

Cicluri frigorifice

În continuare se prezintă câteva cicluri frigorifice, importante pentru introducerea unor noțiuni teoretice, cum este eficiența frigorifică, dar și pentru prezentarea și analiza comparativă a performanțelor instalațiilor funcționând după aceste cicluri. Sunt descrise și aparatele componente ale instalațiilor frigorifice, din punct de vedere constructiv și funcțional. Ciclurile de funcționare a instalațiilor frigorifice, prezentate în continuare sunt: **ciclul Carnot inversat**, reprezentând ciclul frigorific ideal și reversibil, **ciclul frigorific teoretic**, mai apropiat de realitate, dar prezentând încă numeroase ipoteze simplificatoare și **ciclul frigorific real**, foarte apropiat de ciclurile după care funcționează instalațiile întâlnite în practică. Sunt prezentate și câteva elemente de **calcul termic al ciclurilor frigorifice**.

Ciclul Carnot inversat

Transportul căldurii de la sursa rece la sursa caldă, se realizează cu consumul minim posibil de energie, printr-un ciclu Carnot inversat reversibil, denumit și ciclu frigorific ideal, care se va realiza în domeniul de vapori umezi, așa cum se observă în figura 1.

Procesul de lucru se desfășoară între temperatura de vaporizare T_0 (sau T_v), teoretic egală cu temperatura sursei reci T_r , temperatura de condensare T_k , teoretic egală cu temperatura sursei calde T_a , a mediului ambiant și cele două adiabate reversibile ($s = \text{constant}$): de comprimare, respectiv de destindere, sensul de parcurgere a ciclului fiind antiorar.

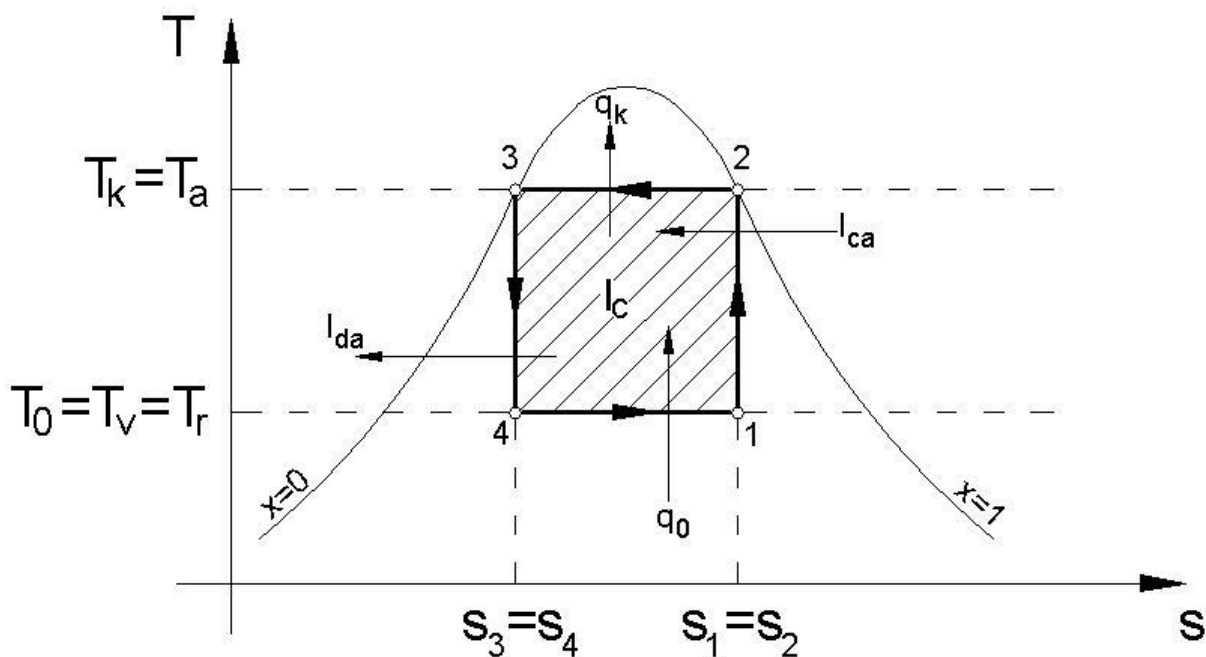


Fig. 1 Ciclul Carnot inversat reversibil, în domeniul de vapori umezi

Agentul frigorific preia căldură în vaporizatorul instalației, prin procesul izobar-izoterm 4-1. Vaporii obținuți sunt comprimați adiabetic reversibil de compresor, prin procesul 1-2. După ce este refulat de compresor, agentul de lucru ajunge în condensator, unde cedează căldură în procesul de asemenea izobar-izoterm 2-3. Lichidul rezultat se destinde în detentor, procesul de lucru 3-4 din acest aparat fiind tot adiabetic reversibil și în continuare ciclul se repetă.

Schimburile energetice specifice, corespunzătoare unui kilogram de agent frigorific din instalație, pot fi determinate pentru fiecare transformare componentă a ciclului în parte:

- *căldura preluată de la sursa rece* prin vaporizare la temperatura constantă $T_r=T_0=T_v$ și la presiunea constantă p_0 este:

$$q_0 = h_1 - h_4 = T_r (s_1 - s_4) \quad [\text{kJ kg}^{-1}]; \quad (1)$$

- *căldura cedată sursei calde* prin condensare la temperatura constantă $T_a=T_k$ și la presiunea constantă p_k este în valoare absolută:

$$q_k = h_2 - h_3 = T_a (s_2 - s_3) \quad [\text{kJ kg}^{-1}]. \quad (2)$$

- *lucrul mecanic de comprimare*, consumat adiabatic de compresor, în valoare absolută, este:

$$l_{ca} = h_2 - h_1 \quad [\text{kJ kg}^{-1}]. \quad (3)$$

- *lucrul mecanic de destindere*, furnizat adiabatic de detentor este:

$$l_{da} = h_3 - h_4 \quad [\text{kJ kg}^{-1}]. \quad (4)$$

- *lucrul mecanic total* consumat de ciclul Carnot inversat, în valoare absolută este:

$$l_c = l_{ca} - l_{da} = q_k - q_0 = (T_a - T_r)(s_1 - s_4) \quad [\text{kJ kg}^{-1}]. \quad (5)$$

În continuare vor fi analizate particularitățile care diferențiază ciclul frigorific de cel al pompelor de căldură.

a) Ciclul frigorific este caracterizat prin faptul că temperatura de vaporizare T_0 , notată uneori și cu T_v , este egală cu temperatura mediului răcit T_r , astfel că $T_v = T_r = T_0$. Temperatura de condensare T_k este egală cu temperatura mediului ambiant T_a , deci $T_k = T_a$.

