

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

6.1. Generalități

Procesele care se desfășoară în motoarele reale au un caracter complex datorită schimbului permanent de căldură cu mediul exterior, datorită modificărilor calitative și cantitative ale fluidului de lucru și datorită duratei extrem de reduse în care se produc.

Concluziile obținute pe baza studiului ciclurilor teoretice au un caracter limitat, exprimând doar influența unui număr restrâns de factori asupra economicității lor.

În studiul real se iau însă în considerație factori numeroși și diverși care au influență asupra proceselor de lucru.

Procesele reale se studiază într-o ordine care are în vedere succesiunea lor normală cât și condiționarea lor reciprocă, adică: *admisia, evacuarea, comprimarea, arderea și destinderea*.

6.2. Admisia normală la motoarele în patru timpi

Deoarece variațiile de presiune din cilindri, corespunzătoare proceselor de schimb de gaze sunt reduse în raport cu presiunea atmosferică, dacă se ridică diagrama indicată a întregului ciclu ele nu apar. De aceea este necesar ca variațiile de presiune în cursele de admisie și evacuare să fie urmărite la o altă scară decât cea a diagramei ciclului. În acest caz, presiunile ridicate corespunzătoare proceselor de comprimare, ardere și destindere ies din câmpul diagramei. Desfășurarea procesului real al umplerii poate fi urmărită totuși cu ajutorul diagramei indicate (ciclul real – partea de umplere), analizându-se însă numai partea inferioară care se numește și *diagrama de pompaj*. În acest scop se stabilesc corespondențele dintre presiunea p din cilindru, viteza W_a de curgere a încărcăturii proaspete prin supapa de admisie și viteza W_p a pistonului în fiecare moment al procesului de admisie.

Din **fig. 6.1** se observă că viteza W_a a încărcăturii proaspete prin supapa de admisie urmărește variația vitezei pistonului W_p cu un anumit decalaj, chiar dacă supapa de admisie se află deja deschisă, umplerea începe cu întârziere față de începutul cursei de admisie; acest decalaj, notat cu $\Delta\alpha$ (deci între punctul r și

punctul $l.a.$) se datorează, pe de o parte, faptului că admisia nu poate începe atât timp cât presiunea p din cilindru este superioară presiunii p_{ca} din colectorul de admisie și, pe de altă parte inerției coloanei de fluid din colector care trebuie pusă în mișcare.

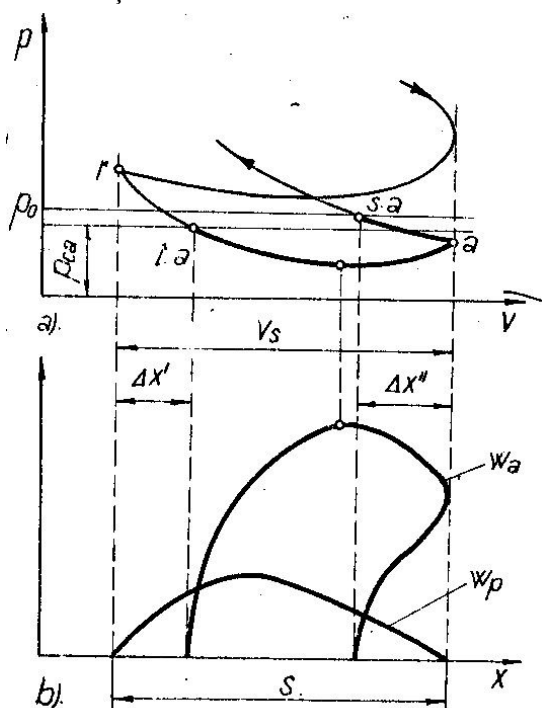


Fig. 6.1 Evoluția parametrilor procesului de umplere prin intermediul diagramei de pompaj

viteza W_a de curgere a încărcăturii proaspete prin supapa de admisie este inversă în sensul că variația vitezei de intrare a încărcăturii conduce la o variație în sens invers a presiunii din cilindru. De aceea, în zona în care W_a atinge un maxim, presiunea p înregistrează un minim [18, 45].

În ideea simplificării raționamentelor legate de procesul umplerii, se adoptă o **reprezentare grafică simplificată a procesului**, considerându-se că presiunea p din cilindru rămâne constantă și egală cu presiunea p_a de la sfârșitul cursei de admisie. După trasarea liniei admisie la nivelul presiunii p_a , prin rotunjire se obține reprezentarea simplificată a umplerii, conform **fig. 6.2**.

Considerând că presiunea gazelor din cilindru la sfârșitul umplerii normale este egală cu presiunea p_a de la sfârșitul cursei de admisie (neglijând deci umplerea suplimentară, prin inerție), experimental s-au obținut următoarele valori pentru motoare în patru timpi:

- MAS-uri la regim nominal: $p_a = (0,75, \dots, 0,95) p_0$;

De asemenea, umplerea se termină cu întârziere față de sfârșitul cursei de admisie. Acest decalaj, notat cu $\Delta x''$ dintre sfârșitul deplasării pistonului în cursa către PME notat cu a și momentul din cursa inversă când încetează pătrunderea încărcăturii proaspete, notat cu $s.a.$ se datorează atât unei diferențe favorabile de presiuni cât și inerției coloanei de fluid care se află în mișcare în colectorul de admisie.

Evident, continuarea procesului de umplere după terminarea cursei către PME și începerea cursei inverse, este posibilă numai în condiția menținerii deschise a supapei de admisie.

Dependența dintre presiunea p din cilindru și

- MAC-uri:
 - cu regim rapid: $p_a = (0,8, \dots, 0,9) p_0$
 - cu regim lent: $p_a = (0,85, \dots, 0,95) p_0$

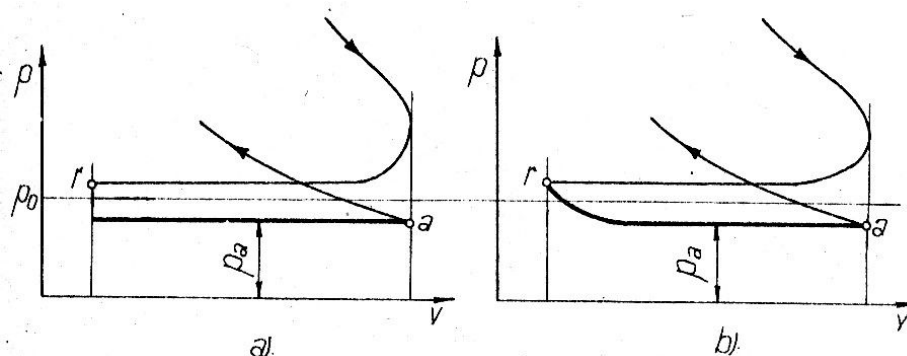


Fig. 6.2 Représentarea simplificată a procesului de admisie

În ceea ce privește temperatura de la sfârșitul umplerii, notată cu T_a , ea are valori cuprinse în următoarele limite:

- MAS-uri: $T_a = 340, \dots, 380$ [K];
- MAC-uri: $T_a = 320, \dots, 330$ [K]

Această încălzire a încărcăturii proaspete se datorează pe de o parte contactului cu suprafețele calde din interiorul motorului, iar pe de altă parte amestecului cu gazele arse restante din ciclul precedent. Ea generează pierderea termică la umplere, notată cu δ_T și definită prin raportul:

$$\delta_T = T_a/T_0 \quad (6.1)$$

Analiza procesului de umplere conduce la concluzia că, în realitate, nu există o coincidență între deplasarea pistonului în cursa de admisie și realizarea procesului umplerii; suprapunerea este numai parțială. Tocmai de aceea, comanda supapei de admisie trebuie făcută astfel ca deschiderea și închiderea ei să nu se producă în punctele moarte ci în momente astfel alese încât să se asigure pătrunderea și reținerea în cilindru a unei cantități cât mai mari de încărcătură proaspătă.

