OPTIMIZAREA PIERDERILOR DE PRESIUNE ALE COMPRESOARELOR PE BAZA METODEI TERMODINAMICII ÎN TIMP FINIT

Ş.l. dr. ing. Elena Eugenia VASILESCU

UNIVERSITATEA POLITEHNICA Bucureşti

Abstract. *There are three principal direction of development of the researches in the finite time thermodynamics field. Optimization models applied to the systems with the functioning based on the direct thermodynamic cycles represent the first. These models use finite temperature differences as optimizable variables and indicate the difference between the maximum power generation (optimum entropy generation) and the maximum economy functioning (with minimum entropy generation). The second direction includes optimization methods applied both on the systems with direct and inverse thermodynamic cycles with a superposition of the maximum power generation and minimum entropy generation. At last, the third direction has as object of study the optimization of the pressure losses in the thermo-machines (internal combustion motor, turbines, and compressors). In this direction, our paper presents an original model of optimization applied to the compressors. With an imposed rate flow, it is possible to optimize the design of the suction and discharge line (that influence directly the values of the gasdynamic pressure losses) in order to obtain maximum performances.*

1. OBIECTIVE PROPUSE

Cele mai noi teorii ale termodinamicii în timp finit dezvoltate de către profesorul Radcenco (1994) analizează problema pierderilor de presiune în sistemul de distribuţie al compresoarelor [1]. Aceste pierderi influenţează în mod direct valoarea puterii de comprimare transmisă de maşină gazului comprimat. În concordanţă cu această teorie, debitul masic de gaz care traversează rezistenţele locale introduse de către supape sau de către orice alt sistem de aspiraţie, respectiv refulare ale unui compresor poate fi exprimat cu relaţia:

$$\dot{m} = k \cdot A \cdot \Delta p^x \qquad (1)$$

în care: k este conductanţa gazodinamică; A - suprafaţa secţiunii de curgere a gazului; Δp - pierderea de presiune în timpul procesului de aspiraţie, respectiv refulare. Precizând valori cuprinse între 0,5 şi 1 pentru exponentul x, Vs. Radcenco [1] a propus un model original de analiză şi optimizare pentru cazul $x = 1$.

În articolul de faţă propunem un model original de optimizare a ariilor secţiunilor de curgere din sistemul de distribuţie al compresoarelor, în condiţiile unui debit masic impus. Analiza va conduce la minimizarea consumului de energie al maşinii, în concordanţă cu optimizarea ariilor. Cu o valoare impusă $x = 0{,}5$, debitul masic $\dot{m}$ care traversează sistemul de distribuţie (ecuaţia (1)) poate fi scris sub forma:

$$\dot{m} = K_a \cdot \sqrt{\Delta p_a} = K_r \cdot \sqrt{\Delta p_r} \qquad [\text{kg/s}] \qquad (2)$$

în care :

$$\Delta p_a = p_a - p'_a \qquad [\text{Pa}] \qquad (3)$$

reprezintă diferenţa între presiunea medie p_a de pe conducta de aspiraţie a compresorului şi presiunea medie p'_a din interiorul maşinii în timpul procesului de aspiraţie;

$$\Delta p_r = p'_r - p_r \qquad [\text{Pa}] \qquad (4)$$

reprezintă diferenţa între presiunea medie din compresor p'_r şi cea din conducta de refulare p_r;

K_a şi K_r [$\text{kg}^{1/2}\text{m}^{1/2}$] vor fi numite în continuare „conductanţe gazodinamice" ale sistemului de aspiraţie, respectiv refulare şi vor fi considerate în cadrul analizei ca având valori constante, respectiv K_a = ct. şi K_r = ct.

Raportul de comprimare este dat de relaţia:

$$\beta'_c = p'_r / p'_a = \beta_c \cdot \Psi \qquad (5)$$

cu:

$$\Psi = (1 + \Psi_r) / (1 - \Psi_a) \qquad (6)$$

în care $\Psi_a = \Delta p_a / p_a$ şi $\Psi_r = \Delta p_r / p_r$ reprezintă diferenţele relative de presiune în procesele de aspiraţie, refulare, iar $\beta_c = p_r / p_a$.

În următorul paragraf va fi studiată posibilitatea minimizării coeficientului Ψ precum şi influenţa acestuia asupra performanţelor compresorului.

2. OPTIMIZAREA

Se va arăta în continuare că raportul de comprimare β'_c poate fi minimizat prin intermediul lui Ψ, ceea ce oferă şi posibilitatea minimizării consumului de energie.

