aer ( $\lambda > 1$ ) și triunghiul  $ACD$  în care este subexces de aer ( $\lambda < 1$ ). Coordonata punctului  $D$ , se determină cu relația:

$$O_{2D} = \frac{10,5}{1,105 + \beta}, \% \quad (3.2.42)$$

Dreptele de exces de aer constant sunt paralele cu dreapta  $CD$ . Pentru o determinare grafo-analitică, segmentul  $CB$ , caracterizat în punctul  $B$  prin  $1/\lambda = 0$  și în punctul  $C$  prin  $1/\lambda = 1$ , se divide într-o scară. Dreptele paralele cu dreapta  $CD$  a arderii stoechiometrice, vor permite determinarea valorii  $1/\lambda$  pe cale grafică, de unde rezultă valoarea reală  $\lambda$  a excesului de aer.

În fig.3.2.3. se prezintă triunghiul arderii construit pentru un lignit din bazinul Rovinari. Pentru un punct  $M$ , caracterizat prin  $O_2 = 6\%$  și  $CO_2 = 13\%$ , s-a exemplificat aplicarea metodelor grafo-analitice de determinare a conținutului de oxid de carbon din gazele de ardere și a excesului de aer ( $\lambda_M$ ).

În cazul arderii amestecului de combustibili, acesta va trebui transformat într-un combustibil echivalent.

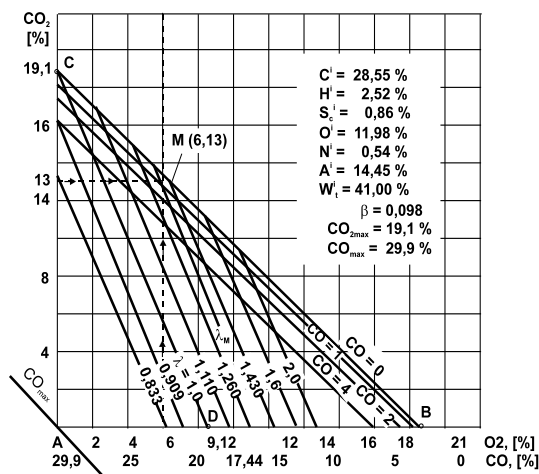


Fig. 3.2.3. Triunghiul arderii pentru un lignit din bazinul Rovinari

*C. Instalații de ardere - caracteristici generale pentru diferite tipuri de combustibil (solizi, lichizi, gazoși)*

**Excesul de aer pe traseul gazelor de ardere**

Excesul de aer are rolul de a asigura arderea completă a combustibilului. Cazanele de abur, pot fi fie cu suprapresiune în canalele de gaze de ardere, fie cu depresiune. Suprapresiunea este realizată de către ventilatoarele de aer - la aceste cazane, în funcție de mărimea raportului suprapresiune-pierderi de presiune, la circulația gazelor de ardere, ventilatoarele de gaze de ardere pot lipsi sau nu.

Cazanele cu depresiune în canalele de circulație a gazelor de ardere, au evacuarea gazelor de ardere sub influența tirajului natural și a ventilatoarelor de gaze de ardere. Ca urmare a depresiunii, aerul din mediul exterior pătrunde prin neetanșeitățile instalației, aer numit fals. Cu cât se merge spre finele instalației, cu atât excesul de aer va fi mai mare.

Coeficientul de exces de aer  $\lambda_f$  de la finele focarului, depinde de tipul focarului și al combustibilului, așa cum arată datele prezentate în continuare:

$$\lambda_j = \lambda_f + \sum_1^j \Delta\lambda_j \quad (3.2.43)$$

Tabel 3.2.1

Tipul focarului	Combustibilul	Coeficientul de exces aer la fine focar, $\lambda_f$
Focare cu evacuare solidă a zgurii	antracit	1,2 - 1,25
	huile sărace în materii volatile	1,2 - 1,25
	huile	1,2
	mixte de preparație	1,2
	cărbuni bruni	1,2
Focare cu evacuare lichidă a zgurii	antracit și huile sărace în materii volatile	1,2 - 1,25
	huile	1,2
Tip cameră	păcură	1,02 - 1,05
	combustibil lichid ușor	1,05 - 1,1
Tub de flacăra	combustibil lichid ușor	1,05 - 1,1
	gudroane	1,1 - 1,15
Tip cameră	gaz natural și artificial	1,05 - 1,1

Tub de flacăra	gaz natural și artificial	1,1
----------------	---------------------------	-----

La arderea cu depresiune, coeficientul de exces de aer într-o secțiune oarecare de pe traseul gazelor de ardere este egal cu suma coeficientului de la sfârșitul focarului și infiltrațiile de aer fals până în acea secțiune.

Infiltrațiile de aer (pentru regim nominal) pe traseul gazelor de ardere, pe tipuri de schimbătoare de căldură indică următoarele valori:

- focare cameră cu evacuarea solidă a zgurii și carcasă metalică pe țevile ecran,  $\Delta\lambda = 0,05$ . Dacă focarul este cu izolație și carcasă,  $\Delta\lambda = 0,07$ , iar dacă este fără carcasă metalică,  $\Delta\lambda = 0,1$ ;
- focare cu evacuare lichidă a zgurii și pentru combustibili lichizi și gazoși, cu carcasă metalică,  $\Delta\lambda = 0,05$ . Dacă focarul este fără carcasă metalică,  $\Delta\lambda = 0,08$ ;
- focare cameră cu ardere în strat,  $\Delta\lambda = 0,1 - 0,3$ ;
- feston, supraîncălzitoare tip paravan,  $\Delta\lambda = 0,01$ ;
- primul și respectiv al doilea fascicol de convecție,  $\Delta\lambda = 0,05$ ;  $\Delta\lambda = 0,1$ ;
- supraîncălzitor primar și intermediar, suprafețe de tranziție,  $\Delta\lambda = 0,03$ ;
- economizoare, pentru fiecare treaptă,  $\Delta\lambda = 0,02$ ;

Preîncălzitoare de aer: tubulare  $\Delta\lambda = 0,03$  pentru o treaptă, la cazanele cu debit până la 14 kg/s și 0,06 pentru cazanele de debit mai mare; regenerative  $\Delta\lambda = 0,02$  dacă debitul cazanului este până în 14 kg/s și 0,25 la un debit mai mare al cazanului.

Pe traseul de aer, apar infiltrații de aer dacă prepararea prafului este cu depresiune. Dacă se notează cu  $\lambda'_p$  excesul de aer la intrarea în preîncălzitor și cu  $\lambda''_p$  la ieșirea din acesta, cu  $\Delta\lambda_m$  infiltrațiile de aer în moară și cu  $\Delta\lambda_{pa}$  infiltrațiile de aer în preîncălzitor, rezultă relațiile:

$$\lambda''_p = \lambda_f - \Delta\lambda_f - \Delta\lambda_m \quad (3.2.44)$$

$$\lambda'_p = \lambda''_p + \Delta\lambda_{pa} \quad (3.2.45)$$

Prepararea prafului cu suprapresiune, ca și încălzirea aerului, conduce la o pierdere de aer către mediul exterior, respectiv către circuitul de gaze de ardere. La preîncălzitorul de aer, pierderea de aer este socotită la jumătatea valorii de creștere a aerului fals pe preîncălzitor, deoarece se admite că circa jumătate din aerul fals provine din pierdere de aer.

Infiltrațiile de aer în sistemul de preparare sunt:  $\Delta\lambda_m = 0,04$  pentru morile cu ciocane la funcționarea în regim cu depresiune și 0,2 - 0,25 pentru morile de tip ventilator.

La sarcini parțiale  $D$ , față de cea nominală a instalației  $D_n$ , infiltrațiile de aer fals se vor corecta cu relațiile:

$$\Delta\lambda_f = \Delta\lambda_{fN} \frac{D_n}{D} \quad (3.2.46)$$

$$\Delta\lambda_j = \Delta\lambda_{jN} \left(\frac{D_n}{D}\right)^{0,5} \quad (3.2.47)$$

unde cu simbolul  $N$  s-a notat referirea la sarcina nominală.

### Încărcarea termică

Încărcarea termică a volumului focarului reprezintă raportul dintre căldura degajată prin arderea combustibilului și volumul focarului  $V_f$ :

$$q_v = \frac{B_{ef} Q_i^i}{V_f}; \quad q_v = \frac{B_{ef} I_g(\lambda_f, t_i)}{V_f} \left[ \frac{kW}{m^3} \right]. \quad (3.2.48)$$

Exprimarea a doua, prin introducerea noțiunii de entalpie a gazelor de ardere din focar, ține seama și de căldura introdusă cu aerul preîncălzit.

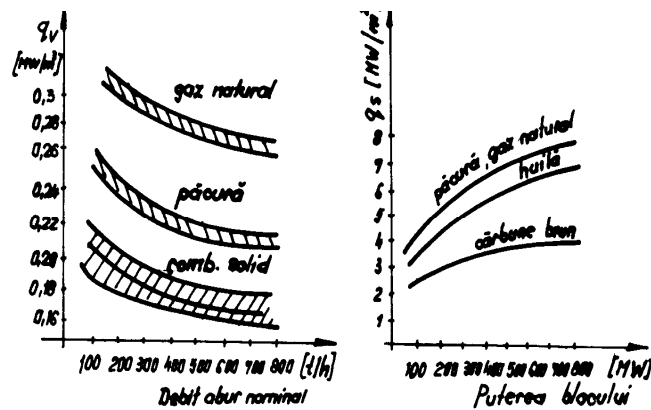


Fig.3.2.3. Variația încărcărilor termice ale focarelor cu mărirea umidității de cazan: a - încărcarea termică de volum; b - încărcarea termică a secțiunii transversale

Se numește încărcare termică a secțiunii transversale  $S$  a focarului, relația:

$$q_s = \frac{B_{ef} Q_i^i}{S} \left[ \frac{kW}{m^2} \right]. \quad (3.2.49)$$

În fig .3.2.3, se prezintă variația încărcărilor termice ale focarelor cu mărirea unității de cazan.

Se definește încărcarea termică a suprafeței brâului de arzătoare, mărirea:

$$q_{br} = \frac{B_{ef} Q_i^i}{2h_{br}(L+l)} \left[ \frac{kW}{m^2} \right], \quad (3.2.50)$$

unde  $h_{br}$  este înălțimea zonei de amplasare a arzătoarelor,  $m$ ;  $L, l$  - laturile secțiunii transversale ale focarului,  $m$ .

Pentru arzătoarele de praf de cărbune cu concentrator de praf, pentru zona arzătoarelor de bază,  $q_{br} = 1,16 - 1,28 \text{ MW} / \text{m}^2$ ; pentru sisteme de preparare semiînchise și deschise, pentru cărbuni indigeni,  $q_{br} = 0,955 \text{ MW} / \text{m}^2$ .

Încărcarea termică a volumului zonei arzătoarelor, este definită prin relația:

$$q_{va} = \frac{B_{ef} Q_i^i}{h_{br} S} \left[ \frac{kW}{m^3} \right], \quad (3.2.51)$$

se admite uzual,  $q_{va} \leq 0,523 \text{ MW} / \text{m}^3$ .

Încărcarea termică a suprafeței grătarului:

$$q_{gr} = \frac{B_{ef} Q_i^i}{S_{gr}} \left[ \frac{kW}{m^2} \right], \quad (3.2.52)$$

unde  $S_{gr}$  este suprafața utilă a grătarului,  $m^2$ .

Încărcarea masică a suprafeței grătarului:

$$q_{mgr} = \frac{B}{S_{gr}} \left[ \frac{kg}{m^2 s} \right], \quad (3.2.53)$$

unde  $s$  este grosimea stratului de cărbune pe grătar,  $m$ .

Pe baza încărcărilor termice specifice, se poate realiza predimensionarea focarelor.

### 3.3. Echipamente și instalații termoenergetice

#### A. Schimbătoare de căldură

##### **Clasificarea schimbătoarelor de căldură**

**Schimbătoarele de căldură** sunt aparate în care are loc transferul căldurii de la un fluid cu o temperatură mai ridicată (agentul termic primar), către un fluid cu o temperatură mai coborâtă (agentul termic secundar), în procese de încălzire, răcire, condensare, vaporizare sau procese termice complexe.

Pentru clasificarea schimbătoarelor de căldură se pot avea în vedere mai multe criterii:

### a) Clasificarea în funcție de modul de realizare al transferului de căldură

Din acest punct de vedere schimbătoarele de căldură se împart în două mari grupe: aparate cu contact indirect și aparate cu contact direct.

**Schimbătoarele cu contact indirect (de suprafață)** sunt aparate la care cei doi agenți termici nu vin în contact direct, ei fiind despărțiți de o suprafață de schimb de căldură cu care vin în contact permanent sau periodic.

Dacă cele două fluide vin în contact permanent cu suprafața de schimb de căldură, fluxul termic prin aceasta fiind unidirecțional, schimbătorul de căldură este de tip recuperativ.

