

Comprimarea

În instalațiile frigorifice, *comprimarea* este procesul de mărire a presiunii vaporilor de la nivelul presiunii din vaporizator p_0 , până la nivelul presiunii din condensator p_k . De fapt, vaporizatorul și condensatorul asigură interfața cu mediul răcit respectiv mediul ambiant, iar compresorul asigură condițiile de lucru ale condensatorului, aducând agentul frigorific, la presiunea necesară realizării procesului de condensare. Asemănător, dispozitivul de laminare asigură condițiile de lucru ale vaporizatorului, aducând agentul frigorific la presiunea necesară realizării procesului de vaporizare.

Datorită duratei scurte în care se realizează procesul, într-o primă aproximație se poate considera că agentul frigorific nu schimbă căldură nici cu părțile componente ale compresorului și nici cu mediul ambiant, deci *comprimarea este adiabatică*. În realitate, aspirația vaporilor de agent frigorific în cilindrii și prima parte a procesului de comprimare, sunt caracterizate de încălzirea vaporilor, deoarece aceștia preiau căldură de la pereții cilindrilor, iar ultima parte a procesului de comprimare, respectiv refularea sunt caracterizate de răcirea vaporilor, deoarece aceștia cedează căldură pereților cilindrilor. Pe lângă aceste interacțiuni termice, care reprezintă ireversibilități externe și în ansamblu contribuie la creșterea globală a entropiei în procesul de comprimare, există și ireversibilități interne. Datorită tuturor acestor ireversibilități, *în procesul real de comprimare, entropia crește*. Câteva exemple de ireversibilități interne sunt reprezentate de frecările dintre starturile de agent frigorific, frecările dintre straturile de agent și pereții cilindrilor, respectiv frecările dintre agent și pistoane, turbionări și omogenizări care se produc în timpul comprimării, etc.

Procesul de comprimare

Procesele termodinamice, care au loc în cilindrul unui compresor cu piston, pot fi urmărite în figura 1.

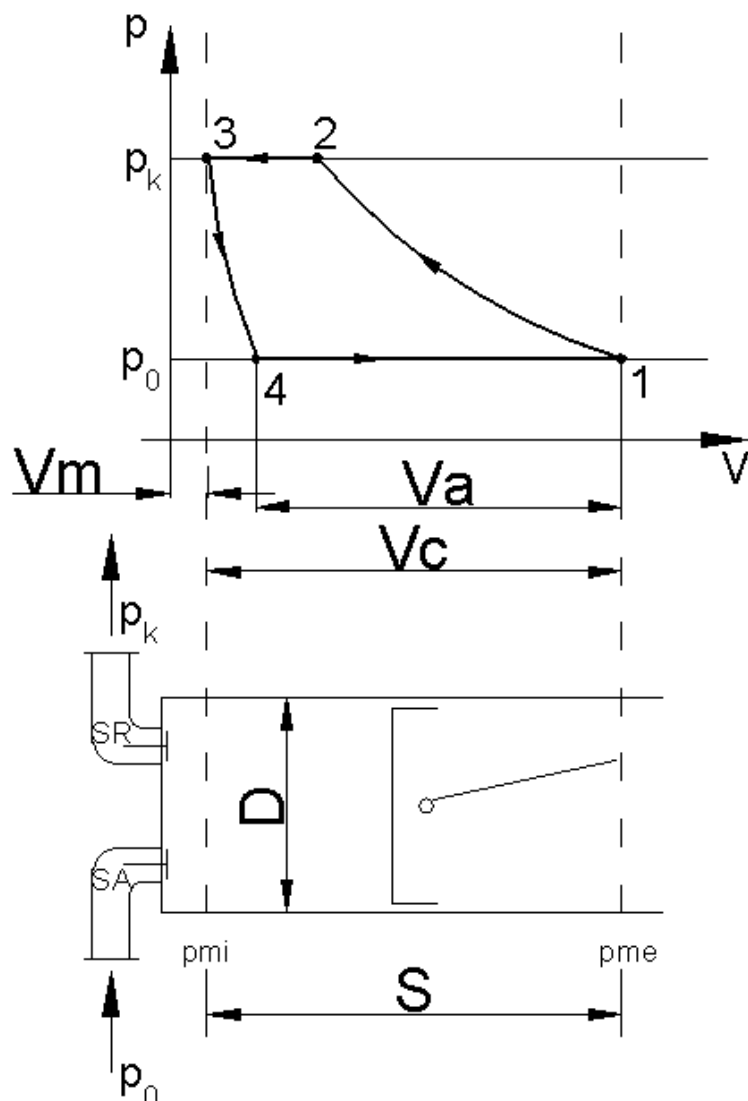


Fig. 1. Schema principală de funcționare a compresorului cu piston

Mărimile caracteristice ale geometriei compresorului cu piston sunt:

D – diametrul pistonului;

S – cursa pistonului, care se realizează între punctul mort interior (p.m.i.) și punctul mort exterior (p.m.e.), în ambele sensuri.

Volumele caracteristice compresorului cu piston sunt:

V_c – volumul cursei, descris de piston între p.m.i. și p.m.e.;

V_m – volumul spațiului mort, dintre pistonul aflat în p.m.i., pereții cilindrului și blocul supapelor;

V_{cil} – volumul cilindrului:

$$V_{cil} = V_c + V_m \quad (1)$$

Presiunile între care se realizează funcționarea compresoarelor frigorifice sunt:

p₀ – presiunea de aspirație, care pentru instalație este presiunea de vaporizare;

p_k – presiunea de refulare, care pentru instalație este presiunea de condensare.

