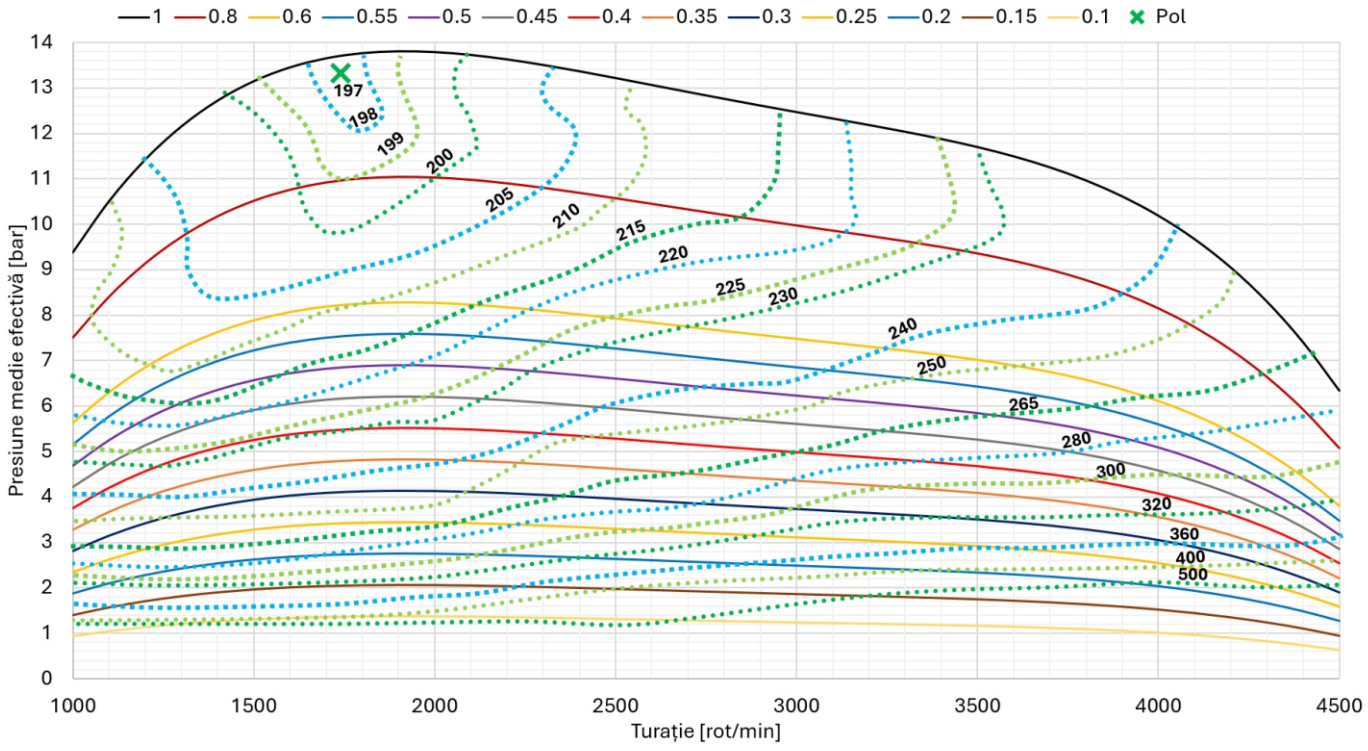
BUIDIN Thomas Imre Cyrille

Procese și caracteristici ale motoarelor cu ardere internă

Îndrumător de lucrări



U.T.PRESS
Cluj-Napoca, 2026
ISBN 978-606-737-868-9

DEPARTAMENTUL
AUTOVEHICULE RUTIERE
ȘI
TRANSPORTURI

Thomas Imre Cyrille BUIDIN

PROCESE ȘI CARACTERISTICI ALE MOTOARELOR CU ARDERE INTERNĂ

Îndrumător de laborator

U.T.PRESS
Cluj - Napoca, 2026
ISBN 978-606-737-868-9

Editura U.T.PRESS
Str. Observatorului nr. 34
400775 Cluj-Napoca
Tel.: 0264-401.999
e-mail: utpress@biblio.utcluj.ro
www.utcluj.ro/editura

Recenzia: Prof.dr.ing. Emil Florin Mariașiu
Prof.dr.ing. Nicolae Vlad Burnete

Pregătire format electronic on-line: Gabriela Groza

Copyright © 2026 Editura U.T.PRESS
Reproducerea integrală sau parţială a textului sau ilustraţiilor din această carte este posibilă numai cu acordul prealabil scris al editurii U.T.PRESS.

ISBN 978-606-737-868-9

Cuprins

Cuprins 2
Competențe dobândite 4
1. Organologia și funcționarea motoarelor cu ardere internă 5
1.1. Organologia mecanismului motor 5
1.2. Parametrii și indicii specifici MAI 7
2. Ridicarea diagramei indicate și determinarea parametrilor indicați ai unui MAI 11
2.1. Măsurarea presiunii indicate 11
2.2. Caracteristici ale sistemelor de măsurare piezoelectrice 14
2.3. Senzorul de poziție unghiulară a arborelui cotit 17
2.4. Determinarea parametrilor indicați ai unui MAI 18
2.4.1. Presiunea indicată 18
2.4.2. Exponentul politropic 20
2.4.3. Viteza de creștere a presiunii 21
3. Determinarea coeficientului de umplere al unui MAI 32
3.1. Procesele de schimbare a gazelor 32
3.2. Coeficientul de umplere 33
4. Determinarea caracteristicii de turație a unui MAI 37
4.1. Generalități 37
4.2. Factori și coeficienți specifici 39
5. Determinarea caracteristicii de sarcină a unui MAI 44
5.1. Generalități 44
5.2. Particularitățile caracteristicii de sarcină la MAS și MAC 44
6. Determinarea caracteristicii de reglaj ale MAI 50
6.1. Clasificare 50
6.2. Caracteristica de consum de combustibil 50
6.3. Caracteristica de avans la producerea scânteii electrice 51

6.4. Caracteristica de avans la injecție 52
7. Determinarea caracteristicii complexe a unui MAI 59
7.1. Generalități 59
7.2. Metodologia de lucru pentru trasarea caracteristicii complexe .. 60
8. Analiza corelației dintre caracteristica complexă a MAI și regimul de deplasare al autovehiculului 69
8.1. Date de intrare 69
8.2. Caracteristica de tracțiune 70
8.3. Analiza regimurilor de funcționare 71
9. Determinarea caracteristicii de pierderi a unui MAI 79
9.1. Generalități 79
9.2. Prelucrarea și interpretarea datelor 80
10. Determinarea bilanțului energetic al unui MAI 84
10.1. Generalități 84
10.2. Determinarea fluxurilor termice specifice bilanțului energetic ... 85
Bibliografie 93
Mărimi importante (selecție) 94
Abrevieri, notații și indici 95
Probleme și întrebări 98
Lista figurilor 105
Lista tabelelor 109

Competențe dobândite

Nr. capitol	Competențe cognitive (cunoaștere și înțelegere)	Competențe aplicative/practice	Competențe de analiză, interpretare și sinteză
1	Înțelegerea structurii constructive și a principiului de funcționare al MAI.	Identificarea practică a componentelor și sistemelor MAI pe stand experimental.	Analiza relațiilor funcționale dintre subsistemele mecanice, electrice și de control.
2	Cunoașterea principiilor de măsurare a presiunii indicate și a poziției unghiulare a arborelui cotit.	Utilizarea senzorilor și a sistemelor de achiziție de date pentru ridicarea diagramei indicate.	Interpretarea diagramei indicate, analiza variațiilor acesteia și corelarea cu regimul de funcționare al motorului cu ardere internă.
3	Înțelegerea conceptului de coeficient de umplere și a factorilor de influență.	Efectuarea măsurătorilor experimentale necesare determinării coeficientului de umplere.	Analiza și interpretarea variației coeficientului de umplere în funcție de turație.
4	Cunoașterea mărimilor caracteristice ale MAI și a dependenței acestora de turație.	Efectuarea măsurătorilor experimentale necesare determinării caracteristicii de turație.	Analiza comparativă a variației puterii, momentului și consumului în funcție de turație și sarcină.
5	Înțelegerea modurilor de reglare și control al sarcinii la motoarele cu aprindere prin scânteie și prin comprimare.	Efectuarea măsurătorilor experimentale necesare determinării caracteristicii de sarcină.	Interpretarea variației randamentului indicat și a coeficientului de umplere în funcție de sarcină.
6	Cunoașterea tipurilor de caracteristici de reglaj și a rolului acestora.	Efectuarea măsurătorilor experimentale necesare determinării caracteristicii de consum de combustibil.	Analiza influenței avansului, a coeficientului de exces de aer și a coeficientului de umplere asupra consumului de combustibil.
7	Înțelegerea conceptului de caracteristică complexă și a mărimilor implicate.	Planificarea și realizarea seturilor de măsurători necesare obținerii caracteristicii complexe.	Interpretarea caracteristicilor complexe, identificarea polului economic și compararea diferitelor configurații.
8	Înțelegerea legăturii dintre performanțele motorului cu ardere internă și regimul de deplasare al autovehiculului.	Realizarea caracteristicii de tracțiune și a calculelor de consum.	Analiza și optimizarea regimului de exploatare din punct de vedere energetic și economic.
9	Cunoașterea tipurilor de pierderi mecanice și a metodelor de determinare.	Aplicarea metodelor experimentale și analitice de determinare a pierderilor mecanice.	Analiza influenței turației și sarcinii asupra pierderilor mecanice.
10	Înțelegerea structurii bilanțului energetic al motoarelor cu ardere internă.	Calculul termenilor bilanțului energetic pe baza datelor experimentale.	Analiza distribuției fluxurilor energetice și interpretarea variației acestora cu regimul de funcționare.

1. Organologia și funcționarea motoarelor cu ardere internă

Scop

- Formarea unei înțelegeri fundamentale privind construcția, structura și principiul de funcționare al motoarelor cu ardere internă (MAI).

Obiective educaționale și de formare a competențelor specifice

- Identificarea, pe un stand experimental, a componentelor principale ale unui MAI și a sistemelor auxiliare aferente.
- Elaborarea unor scheme logice care să evidențieze conexiunile mecanice, electrice și de control dintre ansamblurile constructive ale MAI.

1.1. Organologia mecanismului motor

Motorul constituie sursa de energie a automobilului, fiind de fapt o maşină de forţă care transformă o formă oarecare de energie (termică, electrică, solară ș.a.m.d.) în energie mecanică.

Motorul care transformă energia termică, rezultată în urma arderii unui combustibil în lucru mecanic disponibil la arborele cotit se numeşte motor termic. Dintre aceste motoare, cele la care procesul de ardere al combustibilului are loc în interiorul motorului se numesc motoare cu ardere internă (MAI). Părțile principale ale unui MAI sunt prezentate în fig. 1.1.

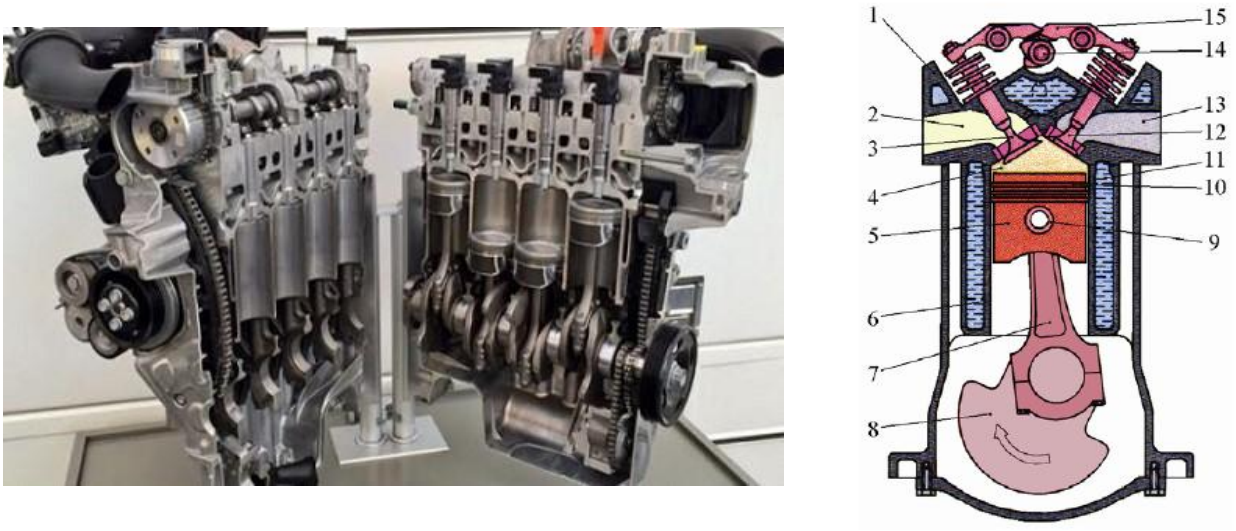


Fig. 1.1 Părțile principale ale unui MAI [1]

1 - chiulasă; 2 - galerie de admisie; 3 - supapă de admisie; 4 - cameră de ardere; 5 - piston; 6 - cilindru; 7 - bielă; 8 - arbore cotit; 9 - bolț; 10 - segmenți; 11 - canalizație de răcire; 12 - supapă de evacuare; 13 - galerie de evacuare; 14 - ax cu came; 15 – culbutor

Transformarea energiei termice în energie mecanică în motorul cu ardere internă este condiționată de evoluția unui fluid (numit fluid motor) în cilindrul motorului.

Motoarele cu ardere internă se pot clasifica după mai multe criterii, însă criteriul principal de diferențiere este modul de aprindere. Din acest punct de vedere, MAI se împart în:

- motoare cu aprindere prin scânteie (MAS), care realizează aprinderea amestecului carburant în cilindru prin declanşarea unei scântei electrice;
- motoare cu aprindere prin comprimare (MAC), care realizează aprinderea amestecului carburant prin asigurarea condițiilor necesare pentru autoaprindere.

Pentru transformarea energiei termice în energie mecanică, un MAI cuprinde:

- mecanismul motor
- sisteme și instalații auxiliare:
    - sistemul de distribuție;
    - sistemul de ungere;
    - sistemul de răcire;
    - sistemul de alimentare cu combustibil;
    - sistemul de pornire;
    - sistemul de aprindere;
    - sistemul de post-tratare a gazelor;
    - sistemul de supraalimentare;
    - sistemul de variație a raportului de comprimare.

Mecanismul motor este mecanismul fundamental al motorului care realizează transformarea energiei termice în lucru mecanic, fiind alcătuit la rândul lui din două părţi şi anume:

- partea mobilă (fig. 1.2) preia forţa exercitată de presiunea gazelor din cilindru, transformând mişcarea rectilinie a pistonului în mişcare de rotaţie a arborelui cotit (mecanism bielă-manivelă);
- partea fixă (fig. 1.3) are rol de susţinere a părții mobile fiind formată din blocul cilindrilor, carterul (superior și inferior), chiulasa și elemente de îmbinare. Prin carcasă, motorul se fixează de şasiul autovehiculului.



Fig. 1.2 Partea mobilă a mecanismului motor [1]

1 – piston; 2 - segmenți; 3 - bolț; 4 - bielă; 5 - arbore cotit; 6 - cuzinet bielă; 7 - capac

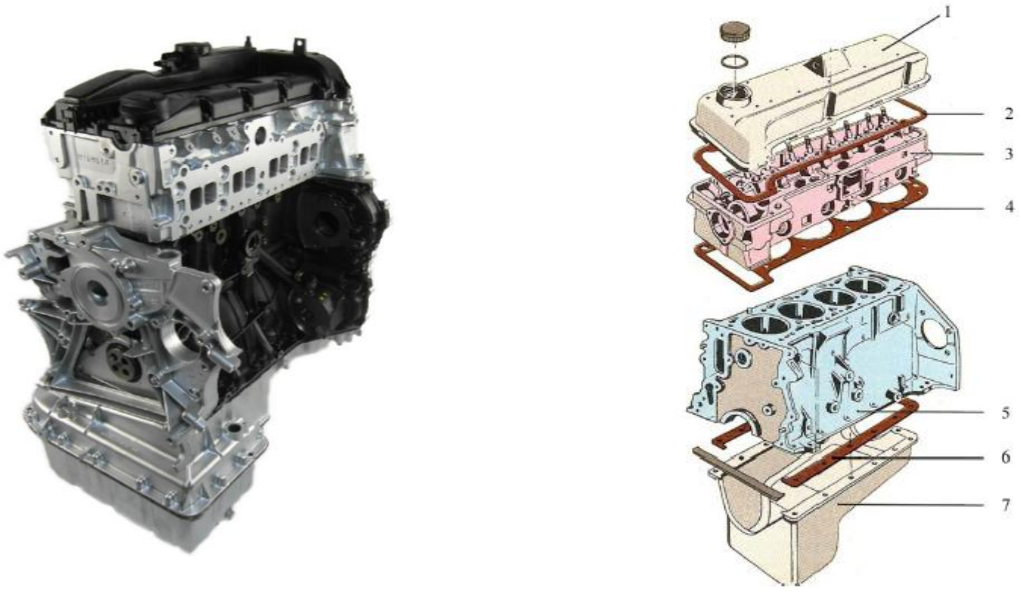


Fig. 1.3 Partea fixă a mecanismului motor [1]

1 - capac chiulasă; 2 - garnitură; 3 - chiulasă; 4 - garnitură de chiulasă;
5 - bloc motor; 6 - garnitură de etanșare; 7 - carter inferior

1.2. Parametrii și indicii specifici MAI

În cele ce urmează se pun în evidență principalele elemente constructive, ilustrate în fig. 1.4:

- **Punctul mort superior (PMS)** este poziţia corespunzătoare volumului minim ocupat de fluidul motor în cilindru.
- **Punctul mort inferior (PMI)** este poziţia corespunzătoare volumului maxim ocupat de fluidul motor în cilindru.
- **Alezajul (D)** reprezintă diametrul interior al cilindrului motorului.
- **Cursa pistonului (S)** este distanţa parcursă de piston între punctul mort superior și punctul mort inferior, măsurată pe axa cilindrului.
- **Cilindreea unitară** $(\mathbf{V_d})$, sau volumul util, este volumul descris de piston atunci când se deplasează de la punctul mort superior la punctul mort inferior.

$$V_d = \frac{\pi D^2}{4} S \tag{1.1}$$

- **Cilindreea totală ($\mathbf{V_t}$)**, sau capacitatea cilindrică, este dată de suma cilindreelor unitare a tuturor cilindrilor unui motor.

$$V_t = V_d \cdot i, \tag{1.2}$$

pentru un motor cu un număr de *i* cilindri identici.

- **Volumul minim al cilindrului ($\mathbf{V_{min}}$)** este spaţiul închis din interiorul cilindrului, corespunzător poziţiei pistonului în punctul mort superior.

- **Volumul maxim al cilindrului (V_{max})** este spaţiul închis din interiorul cilindrului, corespunzător poziţiei pistonului în punctul mort inferior, care cuprinde cilindreea unitară și volumul camerei de ardere.
- **Raportul de comprimare (r_c)** este raportul dintre volumul maxim şi volumul minim al cilindrului:

$$r_c = \frac{V_{max}}{V_{min}} = \frac{V_d + V_{min}}{V_{min}} = \frac{V_d}{V_{min}} + 1\ [-]. \qquad (1.3)$$

Altfel spus, raportul de comprimare arată de câte ori se reduce prin comprimare volumul fluidului motor atunci când pistonul se deplasează de la punctul mort inferior la punctul mort superior.

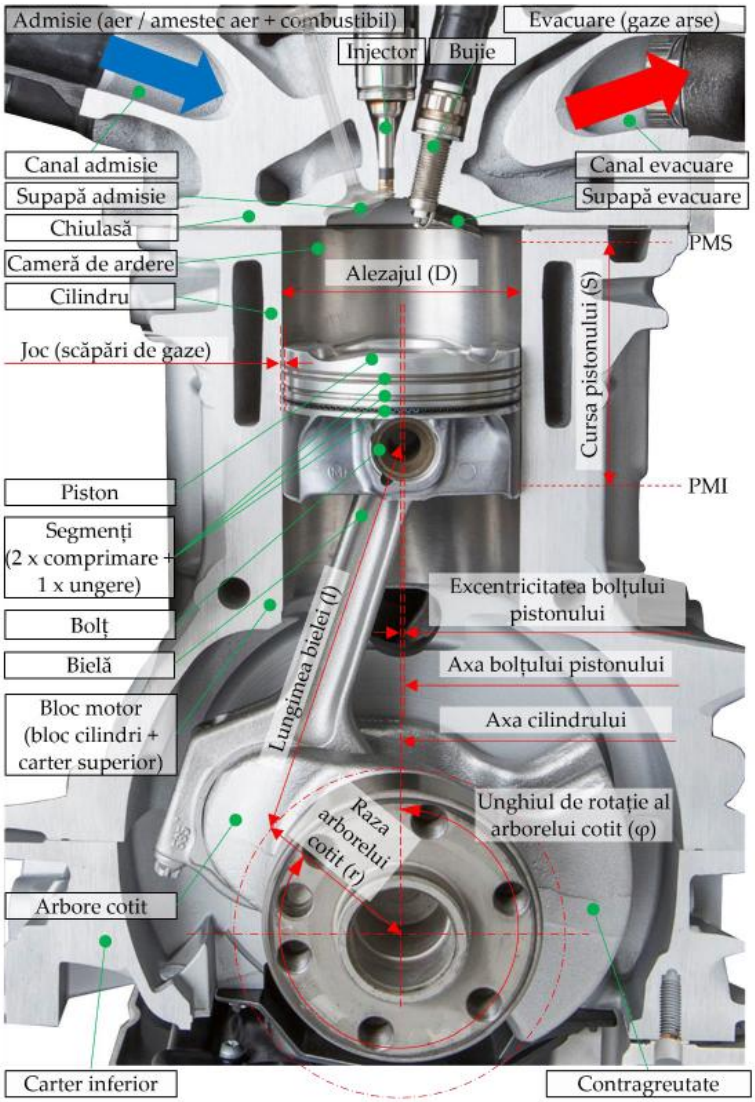


Fig. 1.4 Dimensiunile specifice și elementele constructive de bază ale mecanismului motor [3]

În continuare, se pun în evidență alți parametri și indici relevanți ai motorului:

- **Puterea (P)** reprezintă lucrul mecanic produs în unitatea de timp; lucrul mecanic se produce în timpul cursei active prin deplasarea pistonului datorită presiunii rezultate în urma arderii amestecului carburant.

