

Caracteristicile motoarelor cu ardere internă pentru autovehicule rutiere

Caracteristicile motoarelor cu ardere internă constituie reprezentări grafice ale variației unor indici și mărimi ale acestora, în funcție de o altă mărime, care influențează performanțele lor energetice și de economicitate [2, 3]. În general, aceste caracteristici se determină experimental, pe un stand de încercări a motoarelor, în conformitate cu prevederile **STAS 6635 - 87**.

Caracteristicile motoarelor cu ardere internă cu piston sunt grupate în două mari categorii, și anume:

- **Caracteristici de reglare**, care sunt obținute prin reprezentarea indicilor specifici în funcție de un **factor de reglare**, de exemplu avansul la producerea scântei electrice, avansul la injecție, dozajul etc;
- **Caracteristici funcționale**, care sunt reprezentări ale indicilor și mărimilor specifice, în funcție de un **factor funcțional** al motorului, cum ar fi sarcina sau turația.

Pe lângă aceste două mari categorii se utilizează, de asemenea, și alte tipuri de caracteristici. Astfel, în vederea estimării pierderilor datorate rezistențelor proprii ale motorului se folosește **caracteristica de pierdere**. Pentru studiul corelării motorului cu vehiculul (utilizatorul) se introduc **caracteristicile de propulsie**, iar **caracteristicile complexe** pun în evidență interdependența mai multor indici de apreciere a calităților motorului.

12.1. Caracteristici de reglare

12.1.1. Caracteristica de reglare în funcție de consumul orar de combustibil, exemplificată, pentru cazul MAS-ului în **fig. 12.1**, conține reprezentări ale variației puterii efective a motorului, consumului specific efectiv de combustibil și excesului de aer, în funcție de consumul orar de combustibil,

$$P_e = f(C_o), \quad c_e = f(C_o) \quad \text{și} \quad \lambda = f(C_o)$$

ceilalți factori, reprezentați prin *turația* și *sarcina* motorului, fiind constanți.

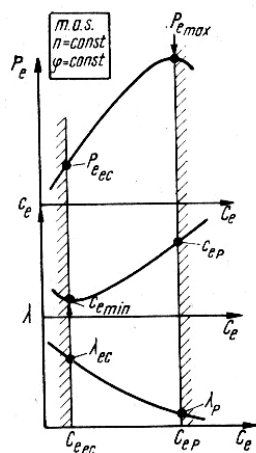


Fig. 12.1 Caracteristica de consum orar la MAS

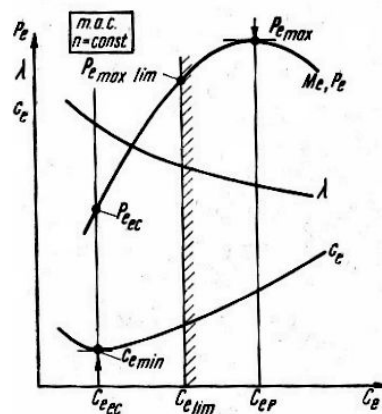


Fig. 12.2 Caracteristica de consum orar la MAC

Aceste caracteristici de reglare la MAS, în funcție de consumul orar de combustibil, pentru diferite sarcini și turații stau la baza determinării condițiilor calitative de formare a amestecului. De aceea, se recomandă ridicarea cât mai multor caracteristici de acest fel, la sarcini și turații diferite. Astfel, se pot determina cu ușurință, valorile economice ale consumurilor orare de combustibil, C_{eec} , corespunzătoare coeficienților de exces de aer economici, λ_{ec} , care generează consumurile de combustibil specifice efective minime, C_{emin} , precum și valorile consumurilor orare de combustibil C_{ep} , corespunzătoare dozajelor de putere, λ_p , susceptibile să producă puterile maxime dezvoltate de motor la diferite regimuri, cu consumuri specifice efective maxime, C_{emax} .

Din caracteristica de reglare în funcție de consumul orar de combustibil la MAC, prezentată în **fig. 12.2**, se observă că mărirea consumului orar de combustibil, C_e , ceilalți factori fiind constanți, provoacă creșterea accentuată a puterii sale efective; acest lucru reprezintă consecința arderii unei cantități mai mari de combustibil în fiecare ciclu. În aceeași măsură însă, arderea se înrăutățește, ca urmare a îmbogățirii dozajului, în condițiile în care cantitatea de aer rămâne neschimbată [2, 3, 46].

Mărirea în continuare a dozei de combustibil injectate într-un ciclu conduce la înrăutățiri inacceptabile ale economicității motorului, la o funcționare cu fum, precum și la apariția unor suprasolicitări de natură termică și mecanică inadmisibile. Toate aceste aspecte, impun limitarea consumului orar de combustibil, C_e , la o valoare maximă admisibilă, $C_{e\lim}$, căreia, în condiții de exploatare, îi corespunde puterea maximă limitată $P_{e\lim}$.

Pe de altă parte, la consumuri orare foarte reduse, arderea se înrăutățește ca urmare a compromiterii caracteristicilor injectiei, ceea ce produce, de asemenea, creșterea consumului specific de combustibil.

Prin această modalitate de lucru se poate determina valoarea consumului specific de combustibil minim, $c_{e\text{ec}}$. Caracteristicile de consum orar se determină pentru cât mai multe turații ale motorului, ele oferind astfel posibilitatea stabilirii condițiilor de lucru ale echipamentului de injecție a combustibilului.

12.1.2. Caracteristica de reglare în funcție de avansul la producerea scânteii electrice

Este o caracteristică tipică motorului cu aprindere prin scânteie, care pune în evidență modificarea puterii efective a motorului și a consumului specific efectiv de combustibil odată cu variația valorii avansului la aprindere, β , la turație și sarcină constante ($n = \text{const.}$ și $\varphi = \text{const.}$). Se poate astfel pune în evidență, pentru fiecare regim de funcționare, valoarea optimă a avansului la aprindere, β_{opt} , ce reprezintă valoarea avansului la care, pentru regimuri de funcționare constante, rezultă puteri maxime ale motorului, așa cum se indică în **fig. 12.3** [2, 17].

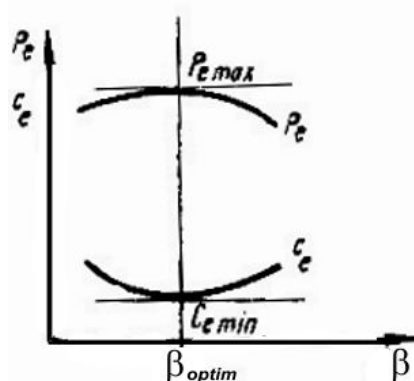


Fig. 12.3 Caracteristica de reglare în funcție de avansul la producerea scânteii electrice

Ținând seama însă de constanța consumului orar de combustibil, în condițiile în care asupra reglajului acestuia nu se acționează, se observă că atunci când puterea efectivă dezvoltată este maximă, consumul specific efectiv de combustibil va fi minim:

$$\frac{C_e}{P_{e_{\max}}} = \frac{\text{const}}{P_{e_{\max}}} = c_{e_{\min}} \quad (12.1)$$

ceea ce indică, că la același avans se obține și economicitatea maximă.

Determinând avansurile optime, β_{opt} , la mai multe turații, pentru aceeași sarcină (fig. 12.4 a) rezultă variația avansului optim în funcție de turație la sarcină constantă, adică $\beta_{opt} = f(n)$ la $\varphi = const.$, așa cum se pune în evidență în fig. 12.4 b.

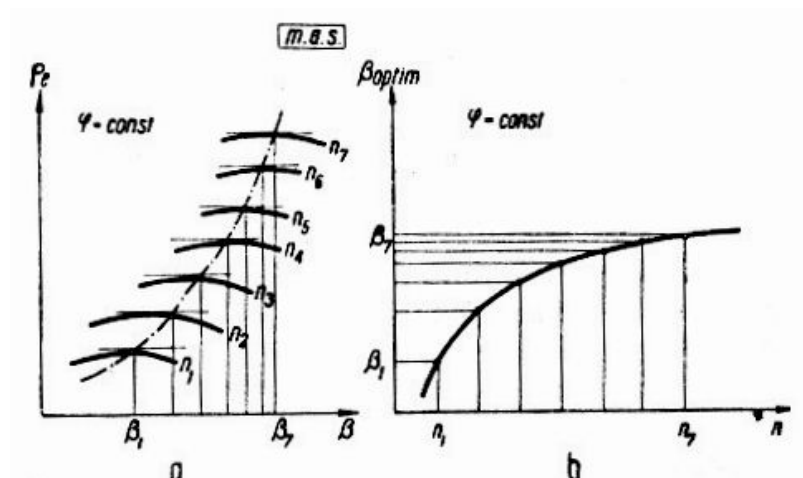


Fig. 12.4 a,b Modalitatea de determinare a avansului optim la aprindere în funcție de turație la sarcină constantă

Prin repetarea determinărilor pentru diferite sarcini ($\varphi_1, \dots, \varphi_n$), între sarcina de mers în gol, φ_{mg} și sarcina totală, φ_t , rezultă variația avansului optim cu turația și sarcina, așa cum se arată în fig. 12.5.

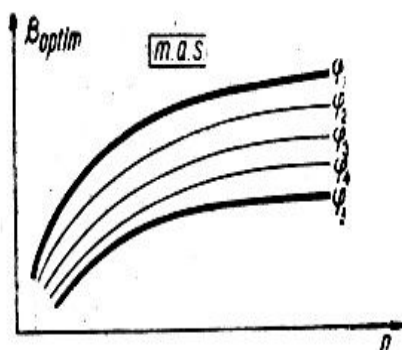


Fig. 12.5 Variația avansului optim cu turația și sarcina

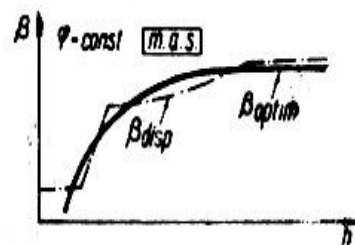


Fig. 12.6 Avansul furnizat de dispozitivele clasice

Trebuie arătat că dispozitivele mecanice sau pneumatice de variație a avansului cu turația produc o modificare a acestuia după o alură deosebită, $\beta_{disp.}$, față de aceea a avansului optim, β_{optim} , datorită necesității ca acest dispozitiv să aibă o construcție simplă și rentabilă, aspect pus în evidență în **fig. 12.6**. Actualele sisteme electronice de injecție a benzinei și de aprindere, comandate de unitatea electronică centrală, înlătură acest dezavantaj, redând foarte fidel valorile necesare ale dozajului și avansului la aprindere.

12.1.3. Caracteristica de reglare în funcție de avansul la injecție

Caracteristica de acest tip este specifică motorului cu aprindere prin comprimare. Ea se determină printr-o metodologie similară cu cea de la MAS, modificându-se însă valoarea avansului la injecție, β_{inj} , la turație și sarcină constante; se obține astfel valoarea optimă a avansului la injecție, $\beta_{inj,optim}$, pentru o anumită turație și o anumită sarcină. În mod analog cazului anterior, cel al motorului cu aprindere prin scânteie, avansul optim la injecție se definește ca fiind valoarea avansului la care puterea efectivă și economicitatea motorului sunt maxime pentru regimul de funcționare dat. Se menționează că economicitatea maximă este reprezentată prin valoarea minimă a consumului specific efectiv de combustibil. Această caracteristică este prezentată în **fig. 12.7**.

Repetând încercările la mai multe turații și diferite sarcini, considerate constante se obține modul de variație a avansului optim la injecție în funcție de turație, la sarcină constantă, așa cum se arată în **fig. 12.8**, observându-se în același timp, că avansul crește cu sarcina [2, 3]

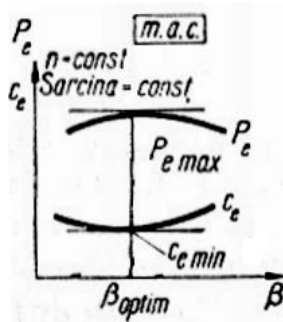


Fig. 12.7 Caracteristica de reglare în funcție de avansul la injecție

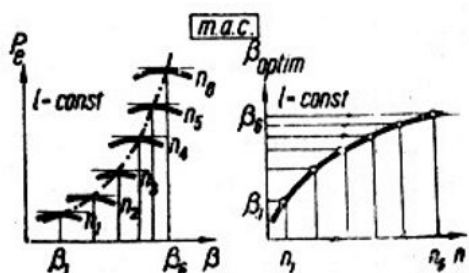


Fig. 12.8 Variație a avansului optim la injecție în funcție de turație, la sarcină constantă

Se menționează că la unele motoare cu injecție directă, utilizarea avansului optim la injecție, $\beta_{inj\ optim}$ poate conduce, fie la o valoare a presiunii maxime a gazelor în timpul arderii, p_{max} , prea mare pentru o construcție ușoară a motorului, ceea ce afectează fiabilitatea acestuia, fie la un gradient $\Delta p / \Delta \alpha$ prea ridicat, ceea ce afectează mersul liniștit al motorului. Din acest motiv, dacă la $\beta_{inj\ optim}$ presiunea maximă este mai mare decât presiunea maximă limită, $p_{max} > p_{max\ lim}$, se va reduce avansul până la o valoare $\beta_1 < \beta_{inj\ optim}$. Dacă și pentru această valoare a avansului la injecție, mersul motorului este totuși brutal, se reduce în continuare avansul la valoarea $\beta_2 < \beta_1$, corespunzător valorii limite a gradientului presiunii, $(\Delta p / \Delta \alpha)_{lim}$. O astfel de reglare, pentru orice regim de funcționare, nu trebuie însă să ducă la o sacrificare inacceptabilă a puterii și a economicității motorului.

12.1.4. Caracteristica de detonație

Această caracteristică se folosește în scopul indicării înclinării la detonație a motorului, a cifrei octanice și a avansului la producerea scânteii electrice, în vederea evitării apariției fenomenului detonației. Ea reprezintă variația avansului la limita de detonație, în funcție de turație, $\beta_{ld} = f(n)$ și este prezentată în **fig. 12.9**.

Deoarece detonația apare cu precădere la sarcină plină, curbele $(\beta_{ld} - n)$ se determină cu obturatorul complet deschis, deci: $\varphi = \varphi_{max} = const.$, utilizând benzine cu diferite cifre octanice.

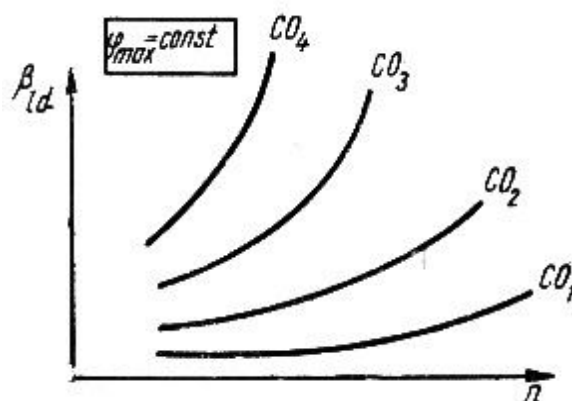


Fig. 12.9 Caracteristica de detonație

Pe această rețea se suprapune avansul dat de dispozitivul care echează motorul, determinându-se grafic cea mai mare cifră octanică necesară funcționării motorului fără detonație (**fig. 12.10**). Ea se numește **cifră octanică necesară**, prescurtat **CON** [2].

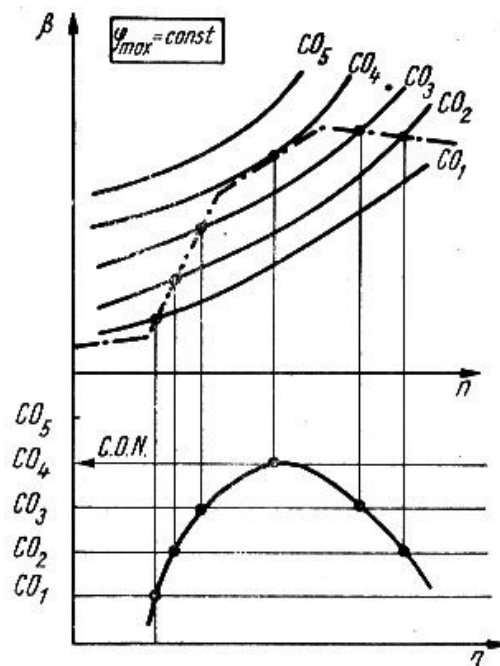


Fig. 12.10 Determinarea cifrei octanice necesare (CON)

12.1.5. Caracteristica de dozaj

Caracteristica de dozaj se determină numai la motoarele cu aprindere prin scânteie. La aceste motoare, stabilirea valorilor necesare ale dozajului amestecului pentru toate regimurile stabile de funcționare ale motorului este esențială. Acest lucru se obține pe baza caracteristicilor de reglare în funcție de consumul orar de combustibil, descrise anterior. Determinând aceste caracteristici pentru mai multe valori, notate generic $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ ale poziției obturatorului, la o anumită turație, $n = \text{const.}$ se obțin rezultatele exprimate prin diagramele din **fig. 12.11**.

