

## Calculul proceselor de comprimare, ardere si destindere pentru un motor cu aprindere prin comprimare

Tudor Mitran, Sorin Pater, Gheorghe Abrudan  
Universitatea Oradea

### Abstract

Burning in internal combustion engines has a major influence for their efficiency and can reduce pollution. Therefore a mathematical model to describe burning process is useful in designing modern internal combustion engines more efficient and respecting the new severe environment laws.

### 1. INTRODUCERE

Acest model matematic pentru calculul procesului de ardere este dezvoltarea unui model matematic anterior conceput de autori pentru calculul procesului de schimbare a gazelor. În primul rând sunt calculate presiunea si temperatura la sfârșitul procesului de admisie, acestea fiind utilizate ca date de intrare pentru calculul procesului de comprimare. Motorul fiind cu aprindere prin comprimare, la sfârșitul procesului de admisie în cilindru se gaseste numai aer.

Procesele de comprimare si destindere au fost considerate transformari politropce având coeficienti variabili  $m_c$ , respectiv  $m_d$ .

Calculul se face începând cu momentul închiderii supapei de admisie ( $\alpha_{iad}$ ) pâna în momentul deschiderii supapei de evacuare ( $\alpha_{dev}$ ).

Regimul de functionare pentru care sa făcut calculul este cel de sarcina plina. Momentul de început al injectiei si debitul masic instantaneu de combustibil injectat în cilindru a fost determinat experimental.

### 2. MODELUL DE CALCUL

Modelul de calcul a fost dezvoltat pe baza relatiilor din [1].

a) procesul de comprimare

Pentru calculul procesului de comprimare se utilizeaza doua relatii:

- ecuatia diferentiala a temperaturii în comprimare

$$dT_c/d\alpha = [1/(dv_c * C_{vc})] * [-dQ/d\alpha - dL/d\alpha] \quad (1)$$

unde -  $T_c$  - temperatura gazelor din cilindru [K]

-  $dQ/d\alpha$  - viteza de schimb de caldura cu peretii [kJ/grd]

$$dQ/d\alpha = c_p * A * (T_c - T_{mp}) / (21600 * n) \quad (2)$$

unde -  $c_p$  - coeficientul de schimb de caldura prin convecție [kJ/m<sup>2</sup>h]

-  $A$  - aria instantanee de schimb de caldura [m<sup>2</sup>]

-  $T_{mp}$  - temperatura medie a peretilor camerei de ardere [K]

-  $dL/d\alpha$  - viteza de efectuare a lucrului mecanic [kJ/grd]

$$dL/d\alpha = 0,5 * V_s * p_c * (\pi/180) * [\sin\alpha + (\Lambda/2) * \sin 2\alpha] \quad (3)$$

unde -  $V_s = \pi * D^2 * S / 4$  - volumul dislocat de piston în timpul unei curse între cele doua puncte moarte [dm<sup>3</sup>]

- ecuatia de stare:

$$p_c = 41,57 \cdot v_c \cdot T_c \{ V_s \cdot (\pi/180) \cdot [\sin \alpha + (\Lambda/2) \cdot \sin 2\alpha] \} \quad (4)$$

unde -  $v_c$  - numărul de kmoli de fluid din cilindru [kmol]

b) procesul de ardere

Puterea calorică a amestecului este.

$$Q_{am} = Q/v_i$$

unde -  $Q$  - căldură disponibilă prin arderea unui kg de combustibil [kJ/kg]

-  $v_i$  - numărul de kmoli de substanță utilizată la arderea unui kg. de combustibil [kmol]

Căldură disponibilă pe ciclu  $Q_{dc}$  va fi:

$$Q_{dc} = Q_{am} \cdot v_{fp} \quad (5)$$

unde -  $v_{fp}$  - numărul de kmoli de fluid proaspăt introdus în cilindru pe ciclu [kmol/ciclu]

Dacă se notează cu  $Q_?$  căldură degajată în procesul de ardere din momentul începerii acesteia până la un moment ?, se definește caracteristica de degajare a căldurii  $\zeta$ :

$$\zeta = Q_? / Q_{dc} = m_? / m_c \quad (6)$$

Viteza relativă de degajare a căldurii va fi:

$$d\zeta/d\alpha = (dQ_?/d\alpha) / Q_{dc} = (dm_?/d\alpha) / m_c \quad (7)$$

Caracteristica generală de degajare a căldurii va fi suma caracteristicilor celor două faze:

$$\zeta = \zeta_I + \zeta_{II} \quad (8)$$

Se împarte în două componente și căldură de reacție:

$$Q_{dc} = Q_I + Q_{II} \quad (9)$$

și se definește coeficientul de repartitie a căldurii  $R_c$ :

$$R_c = Q_I / Q_{II} = 1 - Q_{II} / Q_{dc} \quad (10)$$

Ecuatia vitezei relative de degajare a căldurii:

$$d\zeta/d\alpha = 6,9 \cdot R_c \cdot [(m_p + 1) / (\alpha_I - \alpha_a)] \cdot \chi_p^{m_p} \cdot \exp(-6,9 \cdot \chi_p^{m_p + 1}) + 6,9 \cdot (1 - R_c) \cdot [(m_d + 1) / (\alpha_{II} - \alpha_a)] \cdot \chi_p^{m_d} \cdot \exp(-6,9 \cdot \chi_p^{m_d + 1}) \quad (11)$$

$R_c$ ,  $m_p$ ,  $\alpha_I$ ,  $\alpha_a$ ,  $\chi_p$ ,  $m_d$ ,  $\alpha_{II}$  și  $\chi$  s-au luat din date statistice.