Puterea efectivă a motorului este puterea măsurată la arborele cotit și se determină cu relaţia:

$$P_e = \frac{W_e}{timp} = BMEP \cdot V_d \cdot i \cdot \frac{n_{ciclu}}{60.000} = \frac{BMEP \cdot V_d \cdot i \cdot n}{30.000\ \tau}\ [kW], \quad (1.4)$$

unde W_e este lucrul mecanic efectiv [J = Nm];
BMEP – presiunea medie efectivă (Brake Mean Effective Pressure) [N/m^2 = Pa];
V_d – cilindreea unitară [m^3];
n_{ciclu} – numărul de cicluri motor [cicluri/min];
n – turația arborelui cotit [rot/min];
i – numărul de cilindri [-];
τ – numărul de timpi ai motorului [-].

- **Consumul specific efectiv de combustibil (BSFC = Brake Specific Fuel Consumption)** este dat de cantitatea de combustibil consumată pentru a produce o unitate de energie:

$$BSFC = \frac{1000\dot{m}_f}{P_e}\ \left[\frac{g}{kWh}\right], \quad (1.5)$$

unde $\dot{m}_f$ este consumul orar de combustibil [kg/h].

- **Coeficientul de exces de aer (λ)** caracterizează raportul dintre cantitatea reală de aer admisă în cilindru și cantitatea de aer teoretic necesară pentru arderea completă a combustibilului, în condiții stoechiometrice:

$$\lambda = \frac{\dot{m}_{aer}}{AFR_s \cdot \dot{m}_f}\ [-], \quad (1.6)$$

unde AFR_s este raportul aer-combustibil (Air-Fuel Ratio) stoichiometric [kg_{aer}/kg_f].
Acesta reprezintă o mărime esențială pentru aprecierea calității amestecului aer–combustibil și a modului de desfășurare a procesului de ardere.

- **Sarcina (χ)** reprezintă puterea dezvoltată de motor și preluată (utilizată) de consumator (ex. autovehicul) la un moment dat. În cazul autovehiculelor, sarcina se reglează prin pedala de accelerație, care are ca efect:
  - MAS – modificarea cantității de amestec (control simultan al masei de aer și de combustibil pentru a obține coeficientul de exces de aer dorit) – reglare cantitativă;
  - MAC – modificarea calității amestecului (se modifică doar cantitatea de combustibil, în timp ce cantitatea de aer rămâne aproximativ constantă) – reglare calitativă.

Aprecierea sarcinii se poate face prin raportul dintre puterea efectivă dezvoltată de motor la o anumită turaţie şi puterea efectivă continuă P_{ec}, la aceeaşi turaţie, raport numit coeficient de sarcină:

$$\chi = \frac{P_e}{P_{ec}} [-]. \qquad (1.7)$$

Pe lângă coeficient, sarcina mai poate fi apreciată și prin mărimi proprii motorului, cum ar fi puterea efectivă, momentul efectiv sau presiunea medie efectivă.

- **Încărcarea** motorului este reprezentată de acţiunea exterioară aplicată motorului de către consumator (autovehicul, frână la încercarea pe stand ș.a.m.d.).

Desfășurarea lucrării

- identificarea principalelor componente, dispozitive și sisteme ale motoarelor disponibile în laborator;
- recunoașterea sistemelor auxiliare și a rolului funcțional al acestora;
- realizarea de schițe și desene funcționale pentru sistemele identificate, utilizând simbolurile propuse în fig. 1.5:

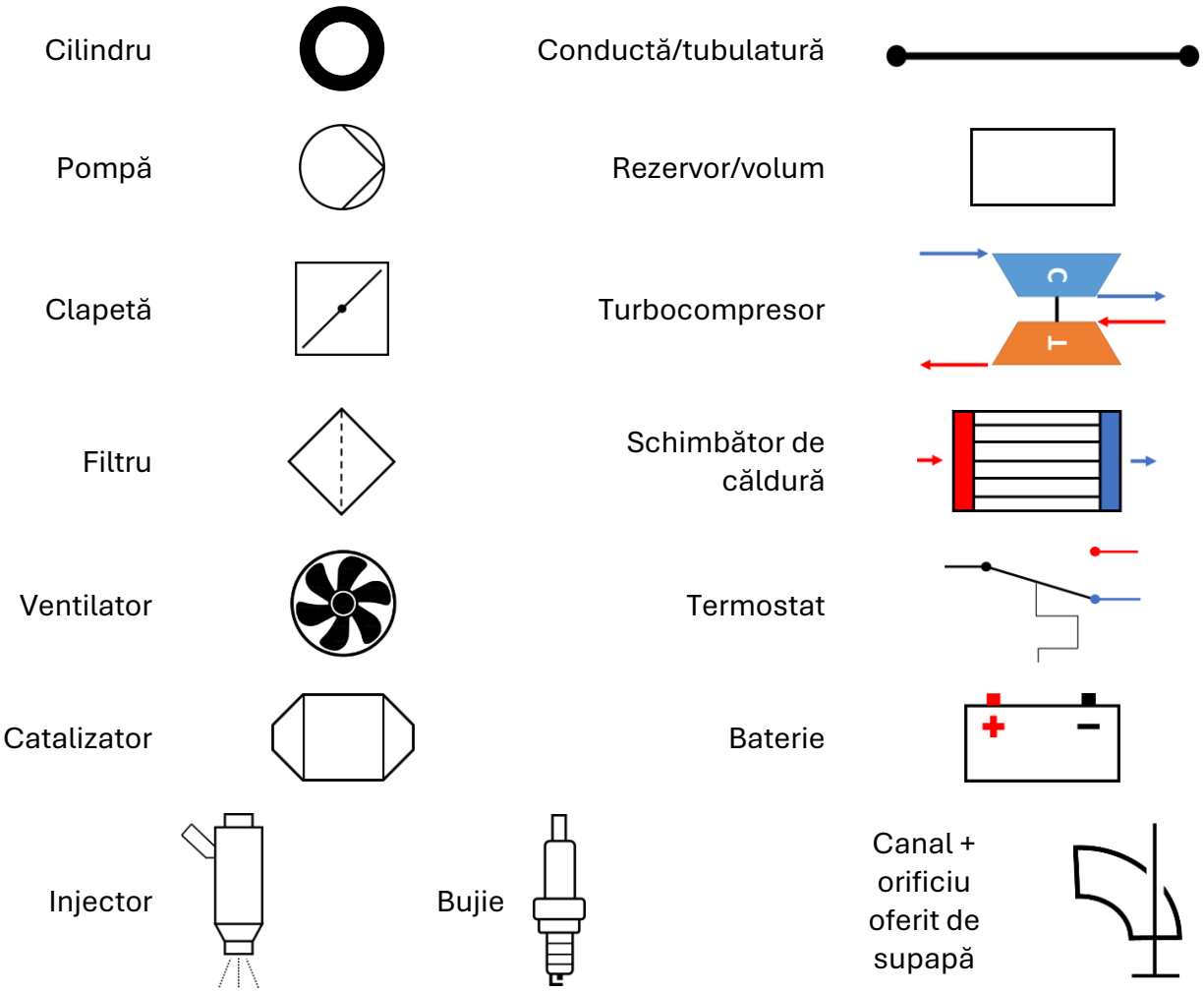


Fig. 1.5 Simboluri utilizate în realizarea schițelor sistemelor auxiliare ale MAI

2. Ridicarea diagramei indicate și determinarea parametrilor indicați ai unui MAI

Scop

- Prezentarea senzorilor utilizați pentru măsurarea presiunii indicate și a poziției unghiulare a arborelui cotit.
- Vizualizarea și trasarea diagramei indicate în diferite regimuri de funcționare.

Obiective educaționale și de formare a competențelor specifice

- Identificarea factorilor care influențează funcționarea și precizia senzorului de presiune indicată.
- Enumerarea metodelor de calibrare a senzorului de presiune indicată.
- Recunoașterea variațiilor curbei presiunii indicate în funcție de turație și sarcină.
- Trasarea grafică a variației presiunii indicate.
- Determinarea presiunii medii indicate utilizând diagrama p–V sau lucrul mecanic indicat.
- Determinarea exponentului politropic de comprimare și destindere.
- Dezvoltarea capacității de lucru cu volume mari de date experimentale.
- Interpretarea graficelor rezultate din măsurarea presiunii indicate.

2.1. Măsurarea presiunii indicate

Principalele mărimi măsurate în timpul funcționării MAI pot fi legate în mod direct de poziția pistonului. Dintre acestea, se evidențiează următoarele:

- presiunea în interiorul cilindrului;
- presiunea în galeria de admisie;
- presiunea în galeria de evacuare;
- ridicarea acului injector;
- presiunea combustibilului în rampa comună ș.a.m.d.

Presiunea indicată reprezintă presiunea din interiorul cilindrului care, de regulă, se măsoară prin intermediul unui senzor de presiune piezoelectric montat în interiorul camerei de ardere sau integrat în bujie (fig. 2.1). În contextul cerințelor stricte de emisii și de eficiență, respectiv de diagnosticare facilă, s-a format necesitatea unui control mult mai precis, rapid și robust al procesului de ardere. Astfel, tendința actuală este de a monta un senzor de presiune pe fiecare cilindru.

Presiunea indicată, a cărei evoluție pe parcursul unui ciclu motor este prezentată în fig. 2.2, permite analiza evenimentelor ce au loc în interiorul cilindrului și este elementul principal utilizat pentru a descrie fenomenele din timpul funcționării motorului. Diagramă structurală a sistemului care permite măsurarea presiunii indicate este ilustrată în fig. 2.3.

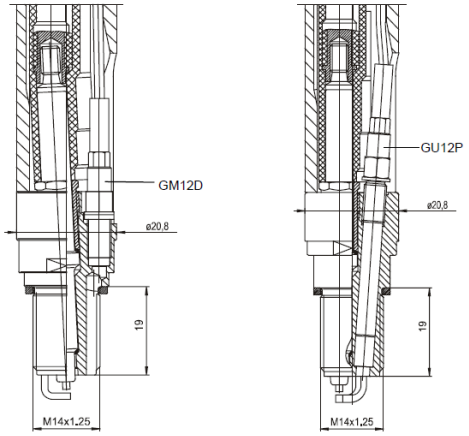


Fig. 2.1 Posibilități de integrare a senzorului de presiune în bujie [4]

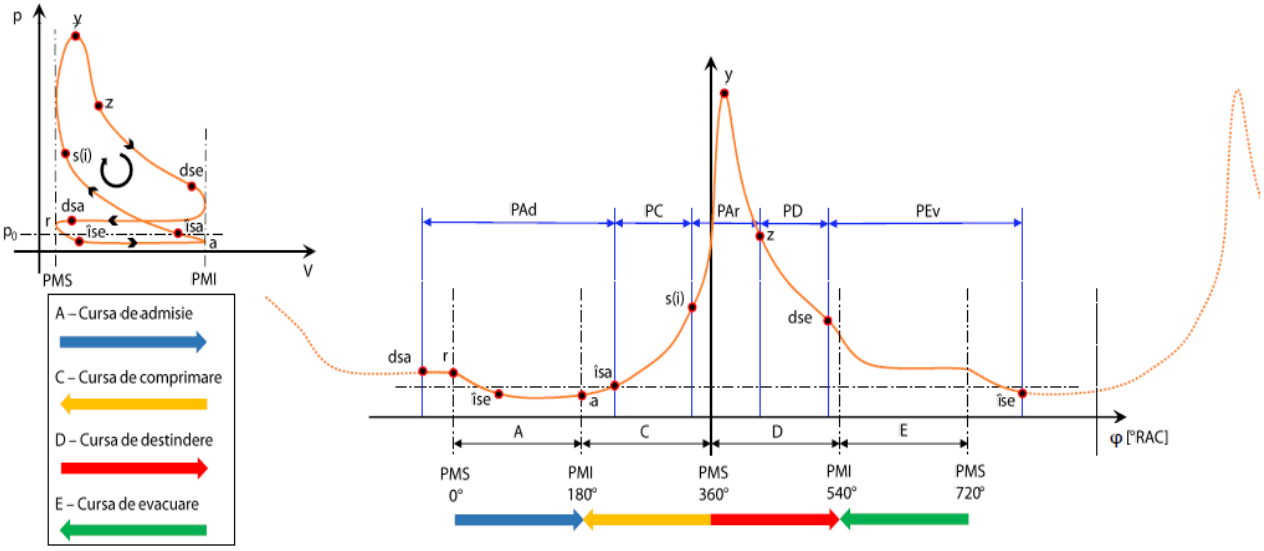


Fig. 2.2 Diagrama de presiune corespunzătoare unui ciclu motor [2]

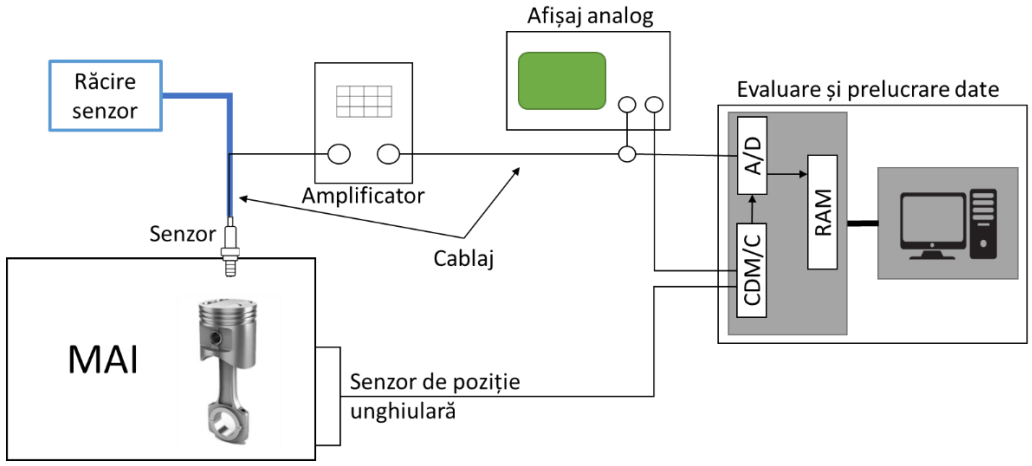


Fig. 2.3 Schema structurală a sistemului de măsurare a presiunii în cilindru (adaptare după [4])

Dintre aplicațiile măsurării presiunii indicate se amintesc:

- controlul recirculării gazelor arse (EGR = Exhaust Gas Recirculation);
- determinarea randamentului indicat;
- identificarea detonației (a arderilor anormale);

- analiza injecției;
- evaluarea solicitărilor mecanice;
- evaluarea parametrilor de ardere (întârzierea la autoaprindere (MAC), viteza de propagare a flăcării (MAS), durata arderii, presiunea respectiv temperatura maximă de ardere), respectiv controlul procesului de ardere;
- evaluarea cantității de gaze arse reziduale.

Senzorii de presiune piezoelectrici funcționează după principiul conform căruia pe fețele perpendiculare forței aplicate apar sarcini de polaritate opusă (fig. 2.4). Mărimea sarcinii electrice este proporțională cu forța aplicată (unde forța reprezintă rezultatul presiunii ce acționează pe suprafața senzorului). Sarcinile electrice generate sunt convertite prin intermediul unui amplificator de sarcină într-o tensiune, care apoi este prelucrată de către echipamentul de achiziție a datelor.

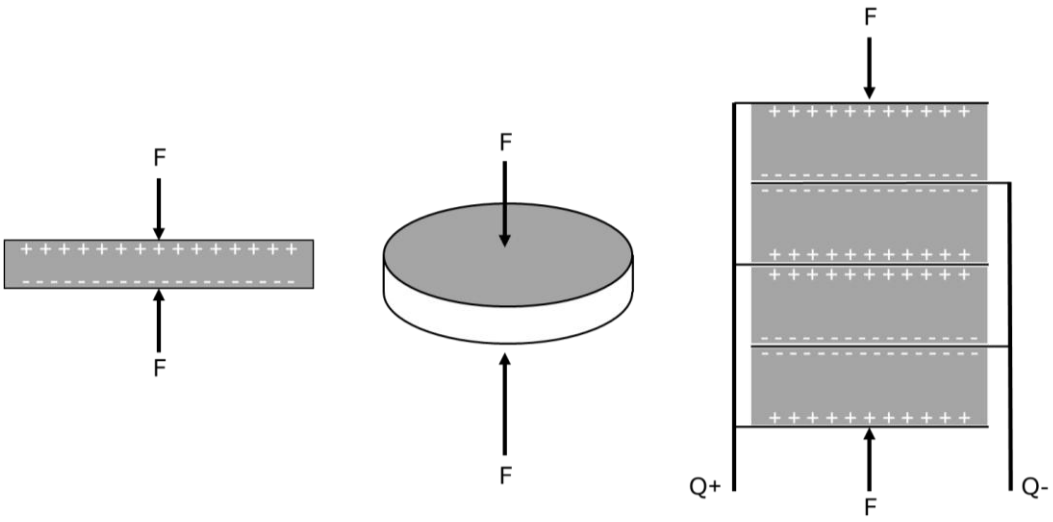


Fig. 2.4 Principiul de funcționare al senzorilor piezoelectrici

Elementele de măsurare utilizate în senzorii dedicați MAI au de regulă forma unui disc. Pentru a mări sarcina electrică, mai multe elemente de măsurare pot fi legate în serie din punct de vedere mecanic și în paralel din punct de vedere electric, ceea ce duce la îmbunătățirea senzitivității. Acești senzori au un timp de răspuns foarte mic, motiv pentru care se utilizează la sisteme cu variații bruște de presiune. Principalele avantaje și dezavantaje ale senzorilor piezoelectrici se amintesc în tabelul 2.1.

Tabel 2.1 Avantaje și dezavantaje ale senzorilor piezoelectrici

Avantaje	Dezavantaje
inerție redusă	necesită amplificatoare, deoarece tensiunea generată este mică
fiabilitate ridicată	preț ridicat
nu necesită sursă de alimentare	

Pentru evaluarea funcționării motorului și a trasării diagramei inidcate (în coordonate presiune-unghi sau presiune-volum) este nevoie și de un senzor de poziție al arborelui cotit care, de fapt, permite urmărirea poziției pistonului pe parcursul unui ciclu motor.

2.2. Caracteristici ale sistemelor de măsurare piezoelectrice

Cerințele generale ale senzorilor piezoelectrici utilizați pentru măsurarea presiunii indicate sunt dimensiunile cât mai reduse, lipsa erorilor de măsurare, rezistența la toți factorii externi și durata de viață ridicată. Alegerea unui astfel de senzor se face prin corelarea aspectelor prezentate în fig. 2.5, principalele fiind:

- tipul măsurătorilor ce trebuie efectuate și cerințele impuse;
- tipul de senzor;
- posibilitățile de instalare.