$$q_0 = h_1 - h_4 = T_r (s_1 - s_4) \quad [\text{kJ kg}^{-1}]. \quad (6)$$

Căldura absorbită de un kilogram de agent frigorific de la sursa rece, este denumită *putere frigorifică specifică*:

Coefficientul de performanță sau *eficiența frigorifică* a ciclului frigorific este definit prin raportul dintre efectul util al ciclului (puterea frigorifică specifică) și lucrul mecanic total consumat:

$$\text{COP}_f = \varepsilon_f = \frac{q_0}{l_c} = \frac{T_r (s_1 - s_4)}{(T_a - T_r)(s_1 - s_4)} = \frac{T_r}{T_a - T_r} = \frac{1}{\frac{T_a}{T_r} - 1}. \quad (7)$$

Lucrul mecanic minim, necesar funcționării unui ciclu frigorific, este cel consumat într-un ciclu Carnot reversibil inversat, cel mai eficient din punct de vedere al consumului de lucru mecanic, iar mărimea acestuia se poate calcula cu relația:

$$l_c = \frac{q_0}{\varepsilon_f} = q_0 \left(\frac{T_a}{T_r} - 1 \right). \quad (8)$$

Din analiza relațiilor (7) și (8) se observă că la aceeași temperatură T_a a mediului ambiant (sursa caldă), cu cât scade temperatura T_r a mediului răcit, cu atât crește lucrul mecanic l_c necesar ciclului Carnot inversat și scade eficiența ε_f a ciclului, deci aparent un ciclu frigorific este cu atât mai eficient cu cât temperatura mediului răcit este mai apropiată de temperatura mediului ambiant, dar în aceste condiții și efectul util produs de ciclul frigorific, este minim. Trebuie menționat că eficiența frigorifică, așa cum a fost definită, nu ține seama de calitatea frigului produs adică de valoarea temperaturii T_r la care se absoarbe căldura.

b) Pompa de căldură este caracterizată prin faptul că temperatura de vaporizare T_0 (T_v) este egală cu temperatura mediului ambiant T_a ($T_0 = T_v = T_a$), iar temperatura de condensare T_k este egală cu temperatura mediului încălzit T_c ($T_k = T_c$).

Căldura cedată de un kilogram de agent frigorific sursei calde, efectul util al pompei de căldură este:

$$q_k = h_2 - h_3 = T_c(s_2 - s_3) \quad [\text{kJ kg}^{-1}]. \quad (9)$$

Coeficientul de performanță sau *eficiența pompei de căldură* este definit prin raportul dintre efectul util al ciclului (căldura cedată sursei calde) și lucrul mecanic total consumat:

$$\text{COP}_p = \varepsilon_p = \frac{q_k}{l_c} = \frac{T_c(s_2 - s_3)}{(T_c - T_a)(s_2 - s_3)} = \frac{T_c}{T_c - T_a} = \frac{1}{1 - \frac{T_a}{T_c}}. \quad (10)$$

Această mărime este inversul randamentului termic al ciclului Carnot direct reversibil evoluând între aceleași limite de temperatură, ceea ce arată încă o dată că ciclul Carnot inversat asigură consumul minim de lucru mecanic, iar acesta se poate calcula cu relația:

$$l_c = \frac{q_k}{\varepsilon_p} = q_k \left(1 - \frac{T_a}{T_c} \right). \quad (11)$$

Se observă că dacă temperatura T_a a mediului ambiant rămâne constantă, la creșterea temperaturii mediului încălzit crește lucrul mecanic consumat, deci eficiența pompei de căldură scade, dar în același timp trebuie remarcat că se îmbunătățește calitatea căldurii furnizate de pompa de căldură.

c) Ciclu combinat este caracterizat de faptul că temperatura de vaporizare T_0 (T_v) este egală cu temperatura mediului răcit T_r , deci se poate scrie $T_0 = T_v = T_r$, iar temperatura de condensare T_k este egală cu temperatura mediului încălzit T_c , deci $T_k = T_c$.

Acest ciclu are două efecte utile, reprezentate prin cele două călduri schimbate cu sursele de căldură, deci *coeficientul de performanță* sau *eficiența ciclului combinat* este definit prin suma dintre căldura preluată de la sursa rece și căldura cedată sursei calde, raportată la lucrul mecanic necesar funcționării ciclului.

$$\text{COP} = \varepsilon = \frac{q_0 + q_c}{l_c} = \frac{T_r(s_2 - s_3) + T_c(s_2 - s_3)}{(T_c - T_r)(s_2 - s_3)} = \frac{T_c + T_r}{T_c - T_r} = \frac{1 + \frac{T_r}{T_c}}{1 - \frac{T_c}{T_r}}. \quad (12)$$

Ciclu combinat este mai eficient decât ciclul frigorific și al pompei de căldură considerate împreună, pentru că se exclud cele două procese de condensare, respectiv de vaporizare, la temperatura mediului ambiant T_a . Cu cât crește diferența dintre temperaturile celor două surse de căldură, cu atât crește și lucrul mecanic necesar funcționării acestui ciclu, deci scade eficiența, ceea ce arată că nici în cazul ciclului combinat, eficiența nu ține seama de calitatea (nivelul de temperatură) efectelor utile realizate.

Ciclul frigorific teoretic

*Detentorul în care se realizează destinderea adiabatică a ciclului ideal, este o mașină foarte complexă din punct de vedere constructiv, indiferent dacă prezintă cilindri în care pistoanele sub acțiunea agentului de lucru furnizează energie mecanică sistemului bielă-manivelă, sau dacă este o turbomașină cu palete montate în rotor. În plus, **lucrul mecanic obținut în detentor are o valoare destul de scăzută**, deoarece titlul vaporilor care se destind, este foarte redus, deci agentul de lucru se găsește preponderent în stare de lichid, iar acesta fiind incompresibil, furnizează puțină energie mecanică prin destindere.*

*În consecință, **complexitatea constructivă a detentorului nu este justificată de lucrul mecanic obținut, redus ca valoare**, iar acest aparat a fost înlocuit în instalațiile frigorifice comerciale, de un dispozitiv mult mai simplu din punct de vedere constructiv, denumit **ventil de laminare, sau ventil de reglaj**.*

*În **ventilul de laminare**, notat cu VL pe figura 2, asemănător din punct de vedere constructiv cu un robinet sau cu o diafragmă, care prezintă o secțiune de curgere îngustată, reglabilă sau nu, **se realizează un proces de laminare adiabatică**. Presiunea scade de la presiunea de condensare p_k , în amonte de ventilul de laminare, până la presiunea de vaporizare p_0 , în aval de acest aparat. Procesul este adiabatic, pentru că se desfășoară fără schimb de căldură cu mediul ambiant și deoarece nici nu se produc interacțiuni cu exteriorul sub formă de lucru mecanic tehnic. În aceste condiții este evident că **laminarea se desfășoară cu menținerea constantă a entalpiei**.*