Viteza absolută de ardere se calculează cu formula:

$$dQ_{dc}/d\alpha = Q_{dc} \cdot (d\zeta/d\alpha) = Q_{am} \cdot v_{fp} \cdot (d\zeta/d\alpha) \quad (12)$$

Ecuatia diferențială a temperaturii de ardere este:

$$dT_c/d\alpha = [1 / (dv_c \cdot C_{vc})] \cdot [Q_{am} \cdot v_{fp} \cdot (d\zeta/d\alpha) - dQ/d\alpha - dL/d\alpha] \quad (13)$$

care se combină cu ecuația de stare a gazelor pentru determinarea presiunii din cilindru:

$$p_c = 41,57 \cdot v_c \cdot T_c \{ V_s \cdot (\pi/180) \cdot [\sin \alpha + (\Lambda/2) \cdot \sin 2\alpha] \} \quad (14)$$

Cantitatea momentară de gaze de ardere din cilindru va fi:

$$v_{ar\alpha} = \zeta \cdot \mu \cdot v_{fp} \quad (15)$$

unde -  $\mu = v_f/v_i$  - este raportul între numărul de kmoli de gaze rezultate în urma arderii și numărul inițial de kmoli care a participat la ardere

$$\mu = (\lambda \cdot L_{min} + h/4 + o/32) / (\lambda \cdot L_{min} + v_c) \quad (16)$$

Cantitatea momentară de fluid proaspăt din cilindru:

$$v_{fp\alpha} = (1 - \zeta) \cdot v_{fp} \quad (17)$$

Cantitatea momentară totală de gaz din cilindru:

$$v_{ar\alpha} = (1 - \zeta) \cdot v_{fp} + \zeta \cdot \mu \cdot v_{fp} + v_{fp} \quad (18)$$

Cunoscând compoziția fluidului se poate determina (funcție de participatii) căldură specifică momentară a gazelor din cilindru  $C_{vc}$ , care intervine în ecuația (13)

c) procesul de destindere

Pentru procesul de destindere se utilizează două relații similare cu cele de la procesul de comprimare:

- ecuația diferențială a temperaturii în comprimare

$$dT_c/d\alpha = [1/(dv_c * C_{vc})] * [-dQ/d\alpha - dL/d\alpha] \quad (19)$$

- ecuatia de stare:

$$p_c = 41,57 * v_c * T_c \{ V_s * (\pi/180) * [\sin\alpha + (\Lambda/2) * \sin 2\alpha] \} \quad (20)$$

unde -  $v_c$  - numarul de kmoli de fluid din cilindru [kmol]

Marimile au aceleasi semnificatii ca la comprimare.

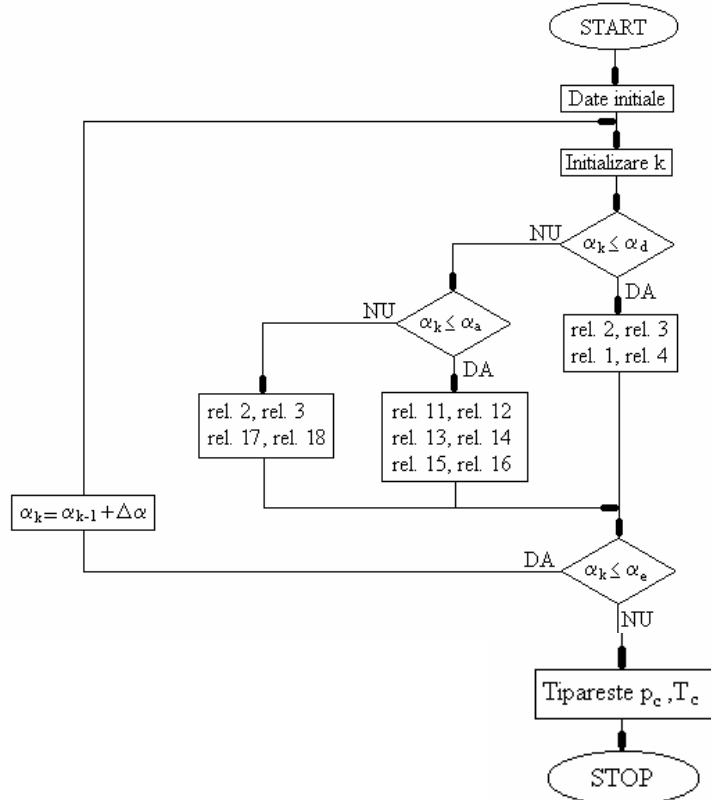


Fig. 1 Algoritm de calcul.