2.1. Maşini cu curgere continuă (turbocompresoare)

Modelarea proceselor din turbocompresor a fost efectuată în următoarele ipoteze simplificatoare (fig.1):

- analiza include numai pierderile de presiune din camerele de aspiraţie şi de refulare; au fost neglijate pierderile de presiune din interiorul compresorului (de la intrarea în primul rotor până la ieşirea din camera spirală), aşa încât comprimarea pe acest traseu este adiabată de entropie constantă (1'-2');

- presiunea în conducta de aspirație, respectiv refulare are valori constante p_a și p_r;
- presiunea în prima secțiune (intrarea în primul rotor), respectiv în ultima secțiune (ieșirea din camera spirală) a turbocompresorului are valori constante $p'_a < p_a$ și $p'_r > p_r$;
- variația temperaturii în procesele de aspirație, respectiv refulare este neglijabilă;
- micșorarea presiunii cauzată de rezistența gazodinamică pe traseul de aspirație respectiv refulare se produce la temperatură și entalpie constantă (ipoteza gazului ideal) și este reprezentată în diagrama *T-s* prin procesele: (1-1') la aspirație și (2'-2) la refulare;
- pierderile de masă sunt neglijabile.

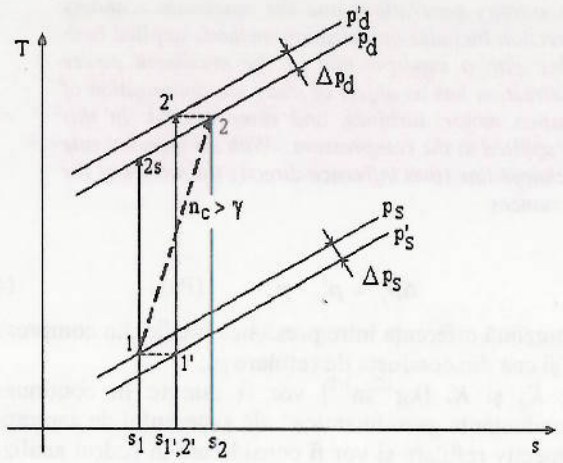

Fig. 1. Modelarea termodinamică a proceselor din turbocompresor.

Debitul masic poate fi exprimat cu ajutorul ecuației (2) puse în altă formă, respectiv:

$$\dot{m} = K_a \cdot \sqrt{p_a} \cdot \sqrt{\Psi_a} = K_r \cdot \sqrt{p_r} \cdot \sqrt{\Psi_r} \qquad (7)$$

ceea ce conduce la observația că la valori infinite ale conductanțelor $K_a \to \infty$ și $K_r \to \infty$ nu mai apar pierderi de presiune $\Psi_a \to 0$ și $\Psi_r \to 0$, și mașina ar funcționa în condiții ideale cu un consum energetic minim, ideal, dat de relația:

$$w \to |w_{ideal}| = RT_a \cdot [k/(k-1)] \cdot \left[\beta_c^{(k-1)/k} - 1\right] \qquad (8)$$

În condiții reale de funcționare însă, conductanțele gazodinamice au valori finite, iar lucrul mecanic consumat pentru comprimarea unui kilogram de gaz va fi:

$$\begin{aligned} |w_c| &= RT_a \cdot [k/(k-1)] \cdot \left[\beta'^{(k-1)/k}_c - 1\right] = \\ &= RT_a \cdot [k/(k-1)] \cdot \left[(\Psi\beta_c)^{(k-1)/k} - 1\right] = \\ &= RT_a \cdot [n_c/(n_c-1)] \cdot \left[\beta_c^{(n_c-1)/n_c} - 1\right] \end{aligned} \qquad (9)$$

Cu Ψ_r și Ψ_a din (7) introduse în (6), se va obține coeficientul de corecție al raportului de comprimare ca o funcție de conductanțele gazodinamice:

$$\Psi(K_a, K_r) = \frac{1 + (1/p_r) \cdot (\dot{m}/K_r)^2}{1 - (1/p_a) \cdot (\dot{m}/K_a)^2} \qquad (10)$$

Atunci când $K_a \to \infty$ și $K_r \to \infty$ (respectiv $\Psi_a \to 0$ și $\Psi_r \to 0$), funcția $\Psi(K_a, K_r) \to 1$. Condiția de dimensiune finită a conductanțelor poate fi pusă într-o ecuație matematică sub forma: $K = K_a + K_r$ în care K reprezintă conductanța gazodinamică totală (atât pe traseul de aspirație cât și pe cel de refulare), valoarea ei fiind funcție de construcția turbocompresorului. Funcția de două variabile poate fi redusă la una de o singură variabilă cu ajutorul formulei $K_r(K_a) = K - K_a$ și impunând o valoare constantă lui K.

