

Studiul procesului de evacuare al motoarelor cu ardere internă cu piston în patru timpi

7.1. Generalități

Procesul de evacuare se realizează doar parțial sub influența acțiunii de împingere a pistonului, care se deplasează către PMI, având la început, caracter de *curgere liberă*, determinată de diferența dintre presiunea din cilindru și presiunea din colectorul de evacuare. În partea finală însă, fenomenul are caracter de *curgere inerțională*.

7.2. Criteriile perfecțiunii procesului de evacuare

Evacuarea trebuie dirijată astfel încât să elimine din cilindru cât mai complet gazele arse, rezultate în urma procesului de ardere. Astfel, se mărește volumul disponibil pentru umplere, influențând favorabil puritatea încărcăturii proaspete.

Se poate aprecia eficiența evacuării *indirect*, prin criteriile de apreciere a umplerii sau *direct* cu ajutorul criteriului denumit *coeficient al gazelor arse restante*, notat γ_r :

$$\gamma_r = \frac{M_r}{M_l} \quad (7.1)$$

unde:

M_r este cantitatea de gaze restante, exprimată în [kmoli];

M_l reprezintă cantitatea de încărcătură proaspătă, exprimată în [kmoli].

Coeficientul gazelor arse restante, γ_r , exprimă astfel cantitatea relativă de gaze arse rămase în cilindru din ciclul precedent față de cantitatea de încărcătură proaspătă admisă.

Pentru motoarele în patru timpi, la care durata de deschidere simultană (de suprapunere) a supapelor de admisie și de evacuare este mai mică de 30 ,..., 40 [°RAC], γ_r se poate exprima sub forma:

$$\gamma_r = \frac{p_r}{p_0} \frac{T_0}{T_r} \frac{1}{\eta_v(\varepsilon - 1)} \quad (7.2)$$

unde η_v este gradul de umplere și ε este raportul volumetric de comprimare.

Valorile coeficientului gazelor arse restante sau reziduale, pentru diferite tipuri de motoare, se situează în mod curent între limitele de mai jos:

<i>MAS cu gaze, cu carburator sau injecție</i> 0,04 – 0,10
<i>MAC nesupraalimentat</i> 0,02 – 0,05
<i>MAC supraalimentat</i> 0,00 – 0,03

La motoarele supraalimentate, coeficientul gazelor reziduale înregistrează valori mai reduse.

După datele experimentale, pentru construcțiile obișnuite de motoare în patru timpi normale, γ_r are următoarele limite:

- *MAS* 0,05 ,..., 0,15;
- *MAC* – cu regim rapid: 0,03 ,..., 0,06;
 – cu regim lent: 0,03 ,..., 0,05

7.3. Analiza desfășurării procesului evacuării cu ajutorul diagramei indicate

Procesul de evacuare, pe parcursul evoluției sale, poate fi analizat prin intermediul diagramei indicate, mai precis a părții sale inferioare, corespunzătoare schimbului de gaze, denumită, așa cum s-a mai arătat și *diagramă de pompaj*, reprezentată în **fig. 7.1**.

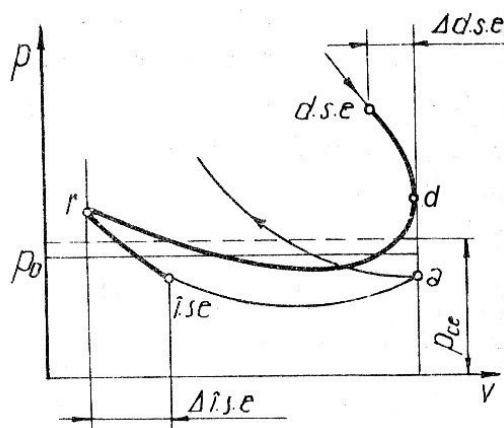


Fig. 7.1 Diagrama de pompaj

Se poate astfel pune în evidență caracterul curgerii gazelor cât și durata reală a procesului.

Începutul evacuării coincide cu momentul deschiderii supapei de evacuare, sfârșitul evacuării nu poate depăși însă momentul în care energia cinetică a curentului devine nulă, chiar dacă supapa rămâne deschisă.