Dacă, la turația $n = \text{const.}$ aleasă, se dorește, pentru orice poziție a obturatorului, obținerea puterilor maxime, atunci excesul de aer, λ , trebuie să varieze după curba ($B_1 - B_2 - B_3$) din diagrama **IV**, care corespunde dozajelor bogate, de putere, λ_p . Această variație derivă din punctele B_1, B_2, B_3 care corespund puterilor maxime pe diagrama **I**.

Dacă însă se dorește funcționarea la orice poziție a obturatorului cu economicitatea maximă, atunci excesul de aer trebuie să varieze după curba ($A_1 - A_2 - A_3$) din diagrama **IV**, de dozaje sărace, economice, λ_{ec} , deoarece ea derivă din punctele A_1, A_2, A_3 de consumuri specifice minime în diagrama **II**.

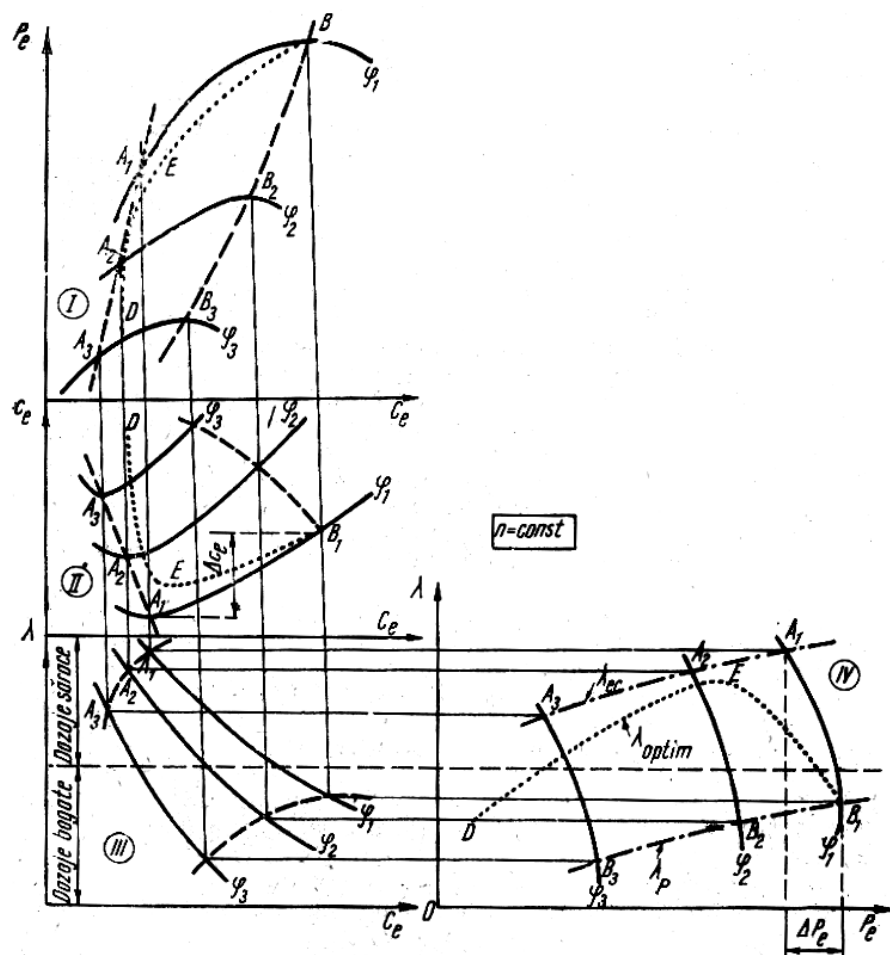


Fig. 12.11 Construcția caracteristicii de dozaj

Trebuie menționat, mai ales în cazul motorului de automobil, că la orice sarcină, în afară de cea totală (obturatorul complet deschis) se impune funcționarea cu dozaje sărace, economice, în vederea obținerii economicității maxime; acest lucru se impune deoarece, în regimul sarcinilor parțiale se urmărește obținerea economiei maxime și nu a puterii maxime.

Îmbogățirea dozajului la turație constantă ($n = \text{const.}$) datorită creșterii sarcinii, trebuie să se facă treptat; astfel, se înlocuiește curba ideală A_1B_1 cu EB_1 . În timp, posibilele obturări parțiale ale orificiilor de combustibil pot conduce la sărăcirea amestecului.

Din acest motiv, pentru a se putea folosi dozaje economice se va utiliza un reglaj după curba ED , practicându-se o ușoară îmbogățire care este favorabilă și

din punct de vedere al regularității funcționării, deoarece la dozaje mai bogate dispersia ciclurilor este mai redusă.

Pentru mai multe turații diferite, aflate în relația $n_I < n < n_{II}$, se obțin variațiile dozajelor optime indicate în **fig. 12.12**, iar reprezentarea spațială a acestora din **fig. 12.13** conduce la o suprafață în spațiu formată din valorile dozajelor optime pentru fiecare pereche de valori (*putere – turație*), deci pentru orice regim de funcționare stabil al motorului [3].

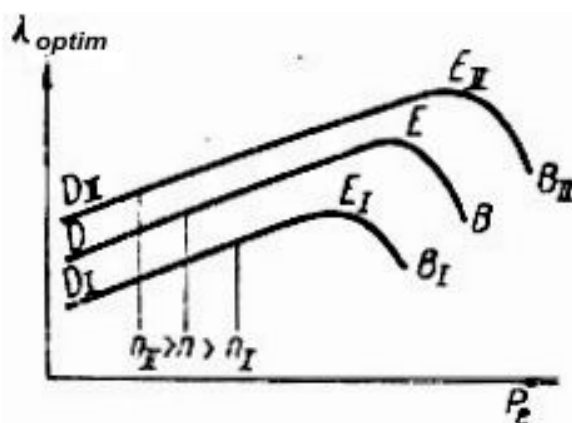


Fig. 12.12 Dozajele optime pentru diferite turații

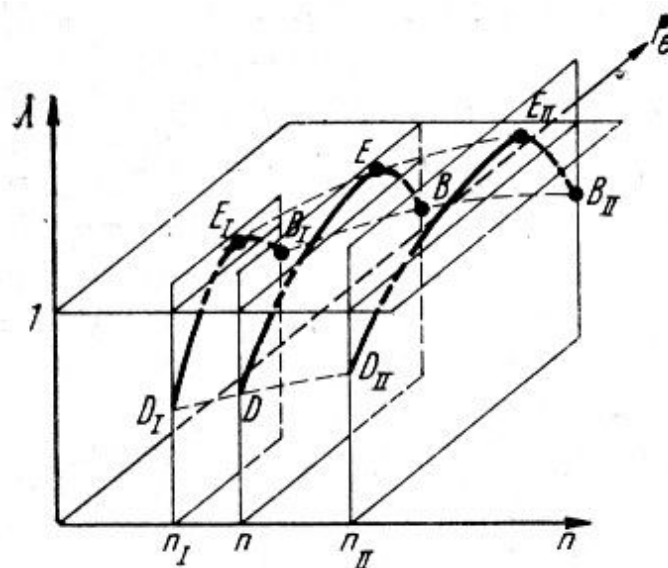


Fig. 12.13 Suprafața spațială formată din valorile dozajelor optime

12.2. Caracteristici funcționale

12.2.1. Caracteristica de sarcină

Caracteristica de sarcină se determină prin variația încărcării motorului, modificând sarcina, de la mersul în gol, adică sarcina nulă, până la sarcina totală, menținând însă turația constantă.

Pentru fiecare sarcină se măsoară consumul orar de combustibil, C_e și se calculează consumul specific efectiv de combustibil, c_e . De asemenea, se recomandă determinarea și a dozajului sau a coeficientul de exces de aer, λ .

În cazul *motorului cu aprindere prin scânteie*, caracteristica de sarcină este prezentată în **fig. 12.14**. Se poate constata că dozajul se menține în zona valorilor sale economice, în apropierea sarcinii pline. La reducerea sarcinii sub sarcina plină, consumul specific efectiv de combustibil, c_e , crește mult, pe de o parte datorită reducerii randamentului mecanic, η_m și pe de altă parte ca o consecință a micșorării randamentului termic, η_t , produs de înrăutățirea arderii, datorită obturării admisiei.

Odată cu depășirea sarcinii pline, amestecul se îmbogățește treptat, până la valoarea λ_p , astfel încât, în momentul deschiderii complete a obturatorului să se obțină puterea maximă posibilă la această turație, ceea ce conduce însă la o nouă creștere a consumului specific.

Îmbogățirea în continuare a amestecului, în domeniul suprasarcinilor, atrage o înrăutățire a randamentului termic, înregistrându-se o creștere a consumului specific precum și a solicitărilor termice și mecanice ale motorului. Din acest motiv se recomandă o folosire de scurtă durată a acestui regim.

Variația consumurilor specifice și a randamentului mecanic în raport cu sarcina motorului se poate urmări mai clar în **fig. 12.15**.

Așa cum s-a arătat, la MAC variația sarcinii se realizează prin modificarea poziției organului de reglaj al debitului de combustibil al pompei de injecție, poziție notată generic cu I . Sarcina poate fi apreciată prin aceleași mărimi ca și în cazul MAS-ului, adică fie prin coeficientul de sarcină, χ , sau prin puterea efectivă, P_e , fie prin valoarea presiunii medii efective, p_e . Trebuie remarcat că, la acest motor, între caracteristica de reglare în funcție de consumul orar de combustibil și caracteristica de sarcină nu există o deosebire esențială.

Corepunzător fiecărei sarcini la care se încearcă motorul, la aceeași turație, se măsoară consumul orar de combustibil și se calculează consumul specific efectiv de combustibil, obținându-se caracteristica din **fig. 12.16**.

Creșterea consumului orar, prin mărirea debitului de combustibil injectat, nu se poate realiza nelimitat, deoarece, așa cum s-a arătat, relativ repede se ating limitele impuse, în primul rând de înrăutățirea arderii, precum și de creșterea solicitărilor termice și mecanice ale motorului, ceea ce, în final, limitează puterea maximă posibilă, pentru turația respectivă, la valoarea $P_{e\ lim}$.

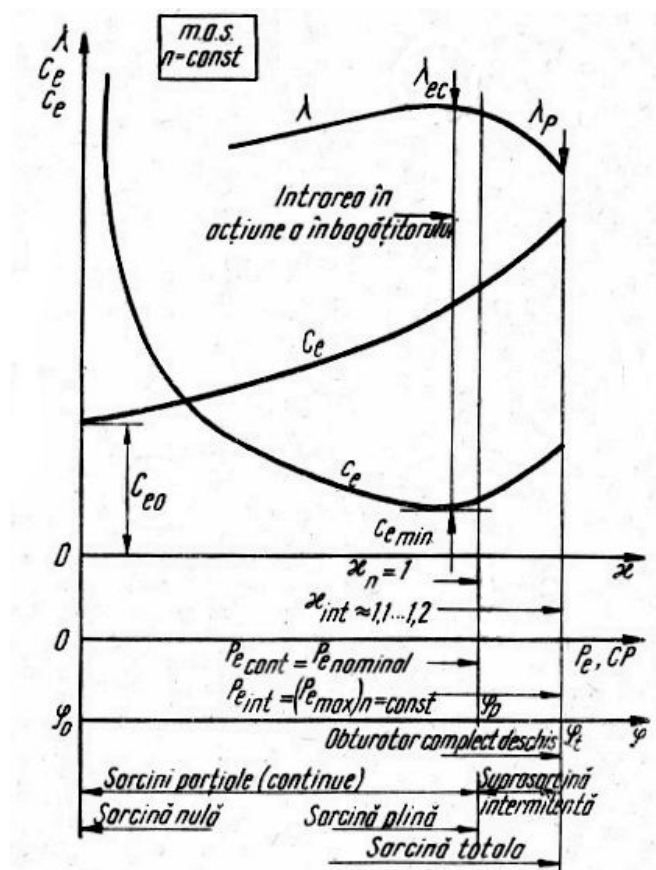


Fig. 12.14 Caracteristica de sarcină la MAS

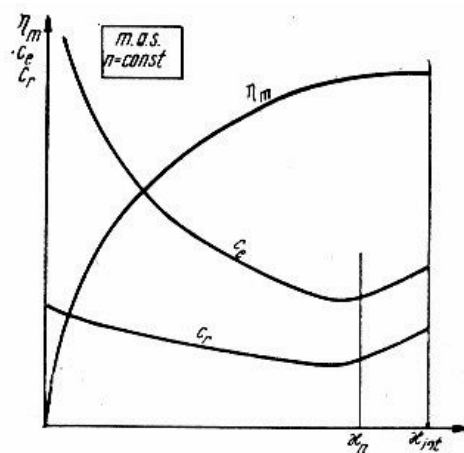


Fig. 12.15 Variația consumurilor specifice și a randamentului mecanic în raport cu sarcina motorului

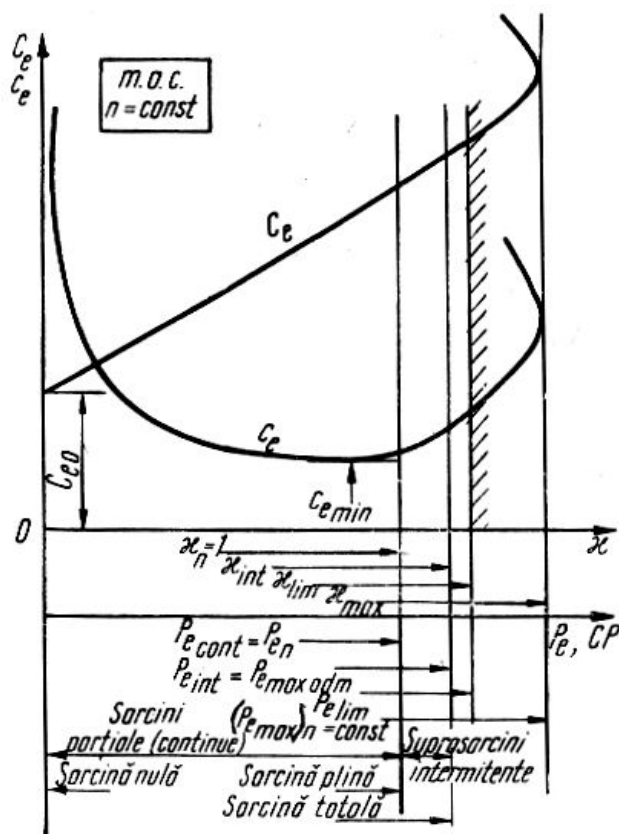


Fig. 12.16 Caracteristica de sarcină la MAC

În continuare, după stabilirea regimului limită de putere, $P_{e\ lim}$, se determină puterea intermitentă maximă, $P_{e\ int}$, în vecinătatea aceleia limită. Se evită astfel posibilitatea depășirii regimului limită al motorului.

În vederea stabilirii puterii continue maxime, $P_{e\ cont}$ se procedează ca și la MAS, ținându-se deci seama că același regim de sarcină plină trebuie să asigure o supraîncărcare posibilă a motorului de 10 – 20%, definită printr-un coeficient de sarcină (v. *Cap.4*):

$$\chi = \frac{P_{e\ int}}{P_{e\ cont}} \approx 1,1, \dots, 1,2 \quad (12.2)$$

iar, pe de altă parte, să fie poziționat în vecinătatea punctului economic maxim, adică a consumului specific efectiv minim.

Înrăutățirea arderii la depășirea sarcinii pline se datorează îmbogățirii amestecului în combustibil, rezultând astfel o creștere a consumului specific efectiv de combustibil, c_e .

Pe de altă parte, la reducerea sarcinii sub valoarea la care se realizează consumul specific efectiv minim de combustibil, $c_{e\ min}$, randamentul termic η_t se îmbunătățește datorită micșorării cantității de combustibil injectat în aceeași cantitate de aer, existând astfel posibilitatea arderii mai bune a combustibilului, ceea ce poate conduce la o tendință de micșorare a consumului specific de combustibil. Pe de altă parte însă, datorită faptului că la reducerea sarcinii randamentul mecanic al motorului, η_m , scade, din păcate destul de puternic, în final, consumul specific efectiv de combustibil, c_e crește, dar mult mai lent. Acest lucru este consecința acțiunii contrare a creșterii randamentului termic, η_t , rezultând astfel o alură de variație a consumului specific de combustibil mult mai plată decât la MAS, aspect avantajos totuși pentru motorul de automobil și în general pentru motorul de tracțiune.

La sarcini parțiale foarte reduse însă, în vecinătatea regimului de mers în gol, valorile foarte scăzute ale randamentului mecanic, η_m , precum și înrăutățirea arderii ca urmare a alterării caracteristicilor de injecție, manifestată prin micșorarea randamentului termic, η_t , au drept consecință creșterea puternică a consumului specific efectiv de combustibil, c_e .