Rezultă:

$$\Psi(K_a) = \frac{1 + (1/p_r) \cdot \left(\dot{m}/(K - K_r)\right)^2}{1 - (1/p_a)\left(\dot{m}/K_a\right)^2} \qquad (11)$$

Această funcție admite două asimptote verticale, respectiv $\Psi(K_a) \to \infty$ atunci când $K_{a1} = \dot{m}/\sqrt{p_a}$ și $K_{a2} = K$ ceea ce implică posibilitatea existenței unei valori minime în domeniul $K_{as} \in (K_{a1}, K_{a2})$.

Confimarea în această direcție este dată de reprezentarea grafică din fig. 2, obținută prin rezolvarea numerică a problemei, utilizând ca date de intrare: $K = 0{,}03$ kg$^{1/2}$m$^{1/2}$, $p_a = 1 \cdot 10^5$ Pa, $p_r = 3 \cdot 10^5$ Pa, ($\beta_c = p_r / p_a = 3$), $\dot{m} = 1$ kg/s,

Concluzii

Fig. 2 arată existența unei valori minime $\Psi_{min} = 1{,}056$ la o valoare optimă a variabilei $K_a^{opt} = 0{,}018$ kg$^{1/2}$m$^{1/2}$. Aceasta implică o valoare minimă a raportului de comprimare precum și o valoare minimă a lucrului mecanic specific consumat (8) care poate fi atinsă atunci când construcția sistemului de distribuție respectă dimensiunile optime $K_r^{opt} = K - K_a^{opt} = 0{,}012$ kg$^{1/2}$m$^{1/2}$ la o conductanță totală $K = 0{,}03$ kg$^{1/2}$m$^{1/2}$. Diferența relativă de presiune pe traseul de aspirație are o valoare optimă $\Psi_a^{opt} = 0{,}032$ iar cea de pe traseul de refulare $\Psi_r^{opt} = 0{,}022$.

Fig. 3 arată existența unei valori minime a lucrului mecanic specific consumat (1'-2'), respectiv $|l_{c\,min}| = 33{,}040$ kJ/kg dar mai mare oricum decât cea ideală (1-2), respectiv $|l_{c_{ideal}}| = 31{,}350$ kJ/kg. Procesul real de comprimare poate fi considerat politropic, cu exponent $n_c(\Psi) > k$ (k fiind exponentul adiabatic al gazului). Exponentul politrop $n_c(\Psi)$ calculat prin rezolvarea numerică a ecuației (11) are o valoare minimă $n_{c\,min} = n_c(\Psi_{min}) = 1{,}32$ așa cum se observă în fig. 4.

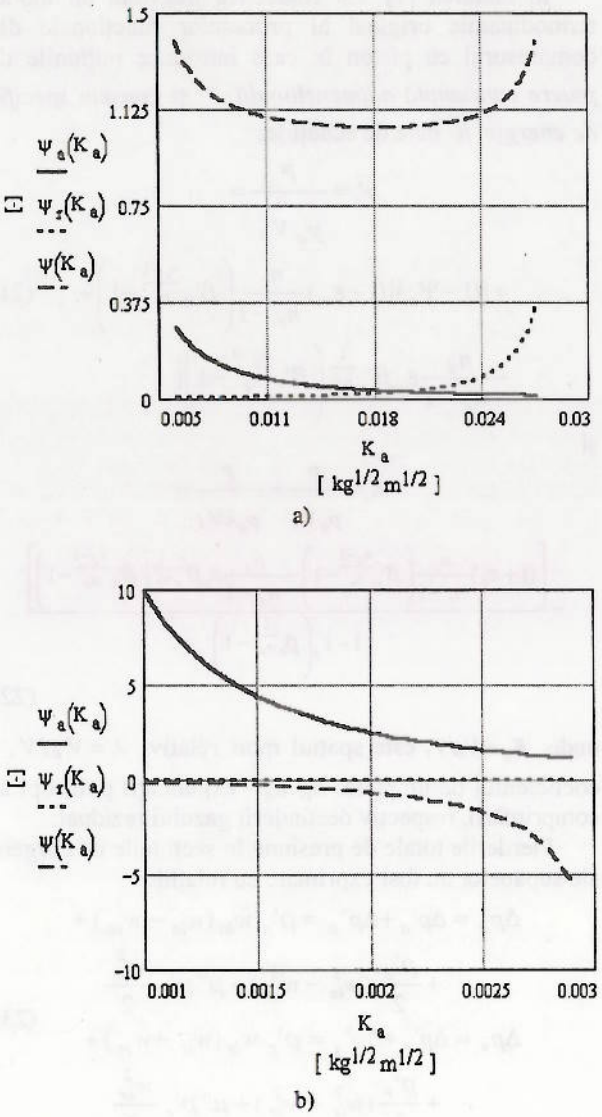

Fig. 2. Funcţiile $\Psi_s(A_s), \Psi_d(A_s), \Psi(A_s)$:
a) domeniu incompatibil fizic; b) domeniu compatibil fizic.