Funcționarea compresorului, este influențată atât de caracteristicile constructive, cât și de parametrii funcționali ai acestuia. Astfel, mărimea spațiului mort și nivelul presiunilor de aspirație, respectiv refulare, influențează valoarea volumului V_a de vapori efectiv aspirați în timpul cursei pistonului între p.m.i. și p.m.e., denumită cursă de aspirație.

Supapele de aspirație SA și de refulare SR, se deschid în funcție de diferența dintre presiunea din cilindru și cea de pe conducta de aspirație, respectiv de refulare. Teoretic, atunci când presiunea din cilindru devine egală cu cea din conducta de refulare, se deschide SR, iar când presiunea din cilindru devine egală cu cea din conducta de aspirație, se deschide SA. În rest, supapele sunt închise.

Raportul dintre volumul spațiului mort și volumul descris de cursa pistonului, este o mărime caracteristică pentru geometria compresorului și a fost denumit spațiu mort relativ m_0 , fiind o mărime adimensională și având valori uzuale în intervalul (3...8)% din volumul cursei V_c .

$$m_0 = \frac{V_m}{V_c} \quad (2)$$

Raportul dintre volumul V_a de vapori efectiv aspirați în timpul cursei de aspirație și volumul cursei pistonului V_c , reprezintă un parametru funcțional al compresorului, denumit coeficient de debit, sau uneori randament volumetric, notat cu λ .

$$\lambda = \frac{V_a}{V_c} \quad (3)$$

Valoarea coeficientului de debit, este influențată nu numai de mărimea spațiului mort, ci și de condițiile de lucru ale compresorului, adică de presiunile de refulare, respectiv de aspirație. În figura 2 este prezentată variația volumului V_a de vapori efectiv aspirați de compresor, cu creșterea presiunii de condensare p_k , iar în figura 3, este prezentată variația volumului V_a de vapori efectiv aspirați de compresor, cu scăderea presiunii de aspirație p_0 .

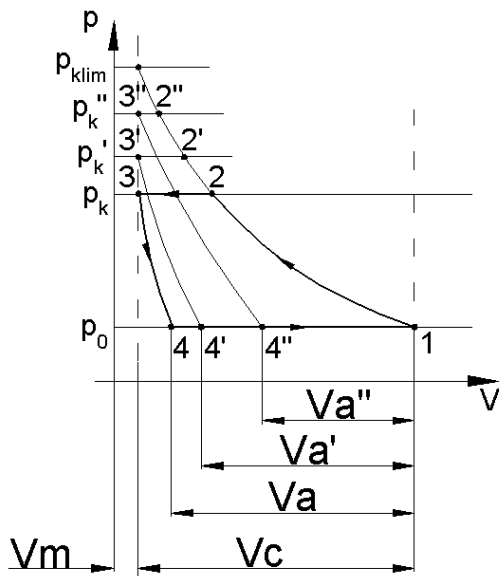


Fig. 2. Influența pres. de refulare (condensare), asupra volumul de vapori efectiv aspirați

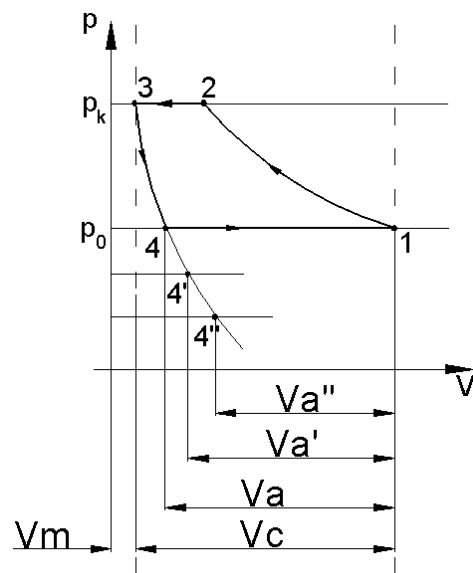


Fig. 3. Influența pres. de aspirație (vaporizare), asupra volumul de vapori efectiv aspirați

Se observă că orice creștere a presiunii de condensare, respectiv orice scădere a presiunii de vaporizare, are ca efect reducerea volumului de vapori efectiv aspirați.

În figura 4 este evidențiată influența presiunilor de vaporizare p_0 și condensare p_k , asupra lucrului mecanic pe care îl absoarbe compresorul în timpul funcționării:

$$l = h_B - h_A \quad (4)$$

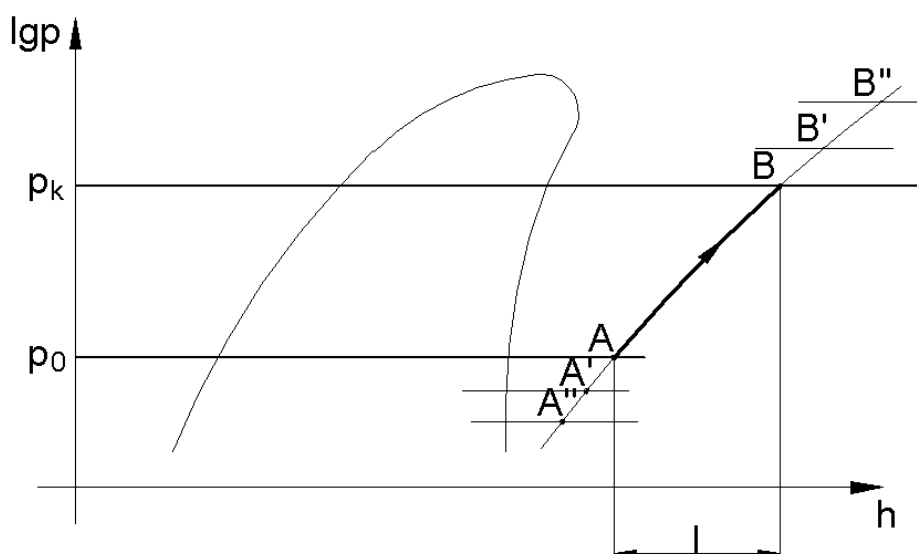


Fig. 4. Influența presiunilor de vaporizare și condensare, asupra lucrului mecanic, reprezentată în diagrama $lg p-h$

Creșterea raportului de comprimare p_k/p_0 indiferent dacă este datorată măririi presiunii de condensare, sau micșorării presiunii de vaporizare, conduce la creșterea lucrului mecanic necesar funcționării compresorului.

Puterea necesară funcționării compresorului, se calculează cu relația:

$$P = \dot{m} \cdot l \quad (5)$$

unde \dot{m} reprezintă debitul masic de agent frigorific, vehiculat de compresor.

Puterea frigorifică este de asemenea influențată de condițiile de lucru ale compresorului, astfel se evidențiază o pierdere de putere frigorifică de 3...5%, pentru 1°C de scădere a temperaturii de vaporizare și o pierdere de cca. 1%, pentru 1°C de creștere a temperaturii de condensare.

Calculul coeficientului de debit al compresorului cu piston

Funcționarea în condiții reale a unui compresor cu piston, este prezentată în diagrama indicată, din figura 5.

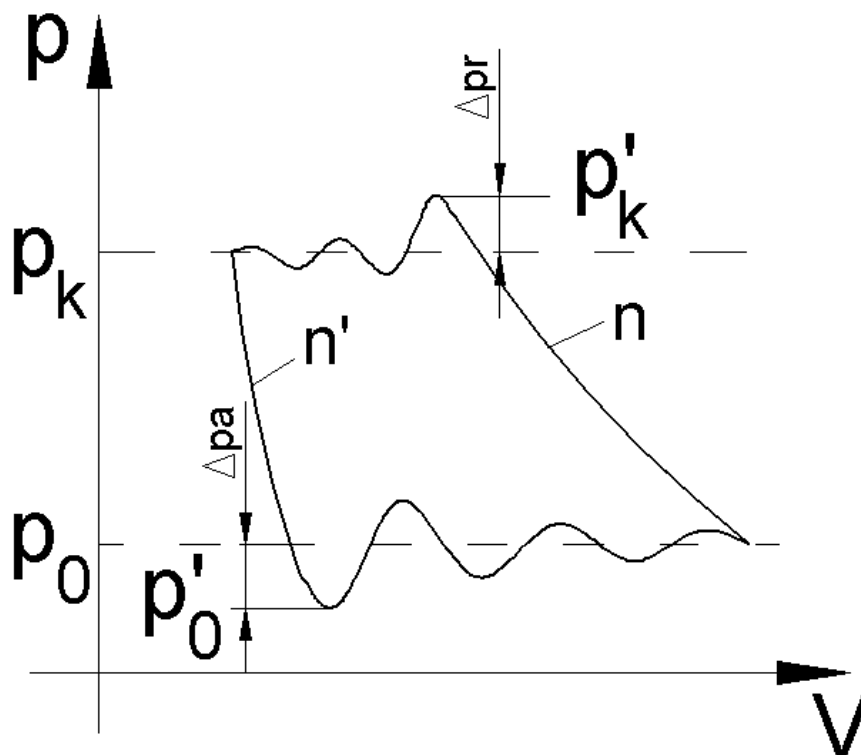


Fig. 5. Diagrama reală de funcționare a unui compresor cu piston

Datorită întârzierii deschiderii supapei de refulare, comprimarea se realizează până la o presiune ceva mai mare decât presiunea de condensare:

$$p_{k'} = p_k + \Delta p_r \quad (6)$$

unde:

- Δp_r reprezintă creșterea presiunii înainte de începerea efectivă a procesului de refulare:

pentru amoniac $\Delta p_r = (0,05 \dots 0,07) \cdot p_k$;

pentru freoni $\Delta p_r = (0,1 \dots 0,15) \cdot p_k$;

Datorită întârzierii deschiderii supapei de aspirație, destinderea se realizează până la o presiune ceva mai redusă decât presiunea de vaporizare:

$$p_{0'} = p_0 - \Delta p_a \quad (7)$$

unde:

- Δp_a reprezintă scăderea presiunii înainte de începerea efectivă a procesului de aspirație:

pentru amoniac $\Delta p_a = (0,03 \dots 0,05) \cdot p_0$;

pentru freoni $\Delta p_a = (0,07 \dots 0,1) \cdot p_0$;

- n și n' reprezintă indicii transformărilor politropice de comprimare, respectiv destindere.