12.2.2. Caracteristica de turație

12.2.2.1. Caracteristica de turație la sarcină totală și la sarcină plină

Acest tip de caracteristici se obține prin variația turației motorului, cu păstrarea constantă a sarcinii respective și se prezintă, pentru MAS în **fig. 12.17**.

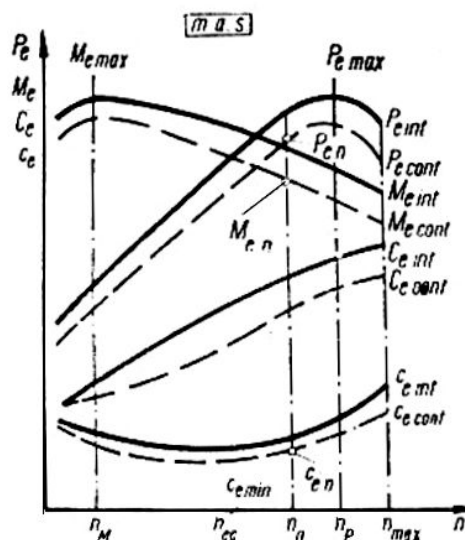


Fig. 12.17 Caracteristica de turație a MAS - ului

Cele două regimuri, de sarcină totală, respectiv de sarcină plină, la fiecare turație se cunosc din caracteristica de sarcină. Regimul de sarcină totală, adică regimul intermitent maxim, reprezentat în figură cu linie plină, corespunde deschiderii totale a obturatorului. Similar, la o deschidere corespunzătoare a obturatorului se obține regimul de sarcină plină, adică regimul continuu maxim, reprezentat în figură prin curbele cu linii întrerupte.

Puterea efectivă maximă posibilă a motorului, $P_{e\max}$, precum și momentul motor efectiv maxim, $M_{e\max}$, se vor obține la *regimul intermitent maxim*, adică la *sarcina totală*, obținută prin deschiderea completă a obturatorului, la turația n_p , respectiv la turația n_M .

Economicitatea maximă a motorului, reflectată prin consumul specific efectiv de combustibil minim, $c_{e\min}$, se obține în *regim continuu maxim* al motorului, adică la *regimul de sarcină plină* (dacă acest regim a fost fixat la economicitate maximă, pe caracteristica de sarcină) la turația n_{ec} , (acest lucru se cunoaște din caracteristica de sarcină, unde s-a înregistrat consumul specific minim, la o sarcină mai redusă decât cea totală, înaintea momentului începerii îmbogățirii amestecului).

De obicei, la precizarea unui singur regim nominal al motorului, se alege ca turație nominală, n_n , o valoare cuprinsă între n_{ec} și n_p . Corespunzător, se alege pe caracteristicile continue maxime, valorile nominale ale puterii efective, P_{en} , ale momentului motor efectiv, M_{en} , ale consumului specific efectiv, c_{en} etc. Acestea sunt valorile ce definesc regimul maxim garantat la funcționarea de durată a motorului. Ele trebuie comunicate de către constructor și la ele se raportează indicii tehnico-economici ai motorului.

Turația maximă a motorului, n_{max} , considerată și turația admisibilă, se limitează, astfel încât solicitările determinate de forțele de inerție să nu depășească valorile admisibile pentru organele în mișcare ale motorului, ea fiind superioară turației corespunzătoare puterii maxime, n_p . Pe de altă parte, trebuie observat că turația minimă stabilă de funcționare la aceste sarcini este uneori cu puțin mai redusă decât aceea de moment maxim.

Avându-se în vedere dependența

$$P_e = M_e n / \text{const.} \quad (12.3)$$

faptul că puterea efectivă atinge un maxim și apoi scade odată cu creșterea turației este urmarea scăderii accentuate a momentului motor, consecință a înrăutățirii umplerii și a desfășurării arderii, cât și a creșterii pierderilor proprii, mai ales a celor prin frecări.

Așa cum s-a arătat în **Cap. 4**, în cazul motoarelor de autovehicule sarcina totală se asimilează cu sarcina plină ($\chi_i = \chi_p = 1$), astfel încât încercarea se va face la sarcină totală.

Similar MAS-ului, și la MAC, regimurile intermitente și regimurile continue maxime s-au precizat la fiecare turație, odată cu stabilirea

caracteristicilor de sarcină. În același timp, s-a stabilit că puterea intermitentă maximă are un caracter limitat, fie pentru a nu se ajunge la o desfășurare inacceptabilă a arderii, fie pentru a nu se supraîncărca termic sau mecanic anumite organe ale motorului.

La turații relativ reduse, limita este impusă de înrăutățirea arderii, manifestată în exterior prin fum vizibil în gazele de evacuare, în timp ce la turații mai mari, limita impusă de o bună ținută de serviciu a supapelor care se supraîncălzesc puternic, mai ales cele de evacuare. La turații și mai mari apare o limitare oarecum prematură, introdusă de supraîncărcarea termică a pistonului.

Fig. 12.18 arată forma caracteristicii de turație a motorului Diesel, punând în evidență variația puterilor efective limitate de factorii expuși mai sus. În acest caz, turația maximă a motorului este, la rândul ei, destul de repede limitată tocmai datorită limitării puterii. Din acest motiv, puterea efectivă nu poate ajunge până la valoarea sa de vârf, ca în cazul motorului cu aprindere prin scânteie și în consecință puterea motorului cu aprindere prin comprimare se va obține la turația maximă limitată, în regimul intermitent, deci la sarcină totală.

După stabilirea turației nominale, n_n , puterea nominală la această turație, $P_{e n}$, definește regimul nominal al motorului. Consumul specific efectiv de combustibil în regimul continuu va fi inferior celui din regimul intermitent, în consecință consumul specific minim se va localiza la turația n_{ec} , la sarcină plină.

Blocându-se organul de reglaj al debitului pompei de injecție, de exemplu, la turația nominală și regimul intermitent, încărcarea în continuare a motorului conduce la o evoluție a puterii trasată în figură prin linie – punct, deoarece debitul pompei fiind constant amestecul nu mai poate fi îmbogățit odată cu scăderea turației [3, 45, 46].

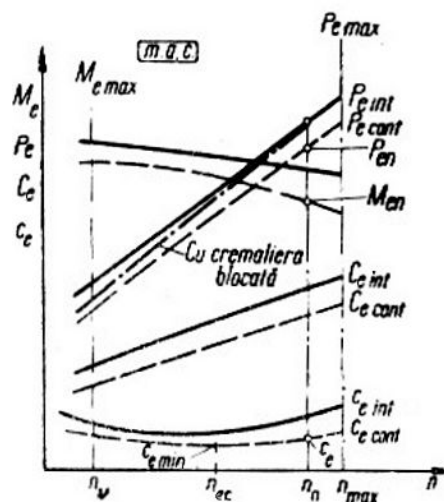


Fig. 12.18 Caracteristica de turație a MAC - ului

12.2.2.2. Caracteristica de turație la sarcini parțiale

Caracteristica de turație la sarcini parțiale conține curbe similare celor prezentate la punctul precedent, dar pozițiile organelor de reglare a puterii (obturator, organ de reglare a debitului pompei de injecție) sunt diferite și corespunzătoare unor fracțiuni din sarcina plină, considerând-o pe aceasta ca 100%. Sarcinile parțiale pot fi fixate, conform recomandărilor din **STAS 6635 - 87**, la valorile de 85%, 70%, 55%, 40% și 25%; se menționează că aceste valori pot fi completate, în special în domeniul sarcinilor mici, în funcție de scopul propus sau de caracterul determinărilor. Aceste fracțiuni se raportează de fapt la valoarea puterii la sarcina plină de la turația nominală a motorului, așa cum se arată în **fig. 12.19**.

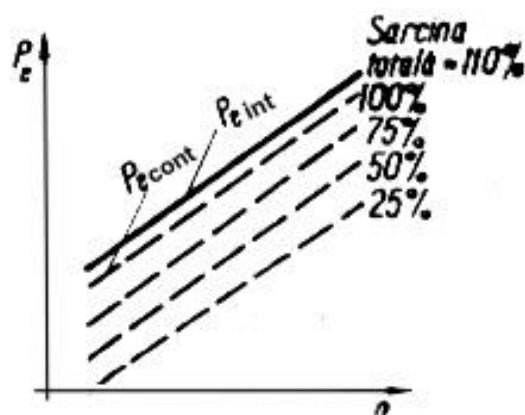


Fig. 12.19 Definirea sarcinilor parțiale în raport cu valoarea puterii la sarcină plină

Acest tip de caracteristici, pentru un MAS sunt prezentate în **fig. 12.20**, în timp ce **fig. 12.21** conține reprezentarea corespunzătoare unui MAC Interes, prezintă studiul variației consumurilor specifice atât la MAS cât și la MAC

Se menționează că pe aceste figuri s-au introdus și caracteristicile de sarcină totală și sarcină plină.

În cadrul analizei caracteristicilor de sarcină s-a arătat faptul că motorul Diesel, adică motorul cu aprindere prin comprimare, în domeniul sarcinilor parțiale este mai economic decât motorul cu aprindere prin scânteie. Acest aspect este mai clar pus în evidență cu ajutorul **fig. 12.22**, în care se compară, pentru cele două categorii de motoare, cele mai utilizate regimuri medii de funcționare, reprezentate prin ariile hașurate. Se observă astfel, în mod facil, diferența de consumuri specifice existentă între zonele hașurate, care este net în favoarea motorului Diesel [3, 46].

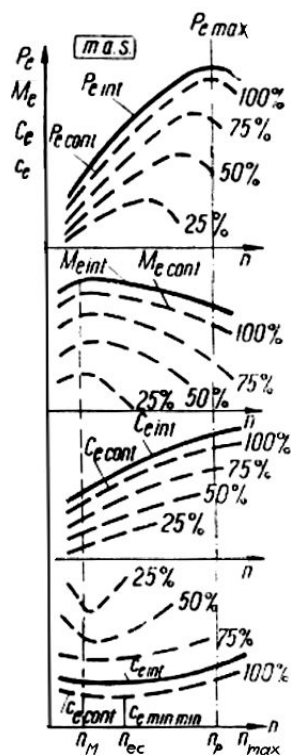


Fig. 12.20 Caracteristici de turație la sarcini parțiale la MAS

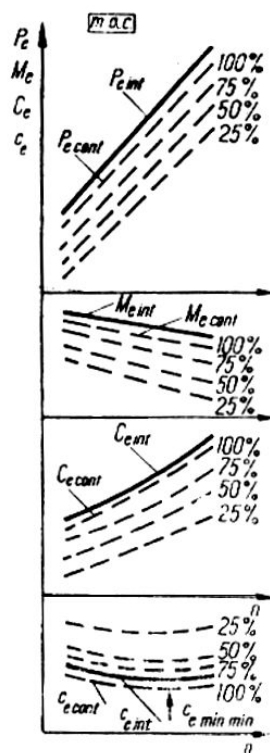


Fig. 12.21 Caracteristici de turație la sarcini parțiale la MAC

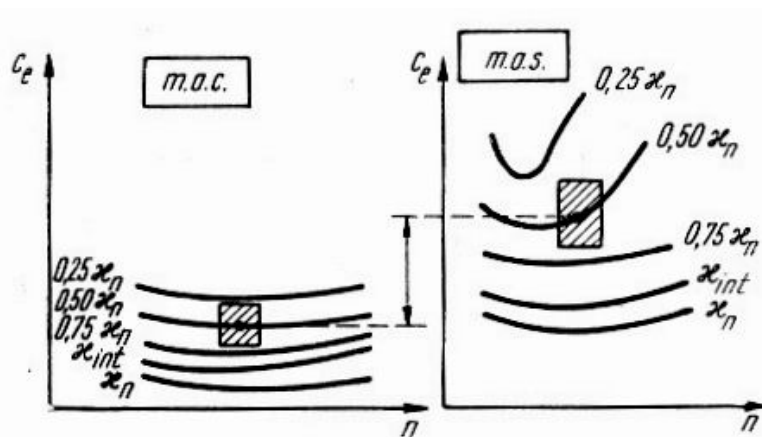


Fig. 12.22 Comparație între MAS și MAC

12.2.2.3. Caracteristica de turație la sarcină nulă

Caracteristica de turație la sarcină nulă, numită și caracteristică de mers în gol, reprezintă variația consumului orar de combustibil, C_e , în funcție de turație, fără încărcare exterioară a motorului. Ea este prezentată în **fig. 12.23**.

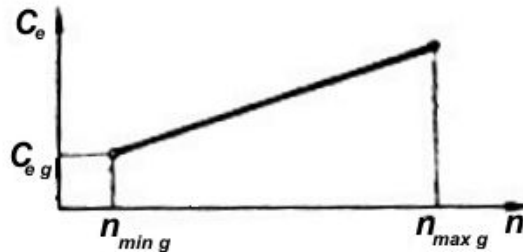


Fig. 12.23 Caracteristică de mers în gol

Valoarea turației minime de mers în gol, $n_{min\ g}$, este importantă, deoarece ea servește la reglarea instalației de alimentare cu combustibil a motorului. Turația minimă de mers în gol trebuie să fie stabilă și redusă, astfel încât să conducă la un consum orar de mers în gol, $C_{e\ g}$, cât mai redus.

Pe de altă parte este necesară și cunoașterea valorii turației maxime de mers în gol, $n_{max\ g}$, astfel încât să nu se depășească limitele admisibile de supraîncărcare, determinate de forțele de inerție generate în interiorul organelor în mișcare ale motorului [3, 46].

12.3. Caracteristica de pierderi

După cum s-a arătat anterior (v. **Cap.3**), o parte din energia dezvoltată de motor se consumă pentru învingerea rezistențelor proprii, generate de frecarea din mecanismul motor, de antrenarea instalațiilor auxiliare și de schimbul de gaze (pompa). Acest consum energetic pentru învingerea rezistențelor proprii se evaluează prin puterea echivalentă rezistențelor proprii, P_{rp} , respectiv presiunea echivalentă pierderilor proprii, p_{rp} și prin randamentul mecanic, η_m .

Pierderile datorită rezistențelor proprii se pun în evidență prin intermediul caracteristicii de pierderi, care reprezintă variația puterii aferentă pierderilor din motor, P_{rp} sau a presiunii medii corespunzătoare p_{rp} , în funcție de turație. În plus, reprezentarea poate conține și variația randamentului mecanic cu turația, $\eta_m = f(n)$, așa cum se arată în **fig. 12.24**.

Determinarea pierderilor aferente rezistențelor proprii ale motorului, numite pe scurt și *pierderi mecanice* este importantă în vederea aprecierii

calității execuției și materialelor utilizate în construcția acestuia și ea se face în mod experimental.

Pentru determinarea pe cale experimentală a pierderilor mecanice din motor se folosesc două metode și anume:

- metoda antrenării motorului
- metoda suspendării.

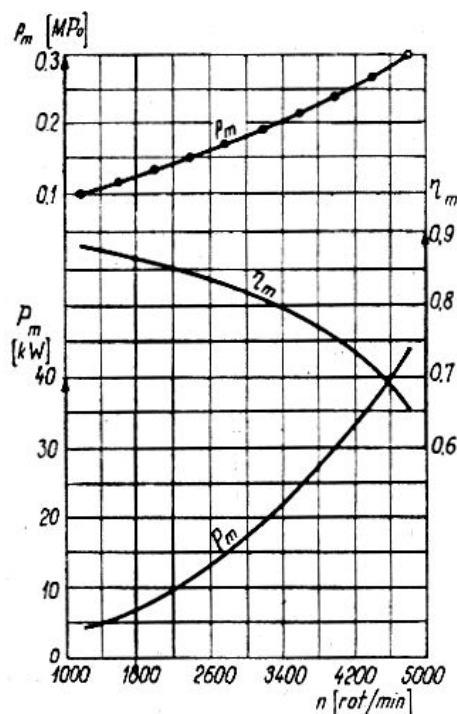


Fig. 12.24 Caracteristica de pierderi

Metoda antrenării presupune antrenarea motorului, de exemplu cu o frână electrică reversibilă, care în această situație va funcționa ca motor și apoi, măsurarea momentului rezistent opus de motorul cu ardere internă, în anumite condiții, în funcție de tipul acestuia. Astfel, la MAS obturatorul va fi complet deschis, întrerupându-se aprinderea, iar la MAC se va opri debitarea combustibilului. Încercarea se va efectua de la turația minimă de funcționare, până la turația nominală, citirea făcându-se după 10, ..., 15 sec. de la întreruperea aprinderii, respectiv a alimentării cu combustibil. Înaintea efectuării probei, la fiecare turație, motorul trebuie să funcționeze la sarcină totală, cu toți cilindrii timp de minim 10 minute.

Deși, așa cum se constată, metoda presupune ca regimul termic al motorului să fie cât mai apropiat de regimul normal de funcționare, rezultatele nu sunt totuși foarte exacte, deoarece în cursa de destindere nu se atinge nivelul

presiunii maxime din timpul funcționării, lucrul mecanic pentru învingerea frecărilor fiind mai mic.

Cea de a doua metodă, utilizând procedeul experimental descris mai jos, cunoscută sub numele de **metoda suspendării**, înlătură acest neajuns.