Acest tip de aparat este cel mai răspândit el putând fi realizat în numeroase variante constructive. În figura 3.3.1.a. este prezentat schematic cel mai simplu astfel de aparat, schimbătorul țevă în țevă, constituit din două țevi concentrice, unul dintre fluide circulând prin interiorul țevii centrale, celălalt prin spațiul dintre cele două țevi.

Dacă agenții termici vin în contact alternativ cu suprafața de transfer de căldură, fluxul termic schimbându-și periodic direcția, schimbătorul de căldură este de tip regenerativ. Aparatele regenerative pot fi realizate cu suprafața fixă (figura 3.3.1.b.) sau rotativă (figura 3.3.1.c.).

Din categoria schimbătoarelor de căldură cu contact indirect face parte și schimbătorul de căldură cu strat fluidizat, la care transferul de căldură are loc între un fluid și un material solid care se deplasează sub forma unui strat fluidizat pe lângă suprafața de schimb de căldură (figura 3.3.1.d.). Fluidizarea se realizează prin insuflarea unui gaz (de obicei aer) peste materialul solid granulat.

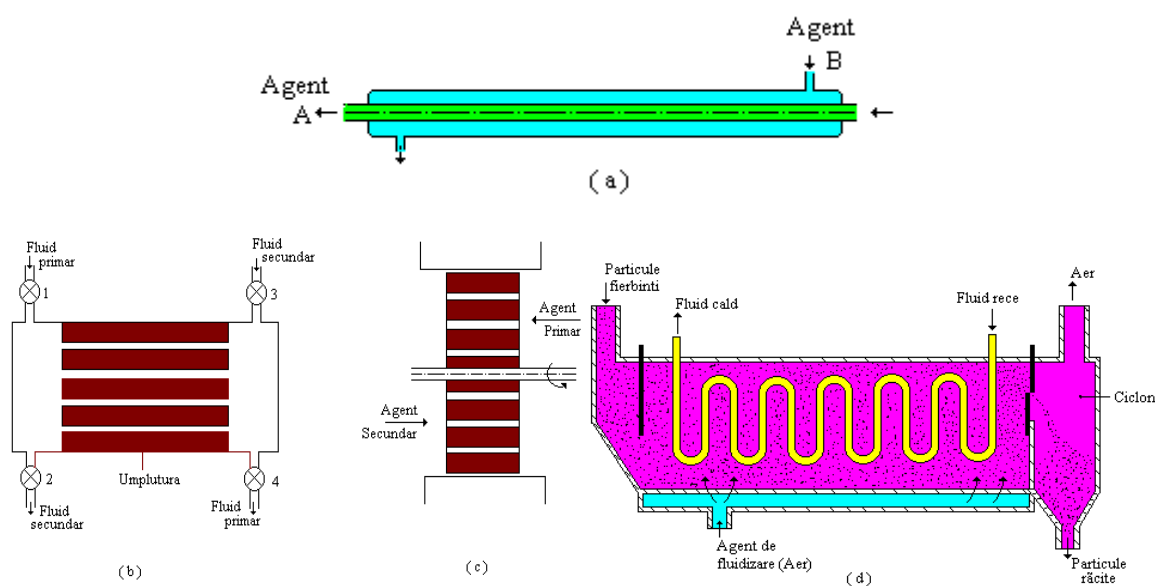


Fig. 3.3.1. Schimbătoare de căldură cu contact indirect

- a) schimbător recuperativ țevă în țevă; b) schimbător regenerativ cu umplutură fixă; c) schimbător regenerativ rotativ; d) schimbător cu strat fluidizat



**Schimbătoarele de căldură cu contact direct** sunt aparate la care agenții termici nu mai sunt separați de o suprafață, ei amestecându-se unul cu celălalt. Ele pot fi aparate fără umplutură la care transferul de căldură se realizează la suprafața fluidului pulverizat în picături fine sau care curge în șuvițe (figura 3.3.2.a.) sau aparate cu umplutură la care transferul termic apare la suprafața unei pelicule formate pe umplutura schimbătorului (figura 3.3.2.b.)

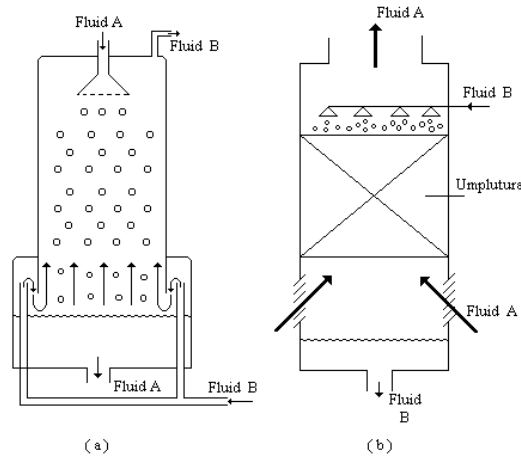


Fig. 3.3.2. Schimbătoare de căldură cu contact direct

a) fără umplutură; b) cu umplutură

### b) Clasificarea în funcție de tipul constructiv

Clasificarea în funcție de modul constructiv de realizare a suprafeței de schimb de căldură este prezentată în figura 3.3.3.

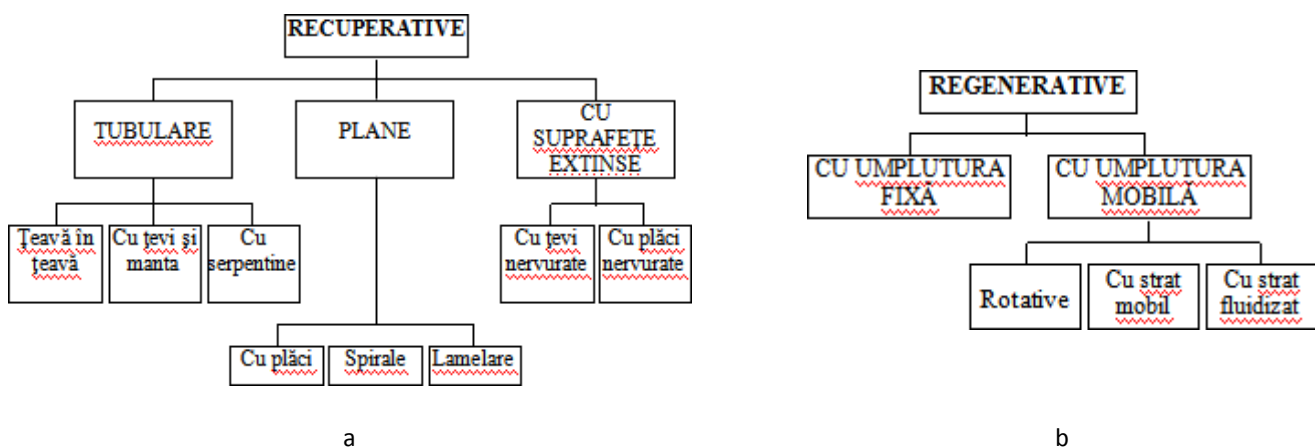


Fig. 3.3.3. Clasificarea schimbătoarelor de căldură din punct de vedere constructiv

### c) Clasificarea în funcție de starea de agregare a agenților termici

Se pot distinge în funcție de acest criteriu:

- aparate fără schimbarea stării de agregare a agenților termici;
- aparate cu schimbarea stării de agregare a unui agent termic;

- aparate cu schimbarea stării de agregare a ambilor agenți termici.

#### d) Clasificarea în funcție de compactitatea aparatului

**Compactitatea** unui schimbător de căldură este caracterizată de raportul între suprafața sa de schimb de căldură și volumul său. În funcție de acest criteriu distingem:

- schimbătoare compacte (compactitatea mai mare de  $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ );
- schimbătoare necompacte (compactitatea mai mică de  $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ ).

#### e) Clasificarea în funcție de modul de realizare a curgerii

Curgerea fluidelor în aparatele de schimb de căldură se poate realiza în patru moduri distincte: echicurent, contracurent, curent încrucișat și curent compus.

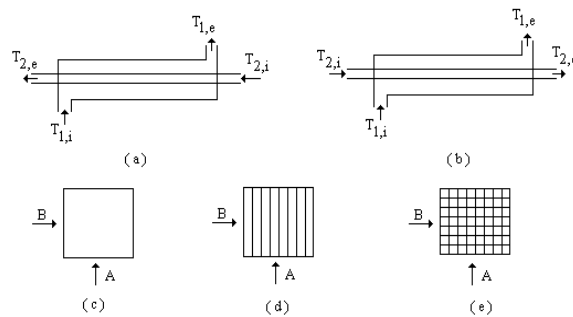


Fig. 3.3.4. Tipuri principale de curgere - a) contracurent; b) echivalent; c) curent încrucișat ambele fluide amestecate; d) curent încrucișat un fluid amestecat și celălalt neamestecat; e) curent încrucișat ambele fluide neamestecate

**Curgerea în contracurent** (figura 3.3.4.a.) presupune că cei doi agenți termici circulă pe lângă suprafața de schimb de căldură paralel și în sensuri contrarii. Curgerea în contracurent asigură cea mai mare diferență medie de temperatură între agenții termici, însă temperatura peretelui la intrarea fluidului cald este maximă.

**Curgerea în echicurent** (figura 3.3.4.b.) apare în cazul circulației agenților termici, paralel și în același sens, pe lângă suprafața de transfer de căldură. Acest tip de curgere realizează cea mai mică diferență medie de temperatură, însă cea mai bună răcire a peretelui în zona de intrare a fluidului primar.

**Circulația în curent încrucișat** presupune curgerea perpendiculară a celor doi agenți termici. În acest caz se pot distinge trei situații: ambele fluide amestecate (figura 3.3.4.c.) un fluid amestecat și celălalt neamestecat (figura 3.3.4.d.) ambele fluide neamestecate (figura 3.3.4.e.).

Un fluid se numește "amestecat" atunci când în orice plan normal pe direcția sa de curgere are aceeași temperatură, deci temperatura sa variază numai în lungul curgerii. În cazul fluidului "neamestecat" există o diferență de temperatură și în direcția normală la curgere.

Pentru clarificare în figura 3.3.5. se prezintă cazul curgerii în curent încrucișat cu ambele fluide neamestecate și profilul temperaturii unuia dintre fluide după direcția de curgere și perpendicular pe acesta.

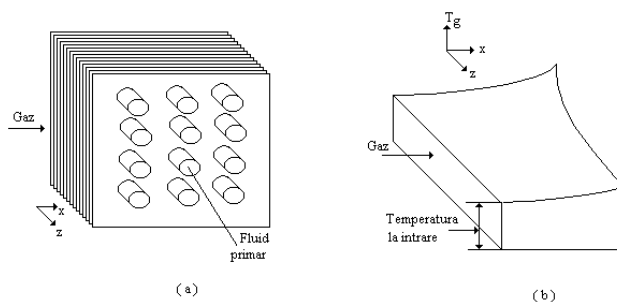


Fig. 3.3.5. Curgerea în curent încrucișat cu ambele fluide neamestecate - a) schema; b) variația temperaturii

În cazul în care agenții termicii au mai multe treceri prin țevi sau manta apare cazul curgerii compuse (figura 3.3.6.) care este o combinație a celor trei tipuri anterioare de curgere.

În cazul curgerii în curent încrucișat și curent mixt valoarea diferenței medii de temperatură dintre agenții termici se situează între echicurent și contracurent.

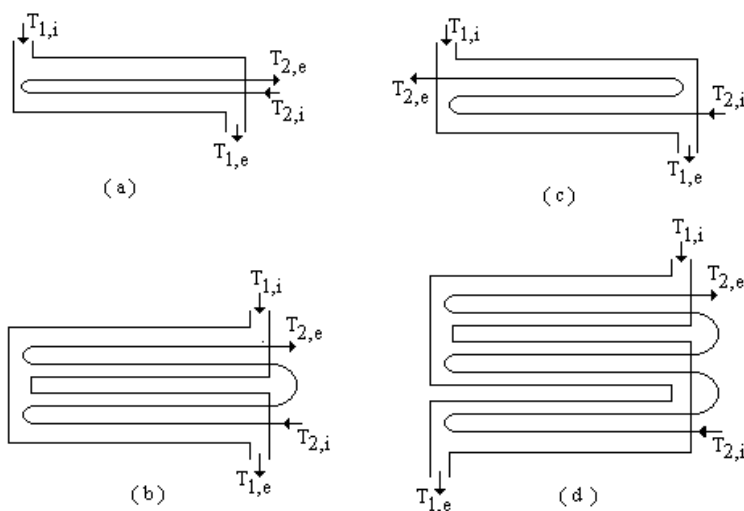


Fig. 3.3.6. Curgerea compusă - a) o trecere prin manta și două treceri prin țevi; b) două treceri prin manta și patru treceri prin țevi; c) o trecere prin manta și trei treceri prin țevi; d) trei treceri prin manta și șase treceri prin țevi.

### f) Clasificarea în funcție de destinație

Schimbătoarele de căldură pot realiza multiple scopuri, în funcție de acesta putând întâlni: preîncălzitoare; răcitoare; vaporizatoare; generatoare de vapori; răcitoare frigorifice; condensatoare; boilere etc.