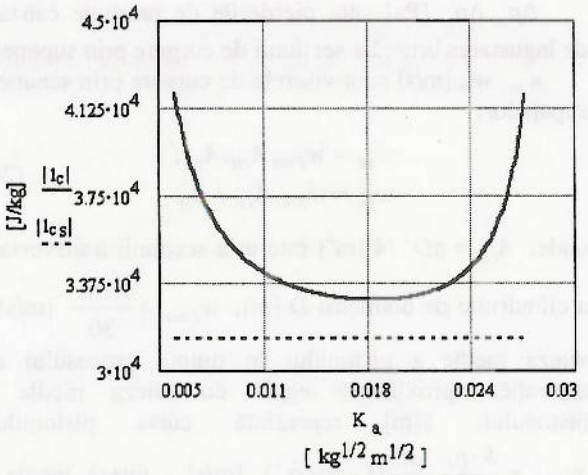

Fig. 3. Lucrul mecanic specific consumat.

Randamentul politropic dat de ecuaţia:

$$\eta_{pol}(\Psi) = \left(\frac{n_c(\Psi)}{n_c(\Psi)-1}\right) \Big/ \left(\frac{k}{k-1}\right) \quad (12)$$

are o valoare maximă (fig. 5) care este $\eta_{pol\,max} = \eta_{pol}(\Psi_{min}) = 0{,}62$.

Graficele din fig. 3, 4 şi 5 au fost trasate pentru vapori supraîncălziţi de R22, cu o temperatură de aspiraţie $T_a = 273$ K, exponent adiabatic $k = 1{,}177$, masă molară $M = 86{,}48$ kg/kmol şi constantă masică individuală $R = 8314{,}3/86{,}48 = 96{,}141$ J/(kg·K).

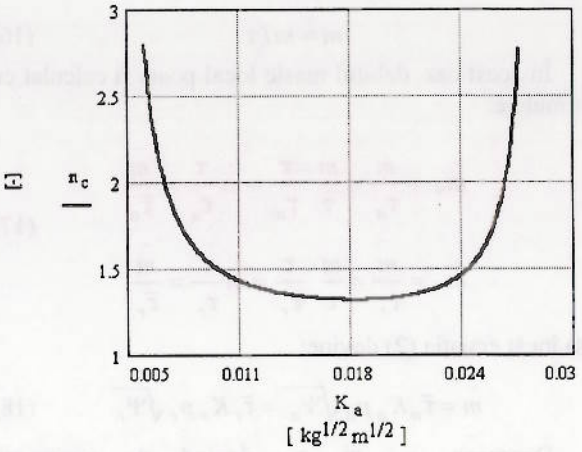

Fig. 4. Exponentul politropic.

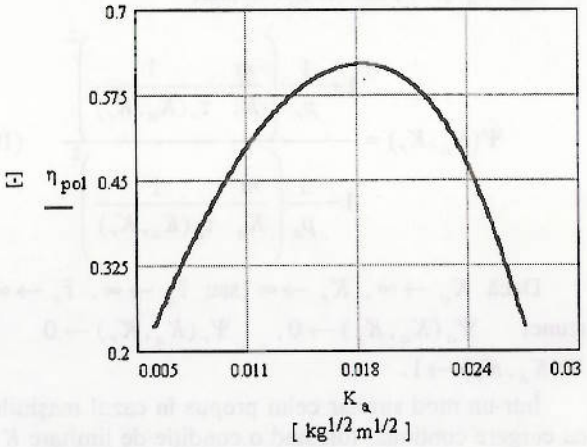

Fig. 5. Randamentul politropic.

2.2. Maşini cu curgere intermitentă (compresoare cu piston)

În cazul compresoarelor cu piston cu mişcare alternativă de translaţie, ecuaţia (2) trebuie scrisă separat pentru fiecare supapă:

$$\dot{m}_a = K_a \cdot \sqrt{p_a} \cdot \sqrt{\Psi_a}; \quad \dot{m}_r = K_r \cdot \sqrt{p_r} \cdot \sqrt{\Psi_r} \quad (13)$$

în care valorile locale ale debitului masic în procesul de aspiraţie, respectiv refulare sunt:

$$\dot{m}_a = m_a / \tau_a; \quad \dot{m}_r = m_r / \tau_r \tag{14}$$

τ_a şi τ_r [s] reprezintă timpii de desfăşurare ai procesului de aspiraţie, respectiv refulare, ale căror valori depind de construcţia maşinii, de turaţie n_r [rot/min] şi de valorile presiunilor de aspiraţie şi de refulare.