Principiul metodei are la bază faptul că, la o turație dată, se poate determina puterea consumată în motor datorită rezistențelor proprii, alternând funcționarea în sarcină totală cu decuplarea succesivă a fiecărui cilindru.

Exprimând puterea efectivă a fiecăruia din cei j cilindri ai motorului sub forma diferențelor cunoscute:

$$\begin{aligned}
 P_{e1} &= P_{i1} - P_{rp1} \\
 P_{e2} &= P_{i2} - P_{rp2} \\
 &\dots\dots\dots \\
 P_{eq} &= P_{iq} - P_{rpq} \\
 &\dots\dots\dots \\
 P_{ej} &= P_{ij} - P_{rpj}
 \end{aligned}
 \tag{12.4}$$

și apoi sumând termenii membru cu membru se obțin, la nivelul motorului, egalitățile,

$$\begin{aligned}
 P_e &= P_{e1} + P_{e2} + \dots, + P_{eq} + \dots, + P_{ej} = \\
 &= P_{i1} + P_{i2} + \dots, + P_{iq} + \dots, + P_{ij} - P_{rp1} - P_{rp2} - \dots, - P_{rpq} - \dots, - P_{rpj}
 \end{aligned}
 \tag{12.5}$$

La scoaterea din funcțiune a cilindrului q puterea indicată a acestuia devine nulă, $P_{iq} = 0$, astfel încât:

$$P_{eq} = -P_{rpq}, \tag{12.6}$$

ceea ce sugerează că acest cilindru nu mai are de fapt aport energetic pe ansamblul motorului, el consumând puterea aferentă pierderilor sale. În aceste condiții puterea efectivă a motorului, cu acest cilindru q decuplat, devine:

$$(P_e)_{-q} = P_{i1} - P_{rp1} + P_{i2} - P_{rp2} + \dots, + (-P_{rpq}) + P_{ij} - P_{rpj} \tag{12.7}$$

Efectuând în continuare diferența dintre puterea efectivă a motorului la funcționarea cu toți cilindri, P_e , și puterea efectivă a motorului la funcționarea cu cilindrul q decuplat, notată $(P_e)_{-q}$, se observă că se reduc toți termenii, mai puțin P_{iq} , astfel încât:

$$P_e - (P_e)_{-q} = P_{iq} \quad (12.8)$$

În acest mod, diferența între puterea efectivă P_e , la funcționarea normală și puterea efectivă $(P_e)_{-q}$, obținută la suspendarea funcționării cilindrului q , constituie puterea indicată convențională a acestui cilindru:

$$P_{iq} = P_e - (P_e)_{-q} \quad (12.9)$$

În continuare rezultă astfel puterea indicată a motorului, ca sumă a puterilor P_{iq} obținute, la nivelul fiecărui cilindru, prin metodologia de mai sus:

$$P_i = \sum_{q=1}^j P_{iq} \quad (12.10)$$

și mai departe, puterea aferentă pierderilor proprii, P_{rp} , notată uneori și cu P_m , de la termenul de *pierderi mecanice*, amintit mai sus:

$$P_{rp} = P_i - P_e = \sum_{q=1}^j P_{iq} - P_e \quad (12.11)$$

Presiunea medie a rezistențelor proprii, p_{rp} , se va putea calcula rapid pe baza puterii determinate mai sus, P_{rp} , cunoscând cilindreea totală a motorului.

Randamentul mecanic al motorului, η_m , se va determina din relația de definiție, cunoscând valoarea pierderilor proprii, astfel încât:

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} = \frac{P_e}{P_e + P_{rp}} = 1 - \frac{P_{rp}}{P_i}, \quad (12.12)$$

sau în mod similar, la nivelul presiunilor medii:

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i} = \frac{p_e}{p_e + p_{rp}} = 1 - \frac{p_{rp}}{p_i} \quad (12.13)$$

Pe ansamblul pierderilor datorate rezistențelor proprii, ponderea cea mai mare o au pierderile prin frecare, ceea ce justifică atât utilizarea denumirii de pierderi mecanice, cât și faptul că randamentul mecanic exprimă destul de fidel calitatea execuției și a materialelor utilizate.

În același timp, folosind rezultatele obținute se poate calcula și **coeficientul de uniformitate a funcționării motorului**, exprimat prin coeficientul Δ , rezultat prin împărțirea puterii indicate minime pe cilindru la puterea indicată maximă pe cilindru, adică:

$$\Delta = \frac{P_{i\min}}{P_{i\max}} \quad (12.14)$$

La motoarele cu aprindere prin scânteie, în vederea determinărilor, motorul se reglează la sarcină totală, la turația corespunzătoare momentului motor maxim, pe când la motoarele cu aprindere prin comprimare, reglajul se va face tot la sarcină totală, dar la turația corespunzătoare puterii nominale.

Trebuie menționat însă, că datele experimentale indică faptul că pierderile mecanice determinate prin cele două metode sunt inferioare celor reale, impunându-se ca la utilizarea valorilor obținute să se țină seama de acest lucru.

După cum se observă din **fig. 12.24**, o primă influență importantă asupra randamentului mecanic o are turația motorului. S-a stabilit experimental că pierderile datorate rezistențelor proprii, indiferent de tipul motorului, cresc exponențial cu turația, astfel încât randamentul mecanic scade.

Pe de altă parte, sarcina motorului exercită la rândul ei o influență, de asemenea, importantă asupra randamentului mecanic. Astfel, la reducerea sarcinii, deși nivelul presiunilor din cilindru se reduce, presiunea de pompaj crește, astfel încât, pe ansamblu, presiunea medie a pierderilor mecanice, p_m se mărește, antrenând o diminuare a randamentului mecanic, η_m , așa cum rezultă și din **fig. 12.25 a**. Sintetic, influența simultană a turației și a sarcinii asupra randamentului mecanic se indică în **fig. 12.25 b** [3, 46].

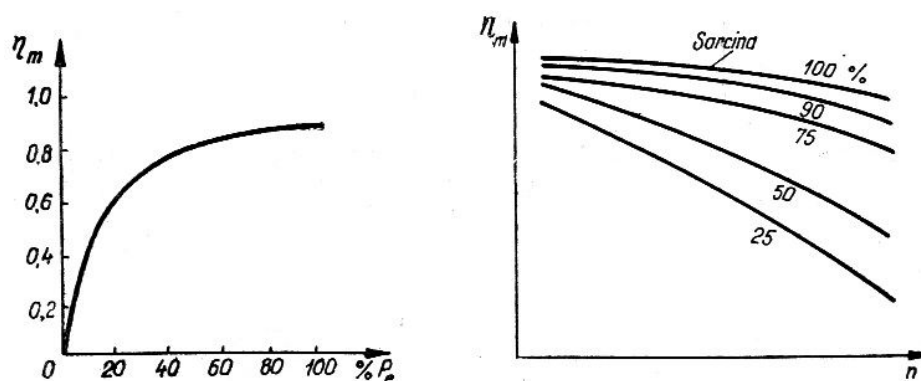


Fig. 12.25 a, b Influența sarcinii și turației asupra randamentului mecanic al motorului

12.4. Caracteristici de propulsie

Cu ajutorul caracteristicilor de propulsie se poate urmări variația puterii, a momentului motor, a consumului orar și a consumului specific de combustibil, în condiții reprezentative în raport cu tipul de exploatare la care este supus motorul, manifestate prin regimuri medii cu cea mai lungă durată de funcționare.

Pentru un anumit tip de utilizare, de exemplu tracțiunea terestră (de tip rutier sau de tip feroviar), puterea P_P cerută motorului la diferite turații, n , corespunzătoare vitezelor de înaintare, w , ale vehiculului, pentru condiții medii de înaintare, are următoarea variație, prezentată în **fig. 12.26**. Motorul trebuie să furnizeze, în regimul respectiv, tocmai aceste puteri P_P , care constituie caracteristica de propulsie a vehiculului. La diferite turații, puterea de propulsie va fi furnizată de motor prin funcționarea sa pe diverse caracteristici de sarcină parțială. La turația maximă, n_{max} , la care se obține viteza maximă a vehiculului, w_{max} , motorul va funcționa, evident, la sarcină totală pe caracteristica intermitentă. Pe baza acestui raționament și a reprezentării din figură, rezultă modul de determinare a consumului orar de propulsie, C_P și a celui specific de propulsie, c_{eP} .

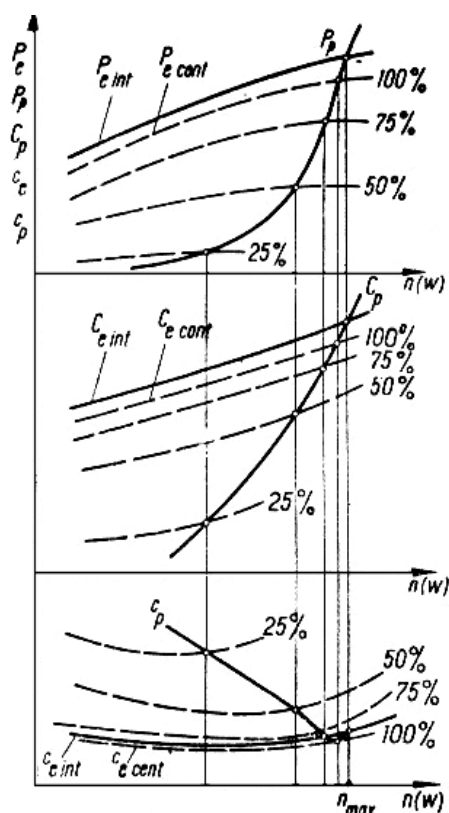


Fig. 12.26 Caracteristică de propulsie

12.5. Caracteristici complexe

Caracteristicile complexe constituie reprezentări grafice ale interdependenței mai multor parametri tipici motorului. Ele se obțin suprapunând peste câmpul diagramelor rețele de curbe izoparametrice ale unor mărimi diferite, ca de exemplu cele ale consumului specific de combustibil. Curbele izoparametrice sunt familii de curbe, în care fiecare curbă este formată din valori identice ale mărimilor reprezentate. Exemplificări ale unor caracteristici complexe sunt ilustrate în **fig. 12.27** și **fig. 12.28**.

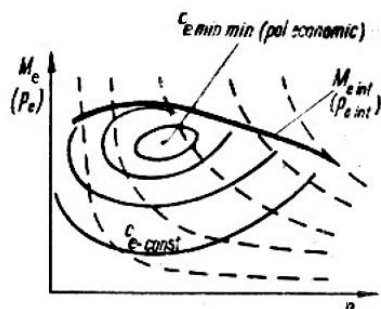


Fig. 12.27 Caracteristică complexă ce conține curba M_e

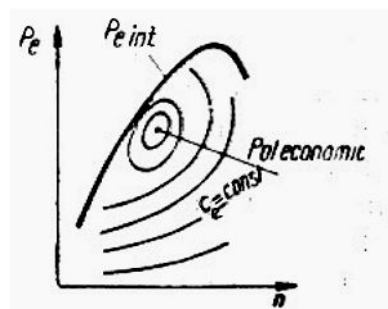


Fig. 12.28 Caracteristică complexă ce conține curba P_e

Pe caracteristica din **fig. 12.27**, în centrul rețelei de curbe izoparametrice de consum specific efectiv constant apare cea mai mică valoare a acestuia, adică consumul specific minim minimorum, $c_{e \min \min}$, valoare numită și **pol economic** al motorului. Polul economic constituie un punct reprezentativ, deoarece el este de fapt o mărime fundamentală în cadrul celor care cuantifică performanța motorului, evidențiind perfecțiunea proceselor din interiorul acestuia. Polul economic se obține la un singur regim, pe caracteristica continuă a motorului, la o sarcină de aproximativ 80 %, ..., 85% din sarcina totală, pentru un reglaj economic, caracterizat prin dozajul $\lambda_{ec} < \lambda_p$.

Caracteristica complexă din **fig. 12.28**, care conține curba de variație a puterii efective intermitente a motorului, peste care s-a suprapus rețeaua de curbe izoparametrice de consum specific efectiv constant, prezintă o importanță deosebită, deoarece cu ajutorul ei se poate determina consumul specific de propulsie c_p , așa cum reiese din **fig. 12.29 a, b**.

Analizând **figurile 12.29 a, b** se observă că, în vederea realizării unor consumuri specifice minime de propulsie, în condițiile unui serviciu mediu de tracțiune, este necesară o anumită structură a rețelei de curbe de izoconsum specific de combustibil. Astfel, pe de o parte, polul economic trebuie să fie plasat cât mai aproape de curba puterii de propulsie P_p , iar pe de altă parte,

rețeaua acestor curbe izoparametrice de consum specific trebuie să fie axate, pe cât posibil, de-a lungul curbei puterii de propulsie, așa cum este sugerat în **fig. 12.29 a**.

În **fig. 12.29 b** se exemplifică o situație defavorabilă, deoarece poziția polului economic, precum și orientarea rețelei curbelor izoparametrice nu satisfac criteriile expuse mai sus, ceea ce conduce la valori ridicate ale consumului specific de propulsie. Rezultă astfel, că într-o situație de acest tip, în condițiile de exploatare medie nu se poate beneficia de consumurile specifice reduse pe care motorul le realizează, dar la cu totul alte regimuri funcționale decât cele propuse.

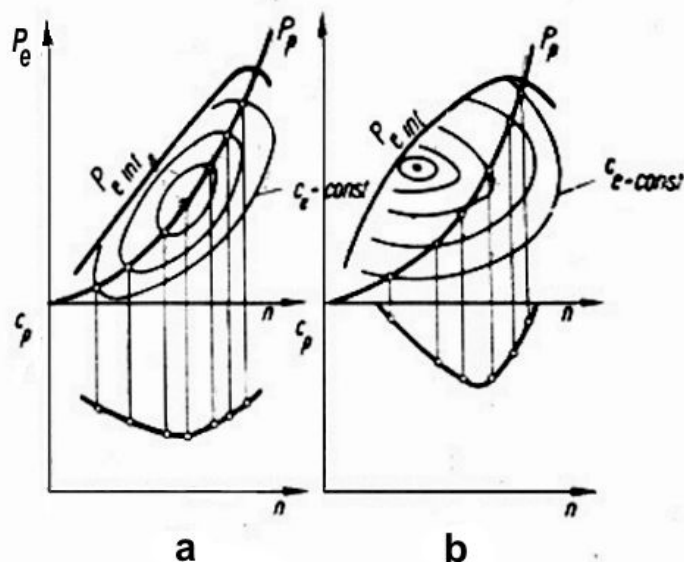


Fig. 12.29 a, b Diferite structuri ale rețelei de curbe de izoconsum specific de combustibil

Se constată astfel, cât de importantă este arhitectura rețelei izoparametrice în raport cu consumul specific de propulsie. În principiu, rețeaua curbelor de consum specific efectiv de combustibil depinde în mare măsură de fazele de distribuție, dar în cazul motorului cu aprindere prin scânteie și de dozajele furnizate la diferite regimuri, precum și de caracteristica de avans la aprindere, în timp ce la motorul cu aprindere prin comprimare ea este influențată de avansurile la injecție.

În plus, la motoarele cu aprindere prin comprimare, folosind supraalimentarea și răcirea intermediară a aerului aspirat se pot modifica substanțial arhitectura rețelei de curbe de consum specific constant precum și poziția polului economic, așa cum se exemplifică, utilizând în mod comparativ, **fig. 12.30** (motor nesupraalimentat) și **fig. 12.31** (motor supraalimentat cu răcire intermediară a aerului).