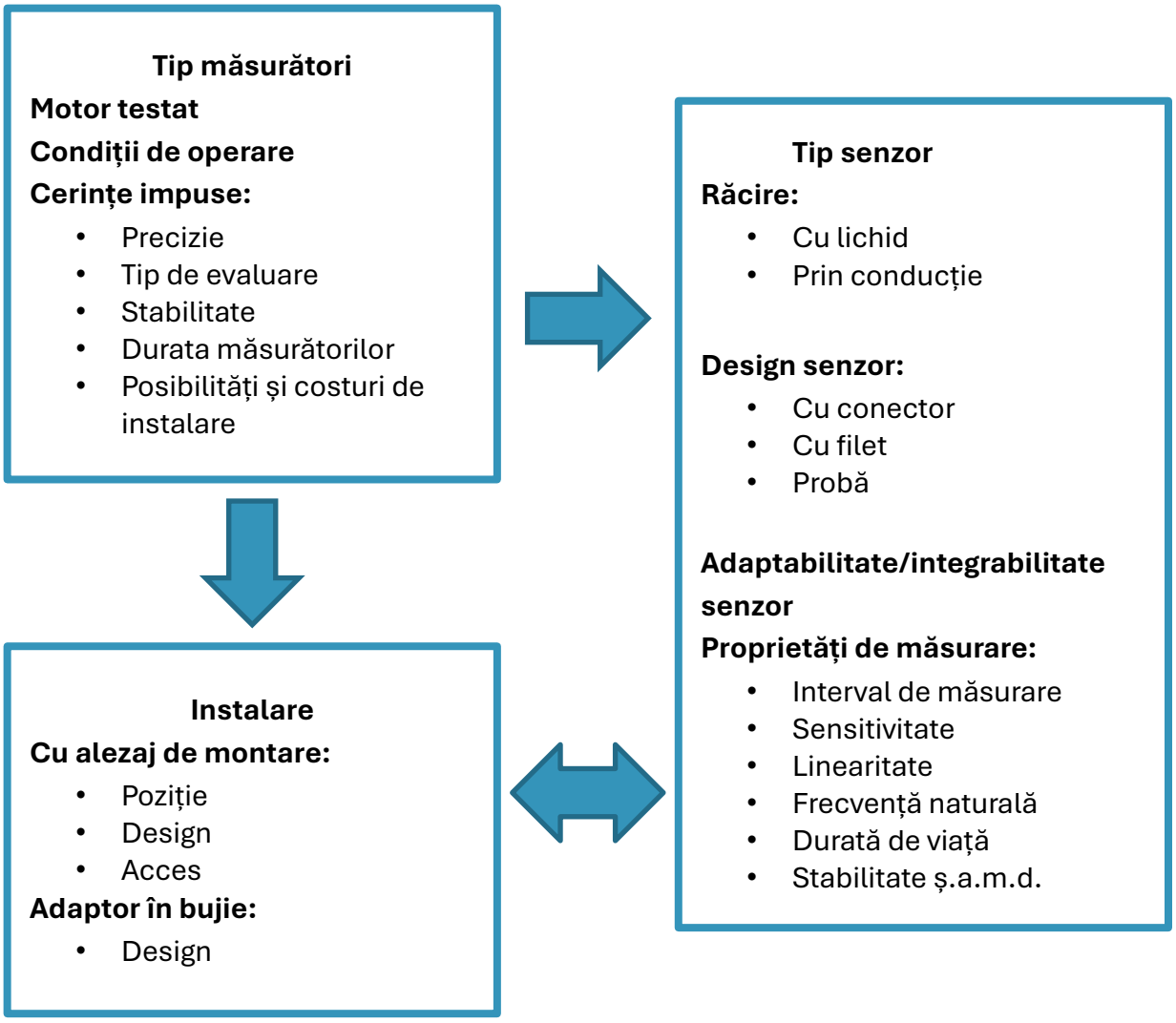


Fig. 2.5 Interrelațiile dintre criteriile de selecție ale unui senzor de presiune

Condițiile de funcționare, ilustrate în fig. 2.6, pot afecta în mod semnificativ precizia măsurătorilor efectuate prin intermediul senzorilor piezoelectrici:

- **temperatura și fluxul de căldură:** temperaturile ridicate atinse în timpul procesului de ardere (de până la 2400 °C) determină solicitări termice extreme asupra senzorului, înregistrându-se valori ale fluxului termic incident ce pot depăși 1000 W/cm^2. În aceste condiții, temperatura senzorului crește rapid și semnificativ, astfel încât un senzor piezoelectric lipsit de un sistem de răcire adecvat poate ajunge să funcționeze la temperaturi chiar și de 500 °C.
- **accelerațiile:** vibrațiile produse de motor cauzează accelerații la nivelul senzorului de până la 1000 g;
- **solicitările mecanice:** solicitările termice și de presiune produc deformații la nivelul prinderilor și fixării senzorului;
- **influențele chimice:** procesul de ardere produce elemente chimice care se pot depune pe senzor cu efecte corozive.

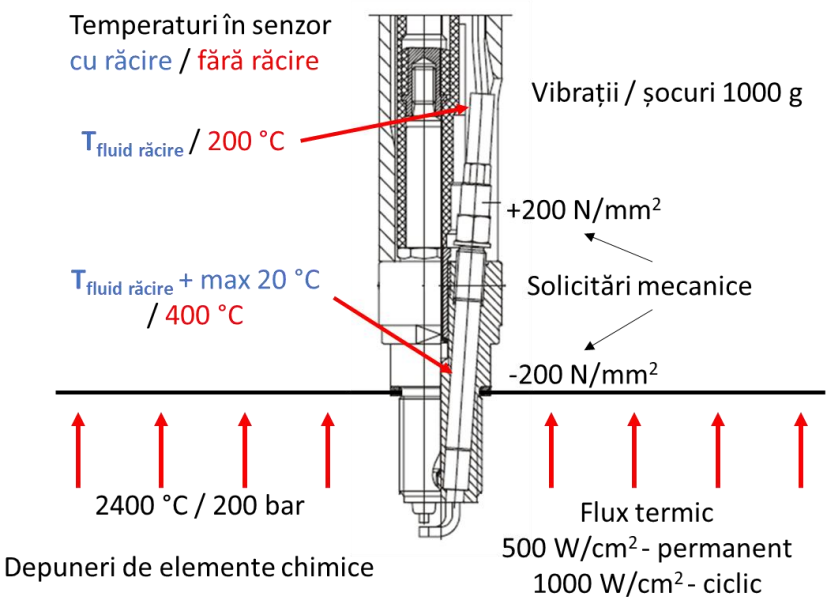


Fig. 2.6 Factori externi care acționează asupra unui senzor de presiune (adaptare după [4])

Măsurătorile se pot efectua pe un stand de încercare sau în condiții reale de funcționare, iar cerințele decisive pot fi legate de precizie, stabilitate, durata măsurătorilor sau costuri. Clasificarea se face mai ales în funcție de prezența unui sistem de răcire a senzorului, dar se poate face o diferențiere și în funcție de proprietățile de măsurare, cum ar fi linearitatea, intervalul de valori măsurabile, sensitivitatea, durata de viață sau stabilitatea.

Costurile aferente acestor senzori sunt cauzate în mare măsură de timpul și efortul necesar instalării, având în vedere faptul că poziționarea acestora influențează semnificativ valorile măsurate. Se notează faptul că distribuția presiunii în interiorul camerei de ardere nu este uniformă, astfel că instalarea senzorului trebuie făcută astfel încât să permită obținerea de valori reprezentative pentru obiectivele urmărite. Totodată, mărimile factorilor externi care acționează asupra senzorului (temperatură, flux termic, deformații, accelerații) nu sunt aceleași în toate locațiile din camera de ardere, ceea ce face ca influența combinată a

acestora să poată avea ca efect (în anumite poziții) erori de măsurare. Așadar, poziția de instalare și caracteristicile punctului de fixare trebuie să asigure următoarele:

- presiunea măsurată este relevantă pentru obiectivele urmărite;
- erorile cauzate de instalare și montaj sunt minime;
- valorile limită de temperatură și flux termic nu sunt depășite;
- fluctuațiile de temperatură din senzor sunt menținute la valori cât mai reduse;
- comportamentul și funcționarea motorului nu sunt afectate.

Posibile poziții de instalare sunt:

- deasupra capului pistonului;
- în apropierea supapelor;
- în camera de preardere;
- în camera de vârtej.

Calibrarea unui senzor are rolul de a determina și verifica funcțiile de transfer între semnalele de ieșire și de intrare. În funcție de numărul de puncte se face distincție între două tipuri de calibrare, și anume calibrări multipunct (în cazul în care sunt necesare măsurători de precizie înaltă), respectiv calibrări monopunct.

Din cauza principiului de funcționare, senzorii de presiune piezoelectrici pot măsura doar variații ale presiunii, nu presiunea absolută din interiorul cilindrului. Așadar curba de presiune măsurată $p_{măs}$ trebuie ajustată, conform relației 2.1, cu mărimea Δp_{ref}, care reprezintă valoarea de decalaj (linia de referință).

$$p(\varphi) = p_{măs}(\varphi) + \Delta p_{ref} \tag{2.1}$$

Nivelul liniei de referință poate fi determinat prin mai multe metode, care diferă din punct de vedere al preciziei și al efortului computațional. Deoarece calculul căldurii degajate se bazează pe valori corecte ale presiunii indicate, determinarea corectă a valorii liniei de referință este de o importanță ridicată. Ca și metode se notează următoarele:

- **metoda punctului fix:** deseori se folosește ca și referință presiunea atmosferică, însă această referință poate oferi măsurători precise doar în cazul motoarelor aspirate natural și fără clapetă de accelerație. În caz contrar, presiunea din cilindru în punctul PMS din timpul schimbării gazelor nu mai corespunde presiunii atmosferice, ceea ce induce erori. O altă posibilitate este setarea ca și referință, în locul presiunii atmosferice, a mediei presiunii din galeria de admisie;
- **metoda diagramei de presiune din galeria de admisie:** se setează ca și linie de referință variația presiunii din galeria de admisie în funcție de unghiul arborelui cotit, ceea ce oferă precizie îmbunătățită comparativ cu folosirea valorii medii a presiunii din galeria de admisie;

- **metoda termodinamică:** se bazează pe comparația dintre curba măsurată și o curbă calculată, teoretică, presupunând un exponent politropic constant;
- **metoda integrării vitezei de degajare a căldurii:** o linie de referință trebuie estimată în prealabil folosind una din metodele anterioare, după care aceasta este ajustată după mai multe iterații.

2.3. Senzorul de poziție unghiulară a arborelui cotit

Pentru măsurarea unor mărimi dinamice este necesară raportarea la timp. În cazul motoarelor cu ardere internă soluția cea mai folosită este prin măsurarea poziției/unghiului de rotație al arborelui cotit, care determină poziția pistonului (și astfel a volumului din camera de ardere). Valorile măsurate sunt doar de natură digitală și pot fi determinate prin două metode principale:

- măsurarea unghiului absolut: determinarea valorii curente a unghiului arborelui cotit (metodă complicată, sensibilă la vibrații și temperaturi);
- măsurarea unghiului relativ: trimitea unui impuls de sincronizare la fiecare 360 / 720°.

Pe lângă discretizarea bazei, anume a timpului sau a valorii unghiului de rotație a arborelui cotit (°RAC), trebuie efectuată o discretizare și a amplitudinii semnalului, deoarece aceasta are o influență majoră asupra calității semnalelor obținute. O rezoluție insuficientă a amplitudinii conduce la pierderea detaliilor relevante ale semnalului. Un exemplu ilustrativ este prezentat în fig. 2.7, care arată presiunea indicată măsurată în cazul unor cicluri cu detonație. În reprezentarea din stânga, oscilațiile de presiune de frecvență ridicată sunt clar evidențiate datorită rezoluției fine, în timp ce în reprezentarea din dreapta, ca urmare a unei rezoluții scăzute, aceste oscilații sunt estompate și dificil de recunoscut sau identificat.

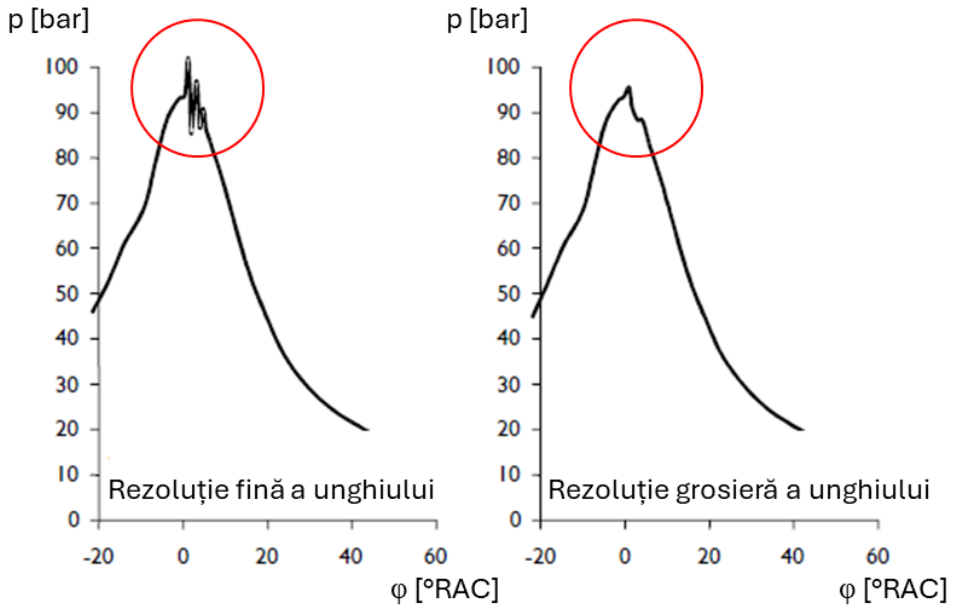


Fig. 2.7 Influența rezoluției de discretizare asupra afișării unei arderi detonante (adaptare după [4])

Rolul senzorului este de a măsura cât de precis posibil mișcarea de rotație a arborelui cotit. În general există două posibile poziții pentru montarea acestora (fig. 2.8):

- în capătul liber al arborelui cotit;
- în capătul dinspre transmisie al arborelui cotit.

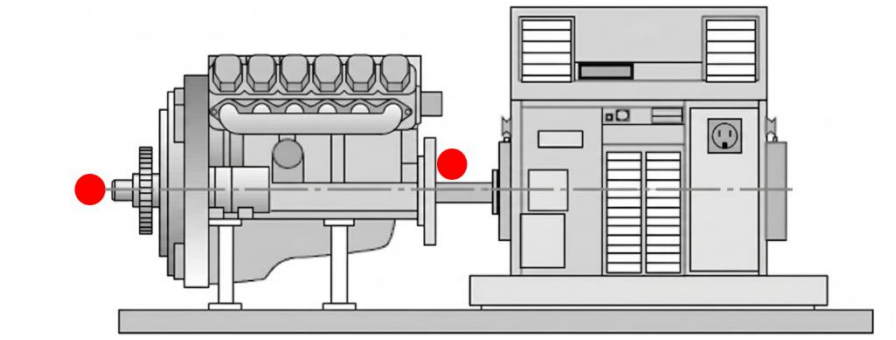


Fig. 2.8 Poziții posibile de montare ale senzorului de poziție unghiulară a arborelui cotit (adaptare după [4])

Caracteristicile unui senzor de poziție unghiulară sunt prezentate în tabelul 2.2.

Tabel 2.2 Caracteristici tehnice ale senzorului de poziție unghiulară

Caracteristică	Cerință
interval de turații	până la 20.000 rot/min pentru aplicații speciale
rezoluție unghi	zonele având oscilații de frecvență înaltă necesită o rezoluție de ≤ 0,1 °RAC
precizie	de regulă mai bună decât 0,05 °RAC
durată de viață	o durată de 10^6 rotații este de așteptat, chiar și în condiții de funcționare nefavorabile
rezistență termică	pe suprafața de montare -30...120 °C, ambiental -30...60 °C
rezistență la vibrații	valori uzuale de ±250 g cu vârfuri de ±1000 g
compatibilitate electromagnetică	imunitate la interferențe
rezistență la contaminare	rezistență la combustibili, lubrifianți, agenți de răcire ș.a.m.d.
etanșeitate	IP54

2.4. Determinarea parametrilor indicați ai unui MAI

2.4.1. Presiunea indicată

Diagrama indicată redă variația presiunii din cilindrului motorului în funcție de cursa pistonului (în coordoante p-V – fig. 2.9) sau în funcție de unghiul de rotație al arborelui cotit (diagrama indicată desfășurată, în coordonate p-φ – fig. 2.10) și se obține cu ajutorul senzorilor piezoelectrici. Variația sarcinii electrice create de senzorul piezoelectric rezultă într-un semnal variabil, de magnitudine proporțională presiunii din cilindru. Un al doilea semnal, de magnitudine proporțională cu poziția pistonului sau cu unghiul de rotație al arborelui cotit, se obține prin intermediul senzorului de poziție unghiulară a arborelui cotit.

Din diagramele indicate în coordonate p-V şi p-φ se pot determina parametrii indicaţi, respectiv exponenţii politropici ai proceselor destinderii şi comprimării. Prin aceştia se pot

analiza diferite etape și procese ale unui ciclu motor, dintre care se amintesc umplerea, comprimarea, aprinderea, arderea (normală sau anormală), destinderea și evacuarea.

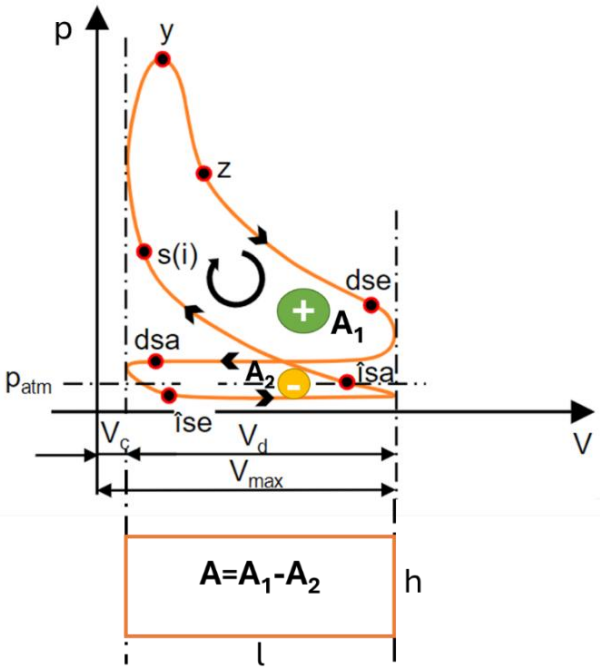


Fig. 2.9 Diagrama indicată p-V pentru ciclul Seiliger [2]

Cunoscând suprafaţa diagramei indicate *A* şi lungimea ei *l*, înălţimea *h* a dreptunghiului ce are suprafaţa echivalentă cu suprafaţa utilă a diagramei indicate este:

$$h = \frac{A}{l}\ [mm], \tag{2.2}$$

ceea ce corespunde unei presiuni medii indicate (IMEP = Indicated Mean Effective Pressure):

$$IMEP = h\frac{1}{k}\ [bar], \tag{2.3}$$

unde *k* reprezintă scara axei presiunilor în mm/bar.

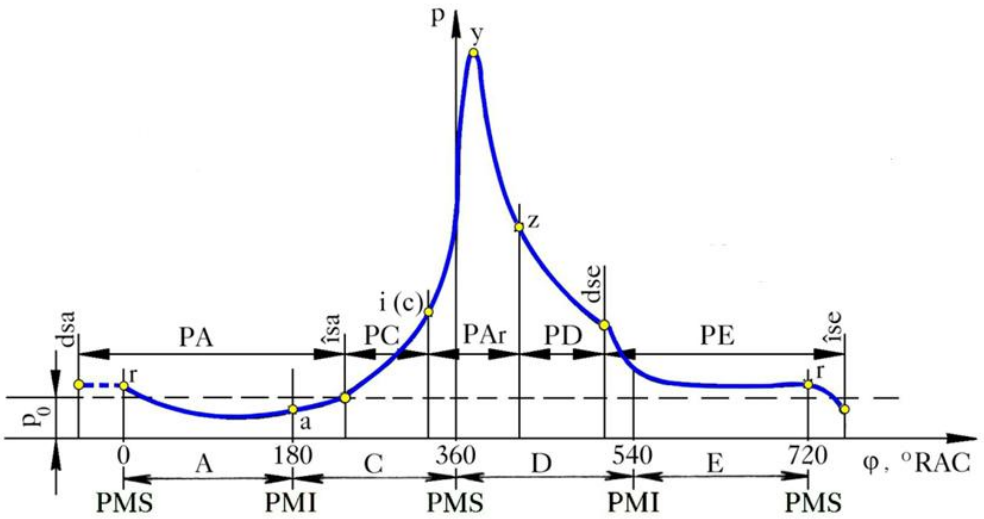


Fig. 2.10 Diagrama indicată p- φ pentru ciclul Seiliger [1]

După determinarea presiunii medii indicate se pot calcula:

- lucrul mecanic indicat:

$$W_{i,cilindru} = IMEP \cdot V_d \; [J]; \tag{2.4}$$

- puterea indicată:

$$P_i = \frac{IMEP \cdot V_d \cdot n \cdot i}{30.000\tau} \; [kW]; \tag{2.5}$$

- consumul specific indicat de combustibil (ISFC = Indicated Specific Fuel Consumption):

$$ISFC = \frac{1000\dot{m}_f}{P_i} \left[\frac{g}{kWh}\right]; \tag{2.6}$$

- randamentul indicat al motorului:

$$\eta_i = \frac{3600}{ISFC \cdot LHV_f} \; [-]; \tag{2.7}$$

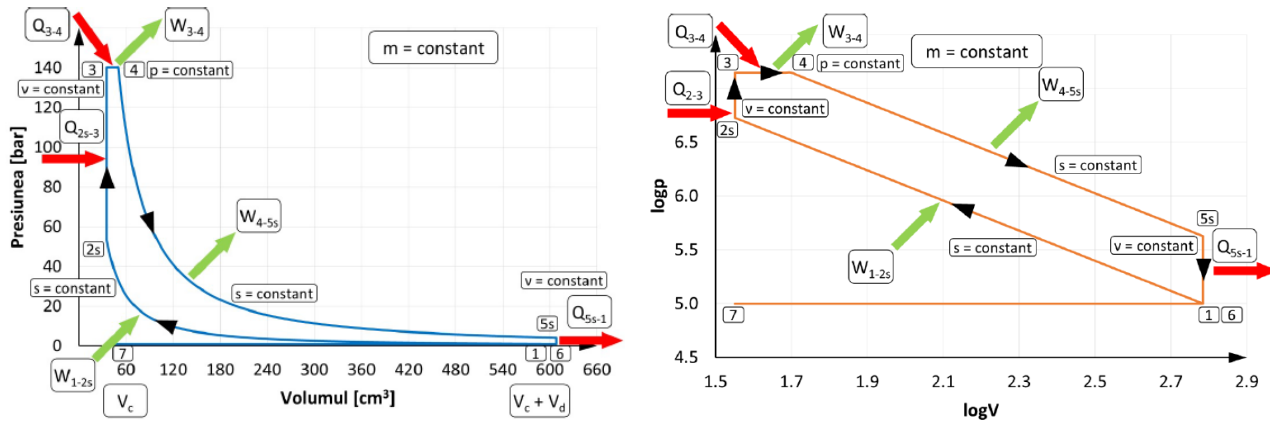
unde *ISFC* se folosește în kg/kWh, iar puterea calorică a combustibilului LHV_f în kJ/kg.

