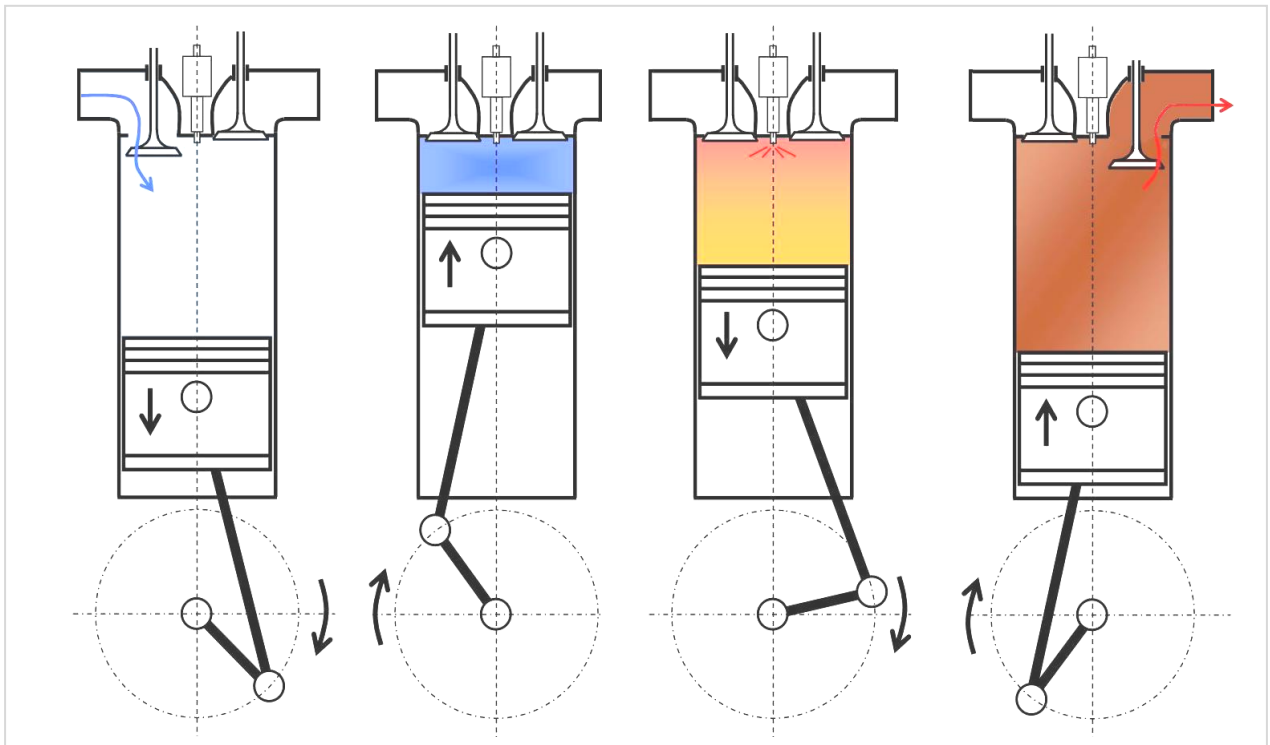


Dan MOLDOVANU

STUDIUL INFLUENȚELOR ASUPRA PROCESELOR DIN MOTOARELE CU ARDERE INTERNĂ



Editura UTPRESS
Cluj-Napoca, 2014
ISBN: 978-606-737-019-5

1. Introducere

Populația planetei este în continuă creștere, atingând 10 miliarde în secolul 21. Ca urmare, consumul de energie va crește, ceea ce va duce la o scădere a resurselor de combustibil fosil și la creșterea încălzirii globale datorită emisiilor de CO₂.

Resursele de petrol ale planetei sunt limitate și neregenerabile, de aceea producția va atinge un maxim (32 miliarde barili, preconizat în 2012) [4], după care va scădea la 12-13 miliarde barili, preconizat în 2050. Aproximativ jumătate din resursele de petrol au fost consumate, jumătate care a mai rămas este mai greu de extras datorită accesibilității și necesității de noi utilaje. Descoperirile de petrol au fost în declin în ultimii 40 de ani, deși căutările au avansat în pas cu tehnologia. Perioada de atingere a maximumului producției de petrol este prezis ca fiind undeva între 2012 și 2020.

Ceea ce este sigur este faptul că producția de petrol nu va mai putea satisface cererea în viitorul apropiat, ceea ce va duce la creșterea prețurilor produselor petroliere. Soluția pentru aceste probleme este introducerea de surse de energie mai eficiente pentru a putea înlocui combustibilii fosili, de exemplu energii regenerabile. Energia nucleară, solară, energia vântului, a apei, sunt numai câteva din sursele alternative. În afară de energia nucleară, toate celelalte energii sunt regenerabile și „prietenoase cu mediul”.

Figurile 1.1 și 1.2 [4,5] arată evoluția producției de petrol și prezicerile pentru următorii 40 de ani, în baza studiilor efectuate de către Asociația de studiu al apogeei producției de petrol.

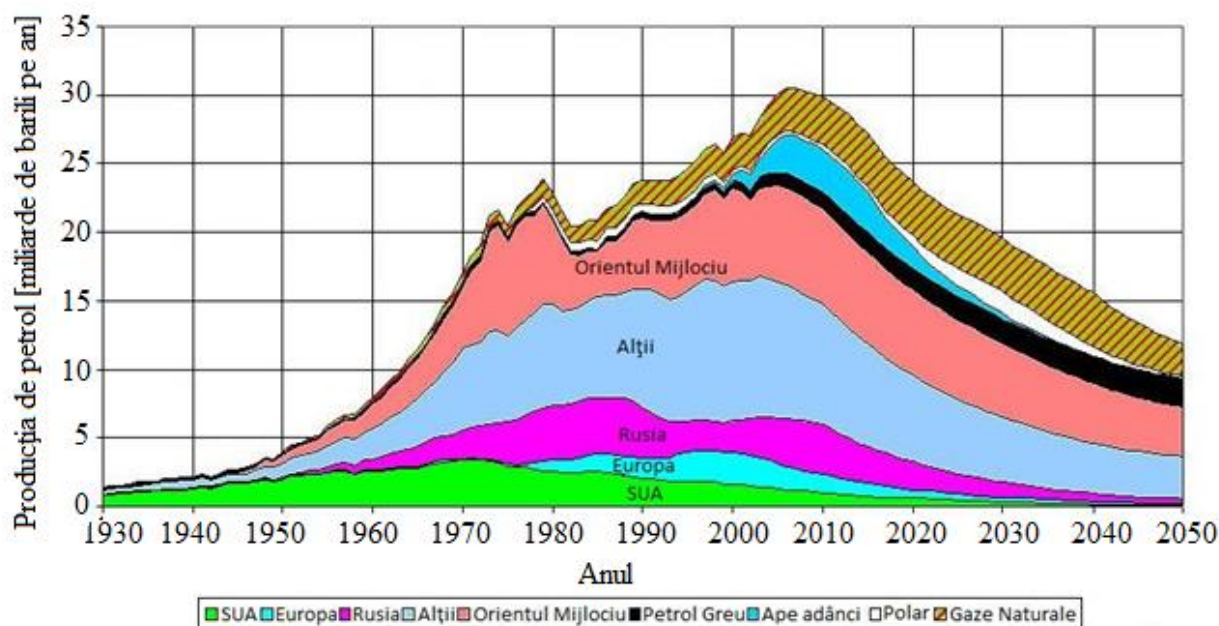


Fig. 1.1. Producția de petrol, definită pe ariile de producție

Graficul care însumează producția de petrol este curba Hubbert, pentru toată planeta. Partea de dinainte de 2011 face parte din istoria producției de petrol, iar ceea ce urmează face parte dintr-o extrapolare.

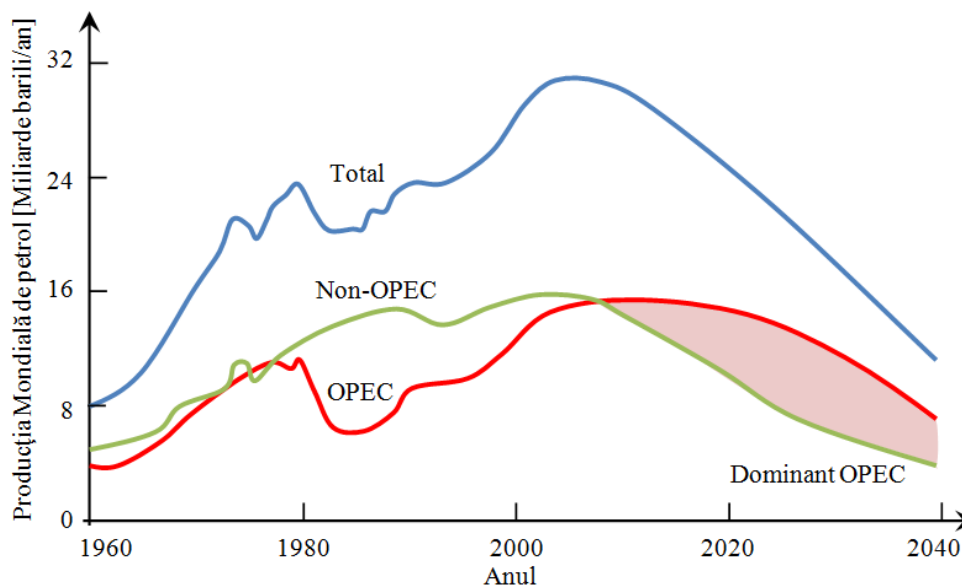


Fig. 1.2. Apogeul producției de petrol

Aceste grafice reprezintă o parte importantă din istoria Pământului. Se observă creșterea abruptă după al doilea război mondial. În 1971 a existat un maxim în producția de petrol, în SUA. Criza de petrol a OPEC, (Organizația țărilor exportatoare de petrol -Organization of the Petroleum Exporting Countries) din 1973 este foarte vizibilă, în timp ce producția de petrol asigurată de țările non-OPEC a rămas constantă.

Scăderea producției de petrol a dus la încetinirea economiei mondiale iar costurile ridicate ale petrolului au dus la producerea de automobile mai eficiente. Producția maximă de petrol în Europa a fost atinsă în anul 2000.

Industria transporturilor este foarte importantă pentru întreaga lume, industrie care în zilele noastre se bazează în mare parte pe motoare pe benzină sau diesel. De aceea costurile resurselor petroliere, legislațiile legate de poluarea atmosferică continuă să stimuleze cercetarea de noi tehnologii mai curate și mai eficiente.

În acest trend, utilizarea de combustibili alternativi, regenerabili și de arhitecturi noi de automobile au fost propuse ca soluții pentru a reduce efectele dăunătoare ale emisiilor și pentru a înlocui deficitul de petrol și creșterea continuă a prețurilor.

În ultimii ani, cercetarea combustibililor alternativi, cum ar fi biodieselul, hidrogenul, gazele naturale și propanul, a crescut semnificativ. Cu excepția biodieselului și a hidrogenului,

toate celelalte surse alternative sunt considerate ca fiind combustibili fosili și fac parte din resursele limitate ale Pământului și au mai mult sau mai puțin o contribuție la emisiile poluante.

Autovehiculele electrice au dovedit faptul că se pot crea autovehicule cu poluare zero, dar nu au fost acceptate de public datorită timpului mare de reîncărcare a bateriilor și distanței parcurse, care este limitată de capacitatea bateriilor.

Autovehiculele bazate pe celule de combustie sunt considerate ca fiind mai aproape de realitate. Dar obstacolele majore în folosirea de celule de combustie sunt costul ridicat și fiabilitate scăzută.

În comparație cu folosirea de celule de combustie, folosirea de biocombustibili este mai fezabilă din punct de vedere economic datorită modificărilor minore care trebuie făcute la motoarele existente.

1.1. Introducere în procesele motoarelor cu ardere internă [1]

Energia mecanică generată prin arderea amestecului carburant, la motoarele cu ardere internă, se realizează printr-o serie de procese termochimice care au loc în camera de ardere (figura 1.3).

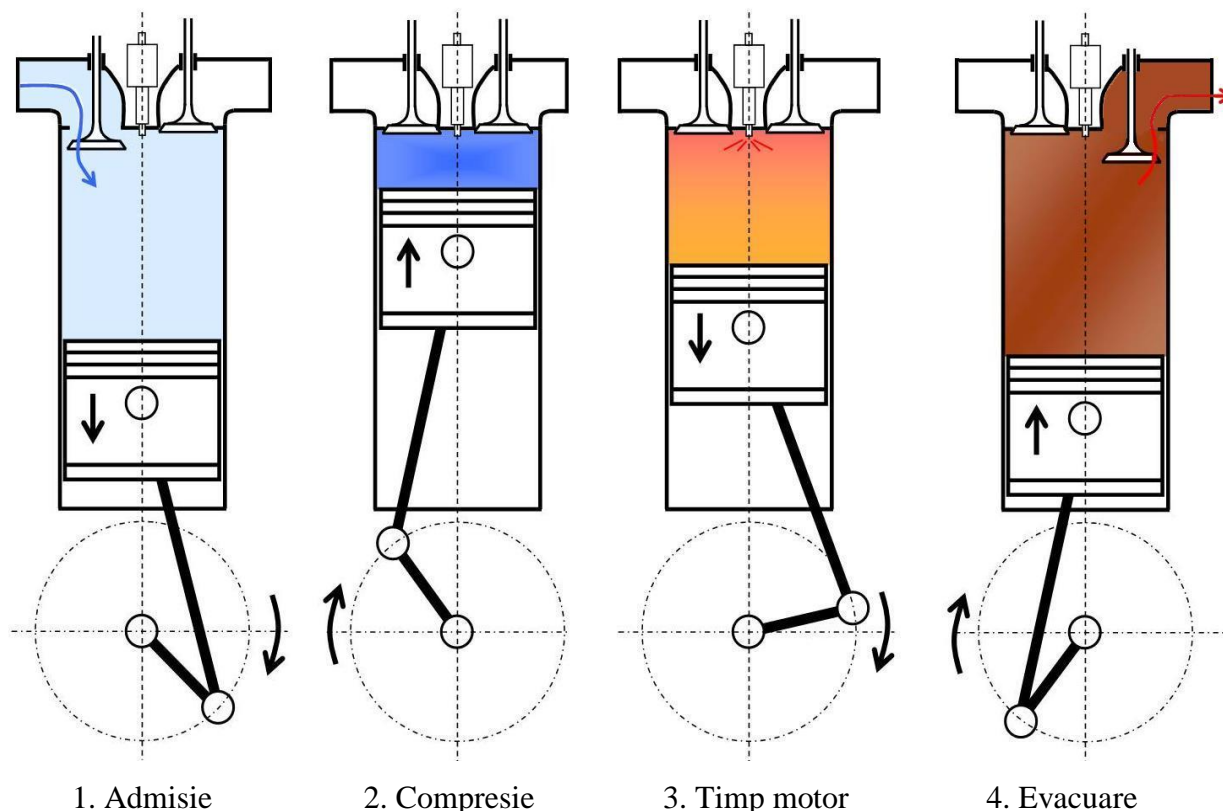


Fig. 1.3. Funcționarea motorului în patru timpi

Transformările care au loc de-a lungul unui ciclu motor, la motorului Diesel se produc astfel: aerul este admis în cilindru și este comprimat. În punctul i (figura 1.4.) se injectează combustibilul care din cauza temperaturii înalte, se autoaprinde. Prin arderea combustibilului crește rapid presiunea și temperatura, iar forța de presiune a gazelor apasă asupra pistonului făcând ca acesta să se deplaseze în lungul cilindrului și să antreneze arborele cotit prin intermediul mecanismului bielă - manivelă.

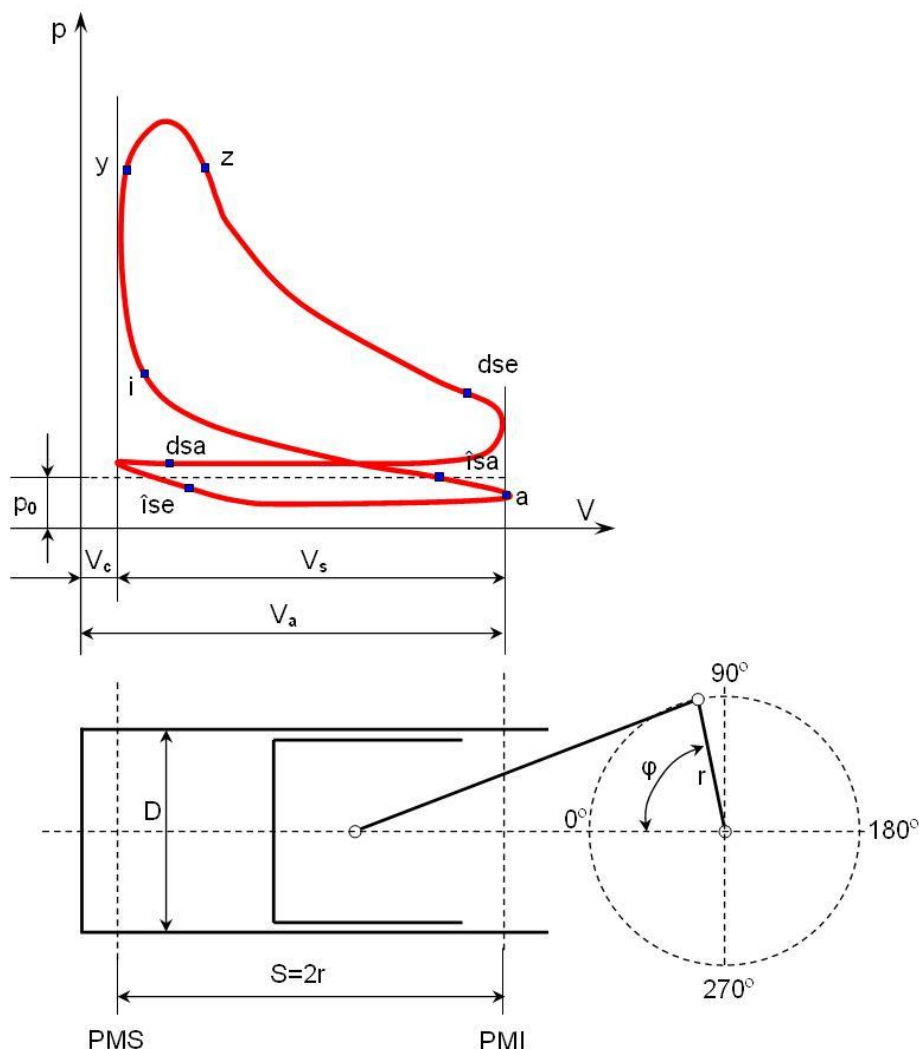


Fig. 1.4. Diagrama indicată pentru un motor în 4 timpi

Admisia. Prin deplasarea pistonului de la PMS la PMI se face admisia aerului în cilindri, datorită depresiei care se creează. În punctul dsa se deschide supapa de admisie, mai devreme de PMS, pentru ca admisia să favorizeze evacuarea prin împingerea gazelor arse de către aerul proaspăt.

Închiderea supapei de admisie (isa) se face cu întârziere, după ce pistonul a trecut de PMI. Aceasta permite ca aerul, care intră cu o anumită viteză în cilindru, să-și continue drumul spre interiorul cilindrului și după ce pistonul a pornit spre PMS și a început cursa de comprimare.

Comprimarea. Pistonul deplasându-se de la PMI la PMS, cu supapa de admisie închisă, se comprimă aerul până în punctul i , unde se produce injecția de combustibil. La sfârșitul comprimării, în cilindru este o temperatură de $600...700^\circ\text{C}$, cu o presiune de $25...45 \text{ daN/cm}^2$.

Arderea și destinderea. În momentul în care pistonul aproape ajunge în PMS, se produce injecția combustibilului (punctul *i*), care se autoaprinde. Astfel, temperatura atinge valori de până la 1500...2000°C iar presiunea până la 45...80 daN/cm².

Destinderea gazelor începe după ce a fost atins punctul de presiune maximă. În acest timp, gazele exercită o presiune asupra pistonului și efectuează un lucru mecanic util. La sfârșitul cursei de destindere, presiunea este de 2...4 daN/cm² iar temperatura de 600...900°C.

Evacuarea. În punctul *dse* are loc deschiderea supapei de evacuare și începe evacuarea gazelor arse, mai întâi liber, datorită diferenței de presiune, urmată de evacuarea forțată a gazelor la deplasarea pistonului de la PMI la PMS, până în punctul *ise* unde are loc închiderea supapei de evacuare.

Propagarea flăcării. În studiul arderii termice, momentul apariției flăcării și modul de propagare a acesteia are o importanță deosebită asupra eficienței totale a ciclului, precum și asupra poluării chimice, sonore și a durabilității unui motor termic.

Nucleul inițial de flacără se formează prin aprindere sau autoaprindere. Nucleul de flacără, o dată format, se dezvoltă și se propagă sub formă de flacără în amestecul combustibil-aer. Flacăra reprezintă deci zona în care au loc reacțiile de ardere a elementelor combustibile C, H etc.

Pentru amestecuri combustibil-aer cu mișcare laminară, reacțiile arderii au loc într-o zonă îngustă, numită front de flacără. Propagarea frontului de flacără se face cu o viteză u_n , care se numește viteza normală a flăcării (fig. 1.5.a).