Supapa de admisie se deschide în general în avans față de **PMI** și se închide întotdeauna după **PME**

Aceste momente de deschidere sau de închidere ale supapei de admisie în raport cu punctele moarte, se numesc *cotele de reglaj ale umplerii*. Ele se exprimă în unghiuri de rotație ale arborelui cotit [°RAC].

Deschiderea supapei de admisie trebuie să se producă în momentul care asigură cele mai bune condiții de intrare în cilindru a încărcăturii proaspete.

Condiția necesară este ca în momentul $\lambda.a.$, în care presiunea p din cilindru devine inferioară presiunii p_{ca} din colectorul de admisie, deci pătrunderea încărcăturii proaspete devine posibilă, supapa de admisie să ofere trecerii gazelor o deschidere maximă. De aceea, mișcarea supapei trebuie să înceapă înaintea punctului $\lambda.a.$, ajungându-se chiar la situația deschiderii supapei înaintea PMI mărimea avansului se notează $\Delta l.s.a.$ și este cu atât mai mare cu cât motorul este mai rapid. El este limitat de valoarea admisibilă a forțelor de inerție a mecanismului de comandă.

Închiderea supapei trebuie să se facă cu întârziere față de **PME** și care se notează cu $\Delta l.s.a.$ Această întârziere este justificată pe porțiunea aa' a cursei de comprimare, de diferența favorabilă de presiuni, presiunea p din cilindru fiind încă inferioară presiunii p_{ca} din colectorul de admisie, ceea ce este favorabil pătrunderii în cilindru a încărcăturii proaspete.

Ulterior, umplerea se poate continua datorită inerției coloanei de gaz din colectorul de admisie. Umplerea inerțională este limitată în timp de efectul contrar al creșterii presiunii din cilindru; în aceste condiții, închiderea supapei trebuie să se facă deci când cele două tendințe se egalează.

Ținând seama de acestea, întârzierea posibilă la închiderea supapei de admisie va fi cu atât mai mare cu cât motorul este mai rapid.

Cotele de reglaj ale umplerii trebuie alese astfel încât efectul lor favorabil să fie maxim.

Dificultatea problemei constă în faptul că valorile necesare ale cotelor de reglaj sunt dependente de turația motorului, pentru fiecare regim de turație existând valori optime ale acestor cote.

Pentru construcții obișnuite de motoare normale, valorile cotelor de reglaj ale umplerii sunt cuprinse între limitele următoare:

- avansul la deschiderea supapei de admisie:

$$\alpha_{aa} = 5, \dots, 60 \text{ [}^\circ\text{RAC]}$$

- întârzierea la închiderea supapei de admisie:

$$\alpha_{i.a.} = 30, \dots, 70 \text{ [}^\circ\text{RAC]}$$

Observație: Valorile mari ale cotelor de reglaj corespund motoarelor cu turații mai ridicate.

6.3. Criterii de apreciere a eficienței procesului de admisie

Eficiența procesului de umplere se apreciază prin *cantitatea de încărcătură proaspătă efectiv reținută în cilindrul motorului*, notată cu G_I , dar mai ales prin *randamentul umplerii*, care se notează cu η_V și se definește ca raportul:

$$\eta_v = \frac{G_1}{G_0} \quad (6.2)$$

unde: G_0 este cantitatea de încărcătură proaspătă ce ar putea să fie reținută în cilindru motorului, în condițiile unei umpleri optime, adică dacă ar umple volumul V_s la parametrii p_0 și T_0 .

În această idee, G_1 reprezintă cantitatea de încărcătură proaspătă efectiv reținută în cilindru motorului în condițiile unei umpleri însoțite de pierderi gazo-dinamice, adică cantitatea ce umple volumul V_s având parametrii $p_a < p_0$ și $T_a > T_0$;

Pe de altă parte, exprimând $G_0 = \rho_0 V_s$ și $G_1 = \rho_0 V_s'$, unde:

V_s este volumul pe care îl poate ocupa încărcătura care ar pătrunde în cilindru în urma unei umpleri optime, adică în condițiile conservării parametrilor de stare inițiali, p_0 și T_0 ;

V_s' este volumul pe care îl poate ocupa încărcătura proaspătă efectiv reținută în cilindru, G_1 , dacă ar avea presiunea p_0 și temperatura T_0 , randamentul de umplere η_v devine:

$$\eta_v = \frac{V_s'}{V_s} \quad (6.3)$$

deoarece $V_s' < V_s$.

Din acest motiv, η_v se mai numește și *coeficient de umplere* sau *randament volumetric*;

În același timp, η_v poate servi și la comparația unor motoare diferite din punct de vedere al eficacității umplerii.

Studiul proceselor reale trebuie să se refere, în final, la factorii care influențează desfășurarea lor. În continuare se va face o analiză, pe categorii, a factorilor care influențează procesul de umplere din cadrul admisiei [45].

6.4. Influențe asupra admisiei normale la motoarele în patru timpi

6.4.1. Influența proprietăților încărcăturii proaspete

a) Influența presiunii inițiale a încărcăturii proaspete

Prin presiune inițială se înțelege presiunea încărcăturii proaspete la intrarea în supapa de admisie a motorului și se consideră egală cu presiunea mediului înconjurător, p_0 .

Se consideră că randamentul umplerii, η_v , nu se modifică la variațiile presiunii inițiale, p_0 , deoarece presiunea inițială influențează în măsură egală atât cantitatea G_1 efectiv reținută în cilindru, cât și cantitatea maximă posibilă, a fi reținută, G_0 .

Pe de altă parte însă, cantitatea de încărcătură proaspătă reținută în cilindru G_I este influențată de variațiile presiunii inițiale p_0 , care modifică densitatea ρ_0 astfel încât:

$$G_I = \eta_V \cdot G_0 = \eta_V \cdot (\rho_0 \cdot V_s) = V_s \cdot \frac{p_0 \cdot V_s}{R \cdot T_0} \cdot \eta_V = \text{const} \cdot p_0 \quad (6.4)$$

Se constată astfel, că G_I variază deci direct proporțional cu p_0 .

În acest mod se explică influența altitudinii asupra umplerii motorului și deci asupra performanțelor sale, sau principiul precomprimării încărcăturii proaspete în vederea supraalimentării motorului.

b) Influența temperaturii inițiale a încărcăturii proaspete

Prin temperatură inițială se înțelege temperatura încărcăturii proaspete la intrarea în supapa de admisie a motorului, ea considerându-se egală cu T_0 .

La creșterea temperaturii inițiale T_0 , randamentul umplerii η_V crește deoarece se reduc pierderile termice din procesul umplerii prin micșorarea gradului de preîncălzire a încărcăturii proaspete.

