

Studiul proceselor de comprimare și de destindere ale motoarelor cu ardere internă cu piston

8.1. Studiul procesului de comprimare

Prin contribuția la creșterea randamentului termic, comprimarea prealabilă a fluidului motor a constituit, alături de alte aspecte, un progres esențial în dezvoltarea motoarelor cu ardere internă. Din acest motiv, introducerea comprimării este considerată prima mare perfecționare a motoarelor cu ardere internă cu piston.

Consecințele sunt de fapt mai complexe [17, 31, 33, 45]. Este vorba, în primul rând, de creșterea economicității determinată de creșterea randamentului global, randament în care este inclus și randamentul termic. Criteriul este însă limitativ, chiar dacă studiul termodinamic arată că randamentul termic se mărește odată cu raportul volumetric de comprimare, ε . În realitate, creșterea lui ε peste o anumită valoare alterează randamentul

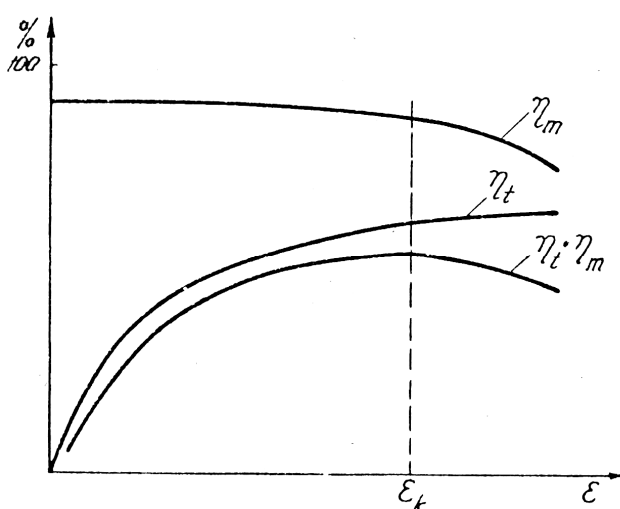


Fig. 8.1. Variația randamentelor motorului în funcție de valoarea raportului de comprimare

mecanic al motorului și, prin aceasta, randamentul global η_e , așa cum se remarcă din variațiile reprezentate în fig. 8.1.

În al doilea rând se poate pune în evidență o majorare a lucrului mecanic util, determinată de creșterea suprafeței utile a diagramei indicate. Acest lucru apare odată cu creșterea gradului de destindere totală a ciclului. De remarcat însă că mărirea raportului de comprimare ε este limitată nu numai de alterarea

randamentului motorului, așa cum s-a arătat, ci și de înrăutățirea fenomenului arderii prin apariția detonației, aspect ce va fi dezvoltat într-un capitol ulterior.

La motoarele cu aprindere prin scânteie, se adoptă pentru ϵ valori cuprinse între 7,5 ,..., 9,5, el putând ajunge însă până la 10,5 ,..., 11. Valorile mai mari sunt tipice motoarelor alimentate prin injecție de benzină, precum și motoarelor supraalimentate.

În acest condiții, procesul de comprimare trebuie realizat în așa fel încât să creeze cele mai bune condiții pentru arderea amestecului de combustibil și aer, precum și pentru mărirea căderii termice a ciclului și a gradului de destindere a gazelor arse. Prin toate acestea se tinde de fapt să se obțină condițiile necesare pentru mărirea randamentului motorului.

În ciclul real al motorului, procesul de comprimare este însoțit de schimburi reciproce de căldură între mediul de lucru și piesele motorului, procesul nefiind deci adiabatic. Aceste schimburi de căldură au însă un caracter complex și nu pot fi exprimate cu exactitate prin relații termodinamice. De aceea se aproximează procesul de comprimare cu un proces politropic cu exponent constant.

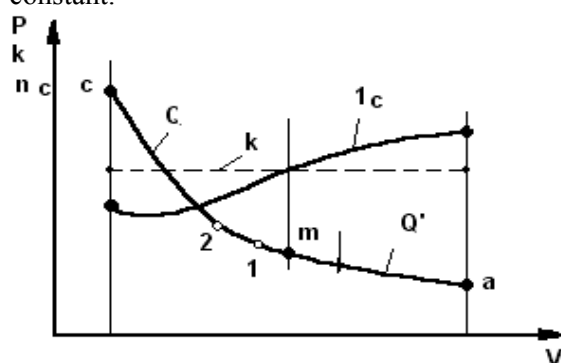


Fig. 8.2. Variația presiunii și a exponentului politropic în timpul comprimării

În fig. 8.2 se prezintă variația relativă a exponentului politropic, n_c și a celui adiabatic k , în timpul comprimării, care are durata $a - c$.

La începutul comprimării, mediul de lucru are o temperatură mult mai mică decât pereții cu care vine în contact și din această cauză, în prima perioadă a comprimării, notată $a - m$, schimbul de căldură, caracterizat prin cantitatea de căldură Q' se produce

de la piesele motorului la gaze. Exponentul politropic aparent va fi mai mare decât cel adiabatic, adică $n_c > k$.