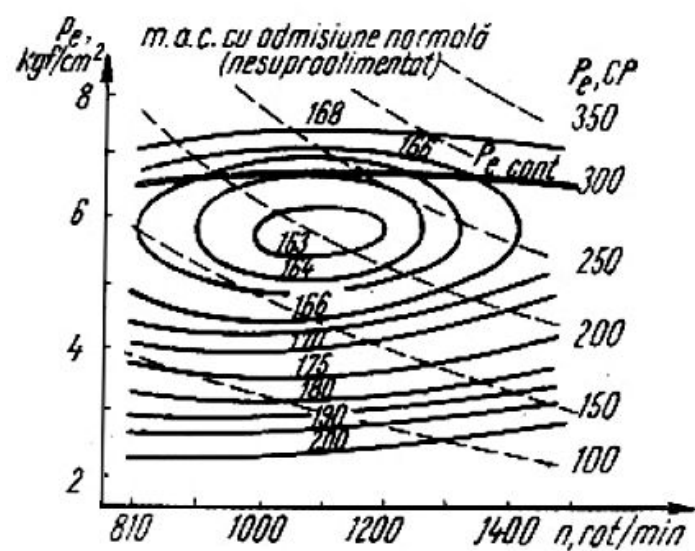


Fig. 12.30 Arhitectura rețelei de curbe de consum specific constant la un motor nesupraalimentat

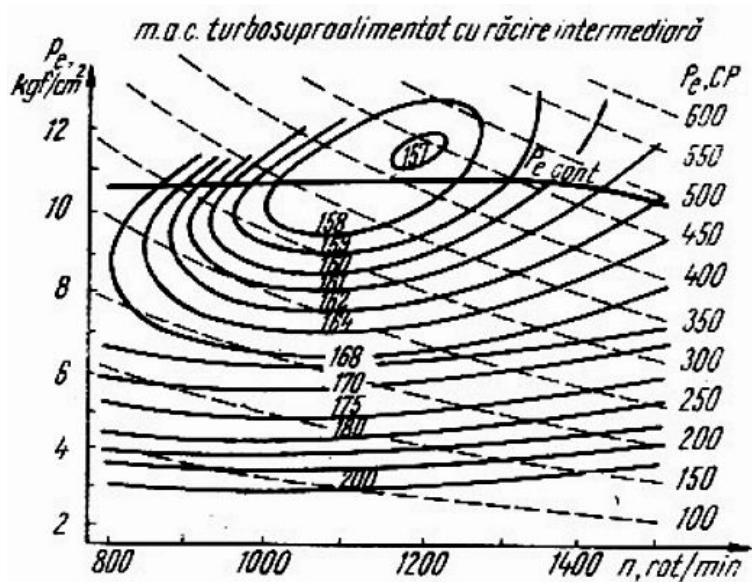


Fig. 12.31 Arhitectura rețelei de curbe de consum specific constant la un motor supraalimentat cu răcire intermediară a aerului

Se menționează faptul că pentru motorul cu aprindere prin comprimare se impune, de asemenea, corelarea caracteristicii complexe, conținând rețeaua curbelor de consum specific efectiv constant, cu caracteristica complexă formată din rețeaua curbelor de grad de fum constant și rețeaua curbelor de temperatură constantă a gazelor arse (**fig. 12.32**). Gradul de fum, notat de regulă cu GF , se determină prin metoda filtrării, cu un aparat numit *fummetru Bosch*, după o scară etalon care cuprinde 10 diviziuni. Cele **10 diviziuni** ale acestei scări, numită scară Bosch, poartă numele, la rândul lor, de **unități Bosch**. Astfel, cifra 10 va corespunde gradului maxim de fum pe această scară, în timp ce 0 unități Bosch indică un grad minim de fum.

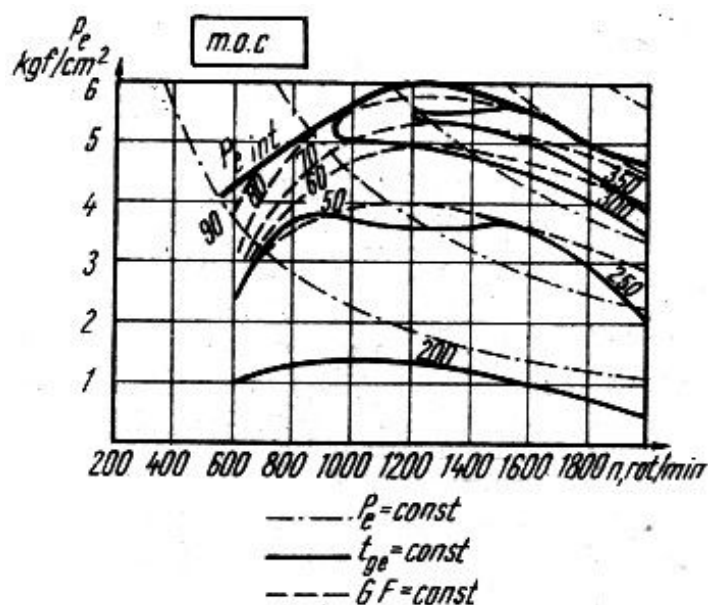


Fig. 12.32 Corelarea caracteristicii complexe cu rețeaua curbelor de grad de fum constant și rețeaua curbelor de temperatură constantă a gazelor arse

Tocmai din acest motiv se accentuează faptul că analiza unei astfel de diagrame complexe este deosebit de utilă în vederea estimării economicității unui ansamblu **motor-transmisie-echipament de rulare-vehicul**, cu alte cuvinte a unui ansamblu **sistem de propulsie-vehicul**.

Modul de construcție al unei caracteristici complexe este redat în **fig. 12.33 a, b, c**. Astfel, după determinarea experimentală a caracteristicilor de turație la sarcină totală (notate cu i) și la sarcini parțiale (notate cu j și k), pe **fig. 12.33 b** se trasează dreptele $c_{e1} = const.$, $c_{e2} = const.$, ..., $c_{en} = const.$

Pentru fiecare dintre aceste drepte trasate se va obține un anumit număr de puncte de intersecție cu curbele de consum specific efectiv. Aceste puncte de intersecție se vor deplasa apoi în **fig. 12.33 a** și **fig. 12.33 c**, corespunzător

sarcinilor respective (i, \dots, j, \dots, k). Unind între ele punctele generate de o anumită dreaptă se va obține curba de izoconsum specific efectiv constant de valoare corespunzătoare. Pe această figură, construcția de acest tip se exemplifică prin dreapta $c_{e4} = \text{const.}$, pentru care se obțin punctele de intersecție 1, 2, 3, 4, 5, 6 și care, la rândul lor, în diagrama $P_e - n$, sau $M_e - n$, generează curba de izoconsum specific efectiv constant c_{e4} . În continuare se repetă acest algoritm până la trasarea întregii rețele de curbe izoparametrice și localizarea polului economic [2, 3].

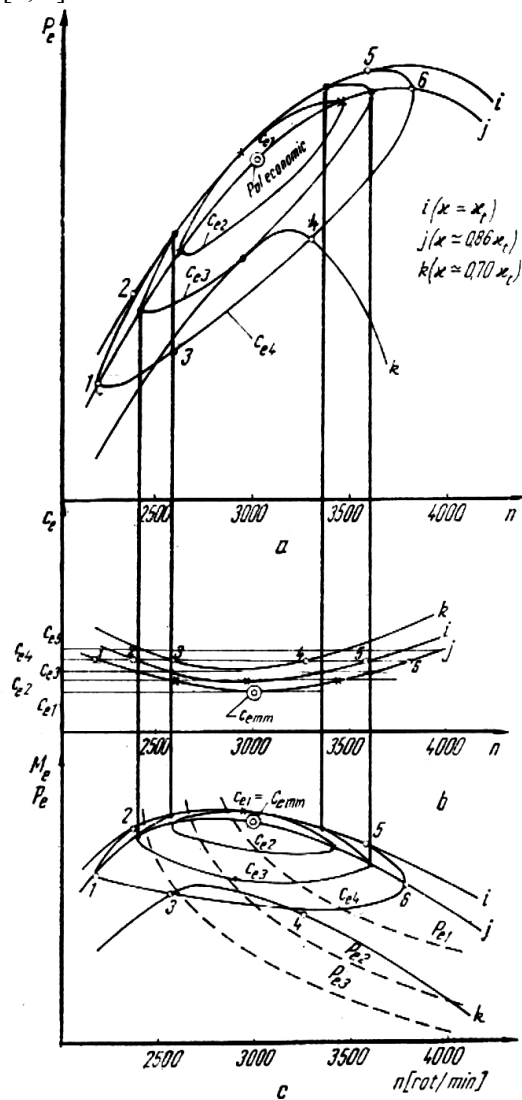


Fig. 12.33 Modul de construcție al unei caracteristici complexe

O variantă mai simplificată a construcției, utilizând doar două diagrame, și anume $c_e - n$ și $M_e - n$, dar mai multe sarcini se prezintă în **fig. 12. 34**.

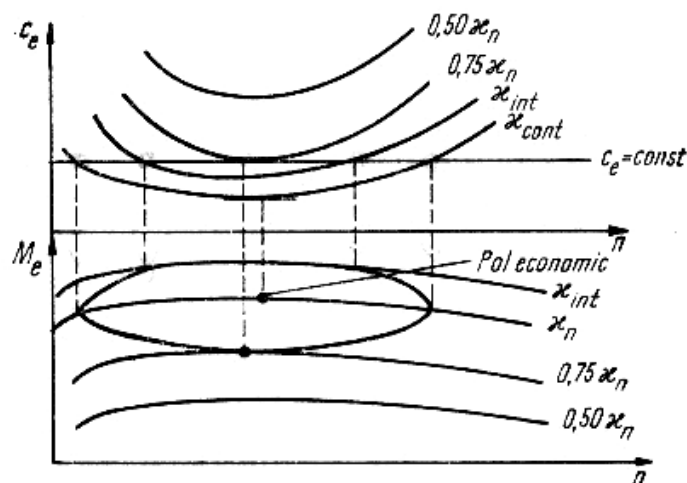


Fig. 12.34 Variantă simplificată de obținere a curbelor izoparametrice

În **fig. 12. 35 a, b** sunt exemplificate caracteristici complexe ale unor motoare de automobile.

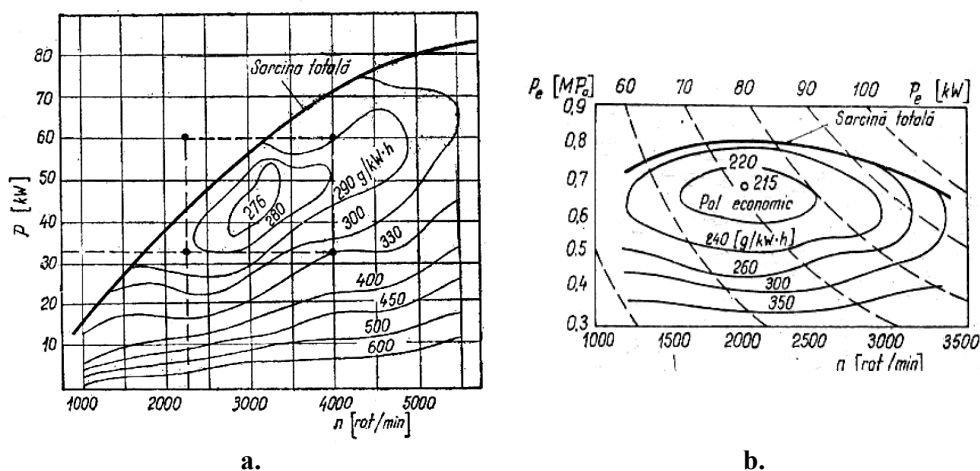


Fig. 12.35 a, b Caracteristici complexe ale unor motoare diferite

12.6. Corectarea caracteristicilor

Atât procesul de admisie cât și cel de ardere, datorită modificării parametrilor inițial sunt afectate de schimbarea condițiilor de stare ale mediului

ambiant. În consecință, o serie întreagă de factori care influențează performanțele motorului și consumul specific, printre care coeficientul de umplere, dozajul, randamentul indicat, randamentul mecanic, ș.a. vor înregistra modificări de la valorile lor optime. Apare astfel problema stabilirii și mai ales a comparării performanțelor de putere și de economicitate ale unor motoare, în diferite condiții de încercare și de exploatare. Astfel, încercarea diverselor motoare, aflate în diferite locații nu se poate face practic în condiții standard, deoarece laboratoarele nu sunt plasate la aceeași altitudine sau latitudine, iar pe de altă parte starea mediului este variabilă. Acest lucru impune raportarea indicilor de performanță al motoarelor la un nivel de referință unic, obținut prin corectarea lor. În vederea atingerii acestui scop se stabilesc **formule de corectare** care reduc, sau cu alte cuvinte raportează indicii de performanță ai motorului la condițiile standard, definite în țara noastră prin **SR ISO 1585:1998**.

Notând cu indicele s performanțele motorului în *condiții standard*, adică P_{es} , M_{es} , p_{es} etc., acestea se vor obține prin modularea performanțelor obținute în *condiții atmosferice oarecare*, cu un coeficient K , numit **factor de corecție**, adică:

$$P_{es} = K P_e ; \quad M_{es} = K M_e ; \quad p_{es} = K p_e . \quad (12.15)$$

Factorul de corecție K diferă după tipul motorului; astfel la motoarele cu aprindere prin scânteie factorul de corecție, K_S diferă de factorul de corecție al motoarelor cu aprindere prin comprimare, K_C .

În general, valoarea factorului de corecție, precum și condițiile de aplicare se prescriu de către fiecare constructor de motoare în cadrul caietului de sarcini elaborat. Dacă nu se dispune de o astfel de documentație completă se vor utiliza prevederile din **SR ISO 1585:1998** și **STAS 6635-87** privind stabilirea factorului de corecție, care corespund cu actualele norme **ISO**, adică:

$$K_S = \frac{p_{0s}}{p_0} \sqrt{\frac{273+t_0}{273+t_{0s}}} = \frac{750}{p_0} \left(\frac{273+t_0}{298} \right)^{0,5}$$

(12.16)

și

$$K_S = \left(\frac{p_{0s}}{p_0} \right)^{0,65} \sqrt{\frac{273+t_0}{273+t_{0s}}} = \left(\frac{750}{p_0} \right)^{0,65} \left(\frac{273+t_0}{298} \right)^{0,5} .$$

Trebuie menționat că, în conformitate cu **STAS 6635-87** la încercarea **motoarelor cu aprindere prin scânteie**, consumul specific efectiv de combustibil, c_e , **nu se corectează**, el calculându-se deci pe baza valorii necorectate a puterii efective, în timp ce la **motoarele cu aprindere prin comprimare** el se calculează cu **puterea efectivă corectată**.

Contribuții importante în acest sens au fost dezvoltate și în țara noastră. Astfel, *Prof. C. Aramă* [2] a obținut pentru coeficientul de corecție o relație cu un caracter mai general, utilizată cu succes în activitatea de încercare a motoarelor. Conform acestei relații, coeficientul de corecție K are următoarea expresie generală:

$$K = \frac{p_{0s}}{p_0} \left(\frac{T_0}{T_{0s}} \right)^{1-m} \quad (12.17)$$

în care m s-a determinat pe cale experimentală. În funcție de tipul motorului m are următoarele valori:

$$\begin{aligned} MAS.....m &= 0,50; \\ MAC.....m &= 0,35. \end{aligned}$$

În continuare, dacă se ține seama de faptul că, în conformitate cu **SR ISO 1585 : 1998**, valorile standard sunt $p_{0s} = 100$ [kPa] sau **750** [mmHg] și $T_{0s} = 298$ [K] (**25** [°C]), se vor obține cele două expresii ale factorului de corecție și anume:

$$K_s = \frac{100}{p_0} \left(\frac{T_0}{298} \right)^{0,5} \quad \text{și} \quad K_c = \frac{100}{p_0} \left(\frac{T_0}{298} \right)^{0,65} \quad (12.18)$$

Standardele specifice diferitelor țări recomandă, la rândul lor, propriile relații de stabilire a coeficientului de corecție. O parte dintre aceste relații, precum și condițiile în care se determină ele sunt redate în **tabelul 12.1**.

Tabelul 12.1 – Diferite relații de stabilire a coeficientului de corecție

Standardul	Condiții standard		Formula de corecție	
	p_a [mmHg]	t_a [°C]	m.a.s.	m.a.c.
DIN 70020	760	20	$K_s = \frac{760}{p} \left(\frac{273+t}{293} \right)^{0,5}$	Ca la m.a.s.
GOST 491-55	760	15	$K_s = \frac{760}{p} \cdot \frac{530+t}{545}$	Ca la m.a.s.
SAE-J 816b	743	29,4	$K_s = \frac{979}{p} \left(\frac{273+t}{273+29,4} \right)^{0,5}$	$K_c = \frac{979}{p} \left(\frac{273+t}{273+29,4} \right)^{0,7}$
Regulament 24 CEE-ONU ISO 1585	750	25	$K_s = \frac{750}{p} \left(\frac{273+t}{298} \right)^{0,5}$	$K_c = \left(\frac{750}{p} \right)^{0,65} \left(\frac{273+t}{298} \right)^{0,5}$

Valorile obținute, în final trebuie să se situeze între anumite limite, destul de restrânse. De exemplu, la motoarele cu aprindere prin comprimare, K_C trebuie să fie cuprins între 0,96 și 1,04.

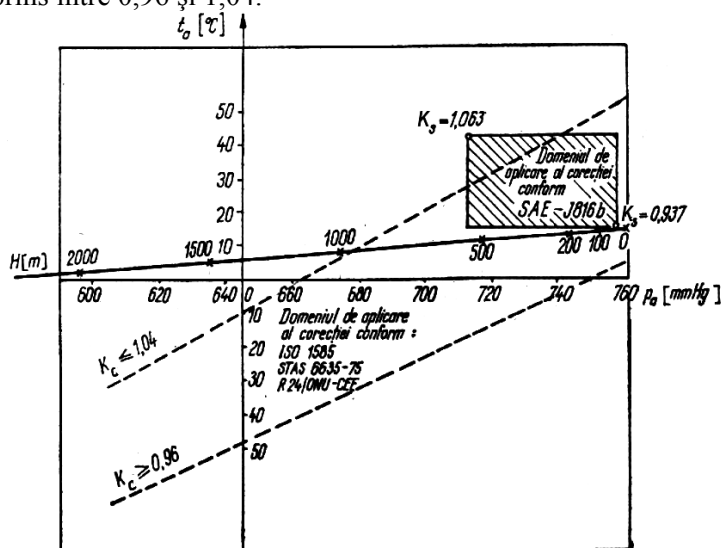


Fig. 12.36 Variația coeficienților de corecție în funcție de presiunea și temperatura atmosferică

În general, domeniul de valabilitate al acestor relații de corecție utilizate în Europa și în America este ilustrat în fig. 12.36, care cuprinde variația coeficienților de corecție pentru motoarele cu aprindere prin scânteie și pentru motoarele cu aprindere prin comprimare, în funcție de variația presiunii și temperaturii atmosferice.