Asupra cantității de încărcătură proaspătă G_I , temperatura T_0 are însă o influență mai complexă, ea acționând prin intermediul lui ρ_0 și a lui η_V :

$$G_I = \eta_V \cdot G_0 = \eta_V \cdot \rho_0 \cdot V_s = \text{const} \cdot \rho_0 \cdot \eta_V \quad (6.5)$$

Astfel, la creșterea lui T_0 , densitatea inițială ρ_0 scade, iar randamentul umplerii η_V crește; scăderea lui ρ_0 este însă mai pronunțată decât creșterea lui η_V . De aceea, global, la creșterea lui T_0 , cantitatea de încărcătură proaspătă G_I scade. Aceste dependențe sunt arătate în **fig.6.3**.

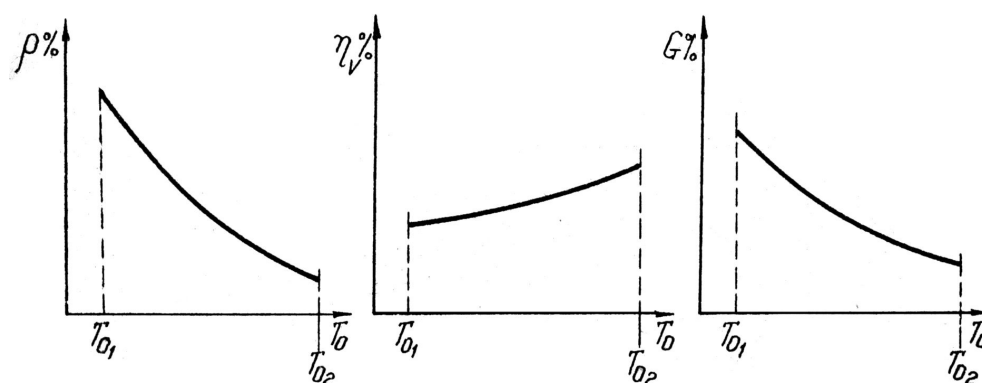


Fig. 6.3 Influența temperaturii inițiale a încărcăturii proaspete

c) Influența dozajului încărcăturii proaspete

Această analiză se va face considerând două situații, reprezentate în **fig.6.4**, și anume:

1. *combustibil cu căldură latentă de vaporizare mai mare;*
2. *combustibil cu căldură latentă de vaporizare mai mică*

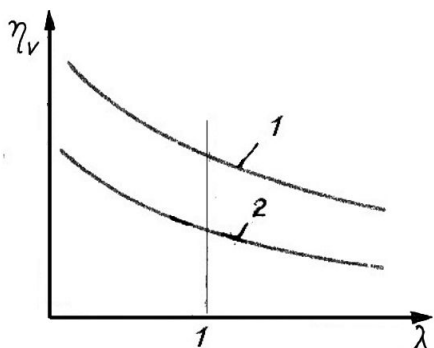


Fig. 6.4 Influența dozajului încărcăturii proaspete

cazului (1) de mai sus, deci pentru dozaje mai bogate umplerea se îmbunătățește, față de situația alimentării cu un amestec mai sărac.

Pentru combustibilul cu căldură latentă de vaporizare mai mare (1), pe perioada admisiei se consumă o cantitate de căldură mai mare, pierderile termice fiind din această cauză, mai mici și deci η_v mai bun, față de situația utilizării unui combustibil cu căldură latentă de vaporizare mai mică (2).

Un raționament similar se poate extinde și relativ la amestecuri de calități diferite. Astfel, când amestecul este bogat raționamentul este identic

d) Influența gazelor arse restante

Prezența gazelor arse rămase în cilindru din ciclul precedent, influențează în mod defavorabil umplerea, prin intermediul a două mecanisme.

În primul rând, aceste gaze ocupă o parte din volumul cilindrului, care astfel nu mai este disponibil în totalitate pentru umplere.

În al doilea rând, influența gazelor arse restante se manifestă prin încălzirea încărcăturii proaspete cu care acestea se amestecă în timpul procesului de umplere. Este însă o influență extrem de redusă.

e) Influența conținutului de umezeală

Conținutul de umiditate din atmosferică poate fi întâlnit sub formă de ceață sau sub formă de vapori de apă.

Umiditatea prezentă sub formă de ceață, adică sub forma unei suspensii de picături fine, are efecte contradictorii asupra umplerii.

Un prim efect și anume acela de răcire locală care se datorează vaporizării picăturilor de apă, este favorabil umplerii, conducând la diminuarea pierderilor termice și astfel la o ameliorare, într-o mică măsură a coeficientului de umplere.

În plus, efectul de răcire locală constituie un inhibitor al arderii detonante din cilindru.

Pe de altă parte, prezența apei în cilindru conduce la micșorarea volumului disponibil, ceea ce conduce la o înrăutățire a umplerii cu amestec.

Acest din urmă efect este predominant și deci, odată cu creșterea conținutului de umezeală din aerul atmosferic, umplerea se înrăutățește.

Dacă apa este sub formă de vapori, înrăutățirea umplerii este și mai pronunțată.

f) Influența vitezei de curgere a încărcăturii proaspete

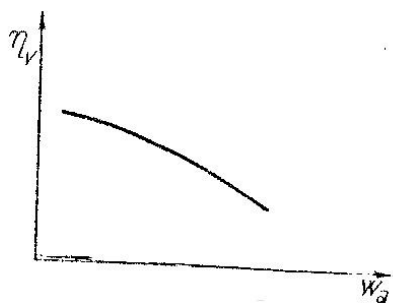


Fig. 6.5 Influența vitezei de curgere

Viteza de curgere a încărcăturii proaspete influențează umplerea prin modificarea cantitativă a pierderilor gazo-dinamice. Astfel, dacă viteza de curgere a încărcăturii proaspete crește, pierderile gazo-dinamice cresc și astfel umplerea se înrăutățește, în sensul alterării progresive a valorilor coeficientului de umplere, așa cum se sugerează în **fig. 6.5**.

g) Influența turbulenței din cilindru

Turbulența din cilindrul motorului, majoritar, este creată la trecerea încărcăturii proaspete prin supapa de admisie. Apar astfel gradienti de viteză la periferia jetului de curgere pe sub supapă. Diferențele de viteză dintre fileurile de fluid, considerate în secțiuni transversale ale curentului constituie cauza principală a mișcării turbulente.

Intensitatea turbulenței este influențată de mărimea turației motorului; la creșterea turației motorului, intensitatea turbulenței crește.

Din punct de vedere al umplerii, turbulența este o pierdere. Efectul este însă secundar. Mai importantă este însă influența favorabilă în procesul de formare a amestecului, în special la motoarele Diesel.