Motoarele de automobile lucrează cu întârziere la închiderea supapei de admisie, motiv pentru care comprimarea propriu-zisă, care se face sub acțiunea pistonului, începe după PME, în prima parte ea fiind obținută pe cale inerțională, prin aport de gaze. Pe măsura deplasării pistonului către PMI, temperatura mediului de lucru se mărește și depășește temperatura pieselor cu care vine în contact, fapt datorită căruia gazele cedează cantitatea de căldură Q'' pieselor respective. Exponentul politropic în acest caz scade sub valoarea exponentului adiabatic, adică $n_c < k$.

În funcție de temperaturile locale, schimbul de căldură poate avea loc în ambele sensuri concomitent, adică primire de căldură de la piesele puternic încălzite și cedare de căldură spre piesele mai puternic răcite.

În zona PMI, deși mediul de lucru atinge aproape temperatura maximă de comprimare, exponentul politropic începe să crească fără a depăși însă exponentul adiabatic. Aceasta se explică prin faptul că la sfârșitul comprimării mediul de lucru vine în contact cu piesele cele mai puternic încălzite, iar suprafața de transmitere a căldurii devine foarte mică, din care cauză căldura cedată de gaze pereților se reduce apreciabil.

Potrivit datelor experimentale, căldura cedată de mediul de lucru pieselor cu care vine în contact pe porțiunea **m - c** este mai mică decât cea primită de mediu de la piese pe porțiunea **a - m**. De aceea, exponentul politropic mediu n_c va fi întotdeauna mai mic decât exponentul adiabatic k , deci curba presiunii la comprimarea politropică va fi sub cea a comprimării adiabate.

În punctul **m**, exponentul politropic este egal cu exponentul adiabatic deoarece fluxul de căldură primit este egal cu fluxul de căldură cedat, obținându-se o *situație de adiabatism aparent*; de remarcat că fluxul de căldură rezultat este nul. În realitate, chiar în situația în care comprimarea reală ar decurge adiabatic, exponentul adiabatic k ar fi variabil și nu constant ca în **fig.8.2**. Într-adevăr, analizând expresia exponentului adiabatic, k :

$$k = \frac{c_p}{c_v} = \frac{c_v + R}{c_v} = 1 + \frac{R}{c_v} \quad (8.1)$$

R fiind constanta universală a gazelor și ținând seama că $c_v = f(T)$, acest lucru se confirmă și analitic. Cum c_v crește odată cu creșterea temperaturii, exponentul adiabatic k își va reduce valoarea pe măsură ce comprimarea avansează.

De asemenea, variația temperaturii în timpul compresiei va depinde, la rândul ei, de schimbul de căldură dintre gaze și pereți, deci de valoarea exponentului politropic de compresie.

Pentru două puncte suficient de apropiate, notate **1** și **2**, de pe curba de comprimare, considerate pe aceeași politropă, putem scrie, pe baza ecuației generale a politropiei, următoarea relație:

$$p_1 v_1^{n_c} = p_2 v_2^{n_c} \quad (8.2)$$

Prin logaritmarele acesteia rezultă:

$$\log p_1 + n_c \log v_1 = \log p_2 + n_c \log v_2 \quad (8.3)$$

de unde:

$$n_c = \frac{\log p_1 - \log p_2}{\log v_2 - \log v_1} \quad (8.4)$$

Această relație redă variația exponentului politropic n_c , în comparație cu aceea a exponentului adiabatic k . Pentru trasarea curbei procesului de comprimare se va folosi pentru exponentul politropic o valoare constantă și egală cu media valorilor n_c . Alegerea acestei valori se va face pe baza datelor experimentale [3, 4].

Valorile medii ale exponentului politropic de comprimare pentru motoarele cu aprindere prin scânteie sunt cuprinse între:

$$n_c = 1,32 \dots 1,39$$

valorile mari corespunzând motoarelor mai rapide. Aceste valori medii ale exponentului politropic de comprimare n_c , depind în primul rând de modul de formare a amestecului și apoi de turație, dimensiunile cilindrului, intensitatea răcirii, forma camerei de ardere și particularitățile constructive ale motorului.

Influențele asupra comprimării se analizează prin intermediul căldurii schimbate în decursul procesului. Astfel, după cum se observă și din fig. 8.2, la creșterea cantității de căldură primite de fluidul motor, exponentul politropic mediu n_c crește, pe când mărirea cantității de căldură cedate de fluid conduce la reducerea exponentului n_c .