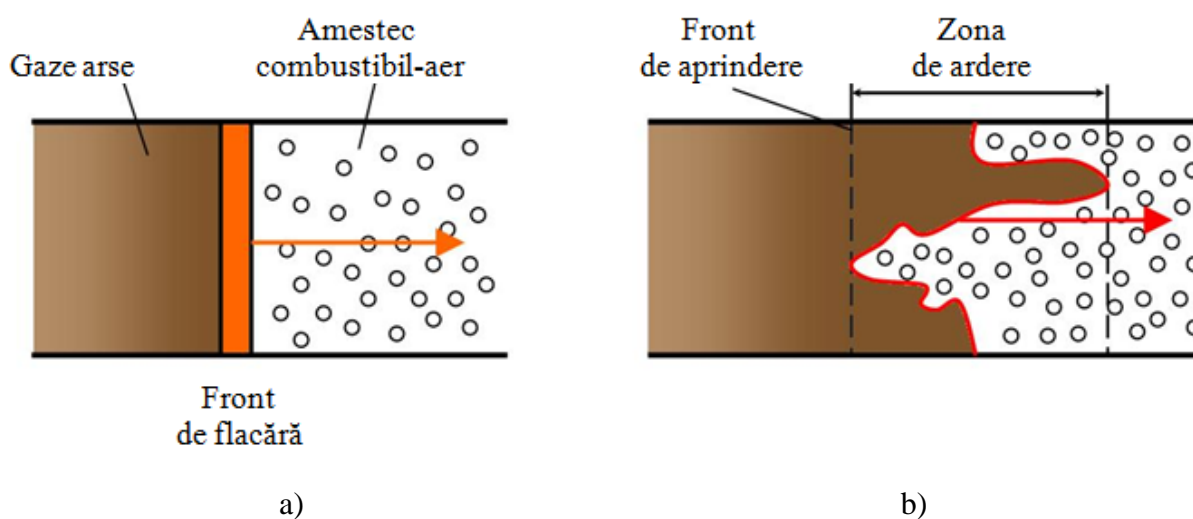


Fig. 1.5. Schema propagării flăcării în regim laminar (a) și turbulent (b);

Când amestecul combustibil-aer are o mișcare turbulentă, acesta este delimitat de gazele arse de un *front de aprindere*, care inițiază arderea (fig. 1.5.b). Arderea turbulentă reprezintă o succesiune de autoaprinderi. Conform acestei teorii, elementele de volum combustibil-aer se amestecă prin turbulență cu gazele arse și se autoaprind. Elementele de volum care ard se amestecă în continuare cu volume de combustibil-aer, astfel încât primele se sting prin răcire, iar ultimele se autoaprind. Autoaprinderea și stingerea succesivă conferă un caracter pulsator arderii. Viteza de propagare a flăcării turbulente u_t este influențată, pe lângă factorii care determină viteza de reacție (energia de activare E , concentrația C , presiunea p și temperatura T , [2]) și de intensitatea turbulenței. La intensități mai mari ale turbulenței influența acesteia asupra vitezei u_t devine hotărâtoare.

Cinematica mecanismului motor

Studiul cinematicii mecanismului motor presupune că motorul funcționează la turație constantă, respectiv viteză unghiulară constantă a arborelui cotit.

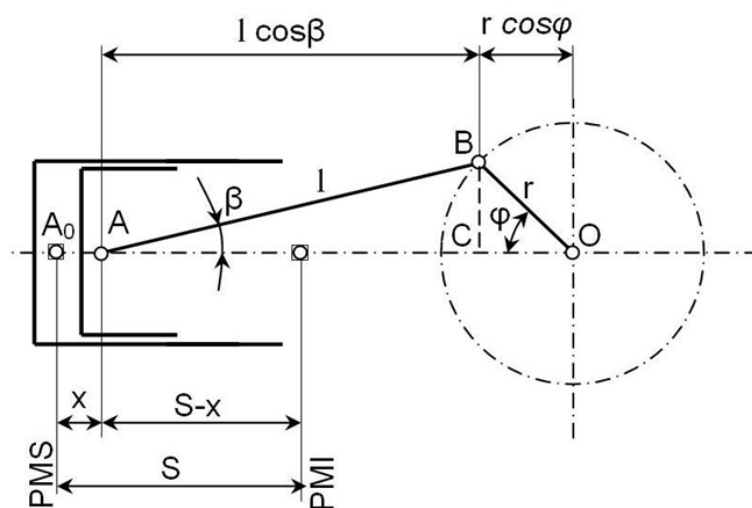


Fig. 1.6. Schema principală a mecanismului motor

În acest caz, dependența între viteza unghiulară ω și turația n , în rot/min, se obține cu relația:

$$\omega = \frac{\pi n}{30} \quad (1.1)$$

Dependența între unghiul de rotație al arborelui cotit φ , în grade, timpul τ aferent unghiului φ , în secunde și turația n , în rot/min, se obține astfel:

$$\varphi = 360 n \frac{\tau}{60} = 6 n \tau \quad (1.2)$$

Deplasarea pistonului se obține determinând deplasarea piciorului bielei, respectiv a punctului A (fig. 1.6).

Astfel, deplasarea pistonului la un moment dat, se obține cu relația:

$$x = OA_0 - OA = l + r - (l \cos \beta + r \cos \varphi) \quad (1.3)$$

Notând cu $\lambda = \frac{r}{l}$ și ținând seama de relațiile trigonometrice

$$l \sin \beta = r \sin \varphi \quad (1.4)$$

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \sin^2 \beta} = \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi} \quad (1.5)$$

se obține expresia exactă a deplasării pistonului:

$$x = r(1 - \cos \varphi) + l \left[1 - (1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi)^{\frac{1}{2}} \right] \quad (1.6)$$

Dezvoltând după binomul lui Newton [43]:

$$(1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi)^{\frac{1}{2}} = 1 - \frac{\lambda^2}{2} \sin^2 \varphi \quad (1.7)$$

se obține expresia aproximativă a deplasării pistonului sub forma:

$$x = r \left(1 - \cos \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin^2 \varphi \right) \quad (1.8)$$

Deoarece

$$\sin^2 \varphi = \frac{1}{2} (1 - \cos 2\varphi) \quad (1.9)$$

relația (1.8) devine:

$$x = r \left[1 - \cos \varphi + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right] \quad (1.10)$$

Erorile care se fac aplicând relația (1.10) față de relația (1.6) sunt sub 1%.

BIBLIOGRAFIE:

- [1] **Bățașă, N.**, ș.a. Motoare cu ardere internă, București, E.D.P., 1995.
- [2] **Bobescu, G.**, Motoare termice, EDP, București, 1979.
- [3] **Burnete, N., Naghiu A., Rus I., ș.a.**, *Motoare Diesel și Biocombustibili pentru transportul urban*, Editura Mediamira, ISBN 978-973-713-217-8, 1054 pg., 2008.
- [4] **Demirbas A.** Economic and environmental impacts of the liquid biofuels. *Energy Edu Sci Technol* 22:37–58. 2008
- [5] **Demirbas, A.**, Global biofuel strategies, *Energy Edu Sci Technol* 17:27–63, 2006.

2. Studiul unor factori de influență asupra proceselor funcționale ale M.A.I.

2.1. Introducere [1, 3]

Ciclurile teoretice ale motoarelor cu ardere internă. Transformările pe care le suferă amestecul combustibil-aer, folosit ca agent motor în cadrul ciclului funcțional al motoarelor cu ardere internă, cuprind aspecte gazo-termodinamice (transformarea căldurii în lucru mecanic și invers, schimbul de căldură cu pereții, scurgerea gazelor) și aspecte fizico-chimice (aprinderea și arderea combustibilului). Studiul cantitativ al acestor transformări ridică prin urmare probleme complexe.

Pentru simplitate se pot considera în primă analiză numai aspectele termodinamice, schematizând pe baza unor ipoteze procesele reale prin transformări termodinamice simple. În acest mod, rezultă cu ușurință concluzii privind eficiența și economicitatea transformării căldurii în lucru mecanic în motoare, putând fi puse în evidență influențele unor factori asupra perfecțiunii acestei transformări.

Acest studiu se întemeiază pe următoarele ipoteze:

- ✓ Cantitatea de agent motor care evoluează este constantă. Eliminând procesele de schimbare a agentului motor din cilindru, dispar diferențele specifice dintre ciclurile motoarelor în patru și doi timpi.
- ✓ Agentul motor este format dintr-un gaz a cărui compoziție nu variază în cursul unui ciclu. Arderea este redusă la un proces convențional de cedare a căldurii de la sursa caldă la agentul motor, în cursul unor transformări termodinamice simple.
- ✓ Căldura specifică a agentului motor este considerată invariabilă cu temperatura.
- ✓ Agentul motor nu schimbă căldură cu pereții în cursul compresiei și destinderii (procesele sunt adiabatice).
- ✓ Procesul real al evacuării libere a gazelor arse este înlocuit prin cedarea izocoră de căldura către sursa rece.

Prin adoptarea acestor ipoteze se neglijează ansamblul pierderilor care apar în realitate, cu excepția cedării de căldură sursei reci.

Ciclurile bazate pe aceste ipoteze se numesc cicluri teoretice și reprezintă cicluri limită, având eficiența și economicitatea întotdeauna superioare față de ciclurile reale.

Concluziile care se desprind din analiza ciclurilor teoretice rămân valabile calitativ și pentru ciclurile reale.

După natura transformărilor termodinamice în cursul cărora se transmite căldură agentului motor de la sursa caldă, ciclurile teoretice ale motoarelor cu ardere internă sunt de trei tipuri: cu ardere izocoră, cu ardere izobară și cu ardere mixtă (izocoră și izobară).

Ciclul cu ardere izocoră (Fig. 2.1) se considera că reprezintă sub o formă simplificată ciclul real al MAS. Indicii caracteristici ai ciclului, randamentul termic η_t și presiunea medie a ciclului p_t se calculează cu relațiile :

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} ; \quad (2.1)$$

$$\text{în care: } p_t = \frac{L_t}{V_s} = \frac{1}{V_a(1-\frac{1}{\varepsilon})} \cdot p_a V_a \frac{\pi-1}{k-1} (\varepsilon^{k-1} - 1) = p_a \frac{\varepsilon(\varepsilon^{k-1}-1)}{\varepsilon-1} \frac{\pi-1}{k-1} ; \quad (2.2)$$

unde $\pi = \frac{p_z}{p_c}$ este gradul de creștere a presiunii, egal cu raportul dintre presiunea maximă a ciclului p_z și presiunea la sfârșitul compresiei p_c ;

$k = \frac{c_p}{c_v}$ - exponentul adiabatic.

Relațiile pun în evidență influențele unor factori asupra indicilor caracteristici ai ciclului.

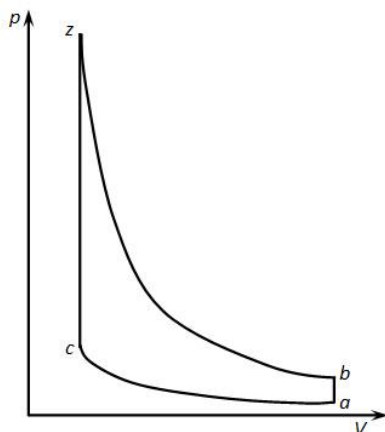


Fig. 2.1. Ciclul teoretic cu ardere izocoră

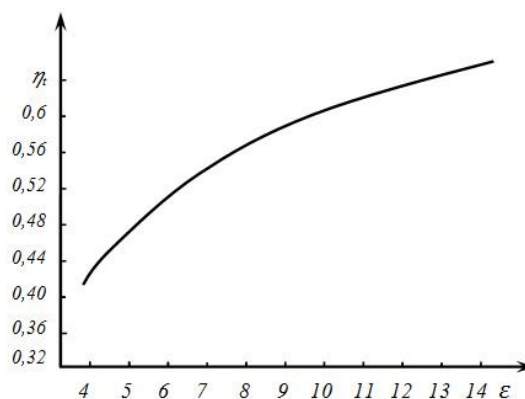


Fig. 2.2. Influența raportului de comprimare asupra randamentului termic al ciclului cu ardere izocoră

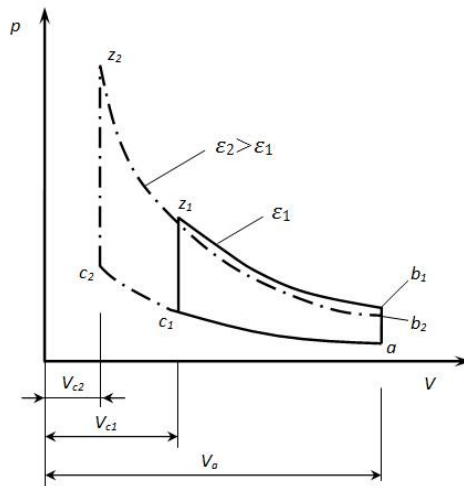


Fig. 2.3. Efectul creșterii raportului de compresie asupra diagramei indicate

Raportul de comprimare influențează atât randamentul termic cât și presiunea medie a ciclului. Mărirea raportului de compresie determină ameliorarea acestor indici ai motorului (Fig. 2.2). Influența raportului de compresie asupra randamentului termic este explicabilă prin lărgirea limitelor de temperatură între care evoluează agentul motor în cursul ciclului. La o cantitate egală de căldură cedată agentului motor de sursa caldă, creșterea raportului de compresie determină ridicarea temperaturii și a presiunii finale. Temperatura medie corespunzătoare izocorei $c - z$ este mai ridicată. Totodată se mărește gradul de destindere a agentului motor în cilindru, rezultând o presiune și temperatură mai redusă la sfârșitul destinderii, o temperatură medie pentru izocoră $b - a$ mai scăzută (Fig. 2.3).

Considerând un ciclu Carnot echivalent, determinat de temperatura medie constantă T_1 pentru izocora $c - z$ și T_0 pentru izocora $b - a$, mărirea raportului de compresie se reflectă în modificarea favorabilă a ambelor temperaturi în expresia randamentului $\eta_t = 1 - \frac{T_0}{T_1}$.

Îmbunătățirea randamentului termic prin mărirea raportului de compresie explică și creșterea presiunii medii.

Din Figura 2.2 rezultă că, în domeniul valorilor ridicate ale raportului de compresie, influența sa asupra randamentului termic scade însă treptat în importanță.

Randamentul termic se ameliorează și prin mărirea exponentului adiabatic (Fig. 2.4). Întrucât gazelor de ardere le corespund valori ale exponentului adiabatic inferioare față de aer (de exemplu, 1,31 pentru CO_2 și 1,40 pentru aer la $273^\circ K$), este de așteptat ca, prin diluarea gazelor de ardere cu aer, atunci când se mărește coeficientul de exces de aer, să se îmbunătățească randamentul termic.

Din relația (2.2) rezultă că presiunea medie a ciclului este controlată de asemenea de gradul de creștere a presiunii π și de presiunea la începutul cursei de compresie (presiunea inițială). Presiunea medie poate fi majorată prin sporirea gradului de creștere a presiunii π , pe calea creșterii cantității de căldură cedate de sursa caldă.

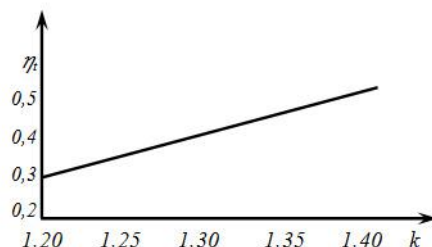


Fig. 2.4. Influența exponentului adiabatic asupra randamentului termic al ciclului cu ardere izocoră.

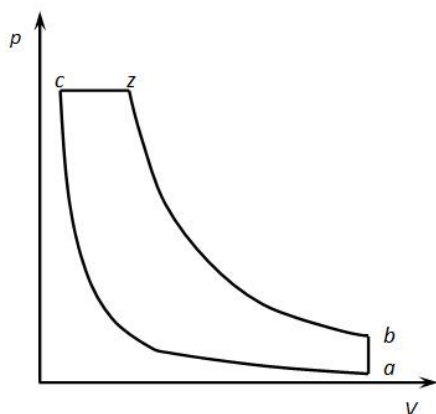


Fig. 2.5. Ciclul teoretic cu ardere izobară

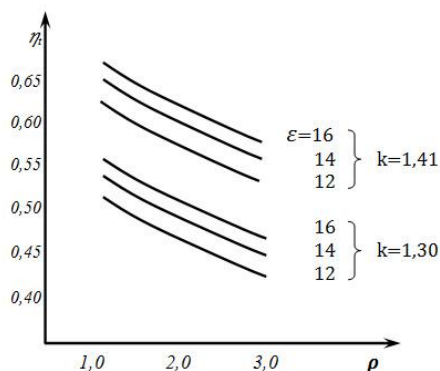


Fig. 2.6. Influența parametrilor ϵ , k și ρ asupra randamentului termic al ciclului cu ardere izobară

Ciclul cu ardere izobară (Fig. 2.5) aproximează ciclul real al MAC-urilor mari, de turație redusă. Randamentul termic al ciclului se determina cu relația

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}} \cdot \frac{\rho^{k-1}}{k(\rho-1)} ; \tag{2.3}$$

iar presiunea medie a ciclului de relația:

$$p_i = \frac{L_t}{V_s} = p_a \frac{\epsilon}{\epsilon-1} [k\epsilon^{k-1}(\rho-1) - \rho^{k-1}] ; \tag{2.4}$$

în care $\rho = \frac{V_z}{V_c}$ este raportul de creștere a volumului în cursul arderii.

Influența raportului de compresie ϵ și a exponentului politropic k este asemănătoare cu cea descrisă pentru ciclurile cu ardere la volum constant (Fig. 2.6).

Un alt factor care influențează parametri ciclului este raportul de creștere a volumului în cursul arderii ρ . Mărirea parametrului ρ (prin sporirea cantității de căldură cedate agentului motor) determină reducerea gradului de destindere, cu ridicarea temperaturii medii corespunzătoare izocorei $b - a$. Randamentul termic se micșorează.

Lucrul mecanic al ciclului, deci și presiunea medie, cresc însă la un aport sporit de căldură pe ciclu (Fig. 2.7).

Ciclul cu ardere mixtă (Fig. 2.8), considerat ciclul teoretic al MAC-urilor rapide, este caracterizat prin parametri [4,5]:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \frac{\pi \rho^{k-1}}{(\pi-1) + k\pi(\rho-1)}; \quad (2.5)$$

$$p_t = \frac{L_t}{V_s} = p_a \frac{\varepsilon}{\varepsilon-1} \cdot \frac{1}{k-1} [\varepsilon^{k-1}(\pi-1) + \pi k \varepsilon^{k-1}(\rho-1) - (\pi \rho^k - 1)]; \quad (2.6)$$

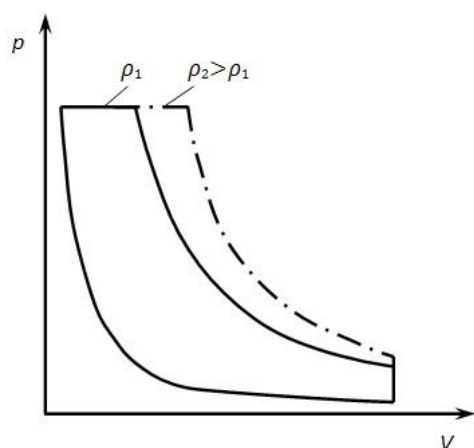


Fig. 2.7. Efectul creșterii parametrului ρ asupra diagramei indicate

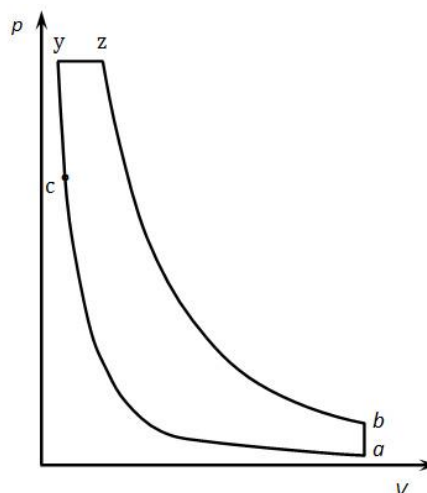


Fig. 2.8. Ciclul teoretic cu ardere mixtă

Ciclul cu ardere mixtă reprezintă o combinație a celor două cicluri examinate anterior. Prin particularizarea $\rho = 1$, relațiile (2.5) și (2.6) se reduc la cele corespunzătoare ciclului cu ardere izocoră, iar pentru $\pi = 1$ la relațiile corespunzătoare ciclului cu ardere izobară. Influențele separate ale raportului de compresie și ale raportului de creștere a volumului prin ardere sunt prin urmare aceleași.

O problemă particulară ciclului mixt este stabilirea influenței raportului dintre căldura cedată izocor Q_{1v} și izobar Q_{1p} , reflectat prin valorile parametrilor π și ρ . Notând cu Q_1 cantitatea totală de căldură cedată agentului motor, se obține prin transformări simple:

$$Q_1 = Q_{1v} + Q_{1p} = c_v(T_y - T_c) + c_p(T_z - T_y) = c_v T_c [(\pi - 1) + k\pi(\rho - 1)] = c_v T_a \varepsilon^{k-1} [(\pi - 1) + k\pi(\rho - 1)];$$

sau

$$\pi - 1 + k\pi(\rho - 1) = \frac{Q_1}{c_v T_a \varepsilon^{k-1}};$$

Pentru o cantitate totală de căldură constantă și dacă se păstrează neschimbați parametri T_a și ε se obține relația de legătură între π și ρ , sub forma:

$$\pi - 1 + k\pi(\rho - 1) = K = const, \quad (2.7)$$

În Figura 2.9 este reprezentată influența parametrilor π și ρ asupra randamentului termic și presiunii medii a ciclului. La o cantitate totală de căldură cedată agentului motor constantă și păstrând ceilalți factori nemodificați, randamentul termic și presiunea medie se înrăutățesc, prin mărirea fracțiunii de căldură cedată izobar (mărirea parametrului ρ).

Pentru $\rho = 1$ (ciclul izocor) se obțin valorile maxime ale randamentului și presiunii medii, iar pentru $\pi = 1$ (ciclul izobar), valorile lor minime.