6.4.2. Influența factorilor funcționali

Prin intermediul celor doi factori funcționali, **turația** și **sarcina**, se studiază modul în care funcționarea motorului influențează umplerea. În acest

scop se face o analiză a gradului în care cei doi parametri condiționează acest proces.

a) Influența turației motorului

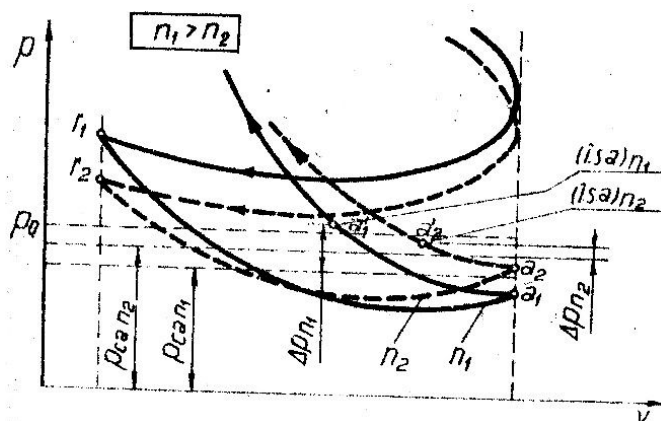


Fig. 6.6 Variația presiunii din cilindru la modificarea turației

pund curbele $r_2 - a_2$. Asupra randamentului umplerii, deși aspectele sunt complexe, o influență predominantă o au pierderile gazo-dinamice astfel încât, în ansamblu, creșterea turației conduce la micșorarea lui η_v așa cum se arată în fig. 6.7.

Observație: unei turații date îi corespund anumite faze optime de distribuție.

b) Influența sarcinii motorului

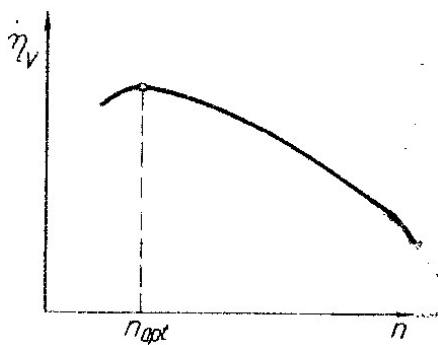


Fig. 6.7 Influența turației motorului

Această influență se analizează prin intermediul presiunii p_a și a randamentului umplerii η_v . Presiunea la sfârșitul procesului de admisie p_a se modifică astfel: la creșterea turației presiunea din cilindru scade. În fig. 6.6 se redau variațiile presiunii din cilindru în timpul admisiei; curba $r_1 - a_1$ corespunde turației $n_1 > n_2$ căreia îi coresp-

Influența este determinată de modul în care se realizează variația sarcinii la turație constantă și este prezentată în fig. 6.8.

La motoarele cu formarea amestecului în interior, la care există un reglaj calitativ, obținut prin intermediul dozajului, variațiile sarcinii nu influențează sensibil asupra umplerii cilindrului. Totuși, la creșterea sarcinii crește temperatura gazelor arse restante, precum și nivelul temperaturii suprafețelor cu care vine în contact încărcătura proaspătă. De

aceea pierderile termice cresc, iar umplerea se înrăutățește (deși timpul de contact cu suprafețele calde scade).

La motoarele cu formarea amestecului în exterior, avem de-a face cu un reglaj al sarcinii de tip cantitativ. În acest caz variațiile sarcinii vor afecta profund umplerea în sensul că, prin diminuarea sarcinii se obturează admisia și umplerea cilindrului va fi incompletă. Din partea gazelor arse restante există aceeași influență negativă dar nesemnificativă.

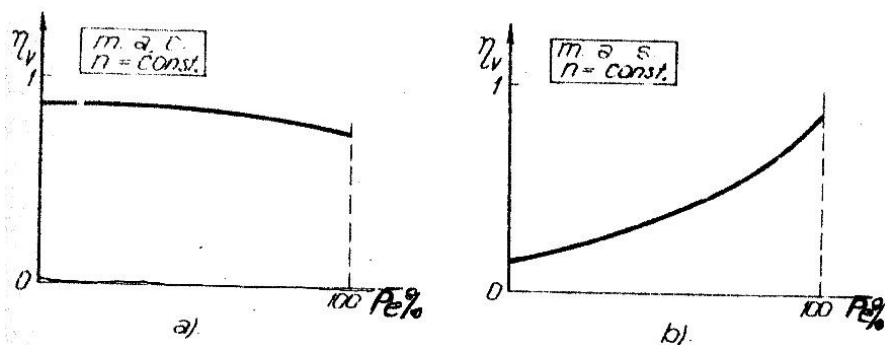


Fig. 6.8 Influența sarcinii motorului asupra umplerii

6.4.3. Influența factorilor constructivi

Factorii constructivi care pot să influențeze umplerea sunt grupați astfel:

- dimensiunile și configurația traseului de admisie;
- dimensiunile cilindrului;
- arhitectura camerei de ardere;
- natura materialului pereților care limitează spațiul destinat umplerii;
- cotele de reglaj ale umplerii;
- raportul volumetric.

a) Influența dimensiunilor și configurației traseului de admisie

Sistemul de admisie intervine asupra umplerii influențând pierderile gazo-dinamice și termice. Aceste influențe sunt proprii fiecărui tip de motor.

Sistemul de admisie cel mai complex și cu numeroase funcțiuni îl are motorul policilindric cu carburator.

Pierderile gazo-dinamice introduse de sistemul de admisie sunt legate de dimensiunile, configurația și starea suprafețelor interioare ale sistemului.

Configurația unui astfel de sistem de admisiune este prezentat în fig.6.9 alăturată [45].

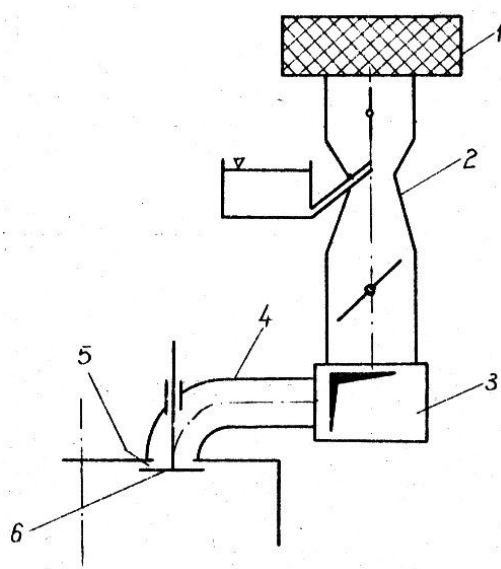


Fig. 6.9 Influența dimensiunilor și configurației traseului de admisie

sale interioare, exprimate prin gradul de preîncălzire a încărcăturii proaspete,

$$\delta_r = \frac{T_a}{T_0} \quad (6.6)$$

La motorul cu formarea amestecului în exterior, aceste pierderi sunt influențate de *vaporizarea combustibilului* după carburator, precum și de *încălzirea dirijată* a sistemului de admisie, încălzire efectuată în scopul desăvârșirii acestei vaporizări.

Preîncălzirea în sistemul de admisie este rațională numai până când câștigul de putere și economicitate, obținut prin creșterea omogenității amestecului care se datorează vaporizării picăturilor de combustibil și a peliculei de combustibil este compensat de acțiunea inversă, adică de scăderea de putere provocată de diminuarea randamentului umplerii.

