

# Instalații frigorifice cu vapori

## Considerații privind instalațiile frigorifice cu vapori

Instalațiile frigorifice de tipul celor analizate în capitolele anterioare sunt denumite instalații frigorifice cu vapori, pentru că ciclul de funcționare al acestora se realizează în domeniul de vapori umezi și în apropierea acestuia, respectiv în domeniul vaporilor ușor supraîncălziți sau al lichidului ușor subrăcit. Aceste instalații, mai sunt numite și instalații cu comprimare mecanică de vapori, deoarece procesul de comprimare a vaporilor este realizat în compresoare mecanice. Există și alte tipuri de instalații frigorifice, dar acelea vor fi studiate ulterior.

În continuare se vor analiza mai multe tipuri de instalații frigorifice care au funcționarea bazată pe comprimarea mecanică a vaporilor unui agent frigorific și pot realiza temperaturi scăzute, până la valori de aproximativ  $-90^{\circ}\text{C}$ . Odată cu reducerea temperaturilor care trebuie realizate de instalație, crește raportul de comprimare, la care trebuie să funcționeze compresorul sau compresoarele.

**Instalațiile într-o singură treaptă de comprimare**, realizează creșterea presiunii direct de la valoarea presiunii de vaporizare  $p_0$  la valoarea presiunii de condensare  $p_k$ . În aceste condiții de funcționare, este posibilă realizarea temperaturilor scăzute având valori de până la  $-20\dots-30^{\circ}\text{C}$ . La ora actuală, se manifestă o tendință de a realiza într-o singură treaptă de comprimare și temperaturi mai scăzute.

**Instalațiile în două trepte de comprimare**, pot realiza în condiții de economicitate mai ridicată, temperaturi scăzute, de până la  $-25\dots-60^{\circ}\text{C}$ . Aceste instalații sunt caracterizate prin realizarea unei comprimări de la valoarea presiunii de vaporizare  $p_0$ , până la un nivel intermediar de presiune, urmată de o nouă comprimare, de la acest nivel de presiune până la valoarea presiunii de condensare  $p_k$ . Evident, între cele două procese de comprimare, trebuie să existe și o răcire intermediară a vaporilor refuțați din prima treaptă de comprimare.

**Instalațiile în trei trepte de comprimare**, pot realiza temperaturi scăzute, de până la cca.  $-90^{\circ}\text{C}$ , caracterizate prin existența a două nivele intermediare de presiune între presiunea de vaporizare  $p_0$  și cea de condensare  $p_k$ .

**Instalațiile în cascadă**, sunt o categorie aparte de instalații frigorifice cu comprimare mecanică de vapori, caracterizate prin prezența unui număr de cel puțin două circuite frigorifice distincte, în care evoluează câte un alt agent frigorific. Aceste instalații pot să asigure realizarea unor temperaturi scăzute, de până la cca.  $-90^{\circ}\text{C}$ , ca și instalațiile în trei trepte de comprimare. Cuplarea circuitelor frigorifice distincte ale acestor instalații, denumite și cascade, se realizează prin intermediul unor schimbătoare de căldură particulare, denumite condensatoare-vaporizatoare, în care agentul frigorific al cascadei inferioare (care realizează un nivel mai scăzut de temperatură) condensează, iar agentul frigorific al cascadei superioare (care realizează un nivel mai ridicat de temperatură) vaporizează, preluând căldura furnizată de agentul frigorific al cascadei inferioare, prin desupraîncălzire și condensare.

Câteva din motivele pentru care instalațiile frigorifice funcționând prin comprimare mecanică de vapori sunt extrem de răspândite la ora actuală, pot fi considerate următoarele:

- Permite preluarea căldurii de la sursa rece și cedarea căldurii către sursa caldă, prin schimbarea stării de agregare, ceea ce are ca efect reducerea substanțială a debitelor masice și a cantității de agent frigorific din instalație;
- Procesele de transfer termic realizate prin schimbarea stării de agregare, sunt caracterizate de coeficienți de transfer termic ridicați, ceea ce permite utilizarea, în

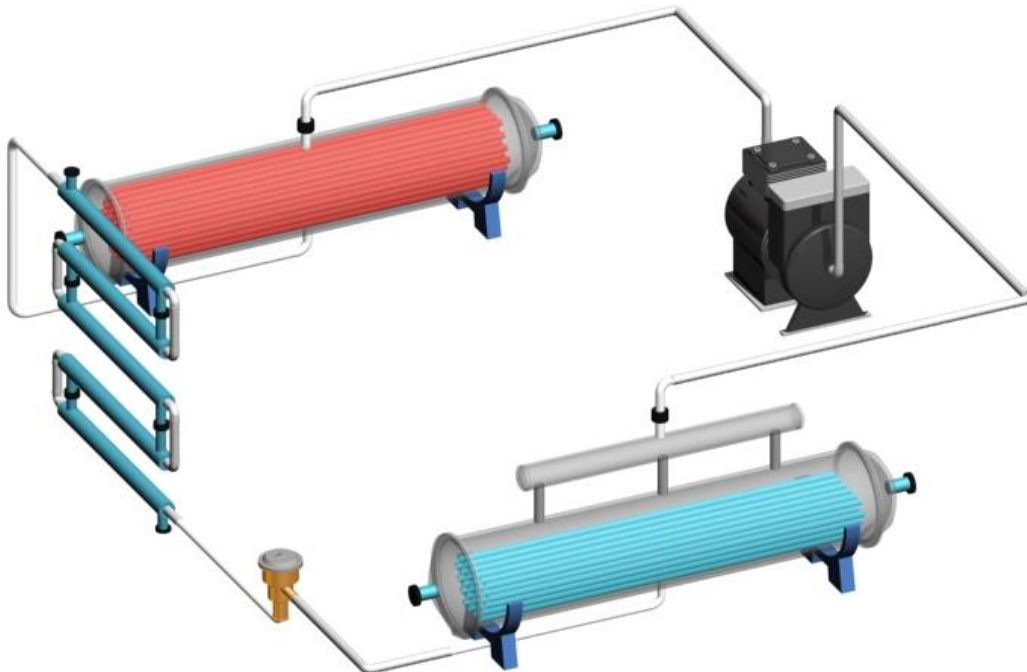
aceste instalații, a unor schimbătoare de căldură caracterizate prin suprafețe de transfer termic reduse;

- Permite preluarea căldurii de la sursa rece și cedarea căldurii către sursa caldă, prin procese izoterme, ceea ce are ca efect posibilitatea reducerii ireversibilităților datorate transferului de căldură la diferențe finite de temperatură.

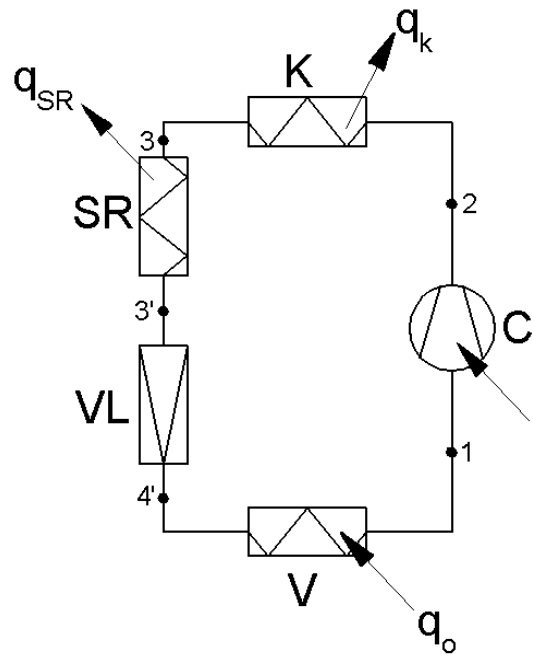
Capitolul referitor la ciclurile frigorifice, a permis analiza instalațiilor frigorifice cu vapori, funcționând după ciclul Carnot inversat, după ciclul teoretic și după ciclul real, caz pentru care au fost prezentate câteva ireversibilități care se manifestă în instalațiile de acest tip. În continuare vor fi descrise alte câteva tipuri de instalații frigorifice funcționând cu vapori într-o singură treaptă de comprimare. Instalațiile în două sau mai multe trepte de comprimare, vor fi analizate ulterior.