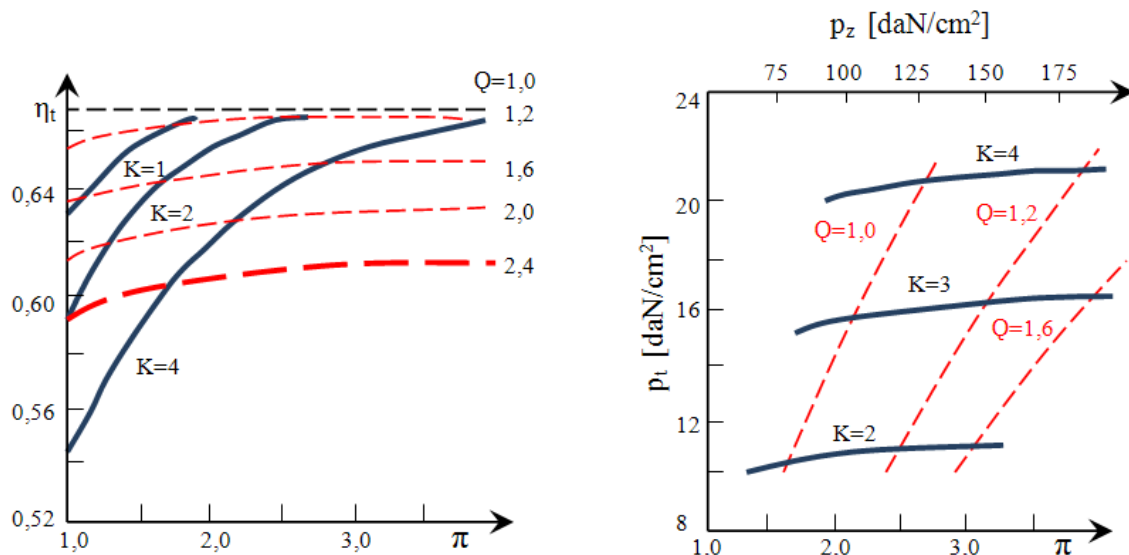


Fig. 2.9. Influența parametrilor ρ și π asupra randamentului termic și presiunii medii a ciclului cu ardere mixtă.

În concluzie, analiza ciclurilor teoretice demonstrează posibilitatea îmbunătățirii randamentului termic și a presiunii medii prin ridicarea raportului de compresie și a exponentului adiabatic (creșterea conținutului de aer a agentului motor). Reducerea raportului de creștere a volumului în cursul arderii (a fracțiunii de căldură cedate izobar) este de asemenea o cale de îmbunătățire a randamentului termic și a presiunii medii.

Comparând cele trei cicluri examinate, rezultă că, la un raport de compresie egal, ciclul cu ardere izocoră, care se consideră cel mai apropiat de ciclul real al MAS-ului, este optim atât din punctul de vedere al randamentului cât și al presiunii medii a ciclului.

În schimb, la o cantitate totală de căldură și un raport de compresie egale, vor rezulta presiunile maxime cele mai ridicate pentru ciclul cu ardere izocoră.

Creșterea exagerată a presiunii maxime și apariția unor fenomene de ardere anormală impun în realitate limitarea raportului de compresie al MAS-ului la valori inferioare față de MAC, la care randamentul lui este mai scăzut.

Generalități privind stadiul proceselor reale. Concluziile obținute pe baza studiului ciclurilor teoretice ale motoarelor cu ardere internă se limitează la influențele unui număr restrâns de factori asupra puterii și economicității și au un caracter unilateral.

Controlul proceselor care au loc în realitate, posibilitatea influențării lor în scopul îmbunătățirii parametrilor motoarelor sunt condiționate de cunoașterea aprofundată a acestor procese în interdependența lor și a modificărilor pe care acestea le suferă în condițiile de exploatare a motoarelor. Factorii care influențează în general procesele din motoare sunt de patru categorii:

- ✓ factori de stare (parametri ce caracterizează starea încărcăturii proaspete),
- ✓ factori funcționali (parametri caracteristici ai regimului de funcționare și ai reglajelor motorului)
- ✓ factori constructivi (parametri caracteristici ai construcției)
- ✓ natura combustibilului folosit.

Influențele fiecărui factor se analizează atât în condițiile menținerii constante a celorlalți factori - care sunt realizabile în experimente de laborator [4] - cât și în condițiile modificării concomitente a mai multor factori, specifice exploatării motoarelor. Procesele reale se urmăresc în succesiunea lor normală: schimbarea gazelor, Comprimarea, arderea și destinderea.

2.2. Influențe asupra procesului de schimbare a gazelor

Funcționarea continuă a unui motor cu ardere internă necesită înlocuirea ciclică a conținutului de gaze arse destinse din cilindru prin încărcătură proaspătă. Schimbarea încărcăturii de gaze a cilindrului se face în cursul proceselor de evacuare și umplere (admisie).

Modul de desfășurare a proceselor de evacuare și umplere prezintă o importanță deosebită, întrucât cantitatea de încărcătură proaspătă admisă în cilindru condiționează cantitatea de căldură introdusă într-un ciclu, și deci lucrul mecanic indicat.

Umplerea cu încărcătură proaspătă poate, să aibă loc după golirea cilindrului de gaze arse, sub efectul de aspirație creat de deplasarea pistonului în sensul creșterii volumului. Realizată în aceste condiții, umplerea este denumită normală (sau admisie normală).

Procesele evacuării și umplerii se succed pe două curse ale pistonului, corespunzător ciclului motor în patru timpi.

Dacă încărcătura proaspătă este comprimată înaintea intrării în cilindru, umplerea este denumită forțată (admisie forțată). Procedul este adoptat întotdeauna la motoarele în doi timpi, la care, prin intrarea sub presiune a încărcăturii proaspete în cilindru, se desăvârșește evacuarea gazelor arse. Procesul umplerii se desfășoară în acest caz concomitent cu evacuarea finală a gazelor arse.

Umplerea forțată este folosită de asemenea în scopul sporirii cantității de încărcătură admisă în cilindru, în cadrul procedului de supraalimentare. Aceasta poate fi aplicată atât motoarelor în patru timpi, cât și celor doi timpi.

Legătura care există între procesele de evacuare și umplere, ca și natura comună a fenomenelor care intervin în cursul acestor procese, recomandă tratarea lor concomitentă.

Influențele unor factori asupra umplerii normale:

Factori de stare

Presiunea inițială. Variațiile presiunii la intrarea în sistemul de admisie, denumită presiune inițială p_0 , conduce la modificări de același sens ale presiunii de admisie. Cantitatea de încărcătură proaspătă admisă variază direct proporțional cu presiunea inițială.

Temperatura inițială. Creșterea temperaturii încărcăturii la intrarea în sistemul de admisie (temperatura inițială T_0) determină o încălzire proporțional mai redusă de la pereți în timpul admisiei; raportul dintre temperatura încărcăturii încălzite T'_0 și temperatura inițială T_0 se micșorează. Ca urmare, coeficientul de umplere se îmbunătățește.

Greutatea încărcăturii proaspete admise este influențată, în afară de coeficientul de umplere, de densitatea inițială a încărcăturii, care se micșorează la creșterea temperaturii inițiale. Influența scăderii densității este predominantă; creșterea temperaturii inițiale antrenează astfel reducerea greutății de încărcătură aspirată.

Cantitatea de gaze reziduale. Mărirea cantității de gaze reziduale determină reducerea spațiului util al cilindrului care poate fi ocupat de încărcătura proaspătă, deci umplerea este înrăutățită în acest sens acționează creșterea presiunii la evacuare p_{ev} , prin instalarea unui amortizor de zgomot cu o rezistență gazodinamică superioară (Fig. 2.10).

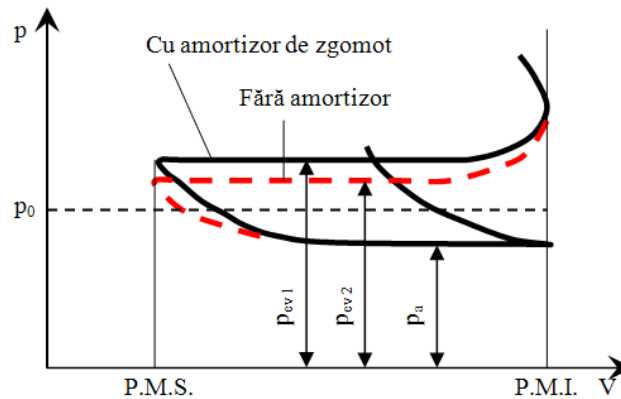


Fig. 2.10. Influența rezistențelor la evacuare asupra diagramei de pompaj

Turbulența. Prin turbulență se înțelege mișcarea haotică, de amestecare, a volumelor de fluid. Turbulența de scară mică (microturbulența) corespunde mișcărilor de amestecare ale unor volume mici, iar turbulența de scară mare (macroturbulența) se referă la volume mari de gaz.

Experiențele au arătat că încărcătura proaspătă din cilindru este animată în cursul umplerii de o turbulență intensă. Cauza principală a inițierii acestei mișcări este intrarea sub formă de jet a încărcăturii în cilindru. La periferia jetului apar gradienti importanți de viteză, care generează mișcările turbulente. Intensitatea mișcării turbulente se reduce mult în cursul comprimării, apoi începe să crească, trecând printr-un maxim pe un interval de aproximativ 30° de rotație a arborelui cotit ($^\circ RAC$) în jurul *pmi* (de la -15° la $+15^\circ$). Mărirea turației determină intensificarea turbulenței, datorită creșterii gradientilor de viteză la umplere, precum și reducerii timpului în care se produce amortizarea în cursul compresiei. Turbulența are o influență negativă asupra umplerii.

Factori funcționali

Turația. Creșterea turației mărește pierderile gazodinamice la evacuare și admisie, rezultând o creștere a presiunii de evacuare și o scădere a presiunii de admisie (Fig. 2.11). Umplerea se înrăutățește.

Influența turației asupra perfecțiunii umplerii este condiționată însă de fazele de distribuție fixate. Compararea diagramei de pompaj obținute la turații diferite arată că fiecărei turații îi corespund faze optime de distribuție diferite. Astfel, la turația momentul optim de închidere a supapei de admisie, la care se utilizează complet și efectul inerției coloanei de încărcătură proaspătă, este indicat în figura 2.11. Închiderea supapei cu o întârziere mai mare înrăutățește umplerea, prin evacuarea unei fracțiuni de încărcătură proaspătă.

La o turație superioară n_2 , presiunea de admisie este mai scăzută, astfel încât presiunea din cilindru devine egală cu cea din conducta de admisie mai târziu în cursa de compresie. La turația superioară, și efectul inerției este mai important, impunându-se o mărire suplimentară a întârzierii la închiderea supapei de admisie.

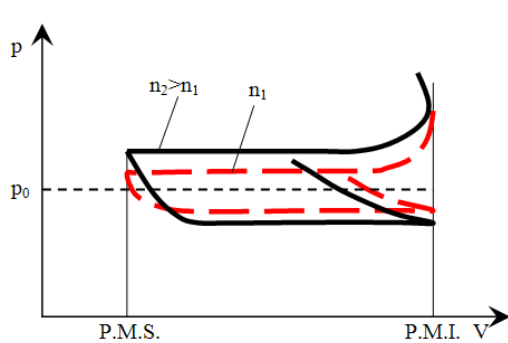


Fig. 2.11. Influența turației asupra diagramei de pompaj

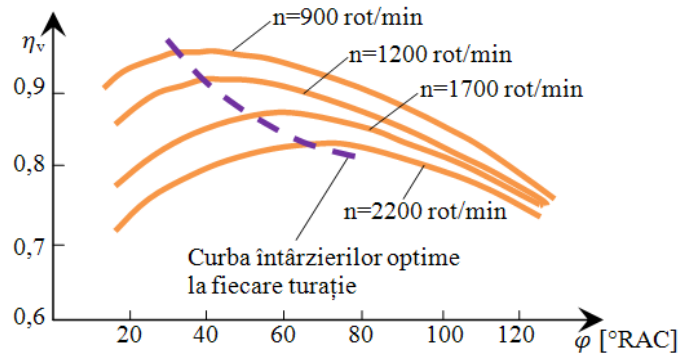


Fig. 2.12. Influența turației asupra întârzierii optime la închiderea supapei de admisie

Schimbarea turației determină și modificarea celorlalte componente ale fazelor optime de distribuție. În Figura 2.12 se arată variația întârzierii optime la închiderea supapei de admisie (măsurată în grade RAC) cu turația. Fazele distribuției fiind însă fixe, variația turației modifică diferențele dintre fazele de distribuție stabilite și cele optime, rezultând o influență suplimentară a turației asupra umplerii. Mărirea abaterii fazelor de distribuție față de cele optime înrăutățește umplerea.

Modificarea turației influențează de asemenea frecvența și amplitudinea undelor de presiune din sistemul de admisie și evacuare, care se reflectă asupra condițiilor umplerii.

Sarcina. Influența sarcinii asupra umplerii este condiționată de modul în care se realizează variația sarcinii.

La MAS-urile mai vechi cu carburator, schimbarea sarcinii se obține prin modificarea rezistenței gazodinamice a sistemului de admisie cu ajutorul unei clapete, denumită obturator, montată în carburator. Închiderea obturatorului conduce la creșterea pierderilor gazodinamice ale sistemului de admisie și la micșorarea corespunzătoare a presiunii de admisie (Fig. 2.13) și a coeficientului de umplere η_v , (Fig. 2.14); puterea motorului se reduce. Efectul închiderii obturatorului asupra coeficientului de umplere este cu atât mai pronunțat, cu cât turația este mai ridicată (Fig. 2.15).

Schimbarea sarcinii la motoarele cu formarea amestecului în interiorul cilindrului (MAC) se realizează prin variația cantității de combustibil injectate, în acest caz, procesul

umplerii este afectat puțin de schimbarea sarcinii, în funcție de micile variații ale gradului de încălzire a încărcăturii de la pereți (Fig. 2.16).

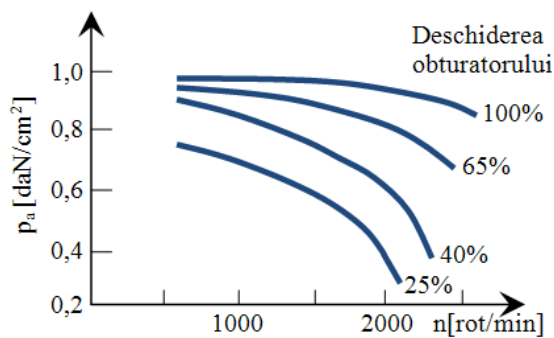


Fig. 2.13. Influența sarcinii asupra presiunii de admisie la diferite turații, la MAS

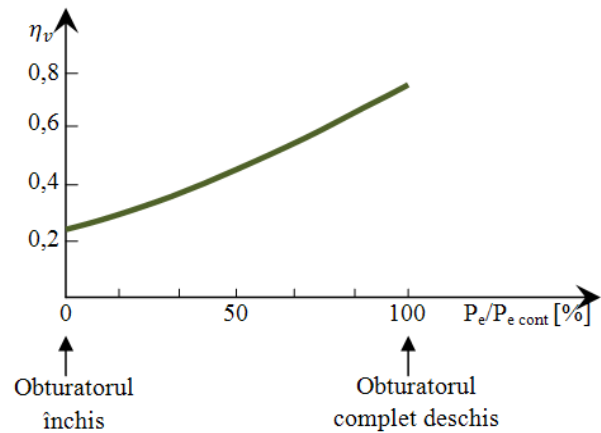


Fig. 2.14. Influența sarcinii asupra coeficientului de umplere la MAS

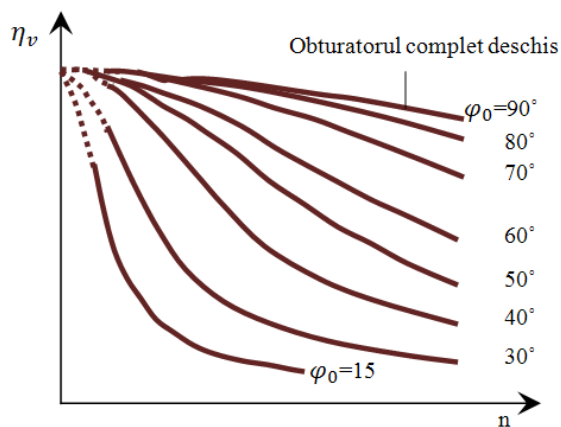


Fig. 2.15. Influența turației și sarcinii asupra coeficientului de umplere la MAS

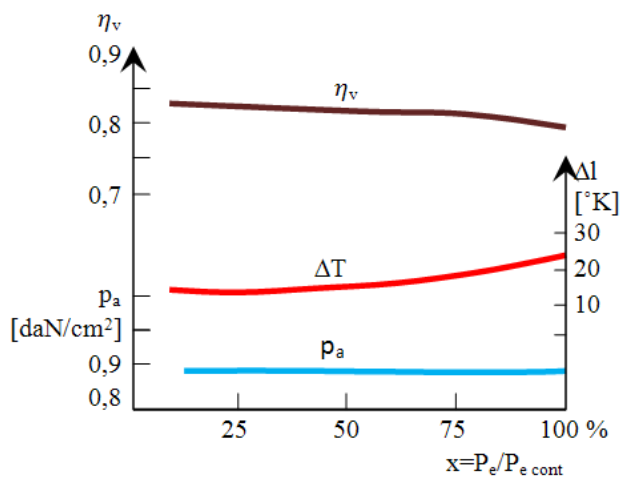


Fig. 2.16. Influența sarcinii asupra parametrilor η_v , p_a și ΔT la MAC

Factori constructivi

Fazele distribuției. Pe baza studiului fazelor de distribuție și al influenței turației a rezultat că fazele de distribuție stabilite la un motor sunt optime la un singur regim de funcționare, care corespunde în general sarcinii maxime și unei anumite turații n , la care se obține deci umplerea optimă (Fig. 2.17). Schimbarea fazelor de distribuție atrage modificarea caracteristicii de variație a coeficientului de umplere cu turația (curba 2 în Fig. 2.17 corespunde reglajului optim la turația n_2).

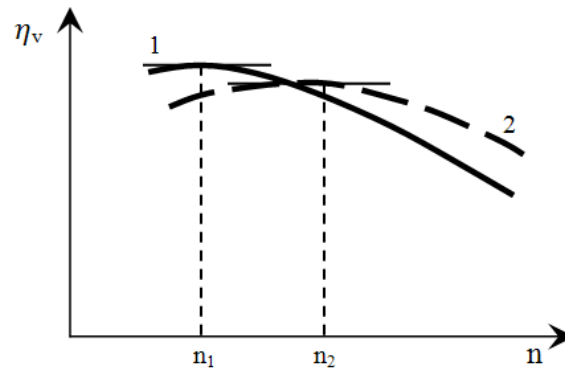


Fig. 2.17. Influența fazelor distribuției asupra variației coeficientului de umplere în funcție de turație

La motoarele cu o singură turație de funcționare se asigură în mod evident reglajul optim al fazelor de distribuție la această turație. Dacă însă motorul este destinat funcționării pe o gamă de turații (motoare de automobil și de tractor), fazele optime de distribuție corespund unei turații n plasate spre limita inferioară sau la mijlocul gamei turațiilor, în funcție de caracteristica necesară de variație a coeficientului de umplere.

Construcția sistemului de admisie. Deplasarea încărcăturii proaspete în sistemul de admisie este însoțită de pierderi gazodinamice, a căror mărime depinde de viteza de curgere și de rezistențele sistemului. Ultimele sunt determinate de forma constructivă, dimensiunile și starea suprafeței interioare a sistemului.

Sursele cele mai importante de pierderi gazodinamice sunt, în sensul curgerii încărcăturii proaspete: filtrul de aer, obturatorul de la carburator (la MAS), galeria din chiulasă și trecerea pe lângă supapă; în situația obturatorului complet deschis, pierderile la supapa ating până la 80% din totalul pierderilor. Creșterea ariei secțiunii medii de trecere oferite de supapă A_s^{med} prin mărirea diametrului talerului și a înălțimii de ridicare, este astfel de mare interes pentru îmbunătățirea umplerii, mai ales la turațiile ridicate (Fig. 2.18).

Rezistența introdusă de filtrul de aer depinde de capacitatea sa de filtrare și de gradul de îmbâcsire cu impurități. Funcționarea motorului cu filtrul de aer necurățat conduce la înrăutățirea umplerii.

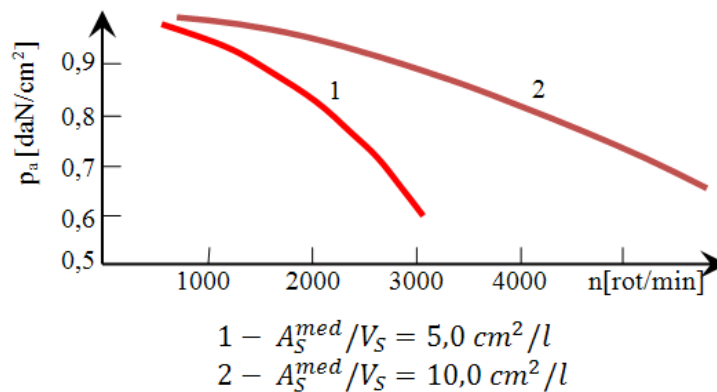


Fig. 2.18. Influența ariei secțiunii libere de trecere pe lângă supapă asupra presiunii de admisie

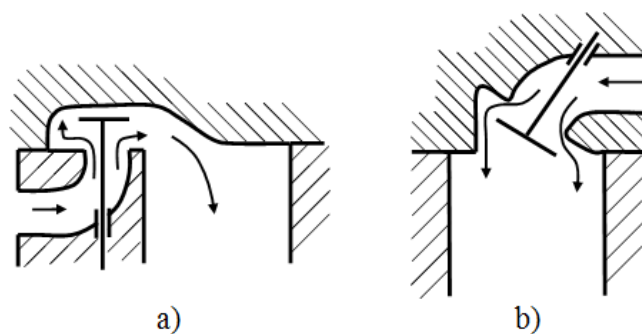


Fig. 2.19. Influența construcției camerei de ardere asupra condițiilor umplerii

Forma constructivă și secțiunile colectorului și ale galeriei de admisie au de asemenea o influență însemnată asupra umplerii. O construcție prezentând secțiuni de trecere mai mari, trasee mai scurte, coturi cu racordări largi și în număr mai redus contribuie sensibil la îmbunătățirea umplerii.