Coefficientul de debit, sau randamentul volumetric al compresorului cu piston, depinde și de alți factori, în afară de valoarea spațiului mort V_m , sau a spațiului mort relativ m_0 . Din punct de vedere matematic, valoarea acestei mărimi, poate fi definită printr-un produs de patru coeficienți parțiali de debit, având fiecare în parte câte o semnificație fizică bine definită:

$$\lambda = \lambda_1 \cdot \lambda_2 \cdot \lambda_3 \cdot \lambda_4 \quad (8)$$

unde:

λ_1 - reprezintă coeficientul de debit, datorat existenței spațiului mort;

λ_2 - reprezintă coeficientul de debit datorat pierderilor de presiune prin laminarea în supapele de aspirație;

λ_3 - reprezintă coeficientul de debit datorat încălzirii la aspirație;

λ_4 - reprezintă coeficientul de debit datorat pierderilor prin neetanșeități.

Coefficientul de debit datorat existenței spațiului mort λ_1 , poate fi calculat cu relația:

$$\lambda_1 = 1 - m_0 \cdot \left[\left(\frac{P_{k'}}{P_0} \right)^{1/n'} - 1 \right] \quad (9)$$

în care s-au utilizat notațiile din figura 5 și unde:

m_0 este spațiul mort relativ având valori uzuale $m_0 = 0,03 \dots 0,08$;

n' este indicele transformării politropice de destindere având uzual valorile:

pentru amoniac $n' = 1,1$

pentru freoni $n' = 1,08$

Coefficientul de debit datorat pierderilor de presiune prin laminarea în supapele de aspirație λ_2 , poate fi calculat cu relația:

$$\lambda_2 = \frac{P_{0'}}{P_0} = \frac{P_0 - \Delta P_a}{P_0} \quad (10)$$

Coefficientul de debit datorat încălzirii la aspirație, are uzual valori $\lambda_3 = 0,9 \dots 0,95$

Coefficientul de debit datorat pierderilor prin neetanșeități, are uzual valori $\lambda_4 = 0,95 \dots 0,98$

Producătorii de compresoare, indică de obicei în cărțile tehnice ale acestora, diagrame de variație a coeficientului de debit, în funcție de valoarea raportului de comprimare și de natura agentului frigorific, de tipul celei prezentate în figura 6.

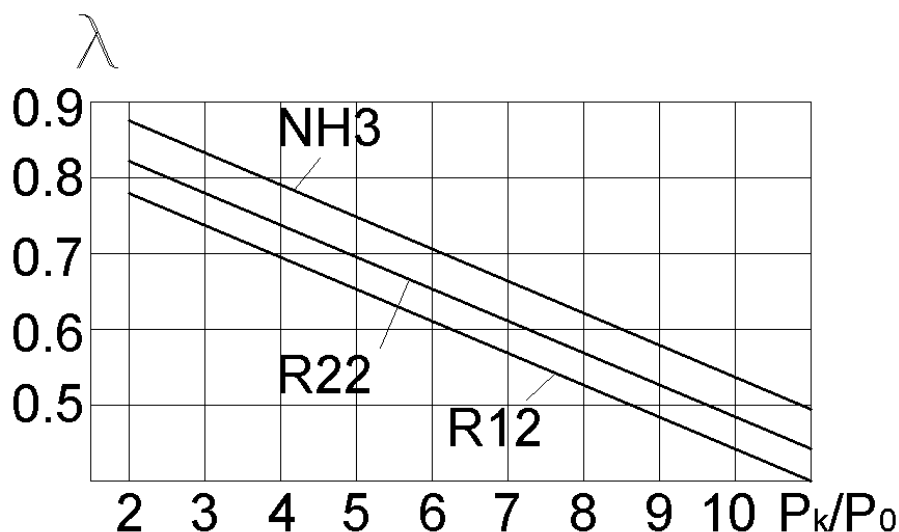


Fig. 6. Diagrama de variație a coeficientului de debit, în funcție de raportul de comprimare și de natura agentului frigorific

Cunoscând debitul masic de agent frigorific \dot{m} , pe care trebuie să îl vehiculeze prin instalație compresorul, și parametrii termodinamici ai agentului frigorific în starea de aspirație, se poate calcula debitul volumic efectiv \dot{V}_a pe care trebuie să îl aspire compresorul:

$$\dot{V}_a = \dot{m} \cdot v_{as} \quad (11)$$

unde v_{as} reprezintă volumul specific în starea de aspirație.

Calculul debitului volumic teoretic al compresorului cu piston

Debitul volumic teoretic \dot{V}_t , pe care trebuie să îl descrie pistoanele compresorului, se poate determina cu relația:

$$\dot{V}_t = \frac{\dot{V}_a}{\lambda} \quad (12)$$

Debitul volumic teoretic al compresorului, reprezintă un parametru de alegere a compresoarelor. Astfel, la alegerea unui compresor din cataloage, acesta trebuie să asigure un debit volumic teoretic cel puțin egal cu valoarea calculată a acestui parametru.

În cazul unui compresor cu piston existent, pentru care se cunosc parametrii constructivi, poate fi calculat debitul volumic teoretic, cu ajutorul unui algoritm simplu, care presupune determinarea succesivă a următorilor parametrii:

Volumul cursei unui piston V_{cl} :

$$V_{cl} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S \quad (13)$$

Volumul descris de toate pistoanele, la o rotație completă a arborelui cotit V_c :

$$V_c = V_{cl} \cdot i = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S \cdot i \quad (14)$$

unde i este numărul de cilindrii.