### g) Clasificarea în funcție de material

Majoritatea schimbătoarelor de căldură sunt metalice, având suprafața de schimb de căldură realizată din fontă, oțel, cupru, alamă, oțel inoxidabil, titan, e.t.c.

Se mai pot întâlni însă și schimbătoare de căldură din materiale nemetalice, cum sunt cele *ceramice*, din *sticlă*, din *grafit* sau din *materiale plastice*.

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

Deși în ultimii ani ritmul de creștere a pieței mondiale de astfel de aparate a scăzut, ea reprezintă încă între 60-80% din piața schimbătoarelor de căldură.

## *B. Instalații de vaporizare*

### **Noțiuni generale**

*Vaporizarea* sau *evaporarea* este operația prin care un lichid este transformat în vapori. Vaporizarea se face cu aport de căldură din exterior, prin micșorarea presiunii sau folosind simultan ambele procedee. De obicei, vaporizarea se face cu aport de căldură din exterior. Când vaporizarea are loc la temperatura de saturație corespunzătoare presiunii sistemului (temperatura de fierbere) operația se numește *fierbere*.

*Soluția* este un amestec omogen cu compoziție variabilă în anumite limite, alcătuit din două sau mai multe substanțe (componentele soluției). *Solventul (dizolvantul)* este componentul predominant cantitativ, când substanțele au aceeași stare de agregare, sau componentul care are aceeași stare de agregare ca și soluția, când substanțele amestecate nu au aceeași stare de agregare. Întrucât în procesele industriale se întâlnesc frecvent soluțiile în apă ale diferitelor substanțe solide, problemele prezentate în acest subcapitol se referă numai la acest tip de soluții. Principiile generale ale procesului de vaporizare sunt aplicabile și în cazul soluțiilor care au ca solvent un alt lichid.

*Vaporizatoarele* sunt echipamente termice în care se realizează vaporizarea solventului unei soluții binare (constituită din două componente) prin fierberea acesteia. În timpul fierberii soluției se degajă vapori de solvent în stare pură, iar substanța dizolvată (*solvitul*) rămâne în aparat, în soluția concentrată. Vaporii de solvent produși se evacuează în atmosferă, se folosesc ca agent de încălzire sau se dirijează într-o instalație de condensare. De obicei, acest tip de instalații este utilizat pentru concentrarea soluțiilor, procesul de vaporizare putând fi continuat până la completa îndepărtare a dizolvantului din soluție și cristalizarea substanței dizolvate. Uneori însă, produsul principal este considerat solventul vaporizat, ca în cazul transformatoarelor de abur utilizate pentru producerea aburului necesar diverselor scopuri tehnologice sau ca în cazul instalațiilor de vaporizare utilizate pentru obținerea apei potabile din apă de mare. În acest subcapitol se vor analiza instalațiile de vaporizare utilizate pentru concentrarea soluțiilor.

Vaporizatoarele, în general, sunt alcătuite dintr-o cameră (spațiu) de încălzire și o cameră (spațiu) de vapori. Camera de încălzire este un schimbător de căldură în care soluția este încălzită până la temperatura

de fierbere cu ajutorul unui agent de încălzire (de exemplu, abur). În camera de vapori se face separarea vaporilor de solvent degajați de picăturile de lichid antrenate.

În cazul vaporizatoarelor, *concentrația*,  $x$ , a unei soluții este raportul dintre masa substanței dizolvate,  $m_d$  [kg], și masa totală a soluției,  $m_s$  [kg] alcătuită din masa solvitului și masa dizolventului.

Concentrația determină cantitativ solubilitatea unei substanțe. Solubilitatea depinde de temperatură și, deseori, crește cu creșterea temperaturii. Există însă și substanțe a căror solubilitate descrește odată cu creșterea temperaturii sau nu este influențată substanțial de temperatură. Soluția care are un conținut maxim de substanță dizolvată se numește *soluție saturată*, iar concentrația acestei soluții *concentrație de saturație*. Deoarece solubilitatea depinde de temperatură, și concentrația de saturație este o funcție de temperatură.

În multe cazuri, formarea soluției este însoțită de degajare sau absorbție de căldură. Căldura degajată/absorbită în procesul dizolvării unui kilogram de substanță solidă se numește *căldură specifică de dizolvare*,  $c_d$  [kJ/kg]. Aceasta depinde de natura substanței dizolvate, natura solventului și de concentrația soluției.

În cazul vaporizatoarelor în care substanța dizolvată cristalizează, în bilanțul termic al aparatului trebuie considerată și căldura de cristalizare. *Căldura specifică de cristalizare*,  $c_{cr}$  [kJ/kg], reprezintă căldura degajată (generată) la cristalizarea din soluție a unui kilogram de substanță solidă.

Variația concentrației soluției în instalația de vaporizare în funcție de cantitatea de apă vaporizată prin concentrarea unui kilogram de soluție inițială (sau debitul de apă vaporizată raportat la debitul soluției inițiale) și de concentrația inițială a soluției este prezentată în fig. 3.3.7. În această figură, concentrațiile soluției sunt exprimate în kilograme de substanță dizolvată per kilograme de soluție.

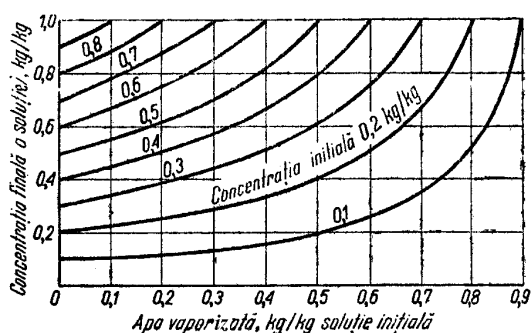


Fig. 3.3.7. Variația concentrației soluției în procesul de vaporizare

Temperatura de fierbere a soluțiilor apoase de substanțe solide este mai ridicată decât temperatura de fierbere a apei (solventul pur), la aceeași presiune. Vaporii care se degajă la fierberea soluției sunt vapori de solvent pur cu temperatura egală cu temperatura de fierbere a soluției, adică cu o temperatură mai mare decât temperatura de saturație corespunzătoare presiunii sistemului respectiv. Deci, vaporii degajați

din soluție sunt supraîncălziți; însă, de obicei, gradul lor de supraîncălzire este redus și, ca urmare, în calcul se consideră vapori saturați.

### **Tipuri constructive de vaporizatoare**

Vaporizatoarele, se folosesc pe scară largă în procesele tehnologice din industria chimică, alimentară, farmaceutică etc., într-o diversitate de tipuri constructive și funcționale. Principalele criterii de clasificare a aparatelor vaporizatoare se referă la principiul de funcționare, aspectele constructive și la agentul de încălzire.

După *modul de funcționare*, se deosebesc *vaporizatoarele cu funcționare continuă* și *vaporizatoarele cu funcționare periodică (intermitentă)*. În cazul vaporizatoarelor cu funcționare continuă, introducerea soluției diluate, ca și evacuarea soluției concentrate se fac continuu, fără întreruperi, procesul de vaporizare având un caracter staționar. Vaporizatoarele cu funcționare periodică sunt încărcate (umplute) și golite de soluție numai în perioadele de oprire.

După *presiunea din interiorul aparatului*, vaporizatoarele se clasifică în aparate cu *presiune înaltă, atmosferică* și *redușă*. Presiunea înaltă se folosește, în general, când vaporii produșii pot fi folosiți ca agent de încălzire în alte aparate și procesul tehnologic permite o temperatură de fierbere a soluției ridicată. Presiunea redusă se utilizează în următoarele situații:

- soluția se degradează la temperatură ridicată; de exemplu, soluțiile de lapte și cele de zahăr;
- temperatura de fierbere a soluției la presiunea atmosferică este ridicată; de exemplu, în cazul soluțiilor de azotat de amoniu și de hidroxid de potasiu;
- agentul de încălzire disponibil are temperatură redusă.

Vaporizarea la presiuni reduse implică cheltuieli suplimentare cu instalația de condensare, apa de răcire a condensatorului și energia electrică pentru antrenarea pompei în vid. În alte cazuri decât cele prezentate anterior se folosesc vaporizatoare cu presiune atmosferică.

După *modul de circulație* a soluției în aparat, vaporizatoarele pot fi cu *circulație naturală* sau cu *circulație forțată*, iar după *tipul circulației*, cu *circulație simplă (unică)* sau cu *circulație multiplă*. Circulația forțată se realizează cu ajutorul unei pompe.

După *agentul de încălzire* utilizat, vaporizatoarele pot fi aparate încălzite cu *vapori de apă (abur)*, *lichide*, *gaze de ardere* sau aparate încălzite *electric*. Cel mai frecvent utilizat agent de încălzire este aburul, caracterizat prin coeficienți de transfer termic mari la condensare și depuneri reduse pe suprafața de transfer termic. Ca agenți de încălzire lichizi se pot utiliza uleiuri minerale, săruri topite sau amestecuri de diferiți compuși organici. Încălzirea cu lichide se folosește, de obicei, în aparate cu funcționare periodică, când concentrarea soluției necesită temperaturi ridicate. Pentru concentrarea soluțiilor foarte agresive

chimic, se folosesc vaporizatoare cu contact direct, în care gazele de ardere transmit căldura soluției prin barbotare. Încălzirea electrică, cu rezistență sau prin inducție, se folosește numai în vaporizatoare mici de laborator.

Din punct de vedere *constructiv*, vaporizatoarele se pot deosebi după poziția și geometria suprafeței de transfer termic și după amplasarea camerei de încălzire. Cele mai utilizate vaporizatoare au suprafața de transfer termic tubulară (fascicul de țevi), poziționată vertical. Camera de încălzire, în care se amplasează suprafața de transfer termic, poate fi situată în interiorul sau în exteriorul aparatului. Poziționarea exterioară a camerei de încălzire facilitează operațiile de curățire și reparații, însă mărește prețul aparatului și pierderile de căldură în mediul ambiant.

În afara vaporizatoarelor care se pot încadra strict în criteriile de clasificare prezentate anterior, există și alte aparate, cu caracteristici specifice; de exemplu, vaporizatoarele cu film și vaporizatoarele pentru lichide non-newtoniene. În vaporizatoarele cu film procesul de vaporizare se desfășoară în strat subțire. Filmul de soluție de pe suprafața de transfer termic se obține în diferite moduri, de exemplu, prin curgere gravitațională pe suprafață (vaporizatoare cu film descendent) sau prin folosirea forțelor de frecare superficială (vaporizatoare cu film ascendent). Vaporizatoarele pentru lichide non-newtoniene au o construcție specială, datorită proprietăților acestor lichide (concentrație și densitate mari), în care apare un element de transport, cel mai adesea, sub forma unui șurub fără sfârșit.

Vaporizatoarele cu funcționare continuă pot fi conectate între ele, formând astfel o *instalație de vaporizare cu mai multe corpuri* (aparate), în care vaporizarea se face în trepte. Corpurile instalației, de obicei identice, sunt legate între ele, astfel încât vaporii solventului produși în fiecare corp (vaporizator) să ajungă în camera de încălzire a altui vaporizator sau a altor vaporizatoare ale aceleiași instalații, unde sunt folosiți ca agent termic de încălzire. Încălzirea primului corp se face cu abur (furnizat de o CET sau CT), cu presiuni cuprinse de obicei în intervalul 2–8 bar. În aceste instalații temperaturile și presiunile din vaporizatoare sunt diferite; ele descresc de la primul la ultimul corp, vaporii produși în ultimul corp putând avea presiuni sub sau supraatmosferice (0,15–1,8 bar). Când o parte din vaporii obținuți sunt folosiți în alte instalații decât cea de vaporizare, instalația de vaporizare respectivă este cu *prize de vaporii*.

În general, independent de construcția lor, vaporizatoarele trebuie să fie caracterizate prin: transfer termic intens, pierderi minime de căldură, repartizarea uniformă a vaporilor de încălzire în spațiul camerei de încălzire, evacuarea continuă și eficientă a condensatului și a gazelor necondensabile din camera de încălzire, separarea eficientă a picăturilor de lichid antrenate de vaporii produși, compactitatea construcției, simplitatea construcției și facilitare în curățarea suprafeței de încălzire.

În cele ce urmează sunt prezentate câteva tipuri reprezentative de aparate vaporizatoare și caracteristicile lor funcționale. Acestea vor fi grupate după unul sau mai multe dintre criteriile de clasificare prezentate anterior.

### *C. Instalații de uscare*

Majoritatea materialelor, naturale sau rezultate în urma unui proces de fabricație, conțin apă. Datorită condițiilor impuse materialelor pentru utilizare, prelucrare, transport sau depozitare, este necesară micșorarea umidității acestora.

Îndepărtarea umidității din materiale se poate face prin procedee mecanice, chimice sau prin uscare. Separarea umidității pe cale mecanică se face în prese, centrifuge sau vacuumfiltre. Pentru îndepărtarea chimică a umidității se folosesc substanțe absorbante de umiditate. *Uscarea* reprezintă procedeul de eliminare a umidității (apei) prin evaporarea acesteia, ca urmare a încălzirii materialului, și îndepărtarea vaporilor formați, prin preluarea acestora de un agent de uscare.