Construcția camerei de ardere. Legătura care există între construcția camerei de ardere și modul de montaj al supapelor și dimensiunile lor se reflectă asupra perfecțiunii umplerii. În Figura 2.19 se prezintă două construcții de camere de ardere utilizate la MAS. Prima (Fig. 2.19, a), caracterizată prin montajul supapelor lateral față de cilindru, oferă secțiuni reduse de curgere pentru intrarea în cilindru și determină o întoarcere aproape cu 180° a curenților. La camera cu supapele montate în chiulasă (Fig. 2.19, b), umplerea se îmbunătățește prin eliminarea acestor dezavantaje, existând totodată posibilitatea de mărire a diametrului supapelor.

Natura materialului pistonului și ai chiulasei. Fabricarea pistonului din aluminiu, iar la MAS rapide și a chiulasei, este favorabilă din punctul de vedere al umplerii. Având o conductivitate termică superioară, aliajele ușoare de aluminiu asigură o temperatură de funcționare mai scăzută, deci încărcătura proaspătă se încălzește mai puțin.

2.3. Influențe asupra procesului de comprimare

Comprimarea încărcăturii proaspete admise în cilindru este necesară pentru crearea condițiilor de presiune și temperatură favorabile aprinderii și arderii combustibilului. În acest mod se asigură și lărgirea diferenței nivelelor temperaturilor între care evoluează agentul motor în cadrul ciclului, în scopul măririi lucrului mecanic ciclic și a economicității funcționării.

În mod convențional se consideră că comprimarea începe în momentul închiderii organelor de distribuție în cursa de comprimare a pistonului (închiderea supapei de admisie la motorul în patru timpi și a organelor de baleiaj și evacuare la motorul în doi timpi). Sfârșitul compresiei se consideră în momentul producerii scânteii electrice (MAS) sau al începerii injectiei (MAC). Procesul compresiei ocupă prin urmare numai fracțiunea centrală a cursei de comprimare a pistonului (porțiunea $a-c$ în Fig. 2.20). În prima parte a cursei pistonului (din pme până în punctul a'), modul de variație a parametrilor încărcăturii este influențat de continuarea proceselor schimbării gazelor, iar pe ultima parte (din punctul c' până la pmi), de desfășurarea proceselor aprinderii și arderii.

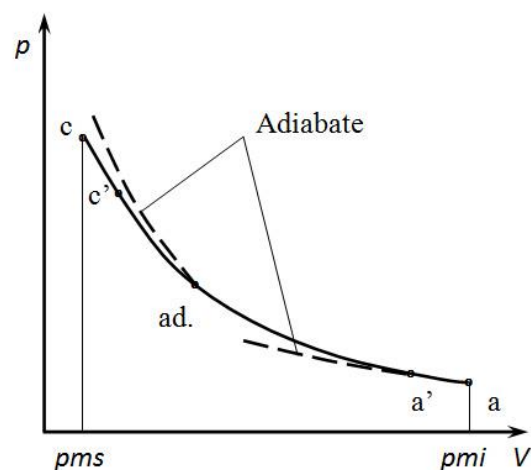


Fig. 2.20. Diagrama $p - V$ în perioada compresiei

Un aspect caracteristic pentru procesul compresiei este schimbul permanent de căldură cu pereții. Deoarece diferitele porțiuni ale pereților nu au aceeași temperatură (capul pistonului este de exemplu mult mai cald decât cilindrul), rezultă că schimbul de căldură are

loc cu intensități diferite. La începutul compresiei, gazele din cilindru au în general o temperatură mai scăzută decât pereții, astfel încât primesc căldură.

Treptat, pe măsura creșterii temperaturii lor, schimbul de căldură cu porțiunile mai reci ale pereților se inversează ca sens, astfel că, într-un anumit moment (ad), cantitatea de căldură primită este egală cu cea cedată. Acest moment corespunde aparent unui moment de adiabatism. Creșterea în continuare a temperaturii gazelor conduce la creșterea progresivă a cantității de căldură cedate pereților.

Procesul compresiei este prin urmare un proces politropic. Ducând câte o adiabată prin punctul a' al începutului compresiei și prin punctul ad de aparent adiabatism, se observă că curba reală a compresiei se plasează deasupra adiabatei în prima parte, în care predomină aportul de căldură de la pereți, și sub adiabată în ultima parte, în care predomină evacuarea căldurii de la gaze.

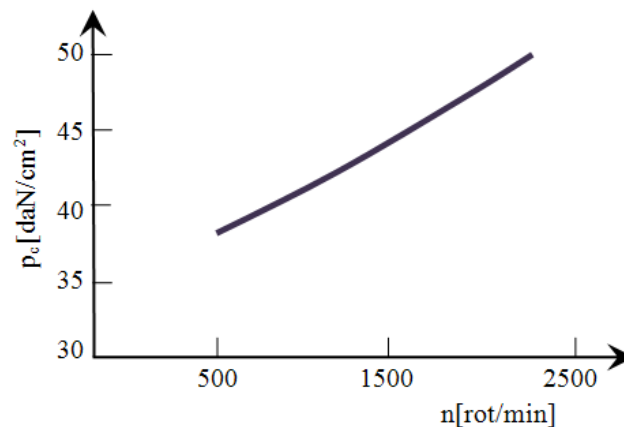


Fig. 2.21. Influența turației asupra presiunii la sfârșitul cursei de compresie (motorul este antrenat).

Dintre factorii care influențează desfășurarea compresiei, cel mai important este turația motorului. Experiențele arată că reducerea turației conduce la scăderea presiunii p_c , (Fig. 2.21) și a temperaturii la finele compresiei, reflectată în scăderea exponentului politropic mediu n_c . La o turație mai scăzută crește durata în timp a procesului, mărindu-se cantitatea de căldură cedată pereților și pierderile de gaz pe la neetanșeități, deci presiunea și temperatura la finele procesului sunt mai reduse.

Arderea în motorul cu aprindere prin scânteie

Tipurile arderii. Trăsăturile fundamentale ale arderii în MAS derivă din faptul că în momentul declanșării scânteii electrice, amestecul aer-combustibil din cilindru se găsește în stare de omogenitate, fără de care nu este posibilă nici apariția focarului inițial (nucleul de flăcără), nici răspândirea flăcării în toate direcțiile, până la cuprinderea în întregime a amestecului.

Desfășurarea normală a procesului de ardere din MAS constă din arderea treptată a amestecului aer-combustibil, ca rezultat al propagării unei flăcări (front de aprindere) în amestecul inițial de la un nucleu, produs de o scânteie electrică cu declanșare comandată.

Acest proces de răspândire a flăcării cu viteze moderate 25 ... 50 (m/s) poartă numele de *ardere normală*, întrucât el este singurul proces care determină o eficiență economică ridicată, nu provoacă avarierea sau uzura rapidă a motorului și poate fi dirijat sau controlat.

În anumite condiții apar fenomene perturbatorii, care împiedică desfășurarea arderii normale. Astfel, uneori este posibil, către sfârșitul arderii normale, înainte ca frontul de aprindere să cuprindă amestecul în întregime, să apară în zona finală o accelerare puternică a arderii, un fenomen de autoaprindere a ultimei porțiuni de amestec. În acest caz, procesul de ardere este cunoscut sub numele de *detonație*.

Alteori este posibil ca desfășurarea arderii normale să fie insolită de apariția unor aprinderi ale amestecului de la punctele sau suprafețele calde din camera de ardere, înainte sau după producerea scânteii, cu formarea unuia sau a mai multor fronturi de aprindere suplimentare. În acest caz, procesul de ardere poartă denumirea de *ardere cu aprinderi secundare*. Ultimele două manifestări ale arderii din MAS sunt cuprinse sub denumirea de *ardere anormală*.

Arderea normală. Procesul de ardere a fost studiat cu mijloace diferite datorită complexității sale, care pun în evidență, fiecare în parte, numai unele aspecte caracteristice.

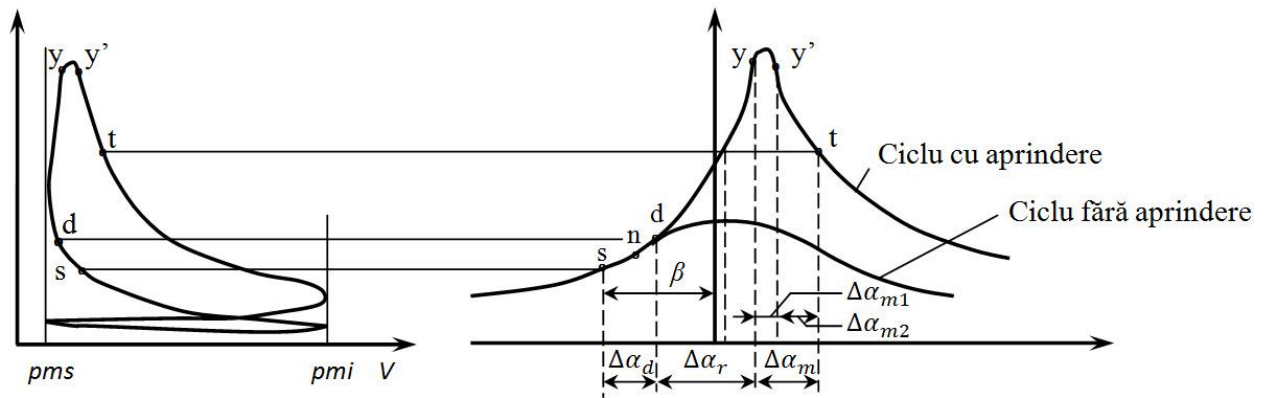


Fig. 2.22. Diagrama indicată pentru studiul arderii în MAS.

Diagrama indicată Cel mai răspândit și cel mai vechi mijloc de investigație pentru studiul arderii îl constituie diagrama indicată, în coordonate $p - V$ (Fig. 2.22., a) sau $p - \varphi$ (b). Diagrama $p - \varphi$ este mai convenabilă pentru studiul arderii întrucât permite o extindere a intervalului de variație a presiunii în timpul arderii, ceea ce mărește precizia investigației. Pentru obținerea unor informații suplimentare se suprapun două diagrame $p - \varphi$: una reprezintă variația presiunii în cilindru, într-un ciclu fără aprindere (antrenare); cealaltă reprezintă diagrama obișnuită a unui ciclu cu aprindere (funcționare). Declanșarea scânteii electrice se produce în punctual s , cu avans față de pmi . Unghiul β se numește *avansul la producerea scânteii electrice*. Diagrama $p - \varphi$ pune în evidență următoarele fapte:

1) după declanșarea scânteii electrice, cele două curbe de presiune rămân suprapuse, un interval de timp, în care arborele se rotește cu unghiul $\Delta\varphi_d$

2) din momentul desprinderii curbelor (punctul d , numit punct de desprindere), presiunea din ciclul cu aprindere crește repede, până atinge valoarea maxima (punctul y). În opoziție cu intervalul $\Delta\varphi_d$ în această fază în care arborele cotit se rotește cu unghiul $\Delta\alpha_r$ arderea este vizibilă, creșterea însemnată de presiune fiind rezultatul punerii în libertate a unei părți importante din energia chimică a combustibilului.

Curbele de presiune se desprind înainte de pmi . Un parametru caracteristic al procesului de ardere din această etapă îl constituie tangenta la curba de presiune, în fiecare punct, care reprezintă viteza instantanee de creștere a presiunii $p = dp/d\varphi$.

În Figura 2.22., se arată diagrama $p - \varphi$ în timpul procesului de ardere. Pentru simplificare se compară de obicei, fie viteza maximă de creștere a presiunii, P_{max} fie viteza medie de creștere a presiunii p definiția prin raportul dintre creșterea de presiune în perioada arderii vizibile și durata arderii vizibile în °RA adică:

$$\dot{p} = \frac{(p_y - p_d)}{(\alpha_y - \alpha_d)} [daN/cm^2 \text{ } ^\circ RA]$$

Pentru $\varepsilon = 6 \dots 8,5$ se ajunge la $p_{max} = 1,0 \dots 1,8 daN/cm^2 \text{ } ^\circ RA$, pentru $\varepsilon = 8,5 \dots 10$ se ajunge la $1,5 \dots 2,6 daN/cm^2 \text{ } ^\circ RA$. Pentru $\varepsilon = 7$, \dot{p} variază în limitele $0,8 \dots 1,8 daN/cm^2 \text{ } ^\circ RA$. Oricare dintre cei doi parametri prezintă un interes deosebit intrucât ei dau informații cu privire la intensitatea procesului de ardere și la intensitatea șocului cu care forța de presiune a gazelor este aplicată pe organele motorului. Aplicarea cu șoc a forței de presiune obligă pe proiectant să dimensioneze mai larg organele, ceea ce duce la sporirea masei motorului. Totodată, aceasta are drept consecință funcționarea brutală a motorului, cu trepidații și zgomote, ceea ce reprezintă un efect supărător în exploatare, mai ales la motoarele pentru autovehicule. Totuși, din punctul de vedere al randamentului este de dorit ca arderea să se desfășoare instantaneu, la volum constant, adică $\dot{p} = \infty$. Acest deziderat nu poate fi practic realizat deoarece arderea se desfășoară în timp. Pe de altă parte, condiția $\dot{p} = \infty$ compromite mersul liniștit. În măsura în care este posibilă dirijarea arderii, aceasta se face prin compromis. Când se urmărește solicitare mecanică redusă și durabilitate înaltă (motoare pentru autobuze, autocamioane etc.) \dot{p} ia valori moderate; când se urmărește performanță ridicată de putere și consum specific redus, \dot{p} ia valori ridicate;

3) după ce atinge valoarea maximă, presiunea rămâne constantă pe un interval redus $y - y'$, de câteva grade RA, în mod frecvent neglijat. Apoi presiunea scade după o lege care reprezintă o evoluție termodinamică de destindere. Arderea continuă și după punctul y' , ceea ce se evidențiază prin valoarea exponentului mediu politropic al primei porțiuni din curba de destindere, care se apropie de unitate și indică natura izotermică a evoluției. O astfel de evoluție este posibilă numai dacă pierderile de căldură prin pereți și lucrul mecanic de destindere, care tinde să reducă temperatura gazelor de ardere, sunt compensate de un aport corespunzător de căldură; cum aceasta nu poate proveni decât prin degajarea în continuare a căldurii de reacție ca urmare a transformărilor chimice, rezultă că arderea nu se încheie în momentul atingerii presiunii maxime. Sfârșitul arderii, punctul t , poate fi precizat cu ajutorul diagramei indicate numai prin calcul, după prelucrarea acesteia pe baza unor ipoteze simplificatoare.

Astfel, după diagrama $p - \varphi$ arderea se împarte în trei faze caracteristice: o fază inițială Δ_{φ_d} numită întârzierea la declanșarea arderii rapide; o fază intermediară Δ_{φ_r} numită faza arderii rapide; o fază finală Δ_{φ_m} numită faza arderii moderate.

Arderea cu detonație.

Manifestări exterioare. Cu aproape cinci decenii în urmă, încercarea de a mări raportul de comprimare cu peste 3..4 unități s-a văzut limitată de apariția unui fenomen perturbator, necunoscut până atunci, care compromitea principalele calități ale motorului: puterea, economicitatea și durabilitatea. Fenomenul a primit denumirea de *detonație*. Principalele manifestări ale detonației sunt:

- micșorarea puterii indicate a motorului;
- micșorarea randamentului indicat real;
- micșorarea temperaturii gazelor de evacuare;
- apariția, în unele cazuri, a fumului negru în gazele de evacuare;
- creșterea căldurii cedate apei de răcire;
- supraîncălzirea motorului, evidențiată prin creșterea temperaturii cilindrului;
- funcționarea brutală, trepidantă a motorului;
- apariția unui zgomot metalic caracteristic, motiv pentru care, inițial, fenomenul de detonație a primit denumirea de *ciocănire* sau *bătăie de ardere* (spre a-l deosebi de *bătăile mecanice* provocate de jocurile dintre piese);
- durabilitate redusă a motorului, determinată de creșterea uzurii cilindrului la partea superioară de supraîncălzirea pistonului care duce la arderea sau chiar la spargerea lui, de uzura suplimentară a cuzineților, de fisurarea izolantului bujiei etc.

Diagrama indicată. În cazul arderii cu detonație, diagrama indicată prezintă trei particularități distincte (Fig. 2.23) în comparație cu diagrama indicată în regim de ardere normă: 1) până la un moment dat (punctul *D*), curbele de presiune în cele două regimuri de ardere se suprapun, apoi apare o divergență importantă, cu o creștere bruscă, violentă, a presiunii în cazul arderii cu detonație, ceea ce permite să se deducă că detonația reprezintă un fenomen care se manifestă numai în ultima parte a procesului de ardere; 2) după atingerea valorii maxime, presiunea înregistrează oscilații importante, care se amortizează treptat în cursa de destindere; 3) aria diagramei, în cazul arderii cu detonație este mai mică.

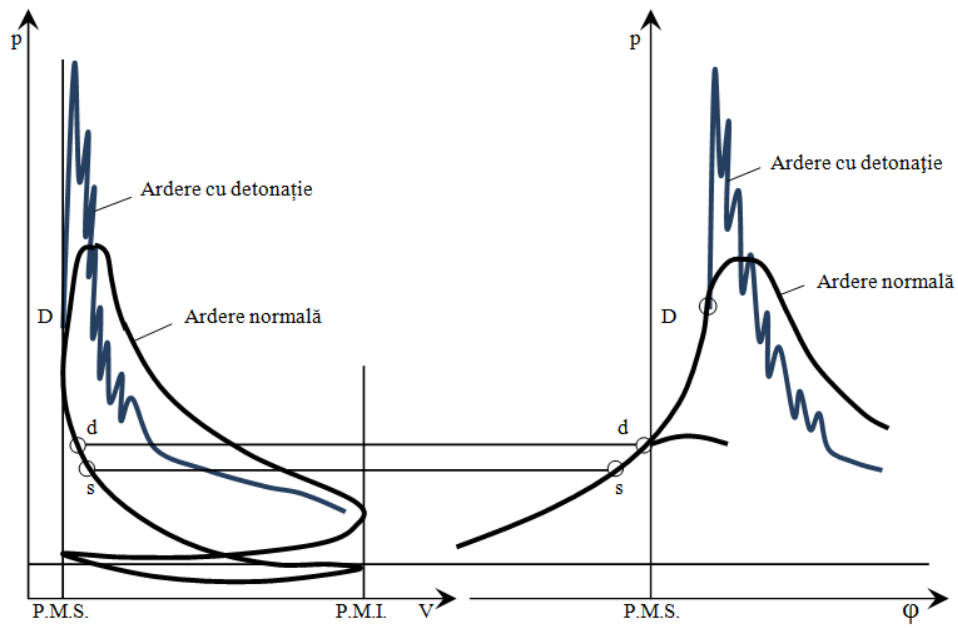


Fig. 2.23. Influența tipului de ardere asupra diagramei indicate.

Lista de figuri pentru Cap. II.

| | |
|---|----|
| Fig. 2.1. Ciclul teoretic cu ardere izocoră..... | 12 |
| Fig. 2.2. Influența raportului de compresie asupra randamentului termic al ciclului cu ardere izocoră | 12 |
| Fig. 2.3. Efectul creșterii raportului de compresie asupra diagramei indicate | 13 |
| Fig. 2.4. Influența exponentului adiabatic asupra randamentului termic al ciclului cu ardere izocoră. | 14 |
| Fig. 2.5. Ciclul teoretic cu ardere izobară | 14 |
| Fig. 2.6. Influența parametrilor ε , k și ρ asupra randamentului termic al ciclului cu ardere izobară..... | 14 |
| Fig. 2.7. Efectul creșterii parametrului ρ asupra diagramei indicate | 15 |
| Fig. 2.8. Ciclul teoretic cu ardere mixtă | 15 |
| Fig. 2.9. Influența parametrilor ρ și π asupra randamentului termic și presiunii medii a ciclului cu ardere mixtă..... | 16 |
| Fig. 2.10. Influența rezistențelor la evacuare asupra diagramei de pompaj | 19 |
| Fig. 2.11. Influența turației asupra diagramei de pompaj | 20 |
| Fig. 2.12. Influența turației asupra întârzierii optime la închiderea supapei de admisie | 20 |
| Fig. 2.13. Influența sarcinii asupra presiunii de admisie la diferite turații, la MAS | 21 |
| Fig. 2.14. Influența sarcinii asupra coeficientului de umplere la MAS..... | 21 |
| Fig. 2.15. Influența turației și sarcinii asupra coeficientului de umplere la MAS | 21 |
| Fig. 2.16. Influența sarcinii asupra parametrilor η_v , pa și ΔT la MAC..... | 21 |
| Fig. 2.17. Influența fazelor distribuției asupra variației coeficientului de umplere în funcție de turație.... | 22 |
| Fig. 2.18. Influența ariei secțiunii libere de trecere pe lângă supapă asupra presiunii de admisie..... | 23 |
| Fig. 2.19. Influența construcției camerei de ardere asupra condițiilor umplerii | 23 |
| Fig. 2.20. Diagrama $p - V$ în perioada compresiei..... | 24 |
| Fig. 2.21. Influența turației asupra presiunii la sfârșitul cursei de compresie (motorul este antrenat)..... | 25 |
| Fig. 2.22. Diagrama indicată pentru studiul arderii în MAS. | 27 |
| Fig. 2.23. Influența tipului de ardere asupra diagramei indicate..... | 30 |

BIBLIOGRAFIE:

- [1] **Bătașă, N.**, ș.a. Motoare cu ardere internă, București, E.D.P., 1995.
- [2] **Bobescu, G.**, Motoare termice, EDP, București, 1979.
- [3] **Burnete, N., Naghiu A., Rus I.**, ș.a., Motoare Diesel și Biocombustibili pentru transportul urban, Editura Mediamira, ISBN 978-973-713-217-8, 1054 pg., 2008.
- [4] **Grünwald, B.**, Teoria, calculul și construcția motoarelor pentru automobile, București, E.D.P., 1980.
- [5] **Heywood, J., B.**, “Internal Combustion Engine Fundamentals”, McGraw-Hill, 1988.