Debitul volumic teoretic \dot{V}_t :

$$\dot{V}_t = V_c \cdot \frac{n_r}{60} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S \cdot i \cdot \frac{n_r}{60} \quad (15)$$

unde n_r este turația arborelui cotit, exprimată în rot/min, iar valorile uzuale ale turației compresoarelor cu piston, se încadrează în intervalul $n_r = 700 \dots 3000$ rot/min.

Cunoscând raportul dintre cursa pistoanelor S și diametrul acestora D , cu ajutorul relației 15 se poate determina diametrul pistoanelor astfel încât compresorul să asigure o anumită valoare impusă a debitului volumic teoretic. Pentru a menține viteza vaporilor la trecerea acestora prin supape, într-un domeniu de valori convenabile, în practică se realizează rapoarte $D/S = 1,3 \dots 1,4$.

Randamentul izentropic

Procesul real de comprimare, nu este adiabatic, deoarece chiar dacă viteza de desfășurare a acestuia este mare, procesul este însoțit de pierderi datorate ireversibilităților interne și externe.

Ireversibilitățile interne sunt reprezentate de frecări, turbionări, omogenizări, etc., iar ireversibilitățile externe sunt reprezentate de procesele de transfer termic, realizat în cilindrii, între agentul frigorific și pereții cilindrilor (la începutul comprimării agentul este rece și preia căldură de la cilindrii, iar la sfârșitul comprimării agentul este cald și încălzește cilindrii).

Datorită acestor ireversibilități, în procesul real de comprimare entropia crește, așa cum se observă în figura 7.

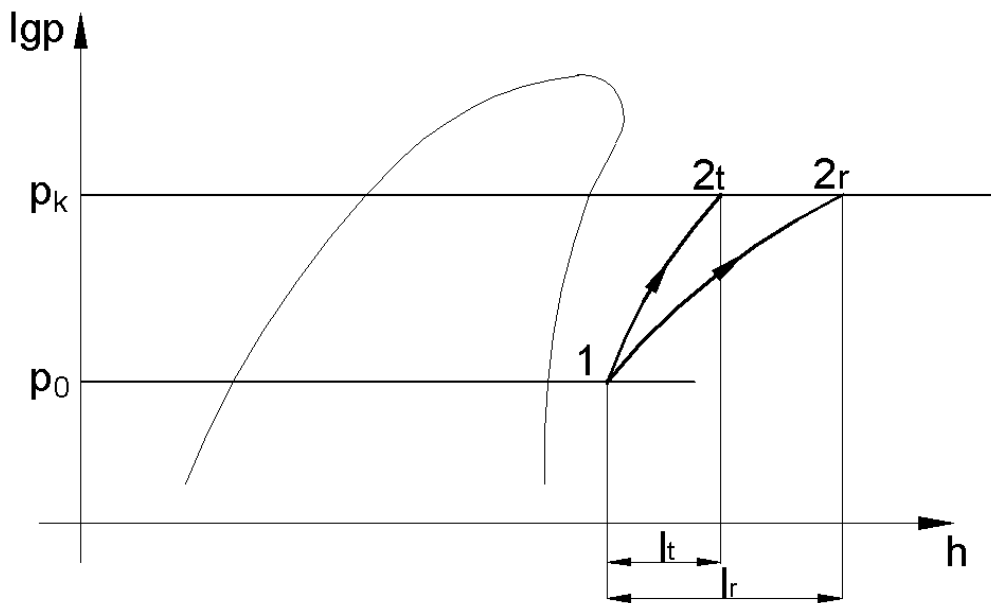


Fig. 7. Reprezentarea procesului de comprimare adiabetic și real, în diagrama lg p-h

Având în vedere că ireversibilitățile menționate anterior, duc la creșterea lucrului mecanic necesar funcționării compresorului, pentru a se putea acoperi pierderile menționate, se poate defini **randamentul izentropic al comprimării** η_s :

În prealabil, se calculează *lucrul mecanic necesar funcționării teoretice* (izentropice) l_t :

$$l_t = h_{2t} - h_1 \quad (16)$$

și *lucrul mecanic necesar funcționării reale* l_r :

$$l_r = h_{2r} - h_1 \quad (17)$$

Randamentul izentropic, η_s se poate calcula cu relația:

$$\eta_s = \frac{l_t}{l_r} = \frac{h_{2t} - h_1}{h_{2r} - h_1} \quad (18)$$

Valorile uzuale ale randamentului izentropic sunt $\eta_s = 0,6 \dots 0,8$.

Cunoscând valoarea randamentului izentropic al comprimării, se poate determina valoarea entalpiei la sfârșitul procesului real de comprimare:

$$h_{2r} = h_1 + \frac{h_{2t} - h_1}{\eta_s} = h_1 + \frac{l_t}{\eta_s} \quad (19)$$

Putearea teoretică P_t , necesară pentru funcționarea compresorului, în condiții teoretice, se poate calcula cu relația:

$$P_t = \dot{m} \cdot l_t \quad (20)$$

unde \dot{m} reprezintă debitul masic vehiculat de compresor.