Uscarea se poate face natural sau artificial. Uscarea naturală a materialelor se face prin depozitarea acestora în spații special amenajate, în care agentul de uscare (aerul) nu este încălzit și circulă natural peste material.

Uscarea artificială se realizează în instalații de uscare, denumite și uscătoare. De obicei, încălzirea materialului în uscătoare, pentru evaporarea umidității acestuia, se face prin: convecție (transfer termic convectiv de la un agent de încălzire), conducție (transfer termic conductiv de la o suprafață încălzită de un agent termic) sau radiație (transfer termic radiativ de la o sursă de radiații infraroșii). În unele instalații, însă, încălzirea materialului se face prin generarea energiei termice în interiorul acestuia.

Agentul de uscare, care este vehiculat prin uscător cu ajutorul ventilatoarelor sau al instalațiilor de tiraj, este, de obicei, aer sau amestec de gaze de ardere cu aer. Dacă încălzirea se face prin convecție, agentul de uscare are rol și de agent de încălzire, aerul fiind încălzit înainte de introducerea lui în camera de lucru a uscătorului.

### ***Tipuri constructive de instalații de uscare***

În industrie se utilizează o mare diversitate de tipuri de instalații de uscare. Principalele caracteristici generale ale instalațiilor de uscare sunt: regimul de funcționare, modul de încălzire a materialului, natura agentului de uscare, circulația agentului de uscare, structura materialului și forma constructivă a instalației.

În continuare se prezintă tipuri reprezentative de uscătoare, grupate după modul preponderent de încălzire a materialului. Se menționează că în multe instalații încălzirea materialului se face în mai multe moduri, de exemplu, prin conducție și convecție sau prin radiație și convecție.



### a) Instalații de uscare cu încălzirea materialului prin convecție (uscătoare convective)

Uscătoarele convective sunt cele mai răspândite tipuri de instalații de uscare din industrie. După cum s-a menționat anterior, în aceste instalații, materialul primește căldura necesară procesului de uscare de la agentul de uscare (cel mai adesea, aer cald) prin convecție.

#### Uscătoare de tip cameră

Uscătorul de tip cameră (cameră de uscare) este o încăpăre paralelipipedică, în interiorul căreia materialul (care rămâne în repaos în timpul uscării) este așezat pe vagonete, rafturi sau alte dispozitive. Agentul de uscare circulă peste material natural sau forțat. Funcționarea instalației este periodică. În fig. 3.3.8. este prezentată o cameră de uscare cu circulație forțată a agentului de uscare (aer).

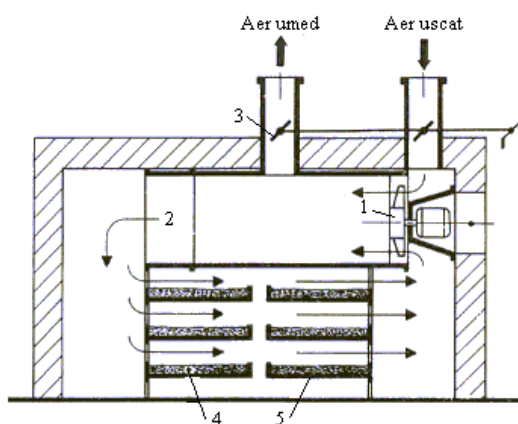


Fig. 3.3.8. Uscător de tip cameră

1 – ventilator; 2 – baterie de încălzire (aerotermă); 3 – clapetă de reglare; 4 – raft; 5 – material.

Pentru realizarea unei uscări uniforme, într-un timp cât mai scurt, așezarea materialului în uscător trebuie să asigure o arie cât mai mare a suprafeței de contact agent de uscare-material. În același scop, în unele instalații se schimbă sensul circulației aerului în cameră de mai multe ori în timpul procesului de uscare.

Fiind instalații cu funcționare periodică, uscătoarele de tip cameră sunt caracterizate prin pierderi suplimentare de căldură în timpul încărcării și descărcării materialului. Utilizarea acestor instalații se recomandă când durata procesului de uscare este mare sau în cazul uscării unor cantități mici de material. Ele se pot folosi pentru uscarea: lemnului, plăcilor izolante, materialelor fibroase etc.

#### Uscătoare de tip tunel

Unul dintre cele mai utilizate uscătoare convective cu funcționare continuă este uscătorul de tip tunel, în care materialul se deplasează, așezat în vagonete sau pe un transportor, printr-un canal (cameră) de lungime mare (cca. 30 – 50 m). Agentul de uscare poate fi recirculat parțial pentru mărirea vitezei de uscare. De obicei, viteza agentului de uscare este de 2 – 3 m/s, iar viteza materialului de 3 – 50 mm/s. În fig. 3.3.9. sunt prezentate schematic două uscătoare de tip tunel cu recircularea parțială a aerului.

## Uscătoare cu benzi transportoare

În uscătoarele cu benzi, materialul este purtat continuu, în strat subțire, de una sau mai multe benzi transportoare. Agentul de uscare circulă peste material sau prin material (străbate banda transportoare și stratul de material), atunci când structura materialului și construcția benzii permite acest tip de circulație. Față de uscarea la circulația agentului de uscare peste material, uscarea la circulația agentului de uscare prin material este mai intensă, având o durată mai mică, deoarece aria suprafeței de contact material-agent de uscare, în acest caz, este mai mare.

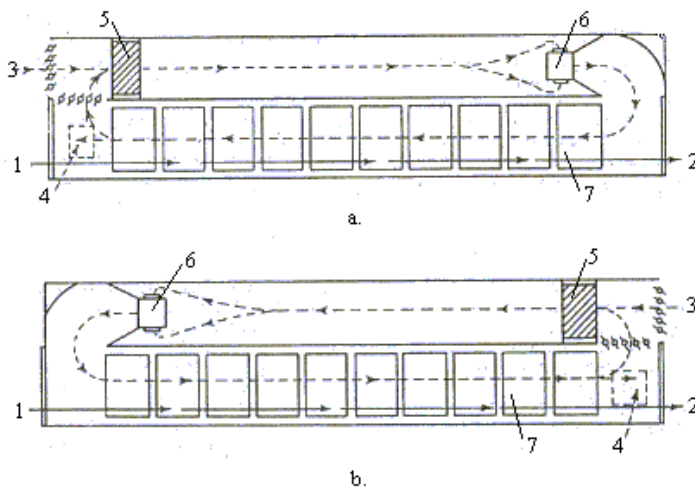


Fig. 3.3.9. Uscător de tip tunel cu recirculare parțială: a. materialul și agentul de uscare (aer) circulă în contracurent; b. materialul și agentul de uscare (aer) circulă în echicurent.

1 – intrarea materialului; 2 – ieșirea materialului; 3 – intrarea aerului proaspăt; 4 – ieșirea aerului; 5 – aparat de încălzire; 6 – suflantă; 7 – vagonete cu material.

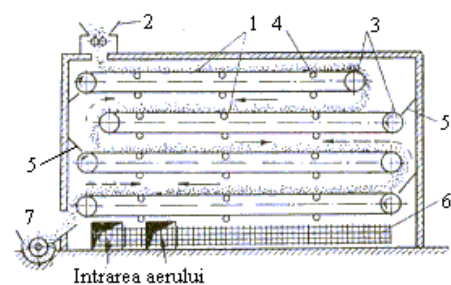


Fig. 3.3.10. Uscător cu benzi

1–benzi transportoare; 2–pâlnie de alimentare cu dozator; 3–tamburi pentru antrenarea benzilor; 4–role pentru susținerea benzilor; 5–șicane pentru dirijarea circulației aerului; 6–baterie de încălzire; 7–transportor pentru materialul uscat.

Uscătoarele cu benzi se folosesc pentru uscarea mai multor tipuri de materiale sau produse ca, de exemplu, materiale granulare, legume, fructe, lână, bumbac, celuloză etc. Agentul de uscare folosit este aer cu temperaturi cuprinse în intervalul 60 – 170°C sau, uneori, un amestec de aer și gaze de ardere.

Figura 3.3.10. ilustrează un uscător cu patru benzi transportoare. Materialul circulă în contracurent cu aerul încălzit. Viteza benzilor este de 0,3 – 0,5 m/min, iar viteza aerului de 2 – 3 m/s.

Alte tipuri de uscătoare convective utilizate în industrie :

- Uscătoare de tip turn
- Uscătoare cu strat fluidizat

- Uscătoare pneumatice
- Uscătoare cu pulverizare

**b) Instalații de uscare cu încălzirea materialului prin conducție (uscătoare conductive)**

În cazul uscării conductive (prin contact), căldura necesară procesului de uscare este transmisă materialului prin conducție, de la o suprafață caldă cu care materialul este în contact. Vaporii formați sunt preluați de agentul de uscare și evacuați din instalație.

Uscătoarele conductive pot fi cu funcționare continuă sau periodică, la presiune atmosferică sau sub vid. Suprafața care transmite căldură materialului poate fi încălzită cu abur, apă fierbinte, gaze de ardere sau cu ulei. Din categoria uscătoarelor conductive, cele mai importante sunt: uscătoarele cu valțuri, uscătoarele cu cilindri și uscătoarele rotative tubulare.

În continuare se va prezenta modul de funcționare a uscătoarelor cu valțuri :

Uscătoarele cu valțuri se folosesc pentru uscarea soluțiilor, suspensiilor și pastelor, în industria chimică, alimentară, farmaceutică etc. De obicei, în aceste instalații se usucă materiale care rezistă (fără degradare) la temperaturi ridicate o perioadă de timp relativ scurtă.

Uscătoarele cu valțuri sunt alcătuite din unul sau două valțuri (tuburi cilindrice). Valțul este încălzit la interior, de obicei, cu abur și se rotește continuu în jurul axei sale. Materialul este preluat de suprafața valțului sub forma unei pelicule subțiri, care se usucă după aproximativ 3/4 dintr-o rotație a valțului. Substanța uscată se desprinde de pe valț cu dispozitive speciale de răzuire.

Figura 3.3.11. prezintă un uscător cu un valț în care alimentarea valțului cu material se face prin intermediul a doi cilindri neîncălziți, cu diametrul mult mai mic decât diametrul valțului uscător. Acest mod de alimentare asigură o concentrație constantă a lichidului din cuvă; se utilizează la uscarea lichidelor omogene.

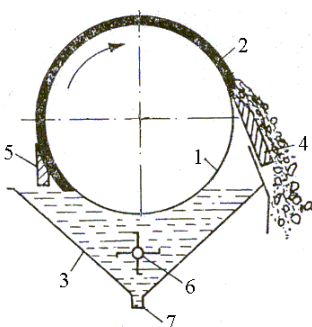


Fig. 3.3.11. Uscător cu un valț pentru lichide omogene

- 1 – valț; 2 – cilindri de alimentare; 3 – cuvă; 4 – alimentarea cu material; 5 – agitator; 6 – dispozitiv de răzuire; 7 – transportor cu șnec; 8 – evacuarea aerului.

În cazul uscătoarelor cu două valțuri, de obicei, materialul este introdus pe la partea superioară. Grosimea stratului de material de pe valț poate fi stabilită prin reglarea distanței dintre valțuri sau cu ajutorul limitatoarelor de strat.

### **c) Instalații de uscare cu încălzirea materialului prin radiație (uscatoare prin radiație)**

Instalațiile de uscare prin radiație sunt uscătoarele în care încălzirea materialului (umed) se face prin absorbția radiațiilor infraroșii cu lungimi de undă cuprinse în intervalul 0,4 – 10  $\mu$  m, produse de o sursă. Ca surse de radiații infraroșii (radianți), se folosesc radianți încălziiți electric și radianți încălziiți prin arderea unui gaz combustibil.

Instalațiile de uscare prin radiație sunt de tip cameră sau de tip tunel, în care materialul este transportat cu dispozitive speciale (benzi, transportoare). Figura 3.3.12. prezintă un uscător cu lămpi pentru piese lăcuite.

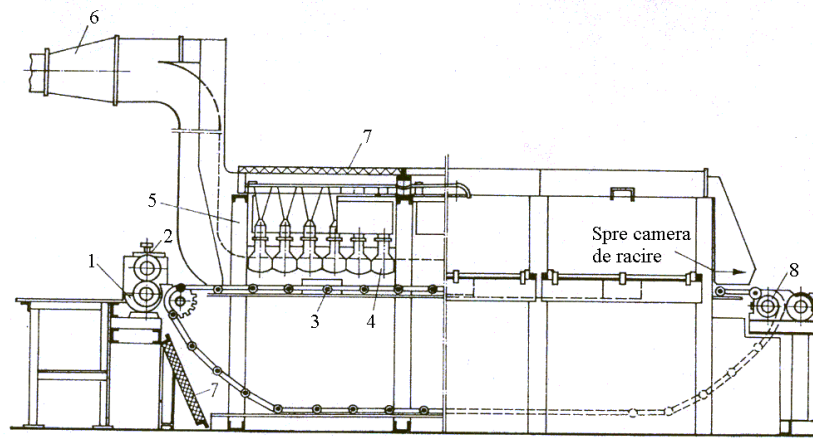


Fig. 3.3.12. Uscător cu lămpi pentru piese lăcuite.