## Influența subrăcirii condensului asupra ciclului frigorific

Pentru reducerea pierderilor datorate ireversibilității din procesul de laminare adiabatică, se poate realiza **subrăcirea** agentului de lucru înaintea ventilului de laminare. Acest proces poate fi realizat practic, prin introducerea în schema instalației a unui subrăcitor, utilizând apa ca agent de răcire. În figura 1 este prezentată o asemenea instalație frigorifică, având vaporizator și condensator multitubulare, iar în figura 2 este prezentată schema funcțională, pe care subrăcitorul a fost notat cu SR. Se consideră că în condensatorul instalației K, se realizează doar condensarea propriu-zisă a agentului frigorific, nu și subrăcirea acestuia. De multe ori, așa cum s-a arătat în capitolul referitor la condensare, subrăcirea agentului frigorific este realizată chiar în condensator.



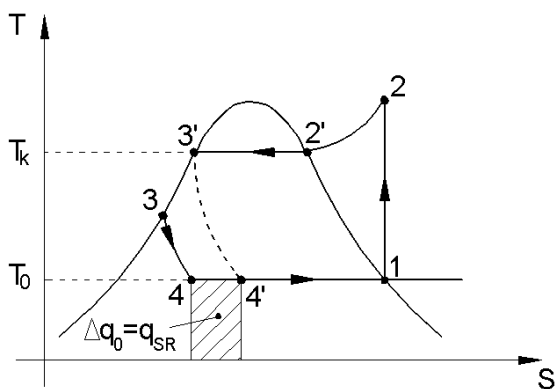
**Fig. 1.** Instalație frigorifică ameliorată prin subrăcire cu apă



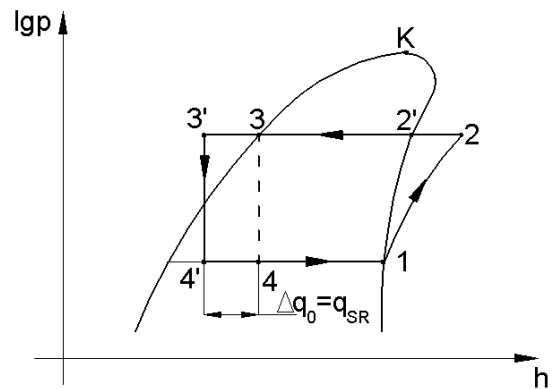
**Fig. 2.** Schema instalației frigorifice ameliorate prin subrăcire cu apă

Schema instalației cu subrăcire, prezentată în acest paragraf, este specifică instalațiilor frigorifice de puteri mari și foarte mari, în care agentul frigorific este amoniacul. De regulă în aceste instalații, agentul de răcire al condensatorului este apa, iar aceasta poate fi utilizată și pentru răcirea subrăcitorului.

Ciclul de lucru din această instalație, a fost reprezentat în cele două diagrame termodinamice T-s și lgp-h, din figurile 3 și 4. Se observă că în diagrama T-s, procesul de subrăcire 3-3', se reprezintă practic pe curba de lichid saturat, deoarece izobara corespunzătoare acestui proces, se apropie foarte mult de curba lichidului saturat, suprapunându-se practic peste aceasta.



**Fig. 3.** Ciclu teoretic ameliorat prin subrăcire cu apă - Diagrama T-s



**Fig. 4.** Ciclu teoretic ameliorat prin subrăcire cu apă - Diagrama lgp-h

Principalul efect al subrăcirii 3-3' este reprezentat de mărirea puterii frigorifice specifice, cu  $\Delta q_0 = q_{sr} = h_4 - h_{4'}$ , față de ciclul teoretic, din care lipsește această ameliorare. Efectul creșterii puterii frigorifice specifice constă deci în mărirea eficienței frigorifice.

Temperatura până la care poate fi subrăcit agentul frigorific, în subrăcitorul SR, denumită temperatură de subrăcire  $t_{sr}$ , depinde de temperatura  $t_{wi}$  a apei de răcire disponibile:

$$t_{sr} = t_{wi} + 2...3^{\circ}\text{C} \quad (1)$$

Pentru evidențierea avantajelor acestui tip de instalație, se efectuează un calcul comparativ al ciclurilor cu și fără subrăcire cu apă, iar rezultatele sunt prezentate în tabelul 1. Toate mărimile corespunzătoare ciclului cu subrăcire, sunt notate cu indicele ' (prim). Se consideră că ambele instalații au aceeași putere frigorifică  $\dot{Q}_0$ .

**Tabelul 1.** Analiza comparativă a ciclurilor cu și fără subrăcire cu apă

<b>Fără subrăcire</b>	<b>Cu subrăcire</b>	<b>Obs.</b>
- puterea frigorifică specifică $q_0 = h_1 - h_4$	- puterea frigorifică specifică $q'_0 = h_1 - h_{4'} > q_0$	avantaj
- debitul masic al instalației $\dot{m} = \dot{Q}_0 / q_0$	- debitul masic al instalației $\dot{m}' = \dot{Q}_0 / q'_0 < \dot{m}$	avantaj
- lucrul mecanic specific necesar comprimării $l = h_2 - h_1$	- lucrul mecanic specific necesar comprimării $l' = h_2 - h_1 = l$	
- puterea necesară comprimării în C $P = \dot{m} \cdot l$	- puterea necesară comprimării în C $P' = \dot{m}' \cdot l < P$	avantaj
- sarcina termică specifică a condensatorului $q_k = h_2 - h_3$	- sarcina termică specifică a condensatorului $q'_k = h_2 - h_3 = q_k$	
	- sarcina termică specifică a subrăcitorului $q'_{SR} = h_3 - h_{3'}$	
- sarcina termică a K $\dot{Q}_k = \dot{m} \cdot q_k = \dot{Q}_0 + P$	- sarcina termică a K și SR împreună $\dot{Q}'_k + \dot{Q}'_{SR} = \dot{m}'(q'_k + q'_{SR}) = \dot{Q}_0 + P' < \dot{Q}_k$	avantaj
- eficiența frigorifică $\varepsilon = \dot{Q}_0 / P$	- eficiența frigorifică $\varepsilon' = \dot{Q}_0 / P' > \varepsilon$	avantaj
- randamentul exergetic $\eta_{ex} = \varepsilon \left( \frac{T_a}{T_r} - 1 \right)$	- randamentul exergetic $\eta'_{ex} = \varepsilon' \left( \frac{T_a}{T_r} - 1 \right) > \eta_{ex}$	avantaj

Din analiza comparativă a calculului termic prezentat pentru cele două cicluri, se observă că în instalațiile frigorifice, întotdeauna este avantajos să se realizeze subrăcirea.