3. Influențe asupra arderii în M.A.S. [1, 3]

Influența factorilor de stare

Mișcarea de rotație a fluidului proaspăt în cilindru are influențe favorabile asupra propagării flăcării. Înregistrările arată că în acest caz, viteza \bar{W}_f crește de 2 ... 2,5 ori, iar durata propagării $\Delta\varphi_p$ se reduce la jumătate. Acest fapt prezintă interes deoarece o anumită mișcare de rotație se obține la un motor de serie prin poziția excentrică a supapei de admisie, existența unor supape speciale sau a unor galerii de admisie speciale.

Calitatea amestecului. O realitate fundamentală, caracteristică unui MAS este aceea că presiunea medie indicată și randamentul indicat variază cu calitatea amestecului în mod distinct și anume, valoarea maximă a presiunii medii indicate se înregistrează în domeniul amestecurilor bogate, iar valoarea maximă a randamentului indicat se înregistrează în domeniul amestecurilor sărace (Fig. 3.1). Întrucât puterea este proporțională cu p_i iar consumul specific de combustibil este invers proporțional cu η_i rezultă că un motor cu aprindere prin scânteie dezvoltă puterea maximă pentru un coeficient de dozaj care este diferit de acela la care dezvoltă economicitatea maximă. Amestecul bogat pentru care motorul dezvoltă puterea maximă pentru un coeficient de dozaj care este diferit de acela la care dezvoltă economicitatea maximă. Amestecul bogat pentru care motorul dezvoltă puterea maximă se numește amestec de putere și se caracterizează prin coeficientul de dozaj al aerului λ_p ; (sau coeficientul de dozaj al combustibilului $\tilde{\lambda}_p$); amestecul pentru care motorul dezvoltă randamentul maxim se numește amestec economic (dozaj economic) și se caracterizează prin coeficientul λ_{ec} sau $\tilde{\lambda}_{ec}$.

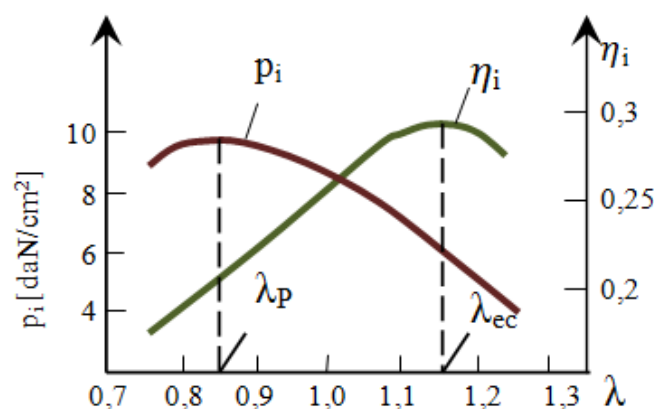


Fig. 3.1. Influența coeficientului de dozaj al aerului asupra presiunii medii și randamentului indicat.

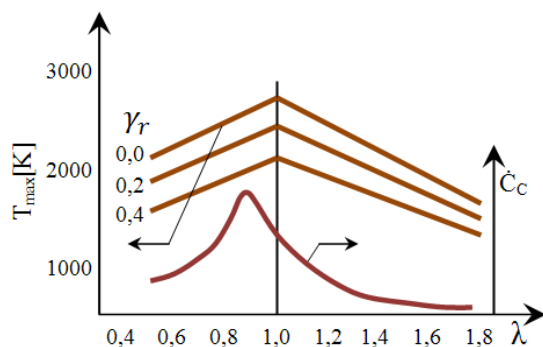


Fig. 3.2. Influența coeficientului de dozaj al aerului asupra temperaturii și vitezei de reacție a combustibilului

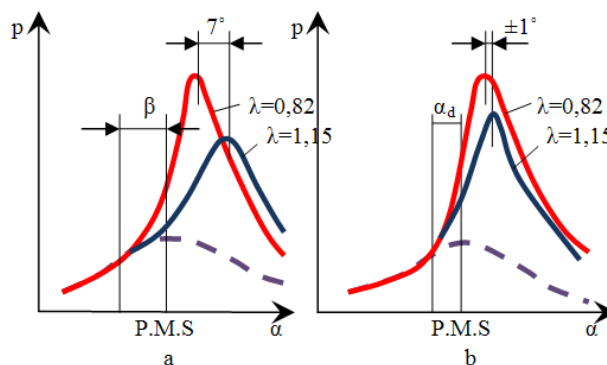


Fig. 3.3. Influența calității amestecului și a momentului declanșării scânteii asupra variației presiunii în perioada arderii

Faptul că λ_p nu coincide cu λ_{ec} are o deosebită importanță pentru practică, de aceea trebuie examinat îndeaproape.

Teoretic, η_{imax} și p_{imax} trebuie să se realizeze pentru $\lambda = 1$, deoarece în acest caz temperatura din ciclul termic atinge valoarea cea mai mare (Fig. 3.2). Când $\lambda > 1$, T_{max} scade deoarece puterea calorică a amestecului $Q_{iam} = Q_i / (1 + \lambda L_{min})$ se micșorează. Când $\lambda < 1$ se substituie Q_i cu Q_{in} , deoarece arderea e incompletă și se degajă mai puțină căldură; în acest caz, la scăderea lui λ , T_{max} se micșorează. Viteza de reacție a combustibilului \dot{C}_c se modifică și ea cu dozajul dar atinge un maxim în domeniul amestecurilor bogate, ceea ce are consecințe hotărâtoare asupra presiunii maxime din ciclu (Fig. 3.3).

Legătura dintre cele două mărimi este determinată în esență de intensificarea reacției chimice din flacăra turbulentă. Astfel, în cazul amestecurilor bogate (pentru care $\dot{C}_c = \dot{C}_{cmax}$) durata transformărilor chimice din flacăra turbulenta se reduce ($\Delta\alpha_1 < \Delta\alpha_2$) ceea ce înseamnă o reducere a grosimii zonei de ardere din flacăra.

Cu toate că nu există informații experimentale directe privind dependența fazei finale a procesului de ardere de calitatea amestecului, această dependență poate fi judecată prin intermediul grosimii zonei de reacție din flacăra. Astfel, dacă prin îmbogățirea amestecului scade grosimea flăcării, rezultă că după ce frontul de aprindere ajunge la perete, rămâne mai puțin combustibil care arde în faza finală. Această realitate este evidențiată și de caracteristicile de degajare a căldurii de reacție, care arată că ξ_y (fracțiunea din Q_{dis} care arde până se atinge presiunea maximă, la $\alpha = \alpha_y$) este cu circa 20% mai mare în cazul amestecurilor bogate, de $\lambda = \lambda_p$. Întrucât se degajă mai multă căldură în faza arderii rapide arderea se dezvoltă într-o măsură mai mare în condiții de variație minimă a volumului, în jurul p_{mi} și se apropie în mai mare măsură de o evoluție izocoră, care conduce la un nivel mai ridicat al presiunii maxime; aria diagramei indicate crește, iar lucrul mecanic specific este mai mare, $p_i = p_{imax}$.

Trebuie să se rețină că $\eta_i(\lambda)$ reprezintă o funcție dependentă de calitatea amestecului, care are o alură proprie determinată de fenomenele fizico-chimice prezentate; în schimb p_i depinde explicit de λ și implicit prin η_i , sau altfel spus, este produsul a două funcții $\eta_i(\lambda)(1/\lambda)$. Ca urmare, dacă coeficientul de dozaj al aerului se reduce începând de la valoarea $\lambda = \lambda_{ec}$, atunci η_i se micșorează dar funcția $1/\lambda$ crește.

Pantele celor două funcții sunt diferite și anume, la început η_i scade încet iar $1/\lambda$ crește repede, fapt pentru care presiunea medie și totodată puterea dezvoltată de motor ating nivelul maxim pentru amestecuri bogate (Fig. 3.4).

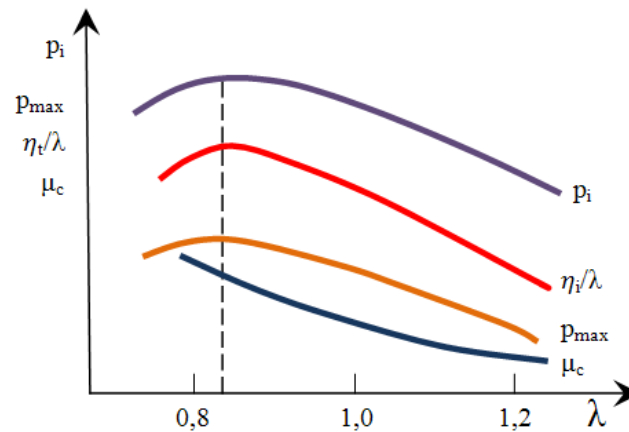


Fig. 3.4. Influența coeficientului de dozaj asupra unor indici caracteristici ai ciclului.

Faptul că, în condițiile invariabilității celorlalți factori, modificarea dozajului determină un maximum de economicitate pentru amestecuri sărace ($\lambda_{ec} = 1,08 \dots 1,15$) și un maxim al puterii pentru amestecuri bogate ($\lambda_p = 0,8 - 0,9$) delimitează variațiile raționale ale lui λ . În adevăr, este rațional ca MAS-ul să lucreze cu economicitate maximă. Dar totodată, este rațional pentru economia de metal ca la aceeași putere, litrajul motorului să fie minim; rezultă că litrajul unui motor de putere dată, la o turație determinată este invers proporțională cu p_e .

Proiectând motorul pentru $\lambda = \lambda_p$, adică la $P_e = P_{emax}$ pe obține litrajul minim. Dar motorul de autovehicul funcționează rar la puterea maximă, astfel: se va proiecta motorul pentru $\lambda = \lambda_p$ pentru a obține dimensiuni minime, dar în regimurile de funcționare cele mai frecvente, care se dezvoltă în 60...80% din durata de exploatare a motorului, amestecul se reglează pentru $\lambda = \lambda_{ec}$. Reglajul compoziției pentru $\lambda = \lambda_p$ are ca avantaj și reducerea regimului termic al motorului (Fig. 3.5).

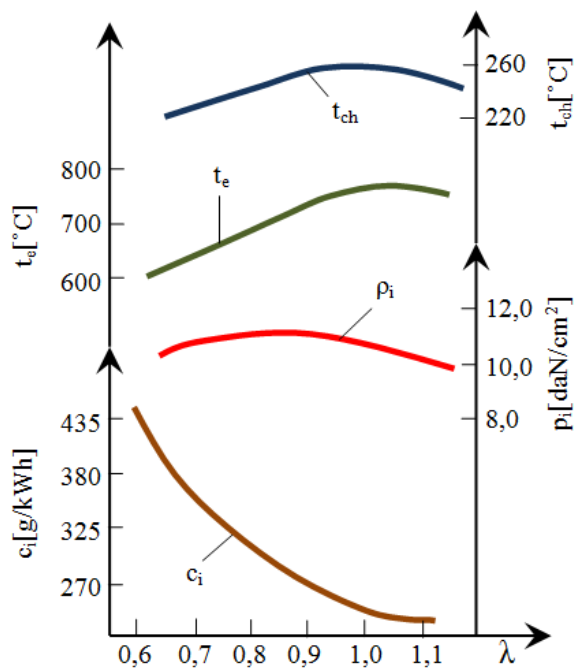


Fig. 3.5. Influența coeficientului de dozaj asupra unor indici și mărimi caracteristice

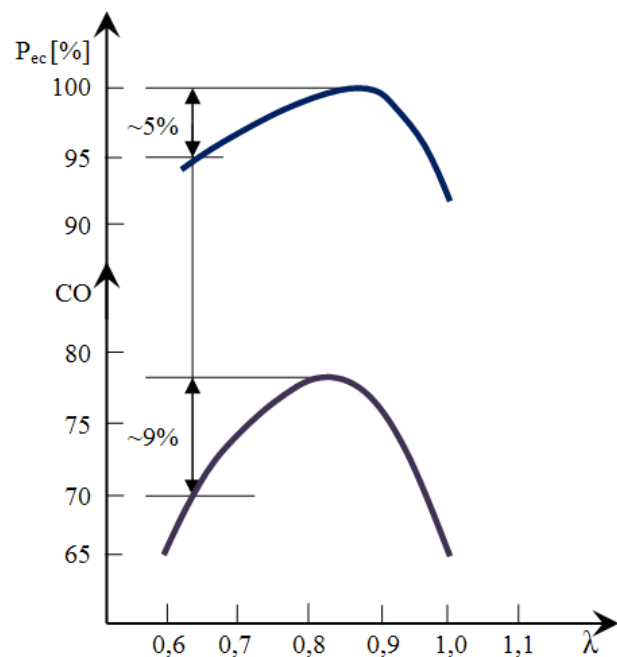


Fig. 3.6. Influența coeficientului de dozaj asupra cifrei octanice la limita de detonație.

Uneori se consideră că sărăcirea amestecului peste limitele raționale este indicată pentru a reduce consumul de combustibil. Se observă că în asemenea cazuri, creșterea duratei de ardere afectează uzura motorului deoarece flacăra vine în contact cu pelicula de ulei de pe oglinda cilindrului un interval de timp mai mare, arde filmul de ulei și compromite ungerea. Durata crescândă a arderii ridică, de asemenea, nivelul regimului termic al motorului, deoarece crește temperatura gazelor de evacuare (Fig. 3.6). De aceea reglajele de dozaj fixate de uzina constructoare în limite raționale trebuie respectate întocmai în exploatare, sau modificate, numai în urma unor cercetări corespunzătoare.

Calitatea amestecului afectează arderea cu detonație. În condițiile în care se variază riguros numai calitatea amestecului, ceilalți factori rămânând neschimbați, intensitatea maximă a detonației se obține pentru amestecuri bogate în vecinătatea lui $\lambda = \lambda_p$ deoarece la aceste valori ale lui λ se atinge viteza de reacție \dot{C}_c cea mai mare și presiunea maximă din ciclu cea mai înaltă și deci gradul de comprimare a amestecului din ZF cel mai ridicat.

Practica exploatării MAS-ului arată că îmbogățirea amestecului în anumite limite duce totuși la micșorarea sensibilă a intensității detonației, deoarece, în condiții de exploatare intervin efecte suplimentare și anume răcirea intensă a amestecului inițial prin vaporizarea

unei cantități mai mari de combustibil din fluidul proaspăt, precum și micșorarea regimului termic al motorului.

Astfel, îmbogățind amestecul mai mult decât este necesar pentru obținerea puterii maxime ($\lambda < \lambda_p$) se obține cu o mică reducere de putere un efect sensibil în ceea ce privește reducerea înclinării la detonație a motorului; CO scade cu aproape 10 unități (Fig. 3.7).

Întrucât amestecuri foarte bogate se folosesc la sarcină totală, în condiții în care MAS-ul de automobil funcționează rar, soluția este eficientă. Ea a fost aplicată pe scară largă în ultimele două decenii. Totuși, astăzi se manifestă prudență din cauza implicațiilor care apar pentru emisiunile nocive și risipa de combustibil.

În fine, se observă că dozajele apropiate de cel de putere maximă au cea mai mare tendință spre aprinderi secundare.

Temperatura inițială. Creșterea temperaturii inițiale T_0 a fluidului proaspăt sporește temperatura amestecului din ZF . Din această cauză întârzierea la autoaprindere a amestecului din ZF scade iar pericolul de detonație crește. Astfel, încălzirea accentuată a amestecului pentru a intensifica vaporizarea combustibilului devine prohibitivă nu numai pentru că reduce gradul de umplere, dar și pentru că mărește pericolul de detonație.

Presiunea inițială. Odată cu creșterea presiunii inițiale crește gradul de comprimare a amestecului din ZF , ceea ce favorizează apariția detonației, prin reducerea lui τ_{aa} . Această împrejurare constituie în prezent principalul impediment în supraalimentarea MAS-ului.

Gazele reziduale Frânează transformările chimice din spatele frontului de aprindere prin efect termic și prin efect cinetic, ca inhibitor, adâncimea zonei de ardere crește, durata arderii se amplifică și influențează negativ asupra puterii și economicității.

Influențele factorilor funcționali

Avansul la producerea scântei electrice. Variația avansului la producerea scântei determină o modificare însemnată a formei diagramei indicate (Fig. 3.7). Dacă declanșarea scântei are loc chiar în pms (a) după consumarea fazei inițiale se înregistrează o creștere moderată de presiune determinată de arderea lentă ca urmare a deplasării totale a procesului de ardere în destindere, în comparație cu ciclul teoretic (ciclul cu linie întreruptă) se constată o pierdere sensibilă de lucru mecanic.

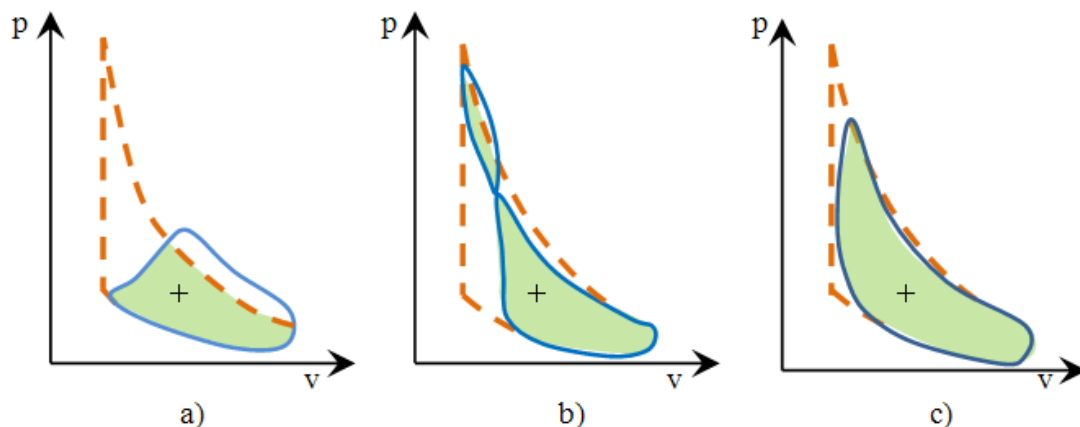


Fig. 3.7. Influența avansului la producerea scânteii electrice asupra formei diagramei indicate.

Dacă declanșarea scânteii are loc foarte devreme pe ciclu (b), faza de ardere rapidă se desfășoară integral până la sfârșitul cursei de comprimare. În acest caz se constată o creștere bruscă de presiune la sfârșitul comprimării, produsă de degajarea unei părți importante din căldură, care determină o amplificare considerabilă a lucrului mecanic de comprimare. La începutul cursei de destindere, nivelul presiunii în ciclu nu mai poate ajunge la nivelul presiunii de la finele comprimării, astfel încât se formează în diagramă o buclă negativă care reduce în plus aria diagramei.

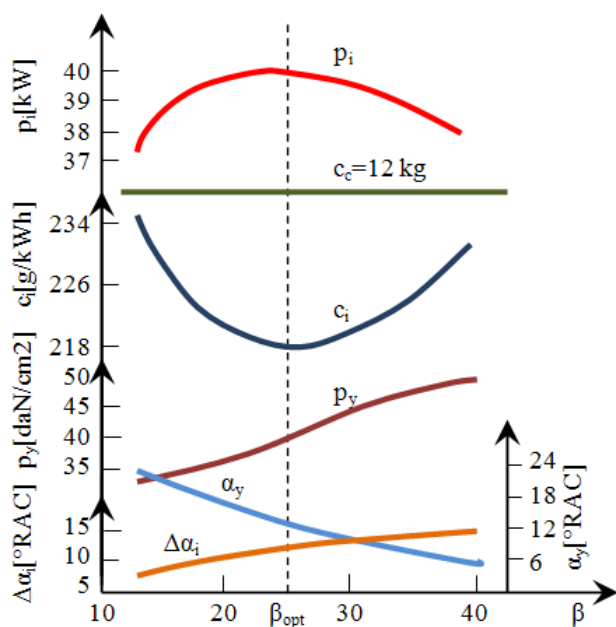


Fig. 3.8. Influența avansului la producerea scânteii electrice asupra unor mărimi caracteristice.

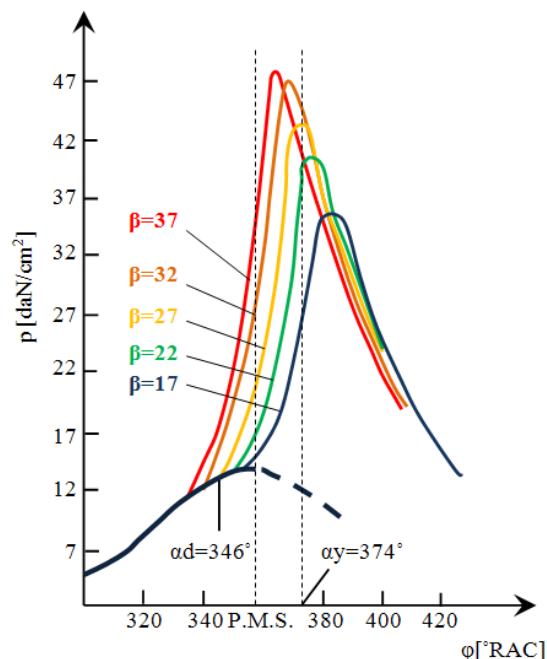


Fig. 3.9. Influența avansului la producerea scânteii electrice asupra presiunii maxime.

Există o valoare intermediară a avansului la producerea scânteii (c) la care diferența dintre aria ciclului teoretic și aria ciclului real este minimă. Reprezentarea puterii indicate reale P_i cu β (Fig. 3.8) arată că aceasta trece printr-un maxim. Întrucât consumul de combustibil C_c este constant, rezultă $c_{imin} = ct/P_{imax}$, adică c_i trece printr-un minim, iar η_i printr-un maxim.