1 – baie de lăcuire; 2 – cilindru de lăcuire; 3 – transportor; 4 – lămpi de uscare; 5 – carcasa uscătorului; 6 – conductă de aspirație a aerului; 7 – izolație; 8 – roată de acționare.

Avantajele principale ale uscării cu radiații infraroșii sunt: intensificarea procesului de vaporizare a umidității prin transmiterea unor fluxuri termice unitare (raportate la unitatea ariei suprafeței materialului) mari și construcția simplă a instalației. Uscătoarele cu radiații se folosesc pentru uscarea suprafețelor vopsite sau lăcuite, hârtiei, materialelor textile, produselor alimentare etc.

### **d) Instalații de uscare cu încălzirea materialului prin generarea internă a energiei**

Generarea energiei necesare uscării în interiorul materialului este rezultatul frecării interne a moleculelor materialului datorată agitației acestora, agitație care poate fi provocată mecanic (uscarea prin măcinarea materialului în instalații cu ciocane sau discuri) sau cu ajutorul unei surse de înaltă frecvență (uscarea dielectrică sau uscarea cu microunde). Avantajul principal al instalațiilor de uscare cu generarea internă a energiei este încălzirea rapidă și uniformă a materialului atât în interior, cât și la suprafață. Aceasta

favorizează migrarea umidității din interiorul materialului spre suprafața acestuia, prin creșterea presiunii vaporilor conținuți în capilarele materialului, mărind astfel viteza procesului de uscare.

Instalațiile de uscare bazate pe uscarea dielectrică sunt denumite *uscătoare cu curenți de înaltă frecvență*. În aceste uscătoare materialul umed constituie dielectricul unui condensator, ale cărui armături sunt alimentate în curent alternativ de tensiune și frecvență înaltă. Uscarea dielectrică se utilizează în cazul materialelor care se usucă greu prin alte procedee de uscare ca, de exemplu, grinzi din lemn de esențe tari, piese ceramice cu grosimi mari, miezuri de turnătorie etc.

Un uscător cu curenți de înaltă frecvență este alcătuit din generatorul de curent de înaltă frecvență și camera de uscare în care sunt amplasați electrozii condensatorului. Puterea generatorului, frecvența curentului și forma camerei de uscare depind de tipul materialului uscat.

Dezavantajul principal al uscătoarelor cu curenți de înaltă frecvență este costul ridicat al uscării, datorat consumului mare de energie electrică. Pentru micșorarea consumului de energie electrică, uscarea dielectrică se combină cu uscarea convectivă sau prin radiație. În fig. 3.3.13. este prezentată o instalație de uscare în care uscarea dielectrică (cu curenți de înaltă frecvență) este combinată cu uscarea convectivă cu aer cald.

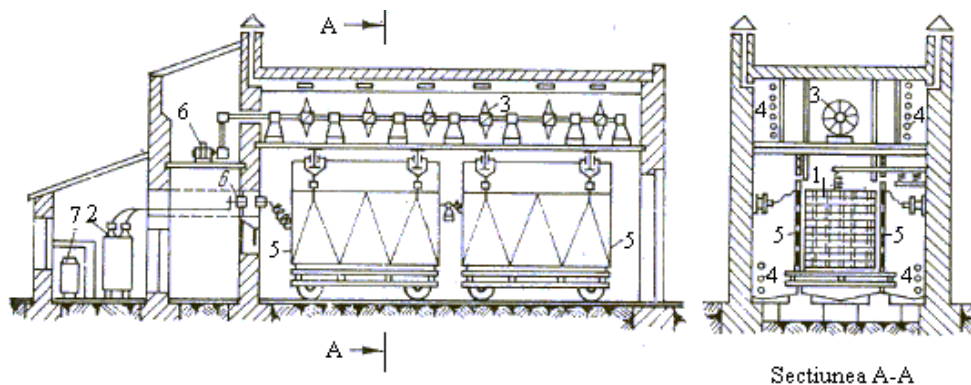


Fig. 3.3.13. Instalație de uscare cu curenți de înaltă frecvență și prin convecție

1 – vagonet cu material; 2 – generator de înaltă frecvență; 3 – ventilator; 4 – baterii de încălzire; 5 – electrozi; 6 – motor; 7 – transformator.

#### D. Instalatii cu ciclu invers

##### **Instalatii frigorifice**

Conform celui de-al doilea principiu al termodinamicii orice corp se poate răci pe cale naturală până la temperatura mediului ce îl înconjoară. Răcirea lui în continuare se poate realiza numai pe cale artificială.

Instalațiile frigorifice se utilizează pentru scăderea și menținerea temperaturii unui corp sau sistem de corpuri sub temperatura mediului înconjurător. În procesul de răcire participă cel puțin două corpuri: corpul răcit și corpul care realizează răcirea, numit *agent frigorific*.

Un agent (fluid) frigorific este o substanță care evoluează în circuitul unei instalații frigorifice și care, datorită unui proces endoterm, constând în schimbarea de fază a substanței din starea lichidă în cea de vapori, într-un vaporizator, permite producerea frigului prin absorbția de căldură. Aceasta căldură este evacuată în exteriorul instalației printr-un proces exoterm, constând în schimbarea de fază inversă, din vapori în lichid, într-un condensator.

Agenții frigorifici sunt substanțe omogene sau amestecuri de substanțe care preiau, în cursul ciclului frigorific, căldura de la mediul ce trebuie răcit și o cedează la o temperatură mai ridicată unui altui mediu (în general mediul ambiant). Aceștia trebuie să îndeplinească o serie de cerințe termodinamice, fizico-chimice, fiziologice, economice și de protecția mediului. Proprietățile termodinamice trebuie să corespundă cerințelor impuse de schema și tipul instalației frigorifice, precum și de nivelul de temperatură al celor două surse de căldură, în special de cel al frigului produs.

Clasificarea instalațiilor de producere a frigului artificial se face în general după următoarele criterii:

- principiul de funcționare;
- tipul ciclului frigorific;
- periodicitate.

După principiul de funcționare instalațiile frigorifice utilizate în industrie, comerț sau aplicații casnice pot fi cu compresie mecanică de vapori, cu compresie de gaze, cu absorbție (compresie termochimică), cu eiecție sau termoelectrice. Mai există și alte procedee de producere a frigului artificial (magnetocaloric, prin efect Ettinghaus, ș.a.), care nu și-au găsit încă o aplicație industrială.

*Instalațiile frigorifice cu compresie mecanică* utilizează proprietățile elastice ale gazelor și vaporilor ce se manifestă prin creșterea temperaturii lor în timpul comprimării și scăderea temperaturii în procesul de destindere.

*Instalațiile cu absorbție sau compresie termochimică* au principiul de lucru bazat pe realizarea succesivă a reacțiilor termochimice de absorbție a agentului de lucru de către un absorbant, după care urmează desorbția agentului din absorbant. Procesele de absorbție și desorbție joacă în acest caz rolul proceselor de aspirație (destindere) și refulare (comprimare) executate de compresorul mecanic. Compresia termochimică se realizează prin utilizarea unui amestec binar, consumându-se energie termică.

*Instalațiile cu eiecție* utilizează energia cinetică a unui jet de vapori sau gaz. În funcție de construcția ajutorului și de modul de desfășurare a procesului, aceste instalații pot fi cu ejector sau turbionare.

*Instalațiile termoelectrice*, care au la bază efectul Peltiér, permit obținerea frigului artificial prin utilizarea directă a energiei electrice. Este cunoscut faptul că la trecerea curentului electric printr-un ansamblu format din două materiale diferite, se constată apariția unei diferențe de temperatură la cele două lipituri ale sistemului. Aplicarea pe scară largă a acestui efect a devenit posibilă odată cu dezvoltarea tehnicii semiconductoarelor.

După tipul ciclului frigorific instalațiile frigorifice pot funcționa în baza unui proces închis sau deschis.

În cazul primului proces agentul de lucru parcurge diferitele elemente componente într-un contur închis, temperatura sa variind între limitele impuse de cele două surse de căldură. În această categorie se încadrează instalațiile frigorifice cu compresie mecanică de vapori, cu absorbție, cu ejector, precum și unele instalații cu compresie mecanică de gaze.

Instalațiile care funcționează pe baza unui proces deschis sunt caracterizate prin aceea că în timpul funcționării agentul de lucru este total sau parțial extras din instalație. În locul agentului evacuat este introdusă o nouă cantitate de agent proaspăt.

După periodicitate instalațiile frigorifice pot fi cu funcționare continuă, în regim staționar sau cu funcționare discontinuă, în regim nestaționar.

#### *a) Instalații frigorifice cu compresie mecanică de vapori*

Instalațiile frigorifice cu compresie mecanică de vapori se folosesc pentru obținerea unor temperaturi, în general în intervalul  $-20\dots-90^{\circ}\text{C}$ . Acestea pot fi:

- cu compresie într-o singură treaptă;
- cu compresie în mai multe trepte;
- în cascadă.

#### ***Instalațiile frigorifice cu compresie într-o singură treaptă***

Schema de principiu și ciclul real al instalațiilor frigorifice cu compresie mecanică de vapori într-o singură treaptă sunt prezentate în fig. 3.3.14.

Pentru a compensa micșorarea producției frigorifice specifice cauzată de înlocuirea destinderii (în cazul procesului ideal) cu o laminare, după condensarea vaporilor se practică o subrăcire (procesul 3-3'). În acest fel se diminuează influența negativă a ireversibilității procesului de laminare asupra eficienței frigorifice. De asemenea, este cunoscut faptul că volumul specific al vaporilor este mult mai mare ca cel al lichidului, ceea ce înseamnă că, secțiunea ventilului de laminare (respectiv dimensiunea sa) este mult mai mică în cazul laminării unui lichid față de cazul laminării aceluiași debit de vapori. Subrăcirea se poate realiza chiar în interiorul condensatorului, prin prevederea unei suprafețe de schimb de căldură suplimentare sau într-un

schimbător de căldură special, utilizându-se un agent de răcire sau vaporii de agent frigorific produși în vaporizator, înainte de a fi aspirați în compresor (subrăcire regenerativă).

În condiții reale de funcționare, pentru a fi siguri că procesul de vaporizare este complet încheiat, pentru a avea o reglare eficientă a instalației și pentru îmbunătățirea umplerii cilindrului compresorului, se poate recurge la supraîncălzirea vaporilor înainte de aspirație. Această supraîncălzire poate avea loc chiar în vaporizator, dar nu este recomandată datorită coeficienților de transfer de căldură mici, în cazul vaporilor, ceea ce ar conduce la suprafețe de schimb de căldură importante. Supraîncălzirea se poate realiza și natural prin contactul direct dintre suprafața conductei de aspirație în compresor și mediul ambiant.

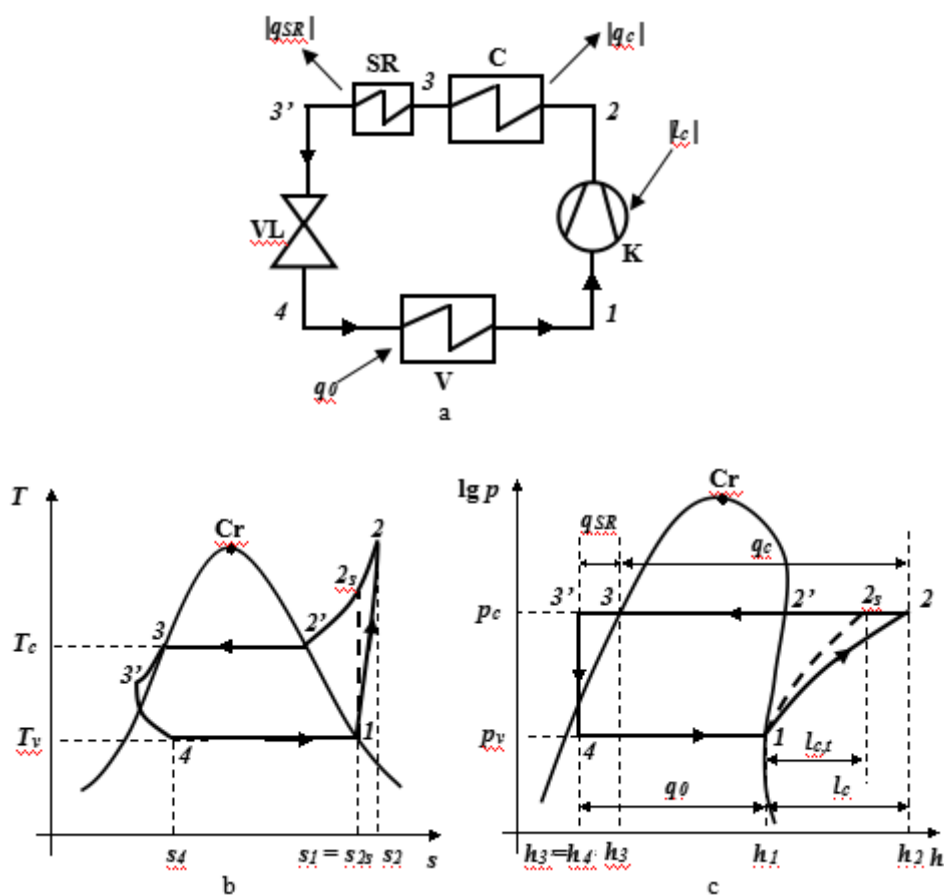


Fig. 3.3.14. Schema (a) și ciclurile instalațiilor frigorifice cu compresie mecanică de vaporii în diag. T-s (b) și lg p-h (c):

K – compresor, C – condensator, SR – subrăcitor; VL – ventil de laminare; V – vaporizator.