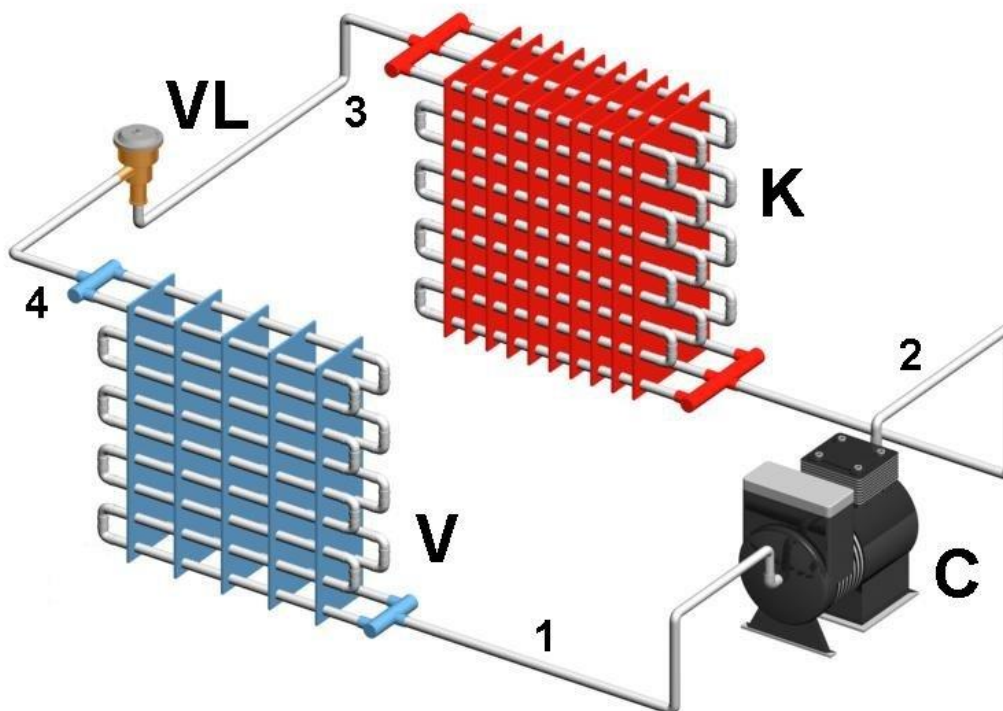


Fig. 2 Schema unei instalații frigorifice

*Ireversibilitățile interne ale procesului de laminare adiabatică: frecări, turbionări, omogenizări și altele, **determină creșterea entropiei agentului de lucru**. Creșterea entropiei poate fi explicată și prin faptul că lucrul mecanic de destindere se transformă prin frecare în căldură, iar aceasta este înglobată de agentul frigorific, determinând creșterea entropiei.*

În unele mașini frigorifice, în special cele de puteri frigorifice reduse, destinderea se realizează într-un dispozitiv chiar mai simplu și anume un **tub capilar** lung și de secțiune redusă. Aici scăderea presiunii se realizează tot datorită particularității curgerii. Aceasta este foarte complexă și de regulă se studiază experimental, modelarea matematică fiind dificilă. Din punct de vedere termodinamic, transformarea din tubul capilar este considerată tot o laminare adiabatică.

Pentru ventilul de laminare, sau tubul capilar se utilizează uneori în practica exploatării instalațiilor frigorifice, în mod *abuziv și incorect* tot denumirea de **detentor**, impusă de firmele producătoare, care le numesc astfel.

Procesul de comprimare al ciclului Carnot inversat are loc în domeniul vaporilor umezi, iar reglajul mașinii frigorifice, astfel încât comprimarea să se termine exact pe curba vaporilor saturați, este practic imposibil. Prezența picăturilor de lichid în cilindrul compresorului C este nedorită, deoarece dacă acesta nu vaporizează complet și rămâne în spațiul mort la sfârșitul cursei de comprimare, poate să provoace așa numitele **lovituri hidraulice**, iar acestea pot deteriora unele părți componente ale compresorului, în special supapele, care prezintă cea mai redusă rezistență mecanică. Din acest motiv, în mașinile și instalațiile frigorifice, **procesul de comprimare se desfășoară în domeniul vaporilor supraîncălziți**, ceea ce are ca efect creșterea siguranței în funcționare, a compresorului.

În figura 2 este prezentată schema instalației frigorifice funcționând după ciclul teoretic, iar în figurile 3 și 4 este redat în diagramele T-s, respectiv lgp-h, ciclul frigorific teoretic.

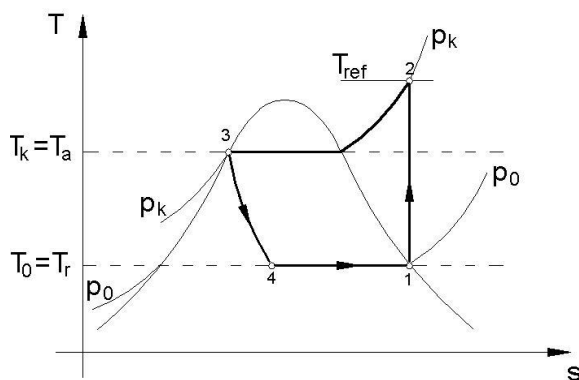


Fig. 3 Ciclul frigorific teoretic.
Diagrama T-s

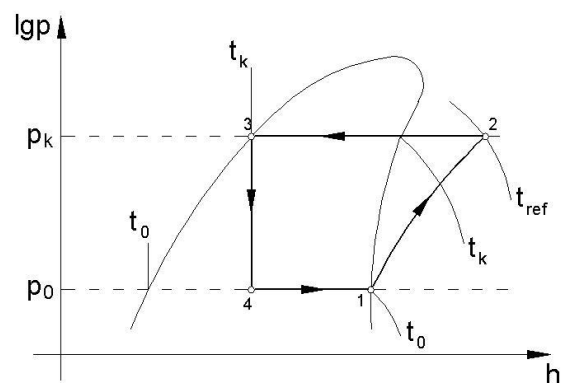


Fig. 4 Ciclul frigorific teoretic.
Diagrama lgp-h

Analizând diagramele în care a fost reprezentat ciclul frigorific teoretic, se constată ușor, că la ieșirea din compresor, agentul frigorific are o temperatură mai mare decât cea de condensare, considerată egală cu a mediului ambiant. Deoarece această temperatură este înregistrată la ieșirea din compresor, poartă și denumirea de temperatură de refulare $t_{ref} = t_2$; $T_{ref} = T_2$.

