

Calculul termic al instalațiilor frigorifice în două trepte de comprimare cu freoni

Particularitatea esențială a acestor instalații este că folosesc schimbătoare interne de căldură de tip regenerativ, atât pentru subrăcirea lichidului cu ajutorul vaporilor reci cât și pentru răcirea intermediară a vaporilor refuși din prima treaptă de comprimare. De regulă răcirea intermediară este incompletă, pentru că vaporii comprimați în treapta de joasă presiune a instalației nu se mai amestecă împreună cu lichidul aflat la presiunea intermediară într-o butelie de răcire intermediară. Construcția instalațiilor frigorifice în două trepte cu freoni, este realizată fără asemenea butelii de răcire intermediară.

Este totuși posibilă realizarea mai multor variante constructive de asemenea instalații, cu două, sau chiar trei schimbătoare interne de căldură. În figura 19 este prezentată o schemă de instalație cu trei asemenea aparate Si1, Si2 și Si3. Procesele de lucru corespunzătoare sunt figurate în diagrama lgp-h din figura 20.

Schimbătorul de căldură Si1 funcționează exact ca la instalațiile cu freoni într-o treaptă de comprimare, subrăcind lichidul de înaltă presiune cu ajutorul vaporilor obținuți în vaporizatorul V. Si2 realizează o primă subrăcire a condensului pe seama vaporizării parțiale a debitului de lichid preluat din nodul N1 și laminat în VL1 până la presiunea intermediară p_i . Din Si2 rezultă un amestec de lichid și vaporii având starea 7'. În Si1 se realizează răcirea intermediară incompletă, căldura preluată de la vaporii calzi fiind absorbită de lichidul care iese din Si2, finalizându-se astfel procesul de vaporizare. Practic, vaporizarea lichidului aflat la p_i , se realizează în cele două schimbătoare interne Si2 și Si1.

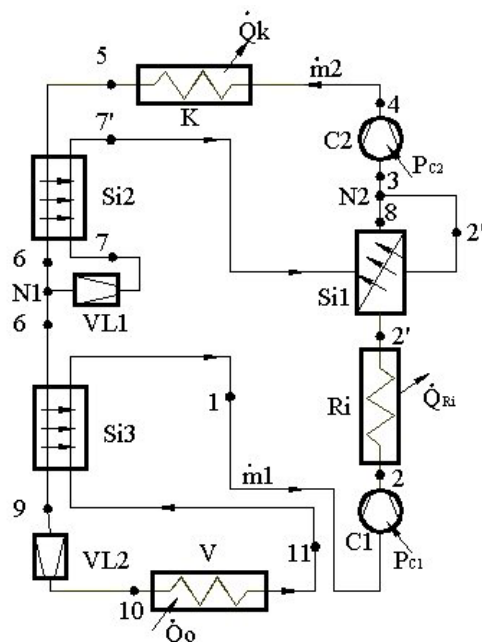


Fig. 19 Schema instalației în două trepte cu freoni și trei schimbătoare interne de căldură

Prezența în schemă a răcitorului intermediar Ri este facultativă, fiind recomandată ca și în cazul instalațiilor cu freoni, numai dacă temperatura la intrarea în acest aparat este cel puțin cu $(15...20)^\circ\text{C}$ mai mare decât temperatura de condensare t_k .

Calculul termic al acestei instalații are câteva particularități, care țin de prezența în schema instalației, a schimbătoarelor interne de căldură. Pentru fiecare din aceste aparate în

parte se poate scrie câte o singură ecuație de bilanț termic, dar din punct de vedere matematic, fiecare ecuație de bilanț termic scrisă pentru aceste schimbătoare, introduce câte două necunoscute și anume entalpii ale unor stări care nu pot să fie determinate decât prin calcul. De exemplu, dacă se cunosc stările la intrarea agenților în regeneratoare, nu vor putea fi determinate decât prin calcul, stările agenților la ieșire.