Subrăcirea cu apă este specifică utilizării amoniacului ca agent frigorific și se întâlnește practic în toate instalațiile frigorifice funcționând cu amoniac.

## Influența supraîncălzirii vaporilor asupra ciclului frigorific

S-a arătat deja că în vaporizatoarele răcitoare de aer, este obligatorie realizarea unei ușoare supraîncălziri a vaporilor înainte ca aceștia să părăsească vaporizatorul, pentru a fi aspirați de compresor. Această supraîncălzire este obligatorie pentru a se elimina pericolul aspirației lichidului în compresor, iar supraîncălzirea va fi prezentă în aceste situații, indiferent de efectul acesteia asupra performanțelor ciclului frigorific. Au fost de asemenea analizate în detaliu modul de realizare a supraîncălzirii și influența acesteia asupra regimului termic al vaporizatorului.

În continuare se va analiza influența supraîncălzirii vaporilor asupra parametrilor ciclului frigorific, iar în figura 5 este prezentat ciclul frigorific cu supraîncălzirea vaporilor în vaporizator.

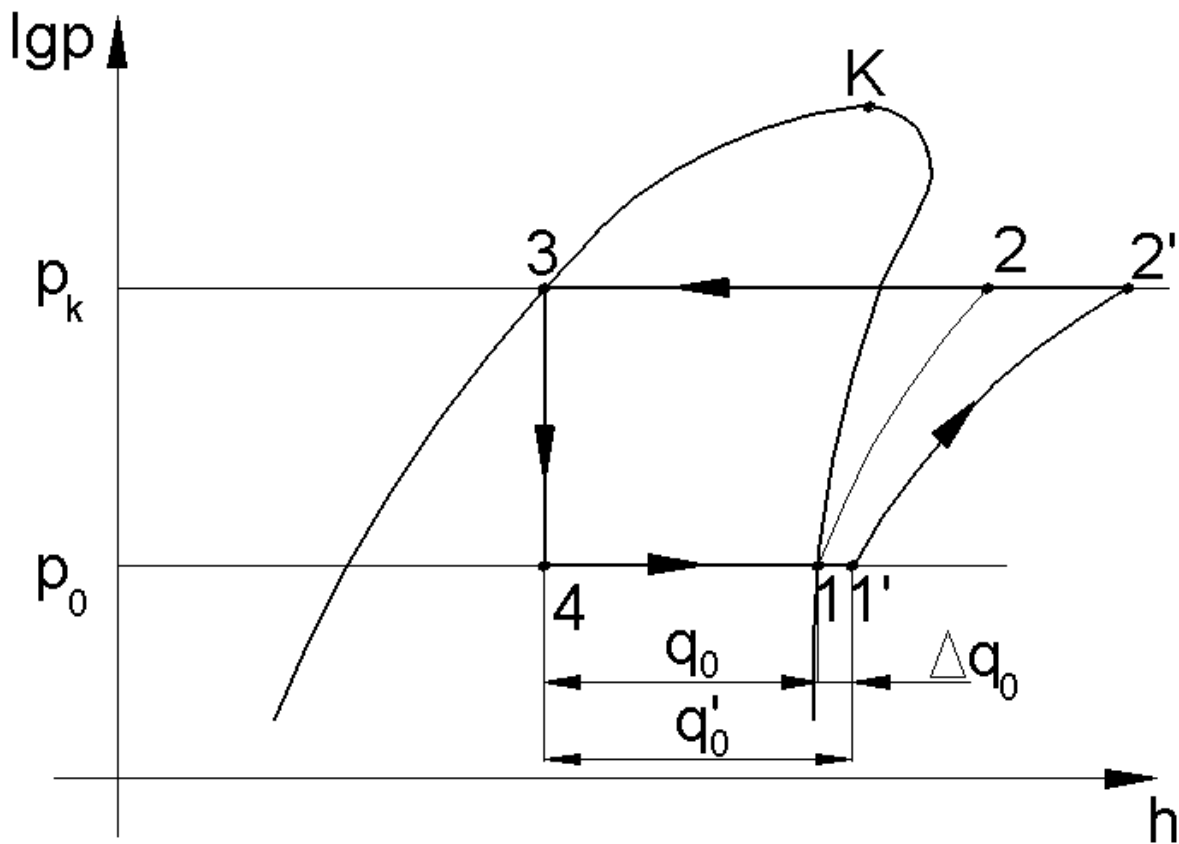


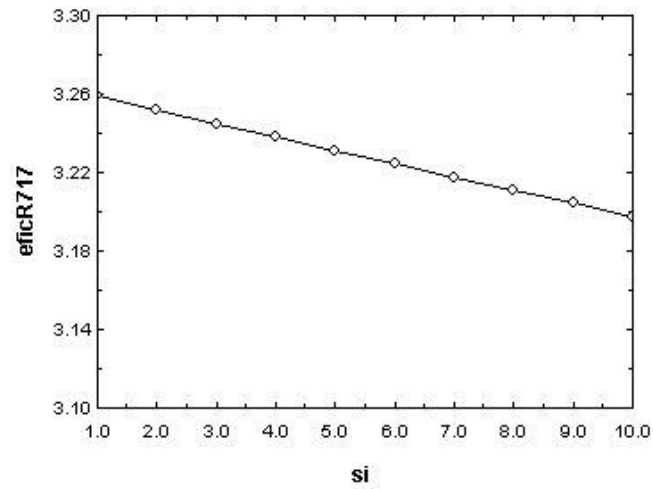
Fig. 5. Ciclul frigorific cu supraîncălzire în vaporizator

În tabelul 2 este prezentată o analiză comparativă între ciclurile cu și fără supraîncălzire în vaporizator.

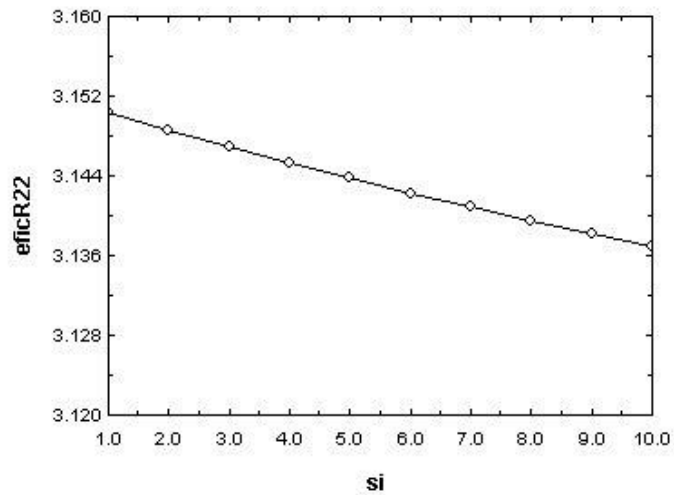
**Tabelul 2.** Analiza comparativă a ciclurilor cu și fără supraîncălzire în vaporizator