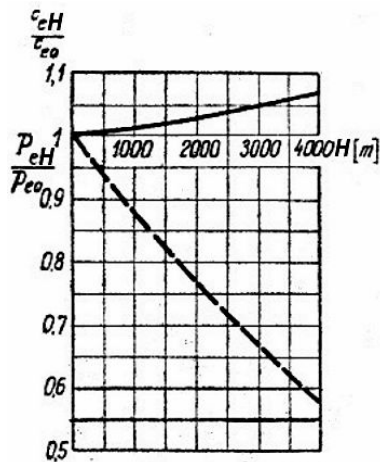


Fig. 12.37 Influența altitudinii asupra puterii efective a motorului și a consumului specific

În plus, figura conține și o corelare realizată între altitudine (H , în m) și parametrii atmosferici. Influența altitudinii asupra puterii efective a motorului și a consumului specific efectiv de combustibil sunt arătate în **fig. 12.37**, sub forma variației rapoartelor relative, dintre valorile acestor performanțe la înălțimea H și cele obținute în condiții standard.

Specific țărilor care utilizează standardul britanic este determinarea directă a coeficientului de corecție, cu ajutorul unei nomograme ce ține seama de cilindrarea unitară a motorului precum și de debitul de combustibil aferent fiecărui ciclu al motorului. În cadrul acestei nomograme, redată în **fig. 12.38**, valoarea coeficientului de corecție se stabilește la intersecția cu scara de citire a acestuia, a drepte care unește polul de citire cu punctul de intersecție a ordonatei corespunzătoare raportului dintre debitul de combustibil și cilindrarea unitară, cu linia ce unește valorile presiunii și temperaturii aerului, conform exemplului.

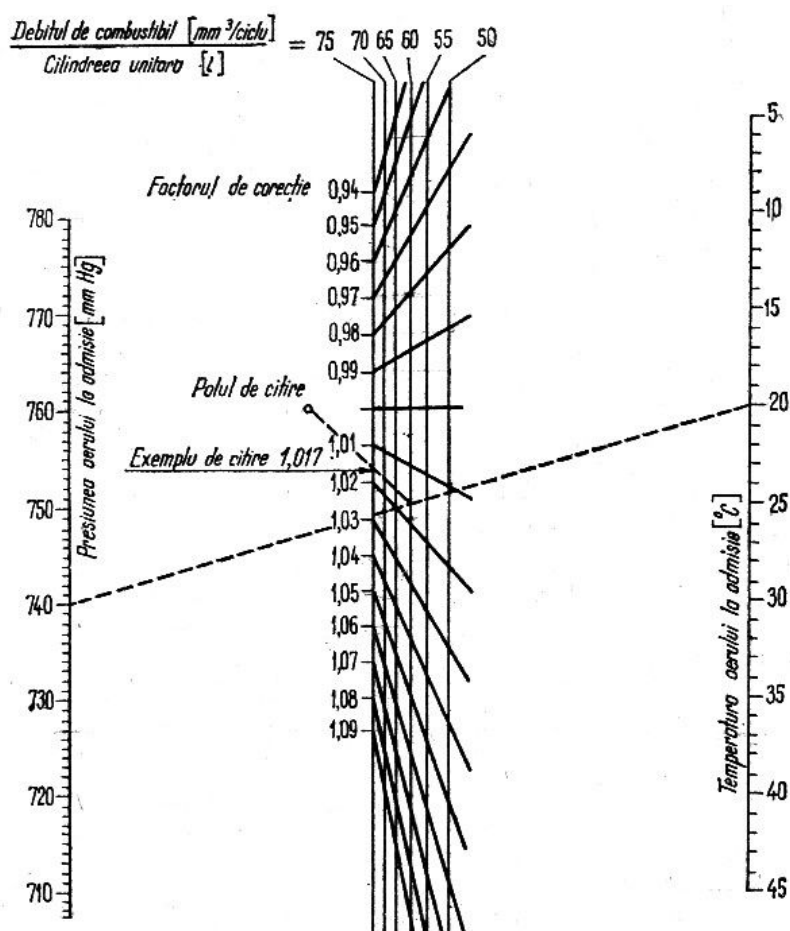


Fig. 12.38 Nomogramă pentru stabilirea valorii coeficientului de corecție

12.7. Calitățile de tracțiune ale motoarelor de automobil

Calitățile dinamice și de tracțiune ale vehiculelor echipate cu motoare cu ardere internă cu piston sunt determinate de caracteristica externă a acestora. Analizând aceste caracteristici se constată însă că variația momentului efectiv al motorului, M_e , este relativ redusă față de variația în limite largi a turației, n . Din acest motiv, în vederea comparării adaptabilității la tracțiune a diverselor motoare este util să se introducă noțiunea de *coeficient de elasticitate*. Coeficientul de elasticitate, notat cu c , este definit ca raportul dintre turația de moment maxim, n_M și turația corespunzătoare puterii maxime, n_P , adică:

$$c = \frac{n_M}{n_P} < 1 \quad (12.19)$$

și exprimă posibilitatea învingerii temporare a rezistențelor mărite la înaintarea autovehiculului fără a interveni la schimbarea vitezelor la nivelul transmisiei acestuia, deoarece la creșterea sarcinii și deci la scăderea turației, de la n_P la n_M , momentul motor crește. **Cu cât valoarea lui c este mai mică, cu atât motorul este mai elastic.** Considerând că momentul rezistent crește de la valoarea M'_r la valoarea M''_r , situație pusă în evidență în **fig. 12.39 a**, motorul al cărui moment variază după curba 1, învinge creșterea rezistenței, pe când motorul al cărui moment variază după curba 2, nu are această posibilitate. Rezultă că pentru funcționarea stabilă încărcarea medie a motorului 2 trebuie să fie mai mică cu valoarea ΔM decât a motorului 1. Cu alte cuvinte, motorul la care momentul variază după curba 1 este mai elastic decât motorul la care momentul variază după curba 2. În general, coeficientul de elasticitate are valori $c = 0,4, \dots, 0,7$.

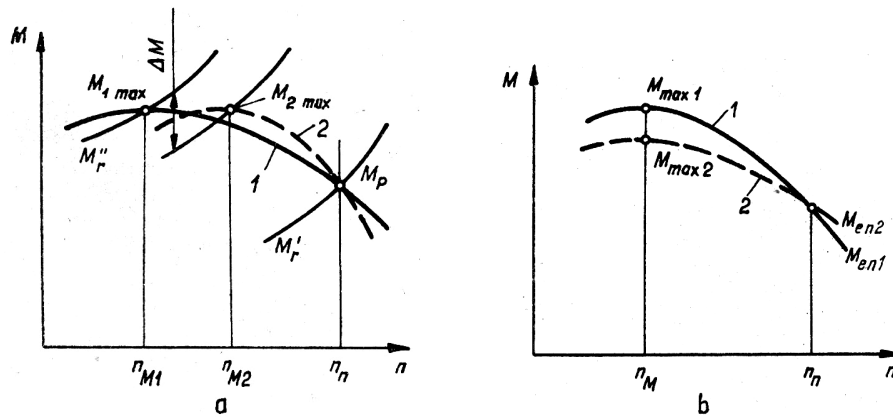


Fig. 12.39 a, b Alura comparativa a momentului motor pentru motoare cu elasticitate și adaptabilitate diferite

Valorile spre limita inferioară sunt tipice motoarelor de autocamioane, care necesită performanțe ridicate în zona turațiilor medii, pe când valorile spre limita superioară caracterizează motoarele de autoturisme, la care se cer performanțe ridicate în zona puterii maxime. Valorile uzuale, în funcție de tipul motorului sunt cuprinse între următoarele limite:

MAS.....0,45 – 0,65
MAC.....0,65 – 0,75.

Funcționarea stabilă a motorului, deci utilizarea lui, s-ar putea face între turația de moment maxim și turația sa maximă, adică între n_M și n_{\max} , unde, de regulă, $n_{\max} = (1,1 \dots 1,35) \cdot n_P$. Din punct de vedere economic însă, domeniul se limitează la $n_M - n_P$. În intervalul cuprins între turația minimă stabilă și turația de moment maxim, adică $n_{\min} - n_M$, funcționarea motorului este instabilă. Reiese că pentru o zonă de funcționare stabilă cât mai extinsă, **coeficientul de elasticitate a motorului trebuie să fie cât mai mic.**

În scopul asigurării unui regim cât mai stabil de funcționare, la MAC-uri se prevăd, la nivelul echipamentelor de injecție, reglatoare de regim, care au în același timp și rol de limitatoare de turație.

În zona de stabilitate variația momentului poate fi însă mai mult sau mai puțin pronunțată; astfel, cu cât creșterea momentului la scăderea turației este mai mare, cu atât motorul va restabili mai repede echilibrul între momentul rezistent, care a crescut și momentul motor dezvoltat. Un astfel de motor este denumit mai *suplu* sau mai *adaptabil*, față de rezistențele la deplasare. Această capacitate de a învinge rezistențele suplimentare care apar la înaintarea automobilului reprezintă o calitate dinamică importantă a motorului și este reflectată de *coeficientul de adaptabilitate* K , definit ca raportul dintre momentul maxim al acestuia, $M_{e \max}$ și momentul corespunzător puterii maxime, M_{eP} :

$$K = \frac{M_{e \max}}{M_{eP}} > 1 \quad (12.20)$$

În general, $K=1,2 \dots 1,4$. După categoria motorului, coeficientul K poate avea, orientativ, valori în următoarele intervale:

MAS.....1,20 – 1,35
MAC.....1,05 – 1,20.

Din acest punct de vedere sunt avantajoase motoarele al căror *coeficient de adaptabilitate este crescut*, permițând variații de moment relativ mari la modificarea turației în limite restrânse, așa cum se sugerează în **fig. 12. 39 b**.

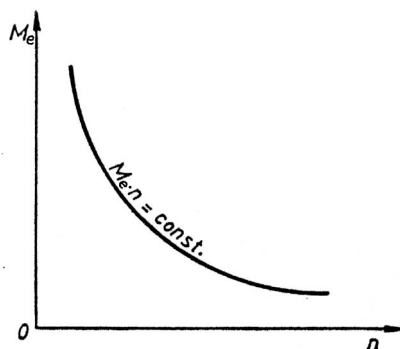
Alături de coeficientul de adaptabilitate, capacitatea motorului de a depăși suprasarcinile este reflectată și de *coeficientul de rezervă a momentului motor*, \mathfrak{R} , definit prin raportul:

$$\mathfrak{R} = \frac{M_{e\max} - M_{eP}}{M_{eP}} \cdot 100 \quad [\%], \quad (12.21)$$

care, în medie, are valori cuprinse între 20 ,..., 40%.

După cum se constată, *MAS-urile, caracterizate printr-un coeficient de elasticitate mai mare, au zona de stabilitate mai extinsă, în același timp fiind mai suple, motiv pentru care sunt recomandate pentru echiparea autoturismelor și mai puțin a autoutilitarelor și autocamioanelor.* Pe de altă parte însă, așa cum se observă din **fig. 12. 39b**, *în sarcini parțiale, MAC-urile funcționează mai avantajos decât MAS-urile datorită, pe de o parte diferenței dintre valorile consumurilor specifice, iar pe de altă parte datorită variațiilor mai reduse ale acestor consumuri în raport cu turația.*

Situația ideală presupune însă dezvoltarea unei puteri constante la toate regimurile, adică îndeplinirea unei condiții de forma:



$$P_e = M_e \cdot n = \text{const.} \quad (12.22)$$

Această dependență definește de fapt ecuația unei hiperbole echilatre și reprezintă caracteristica ideală a motorului de tracțiune. Funcționarea unui motor după această caracteristică ideală este stabilă, deoarece la micșorarea turației, cuplul motor crește în limite largi, așa cum se indică în **fig. 12.40**. Se poate remarca că în această situație necesitatea cutiei de viteze practic, dispare [1, 2, 17, 29].

Fig. 12.40 Caracteristica ideală a motoarelor de tracțiune

12.8. Caracteristica relativă de turație

La proiectarea unui motor de autovehicul, fiind cunoscută puterea maximă, $P_{e\max}$, se poate determina totuși, pe cale teoretică, în mod aproximativ, caracteristica de turație la sarcina totală, folosind *caracteristica relativă de turație*. Această caracteristică relativă reprezintă de fapt variația raportului $P_e/P_{e\max}$ în funcție de raportul dintre turațiile la care se produc aceste puteri, adică n/n_P .

Determinarea analitică a unei asemenea caracteristici este relativ simplă la MAS, deoarece experiența arată că factorii de care depinde alura caracteristicii (η_v , η_i , λ și η_m) variază cu turația aproximativ după aceeași lege. Astfel, MAS-urile acceptă o caracteristică unică de turație (**fig. 12.41**), în sensul unor abateri minime. Determinarea însă, a unei caracteristici relative de turație la MAC, constituie o problemă mai dificilă, deoarece ele nu acceptă o caracteristică unică. Un astfel de aspect apare datorită deosebirilor de dozaj, deosebirilor de arhitectură a diferitelor tipuri de cameră de ardere, precum și comportamentului diferit al echipamentelor de injecție utilizate pe aceste motoare. Acceptând o eroare mai mare, se pot construi însă și pentru aceste motoare caracteristici relative de turație. O relație generală, care să țină seama de ambele categorii de motoare și de particularitățile lor este recomandată de [1, 2, 17, 29] și are forma sugerată mai jos:

$$\frac{P_e}{P_{e\max}} = a \cdot \frac{n}{n_p} + b \cdot \left(\frac{n}{n_p} \right)^2 - c \cdot \left(\frac{n}{n_p} \right), \quad (12.23)$$

unde a , b și c sunt coeficienți specifici care iau valorile din tabelul prezentat în **fig. 12.41**.

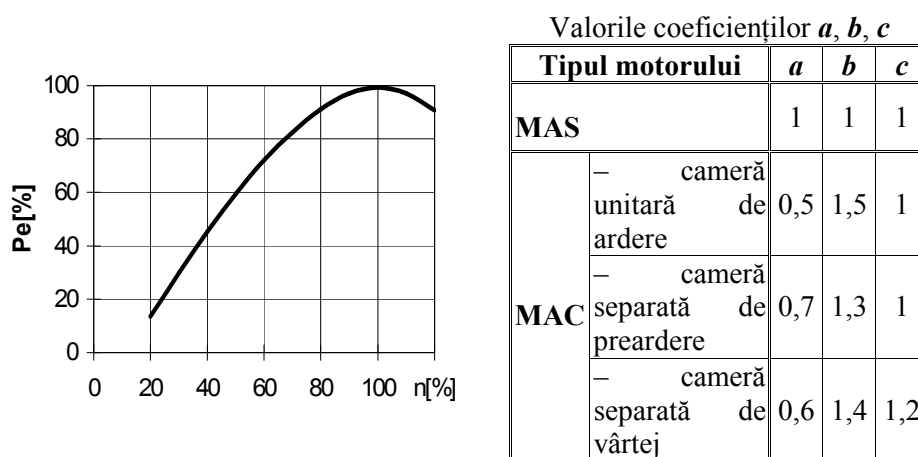


Fig. 12.41 Caracteristica relativă de turație a MAS-ului și valorile coeficienților tipici

Variația momentului motor poate fi exprimată, în aceste condiții, prin intermediul variației puterii, adică:

$$M_{e\max} = 9550 \frac{P_{e\max}}{n} \quad [\text{N}\cdot\text{m}]. \quad (12.24)$$

În vederea determinării variației consumului specific efectiv de combustibil se recomandă [2] următoarea relație ce reprezintă ecuația relativă de consum:

$$\frac{c_e}{c_{eP}} = 1,2 - \left(\frac{n}{n_P} \right) + 0,8 \left(\frac{n}{n_P} \right)^2 \quad (12.25)$$

Consumul orar de combustibil poate fi reprezentat utilizând dependența cunoscută, adică

$$C_h = 10^{-3} c_e \cdot P_e \quad [\text{kg/h}], \quad (12.26)$$

în acest mod completându-se curbele necesare stabilirii caracteristicii de turație la sarcină totală a motorului proiectat.