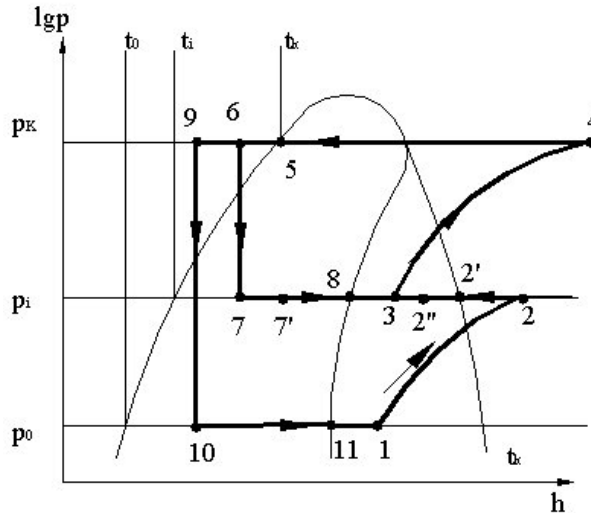


Fig. 20 Reprezentarea proceselor de lucru în diagrama lgp-h

În condițiile descrise, în care din punct de vedere al calculului termic fiecare schimbător intern de căldură aduce o ecuație și două necunoscute, sistemul de ecuații pe baza cărora se va efectua calculul este nedeterminat, deci pentru ca rezolvarea să fie posibilă, trebuie impuse, în principiu atâtea stări câte schimbătoare interne de căldură există. În practică, se poate studia cu ajutorul calculatoarelor, influența pe care o au acești parametri asupra calculului termic și asupra parametrilor de performanță ai ciclului. De asemenea, se poate efectua un studiu privind influența valorii presiunii intermediare, care nu este determinată de condițiile externe de lucru ale instalației, asupra parametrilor de performanță.

Pentru instalația reprezentată în figura 19, necunoscutele calculului termic sunt:

$$\dot{m}_1, \dot{m}_2, \dot{m}_3, h_1, h_2'', h_3, h_6, h_9, h_7, P_{C1}, P_{C2}, \dot{Q}_k, \dot{Q}_{Ri}; (13\text{ nec}) \quad (52)$$

Pentru determinarea acestor necunoscute pot să fie scrise următoarele ecuații de bilanț termic și masic:

$$\begin{aligned} \text{(b.t.): } & V, C1, C2, Ri, K, Si1, Si2, Si3, N2; (9\text{ ec}) \\ \text{(b.m.): } & N1 \text{ sau } N2; (1\text{ ec}) \end{aligned} \quad (53)$$

Este evident că pentru efectuarea calculului termic trebuie să mai fie impuse 3 stări, prin temperaturile acestora. Ca exemplu se prezintă situația în care se impun stările 2'', 6 și 1. Se menționează că este bine să se evite impunerea stării 3, deoarece în acest caz calculele devin mult mai complicate, totuși trebuie reținut că varianta de impunere a celor trei stări, care a fost prezentată, nu este în nici un caz unică. Temperaturile acestor stări se impun ținând seama și de condițiile în care trebuie să se realizeze transferul termic în schimbătoarele interne de căldură astfel:

$$t_8 = t_1 < t_{2''} < t_{2'} = t_k; t_6 > t_7 = t_i; t_{11} = t_0 < t_1 < t_6 \quad (54)$$

Pentru început se poate determina entalpia h_9 :

$$\text{(b.t.Si3): } h_6 - h_9 = h_1 - h_{11} \Rightarrow h_9 = h_6 - (h_1 - h_{11}) \quad (55)$$

Debitul masic din treapta de joasă presiune se calculează din ecuația de bilanț termic pe vaporizator:

$$(b.t.V): \dot{m}_1 = \dot{Q}_0 / (h_{11} - h_{10}) \quad (56)$$

În continuare se pot scrie ecuațiile de bilanț termic pe Si1 și Si2:

$$(b.t.Si1): \dot{m}_3(h_8 - h_{7'}) = \dot{m}_1(h_{2'} - h_{2''}) \quad (57)$$

$$(b.t.Si2): \dot{m}_3(h_{7'} - h_7) = \dot{m}_2(h_5 - h_6)$$

Ecuația de bilanț masic pentru nodul N2 este:

$$(b.m.N2): \dot{m}_1 + \dot{m}_3 = \dot{m}_2 \Rightarrow \dot{m}_3 = \dot{m}_2 - \dot{m}_1 \quad (58)$$