Timpul total τ [s] de desfăşurare a unui ciclu complet de funcţionare va fi:

$$\tau = n_r / 60 \tag{15}$$

Deoarece $m_a = m_r = m$ se poate calcula debitul masic global al compresorului:

$$\dot{m} = m / \tau \tag{16}$$

În acest caz, debitul masic local poate fi calculat cu formulele:

$$\dot{m}_a = \frac{m}{\tau_a} = \frac{m}{\tau} \cdot \frac{\tau}{\tau_a} = \dot{m} \frac{\tau}{\tau_a} = \frac{\dot{m}}{\bar{\tau}_a}$$
$$\dot{m}_r = \frac{m}{\tau_r} = \frac{m}{\tau} \cdot \frac{\tau}{\tau_r} = \dot{m} \frac{\tau}{\tau_r} = \frac{\dot{m}}{\bar{\tau}_r} \tag{17}$$

aşa încât ecuaţia (2) devine:

$$\dot{m} = \bar{\tau}_a K_a p_a \sqrt{\Psi_a} = \bar{\tau}_r K_r p_r \sqrt{\Psi_r} \tag{18}$$

Deoarece τ_a şi τ_r depind de geometria compresorului şi de raportul de comprimare $\beta'_c = \beta \cdot \Psi$, vor fi influenţate şi de conductanţele gazodinamice ale supapelor K_a and K_r.

Cu Ψ_a şi Ψ_r din (18) se obţine:

$$\Psi(K_a, K_r) = \frac{1 + \frac{1}{p_r} \cdot \left(\frac{\dot{m}}{K_r} \cdot \frac{1}{\bar{\tau}_r(K_a, K_r)} \right)^2}{1 - \frac{1}{p_a} \left(\frac{\dot{m}}{K_a} \cdot \frac{1}{\bar{\tau}_a(K_a, K_r)} \right)^2} \tag{19}$$

Dacă $K_a \to \infty$, $K_r \to \infty$ sau $\bar{\tau}_a \to \infty$, $\bar{\tau}_r \to \infty$, atunci $\Psi_a(K_a, K_r) \to 0$, $\Psi_r(K_a, K_r) \to 0$ şi $\Psi(K_a, K_r) \to 1$.

Într-un mod similar celui propus în cazul maşinilor cu curgere continuă, folosind o condiţie de limitare $K = K_a + K_r$, devine posibilă minimizarea funcţiei date de relaţia (19). Dacă $K_r = K - K_a$, la o valoare impusă K, coeficientul de corecţie al raportului de comprimare va fi:

$$\Psi(K_a) = \frac{1 + \frac{1}{p_a} \cdot \left(\frac{\dot{m}}{(K - K_a)} \cdot \frac{1}{\bar{\tau}_r(K_a)} \right)^2}{1 - \frac{1}{p_a} \left(\frac{\dot{m}}{K_a} \cdot \frac{1}{\bar{\tau}_a(K_a)} \right)^2} \tag{20}$$

În lucrarea [1] Vs. Radcenco dezvoltă un model termodinamic original al proceselor funcţionale din compresorul cu piston în care introduce noţiunile de *putere consumată adimensională* $\bar{P}$ şi *consum specific de energie* $\bar{K}$ date de ecuaţiile:

$$\bar{P} = \frac{P}{p_a \dot{V}_s} = [(1 - \Psi_a)[(1 + \varepsilon_o) \frac{n_c}{n_c - 1} \left(\beta'^{\frac{n_c - 1}{n_c}}_c - 1 \right) - \frac{n_d}{n_d - 1} \varepsilon_o \beta'^{\frac{1}{n_d}}_c \left(\beta'^{\frac{n_d - 1}{n_d}}_c - 1 \right)] \tag{21}$$

şi

$$\bar{K} = \frac{P}{p_a \dot{V}_a} = \frac{P}{p_a \lambda \dot{V}_s} = \frac{\left[(1 + \varepsilon_o) \frac{n_c}{n_c - 1} \left(\beta'^{\frac{n_c - 1}{n_c}}_c - 1 \right) - \frac{n_d}{n_d - 1} \varepsilon_o \beta'^{\frac{1}{n_d}}_c \left(\beta'^{\frac{n_d - 1}{n_d}}_c - 1 \right) \right]}{1 - \varepsilon_o \left(\beta_c^{\frac{1}{n_d}} - 1 \right)} \tag{22}$$

unde: $\varepsilon_o = V_o / V_s$ este spaţiul mort relativ; $\lambda = \dot{V}_a / \dot{V}_s$ - coeficientul de umplere; n_c, n_d - exponenţii politropi ai comprimării, respectiv destinderii gazului rezidual.