În cazul formării amestecului în exteriorul cilindrilor, prezența vaporilor de combustibil în amestec în timpul comprimării mărește căldurile specifice ale amestecului de gaze, raportul lor se micșorează, reducându-se astfel valoarea exponentului mediu politropic. De aceea, *exponentul politropic mediu al comprimării are valori mai ridicate în cazul formării amestecului în cilindru*, în special atunci când avansul la injecție este redus. Odată cu creșterea turației motorului, *exponentul politropic se mărește* deoarece se micșorează durata procesului de comprimare și, prin urmare, se micșorează schimbul de căldură de la gaze la piesele cu care vin în contact. În plus, la turații ridicate, sunt mai mici pierderile de gaze prin jocul dintre piston și cilindru, ceea ce echivalează cu reducerea pierderilor de căldură ale mediului, conducând tot la creșterea exponentului politropic.

Pe cale experimentală s-a stabilit următoarea relație a exponentului politropic în funcție de turație:

$$n_c = 1,41 - \frac{A}{n} \quad (8.5)$$

unde $A = 100 \div 250$, valorile mari fiind pentru motoarele cu turațiile maxime mai puțin ridicate [3].

De remarcat că această relație nu reflectă întotdeauna realitatea, în cazul turațiilor ridicate valorile obținute fiind diferite față de cele recomandate.

Dintre celelalte influențe care se manifestă asupra procesului de comprimare trebuie menționate temperatura, dimensiunile cilindrului,

arhitectura camerei de ardere, sarcina motorului și raportul de comprimare. Astfel, *la creșterea temperaturii medii a procesului de comprimare*, căldurile specifice ale gazelor comprimate și căldura cedată pereților cilindrului se măresc, deci *exponentul politropic se micșorează*. De aceea, la motoarele cu supraalimentare, exponentul politropic va fi mai mic decât la motoarele fără supraalimentare deoarece, la cele din prima categorie, mediul de lucru are o temperatură inițială la comprimare mai ridicată.

Același efect apare și la creșterea temperaturii inițiale, T_0 care, deși cantitativ introduce o influență redusă, prin mărirea ei conduce la reducerea cantității de căldură primite de fluidul motor și deci la diminuarea valorii medii a exponentului politropic.

Un efect contrar îl are *presiunea inițială p_0* , care, în plus exercită o influență predominantă. Astfel, *creșterea presiunii inițiale p_0* antrenează o creștere a cantității de încărcătură proaspătă reținută în cilindru. În acest mod, gradul de încălzire al acesteia, prin amestec cu gazele arse este mai redus, nivelul temperaturilor ulterioare rămânând mai coborât. Din acest motiv, cantitatea de căldură primită crește iar aceea cedată scade, antrenând astfel *majorarea valorii exponentului mediu politropic*. Există și o influență contrară care nu este însă predominantă, determinată de faptul că odată cu creșterea presiunii p_0 crește și presiunea p_a de la începutul comprimării reale, crescând astfel nivelul temperaturilor din timpul procesului. În consecință, cantitatea de căldură primită scade, cea cedată crește, iar exponentul mediu politropic se reduce.

Mărirea intensității răcirii motorului conduce la scăderea temperaturii pereților cilindrului și chiulasei, astfel căldura cedată de gaze pieselor va crește și se va micșora coeficientul politropic. De aceea, *la motoarele răcite cu aer, exponentul politropic va fi mai mare decât la motoarele răcite cu lichid*.

Pe de altă parte, la motoarele cu *dimensiuni mari ale cilindrului, exponentul politropic va avea valori mai mari* deoarece suprafața relativă de transmitere a căldurii raportată la unitatea de volum a cilindrului se micșorează odată cu mărirea diametrului cilindrului.

Arhitectura camerei de ardere și în special gradul de compactitate a ei, care este caracterizat de mărimea raportului dintre suprafața camerei de ardere și volumul său, cu rol în organizarea mișcării din cameră, poate conduce la micșorarea exponentului politropic n_c .

Astfel, turbulența gazelor, generată prin măsuri constructive, cu alte cuvinte mișcarea organizată a gazelor din cilindru, are un rol benefic în desăvârșirea amestecului, precum și în anumite faze ale arderii, măbind viteza relativă dintre gaze și pereți și ameliorând condițiile de transfer a căldurii pe întreaga durată a comprimării. Această intensificare a schimbului de căldură se produce însă în partea finală a comprimării, ceea ce antrenează o creștere a cantității de căldură cedate și în consecință o scădere a exponentului mediu politropic. Deși din punct de vedere gazodinamic turbulența constituie o

pierdere, conducând la alterarea umplerii, ea se utilizează din plin la motoarele cu injecție de benzină, inițiindu-se pe cât posibil încă din perioada umplerii și conservându-se pe parcursul comprimării, intensitatea ei crescând, de regulă, pe măsură ce pistonul se apropie de punctul mort interior.

Se apreciază că *influența sarcinii și a raportului de comprimare asupra coeficientului politropic este minoră*. Astfel, modificarea sarcinii la motorul cu aprindere prin scânteie introduce, prin intermediul cantității de încărcătură proaspătă efectiv reținută în cilindru și a cantității de gaze arse restante, o influență complexă și în același timp contradictorie. Odată cu creșterea sarcinii motorului crește cantitatea de încărcătură proaspătă și așa cum s-a arătat, gradul de încălzire a încărcăturii proaspete prin amestec cu gazele arse restante se reduce, antrenând o creștere a valorii exponentului mediu politropic.