Supraîncălzirea se poate realiza și prin subrăcirea regenerativă, prin utilizarea unui schimbător de căldură ce realizează supraîncălzirea vaporilor de agent frigorific ieșiți din vaporizator prin subrăcirea lichidului frigorific de la ieșirea din condensator .

Procesele care compun ciclul real sunt următoarele:

- *comprimarea* adiabată ireversibilă (1-2) în compresorul K, care determină creșterea parametrilor presiune și temperatură de la  $p_v, T_v$  la  $p_c, T_c$ ;



- *condensarea* izobar-izotermă (2-3) în condensatorul C și *subrăcirea* izobară în subrăcitorul SR (3-3'); procesul de evacuare a căldurii către mediul ambiant se compune deci din: supraîncălzirea izobară 2-2', condensarea izobar-izotermă 2'-3 și subrăcirea izobară 3-3'; temperatura de condensare  $T_c$  este superioară temperaturii apei (aerului) de răcire  $T_a$  la ieșirea din aparat cu diferența  $\Delta T_c$  necesară efectuării transferului de căldură;
- *destinderea* (laminarea) adiabată ireversibilă și izentalpică (3'-4) în ventilul de laminare VL, care determină scăderea parametrilor presiune și temperatură de la  $p_c, T_c$  la  $p_v, T_v$ ;
- *vaporizarea* izobar-izotermă (4-1) în vaporizatorul V se desfășoară la o temperatură  $T_v$  ( $T_0$ ) inferioară temperaturii agentului purtător de frig  $T_f$  la ieșirea din aparat cu diferența  $\Delta T_v$  necesară desfășurării transferului de căldură;

Pentru caracterizarea perfecțiunii acestui ciclu, se utilizează *eficiența frigorifică*, care se definește prin raportul dintre producția (sarcina) frigorifică specifică  $q_0$  a instalației și lucrul mecanic de compresie consumat în ciclul frigorific  $l_c$ , rezultând în acest caz eficiența frigorifică a ciclului:

$$\varepsilon_f = \frac{q_0}{|l_c|}.$$

Instalațiile frigorifice într-o singură treaptă sunt utilizate pentru obținerea unor temperaturi  $-20 \dots -30 \text{ }^\circ\text{C}$ , cu tendința de a ajunge până la  $-60 \text{ }^\circ\text{C}$  prin perfecționarea ciclului (subrăcire avansată înainte de laminare, supraîncălzirea vaporilor aspirați de compresor, folosirea unor agenți frigorifici cu caracteristici superioare). Realizarea unor nivele de frig tot mai coborâte în vaporizatorul instalației frigorifice cu compresie mecanică de vapori, în condițiile în care temperatura de condensare rămâne constantă, implică mărirea continuă a raportului de compresie. Această mărire are efecte negative asupra funcționării instalației, datorită micșorării factorului de debit și a randamentului indicat al compresorului și măririi excesive a temperaturii vaporilor la ieșirea din compresor, ceea ce înrăutățește condițiile de ungere ale acestuia. Această temperatură nu trebuie să depășească valorile admisibile de circa  $145 \text{ }^\circ\text{C}$ , corespunzătoare temperaturii de cocsificare a uleiurilor de ungere. Din aceste cauze, pentru rapoarte de compresie mai mari ca  $8 \dots 9$ , este necesar să se utilizeze comprimarea în două sau trei trepte, între care vaporii între treptele de comprimare sunt răciți cu apă sau agent frigorific lichid.

Schemele instalațiilor frigorifice cu compresie în două sau trei trepte sunt diverse, în funcție în general de tipul agentului frigorific, temperatura agentului de răcire și scopul urmărit. Funcție de tipul schemei, debitul de agent frigorific poate varia în circuitele apărute funcție de numărul treptelor de compresie.

Instalațiile frigorifice cu două și trei trepte de compresie se utilizează în general în domeniul  $-30 \dots -60^\circ$ , folosindu-se un singur agent de lucru.

Instalațiile frigorifice în cascadă (două sau trei) sunt utilizate pentru obținerea unor nivele de frig de  $-70 \dots -90^{\circ}\text{C}$ , cascadele fiind parcurse de agenți frigorifici diferiți.

Avantajul instalațiilor frigorifice cu compresie constă în aceea că, la schimbarea stării de agregare prin vaporizare și condensare, coeficienții de transfer de căldură au valori ridicate, astfel că schimbătoarele de căldură din circuitul frigorific pot fi dimensionate în condiții economice. În plus, aceste două procese sunt izoterme în cazul fluidelor pure, ceea ce face posibilă reducerea pierderilor datorită ireversibilității transferului de căldură între agentul frigorific utilizat și cele două surse de căldură, prin menținerea diferențelor minime de temperatură în limite acceptabile. În cazul utilizării unor amestecuri de fluide, în special a amestecurilor zeotrope, procesele de vaporizare și condensare nu mai au loc la temperatură și presiune constantă, dar și în acest caz profilul de variație a temperaturilor în aparatele de schimb de căldură conduce la reducerea diferențelor minime de temperatură dintre fluidele de lucru.

#### *b) Instalații frigorifice cu absorbție*

Funcționarea instalației frigorifice cu absorbție se bazează tot pe ciclul Carnot inversat, compresia agentului frigorific realizându-se pe cale termochimică, prin utilizarea unui amestec binar, consumându-se energie termică.

Amestecurile binare, utilizate ca agent de lucru în instalațiile frigorifice cu absorbție, sunt constituite din două componente: agentul frigorific și absorbantul. Absorbantul trebuie să dizolve puternic agentul frigorific fără să intre cu el în reacție și să aibă temperatura de vaporizare, la presiune constantă, mult mai mare ca a acestuia. Procesul de absorbție este însoțit, de obicei, de o degajare de căldură, care trebuie îndepărtată din aparat pentru a nu frâna procesul, absorbția fiind mai intensă la temperatură coborâtă.

În instalațiile frigorifice cu absorbție, cea mai mare răspândire o are amestecul apă-amoniac, apa fiind un puternic absorbant pentru amoniac (într-un volum de apă, la  $0^{\circ}\text{C}$ , se poate dizolva 1148 volume amoniac). Cantitatea de căldură degajată la absorbție este de  $800 \text{ kJ/kg}$  amoniac lichid și de  $1260 \text{ kJ/kg}$  vapori amoniac. În tehnica condiționării se mai utilizează și amestecul apă-bromură de litiu, apa jucând de această dată rolul agentului frigorific iar bromura de litiu fiind solventul (absorbantul).

Instalațiile frigorifice cu absorbție pot fi cu funcționare continuă și cu funcționare periodică

Schema de principiu a unei **instalații frigorifice cu absorbție cu funcționare continuă** este prezentată în figura 3.3.15.

În vaporizatorul V agentul frigorific cu debitul  $m$  vaporizează la presiunea  $p_v$ , absorbind căldura  $Q_0$ , la nivel termic coborât, din incinta răcită sau de la agentul intermediar (purtător de frig). Vaporii de amoniac formați pătrund în absorbitorul A, unde la presiunea  $p_v$  se dizolvă în soluția săracă de amoniac în apă. cantitatea de căldură  $Q_0$  degajată în absorbitor este evacuată de apa de răcire. Soluția concentrată formată

este preluată de pompa P și trimisă la presiunea  $p_c$  în generatorul de vapori G. Aici, pe baza căldurii  $Q_g$  primite din afară (abur de joasă presiune) are loc încălzirea și fierberea soluției bogate (cu debitul masic  $\dot{m}_b$  și concentrația  $\xi_b$ ), realizându-se desorbția agentului frigorific sub formă de vapori și diluarea soluției. În urma procesului din generator rezultă  $\dot{m}$  kg/s vapori de concentrație ridicată (teoretic  $\xi''=1$ ) și  $\dot{m}_b - \dot{m}$  kg/s de soluție săracă cu concentrația  $\xi_s$ . Vaporii formați se condensează în continuare în condensatorul C, unde cedează căldura  $Q_c$ . Condensatul format, după laminare, este reintrodus în vaporizatorul instalației. Soluția diluată se reîntoarce din generator în absorbitor prin ventilul de laminare VL 1, în care presiunea sa este redusă de la  $p_c$  la  $p_v$ . În felul acesta, în instalația frigorifică cu absorbție, pe lângă circulația agentului frigorific, are loc și o circulație a soluției binare între absorbitor și generator.

Pentru mărirea economicității și siguranței în funcționare, în schema de principiu a instalației frigorifice cu absorbție prezentată în fig. 3.3.15, se mai intercalează un schimbător de căldură (economizor), un rectificator și un deflegmator.

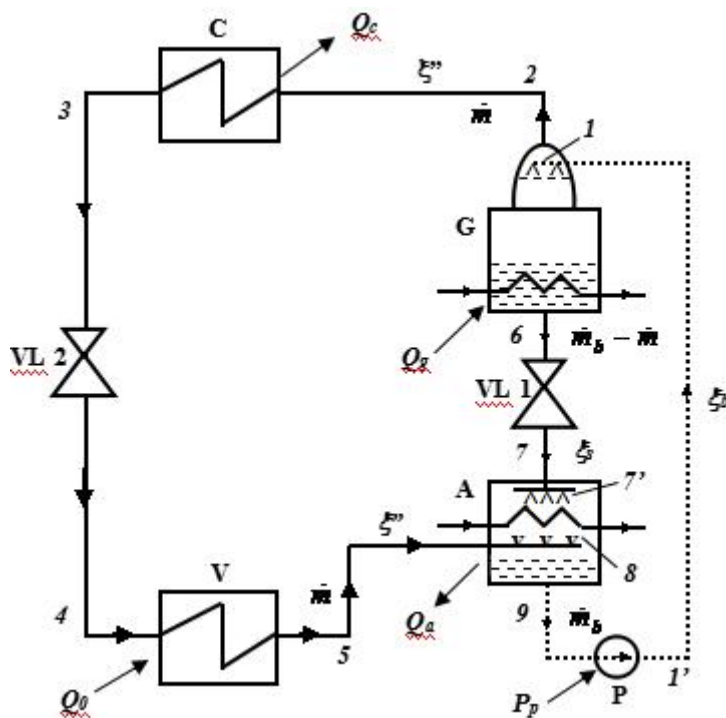


Fig. 3.3.15. Schema de principiu a unei instalații frigorifice cu absorbție cu funcționare continuă:

C – condensator; G – generator de vapori; VL – ventil de laminare; A – absorbitor; P – pompă; V – vaporizator.

Schimbătorul de căldură (economizorul) se amplasează între absorbitor și generator, realizând reîncălzirea soluției concentrate care intră în generator cu soluție diluată trimisă de la absorbitor. În felul acesta, se micșorează consumul de căldură în generator și debitul de apă de răcire necesar absorbitorului.

Rectificatorul de instalează după generator pentru separarea vaporilor de absorbant de vapori de agent frigorific, în scopul evitării pătrunderii vaporilor de apă în condensator și apoi prin ventilul de laminare VL 2 în vaporizator, unde aceștia s-ar solidifica. În coloană, rectificarea se face prin contactul vaporilor formați în

generator cu soluția concentrată care pătrunde în acesta. De cele mai multe ori, aceasta este înglobată în generator.

În deflegmator, prin răcirea cu apă din returul absorbitorului sau cu soluție bogată rece, se realizează condensarea vaporilor de apă din vaporii de amoniac, astfel încât, după rectificator și deflegmator, se poate practic considera că există numai vapori de amoniac ( $\xi \cong 1$ ).

### *Pompe de căldură*

Pompa de căldură (PC) reprezintă o instalație termodinamică a cărei funcționare de principiu urmărește ridicarea nivelului energetic al unei surse de potențial coborât prin consumarea unei cantități de energie suplimentară din exterior.

Ca principiu de funcționare de bază, este ciclul Carnot inversat, același aplicat și instalațiilor frigorifice (IF). În practică însă, s-a dezvoltat o varietate de tipuri de pompe de căldură clasificate după principiul de funcționare :

- cu compresie mecanică de vapori sau gaze: Carnot inversat, Joule, Brayton, Stirling, etc.;
- cu compresie termochimică, de tipul celor cu fluide binare, cu absorbție;
- cu compresie prin eiecție;
- cu separatoare termice de tipul tubului lui Ranque;
- bazate pe efectul Peltier, etc.