În schema apar urmatoarele notatii:  $\alpha_d$  [°RA]- momentul de sfârșit al comprimării și de început al arderii,  $\alpha_a$  [°RA]- momentul de sfârșit al arderii și de început al destinderii și  $\alpha_e$  [°RA]- momentul de sfârșit al destinderii (momentul în care se deschide supapa de evacuare).

Presiunea și temperatura la sfârșitul procesului de admisie au fost obținute utilizând un program de calcul al procesului de schimb de gaze prezentat de autori într-un alt articol. Acest program a fost rulat din nou folosind ca date de intrare presiunea, temperatura și compoziția gazelor la sfârșitul procesului de destindere calculate cu programul pentru comprimare, ardere și destindere prezentat în această lucrare.

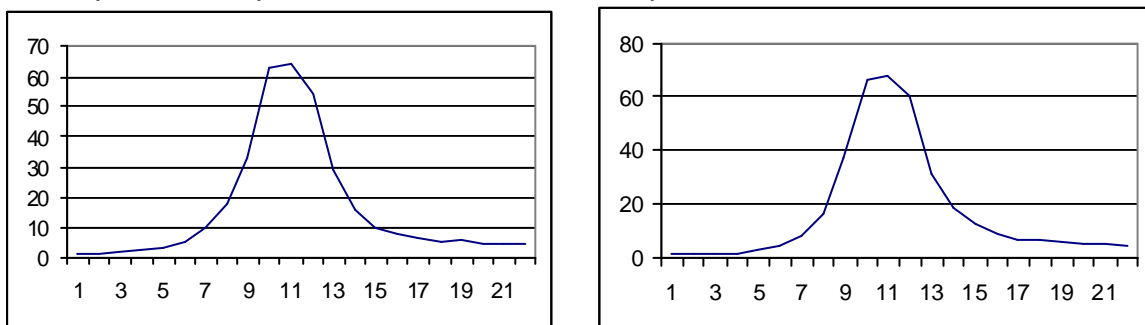


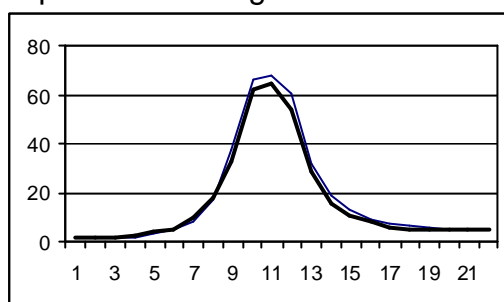
Fig.2. Graficul presiunii din cilindru, funcție de unghiul de rotație

Ecuatiile au fost rezolvate utilizând mediul de programare MATLAB, iar cu datele calculate s-a trasat graficul presiunii din cilindru  $p_c$  functie de unghiul de rotatie al arborelui cotit  $\alpha$ , fig. 2.

### 3. COMPARATIE CU DATELE EXPERIMENTALE

Motorul pentru care au fost făcute calculele este un motor Diesel având puterea nominala de 110 kW la turatia  $n=4000$  rot/min. si cilindrul total  $V=2,937$  dm<sup>3</sup>. Trebuie mentionat faptul ca pentru a putea rezolva ecuatiile care definesc procesele de comprimare, ardere si destindere este necesara cunoasterea cilindrului. Pentru proiectare se pot face calculele termice obisnuite, rezultatele obtinute introducându-se ca date de intrare pentru programul de calcul.

Rezultatele obtinute prin măsurare sunt prezentate în fig. 2, iar comparatia între cele doua seturi de date este prezentata în fig. 3.



*Fig.3. Comparatia rezultatelor teoretice cu cele experimentale*

Se observa o destul de buna concordanta între cele doua seturi de date.

Diferentele apar în special datorita faptului ca o serie din marimile de intrare utilizate au fost introduse pe baza unor date statistice.

Presiunea maxima este usor supraestimata în calcule deoarece s-a considerat ca întreaga masa de combustibil introdusa în cilindru a participat la ardere. În realitate arderea nu este întotdeauna completa.

### 4. CONCLUZIE

Se poate spune ca s-a reusit realizarea unui program pentru calculul proceselor de compresie, ardere si destindere suficient de precis pentru a evalua procesele care au loc pe parcursul unui ciclu motor într-un motor cu ardere interna cu aprindere prin comprimare.

Acest lucru poate fi deosebit de util în proiectare, oferind în plus si informatii privind regimul termic de lucru al motorului.

Se poate obtine o crestere a gradului de precizie prin utilizarea programului pentru anumite game de motoare, astfel încât limita de variatie a datelor statistice introduse ca marimi de intrare sa fie cât mai mica.

### Bibliografie

1. Grünwald, B. – Teoria, calculul si constructia motoarelor pentru autovehicule rutiere, Ed. Didactica si Pedagogica, Bucuresti 1980
2. Radcenko, V. – Criterii de optimizare a proceselor termice (irreversibile). Ed. Tehnica, Bucuresti 1977
3. Stefanescu, D., Leca, A. s.a. – Transfer de căldura si masa. Ed. Didactica si Pedagogica, Bucuresti 1983