În același timp, la creșterea sarcinii avansul la producerea scânteii electrice se reduce, ceea ce antrenează scurtarea celei de a doua părți a comprimării. Din acest motiv, cantitatea de căldură cedată crește iar n_c se micșorează.

Global, cele două tendințe contradictorii se anulează, astfel încât modificarea exponentului mediu politropic odată cu sarcina este neesențială.

Deși, așa cum s-a arătat, mărirea raportului de comprimare ϵ conduce la creșterea randamentului termic, la motoarele cu aprindere prin scânteie, în special la cele cu carburator, raportul de comprimare trebuie ales în așa fel încât temperatura și presiunea la sfârșitul comprimării să fie sub temperatura de autoaprindere a amestecului și sub valoarea raportului *limită de detonație* ϵ_{ld} . Din acest punct de vedere, motoarele cu injecție de benzină, în special cele cu injecție directă, datorită condițiilor mai bune de formare a amestecului se comportă net superior, permițând valori mai mari pentru ϵ .

În esență, la creșterea raportului volumetric de comprimare ϵ cresc temperaturile din perioada comprimării, în special către finele procesului. Cantitatea de căldură cedată se mărește în raport cu aceea primită astfel încât exponentul mediu politropic are tendința de scădere. Această tendință este accentuată de faptul că la valori crescute ale lui ϵ , avansul la aprindere este mai redus, astfel încât sfârșitul comprimării se deplasează către PMI. Pe de altă parte însă, odată cu mărirea lui ϵ , situație tipică motoarelor alimentate prin injecție de benzină, se reduce volumul camerei de ardere și implicit suprafața de contact dintre gaze și pereți, cu influență puternică pe ultima porțiune a comprimării. Din acest motiv, cantitatea de căldură cedată scade într-o măsură mai mare decât cantitatea de căldură primită, iar exponentul mediu politropic de comprimare crește. Având în vedere aceste două tendințe contradictorii, se poate concluziona că modificările raportului volumetric ϵ nu afectează major valoarea exponentului mediu politropic pe durata comprimării.

Valoarea exponentului n_c este influențată, sub aspect constructiv și de natura materialului pereților care limitează spațiul de comprimare, mai precis de natura materialului cilindrilor și chiulasei. Astfel, menținând toate condițiile

identice, temperaturile suprafețelor se vor modifica în sens invers coeficientului de conductibilitate a materialului. Aceste temperaturi influențează la rândul lor schimbul de căldură pe durata comprimării în sensul că, atunci când pereții cilindrului sunt mai calzi crește cantitatea de căldură primită de către fluidul motor și evident se reduce cea cedată de fluid către pereți, condiții în care exponentul n_c crește. În consecință, *când în construcția acestor organe ale motorului predomină fonta, valoarea exponentului n_c va fi superioară cazului în care acestea sunt realizate din aliaje de aluminiu*, așa cum este cazul chiulaselor motoarelor moderne pentru autoturisme, cu injecție de benzină, sau Diesel, la care exponentul n_c va avea o valoare mai redusă.

Determinarea parametrilor de stare a gazelor la sfârșitul comprimării presupune un calcul destul de complex. Din acest motiv se convine să se calculeze temperatura și presiunea gazelor la sfârșitul comprimării considerând exponenții politropici constanți, cu valori medii pentru întregul proces. Dacă se presupune că începutul comprimării coincide cu PME iar sfârșitul cu PMI, din ecuațiile politropiei rezultă:

$$p_c = p_a \cdot \varepsilon^{n_c} \quad \text{și} \quad T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_c-1} \quad (8.6)$$

În **figura 8.3** se prezintă valorile presiunilor și temperaturilor la sfârșitul comprimării, calculate cu relațiile de mai sus pentru trei valori medii ale exponentului politropic de comprimare n_c și pentru $p_a = 0,09$ [MPa], respectiv $T_a = 323$ [K].

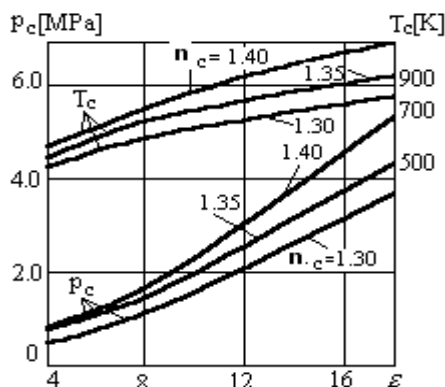


Fig. 8.3. Variația presiunii și temperaturii la sfârșitul compresiei în funcție de raportul de comprimare

În general, valorile acestor parametri, după datele experimentale, se încadrează în următoarele limite: $p_c = (0,7, \dots, 12) p_a$, iar $T_c = 650, \dots, 950$ [K].