- randamentul mecanic:

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} \; [-]. \tag{2.8}$$

2.4.2. Exponentul politropic

Diagramele presiune-volum (fig. 2.11.a) furnizează informații cu privire la lucrul mecanic conținut în sistemul închis. Prin aplicarea operației matematice de logaritmare se obține diagrama logp-logV, pentru care variația pantei (fig. 2.11.b) indică exponentul politropic (un caz special apare când acesta este egal cu exponentul adiabatic).



(a) (b)

Fig. 2.11 Ciclul teoretic Seiliger [3] (a) în coordonate p-V; (b) în coordonate log p-log V
$W_{1\text{-}2s}$ – comprimare izentropică (adiabatică+reversibilă); $Q_{2\text{-}3}$ – aport izocor de căldură; $Q_{3\text{-}4}$ – aport izobar de căldură; $W_{3\text{-}4}$ – generare izobară de lucru mecanic; $W_{4\text{-}5s}$ – destindere izentropică (adiabatică+reversibilă); $Q_{5s\text{-}1}$ – cedare izocoră de căldură

Pe baza diagramei indicate măsurate se poate determina exponentul politropic pe cale analitică sau grafică, după cum urmează:

- metoda analitică (fig. 2.12):

$$n_{pol} = \frac{\lg p_1 - \lg p_2}{\lg V_2 - \lg V_1}; \tag{2.9}$$

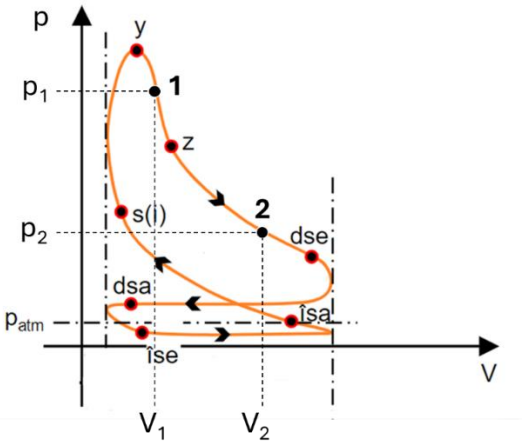


Fig. 2.12 Determinarea analitică a exponentului politropic pe baza diagramei indicate (adaptare după [2])

- metoda grafică (fig. 2.13):

$$n_{pol} = \frac{OA}{AB} = \frac{V^*}{S_t}, \tag{2.10}$$

în care OA corespunde volumului din cilindru, iar AB reprezintă subtangenta S_t la curbă.

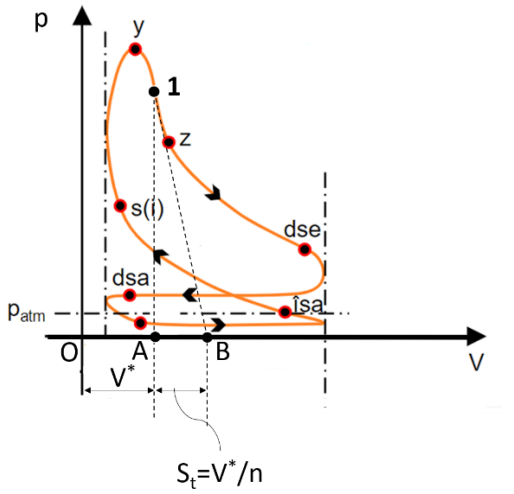


Fig. 2.13 Determinarea grafică a exponentului politropic pe baza diagramei indicate (adaptare după [2])

2.4.3. Viteza de creștere a presiunii

Diagramele indicate în coordonate p-φ prezintă o mare importanţă în studiul proceselor ciclului motor, în special în ceea ce privește procesul de ardere. În acest sens, se exemplifică modul de apreciere a vitezei medii de creştere a presiunii în timpul arderii (fig. 2.14):

$$\frac{\Delta p}{\Delta \varphi} = \frac{p_{max} - p_c}{\varphi_{max} - \varphi_c}\ [bar/°RAC]. \tag{2.11}$$

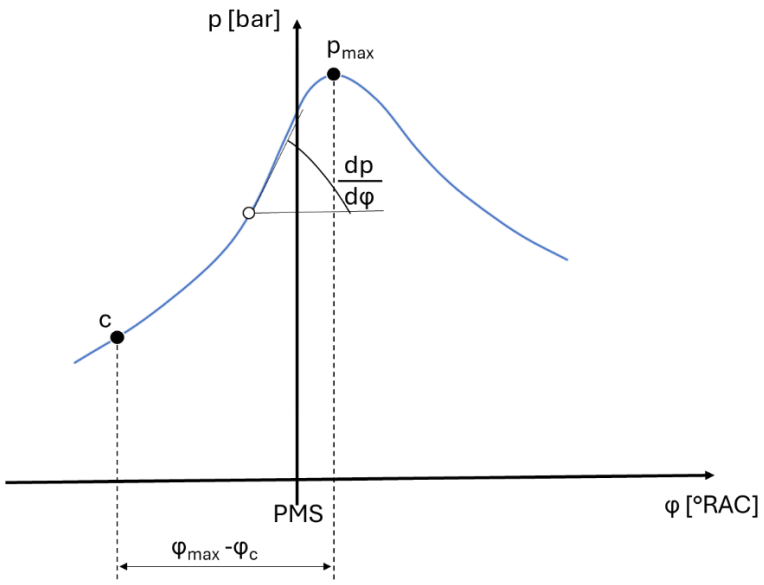


Fig. 2.14 Determinarea vitezei de creștere a presiunii în timpul procesului de ardere

Când se pune problema aprecierii duratei arderii, se are în vedere faptul că, dacă turaţia *n* este exprimată în rot/min, într-o secundă arborele cotit va parcurge 360°·n/60 şi deci timpul *t* este:

$$t = \frac{\varphi}{6n}\ [s] \qquad (2.12)$$

Pe baza vitezei de creștere a presiunii în timpul arderii $\Delta p/\Delta \phi$ și a gradului de creștere a presiunii $\pi = p_{max}/p_c$ se vor aprecia trepidațiile și zgomotul în funcționare.

Desfășurarea lucrării

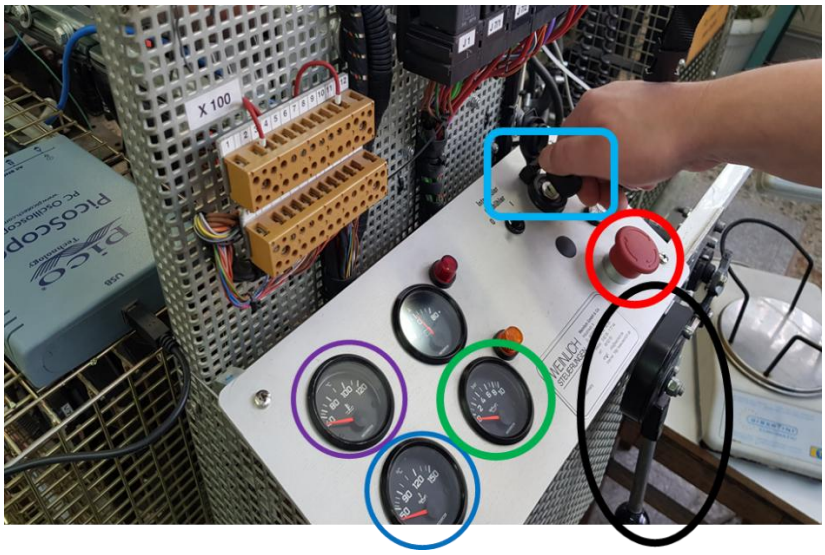
- urmărirea diagramei indicate în coordonate p–φ cu ajutorul osciloscopului, respectiv a principalilor parametri de funcționare ai MAI;
- analiza comportării motorului în regimuri distincte:
  - mers în gol la turație de ralanti;
  - variația turației la sarcină constantă;
  - variația sarcinii la turație constantă;
  - frână de motor.
- completarea fișei de evaluare experimentală;
- calculul parametrilor indicați;
- trasarea și interpretarea graficelor rezultate;
- discuții și concluzii referitoare la rezultatele obținute.

Pas 1

Cablarea osciloscopului la panoul de comandă al frânei electromagnetice și inițializarea software-ului pentru achiziția presiunii în cilindru.

Pas 2

Pregătirea standului, pornirea frânei electromagnetice și a motorului (fig. 2.15 - 2.16).



Manetă de modificare a debitului pompei de injecție

Ceas indicator temperatură lichid răcire

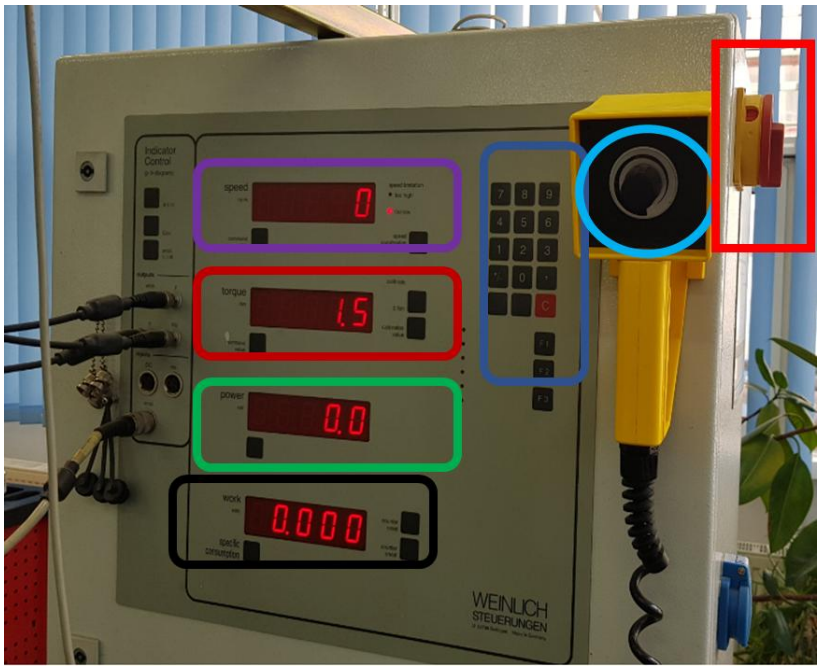
Ceas indicator presiune ulei motor

Ceas indicator temperatură ulei motor

Contact pornire motor

Buton de urgență orpire motor

Fig. 2.15 Panoul de comandă al motorului



Comutator pornire/oprire frână electromagnetică

Potențiometru: reglare manuală a încărcării motorului

Tastatură selecție manuală valori

Afișaj turație motor

Afișaj moment efectiv

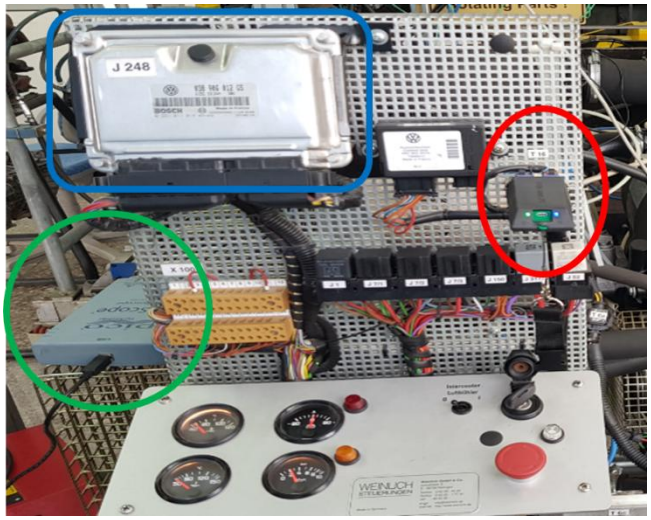
Afișaj putere efectivă

Afișaj consum specific de combustibil / lucru mecanic

Fig. 2.16 Panoul de comandă al frânei electromagnetice

Pas 3

Montarea echipamentului de diagnoză (fig. 2.17) și inițializarea comunicației cu unitatea electronică de control (ECU = Electronic Control Unit) a MAI prin portul OBD (On-Board Diagnosis).



Mufă de diagnoză a motorului

Unitatea electronică de control al motorului

Osciloscop

Fig. 2.17 Echipamente auxiliare ale standului motor

Pas 4

Monitorizarea parametrilor funcționali (turație, cantitate combustibil injectată, temperatură lichid de răcire, debit aer, avans injecție, presiune după compresor, diagrama indicată), inițial la mers în gol și turație de ralanti (fig. 2.18).

Turație [rot/min]

Cantitate combustibil injectată [mg/cursă]

Temperatură lichid de răcire [°C]

Debit aer [mg/cursă]

Avans injecție [°RAC]

Presiune după compresor [mbar]

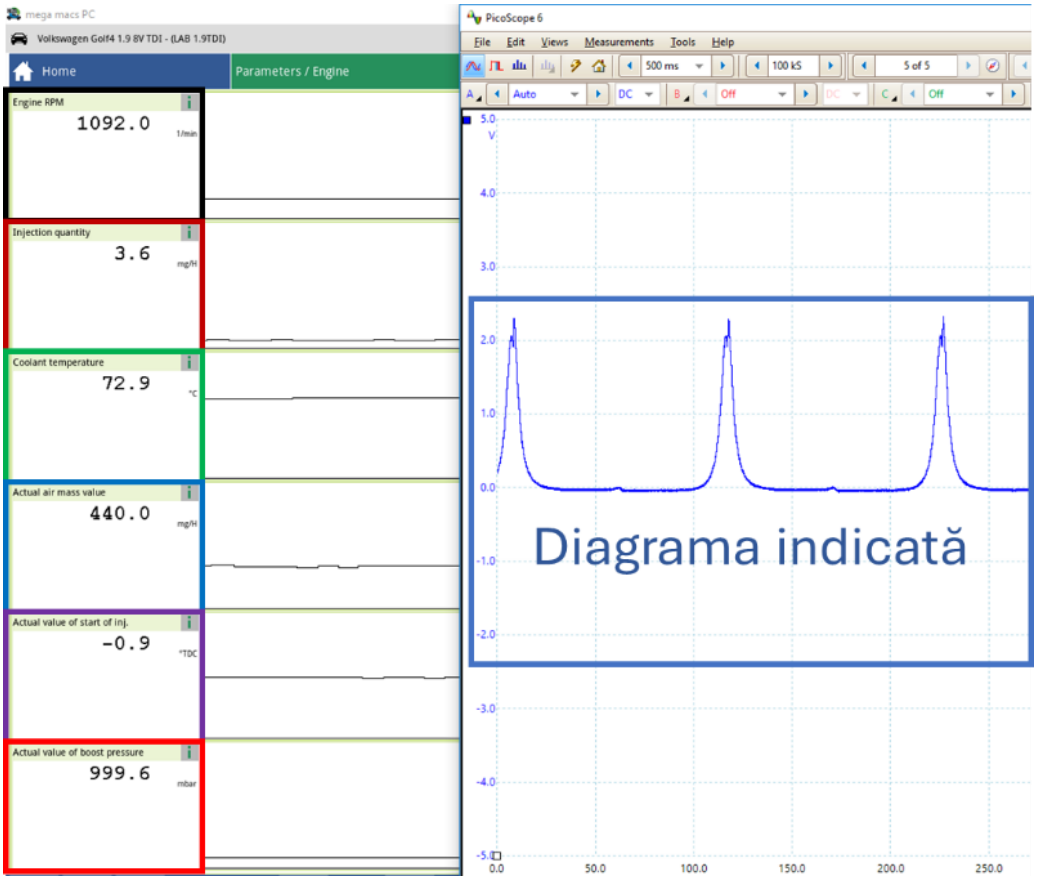


Fig. 2.18 Monitorizarea mărimilor specifice funcționării MAI la mers în gol și turație de ralanti

Pas 5

Modificarea turației la sarcină constantă și evaluarea variației mărimilor urmărite.

Pas 6

Modificarea sarcinii la turație constantă și evaluarea variației mărimilor urmărite.

Pas 7

Decelerarea bruscă a motorului pentru obținerea regimului de frână de motor (cicluri motor în lipsa procesului de ardere) și evaluarea variațiilor parametrilor.

Pas 8

Compararea rezultatelor obținute pentru cele patru regimuri de funcționare analizate atât în ceea ce privește diagrama indicată (fig. 2.19), cât și mărimile specifice funcționării MAI citite de pe interfața de comunicare la portul OBD (tabel 2.3).

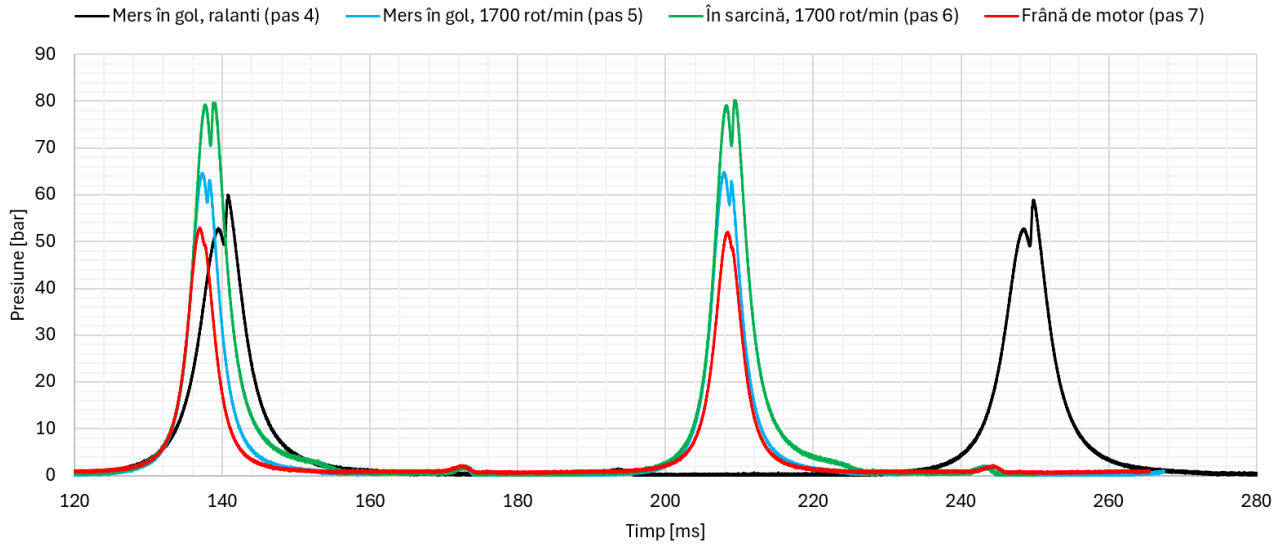


Fig. 2.19 Diagrama indicată pentru cele patru regimuri de funcționare analizate

Tabel 2.3 Mărimi caracteristice funcționării MAI pentru regimurile de funcționare analizate

Regim de funcționare	Turație [rot/min]	Cantitate de combustibil injectat [mg/cursă]	Debit de aer [mg/cursă]	Avans la injecție [°RAC]	Presiune după compresor [mbar]
Mers în gol, ralanti	1092	3,6	440	-0,9	999,6
Mers în gol, 1700 rot/min	1700	4,4	450	-0,2	1101,6
În sarcină, 1700 rot/min	1700	11	355	-0,2	1091,4
Frână de motor	variabilă	0	variabil	-	variabilă

În cele ce urmează, pentru analiza detaliată a diagramei indicate, respectiv pentru generarea graficelor rezultate din calculul parametrilor indicați, se vor prezenta datele preluate în urma testării unui MAI monocilindric, după cum urmează:

- datele tehnice în tabelul 2.4;
- legea de ridicare a supapelor în fig. 2.20;
- condițiile de testare în tabelul 2.5;
- datele de transfer termic în tabelul 2.6.