În funcție de relația dintre presiunea gazelor din cilindru, p și presiunea din colectorul de evacuare, p_{ce} , procesul de evacuare se împarte în trei etape distincte:

- **evacuarea liberă**, care durează din punctul *d.s.e* până în punctul *d*. Curgerea gazelor este determinată numai de diferența de presiune ($p - p_{ce}$), regimul de curgere supracritic predominând. În această etapă se elimină circa 70 ,..., 80% din cantitatea totală de gaze evacuate;
- **evacuarea forțată** se suprapune cursei pistonului, începând deci în punctul *d* și terminându-se în punctul *r*. Evacuarea gazelor este determinată de împingerea pistonului, contribuind însă și diferența de presiune. Datorită efectului de ejecție, se poate înregistra o scădere puternică de presiune chiar sub p_0 . Ulterior presiunea crește datorită reducerii secțiunii de trecere pe sub supapa de evacuare;
- **post-evacuarea** sau **evacuarea inerțională**, începe în PMI, adică în punctul *r* al diagramei și durează până la realizarea condiției de sfârșit a evacuării. Curgerea gazelor are un pronunțat caracter inerțional. Acest lucru face posibilă continuarea evacuării, chiar dacă presiunea din cilindru, p , devine inferioară presiunii din colectorul de evacuare, p_{ce} .

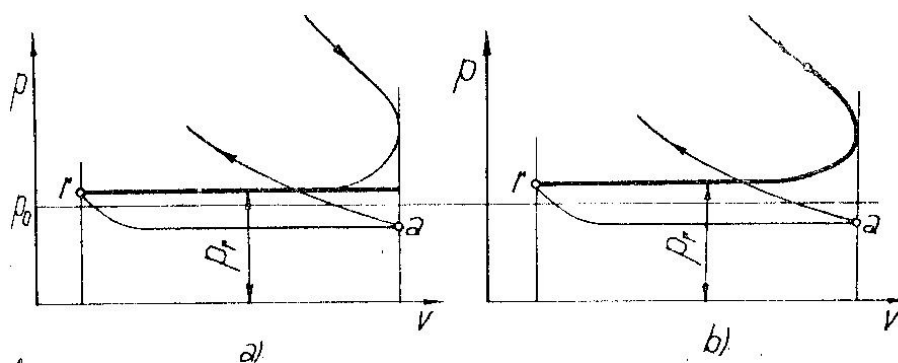


Fig. 7.2 Reprezentarea grafică simplificată a procesului de evacuare

Pentru reprezentarea grafică simplificată a procesului se consideră că presiunea p din cilindru rămâne constantă și egală cu presiunea p_r de la sfârșitul cursei de evacuare. Astfel, după trasarea liniei p_r într-o diagramă nerotunjită, aceasta se rotunjește pentru obținerea diagramei simplificate (fig. 7.2 a, b) [45].

7.3.1. Stabilirea momentului deschiderii supapei de evacuare

Se apreciază că deschiderea supapei de evacuare trebuie să se producă astfel încât să existe condițiile necesare pentru desfășurarea etapei de evacuare liberă a gazelor arse, etapă prin care se elimină cea mai mare parte a acestor gaze.

Momentul deschiderii supapei de evacuare are însă o influență, în același timp complexă și contradictorie, asupra ciclului de funcționare al motorului.

În scopul stabilirii momentului optim de deschidere a supapei de evacuare se vor analiza două situații extreme, descrise în continuare.

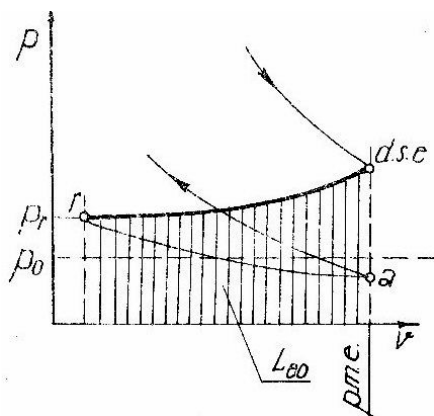


Fig. 7.3 Funcționare cu avans nul la deschiderea supapei de evacuare

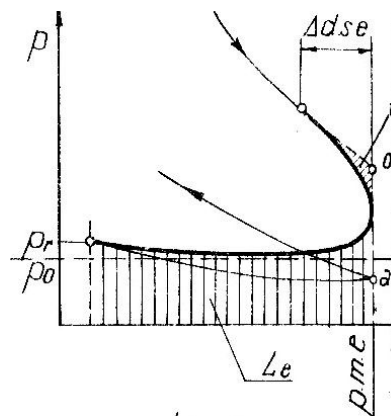


Fig. 7.4 Funcționare cu avans mare la deschiderea supapei de evacuare

Astfel, o funcționare cu un avans nul la deschiderea supapei de evacuare, redată în **fig. 7.3** conduce la un lucru mecanic obținut în urma destinderii, maxim; din acest punct de vedere o astfel de situație este avantajoasă. Se remarcă însă, în același timp, că și lucrul mecanic necesar evacuării gazelor arse, notat L_{e0} , este maxim.