După cum se observă, pentru valori ale exponentului politropic mediu de comprimare, cuprinse între limitele 1,30 - 1,40, presiunile și temperaturile la sfârșitul comprimării se modifică apreciabil. Din acest motiv, valoarea exponentului politropic de comprimare trebuie aleasă, pe cât posibil judicios, după datele experimentale obținute pe motoarele similare ca rapiditate, dimensiuni ale cilindrilor și parametrilor constructivi.

8.2. Studiul procesului de destindere

La nivelul ciclului teoretic, așa cum s-a considerat prin ipotezele introduse, destinderea se consideră un proces adiabatic, care se desfășoară pe întreaga lungime a cursei pistonului. În ciclul real însă, în timpul destinderii, gazele care evoluează în interiorul cilindrului schimbă, în mod continuu, căldură cu exteriorul. În același timp, durata procesului este inferioară duratei cursei complete a pistonului, deoarece, pe de o parte arderea se prelungește în destindere, iar pe de altă parte, supapa de evacuare se deschide cu un avans față de punctul mort exterior.

Cu ajutorul **fig. 8.4** se face o analiză a procesului. Astfel, începutul destinderii se consideră momentul sfârșitului convențional al arderii, marcat pe diagrama din figură prin punctul t . Sfârșitul destinderii reale este dat de momentul deschiderii supapei de evacuare, notat **d.s.e.** Pe această figură, pentru stabilirea facilă a procesului s-a trasat linia completă a destinderii, între punctele z' și d' .

Datorită schimbului permanent de căldură dintre gazele din cilindru și mediul exterior, destinderea este un proces politropic. În vederea trasării acestei politrope se impune stabilirea valorii exponentului politropic al procesului, notat cu n_d . În aceste condiții, ecuația curbei reprezentative a procesului destinderii este:

$$p \cdot v^{n_d} = \text{const.} \quad (8.7)$$

Valoarea exponentului politropic este influențată de sensul schimbului de căldură, care apare pe parcursul desfășurării procesului. Acest schimb prezintă două laturi contradictorii.

O primă latură rezultă din faptul că gazele primesc cantitatea de căldură Q' datorită fenomenului postarderii. Chiar dacă postarderea se prelungește în destindere, cantitatea de căldură scade treptat, până la anulare, astfel încât postarderea poate fi asimilată cu un flux de căldură variabil, q_{pa} , care pătrunde în gaze, din exterior. Cantitatea totală de căldură primită, Q_{pa} , va putea fi exprimată astfel:

$$Q_{pa} = \sum q_{pa} \quad (8.8)$$

Cea de a doua latură a schimbului de căldură de pe durata destinderii apare ca urmare a schimbului efectiv de căldură între gaze și pereții interiori ai spațiului de lucru din motor. Acest schimb are în permanență caracterul unui flux de căldură care trece prin pereți către exterior, deoarece temperatura gazelor este tot timpul superioară temperaturii pereților. Și în acest caz, fluxul momentan este variabil pe durata destinderii, reprezentând de fapt, un flux de căldură cedată, simbolizat, q_c .

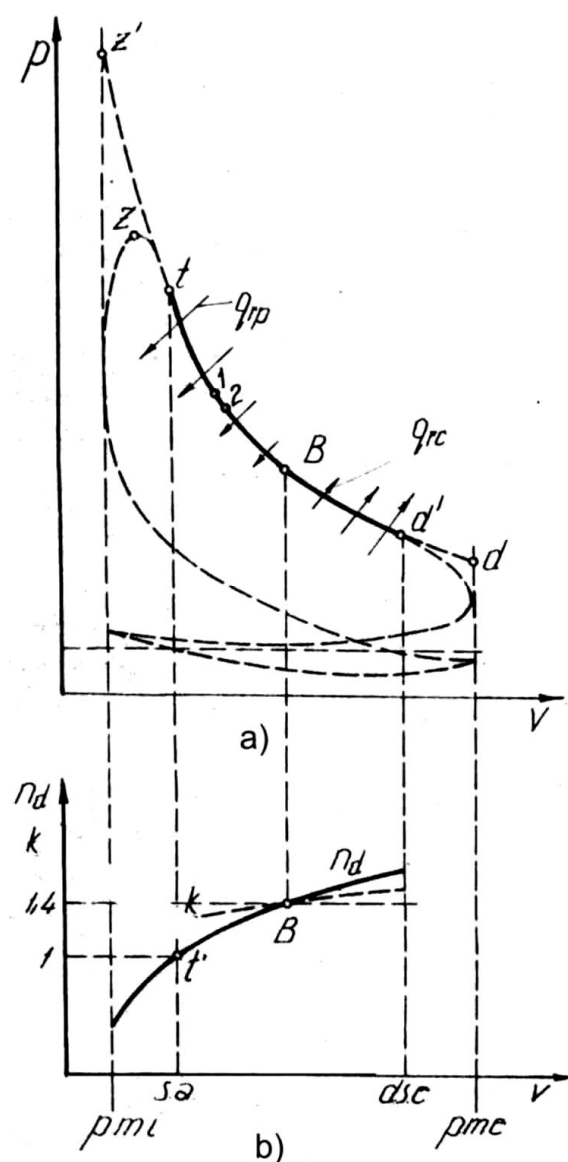


Fig. 8.4 a, b Procesul de destindere și variația exponentului politropic

În condițiile în care suprafața de contact dintre gaze și pereți crește odată cu deplasarea pistonului, fluxul momentan se mărește pe măsură ce destinderea avansează, scăderea temperaturii gazelor în timpul procesului, necompensând decât parțial efectul creșterii acestor suprafețe de contact. Cantitatea totală de căldură cedată va fi, în acest caz:

$$Q_c = \sum q_c \quad (8.9)$$

Între cele două fluxuri se stabilește un flux rezultat, q_r ,

$$q_r = q_{pa} + q_c \quad (8.10)$$

care, în funcție de relația dintre q_{pa} și q_c , imprimă caracterul schimbului de căldură, adică *caracter de căldură primită* sau *caracter de căldură cedată*. În consecință, procesul de destindere reală poate fi împărțit în două porțiuni distincte. *Prima porțiune* este porțiunea marcată $t - B$ pe curba destinderii din **fig. 8.4 a**, caracterizată prin relația:

$$q_{pa} \geq q_c \quad (8.11)$$

ceea ce conferă fluxului rezultat un *caracter de căldură primită*, astfel încât el se va nota cu q_{rp} . În cea de a doua porțiune, porțiunea $B - d'$ de pe aceeași curbă, predomină fluxuri aflate în relația următoare:

$$q_c \geq q_{pa} \quad (8.12)$$

astfel încât, fluxul rezultat are *caracter de căldură cedată*, fiind notat cu q_{rc} .

Cu aceste precizări, cantitățile totale de căldură schimbate de gaze în timpul procesului de destindere, pe porțiuni, se vor putea exprima astfel:

$$- \text{ porțiunea } t - B \quad Q_p = Q_{pa} = \sum_t^B q_{rp} \quad (8.13)$$

$$- \text{ porțiunea } B - d' \quad Q_c = \sum_B^{d'} q_{rc} \quad (8.14)$$

Pe durata acestor două porțiuni, mărimea fluxului rezultat este variabilă. Astfel, pe prima porțiune, porțiunea $t - B$, mărimea fluxului rezultat, q_{rp} scade până la zero, în timp ce, pe cea de a doua porțiune, adică porțiunea $B - d'$, fluxul rezultat, q_{rc} , crește, pornind de la zero. Se observă că punctul B este caracterizat prin situația:

$$q_r = 0, \text{ adică } q_{pa} = q_c \quad (8.15)$$

Din acest motiv, ca și în cazul comprimării, curba destinderii are în acest punct un *caracter de adiabată*. Trebuie precizat că, de fapt este vorba numai despre o situație de *adiabatism aparent*.

Aşa cum s-a arătat, destinderea este un proces politropic, reprezentat printr-o curbă a cărei ecuație este (8.7), exponentul n_d fiind variabil în tot lungul procesului. Similar comprimării, considerând pe curba destinderii, două puncte suficient de apropiate, notate **1** și **2**, considerate pe aceeași politropă, utilizând ecuația generală a acestui tip de transformare, avem următoarea relație:

$$p_1 v_1^{n_d} = p_2 v_2^{n_d} \quad (8.16)$$

Logaritmare a acesteia conduce la:

$$\log p_1 + n_d \log v_1 = \log p_2 + n_d \log v_2, \quad (8.17)$$

de unde se obține expresia exponentului politropic al destinderii, n_d :

$$n_d = \frac{\log p_1 - \log p_2}{\log v_2 - \log v_1} \quad (8.18)$$

Această relație stabilește variația exponentului politropic, n_d , pe parcursul destinderii, reprezentată în **fig. 8.4 b**. Urmărind această figură se observă că pe porțiunea **t – B**, când are loc o primire de căldură deoarece $q_{pa} > q_c$, exponentul politropei reale este inferior exponentului adiabatic din același moment, adică $n_d < k$. Diferența lor este variabilă, modificându-se în același sens cu modificarea fluxului căldurii primite. Pe cea de a doua porțiune, **B - d'**, pe care destinderea decurge în condițiile date de relația $q_c \geq q_{pa}$ se produce cedare de căldură, astfel încât exponentul politropic real este mai mare decât exponentul adiabatic, $n_d > k$, diferența dintre cei doi exponenți modificându-se, ca și în cazul anterior, în același sens cu modificarea mărimii fluxului căldurii cedate. În același timp, se observă că în punctul **t** exponentul n_d ajunge la o valoare egală cu unitatea. Această situație explică considerarea punctului **t** drept sfârșit al arderii.