Tabel 2.4 Date tehnice ale MAI monocilindric utilizat în analiza diagramei indicate

Denumire			U.M.	Valoare
Număr cilindri			[-]	1
Alezaj			[mm]	85
Cursă			[mm]	90
Lungime bielă			[mm]	138
Volum		Cilindree unitară	[cm^3]	510,7
		Cupă piston (inclusiv decupaje pentru supape)	[cm^3]	25,5±1
		Cameră de ardere - total	[cm^3]	31,8
		Maxim	[cm^3]	542,5
Canale de admisie			[-]	1 Tangențial 1 Swirl
Raport de comprimare			[-]	17,1
Distribuție (PMS = 720 °CA)	Admisie	Deschidere	[°RAC]	346
		Închidere	[°RAC]	586,5
		Ridicare maximă (la unghiul)	[mm] ([°RAC])	8,5 (464,5)
	Evacuare	Deschidere	[°RAC]	848,5
		Închidere	[°RAC]	1096,5
		Ridicare maximă (la unghiul)	[mm] ([°RAC])	8,5 (968,5)
Putere maximă (aspirat)			[kW]	6
Sistem de injecție (BOSCH)	Injector	Număr de orificii	[-]	8
		Diametru la ieșire	[mm]	0,1215
		Unghi dintre orificii	[°]	162
		Conul jetului la exterior	[°]	7,5
		Debit (BOSCH flow number) (10 MPa presiune injecție, 0,1 MPa contrapresiune)	[ml/s]	370/30
		Cursă ac	[mm]	0,2
	Presiune maximă		[MPa]	1800

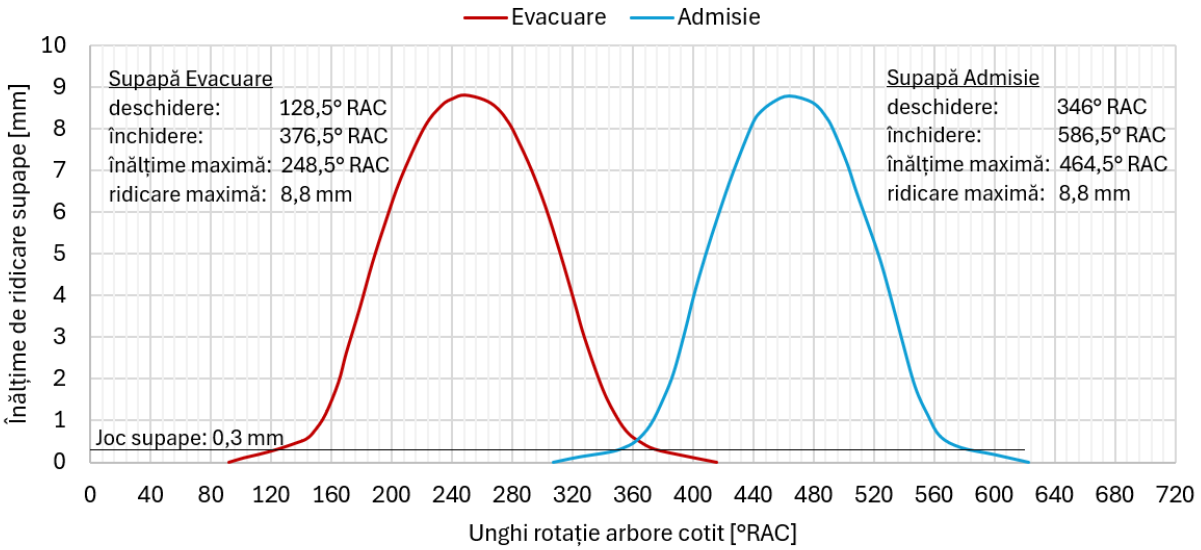


Fig. 2.20 Legea de ridicare a supapelor MAI monocilindric utilizat în analiza diagramei indicate

Tabel 2.5 Condiții de testare ale MAI monocilindric utilizat în analiza diagramei indicate

Mărime	Valoare	U.M.
Turație motor	2000	rot/min
Presiune aer proaspăt	96000	Pa
Temperatură aer proaspăt	295,15	K
Temperatură gaze arse	579,15	K
Constantă specifică a gazului perfect	287,12	kJ/kgK
Debit masic de aer	30,95	kg/h
Masă de aer pe ciclu	0,000516	kg/ciclu
Coeficient de umplere	0,90	-

Tabel 2.6 Parametri de transfer termic ai MAI monocilindric utilizat în analiza diagramei indicate

Mărime	Valoare	U.M.
Arie suprafață piston	7600	mm^2
Temperatură piston	553	K
Arie perete cilindru la PMS	242	mm^2
Temperatură perete cilindru la PMS	433	K
Temperatură perete cilindru la PMI	413	K
Arie suprafață chiulasă	5675	mm^2
Temperatură chiulasă	493	K
Coeficient Woschni C1	2,39854	-
Coeficient Woschni C2	0,00324	m/sK
Coeficient Woschni C3	6,34	-

Pas 9

Introducerea în tabelul 2.7 a valorilor măsurate pe MAI monocilindric pe ciclul cu ardere și fără ardere, urmată de determinarea în funcție de fiecare unghi înregistrat de rotație a arborelui cotit a următoarelor:

- volumul din cilindru;
- logp;
- logV;
- viteza de creștere a presiunii (pe ciclul cu ardere).

Pe baza valorilor logp, respectiv logV, este posibilă calcularea exponentului politropic pe cursa de comprimare și de destindere (rel. 2.9).

Tabel 2.7 Date experimentale măsurate pe MAI monocilindric pentru analiza diagramei indicate

Unghi rotație arbore cotit	Volum cilindru	Presiune pe ciclul cu ardere	Presiune pe ciclul fără ardere	logV	logp	Viteză de creștere a presiunii
[deg]	[cm^3]	[bar]	[bar]	[cm^3]	[bar]	[bar/°RAC]

Pas 10

Completarea tabelului 2.8 cu condițiile în cilindrul MAI în momentul închiderii supapei de admisie (ÎSA), conform datelor măsurate și calculate în tabelul 2.7.

Tabel 2.8 Condiții în cilindru pentru MAI monocilindric analizat

Mărime	Valoare	U.M.
IMEP (presiune medie indicată)	6	bar
Număr „Swirl” (vârtej)	1,63	-
Presiune la ÎSA		bar
Volum la ÎSA		cm^3
Viteză medie a pistonului	6	m/s
Viteză pe circumferință	2,31	m/s

Pas 11

Calculul ciclului motor folosind modelul de ardere Woschni [3,7] și completarea tabelului 2.9 cu valorile astfel obținute. Suplimentar, se mai pot calcula pierderile de căldură prin piston, prin cilindru, respectiv prin chiulasă.

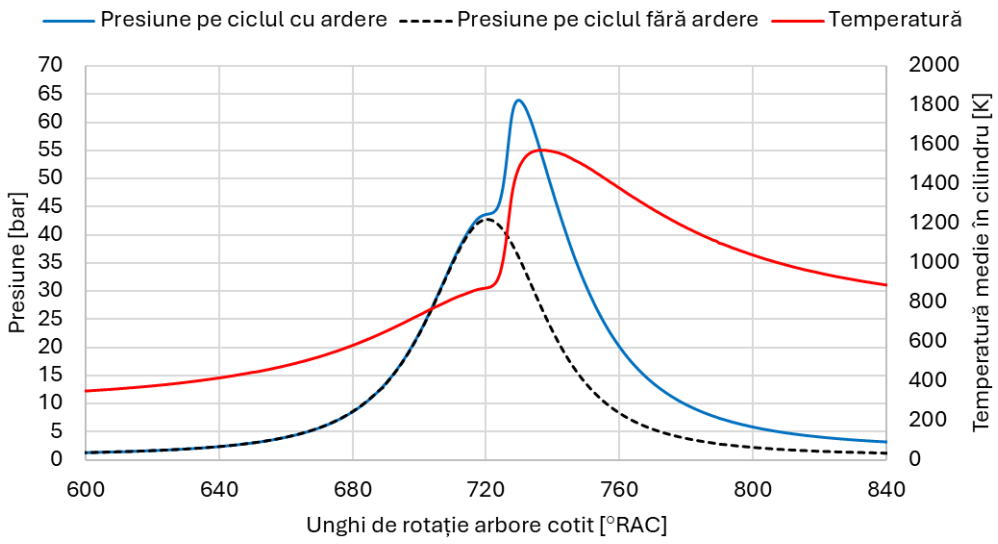
Tabel 2.9 Calculul ciclului motor pentru MAI monocilindric analizat

Temperatură în cilindru	Viteză netă de eliberare a căldurii	Viteză brută de eliberare a căldurii	Caracteristică de degajare a căldurii	Coeficient de transfer termic	Flux termic prin pereții cilindrului
[K]	[J/°RAC]	[J/°RAC]	[J]	[W/m^2/K]	[kW]

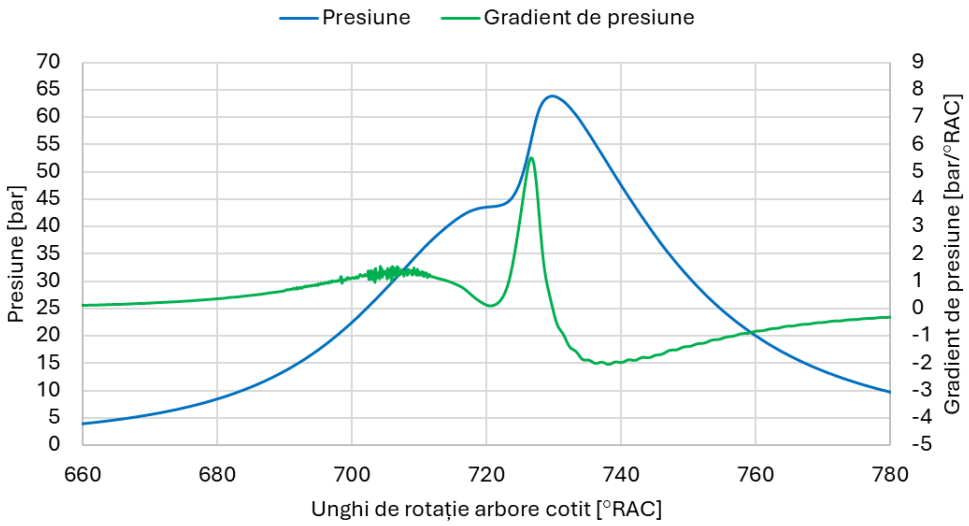
Pas 12

Analiza și interpretarea graficelor obținute (fig. 2.21 - 2.23):

(a)



(b)



(c)

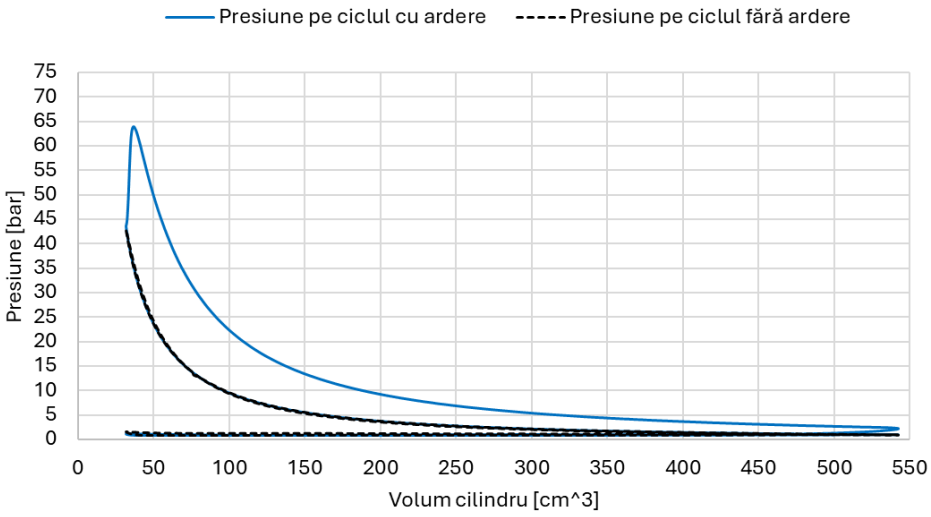


Fig. 2.21 Grafice rezultate din calculul parametrilor indicați [3] (a) variația temperaturii și presiunii indicate; (b) variația gradientului de presiune; (c) diagrama p-V

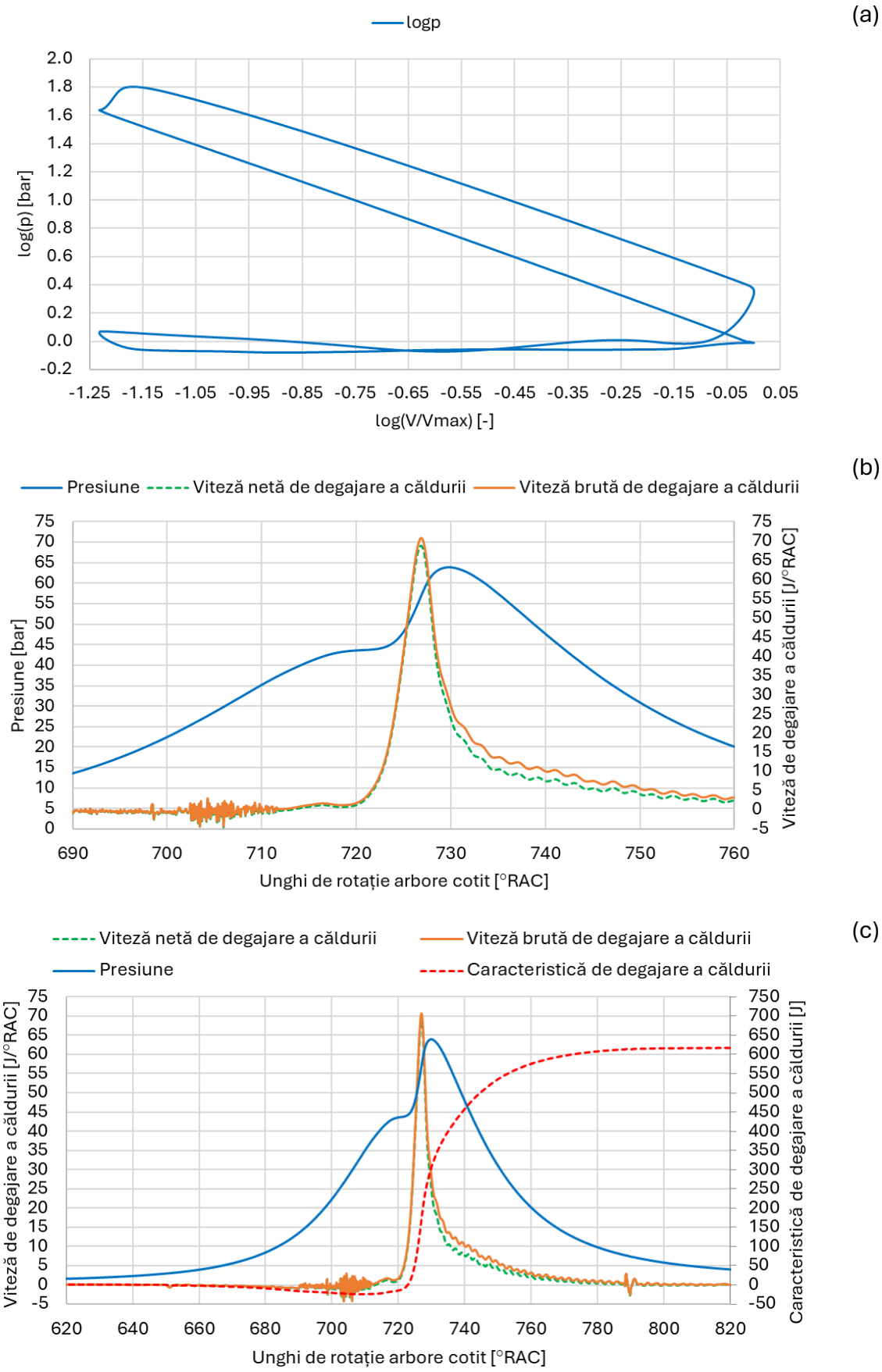


Fig. 2.22 Grafice rezultate din calculul parametrilor indicați (a) ciclul motor în coordonate log p – log V; (b) viteza de degajare a căldurii; (c) caracteristica de degajare a căldurii

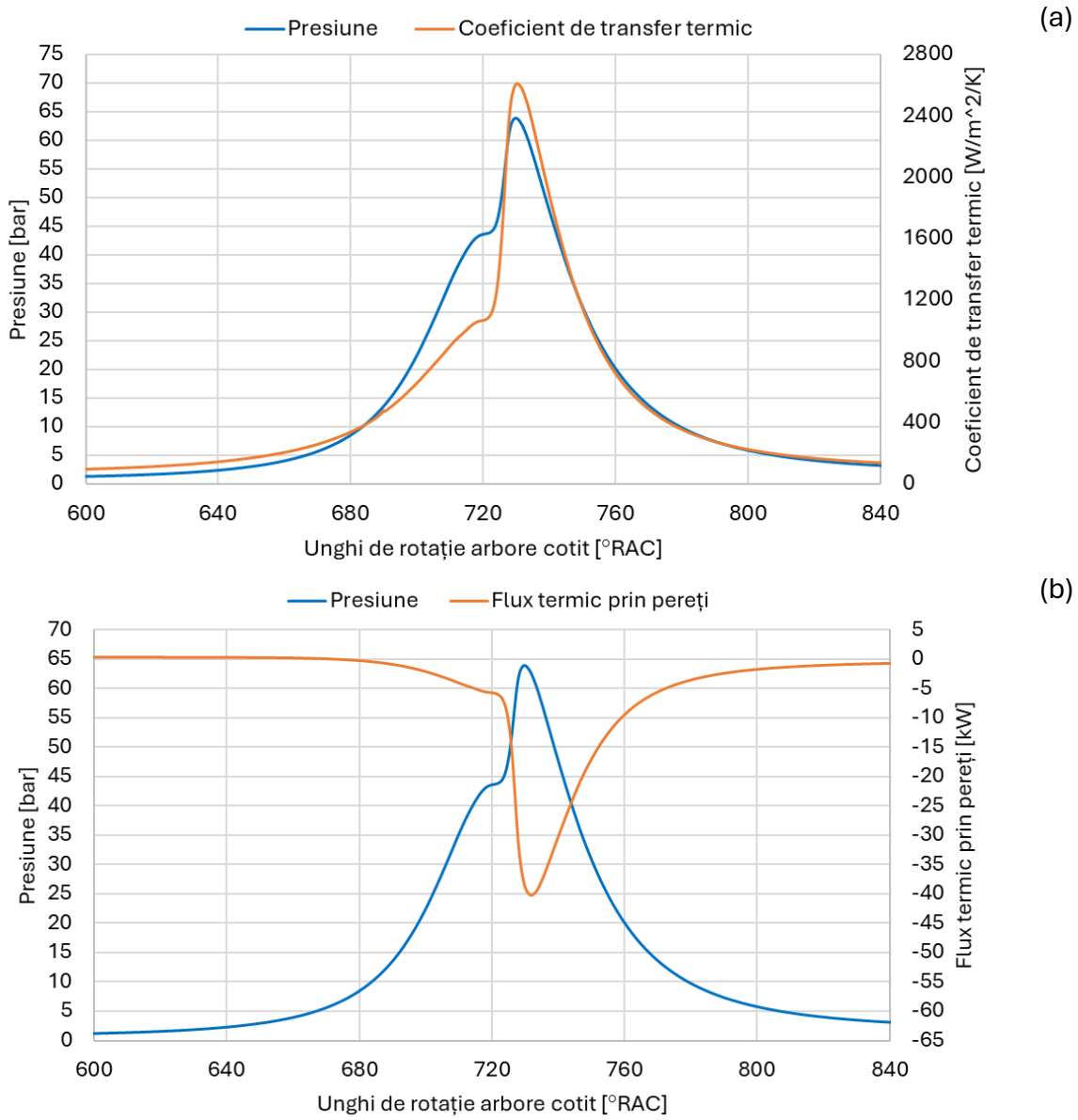


Fig. 2.23 Grafice rezultate din calculul parametrilor indicați (a) variația coeficientului de transfer termic; (b) variația fluxului termic prin pereți

3. Determinarea coeficientului de umplere al unui MAI

Scop

- Evidențierea relației dintre coeficientul de umplere al unui MAI și turația motorului, pe baza măsurătorilor experimentale.

Obiective educaționale și de formare a competențelor specifice

- Realizarea măsurătorilor experimentale necesare determinării coeficientului de umplere la diferite turații.
- Trasarea graficului de variație a coeficientului de umplere în funcție de turație.
- Dezvoltarea capacității de filtrare a datelor experimentale pentru obținerea unei curbe de tendință.
- Enunțarea și explicarea tendinței de variație a coeficientului de umplere în funcție de turație.

3.1. Procesele de schimbare a gazelor

Schimbarea gazelor urmărește admisia în cilindru a unei cantități cât mai mari de fluid motor proaspăt precum și evacuarea cât mai completă a gazelor arse. Procesul este realizat de mecanismul de schimbare a gazelor, prezentat în fig. 3.1. La finalul procesului de admisie (începutul procesului de comprimare) compoziția fluidul motor proaspăt poate fi:

- aer + gaze reziduale (+ gaze arse recirculate, dacă motorul este echipat cu instalație EGR), în cazul MAC și al MAS cu injecție directă;
- amestec aer-combustibil + gaze reziduale (+ gaze arse recirculate, dacă motorul este echipat cu instalație EGR), în cazul MAS cu injecție indirectă.