Pierderile totale de presiune în secţiunile de curgere ale supapelor au fost exprimate cu relaţiile:

$$\Delta p_a = \Delta p'_a + \Delta p''_a = \rho'_a w_{la}(w_{la} - w_{sa}) + \frac{\rho'_a}{2}(w_{la}^2 - w_{sa}^2) + \mu'' \rho'_a \frac{w_{sa}^2}{2}$$
$$\Delta p_r = \Delta p'_r + \Delta p''_r = \rho'_r w_{lr}(w_{lr} - w_{sr}) + \frac{\rho'_r}{2}(w_{lr}^2 - w_{sr}^2) + \mu'' \rho'_r \frac{w_{sr}^2}{2} \tag{23}$$

în care apar: ρ'_a, ρ'_r [m³/kg] densitatea gazului în condiţii de aspiraţie p'_a, T_a respectiv de refulare p'_r, T_r;

$\Delta p'_a, \Delta p'_r$ [Pa] sunt pierderile de presiune cauzate de îngustarea bruscă a secţiunii de curgere prin supape;

w_{sa}, w_{sr} [m/s] sunt vitezele de curgere prin scaunele supapelor:

$$w_{sa} = w_{Pma} A_{cil} / A_{sa}; \quad w_{sr} = w_{Pmr} A_{cil} / A_{sr} \tag{24}$$

unde: $A_{cil} = \pi D^2 / 4$ [m²] este aria secţiunii transversale a cilindrului de diametru D [m]; $w_{Pma} = \frac{S \cdot n_r}{30}$ [m/s] - viteza medie a pistonului în timpul procesului de aspiraţie, aproximativ egală cu viteza medie a pistonului; S[m] reprezintă cursa pistonului; $w_{Pmr} = \frac{S \cdot n_r}{60} \cdot \frac{\pi}{\alpha_r}(1 - \cos \alpha_r)$ [m/s] - viteza medie a pistonului în timpul procesului de refulare care se

desfăşoară pe unghiul de rotaţie al arborelui α_r [rad]. Valoarea lui α_r poate fi calculată cu ajutorul formulei care exprimă distanţa între poziţia instantanee a pistonului la începutul procesului de refulare şi punctul mort interior:

$$x = r\left[1-\cos(\alpha_r)+\frac{1}{\lambda_b}\left(1-\sqrt{1-\lambda_b^2\sin^2(\alpha_r)}\right)\right] \tag{25}$$

cu $r = S/2$ [m] şi $\lambda_b = r/b$ raportul între dimensiunea manivelei şi cea a bielei. Pe de altă parte, x poate fi calculat cu ajutorul ecuaţiei comprimării politropice, obţinând:

$$x = (x_o + S)\left(\frac{p_a}{p_r}\frac{1-\Psi_a}{1+\Psi_r}\right)^{\frac{1}{n_c}} - x_o \tag{26}$$

în care x_o [m] reprezintă distanţa între punctul mort interior şi capătul interior al cilindrului (fig. 6).

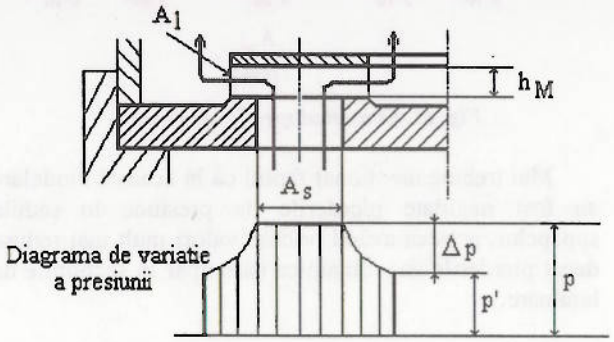

Fig. 6. Variaţia presiunii în supape.

Pentru simplificare, se foloseşte formula aproximativă:

$$x \cong (x_o + S)\left(\frac{p_a}{p_r}\right)^{\frac{1}{n_c}} - x_o \tag{27}$$

$\Delta p_a'', \Delta p_r''$ [Pa] reprezintă pierderile totale de presiune cauzate de schimbarea bruscă cu 90° a direcţiei de curgere, pierderi calculate cu ajutorul coeficienţilor locali: $\mu_a'' = \mu_r'' \cong 1{,}5$.