Valorile medii ale exponentului curbei de destindere, n_{dm} , pentru motoarele uzuale, sunt situate între următoarele limite:

- motoare cu aprindere prin scânteie.....1,25,...,1,35
- motoare cu aprindere prin comprimare
 cu regim lent de funcționare1,25,...,1,30
 cu regim rapid de funcționare.....1,20,...,1,25

După cum se constată, aceste valori sunt inferioare valorilor exponentului adiabatic, ceea ce denotă că în mod obișnuit, *cantitatea de căldură primită de gaze datorită postarderii este superioară cantității de căldură cedată de gaze pereților*, pe durata procesului de destindere.

Orientativ, valorile exponentului politropic mediu de destindere, n_{dm} , pentru motoare de automobile și tractoare, sunt situate între limitele de mai jos:

$$\begin{aligned} \text{MAS} & \dots\dots\dots 1,23 - 1,30 \\ \text{MAC} & \dots\dots\dots 1,18 - 1,30 \end{aligned}$$

Valorile situate la limita inferioară sunt caracteristice motoarelor de dimensiuni mari, sau în cazul unei răcirii mai puțin intense a cilindrului, precum și la viteze de ardere mici.

Parametrii de stare ai gazelor din cilindru la sfârșitul destinderii se determină pentru ciclul nerotunjit. Astfel, presiunea gazelor la sfârșitul cursei de destindere, p_d , se determină din ecuația:

$$p_d \cdot V_d^{n_{dm}} = p_z \cdot V_z^{n_{dm}} \quad (8.19)$$

din care rezultă:

$$p_d = p_z \cdot \left(\frac{V_z}{V_d} \right)^{n_{dm}} = p_z \cdot \epsilon^{n_{dm}} \quad (8.20)$$

Pe de altă parte, temperatura gazelor din cilindru la sfârșitul destinderii, T_d , se determină, similar presiunii p_d , pe baza ecuației:

$$T_d \cdot V_d^{n_{dm}-1} = T_z \cdot V_z^{n_{dm}-1} \quad (8.21)$$

astfel încât,

$$T_d = T_z \cdot \left(\frac{V_z}{V_d} \right)^{n_{dm}-1} = T_z \cdot \epsilon^{n_{dm}-1} \quad (8.22)$$

Experimental s-au pus în evidență valori pentru presiunile și temperaturile gazelor din cilindru, la sfârșitul destinderii, situate în următoarele intervale:

$$\text{- motoare cu aprindere prin scânteie:} \quad p_d = (3 \dots 5) p_0$$

- motoare cu aprindere prin comprimare:
 - cu regim rapid de funcționare:

$$T_d = (1400 \dots 1800) \text{ [K]}$$

$$p_d = (3 \dots 6) p_0$$

$$T_d = (1000 \dots 1200) \text{ [K]}$$
 - cu regim lent de funcționare:

$$p_d = (2,5 \dots 3,5) p_0$$

$$T_d = (900 \dots 1000) \text{ [K]}$$

Valorile uzuale ale presiunilor și temperaturilor la sfârșitul destinderii, pentru motoarele de automobile și tractoare actuale, nesupraalimentate sunt cuprinse între următoarele limite:

MAS	$p_d = 0,35 - 0,60 \text{ [MPa]},$	$T_d = 1200 - 1700 \text{ [K]};$
MAC	$p_d = 0,20 - 0,50 \text{ [MPa]},$	$T_d = 1000 - 1200 \text{ [K]}.$

Influențele privind destinderea se apreciază prin efectul pe are îl au asupra naturii schimbului de căldură din timpul procesului și în final asupra valorii exponentului mediu al curbei reprezentative. Astfel, dacă un factor conduce la creșterea cantității de căldură Q_{pa} , recepționată de gaze în urma postarderilor, atunci exponentul mediu n_{dm} scade, tinzând către 1. Deoarece, mărimea cantității de căldură Q_{pa} se află în raport invers cu calitatea arderii, această regulă se poate traduce prin influența calității arderii asupra exponentului n_{dm} și anume, dacă un factor conduce la înrăutățirea arderii, atunci exponentul n_{dm} scade [7, 45].

Pe de altă parte, dacă un factor conduce la creșterea cantității totale de căldură Q_c , cedată de gaze către pereții care limitează spațiul de destindere, atunci exponentul mediu n_{dm} crește, tinzând către valoarea exponentului adiabatic k .

Cu aceste precizări se pot analiza o serie de influențe principale asupra destinderii, fără însă a fi grupate pe categorii de factori de influență, ca în cazul studiului procesului admisiei [45].

Astfel, luând în discuție dozajul, valoarea economică a acestuia conduce la creșterea exponentului n_{dm} prin mărirea eficacității arderii și a diminuării postarderilor. La modificarea dozajului față de valoarea care asigură cea mai bună ardere, exponentul n_{dm} se reduce, apropiindu-se de valoarea 1.