Aparatele componente ale instalațiilor frigorifice

Cele mai simple mașini frigorifice, ca cea prezentată în figura 5, funcționează după ciclul teoretic prezentat anterior, cu precizarea că *există anumite diferențe între temperaturile surselor de căldură și temperaturile agentului frigorific din vaporizator și condensator*. Valorile acestor diferențe de temperatură vor fi studiate ulterior. În continuare se vor prezenta mai detaliat cele patru aparate componente care nu pot să lipsească din mașinile frigorifice.

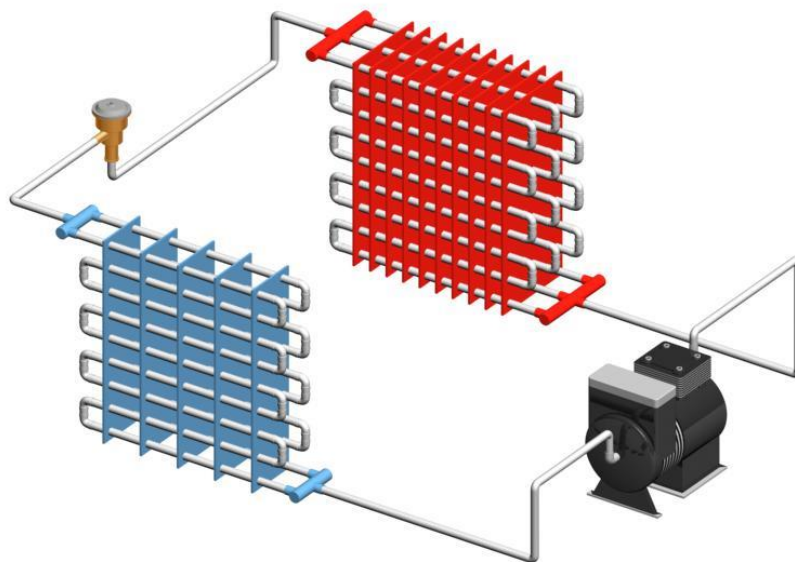


Fig. 5 Schema unei mașini frigorifice simple, de putere frigorifică redusă

În figura 6 este reprezentat în secțiune un compresor frigorific. Se poate observa motorul electric 1, al cărui rotor 2 se continua cu arborele cotit. Este reprezentat și sistemul bielă-manivelă cu biela 3 și pistoanele 4. Aspirația vaporilor se realizează prin supapele de aspirație 5 la coborârea pistoanelor, iar refularea prin supapele de refulare 6 la urcarea pistoanelor.

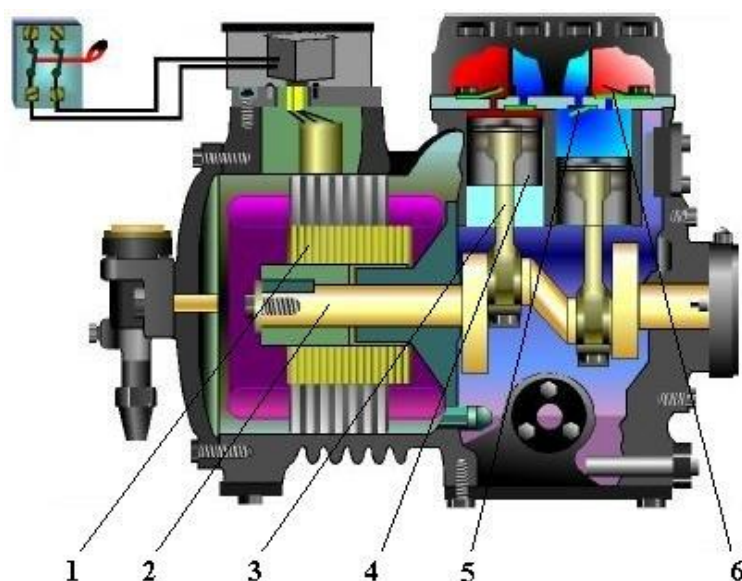


Fig. 6 Compresor frigorific

Vaporii calzi refuțați din compresor ajung în condensator (reprezentat în culoarea roșie), acesta fiind poziționat în schema instalației ca în figura 7. Pe diagramele din figurile 3 și 4 se observă cum în acest aparat, se produce întâi desupraîncălzirea vaporilor și apoi condensarea propriu-zisă.

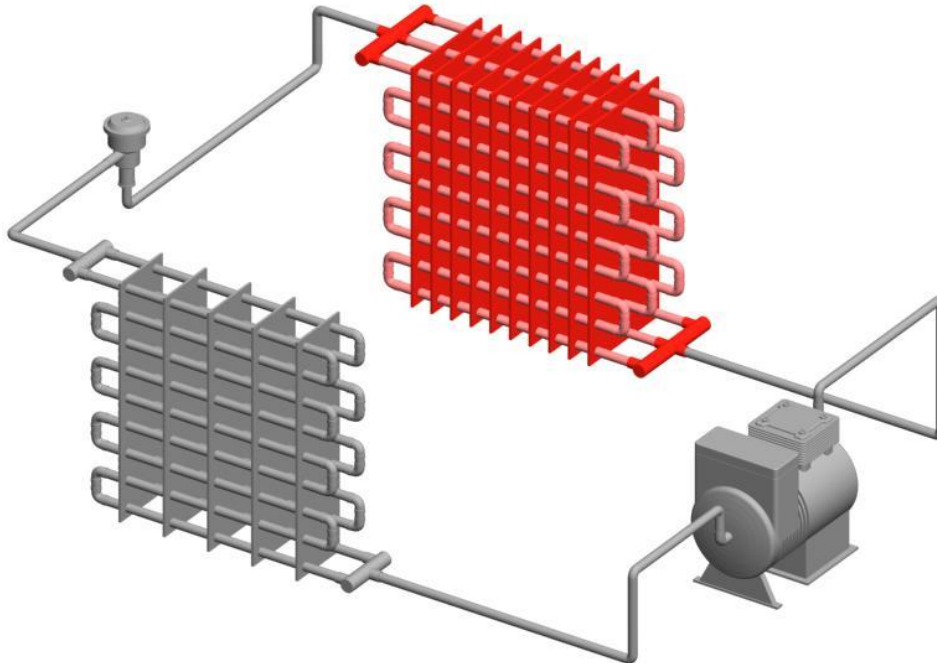


Fig. 7 Locul condensatorului în schema instalației

Din punct de vedere constructiv, figura 7 prezintă un condensator ale cărui serpentine schimbătoare de căldură sunt răcite cu aer. Se observă că există și nervuri pentru extinderea suprafeței și intensificarea transferului termic. Aerul este circulat forțat cu ajutorul unui ventilator. Există și construcții de condensatoare răcite cu apă, de tip multitubular, ca cel din figura 8 sau mixt, cu apă și aer, ca în figura 9.