Soluțiile pentru diminuarea pierderilor din timpul umplerii pot însă avea *efecte contradictorii*. Astfel, pentru diminuarea pierderilor gazo-dinamice este necesar ca vitezele de curgere prin sistem să fie cât mai reduse, adică secțiunile transversale ale canalelor să fie cât mai mari, configurația sistemului fiind totodată cât mai simplă. În ceea ce privesc pierderile termice, diminuarea lor se realizează prin micșorarea cantității de căldură recepționată de amestec în timpul în care parcurge sistemul de admisie. Mărirea secțiunilor transversale ale

În această configurație, *pierderile locale* de presiune, determinate de variațiile secțiunii transversale ale sistemului precum și de schimbările direcției de curgere a curentului de gaze, sunt sensibil mai mari decât *pierderile liniare*.

Cea mai importantă pierdere de presiune, adică cca. 70,...,80% din pierderea totală, se produce la trecerea curentului de încărcătură proaspătă *pe sub supapa de admisie*. De aceea, de multe ori, ea se consideră *unica pierdere gazo-dinamică din sistem*.

Pierderile termice introduse de sistemul de admisie sunt condiționate de *dimensiunile și gradul de încălzire a suprafețelor*

canalelor conduce la mărirea suprafețelor de schimb de căldură, deci la mărirea cantității de căldură recepționată de încălzirea proaspătă.

Pe măsura creșterii secțiunii, pierderile termice cresc și, ca urmare a creșterii duratei...

Pentru motorul cu formarea amestecului în exteriorul cilindrului, prin carburație, mărirea secțiunilor transversale capătă un aspect mult mai important și complex. La aceste motoare se impune realizarea unor viteze de deplasare a curentului de aer, suficient de mari pentru a se asigura portanța necesară transportului picăturilor de combustibil până la vaporizarea lor completă. Se împiedică astfel depunerea picăturilor pe pereții conductelor de admisie, adică formarea peliculei care reprezintă un fenomen cu totul nedorit. Viteza curentului de aer depinde însă de turația motorului. Din acest motiv, soluția valabilă pentru domeniul turațiilor scăzute conduce la secțiuni transversale mult prea mici pentru cazul turațiilor ridicate și deci la pierderi gazo-dinamice ridicate. În situația inversă, se compromite portanța în domeniul turațiilor reduse. Din acest motiv, la motoarele cu turație variabilă se realizează un compromis în sensul că se acceptă la turații mai scăzute o portanță nesatisfăcătoare a picăturilor, prin realizarea unor secțiuni transversale mai mari, pentru a nu se compromite umplerea la turații ridicate. Această soluție se acceptă și pentru că, la turații reduse, când clapeta de reglaj a carburatorului este parțial închisă, presiunea din conducta de admisie este scăzută, ceea ce favorizează vaporizarea combustibilului.

Pentru același tip de motor, cu formarea amestecului în exterior prin carburație, trebuie pusă în discuție, în cazul motoarelor policilindrice, configurația spațială a sistemului de admisie. Această discuție se face din punct de vedere al depunerii picăturilor sub formă de peliculă, cât și din punctul de vedere al lungimii traseelor de admisie, pentru fiecare cilindru în parte. Astfel, trebuie avut în vedere aspectul că precipitarea cea mai abundentă se produce la schimbările bruște de direcție ale curentului de amestec. Acolo unde nu se poate evita acest lucru, se vor prevedea măsuri speciale de reținere a picăturilor, combinate cu o încălzire locală mai intensă pentru realizarea vaporizării picăturilor.

Asigurarea unei umpleri cât mai uniforme și mai complete a cilindrilor cu încălzirea proaspătă impune o configurație spațială care să asigure, pentru toți cilindrii, trasee echilibrate gazo-dinamice.

În **fig. 6.10** se prezintă în continuare o analiză a soluțiilor constructive uzuale, pentru cazul carburației, considerată edificatoare în acest exemplu:

- **variantele a:** este soluția cea mai uzuală, ieftină și ușor de realizat; canalele de admisie sunt grupate pentru fiecare doi cilindri consecutivi și alimentate printr-un carburator cu o singură cameră de amestec;
- **variantele b și c:** constituie o schemă îmbunătățită, cu performanțe superioare; în prima (**b**) carburatorul are două camere de amestec ce funcționează în trepte (succesiv).

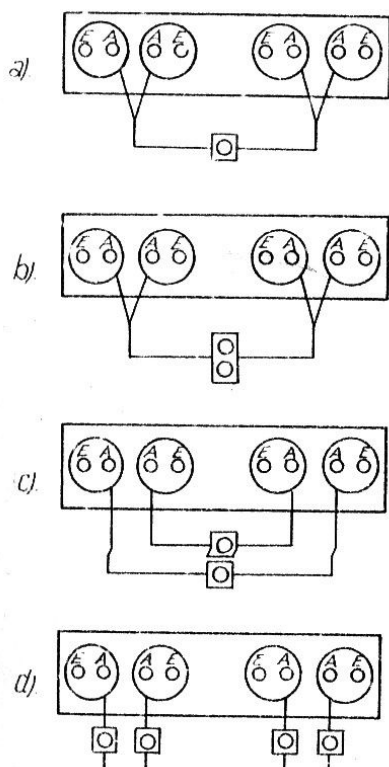


Fig. 6.10 Influența configurației spațiale a sistemului de admisie

Ansamblul canal de admisie – supapă de admisie, influențează considerabil umplerea. Supapa de admisie este de fapt factorul predominant al pierderilor gazo-dinamice, ea controlând prin forma, dimensiunile și legea sa de mișcare mărimea și legea de variație a secțiunilor disponibile pentru curgerea încărcăturii proaspete către cilindri și în același timp traiectoriile curenților formați prin deplasarea gazelor. De aceea trebuie acționat în vederea reducerii rezistenței hidrodinamice a ansamblului canal de admisie – supapă, prin creșterea secțiunilor disponibile pentru curgere, prin uniformizarea valorilor acestor secțiuni și prin evitarea schimbărilor brutale de direcție a curenților.

În vederea creșterii secțiunilor disponibile pentru curgerea încărcăturii proaspete se mărește diametrul supapei și înălțimea de ridicare a acesteia de pe scaunul său.

Se menționează că un efect similar se poate obține și prin creșterea numărului de supape, de obicei la două.

Creșterea diametrului supapei și a înălțimii de ridicare sunt însă limitate de efectele inerționale în organele mecanismului de comandă. De aceea, soluția utilizării a două supape este preferabilă [18, 19, 29, 30].

Prima treaptă funcționează în toate regimurile; a doua treaptă intră în funcțiune numai pentru sarcini și turații mari (aici se are în vedere gradul de preîncălzire pe cele două trepte). Sistemul prezintă avantaje legate de umplere și de calitatea amestecului. Pulverizarea este mai bună deoarece secțiunile difuzoarelor pot fi reduse, fără a se afecta umplerea; la **c** carburatorul are tot două camere de amestec, dar alimentează separat și simultan grupuri de câte doi cilindri;

- **varianta d**: folosește câte un carburator pentru fiecare cilindru. Este foarte performantă, cu pierderi termo-gazodinamice minime. Nu a fost utilizat în serie. Este înlocuită prin injecția de benzină.

Toate aceste probleme nu apar la motorul cu formarea amestecului prin injecție de combustibil în interiorul sau în exteriorul cilindrului.