Ecuaţia conservării masei aplicată în secţiunea de laminare a supapelor şi în secţiunea transversală a cilindrului va fi:

$$\begin{aligned} \dot{m}_a &= \rho'_a A_{la} w_{la} = \rho'_a A_{cil} w_{Pma}; \\ \dot{m}_r &= \rho'_r A_{lr} w_{lr} = \rho'_r A_{cil} w_{Pmr} \end{aligned} \tag{28}$$

Din rezolvarea numerică a sistemului de ecuaţii (23)...(28) şi cu o condiţie de limitare a ariei totale de laminare prin supape, $A_l = A_{la} + A_{lr}$ au fost calculate funcţiile $\Psi_a(A_{la})$, $\Psi_r(A_{la})$ precum şi unghiul $\alpha_r(A_{la})$.

Graficele din figura 7...11 au fost trasate pentru următoarele date numerice: D = 0,048 m, S = 0,044 m, n_r = 1150 rot/min, μ'' = 1,5, $A_l = 58\cdot10^{-6}$ m^2.

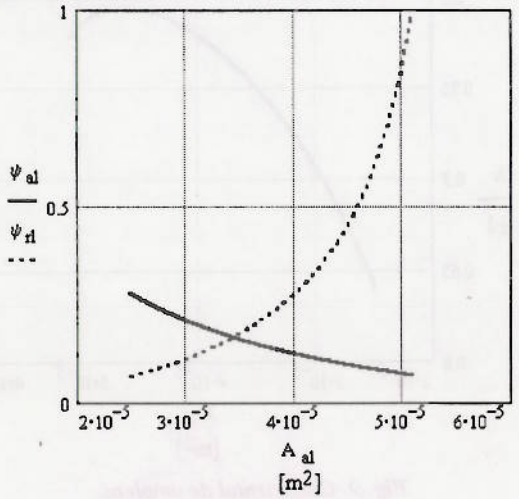

Fig. 7. Pierderile relative de presiune.

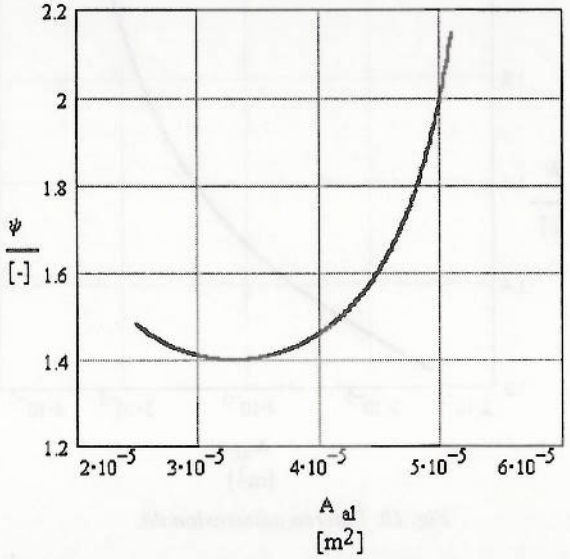

Fig. 8. Coeficientul de corecţie al raportului de comprimare.

Concluzii

Limitarea ariei totale de laminare în supape A_l oferă posibilitatea stabilirii unor valori optime ale ariilor A_{la}^{opt} şi A_{lr}^{opt}. Proiectarea şi construcţia compresorului la aceste valori optime conduce la o valoare minimă a coeficientului de corecţie al raportului de comprimare:

$$\Psi_{\min} = \Psi(A_{la}^{opt}, A_{lr}^{opt}) = \frac{1+\Psi_r^{opt}(A_{la}^{opr}, A_{lr}^{opt})}{1-\Psi_a^{opt}(A_{la}^{opr}, A_{lr}^{opt})}$$

Fig. 7 arată că mărirea lui Ψ_a (şi micşorarea lui Ψ_r) conduce la creşterea puterii mecanice adimensionale $\overline{P}$ (fig.10) consumată de maşină. Dar o altă consecinţă o reprezintă creşterea valorii coeficientului

de umplere λ (fig. 9), ceea ce înseamnă valori mai mari ale debitului volumic aspirat.

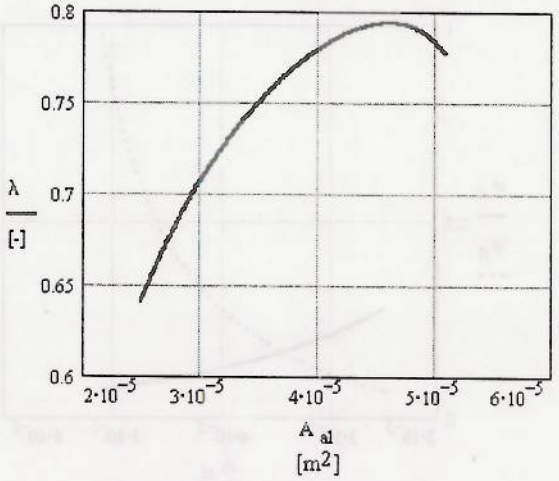

Fig. 9. Coeficientul de umplere.