<b>Fără supraîncălzire</b>	<b>Cu supraîncălzire</b>	<b>Obs.</b>
- puterea frigorifică specifică $q_0 = h_1 - h_4$	- puterea frigorifică specifică $q'_0 = h_{1'} - h_4 > q_0$	avantaj
- debitul masic al instalației $\dot{m} = \dot{Q}_0 / q_0$	- debitul masic al instalației $\dot{m}' = \dot{Q}_0 / q'_0 < \dot{m}$	avantaj
- lucrul mecanic specific necesar comprimării $l = h_2 - h_1$	- lucrul mecanic specific necesar comprimării $l' = h_{2'} - h_{1'} > l$	dezavantaj (diferențe mici)
- puterea necesară comprimării în C $P = \dot{m} \cdot l$	- puterea necesară comprimării în C $P' = \dot{m}' \cdot l'$	compararea necesită calcul
- sarcina termică specifică a condensatorului $q_k = h_2 - h_3$	- sarcina termică specifică a condensatorului $q'_k = h_{2'} - h_3 > q_k$	dezavantaj
- sarcina termică a K $\dot{Q}_k = \dot{m} \cdot q_k = \dot{Q}_0 + P$	- sarcina termică a K și SR împreună $Q'_k = \dot{m}' \cdot q'_k = \dot{Q}_0 + P'$	compararea necesită calcul
- eficiența frigorifică $\varepsilon = \dot{Q}_0 / P$	- eficiența frigorifică $\varepsilon' = \dot{Q}_0 / P' > \varepsilon$	compararea necesită calcul
- randamentul exergetic $\eta_{ex} = \varepsilon \left( \frac{T_a}{T_r} - 1 \right)$	- randamentul exergetic $\eta'_{ex} = \varepsilon' \left( \frac{T_a}{T_r} - 1 \right) > \eta_{ex}$	compararea necesită calcul

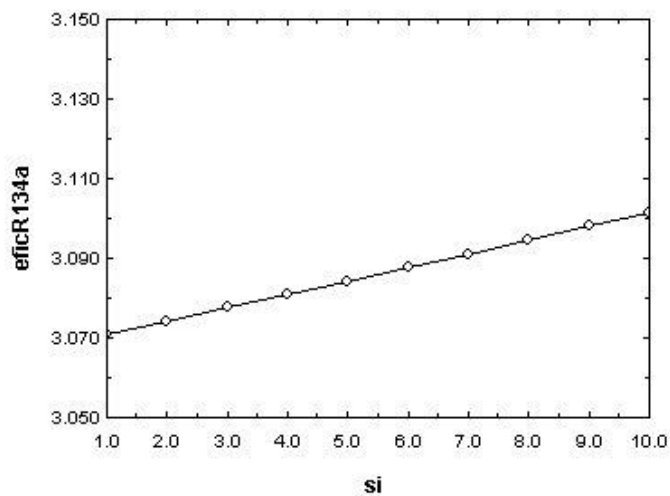
În urma efectuării calculelor, se va observa că modul de variație a parametrilor de performanță ai ciclului frigorific depinde de natura agentului frigorific. De fapt există două influențe contrare care acționează una în sensul îmbunătățirii performanțelor (creșterea puterii frigorifice specifice  $q_0$ ) și una în sensul înrăutățirii performanțelor (creșterea lucrului mecanic specific  $l$ ). În funcție de natura agentului frigorific, cele două tendințe se manifestă în mod diferit, așa cum se observă în figurile 6...8, care evidențiază scăderea eficienței frigorifice cu creșterea gradului de supraîncălzire, pentru amoniac și R22, respectiv creșterea eficienței frigorifice cu creșterea gradului de supraîncălzire, pentru R134a.



**Fig. 6.** Influența gradului de supraîncălzire asupra eficienței frigorifice, pentru amoniac



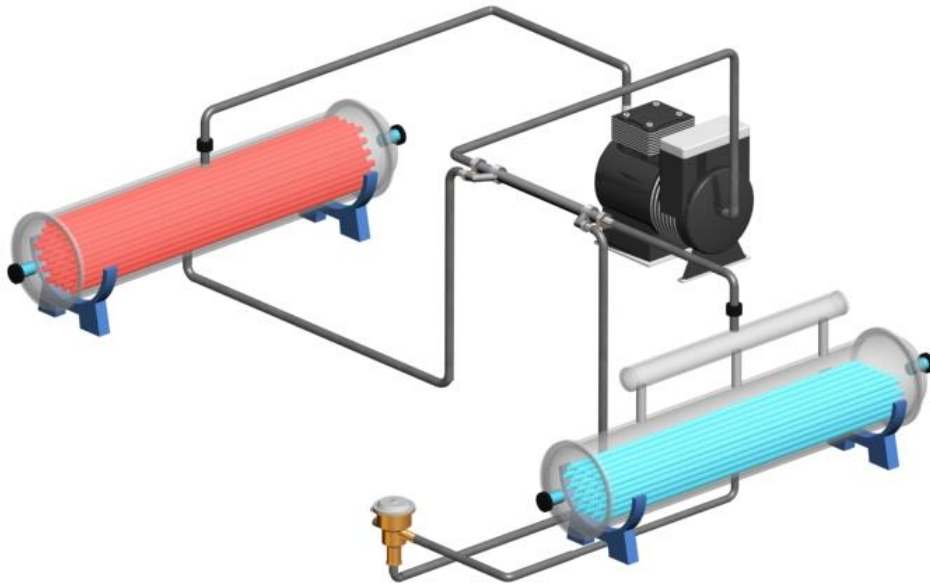
**Fig. 7.** Influența gradului de supraîncălzire asupra eficienței frigorifice, pentru R22



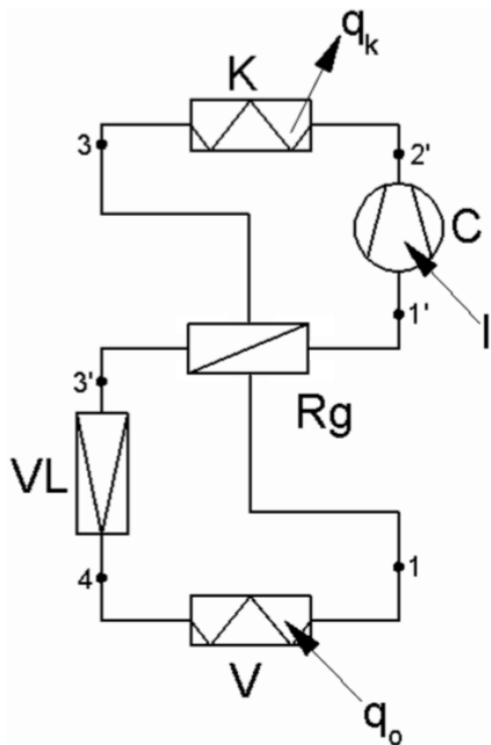
**Fig. 8.** Influența gradului de supraîncălzire asupra eficienței frigorifice, pentru R134a

## Influența subrăcirii regenerative asupra ciclului frigorific

Pentru freoni, se utilizează o altă metodă de ameliorare a ciclului frigorific, decât subrăcirea cu apă prezentată pentru cazul amoniacului. Această metodă este denumită *subrăcire internă*, sau *regenerare*. O instalație cu o asemenea soluție pentru subrăcire este prezentată în figura 9, schema instalației este redată în figura 10, iar procesele de lucru care alcătuiesc ciclul cu regenerare, sunt redată în figurile 11 și 12.