Cele mai dese utilizări ale pompei de căldură sunt cele pentru climatizare, preparare apă caldă de consum sau industrială, încălzirea spațiilor de locuit, sau diferite aplicații industriale ca: uscarea materialelor poroase, vaporizarea produselor volatile, sterilizarea, concentrarea soluțiilor, etc.

Se constată deci, că nivelul termic la utilizator nu are valori foarte ridicate ca și cele impuse de ciclurile producătoare de lucru mecanic, ele situându-se în jurul valorilor de 50°C...90°C sau maxim 120°C...130°C pentru ciclurile pompelor de căldură de înaltă temperatură. De asemenea, ca surse de căldură de potențial coborât se pot valorifica imensele cantități de căldură ce pot fi preluate din mediul ambiant (energia termică a apelor de suprafață, de adâncime, geotermală, solară sau a solului) precum și cele deșeu rezultate din diferitele procese industriale sau domestice (ape de răcire, flote calde uzate, condensat impurificat, apele menajere după tratarea lor în instalațiile de epurare, etc.).

În fig. 3.3.16 se prezintă sintetic încadrarea pompelor de căldură în domeniul temperaturilor uzuale în comparație cu celelalte instalații termodinamice: cicluri directe (motoare), instalațiile frigorifice sau cele combinate, instalații frigorifice – pompe de căldură.

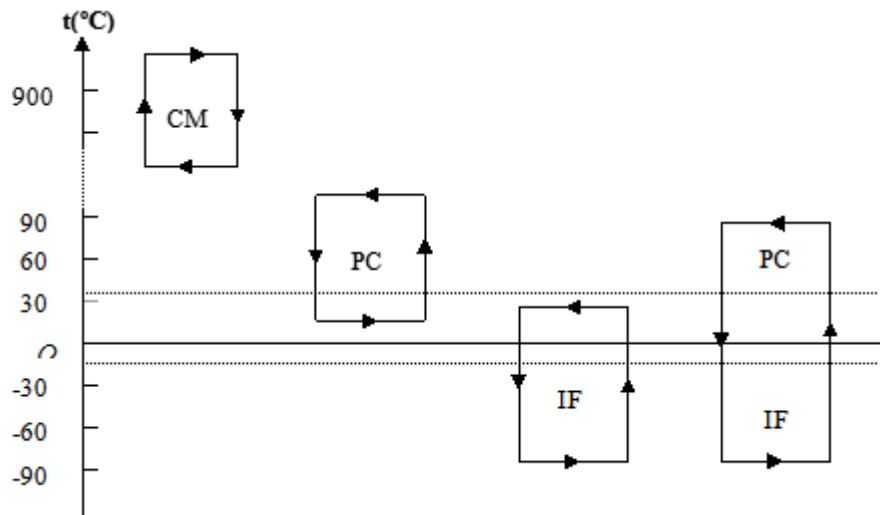


Fig. 3.3.16. Încadrarea pompei de căldură în raport cu mediul ambiant.

Dintre pompele de căldură enumerate mai sus s-au dezvoltat în mod special cele cu absorbție și cele cu compresie mecanică de vapori.

Pompa de căldură cu compresie mecanică utilizând un fluid activ real (de tipul celor frigorifice) are aceeași schemă de principiu ca ce a instalației frigorifice cu compresie mecanică de vapori prezentată în figura 3.3.14.-a, cu ciclul Carnot inversat aferent, din diagramele 3.3.14.-b și 3.3.14.-c.

În cazul pompelor de căldură efectul util este la sursa caldă (condensator), iar în acest caz se definește eficiența sau coeficientul de performanță (*COP*) al ciclului raportul dintre căldura cedată la condensator ( $q_c$ ) și lucrul mecanic de compresie consumat în cursul ciclului ( $l_c$ ):

$$COP = \frac{|q_c|}{|l_c|}.$$

#### E. Compressoare, pompe, ventilatoare

**Compressoarele** cresc energia fluidelor gazoase, deci a fluidelor compresibile și relativ ușoare;

**După principiul de funcționare compresoarele se clasifică în:**

- *compressoare volumetrice* sunt cele care asigură comprimarea prin scăderea volumului de gaz, respectiv prin creșterea presiunii statice. Acest tip de compresoare realizează presiuni foarte ridicate, de până la 1000 bari, dar cu debite volumice sub 450 m<sup>3</sup>/min.
- *compressoare rotative*, funcționează pe principiul turbomașinilor, comprimarea realizându-se prin mărirea energiei cinetice a curentului de gaz sub acțiunea mecanică a unui rotor și transformarea acesteia în energie potențială. În aceste instalații procesul de comprimare este însoțit de curgerea continuă a gazului. Din această grupă fac parte turbocompressoarele, suflantele și ventilatoarele.

Aceste mașini pot comprima debite mari de gaz la presiuni relativ ridicate dar, mult mai reduse decât compresoarele volumetrice:

- 20....25 bar, compresoarele centrifuge și debite de până la 2500 m<sup>3</sup>/min;

- 3...6 bar, compresoarele axiale la debite ce depășesc 10000 m<sup>3</sup>/min.

Denumirea de pompă este utilizată pentru generatoarele hidraulice care vehiculează lichidele. (măresc energia fluidelor practic incompresibile și relativ grele);

După principiul de funcționare, pompele pot fi grupate în:

- a) **turbopompe** (pompe cu rotor paletat) și care pot fi la rândul lor: *centrifuge* (radiale și radial axiale), și *axiale* cu canal lateral (periferial); Acestea modifică momentul cantității de mișcare al lichidului prin intermediul unui paletaj rotor, realizând astfel transferul de energie de la sistemul de antrenare;
- b) **pompe volumetrice**, care sunt: cu mișcare alternativă a organului de lucru (cu piston sau cu membrană) sau cu mișcare de rotație (cu angrenaje, rotor excentric). Aceste pompe realizează tranzvazarea unor volume de lichid din spațiul de aspirație în cel de refulare realizând comprimarea între organele de lucru și celelate părți statorice;
- c) **pompe cu jet**, (cu fluid motor) care sunt antrenate cu ajutorul energiei hidraulice sau pneumatice ale unui fluid cu presiune mai ridicată (ejectoare, pompe cu amestec de gaz, cu condensare de abur, etc.);
- d) **pompe electromagnetice**, care pot antrena numai lichidele conductoare sau magnetice și care utilizează energia electromagnetică;
- e) **elevatoare hidraulice**, care sunt instalații gravimetrice, ce utilizează roți cu cupe, șnec (șurub) hidraulic, pistoane pe lanț, etc. și care sunt capabile să ridice lichidul la o diferență geodezică constantă.

**Ventilatoarele** sunt instalații pentru vehicularea și transportul gazelor care realizează rapoarte relativ mici de comprimare ( $\beta < 1.1$ ).

## *F. Instalații de cuptoare*

### **Definiții. Utilizări**

Cuptorul industrial este o instalație energo-tehnologică în care prin acțiunea căldurii se atribuie unui produs sau unui material anumite însușiri fizice sau chimice necesare pentru prelucrarea ulterioară sau pentru elaborarea lui ca produs finit.

Utilizarea cuptoarelor în industriile metalurgică, siderurgică și constructoare de mașini este deosebit de răspândită.

Astfel, în cuptoarele Siemens-Martin are loc elaborarea oțelului pornind de la fier brut, deșeuri de fier și oțel, minereu, cu adaos de calcar.

În cuptoarele de încălzire, lingourile sau semifabricatele de metal își măresc plasticitatea pentru a fi mai ușor prelucrate ulterior.

În cubilourile de turnătorie fonta este topită pentru a fi turnată. Concomitent se poate modifica și compoziția chimică a acestuia, în raport cu condițiile cerute la turnare (fontă cenușie, fontă rezistentă la temperaturi înalte, etc.).

În unele cuptoare de tratament termic piesele de oțel se încălzesc, iar apoi se răcesc după un regim bine stabilit, realizându-se astfel modificări ale structurii interne a metalului, fără o modificare a compoziției lui chimice (călire, recoacere, normalizare, revenire).

În metalurgia metalelor feroase și neferoase cuptoarele sunt agregate tehnologice principale. Astfel, în întreprinderile metalurgice pentru metale feroase se utilizează cuptoare înalte (furnale) pentru obținerea fontei, cuptoare Martin și electrice pentru elaborarea oțelurilor, cuptoare pentru încălzirea lingourilor înainte de laminare etc.

La fel de mare este importanța cuptoarelor în industria sticlei, a porțelanului, a faianței, a cărămizilor refractare, a cimentului etc.

Executând anumite funcții tehnologice cuptoarele sunt agregate energetice complexe, care consumă cantități mari de combustibil de calitate superioară.

Consumul de combustibil al cuptoarelor industriale ocupă unul din primele locuri în bilanțul general de combustibil al unei țări, utilizarea judicioasă a acestuia fiind o problemă de actualitate, cu atât mai mult cu cât prețul combustibilului la scară mondială crește.

### ***Părțile principale ale unei instalații de cuptor***

O instalație de cuptor este un agregat complex, adică cuprinde, în afară de cuptorul propriu-zis, o serie de alte instalații și mecanisme anexe, necesare pentru funcționarea cuptorului.

Figura 3.3.17 prezintă, în mod schematic o instalație de cuptor compusă din următoarele părți principale:

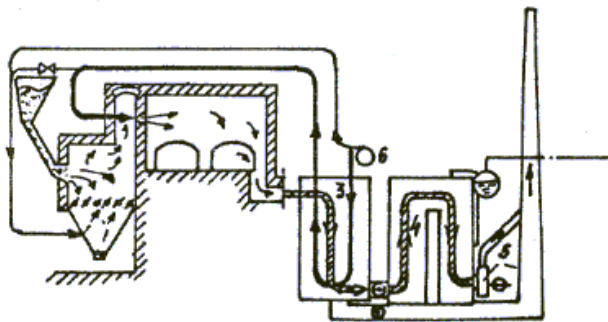


Fig. 3.3.17. Schema generală a unui cuptor

1- focar; 2- camera cuptorului; 3- instalație regenerativă; 4-cazan recuperator; 5-instalație de tiraj; 6-ventilator

1 - **Focarul (1)** - este adaptat combustibilului utilizat, deci construcția lui depinde de felul combustibilului. Pentru combustibili solizi se utilizează focare cu grătar, pentru cei lichizi injectoare, iar pentru cei gazași arzătoare. Mărimea focarului, arzătoarelor și injectoarelor depinde, în afară de felul combustibilului și de debitul de combustibil folosit. Focarul se găsește sau în imediata apropiere a cuptorului propriu-zis (spațiului de lucru) sau face parte chiar din acesta. În acest caz, arzătoarele sau injectoarele sunt fixate direct pe pereții cuptorului și trimit flăcări în spațiul de lucru.

2 - **Cuptorul propriu-zis (2)** este format din spațiul de lucru în care are loc transmisia căldurii de la gazele produse prin ardere la materialul supus prelucrării.

Spațiul de lucru este limitat lateral de pereții cuptorului, jos de vatră și sus de boltă, care trebuie să suporte temperaturile de regim și în același timp să evite evacuarea căldurii spre exterior în atmosferă.

Pentru a îndeplini aceste condiții, ele se execută în general din două feluri de materiale:

a) **spre interior**, din material ceramic refractar; acesta trebuie să suporte atât temperatura ridicată a gazelor, cât și atacul chimic al gazelor, prafului și zgurilor produse în spațiul de lucru;

b) **spre exterior**, pereții laterali, bolta și vatra au un strat de material izolator și de protecție. Acestea evită pierderile de căldură din spațiul de lucru și protejează pereții contra degradării mecanice.

Toată zidăria cuptorului este înconjurată de un schelet metalic numit armătura cuptorului.



Dimensiunile spațiului de lucru depind de capacitatea cuptorului și de regimul lui termic. Cuptoarele pentru încălzit, de exemplu, pot avea o suprafață a camerei de lucru între 0,25 și 60 m<sup>2</sup>, iar cuptoarele pentru ciment o lungime a tamburului de până la 150 m.

3 - **Instalația regenerativă** (3) permite reducerea temperaturii gazelor de ardere prin preîncălzirea aerului sau a combustibilului gazos înainte de a se introduce în focar.

Prin preîncălzirea aerului și a combustibilului temperatura de ardere a acestuia se mărește, ridicând astfel și temperatura în camera de lucru a cuptorului. În felul acesta se realizează o mărire a economicității instalației, micșorându-se consumul specific de combustibil și mărindu-se randamentul cuptorului.

4 - **Cazan recuperator** (4). În multe cazuri gazele de ardere, la ieșirea din camera de lucru, conțin mai multă căldură decât cea necesară pentru preîncălzirea aerului și a combustibilului gazos. În aceste cazuri este indicată instalarea unor cazane recuperatoare pentru producerea aburului sau apei calde (fierbinți) necesare în scopuri tehnologice. În felul acesta randamentul cuptorului industrial se mărește semnificativ. Uneori recuperatorul este așezat imediat după camera cuptorului, preîncălzitoarele de aer și combustibil fiind amplasate după el.