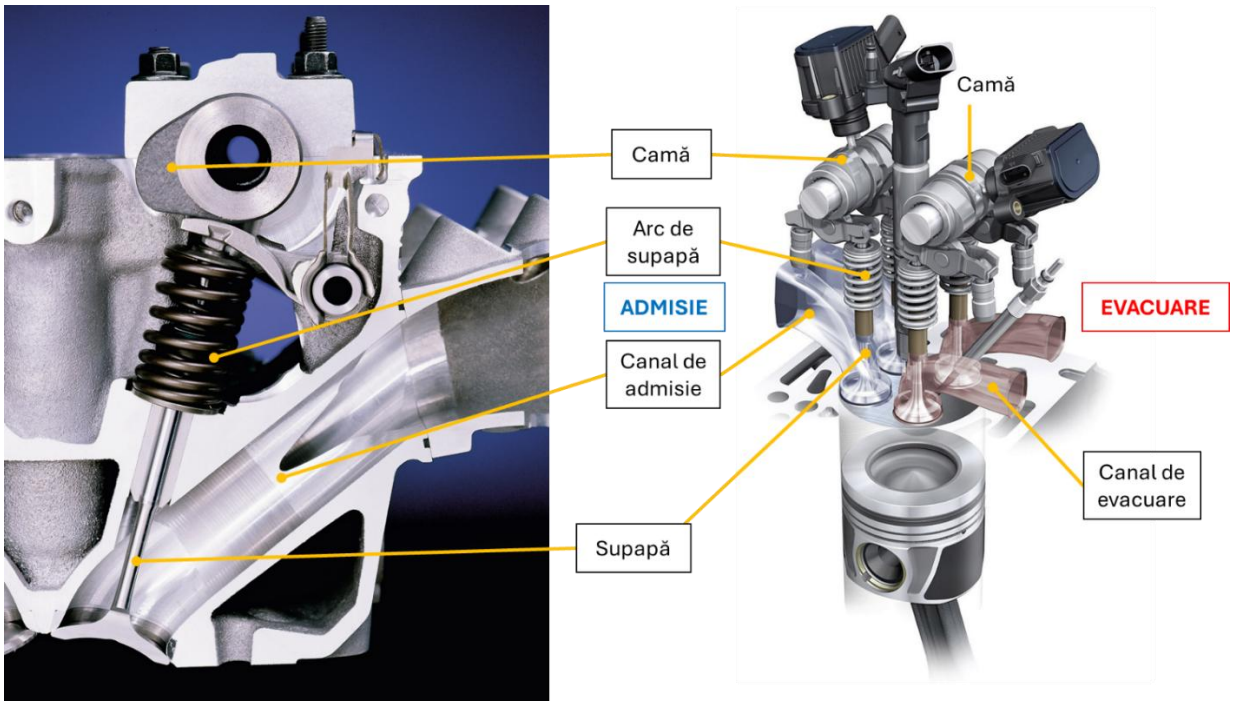


Fig. 3.1 Mecanismul de schimbare a gazelor [2]

Admisia

Admisia este procesul în cursul căruia fluidul proaspăt pătrunde în cilindrul motorului și poate fi de două feluri:

- admisie normală:
  - fluidul motor proaspăt pătrunde în cilindru prin efectul depresiunii create de deplasarea pistonului spre PMI;
  - aerul care pătrunde în cilindru are presiunea (p_{atm}) și temperatura (T_{atm}) mediului ambiant;
- admisie forțată:
  - fluidul motor proaspăt pătrunde în cilindru datorită efectului combinat al comprimării prealabile (prin intermediul unui compresor) și al deplasării pistonului;
  - fluidul proaspăt care pătrunde în sistemul de admisie are presiunea (p_{comp}) și temperatura (T_{comp}) de la ieșirea din compresor.

3.2. Coeficientul de umplere

Coeficientul de umplere (eficiența volumetrică) se defineşte ca raportul dintre cantitatea (numărul de kilomoli) de încărcătură proaspătă N_{fc} admisă în cilindru până în punctul în care începe procesul de comprimare şi cantitatea (numărul de kilomoli) N_{atm} care ar putea umple cilindreea unitară la presiunea şi temperatura mediului ambiant, măsurate la intrarea în sistemul de admisie:

$$\eta_{vol} = \frac{N_{fc}}{N_{atm}} = \frac{m_{fc}}{m_{atm}}\ [-]. \tag{3.1}$$

Cantitatea de fluid motor proaspăt prezentă în cilindru la începutul procesului de comprimare este format din N_{fc} kilomoli de încărcătură proaspătă şi $f \cdot N_{fc}$ kilomoli de gaze reziduale, deci:

$$N_{cil} = (1+f)N_{fc}\ [kmol] \tag{3.2}$$

$$N_{fc} = \frac{1}{1+f}N_{cil} = \frac{1}{1+f} \cdot \frac{p_{cil} \cdot V_{cil}}{\bar{R} \cdot T_{cil}}\ [kmol]\,, \tag{3.3}$$

unde $\bar{R}$ este constanta de gaz perfect a aerului sau amestecului [J/molK];
f – coeficientul gazelor reziduale [-].

Cantitatea de gaze reziduale influențează gradul de umplere pe două căi, conform fig. 3.2:

- modifică temperatura fluidului motor proaspăt;
- modifică volumul disponibil pentru fluidul motor proaspăt.

În cazul determinării coeficientului de umplere la MAI cu injecție directă, coeficientul de umplere poate fi exprimat și ca raportul dintre consumul real de aer și cel teoretic, determinat în funcție de condițiile atmosferice (ale mediului ambiant):

$$\eta_{vol} = \frac{\dot{m}_{fc}}{\dot{m}_{atm}} = \frac{\lambda \cdot AFR_s \cdot \dot{m}_f}{\rho_{atm} \cdot i \cdot V_d \cdot \frac{n \cdot 60}{2}} \; [-], \tag{3.4}$$

unde $\dot{m}_{fc}$ este consumul orar real de aer proaspăt [kg/h];
$\dot{m}_{atm}$ – consumul orar teoretic de aer [kg/h];
ρ_{atm} – densitatea mediului ambiant (a aerului la intrarea în sistemul de admisie) [kg/m^3].

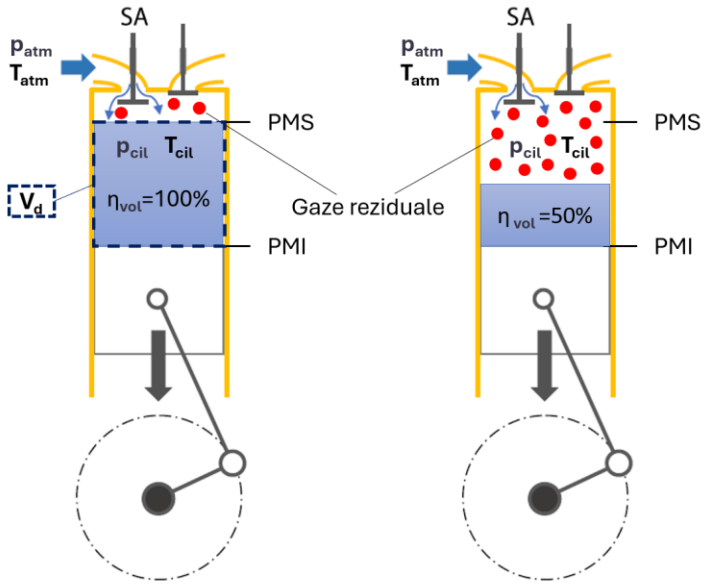


Fig. 3.2 Procesul de umplere a cilindrului cu fluid motor proaspăt

În cazul determinării coeficientului de umplere la un MAS cu injecție indirectă folosind consumul orar de aer, există o diferență între acesta și consumul de amestec, care se poate evidenția astfel:

$$\frac{\eta_{vol}MAS}{\eta_{vol}MAC} = 1 + \frac{1}{N_f \cdot \lambda \cdot AFR_s}, \tag{3.5}$$

unde N_f este numărul de kilomoli corespunzător unui kg de combustibil.

Desfășurarea lucrării

- stabilirea intervalului de turație analizat;
- reglarea regimului inițial de funcționare;
- înregistrarea valorilor afișate de către debitmetrul de aer;
- calculul coeficientului de umplere;
- repetarea experimentului pe toată plaja de turații;
- reprezentarea grafică și filtrarea rezultatelor;
- discuții și concluzii referitoare la valorile obținute.

Pas 1

Pregătirea standului, pornirea frânei electromagnetice și a motorului (fig. 2.15 - 2.16).

Pas 2

Montarea echipamentului de diagnoză (fig. 2.17) și inițializarea comunicației cu ECU prin portul OBD.

Pas 3

Creșterea treptată a turației motorului și notarea în tabelul 3.1 a debitului de aer măsurat și a presiunii aerului după compresor, afișate prin interfața de diagnoză.

Tabel 3.1 Date experimentale pentru determinarea coeficientului de umplere

χ	n	$\dot{m}_{fc}$	$\dot{m}_{fc}$	$\dot{m}_{atm}$	η_{vol}	p_{comp}
[-]	[rot/min]	[mg/cursă]	[kg/h]	[kg/h]	[-]	[mbar]
0						

Pas 4

Realizarea graficului (η_{vol}, p_{comp}) = f(n) conform fig. 3.3.

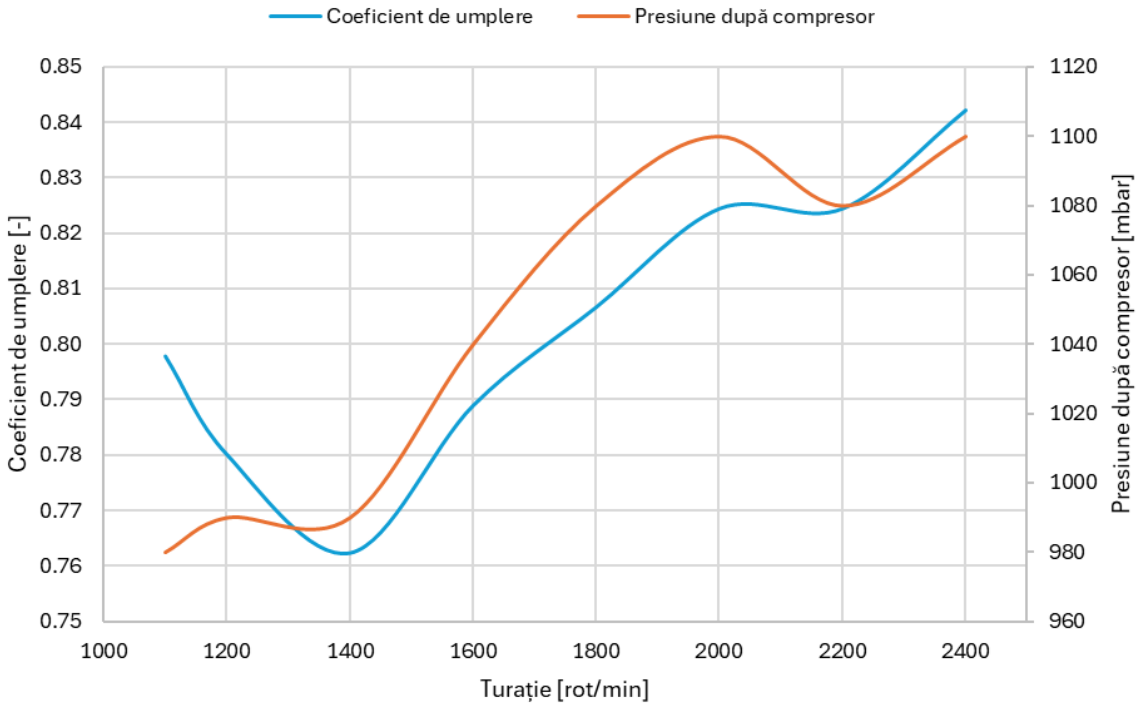


Fig. 3.3 Variația măsurată a coeficientului de umplere în funcție de turație

Pas 5

Filtrarea rezultatelor (tabel 3.2) pentru obținerea liniei de tendință.

Filtrarea valorilor măsurate se face la nivelul diferenței de presiune, după cum urmează:

- valorile din prima și ultima linie rămân aceleași;
- pentru celelalte linii, se aplică următoarea ecuație:

$$\dot{m}_{fc_{i_{corectat}}} = \sqrt[3]{\frac{1}{3}\left(\dot{m}_{fc_{i-1}}^{3} + \dot{m}_{fc_{i}}^{3} + \dot{m}_{fc_{i+1}}^{3}\right)} \qquad (3.6)$$

Tabel 3.2 Date experimentale filtrate pentru determinarea tendinței coeficientului de umplere

n	$\dot{m}_{fc}$	$\dot{m}_{fc_{cor}}$	$\dot{m}_{fc_{cor}}$	$\dot{m}_{atm}$	η_{vol_cor}
[rot/min]	[mg/cursă]	[mg/cursă]	[kg/h]	[kg/h]	[-]

Pas 6

Suprapunerea liniei de tendință (a curbei filtrate) peste valorile măsurate inițial conform fig. 3.4.

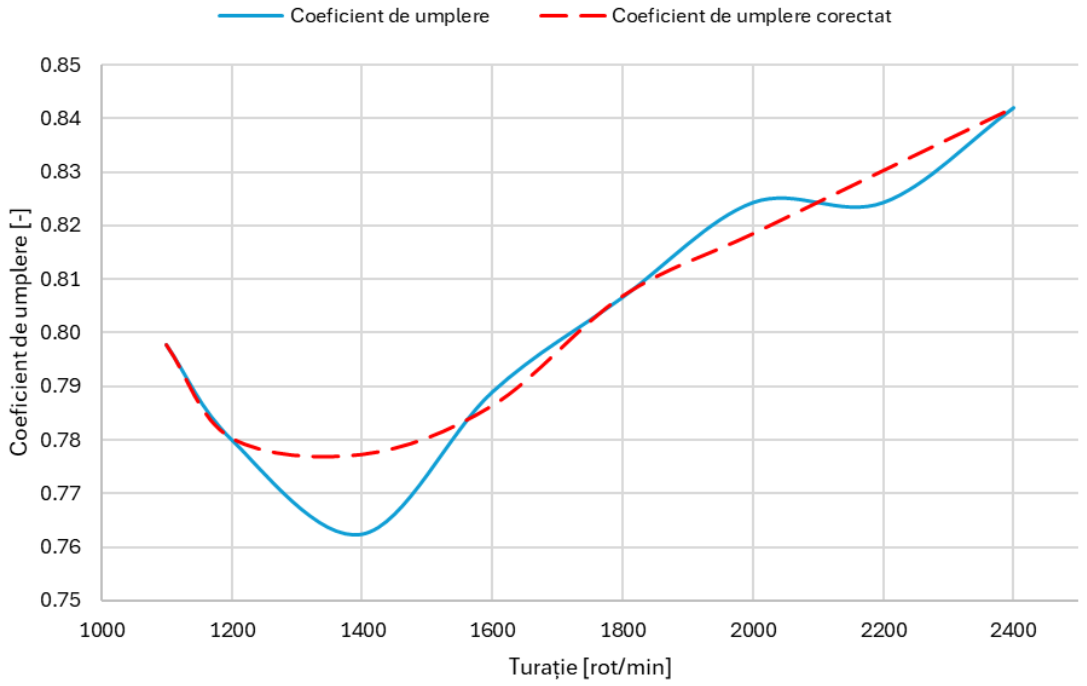


Fig. 3.4 Filtrarea valorilor măsurate ale coeficientului de umplere

4. Determinarea caracteristicii de turație a unui MAI

Scop

- Evidențierea variației puterii efective, momentului efectiv, consumului orar și consumului specific efectiv de combustibil în funcție de turația MAI.

Obiective educaționale și de formare a competențelor specifice

- Enumerarea tipurilor de sarcini la care poate funcționa un MAI și a metodelor de obținere a sarcinii pline la MAS și MAC.
- Descrierea variației mărimilor caracteristice în funcție de turația MAI, pentru diferite sarcini.
- Dobândirea abilității de reglare a funcționării standului experimental pentru realizarea măsurătorilor la sarcina dorită.

4.1. Generalități

Caracteristica de turaţie reprezintă variaţia puterii efective, a momentului efectiv, a consumului orar de combustibil şi a consumului specific efectiv de combustibil în funcţie de turaţie, la sarcină constantă. Se deosebesc caracteristici de turaţie la sarcină totală ($\chi = 1{,}1$), caracteristică de turaţie la sarcină plină ($\chi = 1{,}0$ – fig. 4.1) şi caracteristici de turaţie la sarcini parţiale ($0 < \chi < 1$ – fig. 4.2). La MAS, caracteristica de turaţie la sarcină totală se obţine cu deschiderea maximă a obturatorului/clapetei de accelerație; în vreme ce – total diferit – la MAC se obţine prin menţinerea în poziţia extremă a manetei pompei de injecţie. La sarcini parțiale curbele își modifică parțial alura (fig. 4.2), în principal din cauza influențelor asupra randamentului mecanic, respectiv asupra coeficientului de umplere. Caracteristica de turaţie pentru sarcină nulă ($\chi = 0$) se numeşte caracteristica de mers în gol (precizează doar variaţia consumului de combustibil orar în funcţie de turaţie).

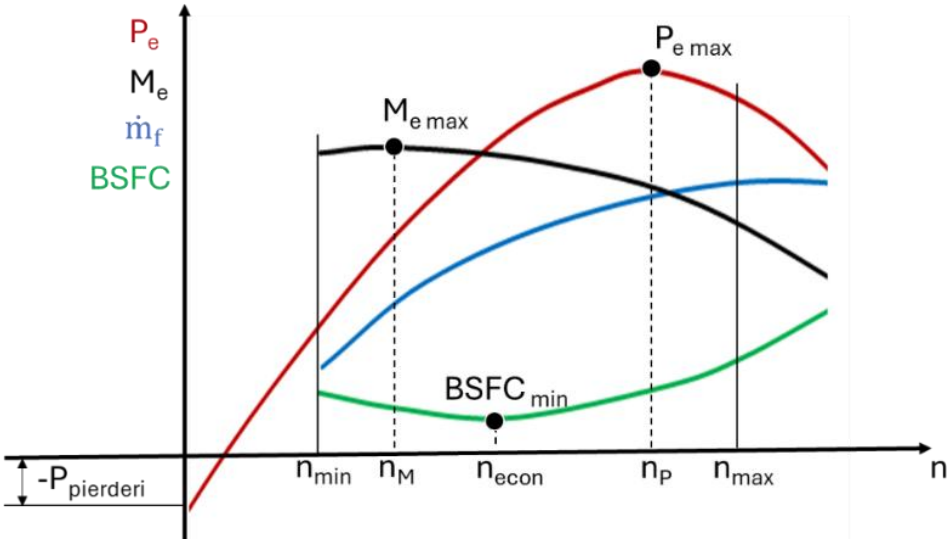


Fig. 4.1 Caracteristica de turație la sarcină plină

Momentul efectiv are o alură descrescătoare, ceea ce asigură motorului posibilitatea stabilizării automate a funcţionării atunci când momentul rezistent variază în anumite limite. La turaţii mai mici decât n_M, funcţionarea motorului este instabilă, datorită alurii inverse a

curbei momentului efectiv, din această cauză turaţia n_{min} se plasează în imediata apropiere a turaţiei n_M. Turaţia n_{econ}, la care consumul specific efectiv de combustibil este minim, se situează în intervalul dintre n_M şi n_P.

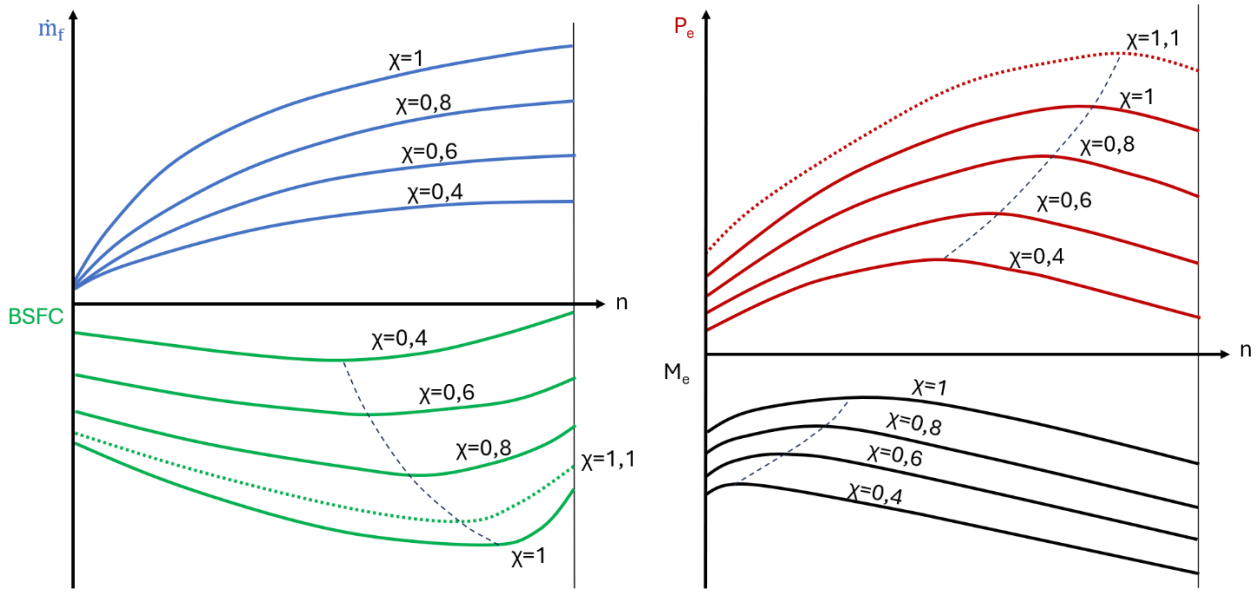


Fig. 4.2 Caracteristica de turație la diferite sarcini

Se menționează faptul că la motoarele moderne curba momentului efectiv se aplatizează, cu o plajă largă de turații în care momentul efectiv este aproape maxim, conform fig. 4.3. Acesta este rezultatul convergenței mai multor modificări constructive și de control, printre care se amintesc:

- supraalimentarea – reprezintă factorul dominant al acestei evoluții prin turboalimentarea eficientă în special la turații joase, ceea ce permite creșterea rapidă a presiunii de supraalimentare și astfel îmbunătățirea coeficientului de umplere în aceste regimuri de funcționare; efectul rezultă din implementarea a cel puțin una dintre metodele moderne de supraalimentare, dintre care se amintesc:
  - turbocompresoare cu turbină cu geometrie variabilă;
  - supraalimentare în trepte prin două turbocompresoare secvențiale (sistem biturbo);
  - supraalimentare cu acționare/asistare electrică;
- distribuția variabilă – permite reducerea pierderilor prin pompaj, optimizarea umplerii cilindrului cu fluid motor proaspăt și, în cazul în care se folosește o distribuție complet variabilă, renunțarea la clapeta de accelerație la MAS; o distribuție complet variabilă presupune implementarea ambelor soluții existente în această direcție:
  - variația fazelor distribuției, prin deplasarea momentelor de deschidere/închidere ale supapelor;
  - variația cursei/înălțimii de ridicare a supapelor;

- injecția modernă de combustibil – prin controlul fin al momentului și modului de injecție oferă o ardere mai rapidă și mai stabilă, respectiv un control mai precis al presiunii maxime și al vitezei de creștere a presiunii în cilindru; dintre metodele folosite, se amintesc următoarele:
    - injecția directă la MAS;
    - sistemele de injecție cu rampă comună;
    - creșterea presiunii de injecție;
    - injecțiile multiple (preinjecție, injecție principală, postinjecție);
- controlul electronic mai sofisticat – permite un control adaptiv în timp real, bazat pe modele de calcul ce folosesc un număr semnificativ de senzori.