12.9. Organizarea standului pentru încercarea motoarelor. Echiparea motoarelor în vederea încercărilor

12.9.1. Organizarea standului pentru încercarea motoarelor

Încercarea motoarelor cu ardere internă se face cu ajutorul unor standuri specializate. Aceste standuri constituie instalații complexe care trebuie să asigure, în primul rând, atât poziționarea și fixarea motorului pe o fundație corespunzătoare, cât și frânarea acestuia în vederea determinării momentului motor și apoi, pe baza acestuia a celorlalți parametri funcționali și economici, iar în al doilea rând, alimentarea cu combustibil și cu aer, măsurarea cantității de combustibil consumat și a debitului de aer aspirat, răcirea motorului, evacuarea și uneori analiza gazelor arse, precum și comanda și înregistrarea tuturor parametrilor funcționali. **Figura 12.42** prezintă schema unui stand de încercare, cu principalele sale elemente capabile să asigure funcțiile enumerate mai sus. Motorul **1** și frâna **2** sunt fixate pe fundația **3**, suspendată elastic prin arcurile **4**, astfel încât vibrațiile ansamblului motor – frână să nu fie transmise fundației clădirii laboratorului de încercare. Legătura motor – frână se face, de regulă, printr-un cuplaj elastic special, **5** și un arbore cardanic. Cuplajul elastic poate fi înlocuit prin ambreiajul motorului. Alimentarea motorului cu combustibil în timpul funcționării se asigură fie prin intermediul instalației de măsurare a consumului **6**, fie direct din rezervorul de combustibil al bancului, comutarea executându-se prin robinetul cu trei căi **7**. Răcirea se realizează prin lichidul de răcire care intră în motor prin conducta **8** și iese prin conducta **9**, la ieșire

putându-se instala un debitmetru, **10**, pentru înregistrarea debitului de lichid necesar efectuării bilanțului termic.

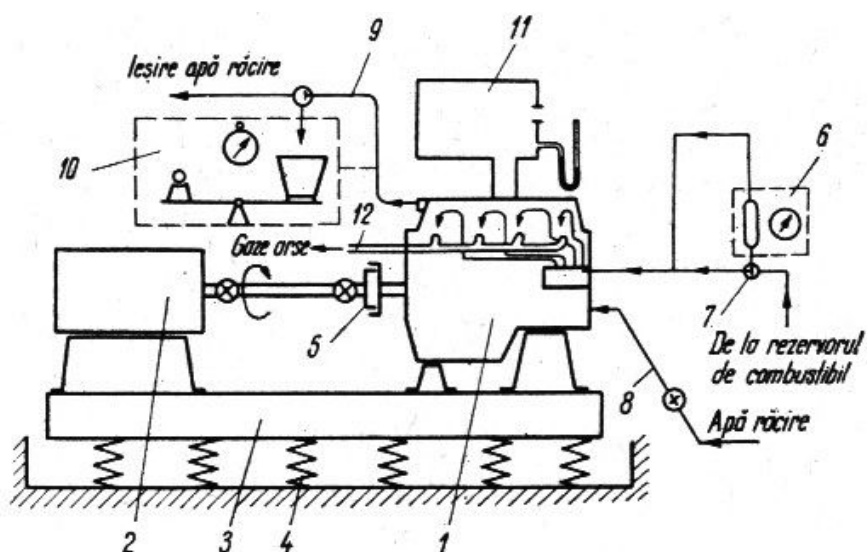


Fig. 12.42 Schema unui stand de încercare a motoarelor

Alimentarea cu aer se face fie direct prin filtrul de aer, fie prin intermediul debitmetrului **11**. Evacuarea gazelor arse se asigură prin conducta **12** spre instalația de evacuare a bancului. Pentru efectuarea măsurărilor necesare determinării performanțelor motorului și supravegherii funcționării acestuia, bancul de încercare este prevăzut cu un pupitru de comandă. Pupitrul de comandă se află în afara celei unde se află amplasat motorul, astfel încât operatorul și aparatura sensibilă să fie protejate de zgomot și de vibrații. Pentru prelucrarea rezultatelor experimentale bancurile moderne sunt prevăzute cu un calculator electronic care dirijează toată activitatea, mai ales în timpul probelor de anduranță.

De regulă, în tehnică, pentru măsurarea momentului motor, ca metode de principiu se pot utiliza fie *metoda fără disiparea energiei*, fie *metoda cu disiparea energiei*. Frânele cu care sunt dotate standurile de încercare a motoarelor sunt concepute să funcționeze după cea de a doua metodă, adică cea cu disiparea energiei.

Pentru determinarea cuplului motor prin cea de a doua metodă se folosesc, în mod obișnuit, instalații de absorbție care, prin crearea unui moment rezistent, transformă energia mecanică dată de motor într-o altă formă de energie; astfel de instalații se numesc *frâne dinamometrice*. La ora actuală, datorită avantajelor pe care le au în raport cu alte tipuri de frâne, cum sunt, de exemplu, frânele

mecanice sau aerodinamice, pentru încercarea motoarelor se utilizează în exclusivitate **frânele hidraulice** și **frânele electrice**.

Frânele hidraulice au la bază principiul absorbției energiei mecanice dezvoltate de motor prin frecarea rotor-apă, apă-stator și prin frecarea interioară a apei. Forța de frecare și deci capacitatea de absorbție a frânei este proporțională cu coeficientul de frecare și cu raza interioară a torului de apă. Schema de principiu a unei astfel de frâne este redată în **fig. 12.43**. Pe arborele **1** al frânei este montat rotorul **2**, care se rotește în interiorul carcasei **5**. Prin intermediul conductei **3** și al robinetului **4** apa este adusă în centrul frânei, de unde, sub acțiunea forței centrifuge este proiectată spre periferia carcasei. Evacuarea apei din frână se efectuează prin țevile **7** care se pot roti în jurul axei țevii **6**. În acest mod se poate varia raza la care se produce evacuarea apei, modificându-se astfel grosimea inelului de apă în care se rotește discul. Mișcarea turbionară din interiorul frânei, generată de frecarea dintre apă și disc este indicată prin săgețile din figură.

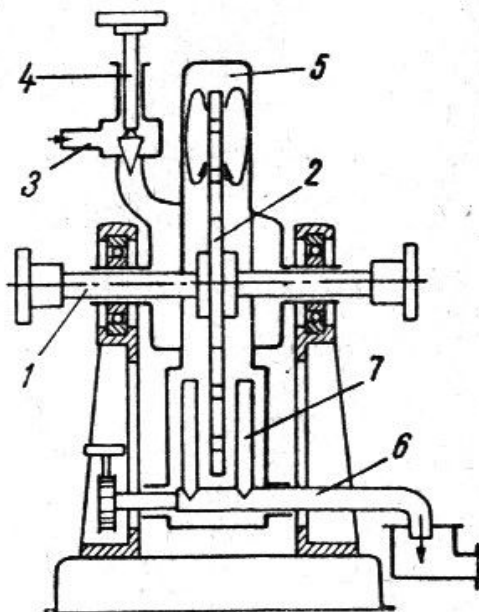


Fig. 12.43 Schema de principiu a frânei hidraulice

Pentru mărirea coeficientului de frecare se mărește turbionarea din cadrul torului de apă, realizându-se, în cadrul diverselor variante constructive, rotoare cu *cupe*, *știfturi* sau *discuri multiple*, precum și carcase nervurate în interior. Din prima categorie, una dintre cele mai cunoscute este frâna **Froude**. Principalul este ea o frână hidraulică cu turbulență, fiind prevăzută, atât în rotor cât și în carcasă cu cavități sub formă de alveole de secțiune eliptică, denumite camere de

turbulență. În aceste camere apa este centrifugată, circulând în plane longitudinale, cu viteze mai mari decât viteza periferică a rotorului, ceea ce determină coeficienți de frecare cu valoare foarte ridicată. Această frână se realizează în două variante și anume, cu reglare prin cantitatea de apă admisă și cu reglare prin presiune.

Alte tipuri de frâne hidraulice, cum este cea de fabricație **Schenck** sunt prevăzute cu reglare în contrapresiune. La această frână, pe arborele principal este fixat un rotor dublu împreună cu flanșa de cuplare. Arborele frânei este sprijinit pe rulmenți, într-o bridă palier care, la rândul său se reazemă tot prin rulmenți în niște palierele suport, astfel încât întregul ansamblu carter - rotor se poate roti liber în palierele suport. Prin antrenarea rotorului se creează în inelul de apă, datorită forței centrifuge, o presiune de aproximativ 6 bar. Sub influența acestei presiuni, la deschiderea orificiului de evacuare apa este eliminată rapid, micșorându-se considerabil timpul de reacție la descărcarea frânei.

Din categoria frânelor hidraulice cu știfturi se poate cita frâna **Junckers**. Știfturile acestei frâne, de secțiune pătrată sau dreptunghiulară, sunt fixate pe mai multe rânduri în rotor și în stator. Frâna cu știfturi prezintă însă anumite dezavantaje, printre care, masă de inerție mare, domeniu de funcționare îngust, precizie mică referitor la alegerea punctelor de încercare, instabilitate în funcționare la turații mici.

Frânele electrice sunt constituite, în principiu, dintr-o mașină electrică care reprezintă consumatorul de energie mecanică, și un echipament auxiliar de comandă. Corespunzător principiului de funcționare a mașinii electrice de bază, frânele electrice se împart în *frâne de curent continuu*, *frâne de curent alternativ* și *frâne cu curenți turbionari*.

Frânele de curent continuu au la bază o mașină electrică de curent continuu care absoarbe din rețeaua electrică energia activă, iar de la motorul termic energia mecanică, pe care o transformă în energie electrică reactivă și o debitează în rețeaua electrică. Pentru asigurarea condițiilor necesare unei comutații corecte la toate turațiile, a funcționării fără vibrații și cu mase inerțiale minime sunt necesare mașini electrice speciale ce au un cost ridicat. Acest aspect este însă compensat de anumite avantaje, printre care, posibilitatea de frânare sau de antrenare (reversibilitate), gamă mare de puteri, gamă de turații foarte extinsă (60 – 7000 [rpm]), precizie ridicată (0,5%) a măsurării cuplului, stabilizarea automată a punctului de încercare (considerând ca parametru turația sau cuplul absorbit de frână), nu necesită răcire suplimentară cu apă.

Frânele cu curenți turbionari, numite și *frâne electromagnetice* se bazează pe interacțiunea electromagnetică între câmpul magnetic fix al statorului și câmpul magnetic variabil produs de curenții turbionari induși prin rotirea rotorului care este de tip canelat. În principiu, așa cum reiese din schema conținută în **fig. 12.44**, frâna este constituită dintr-un miez, **1**, care conține o bobină, **2**, și un inel de curenți turbionari, **3**. În interiorul miezului, care de fapt este statorul mașinii electrice, se deplasează un rotor canelat, **4**. Dacă prin

bobina 2 trece un curent, în miezul 1 ia naștere un câmp magnetic, ale cărui linii de forță 6 se închid prin inelul de curenți turbionari 3, întrefierul 5 și rotorul inductor 4. Câmpul magnetic, proporțional cu curentul care circulă prin bobina statorului se opune rotirii rotorului producând efectul de frânare. Rotorul fiind canelat, fluxul magnetic 6 care ia naștere în stator are caracter pulsator și, ca urmare, în inelul de curenți turbionari vor apărea tensiuni electromotoare. Datorită circulației acestor curenți, inelul de curenți turbionari se încălzește și astfel energia mecanică a motorului termic se transformă în căldură, care este apoi cedată apei de răcire. Pentru răcire se impune menținerea apei la temperatura de 65 [°C], prescriindu-se condiții severe privind conținutul de cianuri, bioxid de sulf, nitrați de fier etc.

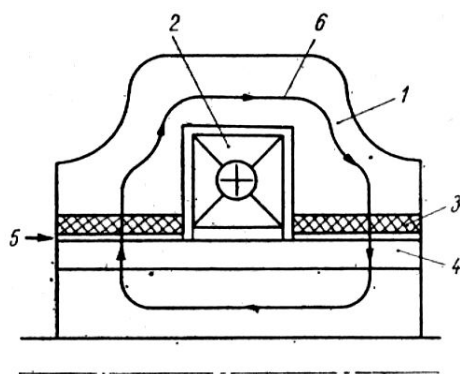


Fig. 12.44 Principiul frânei cu curenți turbionari

Frânele cu curenți turbionari oferă avantajul preciziei ridicate, al ușurinței comenzii și reglării, fiind preferate în cazul automatizării încercărilor. Ele se utilizează pentru încercarea motoarelor de puteri mici și medii cum sunt cele de automobile și tractoare. În schimb au dezavantajul unui cost mai ridicat și funcționează la temperaturi mari (peste 250 [°C]), ceea ce impune măsuri speciale pentru apa de răcire.

La frâna de construcție **Schenck**, prezentată în **fig. 12.45**, rotorul este în formă de disc, iar câmpul magnetic este axial. În acest fel se reduce momentul de inerție al inductorului, iar întrefierul rămâne constant chiar la dilatări ale rotorului, dilatarea axială fiind cu mult mai mică decât dilatarea radială. La frânele cu câmp magnetic radial, dilatarea rotorului poate avea ca efect reducerea totală a întrefierului și apariția gripării.

Domeniul de funcționare al frânelor se determină cu ajutorul caracteristicilor acestora, care reprezintă variația puterii de frânare în funcție de turație. La alegerea unei frâne trebuie avut în vedere ca o porțiune cât mai mare din domeniul de funcționare al motorului să fie inclus în domeniul caracteristic al frânei respective. Caracteristica frânei cu curenți turbionari, descrisă în **fig.**

12.46 este asemănătoare cu cea a frânei hidraulice, ceea ce ușurează lucrul cu aceste categorii de frâne.

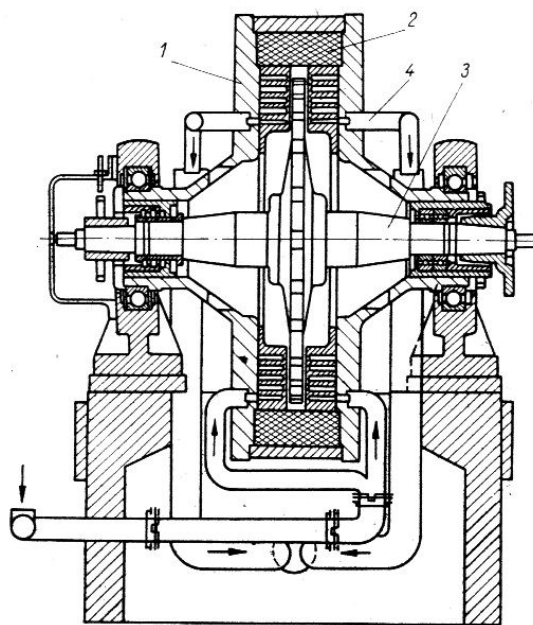


Fig. 12.45 Frână *Schenck* cu curenți turbionari și rotor disc

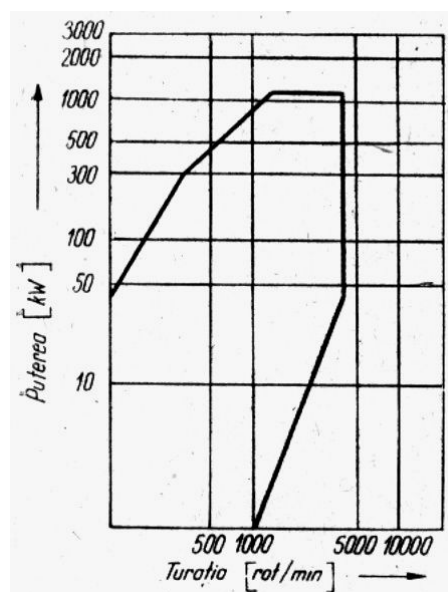


Fig. 12.46 Caracteristica frânei cu curenți turbionari

La încercarea motoarelor, măsurarea momentului motor se face în scopul determinării propriu-zise a acestui parametru de bază și ulterior, cu ajutorul acestuia, a puterii. Puterea motorului, P_e , se determină deci în mod indirect, prin măsurarea momentului motor, M_e , și a turației arborelui cotit, n , utilizând relația cunoscută:

$$P_e = \text{const} \cdot M_e \cdot n \quad (12.27)$$

Așa cum s-a arătat, indiferent de tipul frânei, prin antrenarea rotorului, carcasa acesteia tinde să fie rotită cu un moment egal cu momentul motorului încercat. Pentru a împiedica această rotire, la nivelul carcasei, prin intermediul unui braț de lungime L se aplică o forță F , așa cum se arată în **fig. 12.47**. Momentul motor va rezulta din ecuația de echilibru, astfel încât:

$$M_e = K \cdot r = L \cdot F \quad (12.28)$$

Forța de frânare, F se determină cu ajutorul unei balanțe pe care se sprijină brațul frânei, sau la instalațiile mai noi, printr-un traductor de forță.

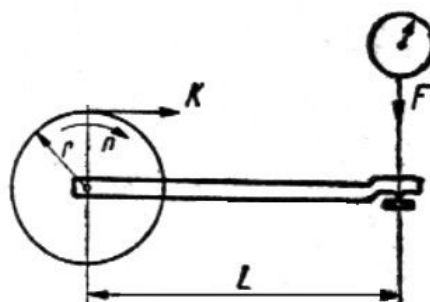


Fig. 12.47 Schema de măsurare a forței

Puterea absorbită de frână se calculează cu relația:

$$P_e = K \cdot v = K \cdot r \cdot \omega = K \cdot r \cdot \frac{\pi \cdot n}{30} \quad (12.29)$$

În aceste relații, v reprezintă viteza periferică a rotorului, r este raza acestuia, iar n , turația rotorului, egală cu turația motorului.