Atunci se definește avans optim la producerea scânteii β_{opt} , acel avans la care puterea și economicitatea sunt maxime. Avansul optim se realizează când faza de ardere rapidă se plasează aproximativ simetric față de p_{mi} , ($360 - \alpha_d = \alpha_y - 360 \cong 14^\circ RA$) (Fig. 3.9), deoarece pe această cale arderea se desfășoară în condițiile de variație minimă a volumului. La mărirea lui β momentul de desprindere α_d se produce mai devreme pe ciclu, faza arderii rapide se deplasează treptat în cursa de comprimare α_i se micșorează iar presiunea maximă crește.

Se observă că la mărirea avansului cu aproape $30^\circ RA$, p_y crește cu aproape 50%. Există o dependență între avansul la producerea scânteii electrice și durabilitatea motorului. Astfel, o valoare a avansului mai mare decât valoarea optimă duce la solicitări mari, statice și dinamice, din cauza nivelului ridicat al presiunii maxime p_y ; o valoare a avansului mai mică decât valoarea optimă duce la o uzură mai intensă a pistonului și cilindrului, deoarece deplasarea arderii în destindere mărește timpul de contact al flăcării cu cilindrul și ridică nivelul regimului termic al motorului. Intensitatea detonației crește odată cu mărirea lui β ceea ce impune creșterea cifrei octanice a combustibilului pentru a preveni detonația (Fig. 3.10).

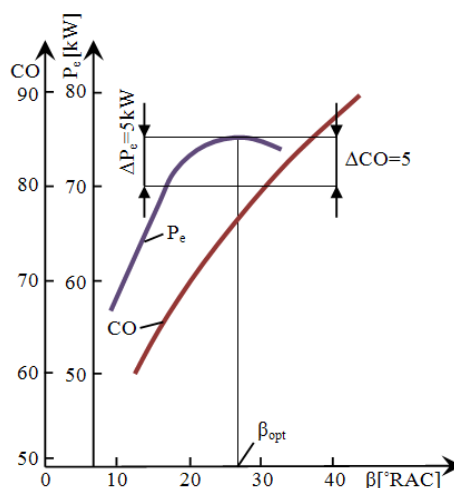


Fig. 3.10. Influența avansului la producerea scânteii electrice asupra cifrei octanice la limita de detonație.

Această dependență se explică prin creșterea gradului de comprimare a amestecului din ZF , ca urmare a sporirii presiunii maxime p_y odată cu creșterea lui β . Întrucât panta curbei $CO(\beta)$ este cu mult mai mare decât a curbei $p_e(\beta)$ în jurul lui β_{opt} , se observă că dacă se reduce avansul sub valoarea optimă ($\beta = 17^\circ RA$ în loc de $26^\circ RA$) cu o mică reducere de putere ($\Delta Pe \cong 7\%$) se poate reduce CO cu 5 unități.

Reducerea avansului la declanșarea scânteii, sub valoarea avansului optim, reprezintă o metodă de reglaj frecvent aplicată în practică.

Turația. Influența turației asupra fazelor procesului de ardere este considerabilă. Astfel, la mărirea turației, durata în timp $\tau_d(\tau_i)$ a fazei inițiale scade deoarece pierderile de căldură se micșorează și temperatura în momentul declanșării scânteii este mai mare. Cu toate acestea durata $\Delta\alpha_d$ în grade RA crește (Fig. 3.11), ceea ce arată că τ_d nu scade proporțional cu turația ($\Delta\alpha_d = 6n\tau_d$). Mărirea turației determină o intensificare substanțială a turbulenței, ceea ce amplifică viteza medie de propagare (\bar{W}_f variază liniar cu turația) și reduce durata propagării, $\tau_r = \tau_p = l_f/\bar{W}_f$. Cu toate acestea, experiențe conduse în condițiile $\beta = ct$, arată că suma duratelor primelor două faze măsurate în grade RA crește cu turația, $\Delta\alpha_d + \Delta\alpha_r = 6n(\tau_d + \tau_r)$.

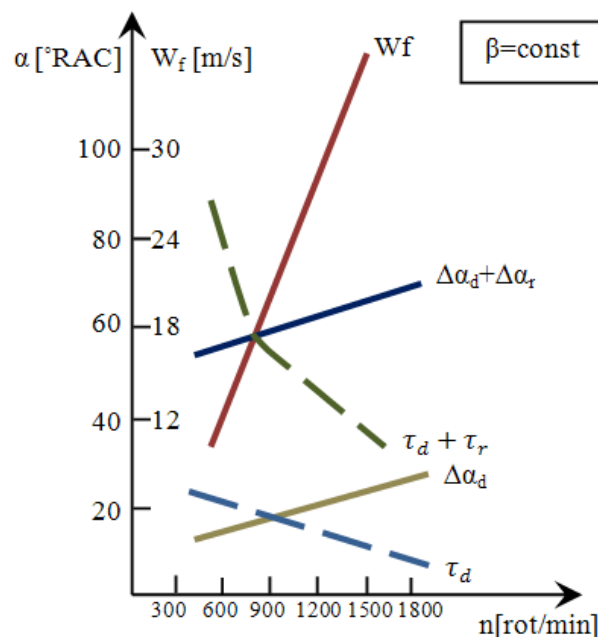


Fig. 3.11. Influența turației asupra unor parametri caracteristici ai procesului de ardere.

Această particularitate este determinată de faptul că faza de ardere rapidă n-a fost plasată întotdeauna în aceleași condiții de turbulență. În adevăr, în jurul p_{mi} , turbulența (deci și \bar{W}_f) este maximă.

Prin mărirea duratei fazei inițiale $\Delta\alpha_d$, faza de ardere rapidă se deplasează din zona de turbulență maximă (ZTM) din jurul p_{mi} (Fig. 3.12,a). Dacă se păstrează însă neschimbat avansul la desprindere, atunci se observă că durata fazei de ardere rapidă rămâne nemodificată (Fig. 3.12,b). Pentru ca punctele de desprindere să coincidă, avansul trebuie modificat și anume cu cât turația crește, cu atât avansul la producerea scânteii trebuie să fie mai mare pentru a retrage pe ciclu faza de ardere rapidă, care este împinsă în destindere de creșterea duratei fazei inițiale.

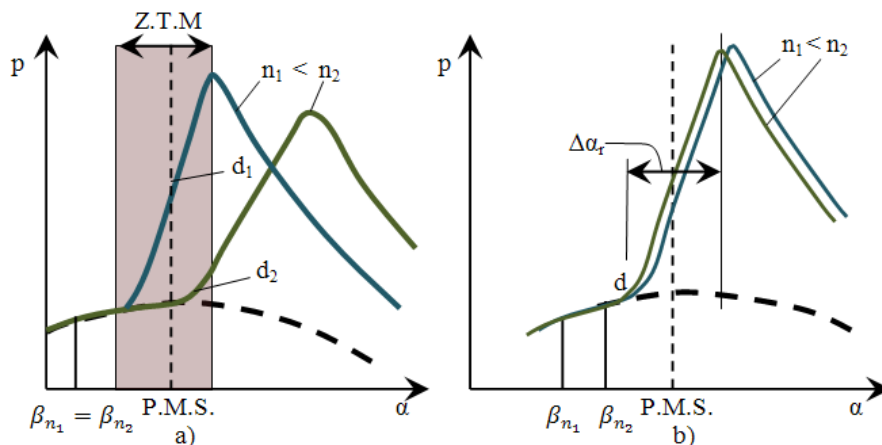


Fig. 3.12. Influența poziției pe ciclu a punctului d asupra presiunii maxime. pentru două turații.

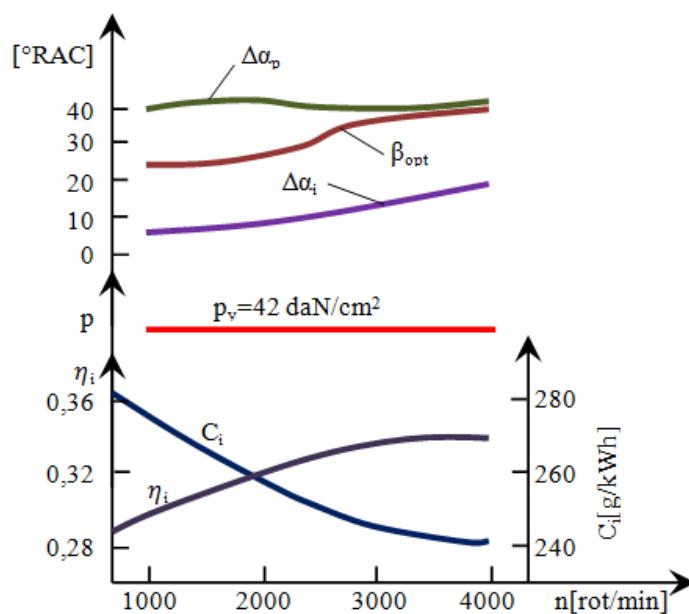


Fig. 3.13. Influența turației asupra unor mărimi caracteristice.

Experiențe efectuate pe motoare de serie [4](Fig. 3.13) arată că pe tot domeniul de variație a turației, la sarcină plină, dacă se asigură condiția $\beta = \beta_{opt}$, durata fazei de ardere rapidă $\Delta\alpha_r$ și presiunea p_y rămân cvasiconstante, în schimb η_i scade odată cu reducerea turației, deoarece se intensifică pierderile de căldură prin pereți $Q_p \cong 1/n^{0,2}$.

Metoda de determinare a avansului optim cu turația este următoarea: la o turație dată n_i menținând constanți toți ceilalți factori, se variază β și se măsoară puterea efectivă P_e (Fig. 3.14, a) ; valoarea β_{opt} se obține pentru $P_e = P_{emax}$. Operația se repetă pentru mai multe turații, apoi se trasează locul geometric al punctelor de putere maximă (curba β_{opt}).

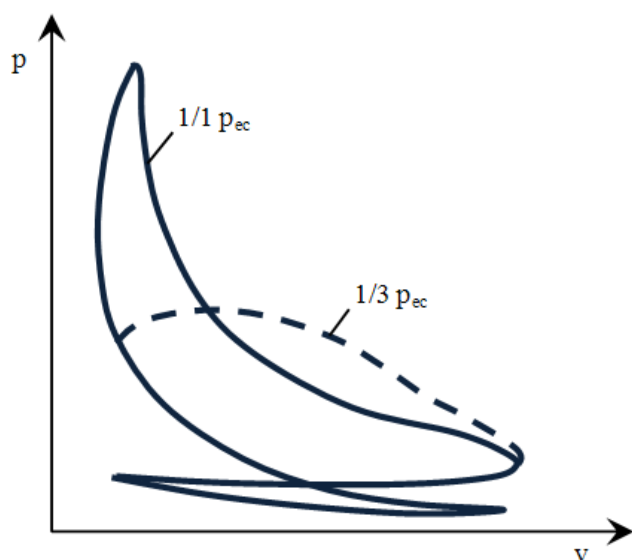


Fig. 3.14. Influența sarcinii asupra diagramei indicate

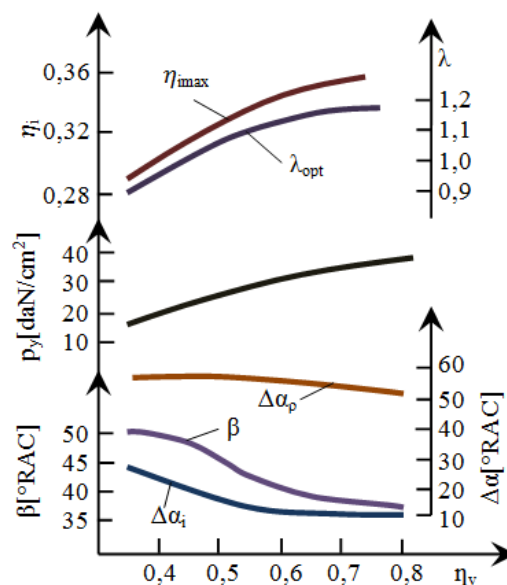


Fig. 3.15. Influența gradului de umplere (sarcinii) asupra unor parametri caracteristici

Experimentele [3,4,5] arată că la mărirea turației intensitatea detonației scade, deoarece durata în timp τ_p scade, durata τ_{aa} crește, iar η_v scade astfel încât regimul general de presiuni se reduce, iar gradul de comprimare a amestecului din ZF scade. În general, motoarele rapide au o tendință mai redusă la detonatic decât motoarele lente, ceea ce se ilustrează prin următoarele cifre:

$$n/CO = 1000/95; 1400/92, \quad 1800/88, \quad 2200/84, \quad 2600/80, \quad 3200/66.$$

Această împrejurare a ușurat ridicarea performanței de turație la MAS. Aprinderile secundare se intensifică cu creșterea turației.

Sarcina. La MAS prin închiderea parțială a obturatorului scade presiunea de admisie p_a și crește coeficientul gazelor reziduale de ardere γ_r . În aceste condiții durata arderii crește considerabil pe de o parte, prin reducerea vitezei de propagare W_f (prin reducerea cantității

de fluid proaspăt se micșorează viteza W_{sa} , deci și intensitatea turbulenței) pe de altă parte, datorită reducerii vitezei de ardere (crește zona de ardere din cauză că viteza de reacție este frânată de p_a mic și γ_r mare). La sarcini parțiale, randamentul indicat scade sensibil.

Diagramele indicate arată că arderea are loc lent, aproape izobar pentru $\beta = ct$ (deci MAS-ul nu funcționează numai după ciclul izocor). În aceasta constă dezavantajul de principiu al MAS-ului de automobil, deoarece fiind obligat să funcționeze cel mai adesea la sarcini parțiale, realizează o economicitate redusă. Deplasarea arderii în destindere în condițiile $\beta = ct$ se corectează prin retragerea în jurul p_{mi} a fazei de ardere rapidă. Corecția este parțială deoarece nu schimbă condițiile de desfășurare a arderii (presiune și turbulență reduse). În acest scop, odată cu reducerea sarcinii se mărește avansul la producerea scânteii.

O corecție suplimentară se aplică calității amestecului. Întrucât arderea decurge lent se amplifică viteza reacției chimice și se reduce parțial grosimea zonei de reacție, prin îmbogățirea amestecului. Se urmărește astfel să se aranjeze arderea mai aproape de p_{mi} , în zona de variație minimă a volumului, pentru a ameliora randamentul termic η_t . Soluția are însă un dezavantaj, când λ scade se dezvoltă arderea incompletă. Dar $\eta_i = \eta_t \cdot \eta_{in}$; prin urmare, îmbogățirea amestecului mărește pe η_t și micșorează pe η_{in} . Experiența arată că există o valoare optimă a lui λ ($\lambda = \lambda_{opt}$), care se stabilește pentru fiecare motor în parte, prin experimentări laborioase, pentru care randamentul indicat este maxim $\eta_i = \eta_{imax}$. Variația lui λ_{opt} cu gradul de umplere se arată în Figura 3.16. Se observă că la sarcini reduse (η_i mic) $\lambda_{opt} < 1$, adică amestecul este bogat. Totuși, pentru că amestecul definit de λ_{opt} conduce la η_{imax} el se numește amestec economic.

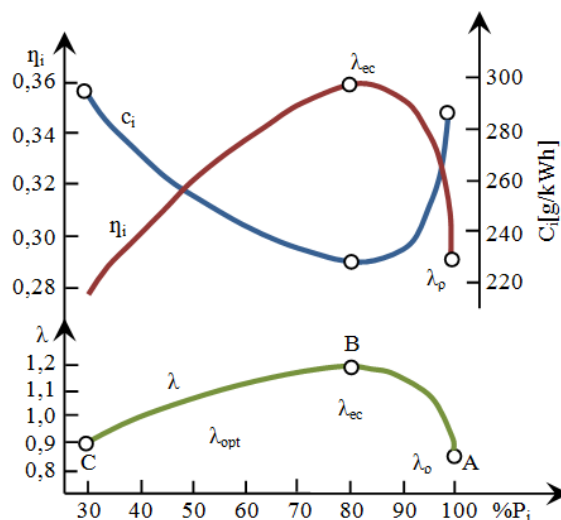


Fig. 3.16. Influența sarcinii asupra unor mărimi caracteristice.

Astfel, noțiunea de amestec economic trebuie înțeleasă într-un sens mai larg, nu numai cum a fost definită atunci când s-a discutat alegerea reglajului economic (λ_{ec}) sau de putere (λ_p) pentru determinarea puterii maxime a motorului la sarcină totală. Corelarea simultană a lui λ_{opt} și β_{opt} , cu sarcina (η_v) se arată în Figura 3.16 odată cu variația celorlalți parametri caracteristici ai arderii.

Dacă la deschiderea completă a obturatorului presiunea maximă atinge 40...60 daN/cm^2 (la MAS cu $\varepsilon = 7,5...10$) în condiții de deplasare urbană a unui autoturism, când obturatorul este parțial deschis, $P_{max} = 18...24 daN/cm^2$, iar la mers în gol $P_{max} = 10...13 daN/cm^2$. Variația calității amestecului cu sarcina ilustrează următoarele principii fundamentale:

Regimul termic exercită o influență însemnată asupra detonației. Cu cât regimul termic al motorului este mai ridicat cu atât fluidul proaspăt se va încălzi mai intens în contact cu pereții calzi, temperatura amestecului din ZF va spori, în conformitate cu relația (1.22) crește T_d , ceea ce va ușura autoaprinderea, iar intensitatea detonației va crește. Experiența arată că prin reducerea temperaturii apei de răcire devine posibilă utilizarea unui combustibil mai puțin rezistent la detonație (Fig. 3.17). Întrucât MAS-urile moderne sunt puternic sollicitate termic, pentru a preveni detonația se utilizează soluții noi care intensifică răcirea chiulasei.

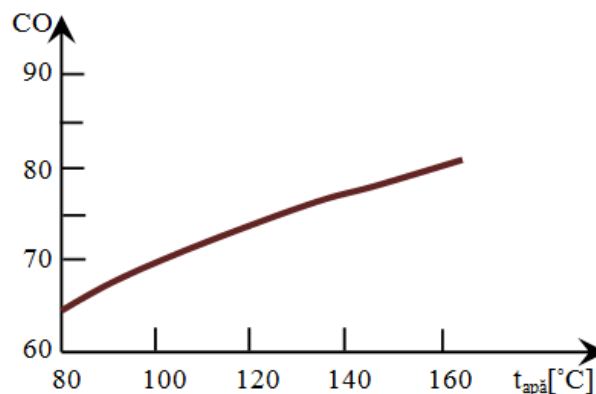


Fig. 3.17. Influența temperaturii apei de răcire asupra cifrei octanice la limita de detonație

Influențele factorilor constructivi

Raportul de comprimare. Creșterea raportului de comprimare reprezintă principala cale de sporire a randamentului MAS-ului.

Menținând neschimbat avansul la producerea scânteii, se constată că durata fazei inițiale $\Delta\alpha_d$ scade odată cu mărirea lui ε deoarece pe această cale se amplifică temperatura în momentul declanșării scânteii $T_s = T_a(V_s/V_c)^{m_c-1}$, începutul pe ciclu al fazei de ardere rapidă se deplasează, durata $\Delta\alpha_r$ scade.

Dacă $\beta = ct$, faza principală se retrage prea mult spre *pmi*; pentru plasarea ei simetrică, din cauza reducerii fazei inițiale rezultă că la mărirea lui ε avansul optim trebuie să scadă. Mărirea lui ε determină totodată o creștere a nivelului presiunilor maxime din ciclu. În condițiile $\beta = ct$ aceasta se explică, pe de o parte, prin ridicarea generală a nivelului de presiuni, iar, pe de altă parte, prin retragerea fazei principale față de *pmi*.

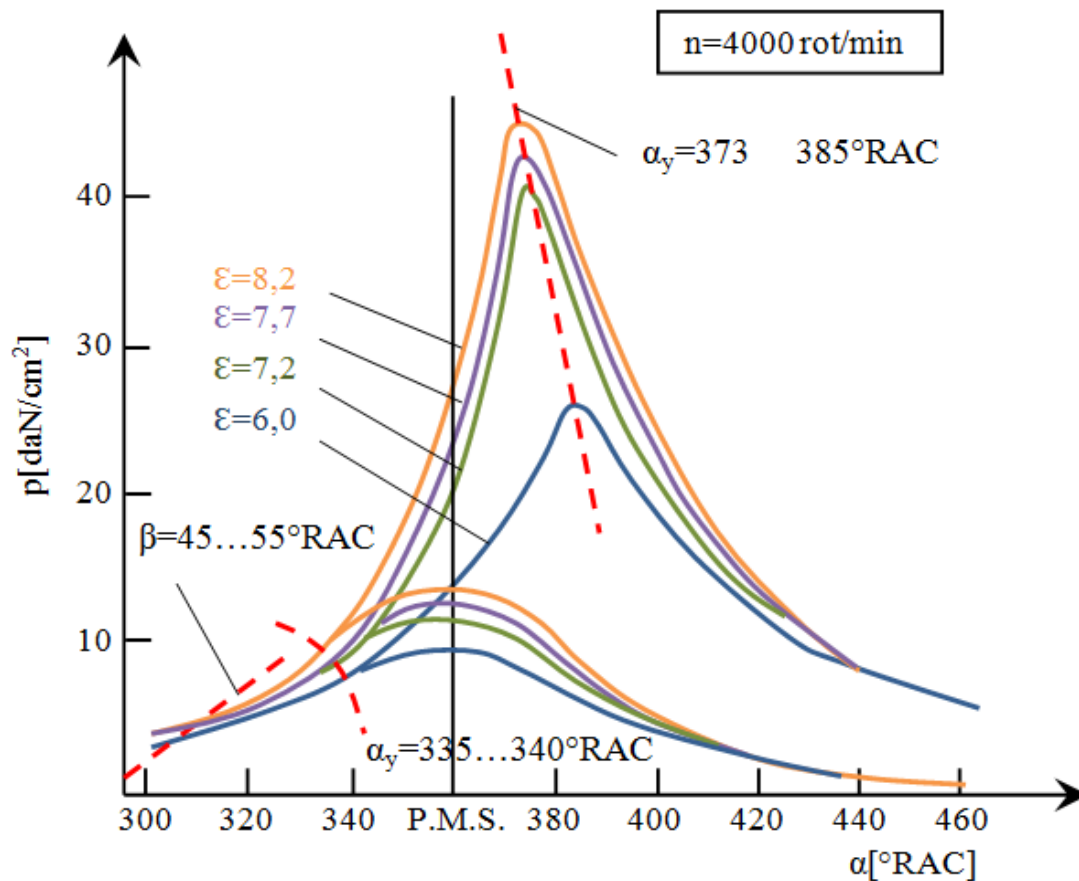


Fig. 3.18. Influența raportului de comprimare asupra presiunii maxime.