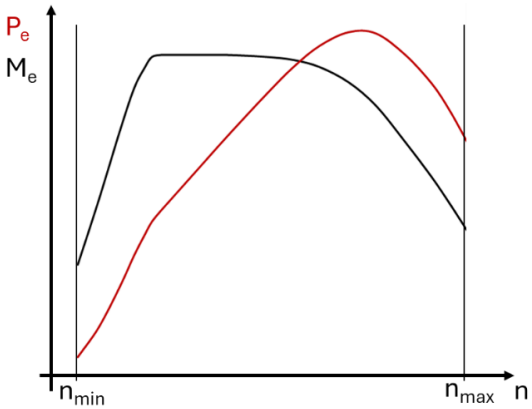


Fig. 4.3 Caracteristica de turație a motoarelor moderne

4.2. Factori și coeficienți specifici

Deoarece măsurătorile se efectuează în diferite condiții ambientale, cu impact direct asupra procesului de admisie, este necesară corectarea valorilor măsurate în funcție de mărimile de stare ale aerului atmosferic pentru ca acestea să poată fi comparate cu rezultatele obținute din alte măsurători. Puterea efectivă şi momentul efectiv reduse la condiţiile standard (25°C, sau 298 K şi 100 kPa) se obţin astfel:

$$P_{ecor} = k_{cor} \cdot P_e \quad (4.1)$$

$$M_{ecor} = k_{cor} \cdot M_e \quad (4.2)$$

Factorul de corecţie se calculează conform STAS 6635-76/DIN 70020/ISO 1583 cu relaţia:

$$k_{cor} = \left(\frac{100}{p_{atm}}\right)^m \left(\frac{T_{atm}}{298}\right)^{0.5}, \quad (4.3)$$

în care:
m = 1 pentru MAS;
m = 0,65 pentru MAC;
p_{atm} este presiunea atmosferică [kPa];
T_{atm} – temperatura atmosferică [K].

Formula de corecţie este valabilă când valoarea factorului de corecție este cuprins între 0,96...1,04.

Scăderea momentului efectiv odată cu creșterea turației este un aspect favorabil, deoarece contribuie la stabilizarea automată a funcționării motorului în situațiile în care momentul efectiv suferă variații moderate. Raportul dintre turația corespunzătoare momentului efectiv maxim, n_M, și turația corespunzătoare puterii maxime, n_P, poartă denumirea de coeficient de elasticitate și se definește prin relația:

$$e_n = \frac{n_M}{n_P} < 1 \qquad (4.4)$$

De asemenea, coeficientul de adaptabilitate al motorului se definește ca raportul dintre momentul efectiv maxim, $M_{e\,max}$, și momentul efectiv corespunzător turației de putere maximă, $M_{e\,Pe\,max}$, astfel:

$$e_{M_e} = \frac{M_{e\,max}}{M_{e\,P_{e\,max}}} > 1 \qquad (4.5)$$

Cu cât coeficientul de elasticitate e_n are o valoare mai mică, cu atât motorul este mai elastic, valorile uzuale fiind cuprinse în intervalul e_n = 0,4...0,7. În mod similar, o valoare mai mare a coeficientului de adaptabilitate e_{Me} indică o capacitate mai bună a motorului de a se adapta la o creștere a încărcării prin mărirea momentului efectiv odată cu scăderea turației. Atsfel, se permite o funcționare fără necesitatea schimbării treptei de viteză, valorile tipice situându-se în domeniul e_{Me} = 1,2...1,4.

Desfășurarea lucrării

- stabilirea sarcinii și a intervalului de turație analizat;
- reglarea regimului inițial de funcționare;
- înregistrarea valorilor afișate pentru puterea efectivă și momentul efectiv;
- calculul consumului orar de combustibil, respectiv al consumului specific de combustibil;
- repetarea experimentului pe toată plaja de turații;
- calculul și aplicarea factorului de corecție;
- reprezentarea grafică;
- discuții și concluzii referitoare la valorile obținute.

Pas 1

Pregătirea standului, pornirea frânei electromagnetice și a motorului (fig. 2.15 - 2.16).

Pas 2

Montarea cântarului pentru măsurarea consumului de combustibil (fig. 4.4).

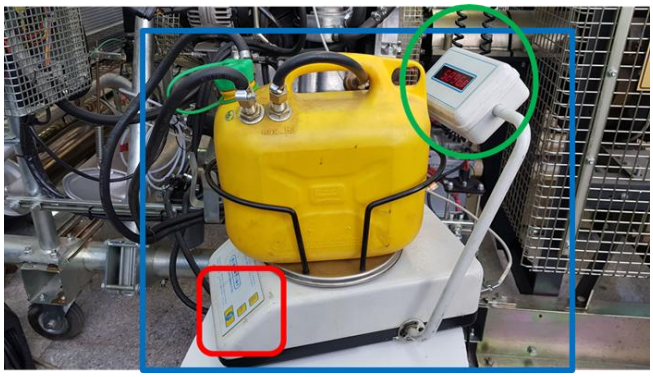
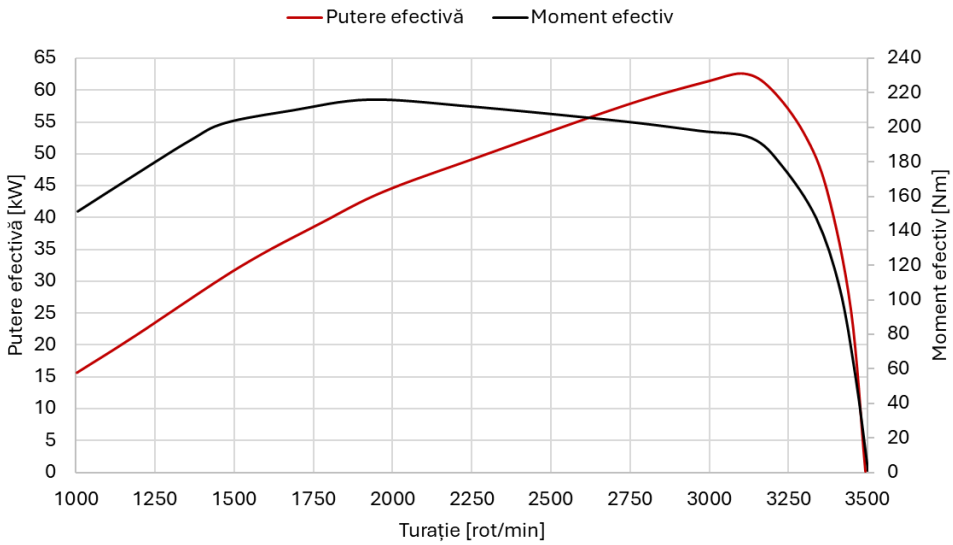


Fig. 4.4 Cântar utilizat pentru măsurarea consumului de combustibil

Pas 3

Stabilirea turației maxime de testare și reglarea sarcinii astfel încât valorile afișate ale puterii și momentului efectiv să corespundă regimului dorit, conform fișei tehnice a motorului (fig. 4.5.a).

(a)



(b)

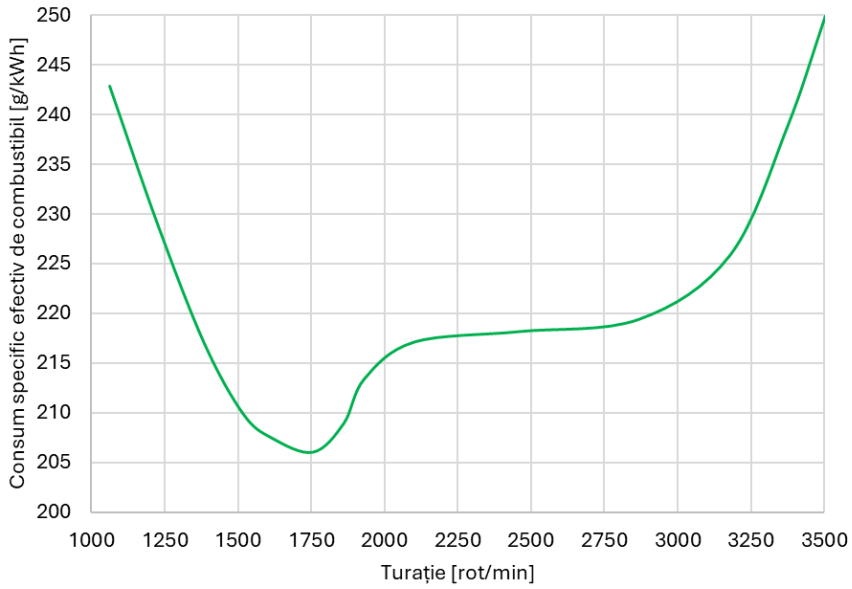


Fig. 4.5 Curbele de performanță preluate din fișa tehnică a motorului [6] (a) variația puterii și a momentului efectiv; (b) variația consumului specific efectiv de combustibil

Pas 4

Notarea valorilor inițiale și finale ale masei de combustibil consumate pe durata testului (30 s), precum și a valorilor puterii și momentului efectiv.

Pas 5

Creșterea încărcării frânei pentru reducerea turației la următorul punct de măsurare.
În mod similar, se notează valorile inițiale și finale ale masei de combustibil consumate, respectiv puterea și momentul efectiv.

Pas 6

Repetarea pașilor 4 - 5 pentru întreaga plajă de turații selectată (tabel 4.1).

Tabel 4.1 Date experimentale pentru determinarea caracteristicii de turație

χ	n	m_{start}	m_{stop}	Δm	timp	$\dot{m}_f$	P_e	M_e	BSFC
[-]	[rot/min]	[g]	[g]	[g]	[s]	[kg/h]	[kW]	[Nm]	[g/kWh]
					30				

Pas 7

Calculul și aplicarea factorului de corecție (tabel 4.2) în funcție de condițiile atmosferice (rel. 4.1 - 4.3).

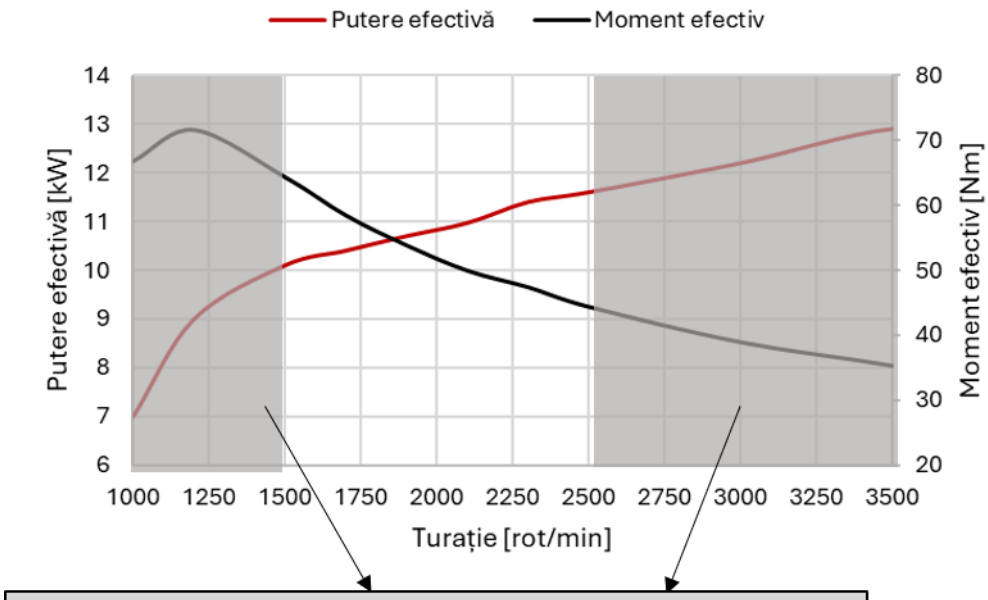
Tabel 4.2 Aplicarea factorului de corecție pentru caracteristica de turație

χ	n	k_{cor}	P_{ecor}	M_{ecor}	$BSFC_{cor}$
[-]	[rot/min]	[-]	[kW]	[Nm]	[g/kWh]

Pas 8

Realizarea graficelor (P_{ecor}, M_{ecor}) = f(n) și ($\dot{m}_f$, $BSFC_{cor}$) = f(n) conform fig. 4.6.

(a)



(b)

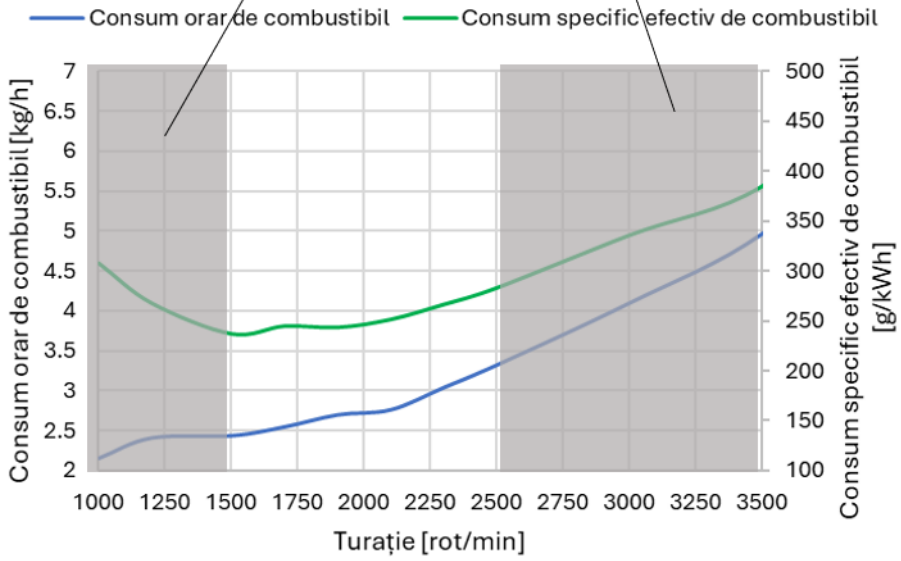


Fig. 4.6 Caracteristica de turație măsurată (χ = 0,2) (a) variația puterii efective și a momentului efectiv; (b) variația consumului orar de combustibil și a consumului specific efectiv de combustibil

5. Determinarea caracteristicii de sarcină a unui MAI

Scop

- Evidențierea variației consumului orar și a consumului specific efectiv de combustibil în funcție de mărimile caracteristice sarcinii MAI.

Obiective educaționale și de formare a competențelor specifice

- Descrierea modului de reglare și de control al sarcinii la MAS și MAC.
- Descrierea variației randamentului indicat și a coeficientului de umplere în funcție de sarcină.

5.1. Generalități

Caracteristica de sarcină reprezintă variaţia consumului orar şi a consumului specific efectiv de combustibil în funcţie de sarcină, la turaţie constantă. Sarcina motorului reprezintă puterea dezvoltată de motor și preluată (utilizată) de consumator (ex. autovehicul) la un moment dat. Aceasta se reglează din pedala de accelerație și se poate exprima prin coeficientul de sarcină, puterea efectivă, momentul efectiv sau presiunea medie efectivă, toate fiind proporționale la o turație dată.

Variaţia sarcinii la MAS se obţine prin modificarea deschiderii obturatorului/clapetei de accelerație, în timp ce la MAC se obține prin modificarea cantității de combustibil injectat. În tot acest timp turaţia este menţinută constantă prin reglarea momentului rezistent generat de către frână (a încărcării motorului). La mers în gol, când puterea efectivă este nulă, curba consumului specific efectiv tinde asimptotic la infinit (consumul orar de combustibil are valoarea $\dot{m}_{f0}$). Corespunzător acestui regim puterea indicată este egală cu puterea pierderilor, randamentul mecanic fiind nul.

Mărirea sarcinii determină creşterea continuă a puterii indicate şi o creştere mai lentă a puterii pierderilor, condiţii în care randamentul mecanic se măreşte, determinând reducerea consumului specific efectiv. În domeniul sarcinilor mari, curba consumului specific efectiv prezintă un minim, urmată de o înrăutăţire a economicității, din cauza tranziției de la dozajele de economicitate maximă la cele de putere maximă. Această tranziție presupune îmbogățirea amestecului (scăderea coeficientului de exces de aer) și astfel creșterea pierderilor termice prin instensificarea transferului de căldură către pereții cilindrului din cauza temperaturilor mai ridicate. Funcţionarea motorului la $\chi > 1$ (domeniul suprasarcinilor) este contraindicată, deoarece se intensifică poluarea, se înrăutăţeşte economicitatea, iar durabilitatea scade (se accentuează uzura pieselor).

5.2. Particularitățile caracteristicii de sarcină la MAS și MAC

În fig. 5.1 se redă schema unei caracteristici de sarcină pentru MAS, obținută prin deschiderea progresivă a poziției obturatorului/clapetei de accelerație. Se observă diferența dintre sarcina de economicitate maximă (în domeniul sarcinilor mari, $\chi \approx 80\%$), respectiv

sarcina plină, care produce putere maximă și este caracterizată printr-un amestec mai bogat și un randament mai slab.

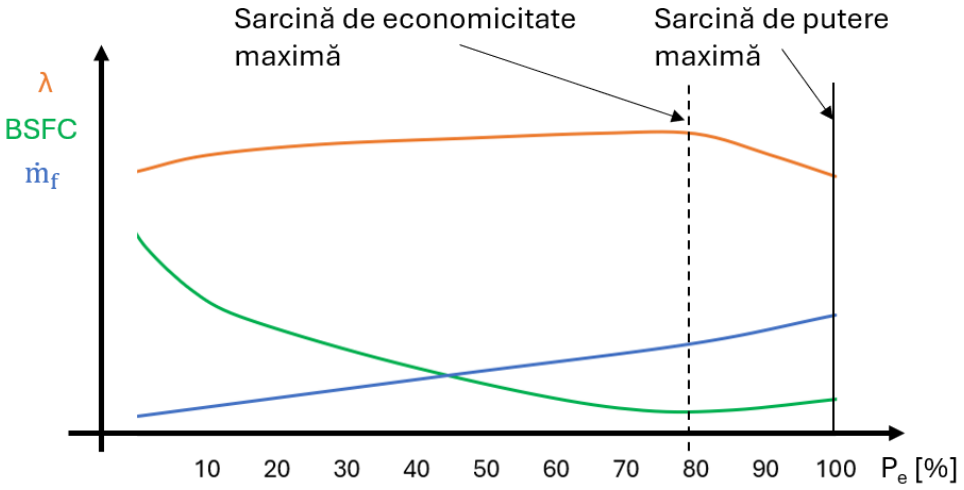


Fig. 5.1 Caracteristica de sarcină a unui MAS

În fig. 5.2 se redă schema unei caracteristici de sarcină pentru MAC, obținută prin creșterea progresivă a cantității de combustibil injectat. În acest caz, sarcina maximă admisibilă (puterea efectivă limită P_{el}) este fixată de consumul maxim limită de combustibil $\dot{m}_{fl}$, după care funcţionarea motorului este defectuoasă (ardere incompletă, atingerea limitei de fum ș.a.m.d.). Sarcina plină (puterea efectivă continuă P_{ec}) se stabileşte în jurul regimului de economicitate maximă, iar sarcina totală se reglează la circa $1,1*P_{ec}$, astfel încât să nu se ajungă la puterea efectivă limită.

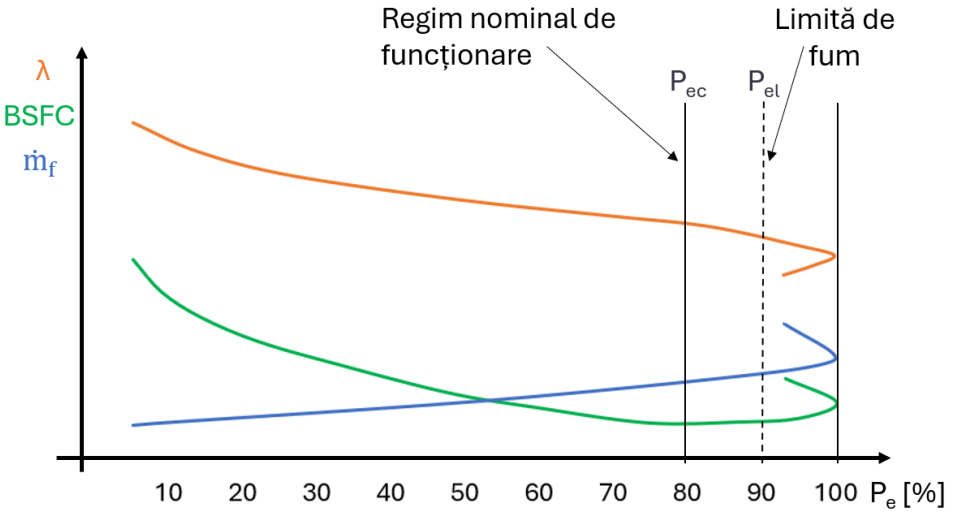


Fig. 5.2 Caracteristica de sarcină a unui MAC

În fig. 5.3 se redă comparaţia caracteristicilor de sarcină pentru cele două tipuri de motoare. Pentru MAC, în domeniul sarcinilor parţiale, curba consumului specific efectiv de combustibil prezintă o alură mai aplatizată în comparaţie cu cea obţinută la MAS. Deci, MAC pot funcţiona economic într-o gamă mult mai mare de sarcini parţiale, decât MAS.