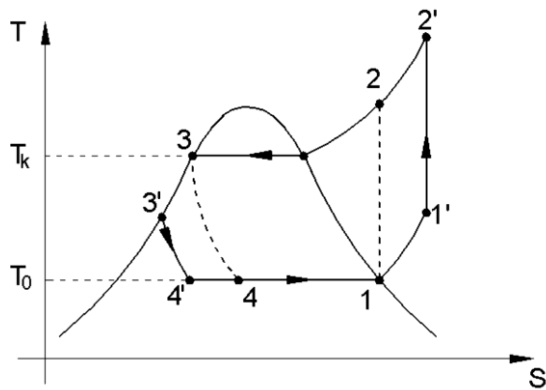


**Fig. 9.** Instalația frigorifică funcționând cu subrăcire internă (regenerare)

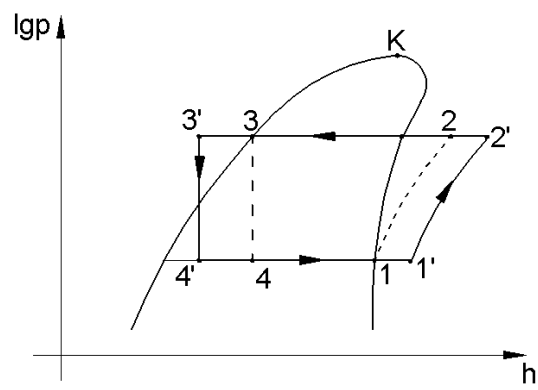


**Fig. 10.** Schema instalației frigorifice funcționând cu subrăcire internă (regenerare)





**Fig. 11.** Ciclul cu subrăcire internă  
Diagrama T-s



**Fig. 12.** Ciclul cu subrăcire internă  
Diagrama lgp-h

Specific procedului de subrăcire a condensului, în regeneratorul Rg, pe seama supraîncălzirii vaporilor reci, furnizați de vaporizator, este faptul că pe lângă creșterea puterii frigorifice, crește și lucrul mecanic necesar a fi consumat pentru comprimarea vaporilor. În ansamblu eficiența frigorifică se mărește prin utilizarea subrăcirii regenerative. Un mare avantaj al acestei ameliorări, îl reprezintă faptul că asigură funcționarea în regim "uscat" a compresorului, adică în domeniul vaporilor supraîncălziți, fără prezența lichidului în cilindri.

Pentru înțelegerea avantajelor acestui tip de instalație, se efectuează un calcul comparativ al ciclurilor cu și fără regenerator în tabelul 3. Toate mărimile corespunzătoare ciclului cu subrăcire internă, sunt notate în tabel cu indicele ' (prim). Se consideră că ambele instalații au aceeași putere frigorifică  $\dot{Q}_0$ .

Se observă că o simplă analiză din punct de vedere calitativ a calculului termic pentru cele două cicluri, nu permite obținerea unor concluzii relevante privind eficiența regenerării. În consecință este necesară efectuarea calculului numeric și compararea valorilor pentru fiecare mărime analizată în parte.

Calculul termic al ciclului cu regenerare prezintă o particularitate specifică tuturor instalațiilor termice cu schimbătoare interne de căldură. Schimbătorul intern de căldură, denumit în acest caz regenerator, permite scrierea unei singure ecuații de bilanț termic (sau bilanț energetic), sub forma:

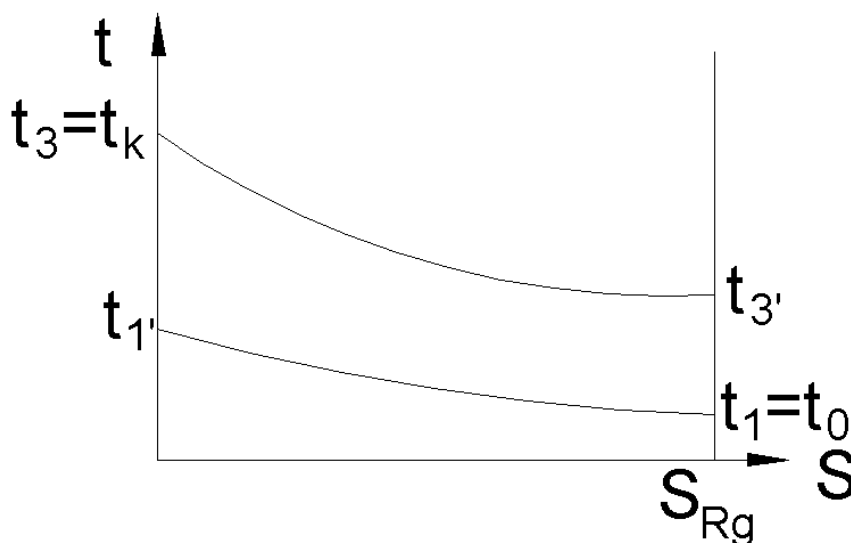
$$\dot{Q}_{Rg} = \dot{m} \cdot (h_3 - h_{3'}) = \dot{m} \cdot (h_{1'} - h_1) \quad (2)$$

În această ecuație apar două mărimi necunoscute,  $h_{1'}$  și  $h_3$ . Pentru a se putea efectua calculul termic al ciclului, este necesar ca una din cele două entalpii să fie impusă. Această impunere se poate realiza de exemplu prin valoarea temperaturii stării respective. Cealaltă entalpie va rezulta din ecuația de bilanț termic (2).

**Tabelul 3.** Analiza comparativă a ciclurilor cu și fără subrăcire regenerativă

Fără subrăcire internă	Cu subrăcire internă	Obs.
- puterea frigorifică specifică $q_0 = h_1 - h_4$	- puterea frigorifică specifică $q'_0 = h_1 - h_{4'} > q_0$	avantaj
- debitul masic al instalației $\dot{m} = \dot{Q}_0 / q_0$	- debitul masic al instalației $\dot{m}' = \dot{Q}_0 / q'_0 < \dot{m}$	avantaj
- lucrul mecanic specific necesar comprimării $l = h_2 - h_1$	- lucrul mecanic specific necesar comprimării $l' = h_2 - h_{1'} > l$	ușor dezavantaj (diferențe mici)
- puterea necesară comprimării în C $P = \dot{m} \cdot l$	- puterea necesară comprimării în C $P' = \dot{m}' \cdot l'$	compararea necesită calcul
- sarcina termică specifică a condensatorului $q_k = h_2 - h_3$	- sarcina termică specifică a condensatorului $q'_k = h_2 - h_3 = q_k$	
	- sarcina termică specifică a subrăcitorului $q'_{Rg} = h_3 - h_{3'} = h_{1'} - h_1$	
- sarcina termică a condensatorului $\dot{Q}_k = \dot{m} \cdot q_k = \dot{Q}_0 + P$	- sarcina termică a condensatorului $\dot{Q}'_k = \dot{m}' \cdot q'_k = \dot{Q}_0 + P'$	compararea necesită calcul
- eficiența frigorifică $\varepsilon = \dot{Q}_0 / P$	- eficiența frigorifică $\varepsilon' = \dot{Q}_0 / P'$	compararea necesită calcul
- randamentul exergetic $\eta_{ex} = \varepsilon \left( \frac{T_a}{T_r} - 1 \right)$	- randamentul exergetic $\eta'_{ex} = \varepsilon' \left( \frac{T_a}{T_r} - 1 \right)$	compararea necesită calcul

Criteriul pentru impunerea uneia din cele două stări, este ca alegerea să garanteze efectuarea unui schimb corect de căldură în regenerator. Regimul termic din Rg poate să fie prezentat într-o diagramă  $t - S$ , adică o diagramă temperatură – suprafață de schimb de căldură, ca în figura 13.