Pe de altă parte, un avans crescut la deschiderea supapei de evacuare, așa cum se arată în **fig. 7.4**, atrage o valoare mai coborâtă a presiunii gazelor din cilindru și în final a presiunii p_r , astfel încât, lucrul mecanic consumat pentru eliminarea gazelor arse, L_e , se diminuează față de situația anterioară, adică $L_e < L_{e0}$. După cum se observă, din acest punct de vedere, situația ideală o reprezintă un avans mare la deschiderea supapei de evacuare.

Având în vedere complexitatea problemei, se va accepta situația de compromis, adică o curățire cât mai bună a cilindrului de gaze arse, lucrul mecanic al ciclului rămânând în același timp cât mai mare.

Raționamente mai complexe conduc la concluzia că avansul optim se va găsi deci în zona presiunii p_r minime.

7.3.2. Stabilirea momentului închiderii supapei de evacuare

Închiderea supapei de evacuare trebuie să aibă loc cu o anumită întârziere față de PMI, notată cu $\Delta i.s.e.$ așa cum se reprezintă în **fig. 7.5**.

Pe porțiunea rr' , întârzierea este justificată de diferența favorabilă de presiuni, presiunea p din cilindru fiind încă superioară presiunii p_{ce} din colectorul de evacuare, ceea ce face posibilă curgerea gazelor arse către exterior. Evacuarea poate continua datorită inerției coloanei de gaze arse.

Fig. 7.5 *Întârzierea la închiderea supapei de evacuare*

Presiunea gazelor reziduale variază în funcție de turația motorului; pentru un calcul mai riguros, variația sa se poate aprecia prin relația, recomandată de [6] :

în care:

$$C = (p_r/p_0 - 1,035) \cdot 10^8 / n^2 ;$$

p_r [MPa] – presiunea gazelor reziduale la turatia nominală;

n [rpm] – turația, considerată ca variabilă în relația pentru $p_{r(n)}$ și ca turație nominală la calculul constantei C .

Neglijându-se evacuarea suplimentară, se poate considera că **presiunea gazelor din cilindru** la sfârșitul evacuării este egală cu presiunea p_r de la sfârșitul cursei de evacuare, stabilindu-se astfel următoarele intervale orientative pentru variația presiunii p_r :

MAS : $p_r = (1,25 \dots 1,20)p_0$

MAC:

- regim rapid: $p_r = (1,05 \dots 1,15)p_0$

- regim lent : $p_r = (1,03 \dots 1,1)p_0$

motoare supraalimentate cu turbo-suflantă $p_r = (0,75... 0,98)p_s$.

Temperatura gazelor din cilindru la sfârșitul evacuării depinde de tipul motorului, de raportul de comprimare și de coeficientul excesului de aer și se poate considera că este egală cu temperatura pe care o au gazele arse după ce au trecut de supapă în colectorul de evacuare.

Pentru construcțiile uzuale de motoare normale, temperatura la sfârșitul evacuării poate avea următoarele limite:

MAS : $T_r = 900, \dots, 1150$ [K]

MAC :

- regim rapid: $T_r = 700, \dots, 800$ [K]

- regim lent : $T_r = 600, \dots, 800$ [K]

MAS cu gaze $T_r = 750, \dots, 1000$ [K]

7.5. Cotele de reglaj ale evacuării

Ca și în cazul procesului de admisie, nu există o coincidență între deplasarea pistonului în cursa de evacuare și procesul de eliminare a gazelor arse din cilindru.

Momentele de deschidere și de închidere ale supapei de evacuare reprezintă cotele de reglaj ale evacuării.

Așa cum s-a arătat, supapa de evacuare se deschide în avans față de PME și se închide cu întârziere față de PMI.

Cea mai eficace etapă a evacuării fiind evacuarea liberă, deschiderea supapei de evacuare trebuie să se facă astfel încât să creeze condițiile necesare pentru realizarea ei.