Putearea reală P_r , necesară pentru funcționarea compresorului, în condiții reale, se poate calcula cu relația:

$$P_r = \dot{m} \cdot l_r = \frac{P_t}{\eta_s} \quad (21)$$

Puterea reală de comprimare, este o mărime de care trebuie să se țină seama la alegerea din cataloage a motorului electric de antrenare a compresorului. Putearea motorului trebuie să fie mai mare decât puterea reală de comprimare. Se va ține seama și de randamentul transmisiei mecanice dintre motor și compresor, în cazul în care compresorul nu este ermetic sau semiermetic, situații în care rotorul motorului electric reprezintă și arborele cotit al compresorului. De asemenea, la alegerea motorului de antrenare a compresorului, se va ține seama și de faptul că la pornire, intensitatea curentului electric absorbit de motor, poate fi până la de 8 ori mai mare decât intensitatea curentului absorbit în timpul funcționării normale.

Intensitatea curentului electric absorbit de motorul electric al compresorului, depinde sensibil de condițiile de lucru. Astfel pentru 1°C de creștere a temperaturii de condensare, se va constata o creștere a intensității curentului electric absorbit cu cca. 3%.

Răcirea compresorului

Având în vedere că în timpul funcționării, compresorul se încălzește, deoarece comprimarea este însoțită de o creștere accentuată a temperaturii agentului frigorific, este necesară răcirea corpului compresorului, pentru a se evita supraîncălzirea acestuia, cu efecte nefavorabile atât asupra procesului de comprimare, cât și asupra ungerii acestuia (la temperaturi ridicate, uleiul de ungere își pierde proprietățile lubrifiante realizându-se cocsificarea acestuia). De regulă compresoarele de puteri frigorifice mici și medii sunt răcite cu aer, iar cele de puteri frigorifice mari sunt răcite cu aer sau apă.

În figura 8 este prezentată schema energetică a unui compresor răcit.

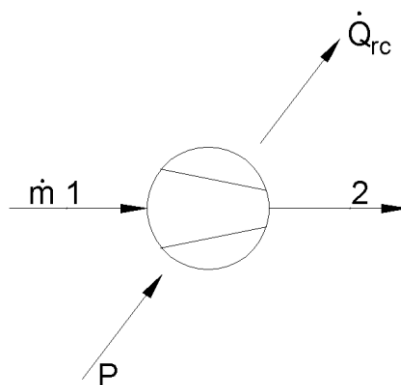


Fig. 8. Schema energetică a unui compresor răcit

Ecuția de bilanț termic, pentru un asemenea compresor, se poate scrie sub forma:

$$P - \dot{Q}_{rc} = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (22)$$

unde:

P reprezintă puterea de comprimare;

\dot{Q}_{rc} reprezintă fluxul termic de răcire a compresorului, având valori uzuale:

- pentru compresoare ermetice mici (casnice), în intervalul $\dot{Q}_{rc} = (0,7...0,75)P$;
- pentru compresoare semiermetice mici, în intervalul $\dot{Q}_{rc} = (0,1...0,15)P$;
- pentru compresoare semiermetice mari, în intervalul $\dot{Q}_{rc} = (0,05...0,15)P$;

Ca efect al procesului de răcire, se va constata o reducere a entalpiei agentului frigorific, la ieșirea din compresor, așa cum se observă în figura 9, unde 2_{rc} reprezintă starea de ieșire a agentului frigorific din compresor, în cazul unui compresor răcit.

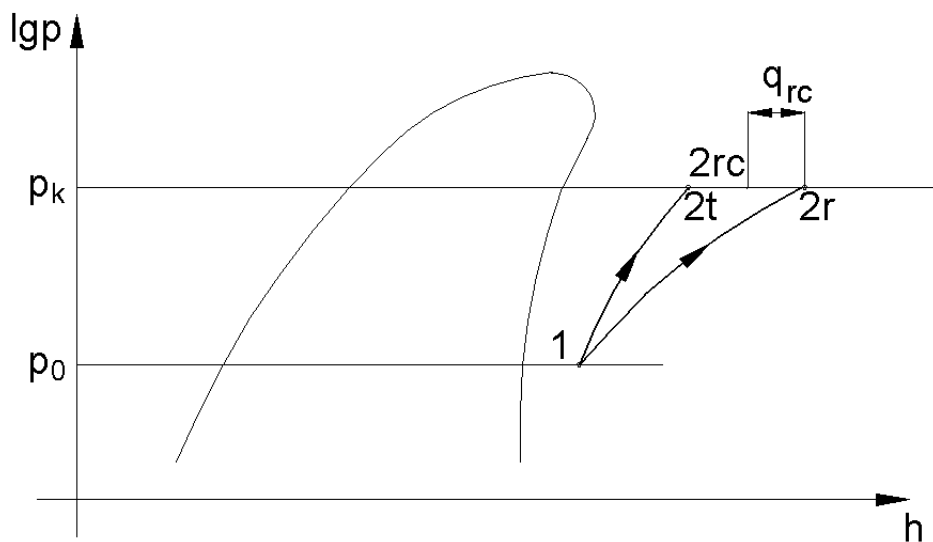


Fig. 9. Reprezentarea efectelor procesului de răcire a compresorului, în diagrama $lg p-h$

În momentul pornirii compresorului, deoarece intensitatea curentului electric absorbit, așa cum s-a arătat anterior, poate să crească de până la 8 ori față de valoarea nominală, căldura degajată de motor, care depinde de pătratul intensității curentului electric absorbit, la pornire, poate fi de până la 64 de ori mai mare decât cea nominală.