**Fig. 13.** Regimul termic din regenerator

În această diagramă, se observă că temperatura de ieșire a lichidului din Rg ( $t_3'$ ) și temperatura de ieșire a vaporilor din Rg ( $t_1'$ ), se găsesc între temperatura lichidului la intrarea în Rg ( $t_3=t_k$ ) și temperatura vaporilor reci la intrarea în Rg ( $t_1=t_0$ ). În consecință, dintre  $t_1'$  și  $t_3'$ , se va impune acea temperatură care va asigura un transfer termic normal între lichid și vaporii. Practic, impunerea temperaturii, se va realiza astfel încât să existe certitudinea că în urma rezolvării ecuației de bilanț energetic, cealaltă temperatură va rezulta în același interval  $t_0...t_k$ . Pentru obținerea unei asemenea certitudini, trebuie analizate variațiile entalpiei specifice a lichidului, respectiv vaporilor, în schimbătorul de căldură regenerativ.

Pentru calculul variației entalpiei specifice a lichidului, se poate scrie:

$$h_3 - h_{3'} = c_{pl}(t_3 - t_{3'}) = c_{pl}\Delta t_l, \quad (3)$$

unde  $c_{pl}$  este căldura specifică a lichidului, iar  $\Delta t_l$  este variația temperaturii lichidului în Rg.

Pentru calculul variației entalpiei specifice a vaporilor se poate scrie:

$$h_{1'} - h_1 = c_{pv}(t_{1'} - t_1) = c_{pv}\Delta t_v, \quad (4)$$

unde  $c_{pv}$  este căldura specifică a vaporilor, iar  $\Delta t_v$  este variația temperaturii vaporilor în Rg.

Între căldurile specifice ale lichidului și vaporilor agenților frigorifici, există relația aproximativă  $c_{pl} \approx 2 \cdot c_{pv}$ . În consecință variațiile de temperatură ale lichidului și vaporilor sunt în relația  $\Delta t_l \approx \Delta t_v / 2$ . Prin urmare, deoarece variația de temperatură a vaporilor în Rg, este aproximativ dublă față de variația de temperatură a lichidului, în același aparat, este mai sigur să se impună temperatura vaporilor la ieșirea din Rg adică  $t_1'$ , în intervalul  $t_0...t_k$  și atunci este sigur că în urma rezolvării ecuației de bilanț energetic pe Rg, temperatura lichidului la ieșirea din Rg adică  $t_3'$ , se va găsi în același interval de temperaturi, deci va fi asigurat un transfer termic normal, în schimbătorul intern de căldură.

După impunerea temperaturii  $t_1'$ , se pot determina parametrii termodinamici ai stării 1', între care și entalpia  $h_{1'}$ . Din ecuația (2), se calculează valoarea entalpiei  $h_3$  a lichidului la ieșirea din Rg, care după ce este determinată, permite aflarea celorlalți parametrii termodinamici ai stării 3', între care și temperatura  $t_3'$ .

O altă particularitate pe care o presupune calculul termic al acestor tipuri de instalații, este aceea că  $t_1'$  poate să ia teoretic o infinitate de valori, în intervalul de temperatură  $t_0...t_k$ . Se pune deci problema dacă nu cumva există un optim pentru  $t_1'$ .

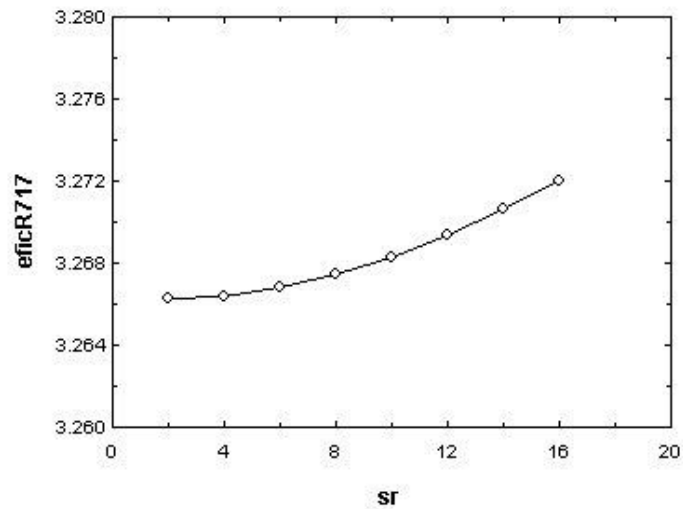
Răspunsul la această întrebare se poate obține numai prin efectuarea repetată a calculului termic al ciclului, pentru mai multe valori ale temperaturii  $t_1'$  în intervalul  $t_0...t_k$ . Numărul foarte mare de calcule care trebuie efectuate (teoretic infinit), impune utilizarea calculatoarelor în acest tip de analize comparative. În acest scop, este obligatoriu să fie cunoscute relații de calcul a parametrilor termodinamici ai agentului de lucru, ceea ce va elimina necesitatea utilizării diagramelor termodinamice, care devin ineficiente atunci când se dorește efectuarea unui număr mare de calcule termice ale unui ciclu frigorific.

Dacă se efectuează calculul termic al ciclului cu regenerare, pentru diferite valori  $t_1'$ , se constată că parametrii de performanță ai ciclului  $\varepsilon$  și  $\eta_{ex}$ , au valori cu atât mai ridicate cu cât  $t_1'$  este mai apropiată de  $t_k$ .

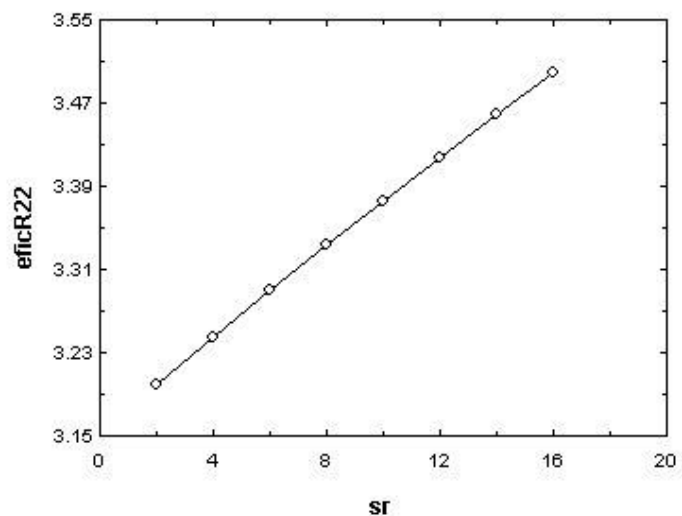
Literatura de specialitate recomandă  $t_1=t_0...t_k-(10...20)^\circ\text{C}$ . De regulă însă, o creștere atât de pronunțată a temperaturii vaporilor, respectiv o subrăcire atât de avansată a condensului, necesită suprafețe mari de schimb de căldură ale Rg, deci o investiție inițială mare, la realizarea instalației. În consecință, din considerente care țin seama în primul rând de rațiuni tehnico-economice, de cele mai multe ori, în practică, subrăcirea maximă a lichidului este de numai  $(5...10)^\circ\text{C}$ , iar supraîncălzirea corespunzătoare a vaporilor este de numai cca.  $(10...20)^\circ\text{C}$ .

În figurile 14...16 sunt prezentate curbe de variație a eficienței frigorifice în funcție de valoarea gradului de subrăcire regenerativă, pentru amoniac, R22 și R134a. Se observă că în toate cazurile, creșterea gradului de subrăcire duce la creșterea eficienței frigorifice.