Cotele evacuării depind de regimul funcțional al motorului. Pentru construcțiile obișnuite de motoare valorile avansului la deschiderea supapei de evacuare și a întârzierii la închiderea ei sunt cuprinse, orientativ, în limitele de mai jos:

$$\alpha_{d.e.} = 30 - 70 [^\circ\text{RAC}] \text{ și } \alpha_{i.e.} = 5 - 60 [^\circ\text{RAC}], \quad (7.4)$$

valorile mai mari fiind specifice turațiilor mai ridicate, sau motoarelor cu regim de turație mai ridicat.

7.6. Influențe asupra procesului de evacuare

- **Influența turației.** La o valoare ridicată a turației motorului energia cinetică a gazelor arse este mare, producând un efect inerțional însemnat, ceea ce conduce la prelungirea procesului de evacuare; în aceste condiții, supapa de

evacuare trebuie menținută mai mult timp deschisă, printr-o întârziere la închidere $\Delta t.s.e.$ mai mare.

- **Influența sarcinii.** Experimental s-a arătat că odată cu creșterea sarcinii motorului, în urma procesului de evacuare, crește cantitatea de gaze arse restante din cilindru, ceea ce în mod indirect afectează umplerea. Un alt tip de influență, indirectă, mai evidentă mai ales la motoarele la care reglajul sarcinii se face prin obturarea admisiei, constă în creșterea cantității de gaze arse restante odată cu micșorarea sarcinii.

- **Influența dimensiunilor și a configurației traseului de evacuare.** Acest tip de influențe pot conduce la câteva concluzii importante pentru concepția și construcția motorului.

- Ținând seama că aproximativ 70 – 80% din cantitatea de gaze arse părăsește cilindrul în faza de curgere liberă, diametrul supapelor de evacuare poate fi realizat la o valoare mai mică decât cel al supapelor de admisie, adică, notând diametrele cu φ , vom avea relația: $\varphi_{SE} < \varphi_{Sad}$;
- Arhitectura și construcția sistemului de evacuare poate avea o acțiune convenabilă asupra undelor de presiune din sistem, rezultând intensificarea efectului de eiecție pentru perioada post-evacuării;
- Amortizorul de zgomot introduce rezistențe cu atât mai mari cu cât capacitatea sa de amortizare este mai mare;

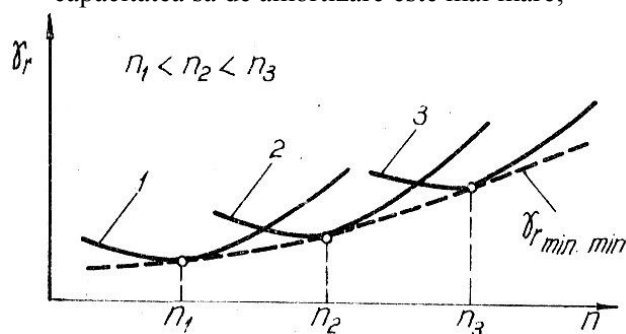


Fig. 7.6 Variația coeficienților gazelor arse restante la variația turației pentru trei reglaje diferite

- Cotele de reglaj ale evacuării introduc influențe asupra coeficientului gazelor restante. În fig. 7.6 se arată variația coeficienților gazelor arse restante la variația turației, pentru trei reglaje diferite ale închiderii supapei de evacuare, notate 1, 2 și 3, aflate în relația:

$$\Delta t.s.e._1 < \Delta t.s.e._2 < \Delta t.s.e._3 \quad (7.5)$$

Se observă că fiecărui reglaj al evacuării îi corespunde o turație optimă de funcționare din punct de vedere al eficacității curățirii cilindrului. Pentru fiecare reglaj în parte, dacă turația se modifică față de valoarea optimă, evacuarea se înrăutățește. Dacă întârzierea la închiderea evacuării ar fi variabilă cu turația, astfel încât fiecărei turații să-i corespundă reglajul optim, s-ar obține o variație a coeficientului gazelor arse restante numai ca efect al pierderilor gazo-dinamice,

curba $\gamma_{r \min, \min}$. înscriindu-se pe punctele de minim ale curbelor corespunzătoare reglajelor particulare [45]. Rezultă astfel dificultatea alegerii acestor reglaje la motorul cu turație variabilă, alegându-se reglajele optime pentru regimul la care motorul este utilizat frecvent.