Calculul puterii se poate face însă și prin utilizarea relațiilor (3.34) sau (3.35), în care, pe baza ecuației de echilibru de mai sus, momentul dezvoltat de motor se înlocuiește cu momentul rezistent:

$$P_e = \frac{M_e \cdot n}{955,5} = \frac{L \cdot F \cdot n}{955,5} \quad [\text{kW}] \quad (12.30)$$

sau:

$$P_e = \frac{M_e \cdot n}{716,2} = \frac{L \cdot F \cdot n}{716,2} \quad [\text{CP}]$$

Alegând pentru lungimea L a brațului frânei o valoare convenabilă, care în primul caz este $L = 0,9555 \text{ m}$, iar în cel de al doilea caz, $L = 0,7162 \text{ m}$, rezultă pentru putere o relație facil de folosit în ambele situații, având următoarea formă:

$$P_e = \frac{F \cdot n}{1000} \quad [\text{kW, CP}] \quad (12.31)$$

unitatea de măsură reieșind în funcție de lungimea brațului frânei.

Pentru *măsurarea consumului de combustibil* cu precizia necesară, în practica încercării motoarelor se utilizează, în mod obișnuit, **metoda volumetrică** sau **metoda gravimetrică**. Ambele metode constau în măsurarea timpului în care se consumă o anumită cantitate de combustibil. În unele cazuri se înregistrează și numărul de rotații ale motorului necesar consumării acestei cantități de combustibil.

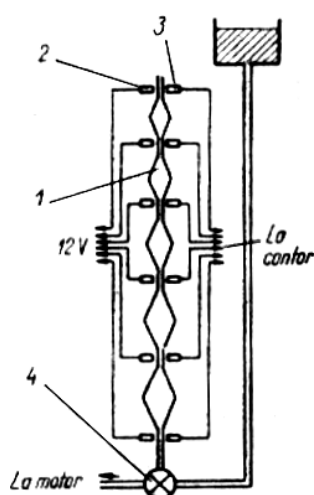


Fig. 12.48 Instalație volumetrică pentru măsurarea consumului de combustibil

Măsurarea prin metoda volumetrică folosește uzual o instalație cu baloane etalonate, schematizată în **fig. 12.48**. Aceasta constă într-o biuretă de sticlă cu baloane de volum precis determinat, **1**, care sunt umplute cu combustibilul ce urmează a fi măsurat. Nivelul combustibilului, respectiv volumul consumat, este controlat de lămpile proiectoare, **2** și detectorii fotoelectrici **3**, instalați de-a lungul biuretei la diferite niveluri. Comutarea pentru măsurare se face prin robinetul cu trei căi **4**. Alegându-se două niveluri drept punct inițial (**start**) și punct final (**stop**), blocul de măsură va înregistra timpul în care se consumă cantitatea de combustibil cuprins între aceste două repere [1].

Pentru detectarea precisă a nivelului combustibilului în biuretă se folosesc diferite metode. De exemplu, instalațiile japoneze **ONO SOKKI** funcționează pe baza devierii fasciculului luminos prin refracție, în coloana de lichid, așa cum se arată în **fig. 12.49 a, b**. Lampa proiector **2**, care emite un fascicul îngust de lumină este plasată în fața fotodetectorului **3**. Când biureta **1** este plină cu combustibil, fasciculul emis de lampa **2** este refractat și fotodetectorul **3** nu este impresionat. Când combustibilul trece sub nivelul fasciculului luminos, acesta nu mai este deviat, iar fotodetectorul emite un semnal marcând începutul sau sfârșitul măsurării timpului de consum de combustibil.

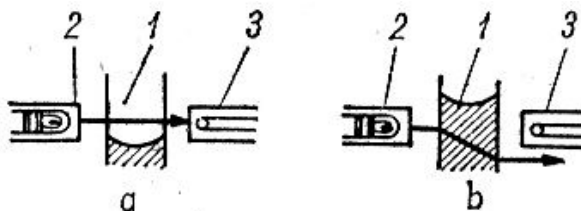


Fig. 12.49 a, b Detectarea nivelului combustibilului prin devierea fasciculului luminos datorită refracției

Instalațiile de construcție **Schenck** funcționează pe baza reflectării fasciculului luminos pe suprafața combustibilului din biuretă. După cum se observă în **fig. 12.50 a, b**, atunci când fasciculul trece prin combustibilul care se află în biureta **1**, se refractă și fotodetectorul **3** nu este impresionat. În momentul când nivelul combustibilului coboară sub limita precis stabilită, fasciculul este reflectat de meniscul combustibilului și fotodetectorul emite un semnal care indică începutul sau sfârșitul perioadei măsurate. Prin această metodă se poate stabili nivelul de combustibil cu o precizie de $\pm 0,1$ [mm], ceea ce înseamnă, pentru o biuretă strangulată în zona de măsurare, o precizie de măsură de 0,5%.

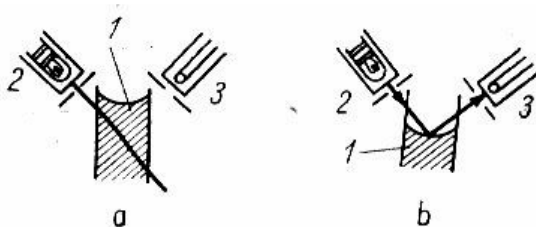


Fig. 12.50 a, b Detectarea nivelului combustibilului prin devierea fasciculului luminos datorită reflexiei

Metoda prezintă însă unele dificultăți de aplicare, generate în primul rând de determinarea precisă a densității combustibilului, apoi de determinarea precisă a

nivelului la care sunt acționați detectorii și nu în ultimul rând, din punct de vedere tehnologic, de realizarea precisă a unor baloane de volum bine determinat.

Măsurarea prin metoda gravimetrică [1] are la bază înregistrarea timpului în care motorul consumă o cantitate de combustibil cântărită. Metoda prezintă avantajul că indică direct masa combustibilului consumat, indiferent de densitatea acestuia. O astfel de instalație este cea prezentată schematic în **fig. 12.51**, executată de **Institutul AVL** din **Austria**.

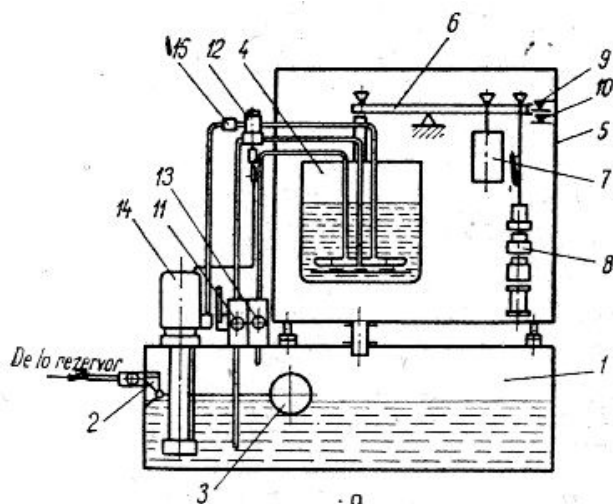


Fig. 12.51 Instalație gravimetrică pentru măsurarea consumului de combustibil

Aparatul se amplasează între rezervorul de alimentare al standului și motor. Din rezervorul de alimentare, prin cădere liberă, se alimentează rezervorul **1** al instalației. Nivelul în acest rezervor este menținut constant de supapa **2**, acționată de plutitorul **3**. Balanța care conține vasul de măsură **4** este amplasată într-o carcasă etanșă din aliaj pe bază de aluminiu, **5**. Pârghia balanței **6** are la un capăt vasul **4**, iar la celălalt capăt greutatea de echilibrare **7** și greutatea de măsură schimbabile **8**. În general valoarea acestora este de 0,1 kg., sau de 0,3 kg. Comutarea acestora se face cu un sistem electromagnetic (funcție de mărimea motorului). La capătul pârghiei **6** sunt montate contactele de control **9** și **10** ale sistemului automat de control. Acest sistem este constituit din două detectoare fotoelectrice de determinare a poziției pârghiei balanței.

Instalația mai este prevăzută cu racordul **11** de legătură cu sistemul de alimentare a motorului încercat, conducta de sticlă **12** prin care se observă lipsa bulelor de aer din circuit, racordul **13** pentru returul de combustibil de la pompa de injecție și injectoare, pompa de alimentare **14** și supapa regulator **15**.

În cursul executării încercărilor pentru determinarea siguranței în funcționare a motoarelor se va ține, atât evidența consumului de combustibil, cât

și a celui de ulei. *Consumul de ulei se exprimă în procente din consumul orar de combustibil, sau în [g/kWh].*

12.9.2. Echiparea motoarelor în vederea încercărilor

În vederea determinării caracteristicilor pe stand, motorul încercat trebuie să fie echipat în conformitate cu prevederile standardelor sau normelor adoptate.

Condițiile pentru ridicarea caracteristicilor și indicilor principali de funcționare a motoarelor de autovehicule și tractoare agricole, în țara noastră sunt reglementate prin **STAS 6635-87**, care prevede și gradul lor de echipare. Astfel, se stipulează faptul că în vederea încercărilor pe stand, motoarele pot fi echipate în două variante și anume:

- cu agregatele auxiliare de serie, strict necesare pentru funcționarea motorului pe stand, conform *SR ISO 2534:2001*, în vederea determinării *puterii brute*;
- cu toate agregatele și instalațiile auxiliare necesare funcționării motorului pentru o utilizare dată, conform *SR ISO 1585:1998*, în vederea determinării *puterii nete*.

De regulă, se determină *performanțele nete* ale motorului, în concordanță cu funcționarea pe autovehiculul sau tractorul căruia îi este destinat.

În acest scop, motorul trebuie să fie echipat cu toate instalațiile și agregatele auxiliare indicate în **SR ISO 1585:1998**, inclusiv filtrul de aer, instalația de evacuare completă, ventilatorul, generatorul de curent antrenat, dar fără sarcină precum și dispozitivul de pornire. Instalațiile și agregatele auxiliare trebuie amplasate, pe cât posibil, în locul pe care-l ocupă pe autovehiculul căruia îi este destinat motorul încercat. Vor fi însă excluse instalațiile auxiliare specifice funcționării automobilului, susceptibile de a fi montate pe motor, cum sunt, compresorul de aer pentru frânare, pompa servomecanismului de direcție, pompa sistemului de ridicare hidraulică, sistemul de condiționare a aerului etc. În locul sistemului de evacuare propriu se admite și folosirea unui alt sistem de evacuare, dar cu rezistențe gazodinamice echivalente [1, 2].

La efectuarea încercărilor (în afara cazurilor cu indicații specifice) se vor respecta reglajele recomandate privind, de exemplu, debitul pompei de injecție, avansul la aprindere sau la injecție. Combustibilul și uleiul folosit trebuie să fie de calitate corespunzătoare motorului supus probelor.

Înainte de efectuarea încercărilor, fiecare motor trebuie rodat în concordanță cu documentația tehnică de produs. Motorul se consideră rodat dacă timp de patru ore de funcționare, curba momentului motor nu se modifică cu mai mult de $\pm 1\%$.

În vederea efectuării măsurărilor și pentru ca datele obținute să fie cât mai concludente este necesar a fi respectate unele recomandări referitoare la pregătirea motorului și amplasarea aparatelor de măsură. În acest sens, sistemul de alimentare a standului trebuie să fie astfel conceput încât să asigure condiții

de alimentare a pompei similare cu cele de pe autovehicul (cu toleranță de amplasare a nivelului de combustibil de ± 1 m). Motorul va trebui alimentat prin pompa de combustibil proprie, consumul măsurându-se fie prin metoda volumetrică, fie prin metoda gravimetrică.

În cazul motoarelor cu aprindere prin comprimare temperatura combustibilului măsurată în vecinătatea aparatului pentru determinarea consumului nu trebuie să difere de temperatura mediului ambiant cu mai mult de ± 5 [°C].

Răcirea cu lichid se poate face în circuit închis, fie cu radiatorul motorului, fie cu un schimbător de căldură printr-un circuit exterior. Circulația lichidului de răcire trebuie însă asigurată numai de către pompa de lichid a motorului. Se admite răcirea suplimentară a uleiului pentru a compensa absența curentului de aer. Temperatura lichidului de răcire se măsoară la ieșirea din motor, termometrul fiind montat pe conducta de ieșire a lichidului la maximum 0,30 m de orificiul de ieșire. În cazul răcirii cu aer, temperatura aerului de răcire se măsoară la distanța de 0,1 – 1 m înaintea intrării în ventilator și în zona celor mai mari temperaturi, la ieșirea din sistemul de răcire.

Temperatura uleiului se măsoară în baia de ulei sau la ieșirea din răcitorul de ulei, iar presiunea acestuia se măsoară în conducta principală a uleiului. În cazul când se măsoară consumul de aer, este necesar ca pierderea de presiune introdusă în instalația de măsurat să fie aproximativ egală cu căderea de presiune din filtru. Nu se admite modificarea curbelor momentului motor și a consumului orar de combustibil (măsurate cu această instalație sau fără ea) cu mai mult de $\pm 1\%$ pe întreg domeniul de turații. Temperatura aerului care intră în motor trebuie măsurată la o distanță de maximum 0,15 m de la intrarea în filtru sau, dacă acesta lipsește, de la intrarea în tubulatura de admisie, protejând termometrul împotriva radiațiilor de căldură. Sistemul de evacuare a gazelor arse nu trebuie să creeze în coșul de evacuare, în locul unde acesta este conectat la sistemul de evacuare al vehiculului (sau la sistemul echivalent al acestuia), o presiune diferită de cea atmosferică cu mai mult de ± 740 [Pa] (7,40 [mbar]), în afara cazurilor când se acceptă o contrapresiune mai ridicată. Temperatura gazelor de evacuare se va măsura în dreptul flanșei colectorului de evacuare, dar nu mai departe de 0,1 m de locul de unire în colectorul comun al racordurilor de evacuare ale diversilor cilindri

Pe parcursul efectuării încercărilor, măsurătorile trebuie făcute în condițiile de funcționare normală și stabilă. În lipsa unor prescripții exprese, temperatura lichidului de răcire la ieșirea din motor trebuie să fie menținută în limitele 80 – 95 [°C]. În cazul motoarelor răcite cu aer, temperatura aerului înconjurător nu trebuie să depășească +40[°C], iar temperatura uleiului +95[°C].

După alegerea turației pentru măsurători, valoarea acesteia nu trebuie să varieze în timpul citirilor cu mai mult de $\pm 1\%$, respectiv 10 [rpm], reținând valoarea cea mai ridicată. *Determinarea forței de frânare, a consumului de combustibil și a temperaturii aerului admis, în măsura în care este posibil,*

trebuie efectuate simultan. Datele înregistrate trebuie să reprezinte valori medii stabile, fără modificări însemnate, timp de aproximativ 60 sec., în cazul în care măsurarea turației și a consumului de combustibil este comandată manual și timp de 30 sec., când se utilizează un dispozitiv cu declanșare automată.

La prelucrarea rezultatelor încercărilor, toate calculele trebuie să se execute cu precizia de $\pm 0,5\%$.

Determinarea indicilor tehnico-economici ai motoarelor, descrisă mai sus, se face, după terminologia din normativ, în cadrul unor *încercări periodice de scurtă durată*. Sunt prevăzute și încercări *periodice de lungă durată*, care au ca scop, pe lângă verificarea indicilor tehnico-economici și verificarea menținerii calității produselor.

În afara încercărilor periodice, **STAS 6635-87**, prevede și alte tipuri de încercări. Este vorba de *încercări de tip* și de *încercări de recepție*.

Încercările de tip se fac în două situații și anume, fie la omologarea motorului, fie atunci când intervin modificări de material, constructive sau tehnologice, susceptibile să atragă modificări calitative în funcționarea acestuia și se fac pe cel puțin două motoare.

Încercările de recepție au un caracter individual, scopul lor fiind verificarea fiecărui motor în parte. Aceste încercări se fac pe motoare noi, în stare finită, înainte de livrare.

În finalul acestui capitol, în mod informativ se fac referiri la alte stasuri utilizate în activitatea de încercare a motoarelor. Astfel, **STAS 6635-87** nu se referă la motoarele cu ciclu de funcționare în doi timpi, răcite cu aer, cu cilindreea până la 500 [cm³], care se vor încerca conform prevederilor **STAS 8993-83**.

Pe de altă parte, determinarea poluanților din emisiile autovehiculelor rutiere echipate cu motoare cu aprindere prin scânteie se face după reglementările din **STAS 11369-88**, iar determinarea densității fumului din gazele de evacuare emise de motoarele cu aprindere prin comprimare respectând prevederile **SR ISO/TR 9310:2000**.