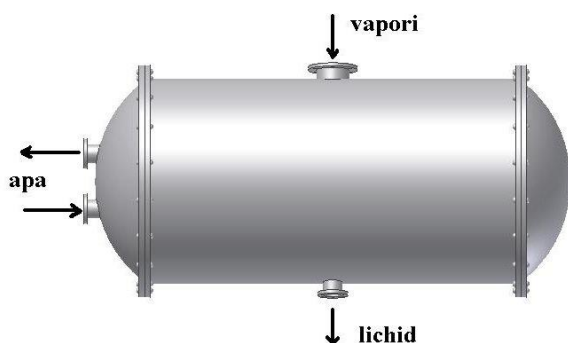


Fig. 8 Condensator multitubular orizontal răcit cu apă

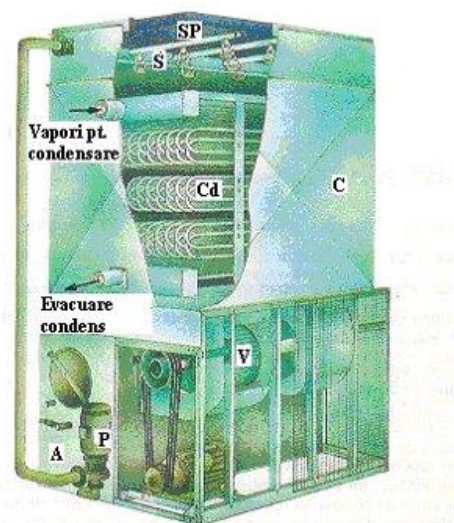


Fig. 9 Condensator cu răcire mixtă (apă și aer)

În schema instalației prezentate anterior, dispozitivul de destindere este ventilul de laminare, având rolul de a reduce presiunea lichidului până la valoarea presiunii de vaporizare, așa cum se observă și în figura 10. În instalațiile de putere frigorifică mică, acest dispozitiv este înlocuit adesea de tuburile capilare.

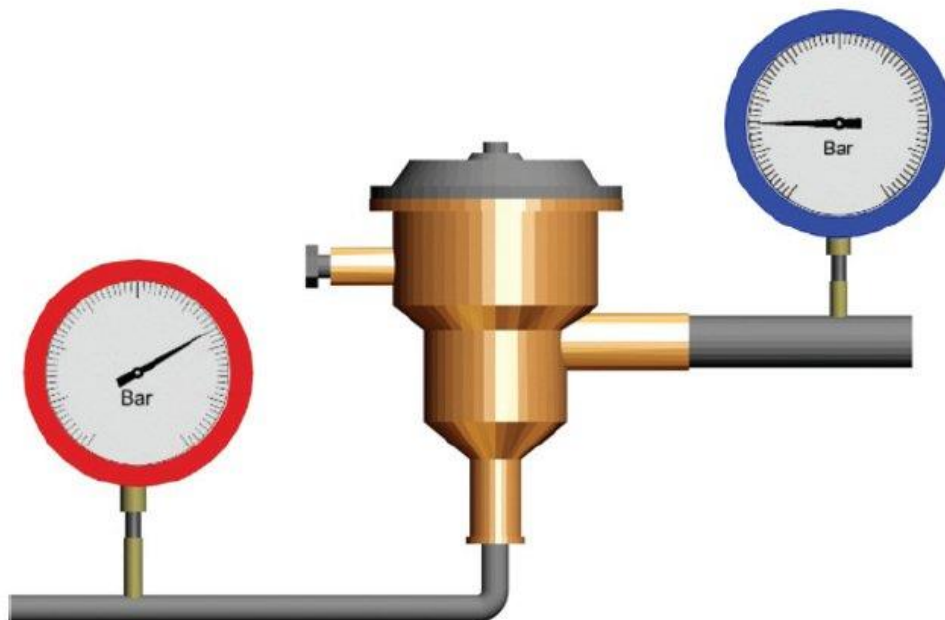


Fig. 10 Reducerea presiunii în ventilul de laminare

Poziția dispozitivului de laminare (reprezentat colorat) în schema instalației este indicată în figura 11.

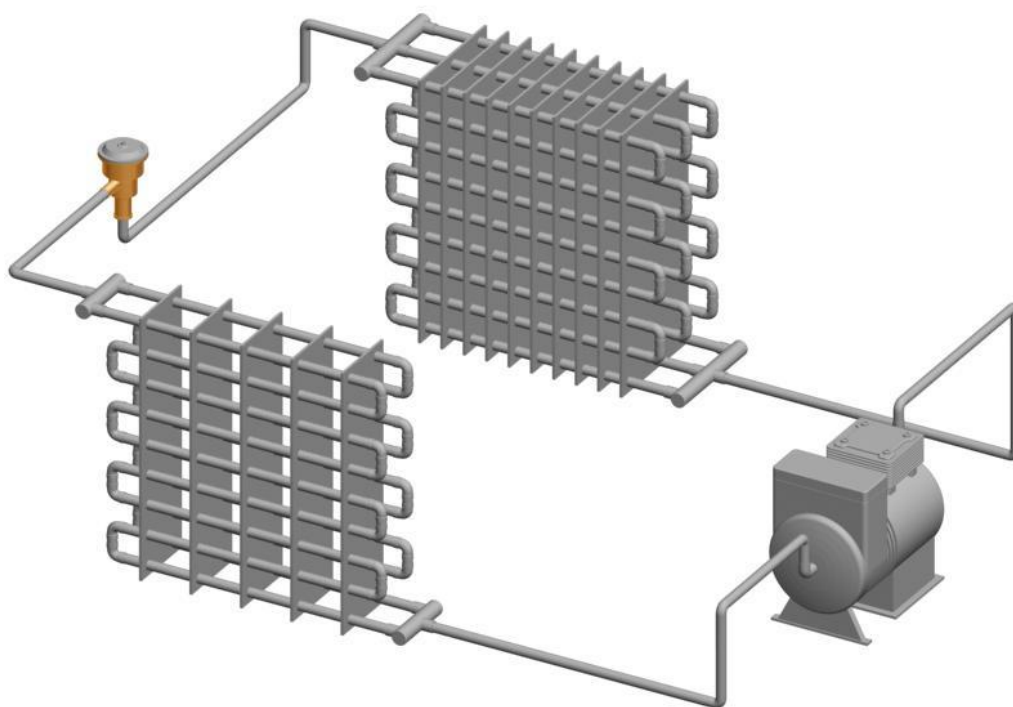


Fig. 11 Locul dispozitivului de destindere în schema instalației

Datorită secțiunii interioare mici și lungimii mari a capilarului, respectiv datorită secțiunii îngustate prezente în ventilul de laminare, în timpul curgerii se produce căderea de presiune de la p_k la p_0 , sugerată de manometrele montate la intrarea și ieșirea ventilului de laminare. Odată cu reducerea presiunii, agentul frigorific ajunge în domeniul vaporilor umezi, iar la ieșirea dispozitivului de laminare, se obține un amestec de lichid și vapori saturați la presiunea de vaporizare, în care predomină lichidul, titlul acestor vapori fiind în jur de 15...25%.