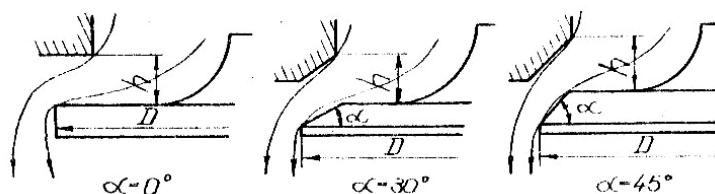


Fig. 6.11 Influența unghiului de prelucrare a scaunului

Mărimea secțiunii de trecere pe sub supapă depinde și de unghiul de prelucrare al scaunului său, aspect care se va pune în discuție în continuare, cu ajutorul **fig. 6.11**. Astfel, se constată că, păstrând toate dimensiunile constante, secțiunea de trecere pe sub supapă crește dacă unghiul de așezare pe scaun se micșorează; valoarea maximă se obține pentru unghiuri $\alpha = 0^\circ$ (supapă cu *scaun plan*). Soluția nu poate însă, din păcate, avea finalitate practică. Uzual, $\alpha = 30^\circ$ sau 45° . Variațiile secțiunilor transversale ale ansamblului canal de admisie–supapă trebuie să fie cât mai mici, pentru ca pierderile gazo-dinamice introduse să fie reduse. **Fig. 6.12** prezintă evoluția pierderilor pe traseul de admisie. Se evidențiază astfel racordările necesare dintre taler și tijă, precum și racordările canalelor de trecere.

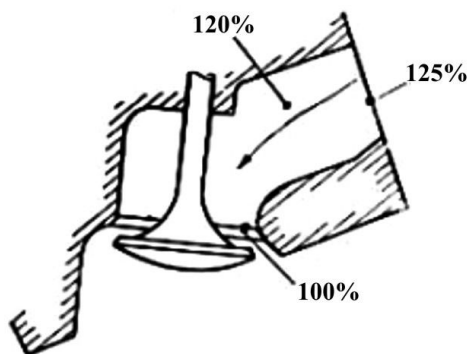


Fig. 6.12 Evoluția pierderilor pe traseul de admisie

Pentru motoarele cu formarea amestecului în interior prin injecție directă de combustibil, se impune realizarea unei mișcări organizate a aerului, în scopul omogenizării amestecului.

Este vorba de o turbulență organizată, realizată pe baza unor curenți dirijați convenabil printr-o construcție adecvată a canalului sau a supapei de admisie. În **fig. 6.13** se prezintă două soluții de realizare a unei turbulențe organizate.

a) Canal de admisie de *formă spirală*;

b) Canal de admisie clasic, dar talerul supapei este prevăzut cu un *ecran*.

Prin ambele procedee se imprimă o direcție preferențială de pătrundere în cilindru a curenților de încărcătură proaspătă, obținându-se o mișcare spiralată care se conservă în toată perioada de formare a amestecului, cu influențe favorabile asupra arderii. Pierderile gazo-dinamice produse sunt acceptate tocmai datorită consecințelor favorabile.

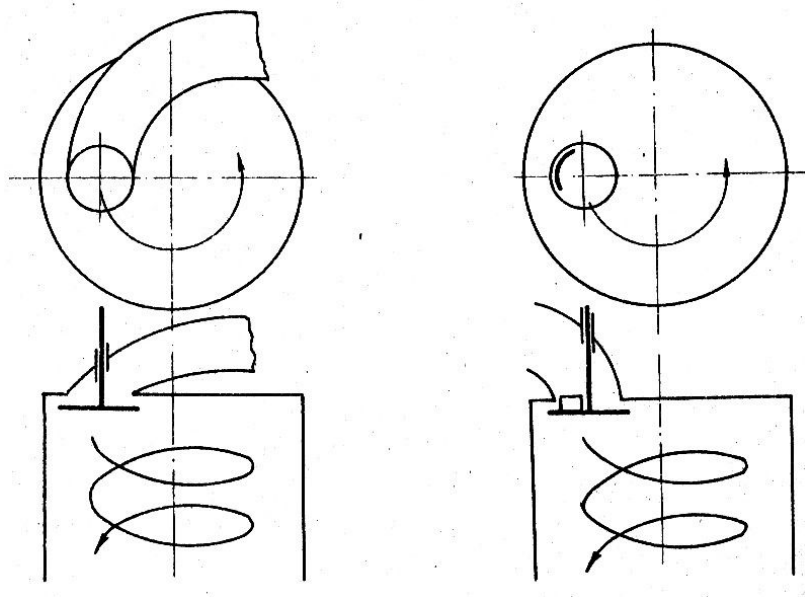


Fig. 6.13 Soluții de realizare a turbulenței organizate

a) Influența dimensiunilor cilindrului

Se urmărește în cadrul unor *condiții de similitudine*. Un prin caz îl constituie *similitudinea geometrică*. Doi cilindri se numesc similari geometric dacă au toate caracteristicile de formă identice, fiind diferiți numai prin caracteristici dimensionale, unul dintre ei fiind modelul mărit, la o anumită scară a celuilalt (fig. 6.14). În acest caz, rapoartele tuturor dimensiunilor lor liniare sunt egale între ele și egale cu **factorul de similitudine geometrică, K** , în condiția în care turația rămâne aceeași. Deci:

$$\frac{D_1}{D} = \frac{S_1}{S_2} = \frac{d_1}{d_2} = \dots K \quad (6.7)$$

la $n = \text{constant}$.

Pierderile termice se exprimă prin **suprafața-timp specifică**, de contact a încărcăturii proaspete cu suprafețele calde ale cilindrului. Ele **scad pe măsura creșterii dimensiunilor cilindrului**.

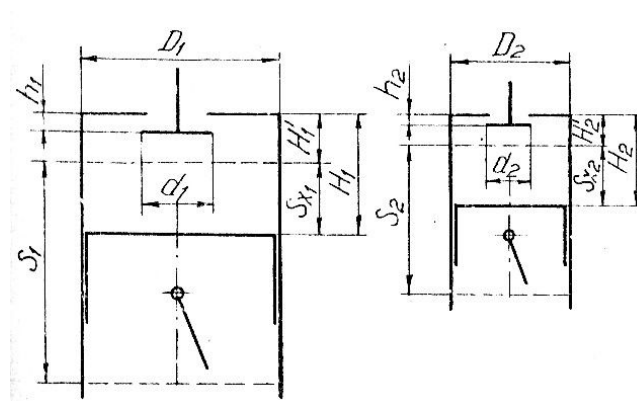


Fig. 6.14 Influența dimensiunilor cilindrului

Mărimea pierderilor gazo-dinamice poate fi exprimată prin mărimea vitezei medii de curgere a încărcăturii proaspete prin supapa de admisie. Ele **cresc pe măsura creșterii dimensiunilor cilindrului**.

Un alt caz, acela al *similitudinii geometrico-mecanice*, îl constituie cel în care turațiile celor două motoare nu sunt identice. Ele nu pot fi păstrate din cauza solicitărilor mecanice care apar. Se impune însă drept condiție suplimentară păstrarea neschimbată a vitezei medii a pistonului:

$$W_p = S n = \text{constant} \quad (6.8)$$

adică:

$$\frac{D_1}{D_2} = \frac{S_1}{S_2} = \dots = \left(\frac{n_2}{n_1} \right) = K \quad (6.9)$$

deci turația se micșorează în această măsură.