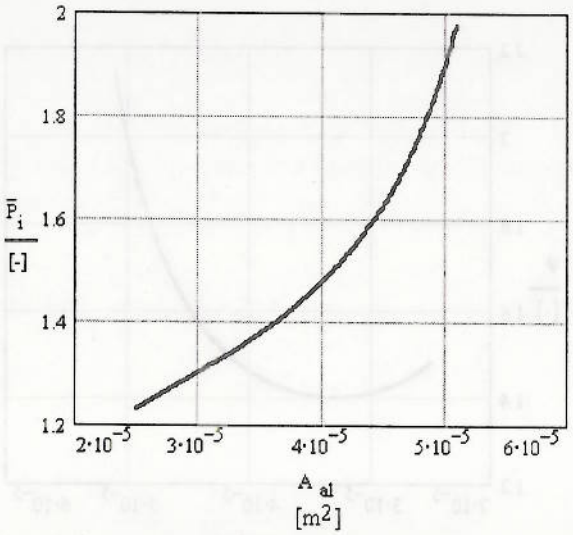

Fig. 10. Puterea adimensională.

În consecinţă, funcţia care defineşte consumul specific de energie $K = \overline{P} / \lambda$ (fig. 11) prezintă o valoare minimă $K_{\min} = K(A_{la}^{opt}, A_{lr}^{opt})$ care corespunde valorii minime a coeficientului de corecţie Ψ_{min} (fig. 8).

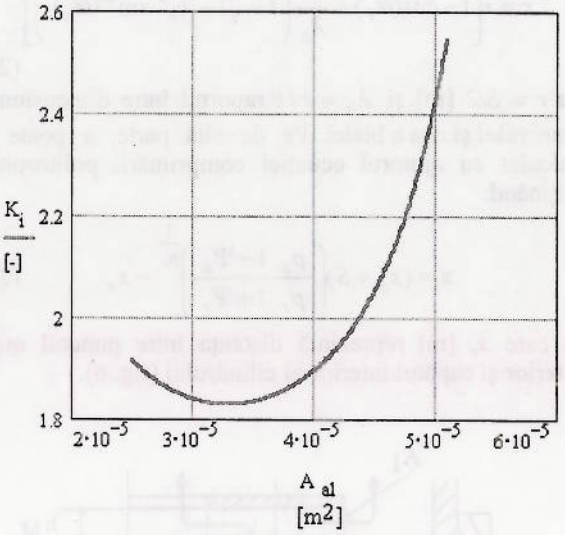

Fig. 11. Consumul specific de energie.

Mai trebuie menţionat faptul că în această modelare au fost neglijate pierderile de presiune în sediile supapelor, acestea având oricum valori mult mai reduse decât pierderile gazodinamice care apar în secţiunile de laminare.

BIBLIOGRAFIE

[1] Radcenco, Vs., *Generalized Thermodynamics*, Editura Tehnică, Bucureşti, 1994.

[2] Vasilescu, E., *Contribuţii la optimizarea sistemelor de condiţionare a aerului*, capitolul 4, Teză de doctorat, Bucureşti, 1999.

APARIŢII RECENTE

M. Bică, M. Nagi, ***Transfer de căldură şi masă***, Editura „Universitaria", Craiova, 260 p., 1999.

S. Porneală, D. Porneală, P. Dinache, ***Tehnica frigului şi climatizării în industria alimentară***, Editura Fundaţia Universitară, Galaţi, 420 p., 2000.

M.F. Pop, E.C. Mladin, Al. Săndulescu, Al. Marinescu, ***Managementul energiei în condiţiile economiei de piaţă***, Editura SITECH, Craiova, 190 p, 2000.

M. Bică, ***Termotehnică şi Maşini Termice***, Editura „Universitaria", Craiova, 448 p., 2000.

M. Nagi, M. Bică, ***Transfer de căldură în regim nestaţionar***, Editura „Universitaria", Craiova, 232 p., 2000.

V. Pavel, M. Lachi, T.H. Mai, E.C. Mladin, ***Installations et equipements techniques du batiment***, Editura Gh. Asachi, Iaşi, 212 p.,2001.

M. Feidt, M. Costea, ***Problèmes de Thermodynamique Appliquée***, Editura Printech, Bucureşti, 78 p., 2001.

M. Costea, S. Petrescu, ***Thermodynamics – theory and applications***, UPB, Bucureşti, 211 p., 2001.

M. Bică ş.a. ***Termotehnică şi transfer de căldură. Aplicaţii***, Editura „Universitaria", Craiova, 350 p., (în curs de apariţie).