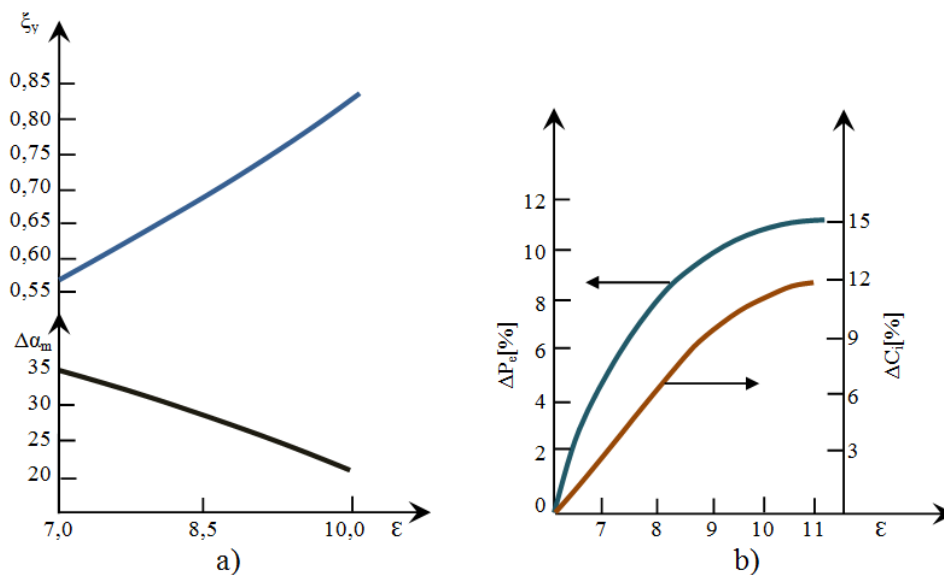


Fig. 3.19. Influența raportului de comprimare asupra unor parametri ai arderii (a) și asupra creșterii de putere și reducerii de consum specific de combustibil (b).

S-a pus în evidență o influență specifică și anume aceea a lui ϵ asupra cineticii reacțiilor chimice, care se exercită îndeosebi prin intermediul presiunii. Astfel s-a dovedit că la mărirea lui ξ_y crește considerabil (Fig. 3.19, a).

Așadar creșterea lui ϵ constituie o cale de intensificare a transformărilor chimice din zona de ardere, de reducere a grosimii ei. Întrucât se micșorează și $\Delta\alpha_r$, rezultă că intensitatea arderii moderate scade sensibil iar $\Delta\alpha_m$ se micșorează. Astfel, întreaga durată a arderii se micșorează, ceea ce constituie principala cauză a sporirii lui η_i cu creșterea lui ϵ .

Dimensiunile cilindrului. Modificarea dimensiunilor cilindrului determină o schimbare a duratei de propagare întrucât variază drumul parcurs de flacără $l_f \cong D$, când bujia se fixează la o extremitate a camerei de ardere. Ca urmare, la reducerea alezajului D , posibilitatea de apariție a detonației scade, ceea ce se verifică experimental prin reducerea cifrei octanice (Fig. 3.20). De aceea, alezajul maxim la MAS este limitat la aproximativ 100 mm. Tendința actuală de reducere a raportului $\psi = S/D$ conduce la creșterea lui D , dacă se aplică pentru $V_s = ct$. Se acționează în sens invers, adică se micșorează V_s deci D prin mărirea numărului de cilindri la aceeași cilindree totală ($V_s = V_t/i = ct/i$), soluție care devine însă costisitoare în fabricație.

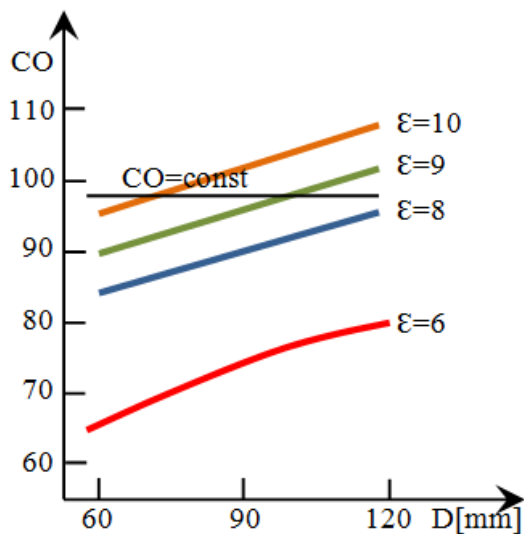


Fig. 3.20. Influența alezajului asupra cifrei octanice la limita de detonație

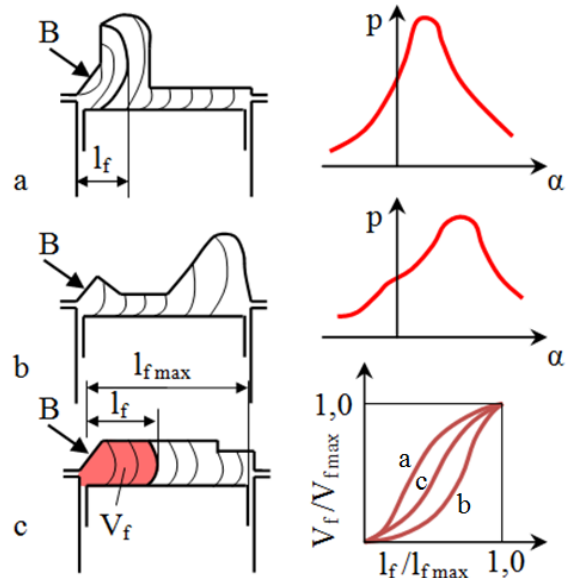


Fig. 3.21. Influența formei camerei de ardere asupra variației presiunii și a volumului relativ de amestec cuprins de frontul de aprindere

Arhitectura camerei de ardere. Alcătuirea rațională a configurației camerei de ardere constituie una dintre căile fundamentale prin care constructorul acționează pentru dirijarea arderii în motor.

Una dintre proprietățile principale ale camerei de ardere o constituie gradul de cuprindere a amestecului de către frontul de aprindere la deplasarea acestuia. În acest scop se determină caracteristica de propagare a camerei de ardere care reprezintă raportul dintre volumul relativ parcurs de frontul de aprindere, în funcție de distanța relativă pe care se deplasează. Această caracteristică se determină experimental, executând din lemn sau ipsos o cameră de ardere și decupând apoi treptat volumele definite de o sferă cu raza l_f și cu centrul în dreptul bujiei. În cazul (a) (Fig. 3.21) flacăra cuprinde inițial cantități mari de amestec, presiunea crește repede la începutul arderii, apoi înregistrează o creștere lentă; o soluție opusă (b) conduce la creșterea lentă a presiunii la începutul fazei principale. O soluție intermediară (c) combină efectele precedente.

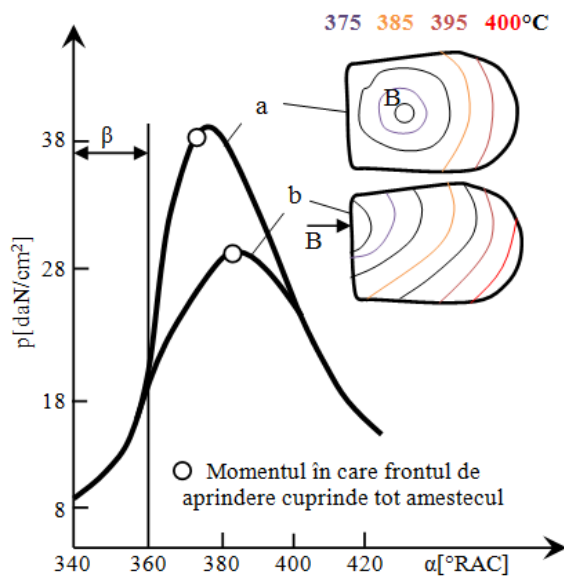


Fig. 3.22. Influența poziției bujiei asupra variației presiunii în faza de ardere vizibilă

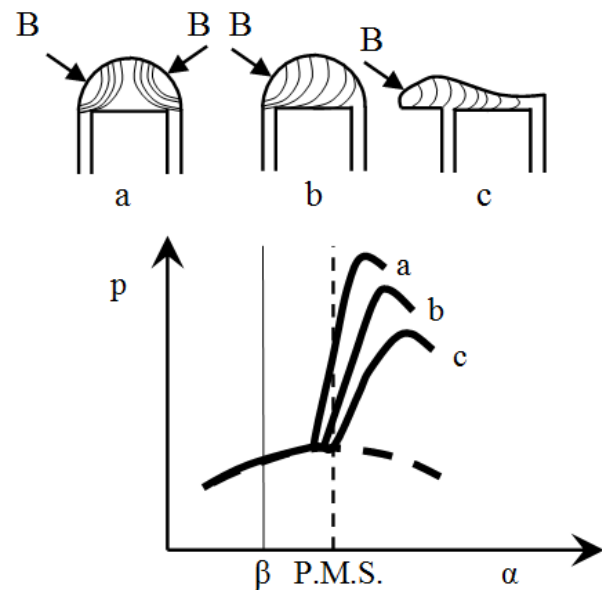


Fig. 3.23. Influența formei camerei de ardere și a poziției bujiei asupra presiunii maxime

Arhitectura camerei de ardere influențează durata propagării $\Delta\alpha_r$, pe două căi, evidențiate de relația (1.4). Pentru a reduce drumul total l_r , se acționează atât asupra formei camerei de ardere cât și asupra poziției bujiei. În primul caz se urmărește realizarea unei camere de ardere compacte, ceea ce explică eficiența mai mare a camerelor de ardere de tip I. În al doilea caz, modificând locul de amplasare a bujiei se acționează direct asupra duratei de propagare, ceea ce se confirmă experimental (Fig. 3.22).

Camera semisferică (b) are o mare compactitate în comparație cu camera de tip L (c), de aceea viteza de creștere a presiunii este mai mare. Dacă se utilizează o cameră semisferică (a) posedând o dublă aprindere, durata arderii scade substanțial, iar viteza de creștere a presiunii ia valori ridicate (Fig. 3.23). Dubla aprindere, deși îmbunătățește performanțele de ardere și mărește siguranța în funcționare (de aceea se utilizează pe motoarele de avion), este costisitoare. Camera de ardere semisferică se realizează ușor la motoarele în doi timpi, fără supape.

Lista de figuri pentru Cap. III.

| | | |
|-------------------|---|----|
| Fig. 3.1. | Influența coeficientului de dozaj al aerului asupra presiunii medii și randamentului indicat. | 32 |
| Fig. 3.2. | Influența coeficientului de dozaj al aerului asupra temperaturii și vitezei de reacție a combustibilului..... | 33 |
| Fig. 3.3. | Influența calității amestecului și a momentului declanșării scânteii asupra variației presiunii în perioada arderii..... | 33 |
| Fig. 3.4. | Influența coeficientului de dozaj asupra unor indici caracteristici ai ciclului. | 35 |
| Fig. 3.5. | Influența coeficientului de dozaj asupra unor indici și mărimi caracteristice | 36 |
| Fig. 3.6. | Influența coeficientului de dozaj asupra cifrei octanice la limita de detonație..... | 36 |
| Fig. 3.7. | Influența avansului la producerea scânteii electrice asupra formei diagramei indicate..... | 38 |
| Fig. 3.8. | Influența avansului la producerea scânteii electrice asupra unor mărimi caracteristice..... | 38 |
| Fig. 3.9. | Influența avansului la producerea scânteii electrice asupra presiunii maxime..... | 38 |
| Fig. 3.10. | Influența avansului la producerea scânteii electrice asupra cifrei octanice la limita de detonație. | 39 |
| Fig. 3.11. | Influența turației asupra unor parametri caracteristici ai procesului de ardere. | 40 |
| Fig. 3.12. | Influența poziției pe ciclu a punctului d asupra presiunii maxime. pentru două turații. | 41 |
| Fig. 3.13. | Influența turației asupra unor mărimi caracteristice..... | 41 |
| Fig. 3.14. | Influența sarcinii asupra diagramei indicate..... | 42 |
| Fig. 3.15. | Influența gradului de umplere (sarcinii) asupra unor parametri caracteristici | 42 |
| Fig. 3.16. | Influența sarcinii asupra unor mărimi caracteristice. | 43 |
| Fig. 3.17. | Influența temperaturii apei de răcire asupra cifrei octanice la limita de detonație..... | 44 |
| Fig. 3.18. | Influența raportului de comprimare asupra presiunii maxime. | 45 |
| Fig. 3.19. | Influența raportului de comprimare asupra unor parametri ai arderii | 46 |
| Fig. 3.20. | Influența alezajului asupra cifrei octanice la limita de detonație..... | 47 |
| Fig. 3.21. | Influența formei camerei de ardere asupra variației presiunii și a volumului relativ de amestec cuprins de frontul de aprindere | 47 |
| Fig. 3.22. | Influența poziției bujiei asupra variației presiunii în faza de ardere vizibilă..... | 48 |
| Fig. 3.23. | Influența formei camerei de ardere și a poziției bujiei asupra presiunii maxime | 48 |

BIBLIOGRAFIE:

- [1] **Bătaș, N.**, ș.a. Motoare cu ardere internă, București, E.D.P., 1995.
- [2] **Bobescu, G.**, Motoare termice, EDP, București, 1979.
- [3] **Burnete, N.**, Naghiu A., Rus I., ș.a., Motoare Diesel și Biocombustibili pentru transportul urban, Editura Mediamira, ISBN 978-973-713-217-8, 1054 pg., 2008.
- [4] **Grünwald, B.**, Teoria, calculul și construcția motoarelor pentru automobile, București, E.D.P., 1980
- [5] **Heywood, J. B.**, “Internal Combustion Engine Fundamentals”, McGraw-Hill, 1988.

4. Influențe asupra arderii în M.A.C. [1, 3]

Următoarele fapte fundamentale deosebesc arderea din MAC de procesul de ardere din MAS:

1. În MAC injecția combustibilului lichid în cilindru are loc spre finele cursei de comprimare, produce câmpuri de concentrație foarte variate.

Amestecul combustibil-aer este neomogen, ceea ce are drept consecințe: aprinderea amestecului pentru orice valoare a coeficientului de dozaj (la sarcină plină $\lambda \cong 1,2 \dots 1,4$, la mers în gol $\lambda \cong 6 \dots 8$), din care cauză fenomenul are o mare stabilitate; amestecarea incompletă a aerului cu combustibilul;

2. În MAC, timpul disponibil pentru formarea amestecului este de 5 ... 8 ori mai mic decât la MAS: circa $40 \dots 80^\circ RA$ la MAC și $360^\circ RA$ la MAS (aproximativ durata curselor de admisie și comprimare).

Apariția nucleului de flacără înainte ca amestecarea combustibilului cu aerul să fi avut loc complet constituie caracteristica dominantă a arderii în MAC, cu consecințe fundamentale asupra randamentului și solicitărilor mecanice, asupra vibrațiilor și zgomotului, asupra duratei de serviciu a motorului. De aceea, controlul autoaprinderii combustibilului și intensificarea procesului de amestecare a combustibilului cu aerul constituie principalele preocupări ale inginerului mecanic, în domeniu.

Diagrama indicată. Cercetarea procesului de ardere în diagrama indicată, căreia i se asociază o diagramă de ridicare h_a a acului injectorului, se efectuează prin intermediul variației de presiune într-un ciclu cu ardere și unul fără ardere (Fig. 4.1). Ca și scânteia în MAS, injecția se declanșează cu avansul β , iar arderea în MAC se desfășoară în trei faze distincte. Astfel, din momentul declanșării injecției (punctul i) pînă în momentul desprinderii curbilor (punctul d) se consumă faza inițială $\Delta\alpha_d$, care reprezintă întârzierea la declanșarea arderii rapide. În ciclul cu ardere, presiunea crește mai frânat în faza inițială decât în ciclul fără ardere.

Următoarele două faze ale arderii sunt: faza arderii rapide de durată $\Delta\alpha_r$, caracterizată printr-o creștere rapidă a presiunii, deci prin valori ridicate ale vitezei de creștere a presiunii ($\bar{p} = 3 \dots 6 \text{ daN/cm}^2, p_{max} = 7 \dots 13 \text{ daN/cm}^2 \text{ } ^\circ RA$). de dteva ori mai mari decât la MAS; faza arderii moderate de durată $\Delta\alpha_m$. După diagrama indicată, ultima fază cuprinde două intervale caracteristice: primul, de la y la y' ($\Delta\alpha_{m1}$), în care presiunea rămâne constantă; al doilea de la y' la i ($\Delta\alpha_{m2}$) în care temperatura medie a gazelor, precizată de ecuația de stare,

se menține cvasiconstantă, iar presiunea scade după o lege oarecare. Este de remarcă că în unele cazuri (motoare lente), faza arderii rapide lipsește $\Delta\alpha_r = 0$;

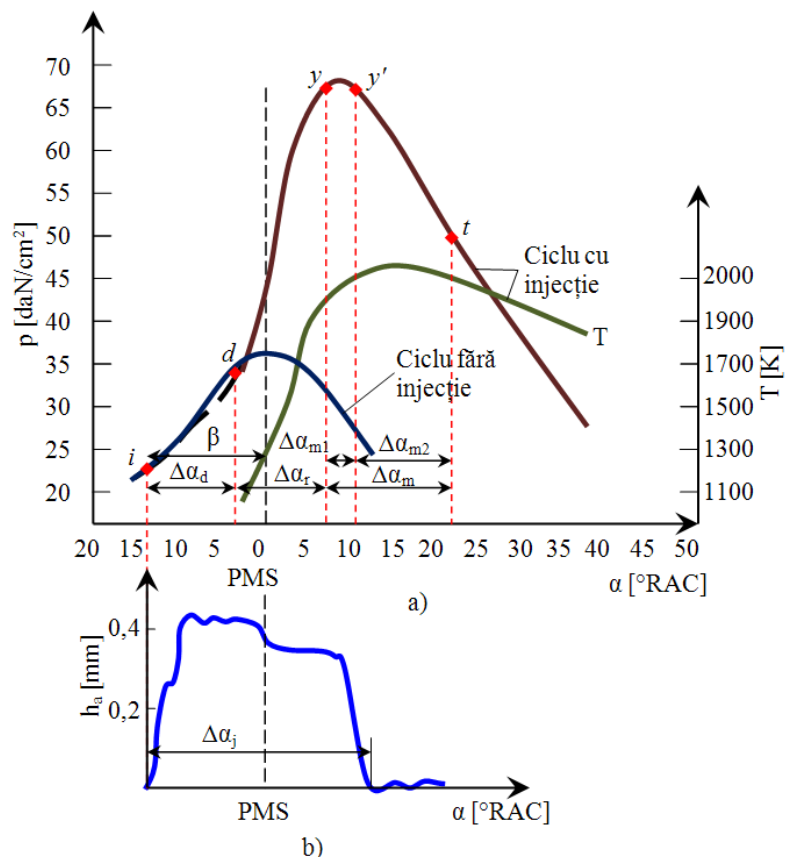


Fig. 4.1. Diagrama indicată (a) corelată cu ridicarea în altele (motoare rapide) acului injectorului (b) pentru studiul arderii în MAC. arderea la presiune constantă

În altele (motoare rapide) arderea la presiune constantă are o durată foarte redusă (câteva grade RA). Se observă că în cazul $\Delta\alpha_r = 0$, întârzierea la declanșarea arderii rapide este redusă în raport cu durata injecției ($\Delta\alpha_d \leq (\Delta\alpha_j)$), în cazul $\Delta\alpha_r \neq 0$ cele două durate sunt comparabile.

Influentele factorilor de stare

Temperatura și presiunea. Modificarea regimului de presiuni și temperaturi se realizează pe căi diferite și anume prin supraalimentare, prin variația raportului de comprimare, prin variația gradului de încălzire a aerului admis în cilindru, prin modificarea momentului de declanșare a injecției. Experiența arată o dependență importantă a întârzierii la declanșarea arderii rapide $\Delta\alpha_d$ față de temperatura (Fig. 4.2, a) sau presiunea de la finele procesului de comprimare (Fig. 4.2, b). Influența presiunii și temperaturii la finele procesului de comprimare asupra lui τ_d se explică prin natura polistadială. Cu toate acestea, de la o anumită temperatură T_c , în sus, $\Delta\alpha_d$ rămâne neschimbat, aproximativ 0,5...1,0 ms.

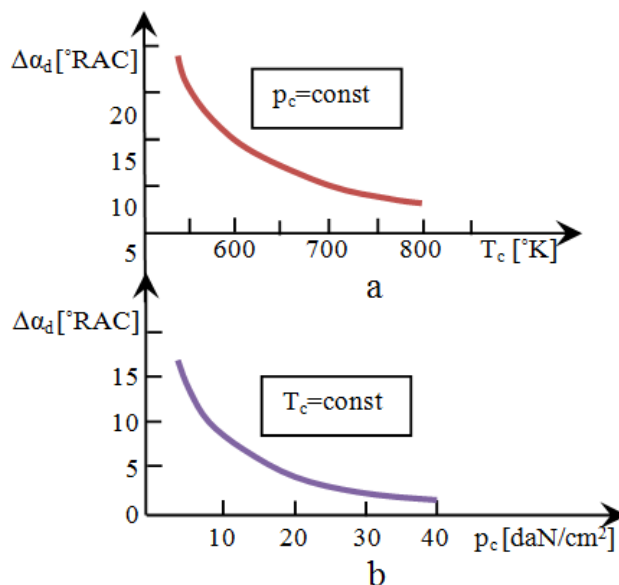


Fig. 4.2. Influența parametrilor de stare de la finele comprimării asupra întârzierii la autoaprindere.