Domeniul de funcționare al compresoarelor

O mare importanță pentru selecția din cataloage a compresoarelor, este prezentată de domeniul de funcționare al acestora.

Unele compresoare au construcția optimizată pentru a funcționa la temperaturi de vaporizare scăzute fiind destinate preponderent instalațiilor frigorifice industriale, iar altele au construcția optimizată pentru a funcționa la temperaturi de condensare ridicate fiind destinate preponderent pompelor de căldură. Există și compresoare care pot funcționa în mai multe tipuri de aplicații.

În figura 10 este prezentat domeniul de funcționare al unui compresor Scroll pentru R134a, destinat utilizării în instalații frigorifice industriale. Pe axa absciselor (Ox) sunt prezentate temperaturile de vaporizare, iar pe axa ordonatelor (Oy) sunt prezentate temperaturile de condensare. Dreptele orizontale (de culoare neagră) reprezintă valorile temperaturilor de condensare minimă admisă și maximă admisă. Celelalte laturi ale poligonului, care delimitează domeniul posibil de funcționare a compresorului, reprezintă valorile temperaturilor de vaporizare minimă admisă (pentru o anumită valoare a temperaturii de aspirație) și maximă admisă. Diagrama prezentată are trasată temperatura de vaporizare minimă admisă, pentru o temperatură de aspirație de 25°C.

Aceste diagrame poartă și denumirea de “anvelopă” a compresorului.

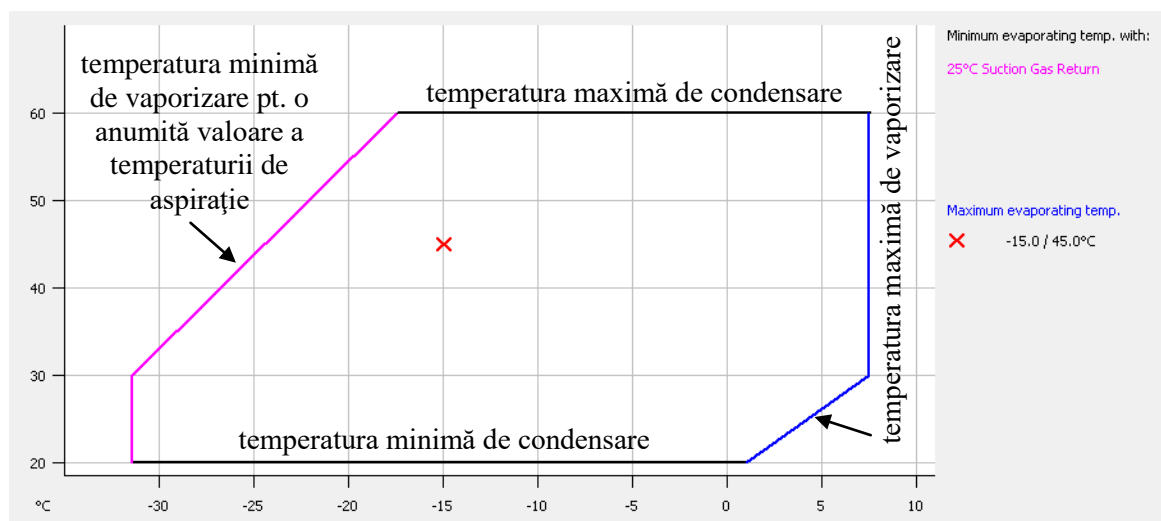


Fig. 10. Domeniul de funcționare al unui compresor Scroll pentru R134a destinat utilizării în instalații frigorifice industriale

Punctul de funcționare indicat pe diagramă, corespunde unei temperaturi de condensare de 45°C, unei temperaturi de vaporizare de -15°C și unei temperaturi de aspirație de 25°C.

Analizând domeniul de funcționare al compresorului, se observă că acesta ar putea fi utilizat și în aplicații de climatizare, unde temperatura de vaporizare este mai ridicată și chiar în unele aplicații de pompe de căldură, dacă temperatura de condensare nu depășește 60°C.

În figura 11 este prezentat domeniul de funcționare al unui compresor Scroll pentru R134a, destinat utilizării în pompe de căldură.