Mișcarea organizată a gazelor, prin intensificarea sa, conduce la creșterea exponentului n_{dm} . Într-adevăr, turbulența intensă favorizează desfășurarea arderii, deci micșorează intensitatea postarderilor. Pe de altă parte, turbulența favorizează și schimbul de căldură cu pereții, deci conduce la creșterea căldurii cedate, Q_c astfel încât, în final ambele tendințe conduc la creșterea exponentului politropic al destinderii, n_{dm} .

Influența turației, ca și factor funcțional, se manifestă în două moduri. Astfel, creșterea turației amplifică postarderile și micșorează cantitatea de

căldură cedată pereților, prin micșorarea duratei destinderii. Pe ambele căi deci, la creșterea turației, *exponentul mediu n_{dm} se micșorează*.

Modificarea exponentului politropic cu turația se poate aprecia printr-o relație generală de tipul:

$$n_d = A + B/n \quad (8.23)$$

Constantelor A și B , care intervin în această relație, le sunt atribuite valori în funcție de categoria și de tipul motorului. Astfel, pentru:

- **MAS**, cu turația nominală relativ redusă:

$$A = 1,21 - 1,23; \quad B = 140 - 120;$$

- **MAC**, cu camere de ardere divizate, de puteri medii:

$$A = 1,15 - 1,20; \quad B = 80 - 120.$$

La MAS, se utilizează de obicei următoarea particularizare a relației generale indicate mai sus:

$$n_d = 1,22 + 130/n \quad (8.24)$$

Cel de al doilea factor funcțional, adică *sarcina*, influențează la rândul ei destinderea diferențiat, în funcție de tipul motorului. Din acest punct de vedere, la *motorul cu aprindere prin scânteie*, odată cu micșorarea sarcinii, *exponentul mediu n_{dm} scade*. Acest fenomen apare deoarece, la sarcini parțiale, pe de o parte, postarderea se amplifică, iar pe de altă parte, prin reducerea cantității de combustibil care arde în cilindru, schimbul de căldură cu pereții devine mai redus.

La *motorul cu aprindere prin comprimare* se menține tendința de scădere a exponentului n_{dm} prin micșorarea cantității de căldură cedată pereților. În același timp însă, odată cu scăderea sarcinii, postarderile devin mai puțin intense, ceea ce face ca, pe această cale, n_{dm} să crească. De aceea, în ansamblu, la *acest tip de motor, exponentul mediu al curbei de destindere este puțin influențat prin modificarea sarcinii*.

Astfel, prin analiza cumulată a influenței celor doi factori funcționali asupra destinderii *se poate concluziona că exponentul politropic n_{dm} scade atât cu creșterea turației cât și cu reducerea sarcinii*.

Regimul termic al motorului acționează asupra cantității de căldură cedate pereților, Q_c . Admițând că toți ceilalți factori sunt invariabili, la o răcire intensă a pereților cilindrului, cantitatea de căldură cedată crește și astfel exponentul

mediu al curbei de destindere se mărește. De aceea, în general, la motoarele răcite cu apă, n_{dm} este mai mare decât la motoarele răcite cu aer.

În ceea ce privește influența raportului volumetric, la creșterea valorii acestuia, exponentul n_{dm} crește, consecință a unor cauze multiple. O primă cauză constă în diminuarea postarderilor. În al doilea rând, prin creșterea raportului volumetric crește gradul de destindere și astfel, se măresc pierderile de căldură prin pereți. Cea de a treia cauză are în vedere faptul că la grade mari de comprimare, temperaturile gazelor din cilindru cresc.

Avansul la aprindere și avansul la injecție, influențează intensitatea postarderii și, prin aceasta, valoarea exponentului n_{dm} . Astfel, la micșorarea avansurilor, n_{dm} se micșorează de asemenea.

Dacă se ia în considerare influența dimensiunilor cilindrului trebuie să se aibă în vedere că cilindri motorului intervin, în principal, prin efectul lor asupra cantității de căldură cedate pereților. Astfel, la cilindrii similar geometric, mărirea dimensiunilor cilindrului, în condițiile menținerii neschimbate a turației, micșorează suprafața laterală a unității de volum ocupat de gaze. În consecință, căldura cedată, Q_c scade, n_{dm} reducându-se.

La cilindrii similari, cu modificarea corespunzătoare a turației, caracterul schimbului de căldură nu este modificat și astfel n_{dm} rămâne același.

Pe lângă influența celor trei factori constructivi, analizată mai sus, tot din această categorie de factori se recomandă și studiul influenței arhitecturii camerei de ardere. Aceasta poate influența cantitatea de căldură cedată, Q_c , prin valoarea suprafeței laterale, conducând astfel la modificarea exponentului n_{dm} . Valoarea exponentului n_{dm} se va modifica în sens invers cu gradul de compactitate a camerei de ardere, deoarece o cameră compactă pierde mai puțină căldură către exterior [45].

Un alt aspect al influenței arhitecturii camerei de ardere este acela al turbulenței organizate, care contribuie la desăvârșirea procesului de ardere a combustibilului. Astfel, o turbulență bună conduce la creșterea exponentului n_{dm} deoarece micșorează intensitatea postarderilor.