În figura 12 este prezentat locul de amplasare a vaporizatorului (reprezentat în culoarea albastră), în care se realizează efectul util al instalației. Lichidul aflat la temperatură redusă, sub cea a mediului ambiant, în timp ce își schimbă starea de agregare răcește în acest caz aer, dar este posibil să se răcească și apă sau alte lichide, respectiv gaze sau chiar substanțe solide. Din punct de vedere constructiv vaporizatoarele răcitoare de aer se aseamănă cu condensatoarele răcite cu aer, fiind realizate dintr-o serpentină pe care se montează nervuri. Dacă vaporizatorul funcționează sub 0°C atunci pasul dintre nervuri va fi mult mai mare decât la condensator, pentru a permite și depunerea de brumă sau gheață, fără a obtura spațiul de curgere a aerului circulat forțat de către ventilator. Evident, în asemenea cazuri, este necesară decongelarea periodică a vaporizatorului, proces denumit și *degivrare*.

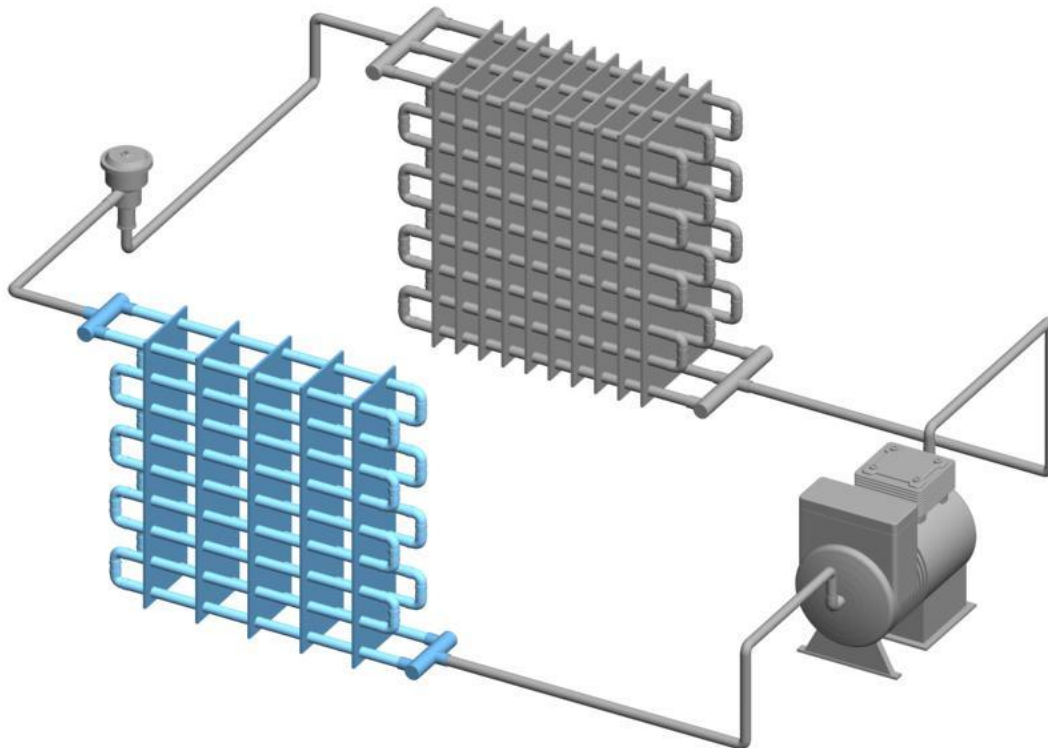


Fig. 12 Locul vaporizatorului în schema instalației

Vaporizatoarele pot avea diverse construcții, în funcție de tipul procesului de răcire pe care îl realizează. În figura 13 este prezentat un vaporizator pentru răcirea aerului, iar în figura 14 unul imersat într-un bazin pentru răcirea apei.



Fig. 13 Vaporizator pentru răcirea aerului



Fig. 14 Vaporizator pentru răcirea apei

Procesele de lucru corespunzătoare fiecărui aparat din cele prezentate, sunt reprezentate în diagrama lgp-h din figura 15. În vaporizator a fost reprezentată și o ușoară supraîncălzire a vaporilor (de regula sub $5...7^{\circ}\text{C}$), în vederea protecției compresorului prin evitarea aspirației picăturilor de lichid, iar în condensator a fost reprezentată și o ușoară subrăcire a lichidului obținut (de regulă sub $4...5^{\circ}\text{C}$), în vederea mării eficienței frigorifice a ciclului.