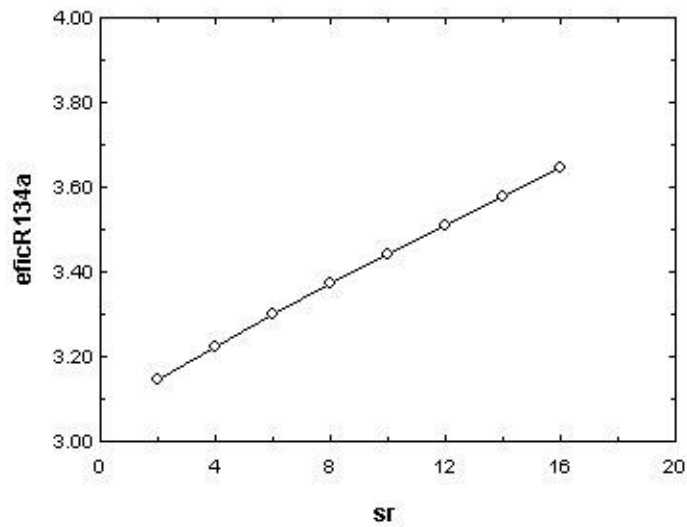
Amoniacul prezintă cea mai scăzută creștere a eficienței frigorifice, dar problema utilizării subrăcirii regenerative în cazul acestui agent frigorific, este reprezentată de creșterea accentuată a temperaturii de refulare, odată cu supraîncălzirea vaporilor aspirați. Temperatura de refulare crește atât de mult încât va fi depășită temperatura de grafitizare a uleiului de ungere, deci în cazul amoniacului nu se utilizează schimbătoare de căldură regenerative, ca soluție pentru creșterea eficienței frigorifice a ciclului.



**Fig. 14.** Influenta gradului de subrăcire asupra eficienței frigorifice pentru amoniac



**Fig. 15.** Influenta gradului de subrăcire asupra eficienței frigorifice pentru R22

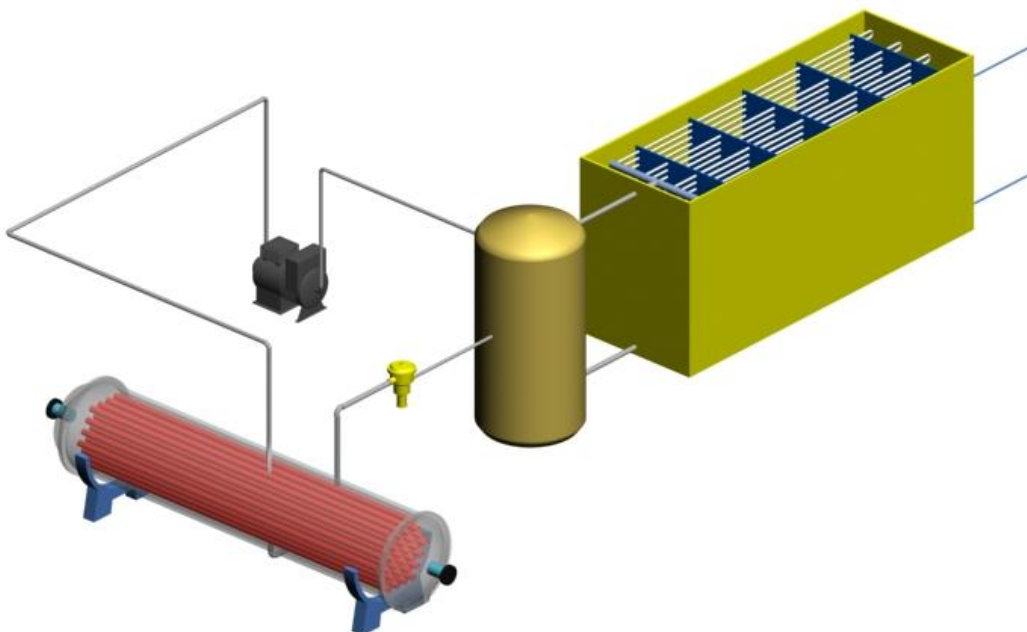


**Fig. 16.** Influenta gradului de subrăcire asupra eficienței frigorifice pentru R134a

Subrăcirea regenerativă este utilizată practic în toate instalațiile frigorifice cu freoni, de putere frigorifică medie și mare. Pentru instalațiile mici, introducerea schimbătorului de căldură regenerativ în schema instalației, mărește prea mult costul investiției.

## Influența separatorului de lichid asupra ciclului frigorific

În instalațiile frigorifice destinate răcirii lichidelor, pentru a limita riscul pătrunderii de agent frigorific lichid în compresor, se utilizează de regulă un separator de lichid, ca în instalația din figura 17, având schema funcțională reprezentată în figura 18. Separatorul de lichid, are atât rolul de a separa eventualele urme de lichid care pot exista în vaporii de agent frigorific la ieșirea din vaporizator, cât și rolul de alimenta vaporizatoarele cu lichid saturat, la presiunea de vaporizare. În urma laminării condensului se obțin vapori umezi, deci în vederea alimentării vaporizatorului cu lichid saturat, este necesară separarea lichidului de vaporii care se produc în urma laminării. Separatorul de lichid este obligatoriu în instalațiile cu vaporizatoare imersate în bazine pentru răcirea lichidelor, unde vaporizarea este incompletă, dar se utilizează adesea și în instalații cu vaporizatoare multitubulare orizontale, în care teoretic, se produc vapori saturați.