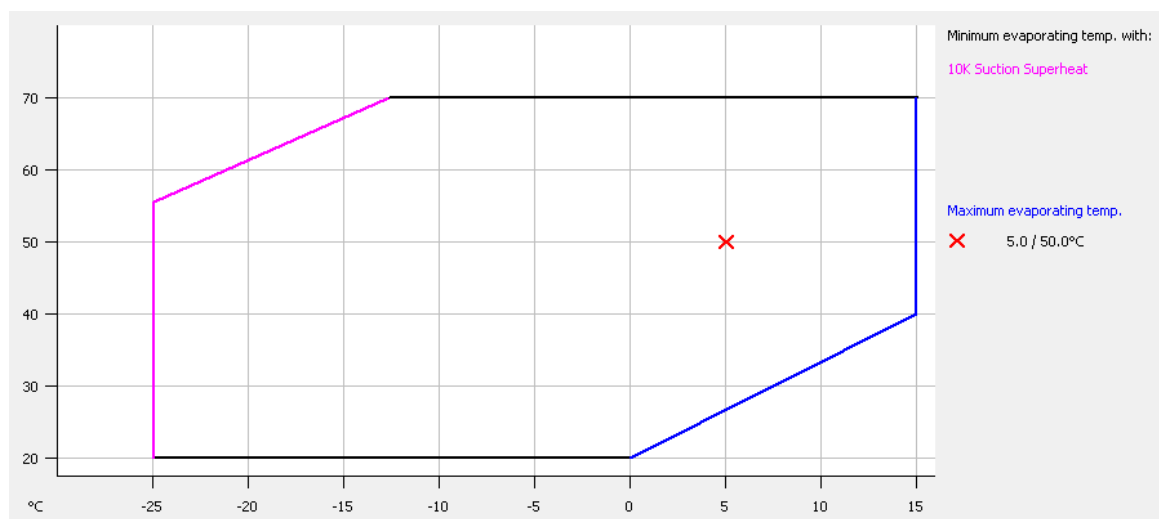


Fig. 11. Domeniul de funcționare al unui compresor Scroll pentru R134a destinat utilizării în pompe de căldură

Punctul de funcționare indicat pe diagramă, corespunde unei temperaturi de condensare de 50°C, unei temperaturi de vaporizare de 5°C și unui grad de supraîncălzire la aspirație de 10°C.

Analizând domeniul de funcționare al compresorului, se observă că acesta ar putea fi utilizat și în aplicații de climatizare, unde temperatura de vaporizare este mai scăzută și chiar în unele aplicații de frig industrial.

Probleme manifestate la pornirea compresoarelor și la porniri repetate după intervale de timp scurte

Principala problemă a ciclurilor scurte de funcționare a compresoarelor, este că în momentul pornirii, când solicitările mecanice sunt foarte mari, ungerea este defectuoasă, ceea ce contribuie la producerea unor uzuri mecanice importante ale compresoarelor.

La fiecare oprire, uleiul care servește la ungerea organelor mobile ale compresorului, are tendința de a se reîntoarce gravitațional în carter, părăsind zonele pe care le lubrificiază în timpul funcționării normale. La pornire, uleiul nu poate ajunge instantaneu în zonele care trebuie lubrifiate. Pompa de ulei are nevoie de un anumit timp pentru a se amorsa și nu asigură debitul complet decât la sfârșitul perioadei de pornire, atunci când compresorul atinge turația nominală.

În aceste condiții, este evident că tocmai la pornire, când se produce o foarte puternică solicitare mecanică, determinată de accelerarea prin creșterea rapidă a turației motorului, de la zero până la valoarea nominală, lubrifierea pieselor în mișcare relativă, este defectuoasă.

Simultan, scăderea bruscă a presiunii din carter, în momentul pornirii, provoacă o degazare intensă a uleiului, dacă există chiar cea mai redusă urmă de agent frigorific lichid în carterul compresorului. Datorită amestecului dintre agentul frigorific și uleiul de ungere, se produce o spumare excesivă, provocând o reducere masivă a cantității de ulei disponibile pentru ungere, ceea ce defavorizează amorsarea pompei și prelungește astfel durata de funcționare "uscată" a compresorului.

Analizând modul de pornire a compresoarelor frigorifice, se constată că sunt întrunite toate condițiile pentru a se produce, în aceste momente, uzuri mecanice premature. *Se estimează că aproximativ 80% din uzura mecanică a compresoarelor se produce în perioadele de pornire.*

În afară de problemele mecanice, prezentate anterior, se ridică și o problemă electrică la compresoarele ermetice sau semiermetice, care au cu motorul electric încorporat în carter. Motoarele electrice se încălzesc proporțional cu pătratul intensității curentului absorbit:

$$Q = R \cdot I^2 \cdot t \quad (23)$$

La pornirea compresorului, intensitatea curentului electric absorbit de motor, poate să ajungă de aproximativ 8 ori mai mare decât valoarea sa nominală, ceea ce înseamnă că pe durata fiecărei porniri, motorul compresorului se poate încălzi până la de $8 \times 8 = 64$ ori mai mult decât în funcționare normală.

În cazul unei porniri "la rece", această încălzire puternică nu ridică probleme deosebite, deoarece căldura este absorbită de masa metalică a motorului, care prezintă o inerție termică suficient de ridicată.

În cazul ciclurilor scurte de funcționare a compresoarelor, problema se complică, deoarece motorul nu are timp să se răcească, perioadele de oprire fiind prea scurte. Motorul pornește "la cald", iar înfășurările acestuia suportă de fiecare dată o supraîncălzire deloc neglijabilă. Când această încălzire devine critică, singurul element care mai poate proteja motorul, este reprezentat de sistemul protecțiilor interne ale compresorului, care în mod normal, vor funcționa și vor decupla motorul, înainte de a fi prea târziu.

Când un compresor cu motorul electric încorporat în carter, funcționează cu cicluri scurte, repetarea supraîncălzirilor absorbite la fiecare pornire, determină o încălzire semnificativă, care riscă să provoace fisuri în lacul izolant dintre barele din cupru care constituie statorul motorului electric. Asemenea fisuri pot genera și scurtcircuite între spirele alăturate ale statorului, ceea ce poate provoca "prăjirea" motorului electric. Cele mai multe "prăjiri" ale bobinajelor compresoarelor cu motor electric încorporat în carter, se produc la pornire.