În această situație nici pierderile termice și nici pierderile gazo-dinamice nu sunt influențate de dimensiunile cilindrului.

b) Influența arhitecturii camerei de ardere

Intervine în special prin modul în care sunt plasate supapele, punându-se în discuție pierderilor gazo-dinamice și termice, generate de devierea curenților de încărcătură proaspătă și de mărimea suprafețelor de contact. Analizând trei cazuri uzuale, sugerate în **fig. 6.15**, se poate ajunge la următoarele concluzii.

Soluția a este cea mai dezavantajoasă din acest punct de vedere, asigurând însă simplitate constructivă; este o soluție de cameră de ardere care actualmente nu se mai folosește.

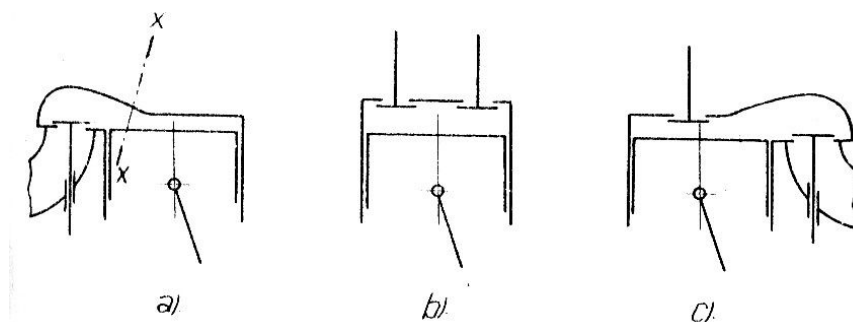


Fig. 6.15 *Influența arhitecturii camerei de ardere*

Soluția b este soluția curentă, care satisface suficient de multe deziderate.

Soluția c asigură un spațiu mai bun de plasare a supapei de admisie în chiulasă; este însă neutilizată deoarece introduce complicații constructive.

c) Influența naturii pereților care limitează spațiul destinat umplerii

Influența se exercită prin intermediul pierderilor termice introduse de temperatura suprafețelor care limitează acest spațiu. Cu cât aceste temperaturi sunt mai reduse cu atât pierderile termice sunt mai mici și umplerea se ameliorează. Aceste temperaturi, în condiții determinate de construcție și funcționare, vor depinde de materialul din care sunt confecționate piesele respective, prin intermediul coeficientului de conductibilitate termică. Se pun în discuție fonta și aliajele de aluminiu. Astfel, randamentul umplerii crește cu până la 5 %, ..., 10%, în cazul utilizării aliajelor de aluminiu.

d) Influența cotelor de reglaj ale umplerii

Prin analiza reprezentării din **fig. 6.16** se observă că întârzierea la închiderea supapei de admisie este optimă pentru turația n_1 , dar pentru $n_2 < n_1$, ea devine necorespunzătoare. În punctul a_2' , efectul inerțial al curentului de încărcătură proaspătă s-ar anula. În a_2'' însă se produce o pierdere de încărcătură prin inversarea sensului de curgere.

Astfel, se poate defini drept moment optim de închidere a supapei de admisie momentul în care viteza de curgere pe sub supapă devine nulă. Dacă supapa se închide înainte, umplerea se înrăutățește prin oprirea pătrunderii încărcăturii în mișcare, iar dacă supapa se închide prea târziu, curentul își schimbă sensul de mișcare, gazele ieșind din cilindru.

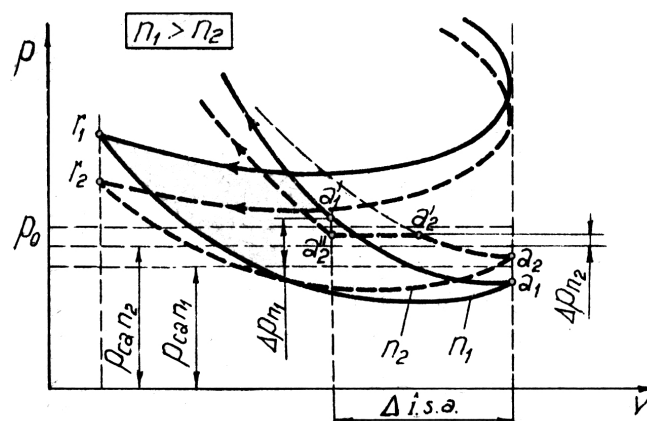


Fig. 6.16 Influența cotelor de reglaj ale umplerii

În **fig. 6.17** se indică variația randamentelor umplerii odată cu variația turației, pentru trei reglaje diferite ale închiderii supapei de admisie (1, 2 și 3), aflate în relația:

$$(\text{i.s.a.})_1 < (\text{i.s.a.})_2 < (\text{i.s.a.})_3 \quad (6.10)$$

deci, fiecărui reglaj îi corespunde o **turație optimă de funcționare**, din punct de vedere al eficacității umplerii. Dacă turația se modifică față de această valoare optimă, umplerea se înrăutățește datorită cauzelor analizate mai sus. În plus, la creșterea turației se adaugă și efectul creșterii pierderilor gazo-dinamice.

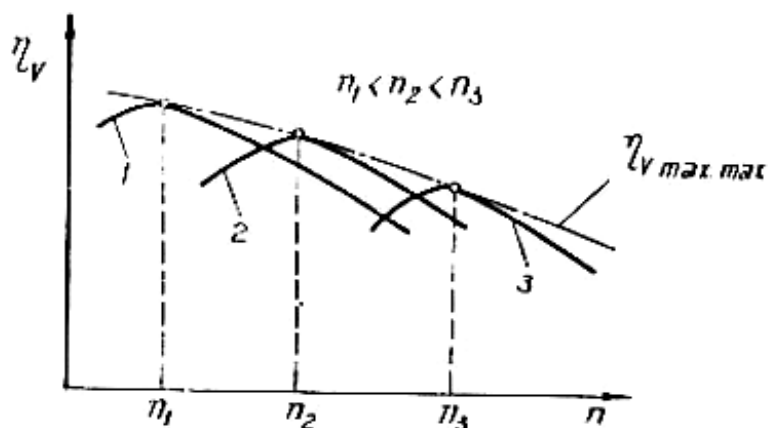


Fig. 6.17 Variația randamentelor umplerii la modificarea turației

Astfel, dacă întârzierea la închiderea admisiei ar fi variabilă cu turația, astfel încât fiecărei turații să-i corespundă reglajul optim, s-ar obține o variație a randamentului umplerii numai ca efect al pierderilor gazo-dinamice, curba înscriindu-se pe punctele de maxim $\eta_{max,max}$, ale curbelor corespunzătoare reglajelor particulare.

În această situație se acceptă soluții de compromis, după destinația motorului, alegându-se acele valori ale reglajului care sunt optime pentru regimul de turație la care motorul este utilizat frecvent.

e) Influența raportului volumetric

Influențele sunt contradictorii:

- pe de o parte ε influențează umplerea prin modificarea cantității relative de gaze arse restante. La **creșterea lui ε** se micșorează volumul camerei de ardere V_c sau se mărește cilindreea V_s , modificări care conduc la micșorarea coeficientului gazelor arse restante, γ_r , deci la **îmbunătățirea umplerii**. Prin γ_r se înțelege raportul:

$$\gamma_r = \frac{M_r}{M_l} \quad (6.11)$$

în care, M_r este cantitatea de gaze arse restante [kmoli], iar M_l cantitatea de încărcătură proaspătă, de asemenea, în [kmoli];

- pe de altă parte, **mărirea valorii lui ε** produce creșterea temperaturilor suprafețelor care limitează spațiul destinat umplerii și deci **creșterea pierderilor termice, umplerea înrăutățindu-se**.