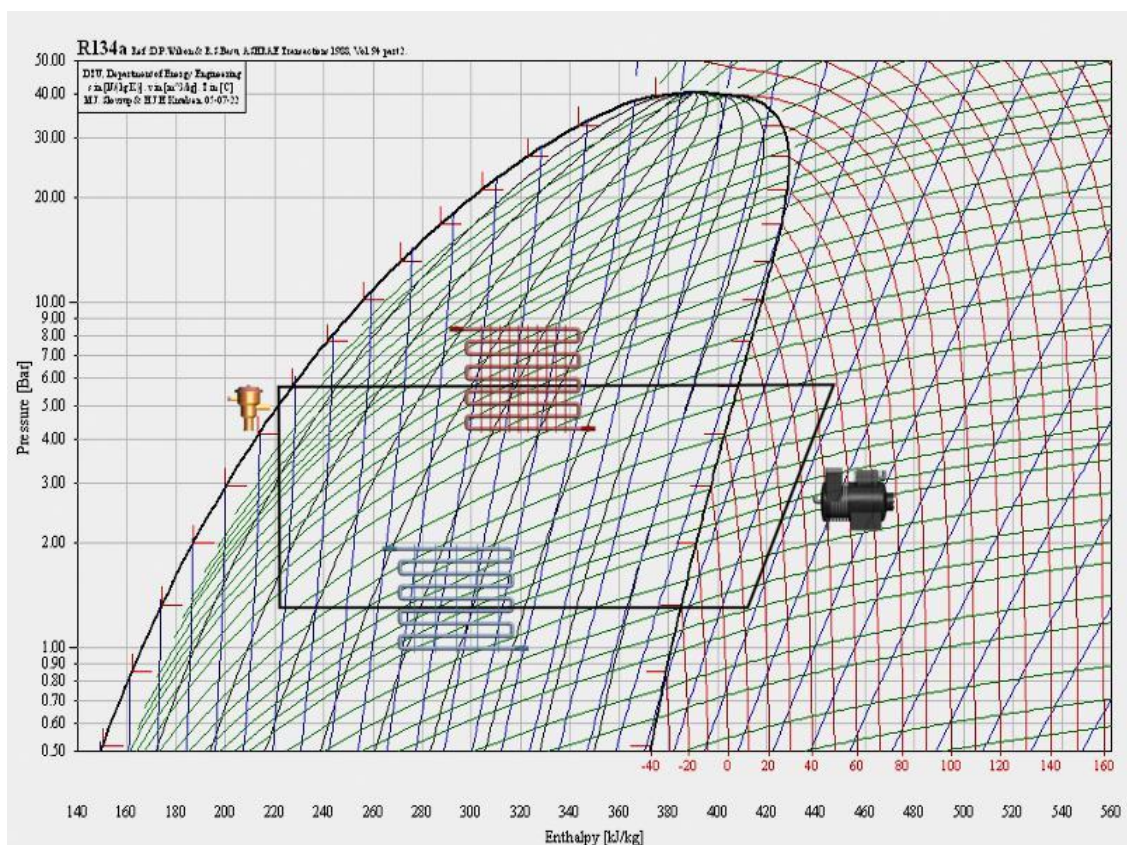


Fig. 15 Rezentarea aparatelor și a proceselor de lucru în diagrama lgp-h

Se pot observa ușor procesele de comprimare adiabatică ($s = \text{constant}$) din compresor, cel de condensare ($p = \text{constant}$) din condensator, cel de laminare adiabatică ($h = \text{constant}$) din ventilul de laminare și cel de vaporizare ($p = \text{constant}$) din vaporizator.

Calculul termic al ciclului frigorific teoretic

Calculul termic al ciclurilor frigorifice are ca scop determinarea schimburilor energetice cu exteriorul, realizate de instalațiile frigorifice.

Mărimile de intrare sunt:

- puterea frigorifică a instalației \dot{Q}_0 [kW];
- natura agentului frigorific;
- condițiile de lucru, reprezentate de temperaturile de vaporizare t_0 și de condensare t_k .

Mărimile calculate sunt:

- debitele masic \dot{m} [kg/s] și volumice aspirate \dot{V}_a [m³/s] de agent frigorific;
- schimburile energetice cu exteriorul.

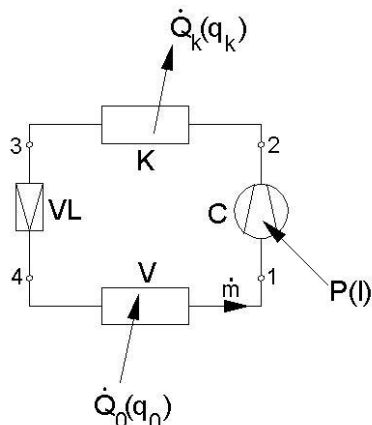


Fig. 16 Schema instalației cu interacțiunile energetice

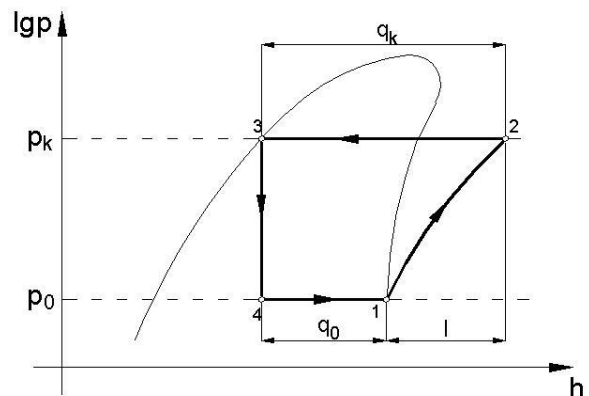


Fig. 17 Procesele de lucru în diagrama lgp-h

Schema instalației cu interacțiunile energetice este reprezentată în figura 16, iar procesele de lucru sunt reprezentate în figura 17. Reprezentarea efectivă a ciclului de funcționare a instalației în diagrama termodinamică lgp-h, este posibilă numai după determinarea presiunilor de vaporizare p_0 și de condensare p_k . Aceste presiuni se citesc din tabele sau diagrame termodinamice și depind de natura agentului frigorific și de temperaturile de vaporizare t_0 și de condensare t_k :

$$t_0 \rightarrow p_0 ; t_k \rightarrow p_k$$

După determinarea presiunilor de lucru, este posibilă citirea din tabele și diagrame termodinamice a valorilor tuturor parametrilor termodinamici, în stările caracteristice ale ciclului de lucru: entalpie specifică h , entropie specifică s , volum specific v și titlu x . Cu aceste valori se întocmește un tabel al parametrilor de stare, de tipul tabelului 1.

Tabelul 1 Parametrii termodinamici în stările caracteristice ale ciclului frigorific

Starea	t [C]	p [bar]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]	v [m ³ /kg]	x [-]
1
2

Debitul masic de agent frigorific:

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}_0}{q_0} = \frac{\dot{Q}_0}{h_1 - h_4} \quad [\text{kg/s}] \quad (13)$$

Debitul masic intervine în relațiile de calcul a tuturor schimburilor energetice.

Debitul volumic aspirat de agent frigorific:

$$\dot{V}_a = \dot{m} \cdot v_1 \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad (14)$$

Această mărime va servi la dimensionarea sau alegerea compresorului din cataloagele producătorilor.

Puterea necesară comprimării:

$$P = \dot{m} \cdot l = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1) \quad [\text{kW}] \quad (15)$$

Puterea necesară comprimării, va permite calcularea puterii motorului electric necesar pentru antrenarea compresorului.

Sarcina termică a condensatorului:

$$\dot{Q}_k = \dot{m} \cdot q_k = \dot{m} \cdot (h_2 - h_3) \quad [\text{kW}] \quad (16)$$

Sarcina termică sau puterea termică a condensatorului, ca și regimul termic și valorile debitelor, trebuie cunoscute în vederea proiectării sau selecției din cataloagele producătorilor, a condensatoarelor.

Verificarea corectitudinii calculelor se efectuează prin scrierea ecuației de bilanț termic a instalației frigorifice:

$$\dot{Q}_0 + P = \dot{Q}_k \quad (17)$$

Având în vedere că în instalația analizată există un singur debit de agent frigorific și acesta este constant, se poate scrie și o ecuație de bilanț termic a instalației frigorifice, pentru schimburile energetice specifice (raportate la 1 kg de agent):

$$q_0 + l = q_k \quad [\text{kJ/kg}] \quad (18)$$

Pe diagrama din figura 17, se observă că această ecuație este verificată și grafic, prin lungimile segmentelor corespunzătoare schimburilor energetice specifice, reprezentate în diagrama lgp-h.