Prin însumarea celor două ecuații de bilanț termic pe Si1 și Si2 și apoi înlocuirea lui \dot{m}_3 din ecuația de bilanț masic pe N2 se obține:

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_1 \frac{h_8 - h_7 + h_{2'} - h_{2''}}{h_8 - h_7 - (h_5 - h_6)} > \dot{m}_1 \quad (59)$$

Se constată că și la instalațiile în două trepte cu freoni, debitul masic în treapta de înaltă presiune este mai mare decât cel din treapta de joasă presiune.

Revenind la ecuația de bilanț termic pe Si1 se obține:

$$h_{7'} = h_7 + \frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_3}(h_5 - h_6) \quad (60)$$

Starea 7' trebuie să rezulte între stările 7 și 8, altfel înseamnă că există o eroare în calculul termic.

Din bilanțul termic pe nodul N2 se poate calcula valoarea entalpiei stării 3:

$$(b.t.N2): h_3 = \frac{\dot{m}_1 h_{2''} + \dot{m}_3 h_8}{\dot{m}_1 + \dot{m}_3} \quad (61)$$

Starea 3 trebuie să rezulte între stările 8 și 2'', altfel înseamnă că există o eroare în calculul termic.

După determinarea debitelor masice și a entalpiilor necunoscute, se pot calcula acum valorile schimburilor energetice cu exteriorul:

$$(b.t.C1): P_{C1} = \dot{m}_1(h_2 - h_1)$$

$$(b.t.C2): P_{C2} = \dot{m}_2(h_4 - h_3)$$

$$(b.t.Ri): \dot{Q}_{Ri} = \dot{m}_1(h_2 - h_{2'})$$

$$(b.t.K): \dot{Q}_K = \dot{m}_2(h_4 - h_5) \quad (62)$$

Pentru verificarea calculelor, se scrie ecuația de bilanț termic pe întreaga instalație:

$$(b.t.i.f.): \dot{Q}_0 + P_{C1} + P_{C2} = \dot{Q}_K + \dot{Q}_{Ri} \quad (63)$$

Chiar dacă nu figurează între schimburile energetice cu exteriorul, din ecuațiile de bilanț termic pentru cele trei schimbătoare interne de căldură se pot determina sarcinile termice ale acestora, necesare în vederea proiectării:

$$(b.t.Si1): \dot{Q}_{Si1} = \dot{m}_3(h_8 - h_{7'}) = \dot{m}_1(h_{2'} - h_{2''})$$

$$(b.t.Si2): \dot{Q}_{Si2} = \dot{m}_3(h_{7'} - h_7) = \dot{m}_2(h_5 - h_6) \quad (64)$$

$$(b.t.Si3): \dot{Q}_{Si3} = \dot{m}_1(h_1 - h_{11}) = \dot{m}_1(h_6 - h_9)$$

În final se pot calcula valorile parametrilor de performanță ai ciclului și anume eficiența frigorifică ε , respectiv randamentul exergetic η_{ex} .

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_0}{P_{C1} + P_{C2}}; \eta_{ex} = \frac{\dot{Q}_0 \left(\frac{T_a}{T_r} - 1 \right)}{P_{C1} + P_{C2}} = \varepsilon \left(\frac{T_a}{T_r} - 1 \right) \quad (65)$$

Există și variante de instalații frigorifice în două trepte de comprimare cu freoni, având două nivele de temperatură scăzută. O asemenea variantă de instalație se poate obține din schema prezentată anterior, înlocuind schimbătorul intern de căldură Si2 cu un al doilea vaporizator. Deoarece în acesta se realizează vaporizarea completă a lichidului, poate să lipsească și Si1. Din punct de vedere al calculului termic, presiunea intermediară, care este presiunea de vaporizare la nivelul de temperatură mai ridicată, va fi determinată de această temperatură, deci nu mai reprezintă un parametru care să poată influența performanțele ciclului.