**Fig. 17.** Instalație cu separator de lichid

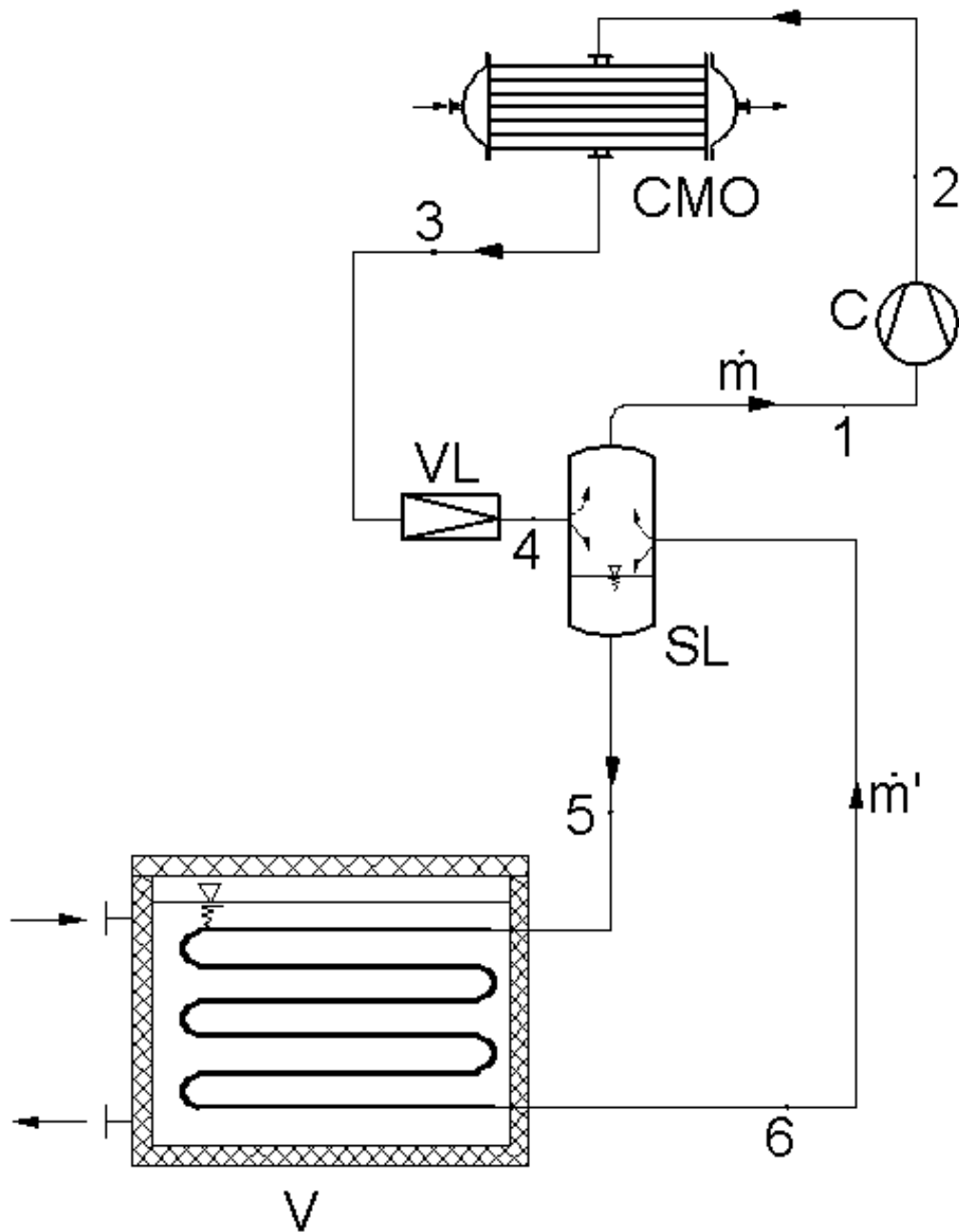
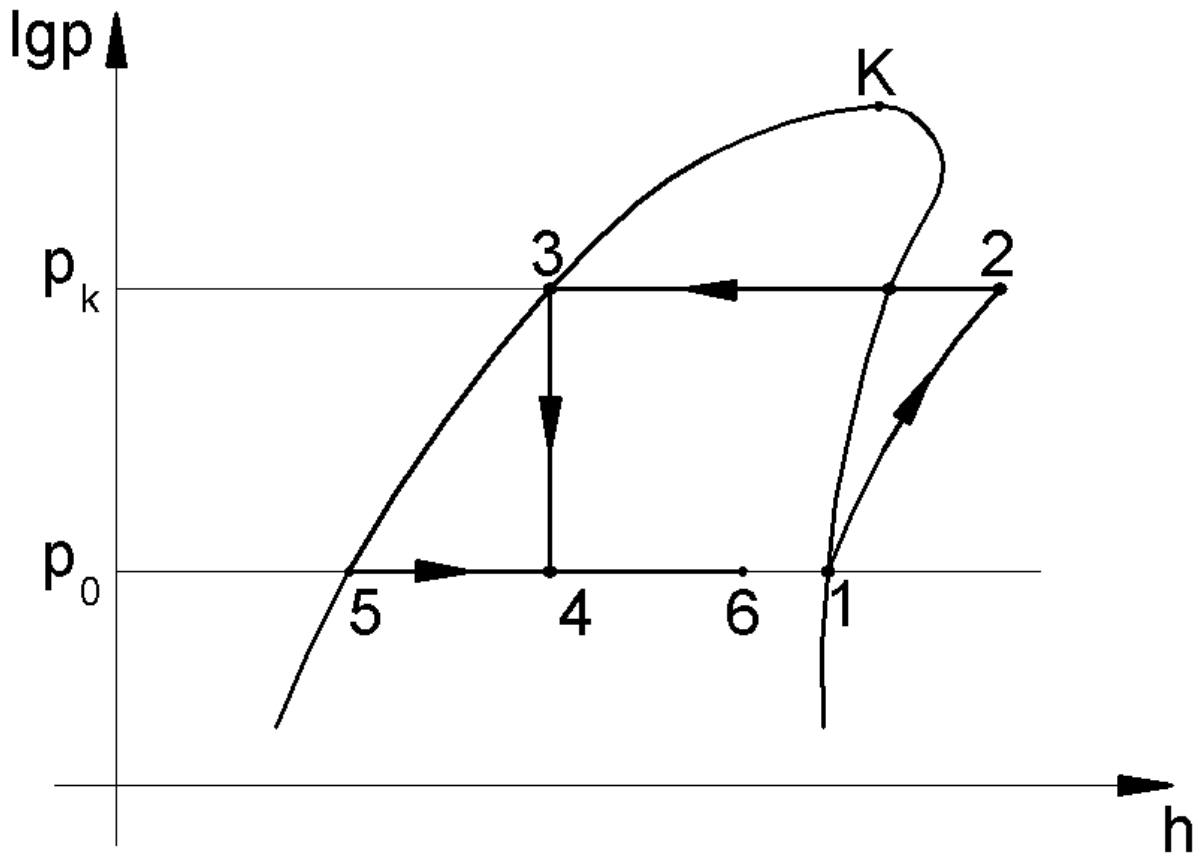


Fig. 18. Schema unei instalații cu separator de lichid

În figura 19 sunt reprezentate procesele de lucru din instalația frigorifică având în componență separator de lichid.



**Fig. 19.** Procesele de lucru dintr-o instalație cu separator de lichid și vaporizare incompletă

Considerând că vaporizarea este incompletă, titlul vaporilor la ieșirea din vaporizator este  $x_6 < 1$ .

Cu notațiile din figurile 18 și 19, ecuația de bilanț termic pe vaporizator se poate scrie sub forma:

$$\dot{Q}_0 = \dot{m}'(h_6 - h_5) \Rightarrow \dot{m}' = \frac{\dot{Q}_0}{h_6 - h_5} \quad (5)$$

Valoarea debitului masic din circuitul vaporizatorului, depinde de valoarea titlului vaporilor la ieșirea din vaporizator:

$$x_6 = \frac{h_6 - h_5}{h_1 - h_5} = \frac{h_6 - h_5}{r_0} \Rightarrow h_6 - h_5 = x_6 \cdot r_0 \quad (6)$$

unde  $r_0$  reprezintă căldura latentă de vaporizare a agentului frigorific la presiunea de vaporizare  $p_0$  și temperatura de vaporizare  $t_0$ .

Înlocuind relația (6) în (5), se poate obține pentru debitul masic din vaporizator, o relație de calcul de forma:

$$\dot{m}' = \frac{\dot{Q}_0}{x_6 \cdot r_0} \quad (7)$$



Pentru determinarea debitului masic din circuitul frigorific principal al instalației, se scrie ecuația de bilanț termic pe separatorul de lichid:

$$\dot{m} \cdot h_4 + \dot{m}' \cdot h_6 = \dot{m} \cdot h_1 + \dot{m}' \cdot h_5 \Rightarrow \dot{m} = \dot{m}' \frac{h_6 - h_5}{h_1 - h_4} = \frac{\dot{Q}_0}{h_1 - h_4} \quad (8)$$

Analizând relația (8), se observă că valoarea debitului masic din circuitul care include compresorul (C), condensatorul multitubular orizontal (CMO) și ventilul de laminare (VL), pe de-o parte se calculează la fel ca în cazul instalației fără separator de lichid și pe de altă parte este o mărime constantă, care nu depinde de valoarea titlului vaporilor la ieșirea din vaporizator.

În aceste condiții se poate spune că rolul separatorului de lichid este doar de a asigura funcționarea “uscată” în condiții de siguranță a compresorului, fără a îmbunătății însă și performanțele ciclului frigorific.