Eficiența frigorifică:

$$\text{COP} = \varepsilon = \frac{\dot{Q}_0}{P} = \frac{q_0}{l} \quad (19)$$

Ciclul frigorific real

În condiții reale, se manifestă o serie de abateri ale ciclurilor de funcționare a instalațiilor frigorifice de la condițiile ideale sau teoretice analizate în ciclurile prezentate anterior. Astfel, transferul termic în condensator și vaporizator, are loc la diferențe finite de temperatură, iar comprimarea din compresor este o adiabată ireversibilă, datorită frecărilor și altor procese ireversibile. În figura 18, este reprezentat într-o diagramă T-s, un ciclu care ține seama de aceste ireversibilități.

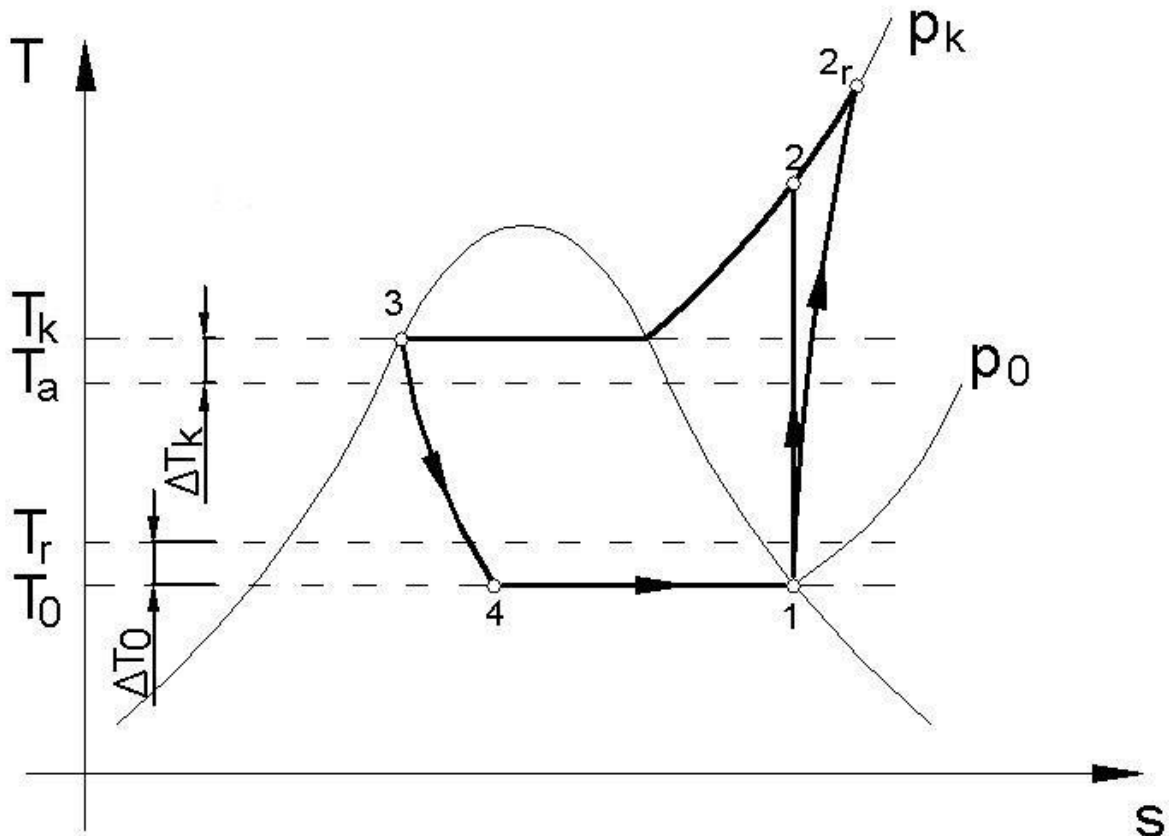


Fig. 18 Ciclu frigorific - vaporizare și condensare la diferențe finite de temperatură și comprimare ireversibilă

Valorile diferențelor de temperatură din vaporizator ΔT_0 și din condensator ΔT_k , vor fi analizate ulterior. În compresor, datorită ireversibilităților interne, crește entropia agentului frigorific, ceea ce determină deplasarea spre dreapta a curbei care reprezintă procesul de comprimare.

Analizând diagrama, se observă că toate ireversibilitățile duc la creșterea suprafeței ciclului, despre care, conform analizelor termodinamice, se știe că este proporțională cu lucrul mecanic necesar funcționării instalației.

Ireversibilitățile menționate pot fi considerate de două tipuri:

- ireversibilități externe (transferul termic la diferențe finite de temperatură);
- ireversibilități interne (frecări, turbulențe, omogenizări, etc.).

În cele două categorii de ireversibilități pot fi încadrate și o serie de alte pierderi care se întâlnesc în mod uzual în instalațiile frigorifice.

Astfel procesul 1-2, reprezintă comprimarea adiabatică, iar 1-2_r reprezintă comprimarea reală (politropică) având indice politropic (n) variabil, diferit de indicele adiabatic (k). Pe durata comprimării, de altfel foarte scurtă, se produc și ireversibilități externe datorate transferului

termic la diferențe finite de temperatură între vaporii de agent frigorific și pereții (cămașa) cilindrului, dar și ireversibilități interne datorate frecărilor dintre straturile de agent, dintre acestea și pereții cilindrului, sau datorate turbulențelor și omogenizărilor. Se observă că datorită ireversibilităților, în timpul comprimării reale, entropia vaporilor crește.

Transformarea 2_r-3 reprezintă un proces complex de desupraîncălzire a vaporilor, sau răcire a acestora până la saturație în prima parte a condensatorului, urmat de condensarea propriu-zisă. Acest proces este în condiții reale caracterizat nu numai de ireversibilități externe, datorate transferului termic la diferențe finite de temperatură, ci și de ireversibilități interne, datorită cărora se poate constata chiar și o oarecare cădere de temperatură pe condensator.

Procesul 3-4 reprezintă laminarea adiabatică în dispozitivul de laminare, caracterizată de ireversibilități interne, care generează creșterea entropiei. Titlul vaporilor la sfârșitul procesului de laminare adiabatică, are valori de cca. 0,15...0,25.

Procesul 4-1 reprezintă vaporizarea însoțită de ireversibilitățile interne tipice pentru procesele de curgere, datorită cărora scade presiunea, dar și de ireversibilități externe, datorate transferului termic la diferențe finite de temperatură.