Observațiile practice, însă conduc la concluzia că **influența lui ε nu este însemnată asupra umplerii**.

6.5. Determinarea parametrilor specifici procesului de admisie

6.5.1. Presiunea din cilindru la sfârșitul cursei de admisie, p_a , se poate

exprima prin:

$$p_a = p_s - \Delta p_a \quad \text{sau} \quad p_a = p_0 - \Delta p_a \quad [\text{MPa}], \quad (6.12)$$

în care Δp_a [MPa] este căderea de presiune și se poate deduce din relația lui **Bernoulli**, adică,

$$\Delta p_a = \left(\varphi^2 + \xi_a \right) \cdot \frac{w_a^2}{2} \cdot \rho_{0,s} \cdot 10^{-6} \quad [\text{MPa}], \quad (6.13)$$

în care:

- φ este coeficientul de reducere a vitezei în secțiunea minimă a sistemului de admisie (diametrul minim al secțiunii de trecere al supapei de admisie – d_c);
- ξ_a este coeficientul de rezistență gazodinamică al sistemului de admisie raportat la secțiunea minimă a sistemului de admisie;
- w_a [m/s] reprezintă viteza fluidului proaspăt prin secțiunea minimă a sistemului de admisie, stabilită pentru viteza maximă a pistonului;
- $\rho_{0, s}$ [kg/m³] – densitatea fluidului proaspăt (ρ_0 pentru presiunea p_0 și ρ_s pentru p_s).

Pentru motoarele de automobil, la regim nominal, rezistența gazodinamică totală și viteza medie a fluidului proaspăt, se pot alege în intervalele:

$$(\varphi^2 + \xi_a) = 2,5, \dots, 4 \text{ și } w_a = 50, \dots, 130 \text{ [m/s]} \quad (6.14)$$

Pe de altă parte, valorile lui Δp_a și p_a pentru motoarele în patru timpi se pot adopta uzual și în mod direct, situându-se între limitele:

MAS cu carburator	$\Delta p_a = (0,05 \dots 0,20) p_0$; $p_a = (0,80 \dots 0,95) p_0$;
MAS cu injecție de benzină	$\Delta p_a = (0,04 \dots 0,19) p_0$; $p_a = (0,81 \dots 0,96) p_0$;
MAC	$\Delta p_a = (0,03 \dots 0,18) p_0$; $p_a = (0,82 \dots 0,97) p_0$;
motoare supraalimentate	$\Delta p_a = (0,82 \dots 0,97) p_s$; $p_a = (0,90 \dots 0,97) p_s$.

Valorile se aleg în funcție de turație, p_a scăzând la creșterea turației [6].

Densitatea aerului variază în funcție de temperatură și presiune.

6.5.2. Creșterea de temperatură a fluidului proaspăt, ΔT . Fluidul proaspăt se încălzește în contact cu pereții sistemului de admisie și ai cilindrului precum și datorită gazelor reziduale. Creșterea de temperatură depinde, în principal, de viteza fluidului proaspăt, de durata admisiei, de temperatura pereților și a fluidului proaspăt.

În funcție de tipul motorului, ΔT poate avea valorile următoare:

MAS cu carburator	0 – 20 [°C]
MAC nesupraalimentat	0 – 20 [°C]
motoare supraalimentate	(–5) – (+ 10) [°C]

La MAS cu injecție de benzină, creșterea de temperatură a amestecului proaspăt este mai redusă decât în cazul carburației.

Valoarea negativă corespunde supraalimentării fără răcire intermediară, când temperatura fluidului proaspăt comprimat este mai mare decât cea a pereților.

Unii autori recomandă calculul variației lui ΔT în funcție de turație, stabilind o relație semiempirică dată de o funcție [6]:

$$\Delta T_{(n)} = f(n) \quad [\text{K}]. \quad (6.15)$$

6.5.3. Temperatura la sfârșitul cursei de admisie, T_a , se poate determina din relația bilanțului termic aplicat fluidului proaspăt înainte și după amestecare cu gazele arse. Dacă se consideră că amestecarea se produce la presiune constantă, iar capacitatea calorică specifică a amestecului este egală cu a fluidului proaspăt, temperatura T_a se calculează cu relația:

$$T_a = \frac{T_0 + \Delta T + \zeta \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r} \quad [\text{K}], \quad (6.16)$$

unde $\zeta = C_{pr}/C_{pfp}$, iar C_{pr} și C_{pfp} sunt căldurile specifice la presiune constantă a gazelor reziduale, respectiv a fluidului proaspăt.

Relația (2.29) este aplicabilă și la motoare în doi timpi.

Pentru motoare în doi timpi și supraalimentate, T_0 se înlocuiește cu T_s sau cu $(T_s - \Delta T_{rac})$, în cazul răcirii intermediare, unde ΔT_{rac} [K] reprezintă scăderea temperaturii în răcitor. La motoarele cu formarea exterioară a amestecului, $\zeta = 1$ valoare care se poate utiliza, cu aproximație, și la celelalte motoare.

În funcție de tipul motorului, temperatura de la sfârșitul admisiei poate fi și adoptată direct între limitele de mai jos:

MAS	320 – 370 [K]
MAC	310 – 350 [K]
motoare în patru timpi supraalimentate	320 – 350 [K]

6.5.4. Gradul de umplere, η_v , definit în *paragraful 6.3*, denumit și *randament al umplerii*, *coeficient de umplere*, sau chiar *randament volumetric* este definit prin raportul dintre cantitatea (masică, gravifică, molară, volumică) de fluid proaspăt reținută în cilindru la sfârșitul admisiei și cantitatea posibilă de a fi introdusă în cilindrul V_s , în condițiile de presiune și de temperatură de la intrarea în motor, adică fără pierderi.

Din relația de conservare a masei în punctul **a** din diagrama indicată, reprezentată în **fig.3.1** (v. **Cap.3**), în care, după cum se observă, avem $V_r = V_c$, rezultă:

$$\eta_v = \frac{p_a}{p_0} \frac{T_0}{T_a} \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{1}{1 - \varphi_{pu} + \gamma_r} \quad (6.17)$$

în care $\varphi_{pu} = \Delta v_{fp} / v_{fp}$ reprezintă *gradul de postumplere* sau raportul dintre numărul de kmoli de fluid proaspăt care pătrunde în cilindru după PME (după terminarea cursei de admisie) și numărul total de kmoli de fluid proaspăt reținut în cilindru.

Pentru motoarele în patru timpi, la sarcini ridicate $\varphi_{pu} = 0,08, \dots, 0,25$, valorile fiind dependente de turație și de perfecțiunea umplerii. Pentru simplificarea calculului, în relația de mai sus se poate neglija φ_{pu} .

Valorile uzuale pentru η_v la motoarele de automobile și tractoare, la sarcină plină sunt:

<i>MAS cu carburator sau injecție</i>	0,70 – 0,90
<i>MAC nesupraalimentate</i>	0,80 – 0,94
<i>MAC supraalimentate</i>	0,80 – 0,97