Influentele factorilor funcționali

Avansul la injecție. Întrucât arderea se desfășoară în timp, ca și în cazul MAS-ului, pentru a preveni deplasarea ei în destindere, injecția trebuie să aibă loc cu avans față de p_{mi} (Fig. 4.3, a). Din aceleași motive ca la MAS și la MAC există un avans optim la injecție (b) pentru care puterea și economicitatea motorului devin maxime. Odată cu creșterea avansului crește $\Delta\alpha_d$ deoarece injecția se produce la un nivel de presiune și temperatură tot mai redus. Acest motiv ca și faptul că arderea se desfășoară într-o proporție tot mai mare înaintea p_{mi} conduc la un mers mai brutal (\bar{p} crește) și la creșterea presiunii maxime din ciclu p_{max} (c).

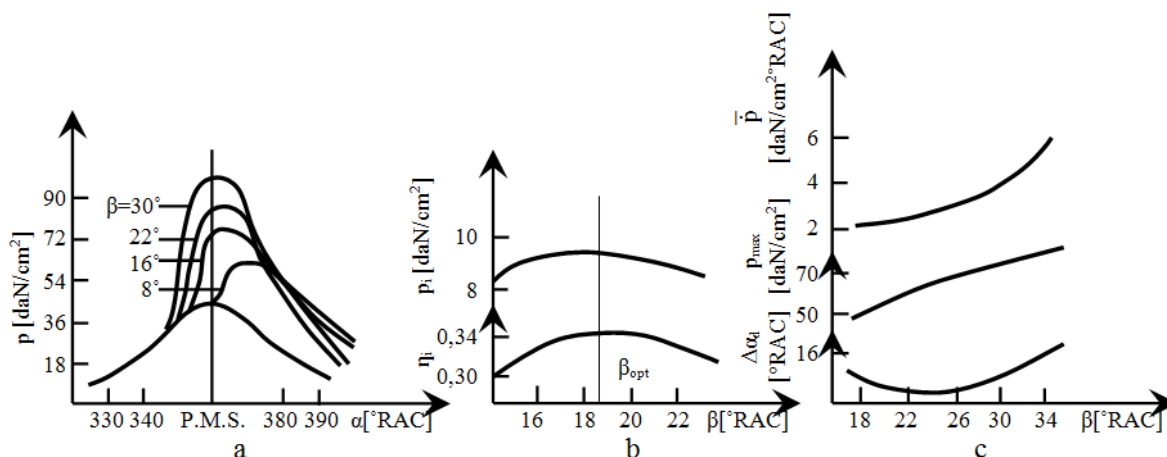


Fig. 4.3. Influența avansului la declanșarea injecției asupra unor parametri caracteristici.

Regimul termic al motorului. La modificarea regimului termic al motorului se schimbă gradul de încălzire inițială a aerului și ca urmare întârzierea $\Delta\alpha_d$. Diagrama indicată pentru temperatura în regim nominal t_N motorului și pentru temperatura $0,5 t_N$ arată o creștere a întârzierii $\Delta\alpha_d$ (Fig. 4.4) a vitezei de creștere a presiunii și a presiunii maxime.

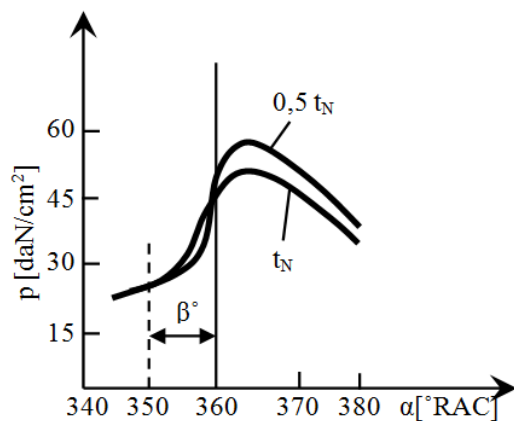


Fig. 4.4. Influența regimului termic al motorului asupra diagramei indicate

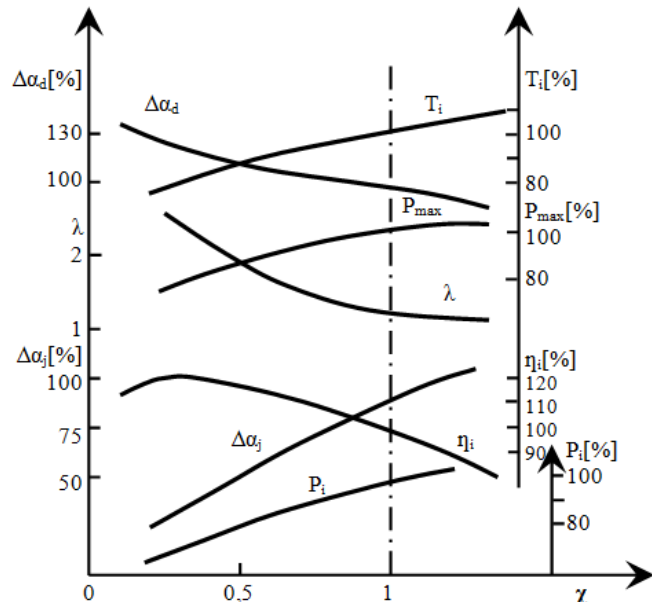


Fig. 4.5. Influența coeficientului de sarcină asupra unor parametri ai ciclului

Sarcina. Diagramele indicate arată că la reducerea sarcinii, durata întârzierii la declanșarea arderii rapide crește, iar viteza de creștere a presiunii se mărește, în Figura 4.5 se arată variația unor parametri caracteristici ai procesului de ardere cu sarcina. Se observă că temperatura în momentul începerii injecției T_i scade la reducerea sarcinii, ceea ce este rezultatul reducerii regimului termic al motorului, deoarece se degajă pe ciclu o cantitate mai mică de căldură. Efectul de temperatura explică creșterea lui $\Delta\alpha_d$ la micșorarea sarcinii. Prin micșorarea dozei de combustibil, λ crește pînă la 5...7, ceea ce determină o ardere mai completă a combustibilului cu creșterea randamentului indicat real η_i . Sporirea acestuia din urmă are o influență mai redusă asupra presiunii medii indicate decât micșorarea dozei de combustibil, din care cauză p_i scade.

Turația. Sporirea turației determină o creștere a regimului termic al motorului, o reducere a pierderilor de căldură prin pereți (crește temperatura T_i din momentul declanșării injecției, punctul i) și o ameliorare sensibilă a calității. În acest fel se acționează favorabil optim de sarcină atât asupra componentei chimice a lui τ_d cât și asupra celei fizice. De aceea, întârzierea la autoaprindere se micșorează (Fig. 4.6).

Această reducere nu este proporțională cu turația, de aceea întârzierea la declanșarea arderii rapide, în grade RA ($\Delta\alpha_d = 6n\tau_d$) crește rapid. De aici rezultă că sporirea turației antrenează o funcționare mai violentă a motorului cu creșterea sensibilă a lui \dot{p}_{max} . Și deplasează arderea în destindere. Cele două neajunsuri se corectează parțial prin mărirea avansului la injecție. Soluția este restrictivă deoarece în acest caz se micșorează regimul de presiuni și temperaturi aplicat aerului în momentul injecției, ceea ce amplifică chiar pe $\Delta\alpha_d$. În plus, soluția nici nu este total eficientă, deoarece $\Delta\alpha_d$ crește foarte repede prin mărirea turației, astfel încât deplasarea arderii în destindere devine inevitabilă. La aceasta se adaugă efectul turației asupra celorlalte faze ale arderii. Astfel, la mărirea turației timpul disponibil pentru formarea amestecului se micșorează într-atât încât și durata arderii difuzive crește substanțial, ceea ce compromite definitiv randamentul indicat real. De aceea, MAC-urile au în general turații maxime limitate la 2200...2800 *rot/min*, iar pentru unele modele de motoare mici până la 4000...5000 *rot/min*. Această servitute a MAC-ului la care se adaugă sporirea considerabilă a forțelor de inerție, din cauza maselor mai mari ale organelor mecanismului motor limitează creșterea puterii litrice a motorului prin intermediul turației și explică eforturile susținute de cercetare care se face pentru ameliorarea procesului de ardere la turații ridicate.

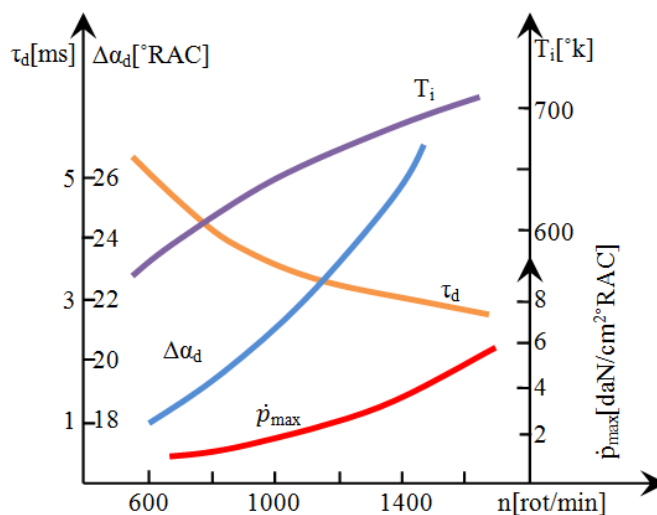


Fig. 4.6. Influența turației asupra întârzierii la declanșarea arderii rapide.

Influențele factorilor constructivi

Raportul de comprimare. O cale eficientă de control a duratei întârzierii la declanșarea arderii rapide este raportul de comprimare. Prin mărirea lui ε se obține o creștere a nivelului presiunii și temperaturii aplicate aerului în momentul injecției, ceea ce reduce sensibil durata $\Delta\alpha_d$ (Fig. 4.7).

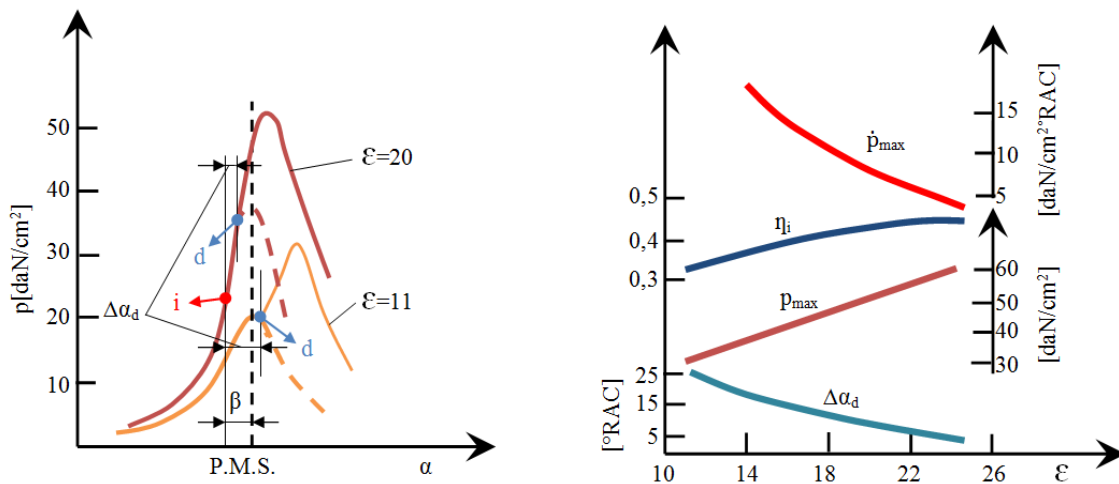


Fig. 4.7. Influența raportului de comprimare asupra unor parametri caracteristici.

La mărirea raportului de comprimare ε se observă că η_i crește, ceea ce trebuie explicat atât prin efectul de temperatură maximă cât și prin efectul cinetic. Astfel, la MAC, procesul de ardere nu limitează rapoartele de comprimare ridicate, ceea ce explică valorile mari ale lui ε la aceste motoare ($\varepsilon = 12 \dots 23$) precum și masa sporită a motorului, din cauza forțelor de presiune mai mari, care impun sporirea grosimii pereților organelor; rezultă totodată o creștere a forțelor de inerție care solicită periculos mai ales lagărele arborelui cotit. În schimb, la ε mare se obține nu numai o valoare superioară a lui η_i , dar și motorul funcționează mai liniștit (\dot{p}_{max} scade iar pornirea la rece este ușurată).

Dimensiunile cilindrului. La mărirea alezajului, gradul de complexitate a procesului de injecție crește deoarece pentru utilizarea completă a aerului periferic este necesar să crească penetrația jetului, deci presiunea de injecție, iar pentru distribuția rațională a amestecului în camera de ardere se sporește numărul de orificii ale injectorului.

Caracteristicile injecției. Unele caracteristici constructive ale sistemului de injecție afectează sensibil procesul de ardere și eficiența economică prin efectele pe care le exercită asupra procesului de pulverizare. Astfel, mărirea diametrului d_0 al orificiului de injecție conduce la o pulverizare grosolană și determină o creștere a duratei τ_d (Fig. 4.8).

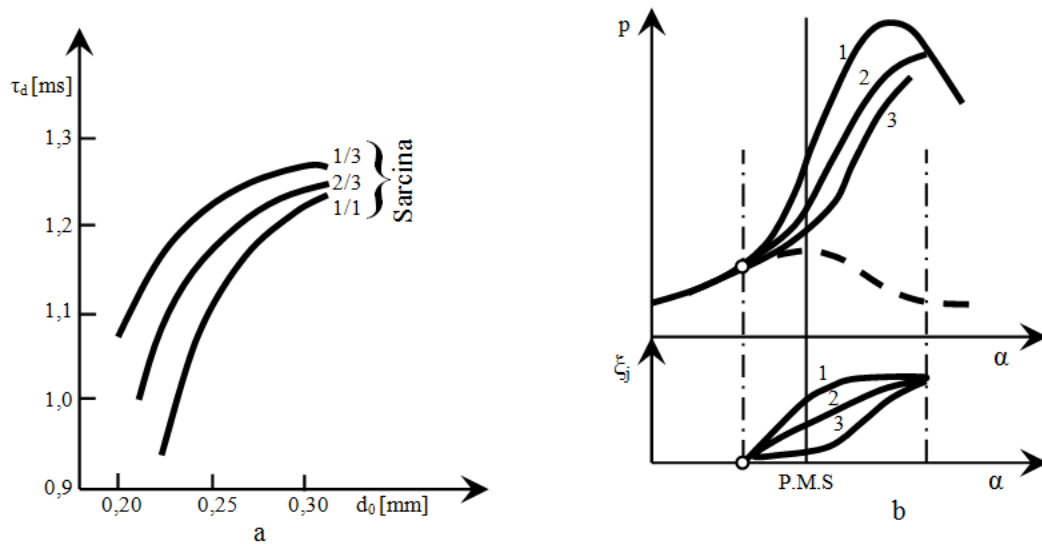


Fig. 4.8. Influența diametrului orificiului pulverizatorului (a) și a caracteristicii de injecție (b) asupra unor parametri ai arderii.

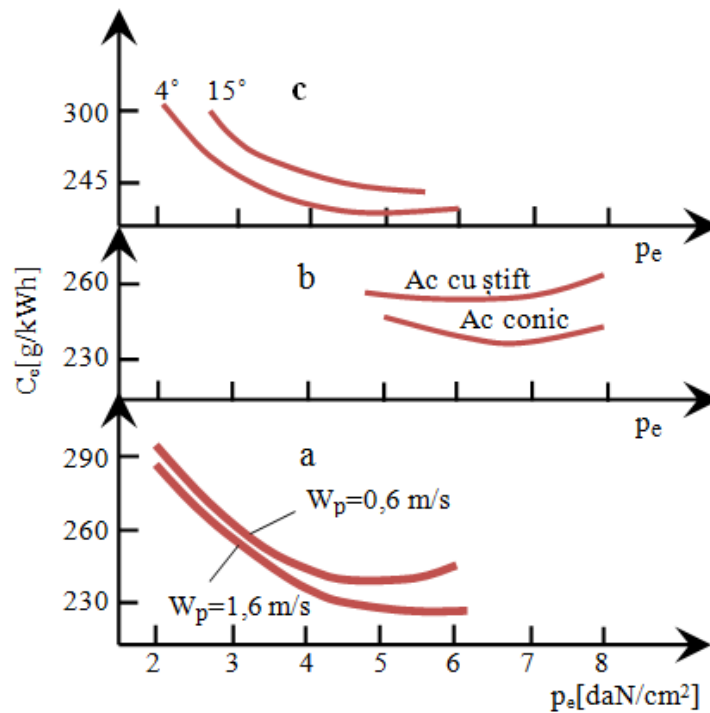


Fig. 4.9. Influența unor parametri ai sistemului de injecție asupra consumului specific de combustibil.

Influențe asupra procesului de destindere

Începutul procesului de destindere se atribuie în mod convențional momentului în care presiunea din cilindru atinge valoarea maximă la MAS și momentului terminării injecției la MAC (punctul z), iar sfârșitul procesului de destindere, momentului deschiderii organelor de evacuare (punctul dse în Fig. 4.10).

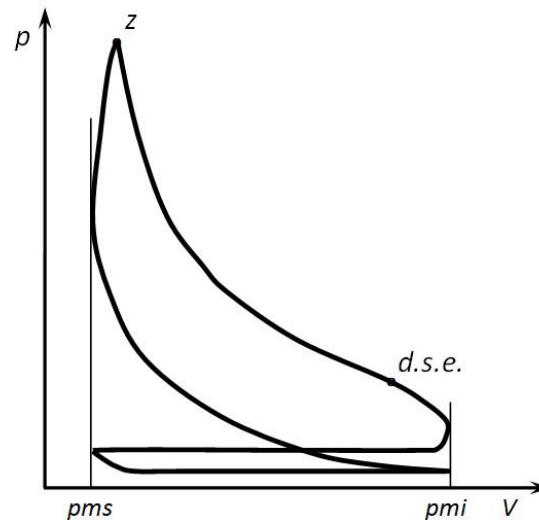


Fig. 4.10. Durata destinderii, pe diagrama indicată a unui ciclu motor în patru timpi.

Din studiul arderii a rezultat că arderea continuă întotdeauna după atingerea presiunii maxime. La MAS urmează perioada a III-a a arderii, în care continuă reacțiile de ardere în adâncimea flăcării și au loc de asemenea reacții de reasociere însoțite de degajare de căldură.

La MAC, după încetarea injecției, se desfășoară perioada post-arderii, în care, datorită imperfecțiunilor formării amestecului în timpul arderii, poate fi eliberată o fracțiune importantă a căldurii de reacție. Intensitatea degajării căldurii este atât mai mare, încât adeseori temperatura maximă a ciclului la MAC se atinge după începutul procesului de destindere.

Datorită temperaturii ridicate a gazelor, destinderea decurge în condițiile cedării intense de căldură către pereți. Procesul destinderii este prin urmare politropic. Exponentul politropic este variabil, în funcție de raportul continuu variabil dintre aportul de căldură, prin continuarea reacțiilor, și evacuarea de căldură prin pereți, precum și datorită variației temperaturii gazelor. Dacă temperatura continuă să crească la începutul procesului, exponentul politropic este corespunzător subunitar.

După ce temperatura începe să scadă, devine supraunitar și crește în continuare, devenind egal cu cel adiabatic în momentul în care cantitatea degajată prin reacții este egală cu cea cedată pereților. Scăderea progresivă a intensității reacțiilor determină creșterea

exponentului politropic peste valoarea celui adiabatic. Ca și în cazul compresiei se poate considera un exponent politropic mediu al destinderii n_d , determinat pe baza ecuației politropei, scrisă pentru parametri inițiali și finali ai procesului:

Lista de figuri pentru Cap. IV.

| | | |
|-------------------|---|----|
| Fig. 4.1. | Diagrama indicată (a) corelată cu ridicarea în altele (motoare rapide) acului injectorului (b) pentru studiul arderii în MAC. arderea la presiune constantă | 51 |
| Fig. 4.2. | Influența parametrilor de stare de la finele comprimării asupra întârzierii la autoaprindere. | 52 |
| Fig. 4.3. | Influența avansului la declanșarea injecției asupra unor parametri caracteristici. | 52 |
| Fig. 4.4. | Influența regimului termic al motorului asupra diagramei indicate..... | 53 |
| Fig. 4.5. | Influența coeficientului de sarcină asupra unor parametri ai ciclului | 53 |
| Fig. 4.6. | Influența turației asupra întârzierii la declanșarea arderii rapide. | 54 |
| Fig. 4.7. | Influența raportului de comprimare asupra unor parametri caracteristici. | 55 |
| Fig. 4.8. | Influența diametrului orificiului pulverizatorului (a) și a caracteristicii de injecție (b) asupra unor parametri ai arderii..... | 56 |
| Fig. 4.9. | Influența unor parametri ai sistemului de injecție asupra consumului specific de combustibil. 56 | |
| Fig. 4.10. | Durata destinderii, pe diagrama indicată a unui ciclu motor în patru timpi. | 57 |

BIBLIOGRAFIE:

- [1] **Bătașă, N.**, ș.a. Motoare cu ardere internă, București, E.D.P., 1995.
- [2] **Bobescu, G.**, Motoare termice, EDP, București, 1979.
- [3] **Burnete, N.**, Naghiu A., Rus I., ș.a., Motoare Diesel și Biocombustibili pentru transportul urban, Editura Mediamira, ISBN 978-973-713-217-8, 1054 pg., 2008.
- [4] **Grünwald, B.**, Teoria, calculul și construcția motoarelor pentru automobile, București, E.D.P., 1980
- [5] **Heywood, J., B.**, “Internal Combustion Engine Fundamentals”, McGraw-Hill, 1988.