5 - **Instalația de tiraj** (5) are rolul de a evacua în atmosferă gazele de ardere, precum și produsele gazoase degajate în urma prelucrării materialului în cuptor.

În majoritatea cazurilor, în camera de lucru a cuptorului, gazele de ardere se află sub o ușoară suprapresiune și deplasarea lor nu este asigurată de instalația de tiraj, ca în cazul generatoarelor de abur. Instalația de tiraj asigură de obicei mișcarea gazelor după ce acestea au părăsit camera cuptorului. Tirajul poate fi natural sau asigurat forțat de către un ventilator. Cuptoarele sunt înzestrate și cu utilaje mecanice care servesc la încărcare, descărcare, transport de materiale în interiorul cuptorului (vagoane, benzi de transport etc.). De asemenea, cuptoarele pot fi înzestrate cu aparate pentru reglajul arderii sau pentru reglarea automată a cuptorului în întregime.

Schema prezentată în figura 3.3.17 este generală, nu însă și unică. În unele cazuri căldura care părăsește cuptorul se folosește pentru preîncălzirea materialului înainte de introducerea lui în camera de lucru. Alteori nu este necesară preîncălzirea aerului și a combustibilului în regeneratoare, aceasta asigurându-se în interiorul cuptorului, utilizându-se căldura materialului care se răcește etc.

### ***Variantele utilizării combustibilului în cuptoarele industriale***

Modul de utilizare a combustibilului în focarul cuptoarelor industriale este divers, depinzând atât de tipul combustibilului, cât și de construcția și scopul cuptorului.

Cuptoarele industriale pot funcționa cu combustibili solizi, lichizi sau gazoși.

Dintre combustibilii solizi, lemnul și cărbunele de lemn sunt rar luați în considerație la încălzirea cuptoarelor industriale, din cauza costului lor ridicat, afară de cazul când sunt disponibile deșeurile de lemn ieftin. Dacă sunt necesare un reglaj bun de temperatură și o automatizare a dozării aportului de combustibil, nici ceilalți combustibili solizi nu pot fi utilizați, afară de cazul când se utilizează instalația de ardere cu semigaz. O excepție importantă o alcătuiesc cuptoarele în vrac, la care combustibilul și materialul sunt dispuse în straturi alternative, iar aerul este insuflat sub presiune (furnale, cubilouri, cuptoare de var). De asemenea, o reglare bună a temperaturii și o automatizare a aportului de combustibil se pot obține cu praf de cărbune (de exemplu, la cuptoarele de ciment rotative).

Combustibilii gazoși și lichizi prezintă mari avantaje la exploatarea cuptoarelor și anume:

- transport comod, pe conducte, sub presiune;
- permit o ardere cu exces scăzut de aer deoarece se pot amesteca cu aerul mult mai bine;
- posibilitatea repartizării degajării de căldură pe mai multe arzătoare;
- există posibilitatea de potrivire a formei flăcării după geometria interioară a cuptorului respectiv;
- o reglare comodă a procesului de ardere și a aportului de combustibil;
- lipsa totală de cenușă în cazul combustibililor gazoși și aproape totală, la combustibilii lichizi.

Principiile generale de utilizare a combustibililor solizi în cuptoare sunt prezentate în figura 3.3.18.

**După prima schemă**, combustibilul solid natural se utilizează direct în cuptor prin **ardere pe grătare**. Înainte de ardere se efectuează, în oarecare măsură, o prelucrare mecanică a combustibilului, în scopul măririi gradului de utilizare a acestuia în cuptor: uscare, sortare etc.

**După schema a doua**, combustibilul solid, după o sortare și uscare prealabilă este măcinat în mori speciale, iar praful este ars în cuptor sub formă de combustibil pulverizat.

**După schema a treia**, combustibilul solid este gazeificat în instalații speciale. Gazul de generator obținut, după o prealabilă prelucrare (curățire) și o ușoară comprimare este ars în cuptor folosindu-se arzătoare de combustibil gazos.

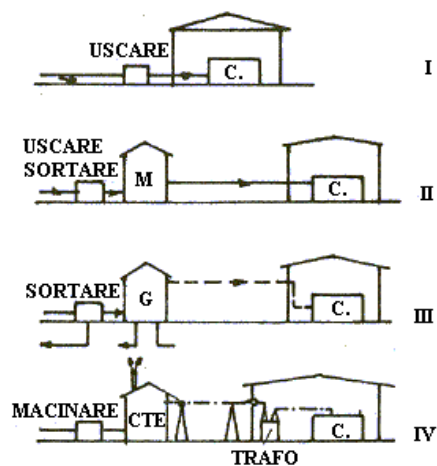


Fig. 3.3.18 Variantele utilizării combustibililor solizi în cuptoare

În **schema a patra** se prevede o ardere a combustibilului în generatoarele unei centrale electrice, energia electrică obținută după o transformare prealabilă, utilizându-se pentru încălzirea electrică a cuptorului.

Cea mai simplă schemă de utilizare este prima, ea necesitând și cele mai mici investiții. Complexitatea schemelor de utilizare a combustibilului solid în cuptoare crește de la prima la a patra. Alegerea schemei optime se face numai printr-un calcul tehnico-economic care să determine cea mai avantajoasă schemă de utilizare a combustibilului.

Cărbunii folosiți în cuptoarele industriale pot fi: lignit, huilă sau antracit.

**Lignitul** se poate prelucra pentru a se transforma în combustibil lichid sau în subproduse chimice. Prin gazeificare cu oxigen se poate obține **gaz de cocserie**.

**Din huilă**, prin încălzire cu îndepărtarea aerului se obține combustibilul artificial solid, denumit cocs.

**Cocsul și antracitul** fiind combustibili bogați în carbon, pot fi transformați fie în gaz de generator, prin gazeificare cu aer, fie în gaz de apă prin gazeificare cu abur. Arderea cocsului (sau antracitului) în cuptoarele industriale nu are loc direct, în majoritatea cazurilor, ci se produce, mai întâi gaz în generatoare sau se folosesc focare cu semigaz (gaz relativ bogat în CO).

În cuptoarele încălzite cu combustibili, energia chimică, după ce a fost transformată în căldură și transferată gazelor de ardere, trebuie să fie transmisă, prin intermediul acestor gaze fie direct, fie indirect, produsului sub formă de căldură utilă. Acest lucru se realizează însă, numai parțial întrucât, chiar în cele mai bune cuptoare, există căi pe care o parte din căldură se scurge în afară în mod inutil.

Totodată, în spațiul cuptorului, la punctul unde gazele părăsesc cuptorul ele nu se pot răci sub temperatura produsului. De aceea ele vor părăsi cuptorul la o temperatură care se află peste cea a spațiului înconjurător. Ele posedă încă în acel moment un conținut de căldură important, care pentru procesul din cuptor este pierdut.

## **Clasificarea cuptoarelor industriale**

În industrie există o mare varietate de cuptoare industriale, cu diferite destinații.

Datorită acestei mari diversități, o clasificare a cuptoarelor este dificilă și de aceea, în momentul de față, nu există o clasificare unanim acceptată a acestora.

Există totuși anumite caracteristici generale care pot sta la baza unei clasificări.

### **1) După destinația tehnologică se deosebesc:**

- cuptoare metalurgice (furnale pentru producerea fontei din minereu, cuptoare pentru producerea oțelului, cuptoare pentru laminare);
- cuptoare pentru industria constructoare de mașini (pentru tratamente termice, pentru forje etc.);
- cuptoare pentru obținerea cimentului;
- cuptoare pentru arderea materialelor ceramice etc.

### **2) Funcție de procesele care au loc în cuptoare, se deosebesc:**

- cuptoare de topire și de ardere, în care încărcătura care se prelucrează se încălzește până la topire (furnale, cuptoare electrice, cuptoare cu creuzete, de topit sticla etc.);
- cuptoare de încălzire, la care materialul supus prelucrării se încălzește sub temperatura de topire (recoacere, călire etc.);
- cuptoare de uscare (uscătoare).

Datorită specificului lor, cuptoarele de uscare constituie o grupă specială denumită uscătoare.

### **3) După regimul termic, se deosebesc următoarele tipuri de cuptoare:**

- cu regim de temperatură și cu regim termic constante în timp (cupatoare cu bazin pentru topirea sticlei, cuptoare tunel cu funcționare continuă);
- cu regim de temperatură constant și cu regim termic variabil (cupatoare cu funcționare continuă și încărcare intermitentă);
- cu regim de temperatură variabil și cu regim termic constant (cupatoare circulare de tip Hoffman);
- cu regim de temperatură și cu regim termic variabile în timp (cupatoare cu funcționare intermitentă).

### **4) După sursa de căldură se deosebesc cupatoare:**

- cu combustibil solid (în strat sau pulverizat);
- cu combustibil lichid;

- cu combustibil gazos;
- cu mai mulți combustibili (lichid și gazos sau solid și gazos);
- la care combustibilul face parte din încărcătură (de exemplu convertizoare, cuptoare pentru ars minereuri cu conținut de sulf etc.);
- electrice.

#### 5) După modul de transmisie a căldurii:

- cuptoare în care căldura se transmite materialului supus prelucrării datorită arderii combustibilului solid care se amestecă cu materialul. Căldura se transmite materialului de la combustibilul incandescent (prin radiație și conducție termică) și de la gazele de ardere (prin radiație și convecție). Din această categorie fac parte majoritatea cuptoarelor verticale (furnale, cubilouri, cuptoare de ars var etc.);
- cuptoare în care căldura se transmite materialului supus prelucrării de la gazele de ardere. Acestea se mai numesc cuptoare cu flacără. Transmisia căldurii la material se face în principal prin radiație de la flacără, de la pereții și bolta cuptorului și prin convecție de la gazele de ardere. Din această grupă fac parte majoritatea cuptoarelor ca de exemplu: cuptoarele Martin, cuptoarele de forjă, cuptoarele pentru tratamente termice, cuptoarele tunel și circulare etc.;
- cuptoare în care căldura se transmite materialului prin pereții camerelor sau ai vasului în care se află materialul. Transmisia căldurii către material se face mai ales prin radiație de la pereții camerelor sau vaselor, prin conducție, dacă materialul vine în contact cu pereții vasului și prin convecție de la gazele aflate în cameră. Din această categorie fac parte cuptoarele cu muflă și cele cu retortă);
- cuptoare în care căldura se degajează în materialul supus prelucrării datorită reacțiilor exoterme. În aceste cuptoare, particulele de material care intră în reacție (a căror temperatură crește), transmit căldura particulelor alăturate, prin radiație și conducție. În cazul existenței gazelor de ardere, căldura se transmite prin radiație și convecție de la gaze la material. În cazul în care căldura degajată nu este suficientă, se introduce o cantitate suplimentară de căldură produsă prin arderea combustibilului. Din această categorie fac parte cuptoarele pentru arderea minereurilor care conțin sulfuri.
- cuptoare electrice, în care căldura se transmite materialului prin radiație de la un arc electric sau de la o rezistență, prin conducție de la rezistență, prin convecție și radiație de la gazele încălzite de rezistență, prin radiație și conducție de la pereții încălziți de o rezistență și prin trecerea curentului electric direct prin material. Din această categorie fac parte cuptoarele cu arc electric pentru

elaborarea oțelului, cu rezistență electrică pentru tratamente termice, de inducție pentru călire și cu încălzire mixtă pentru obținerea carburii de calciu (carbid).

6) **După forma camerei de lucru.** Spațiul de lucru este locul în care se așează materialul care trebuie tratat termic împreună cu adaosurile necesare (de exemplu fondanți). După forma spațiului de lucru se deosebesc:

- cuptoare verticale, la care spațiul de lucru este un puț cu înălțimea de cel puțin o dată și jumătate mai mare decât diametrul (furnale, cuptoare de var, cubilouri);
- cuptoare cu camere. Spațiul de lucru este o cameră cu pereți permanenți sau temporari. Materialul se așează în cameră în strat înalt sub formă de rânduri.
- cuptoare cu vatră, la care spațiul de lucru este prevăzut cu una sau mai multe vetre, pe care materialul se așează într-un strat subțire (cupatoare de încălzire pentru forjă, cuptoare de tratament termic);
- cuptoare cilindrice rotative, la care spațiul de lucru al cuptorului este format dintr-un tambur orizontal sau înclinat cu 5...10°;
- cuptoare tunel, la care spațiul de lucru este format dintr-un canal orizontal de lungime mare, în care materialul este transportat în vagonete sau transportoare (cupatoare de încălzire pentru forjă);
- cuptoare cu creuzete, la care spațiul de lucru este format dintr-o cameră în care se așează creuzetele. În general materialul se obține în creuzete în stare topită (cupatoare pentru topirea metalelor neferoase).
- cuptoare cu bazin, la care spațiul de lucru este format dintr-o cameră, prevăzută la partea inferioară cu un bazin în care produsul se obține în stare topită.