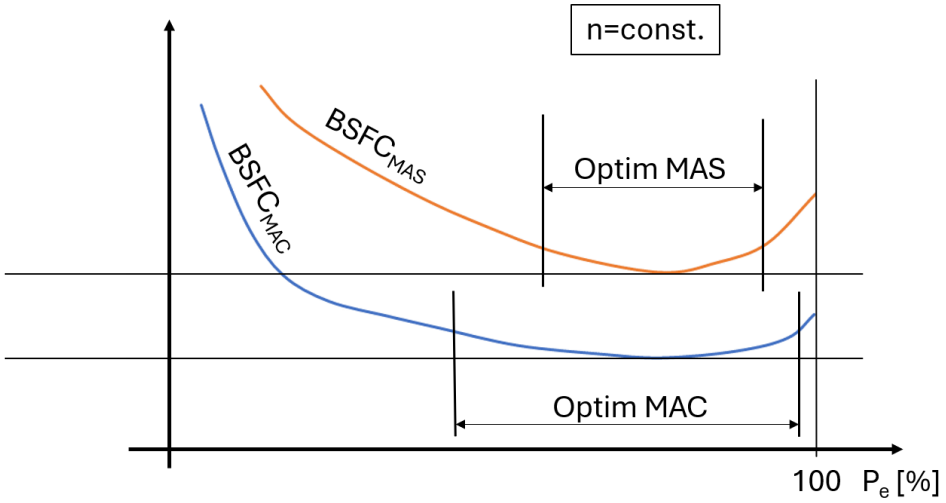


Fig. 5.3 Comparația caracteristicilor de sarcină pentru MAS și MAC

Variațiile randamentului indicat η_i, a coeficientului de umplere η_{vol}, respectiv a randamentului mecanic η_m sunt ilustrate în fig. 5.4, atât pentru MAS cât și pentru MAC.

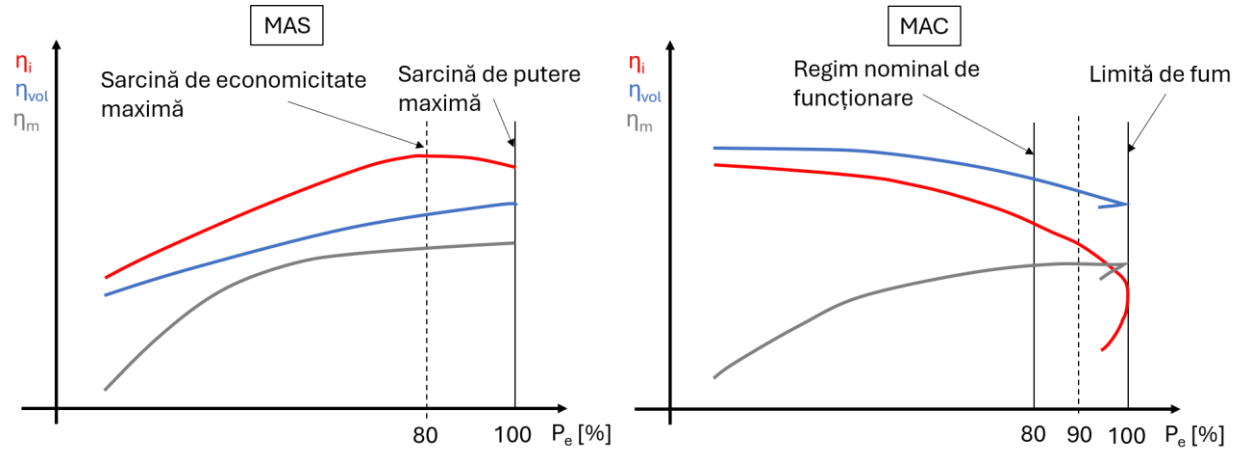


Fig. 5.4 Comparația mărimilor de randament specifice pentru MAS și MAC

Desfășurarea lucrării

- stabilirea turației și a intervalului de sarcină analizat;
- calculul puterii efective necesare pentru fiecare coeficient de sarcină dorit;
- reglarea regimului inițial de funcționare;
- înregistrarea valorilor afișate pentru puterea efectivă și momentul efectiv;
- calculul consumului orar de combustibil, respectiv al consumului specific de combustibil;
- repetarea experimentului pe toată plaja de sarcini;
- reprezentarea grafică;
- discuții și concluzii referitoare la valorile obținute.

Pas 1

Determinarea puterii efective necesare $P_{e\ nec}$ (tabel 5.1) pentru fiecare coeficient de sarcină dorit (folosind fig. 4.5.a).

$$P_{e\,nec} = \chi_{dorit} \cdot P_{ec} \quad (5.1)$$

Tabel 5.1 Puterea efectivă necesară pentru diferite valori ale coeficientului de sarcină

Valori definite în prealabil		
n	χ_{dorit}	$P_{e\,nec}$
[rot/min]	[-]	[kW]
	0,0	
	0,1	
	0,2	
	0,3	
	0,4	
	0,5	
	0,6	

Pas 2

Pregătirea standului, pornirea frânei electromagnetice și a motorului (fig. 2.15 - 2.16).

Pas 3

Montarea cântarului pentru măsurarea consumului de combustibil (fig. 4.4).

Pas 4

Stabilirea funcționării motorului la turația aleasă, în regim de sarcină nulă.

Pas 5

Notarea valorilor inițiale și finale ale masei de combustibil consumate pe durata testului (30 s), precum și a valorilor puterii și momentului efectiv.

Pas 6

Creșterea sarcinii prin intermediul manetei care controlează poziția cremalierei/poziția pedalei de accelerație/poziția obturatorului, până la obținerea următoarei sarcini dorite (rel. 5.1). Pentru ca turația să rămână constantă este necesar ca, simultan cu modificarea sarcinii, să se regleze și momentul rezitent al frânei.
În mod similar, se notează valorile inițiale și finale ale masei de combustibil consumate, respectiv puterea și momentul efectiv.

Pas 7

Repetarea pașilor 5 - 6 pentru întreaga plajă de sarcini selectată (tabel 5.2).

Tabel 5.2 Date experimentale pentru determinarea caracteristicii de sarcină

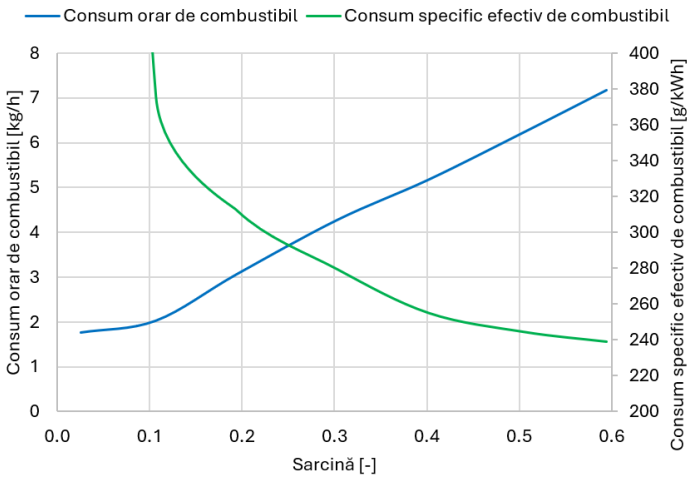
n	m_{start}	m_{stop}	Δm	timp	$\dot{m}_f$	P_e	M_e	χ_{real}	BSFC	BMEP	η_e
[rot/min]	[g]	[g]	[g]	[s]	[kg/h]	[kW]	[Nm]	[-]	[g/kWh]	[bar]	[-]
				30							

Pas 8

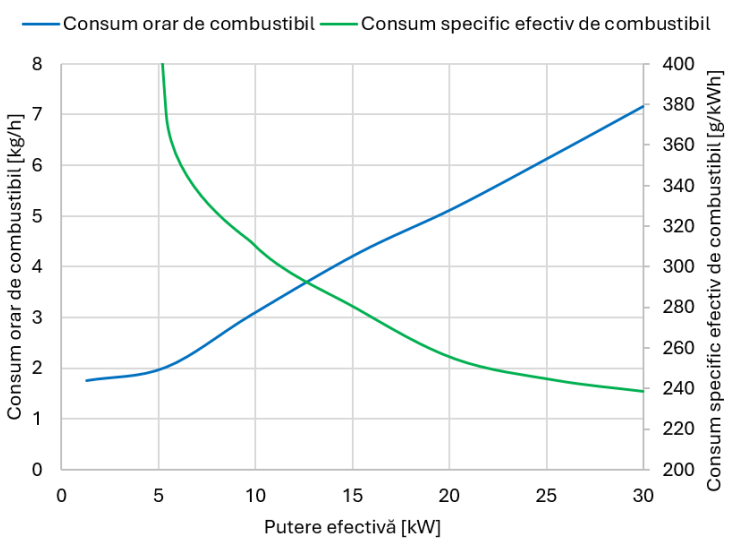
Realizarea a patru grafice conform fig. 5.5:

1. ($\dot{m}_f$, BSFC) = f(χ)
2. ($\dot{m}_f$, BSFC) = f(P_e)
3. ($\dot{m}_f$, BSFC) = f(M_e)
4. ($\dot{m}_f$, BSFC) = f(BMEP)

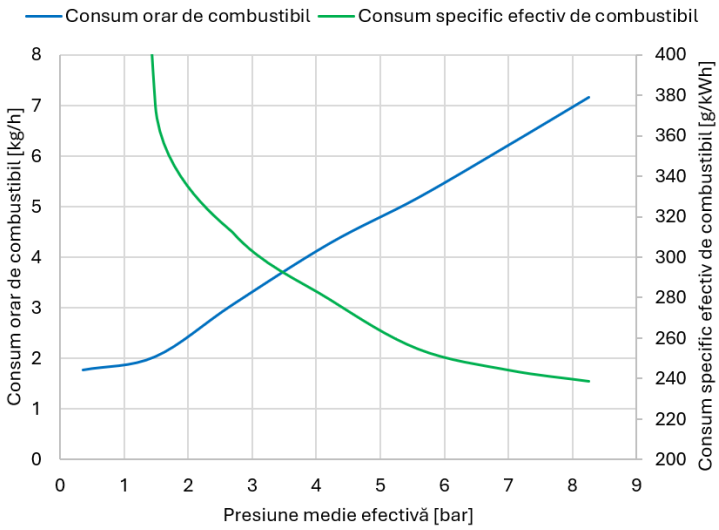
(a)



(b)



(c)



(d)

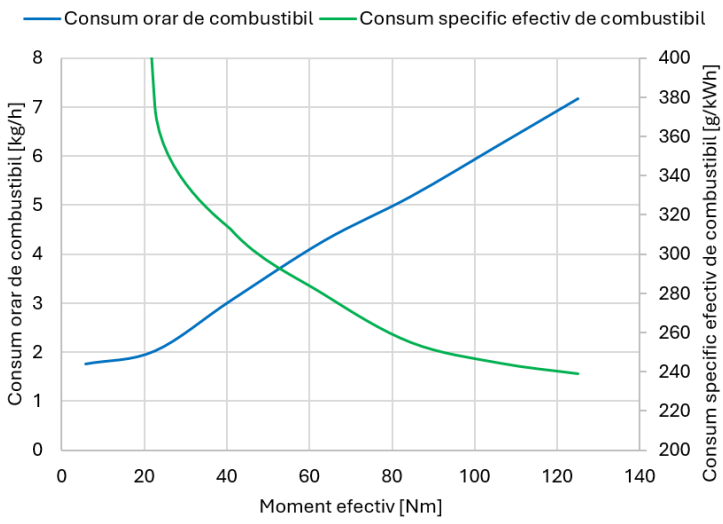


Fig. 5.5 Caracteristica de sarcină măsurată (n=2300 rot/min) (a) în funcție de coeficientul de sarcină; (b) în funcție de puterea efectivă; (c) în funcție de momentul efectiv; (d) în funcție de presiunea medie efectivă

6. Determinarea caracteristicii de reglaj ale MAI

Scop

- Prezentarea utilității diferitelor tipuri de caracteristici de reglaj în analiza funcționării MAI.

Obiective educaționale și de formare a competențelor specifice

- Enumerarea tipurilor de caracteristici de reglaj.
- Explicarea domeniului optim de variație a consumului orar de combustibil.
- Descrierea variației avansului la scânteie, respectiv la injecție, în funcție de turație și sarcină.
- Explicarea variației coeficientului de exces de aer și a coeficientului de umplere în funcție de consumul orar de combustibil, în cazul MAC.
- Dobândirea capacității de realizare a măsurătorilor utilizând frâna cu apă pentru încărcarea motorului.

6.1. Clasificare

Caracteristicile de reglaj sunt reprezentări grafice ale variaţiilor unor mărimi, de obicei ale puterii efective şi consumului specific efectiv de combustibil, în funcţie de un factor de reglaj (consumul orar de combustibil, dozajul, avansul la producerea scânteii electrice sau avansul la injecţie). Aceste caracteristici sunt necesare pentru a stabili condițiile optime de funcționare a motorului în raport cu factorii de reglaj și pentru a aprecia perfecțiunea reglajelor motorului. Se deosebesc următoarele caracteristici de reglaj;

- caracteristica de consum de combustibil;
- caracteristica de dozaj;
- caracteristica de avans la producerea scânteii electrice;
- caracteristica de avans la injecţie.

La MAS este utilă şi determinarea caracteristicii de detonaţie, care are ca scop cunoaşterea comportării motorului la detonaţie. Astfel se obțin date despre înclinarea la detonație a motorului, cifra octanică necesară pentru evitarea detonației sau avansul la producerea scânteii necesar pentru evitarea detonației. Avansul limită la detonație β_{lim_det} scade cu creșterea sarcinii deoarece crește coeficientul de umplere, ceea ce înseamnă o comprimare mai puternică a amestecului din zona finală și reducerea turbulențelor din cilindru.

6.2. Caracteristica de consum de combustibil

Această caracteristică redă variația puterii efective, a consumului specific de combustibil și a coeficientului de exces de aer în funcție de consumul orar de combsutibil (fig. 6.1), la turație și sarcină constante pentru MAS, respectiv la turație constantă pentru MAC. Pentru ambele tipuri de motor domeniul optim de reglaj este cuprins între consumul orar de combustibil $\dot{m}_{fecon}$ (corespunzător dozajului de economicitate maximă λ_{econ}) şi $\dot{m}_{fP}$

(corespunzător dozajului de putere maximă λ_P). Din cauza înrăutăţirii semnificative a procesului de ardere la MAC, valoarea $\dot{m}_{f_P}$ nu poate constitui un indice al determinării domeniului optim de reglaj. În această situaţie, domeniul optim de reglaj este delimitat de $\dot{m}_{f_econ}$ şi $\dot{m}_{f_lim}$ (consumul orar de combsutibil la limita de fum, care corespunde unei funcţionări normale a motorului).

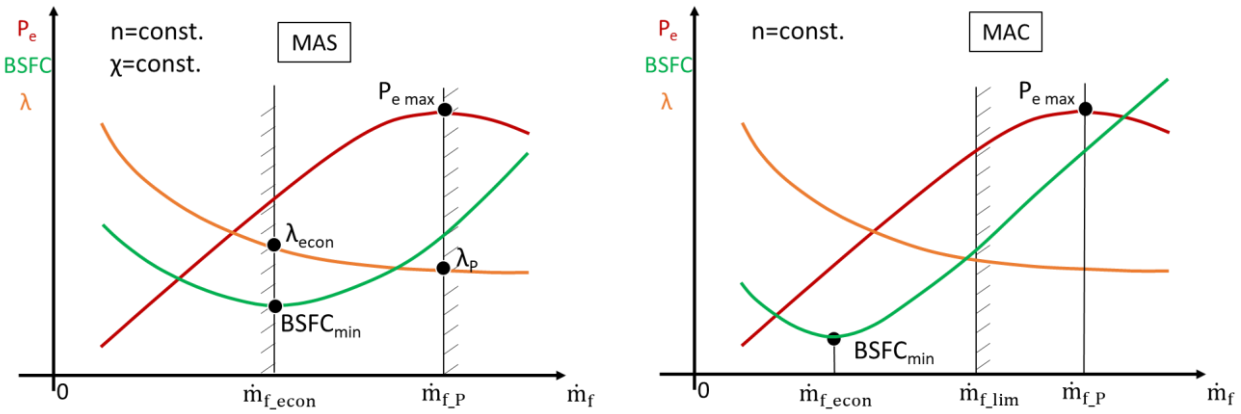


Fig. 6.1 Caracteristica de consum de combustibil a unui MAI

Caracteristica de consum se poate reprezenta la MAS și în funcție de coeficientul de exces de aer λ, conform fig. 6.2. Această particularitate se datorează modului distinct de reglare a sarcinii (reglare cantitativă în comparație cu reglare calitativă la MAC) și faptului că masa de amestec nu variază în timpul trasării caracteristicii de consum, atât turația cât și sarcina fiind menținute constante. Așadar, cantitatea de amestec este constantă, iar caracteristica în cauză presupune modificarea consumului orar de combustibil, de unde reiese că reglajul se extinde și asupra raportului aer-combustibil, deci asupra coeficientului de exces de aer.

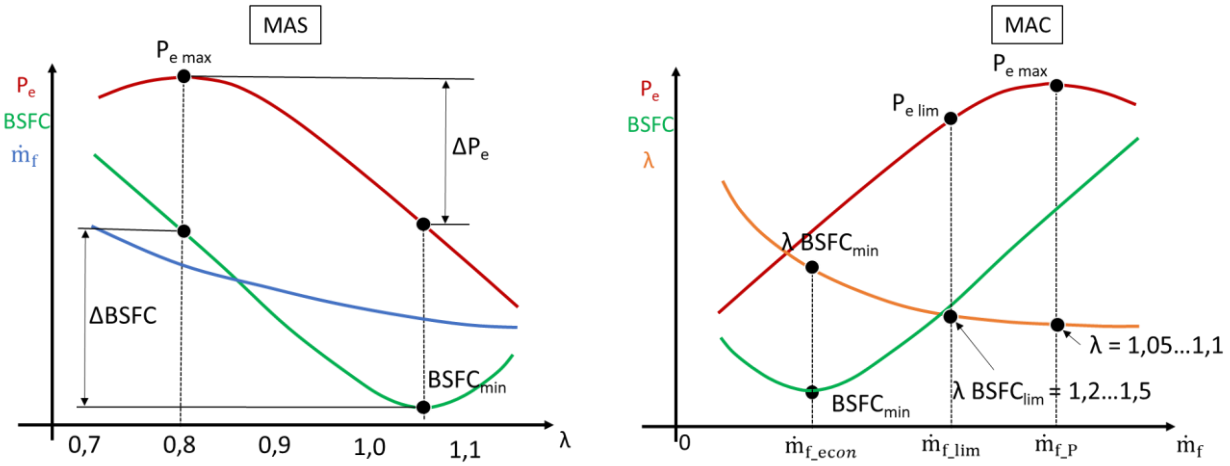


Fig. 6.2 Caracteristica de consum de combustibil a unui MAI (variantă alternativă pentru MAS)

6.3. Caracteristica de avans la producerea scânteii electrice

Această caracteristică redă variația puterii efective și a consumului specific de combustibil în funcție de unghiul de avans la producerea scânteii electrice β_s, la turație și sarcină constante (fig. 6.3).

În acest caz, deoarece consumul orar de combustibil rămâne constant, din relația

$$BSFC_{min} = \frac{\dot{m}_f}{P_{e\,max}}, \qquad (6.1)$$

rezultă că pentru unghiul de avans la producerea scânteii electrice la care puterea efectivă este maximă, consumul specific efectiv de combustibil este minim, conform fig. 6.3. În aceste condiții avansul la care se dezvoltă puterea maximă se numește avans optim.

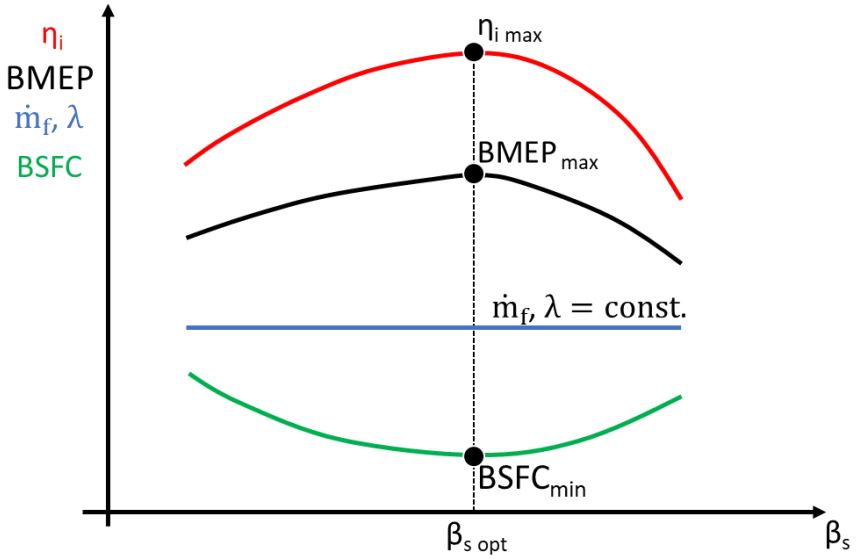


Fig. 6.3 Caracteristica de avans la scânteia electrică

La aceeași sarcină se stabilesc avansurile optime în funcție de turație (fig. 6.4.a). Sau, păstrând turația constantă, se determină avansurile optime pentru diferite sarcini (fig. 6.4.b).

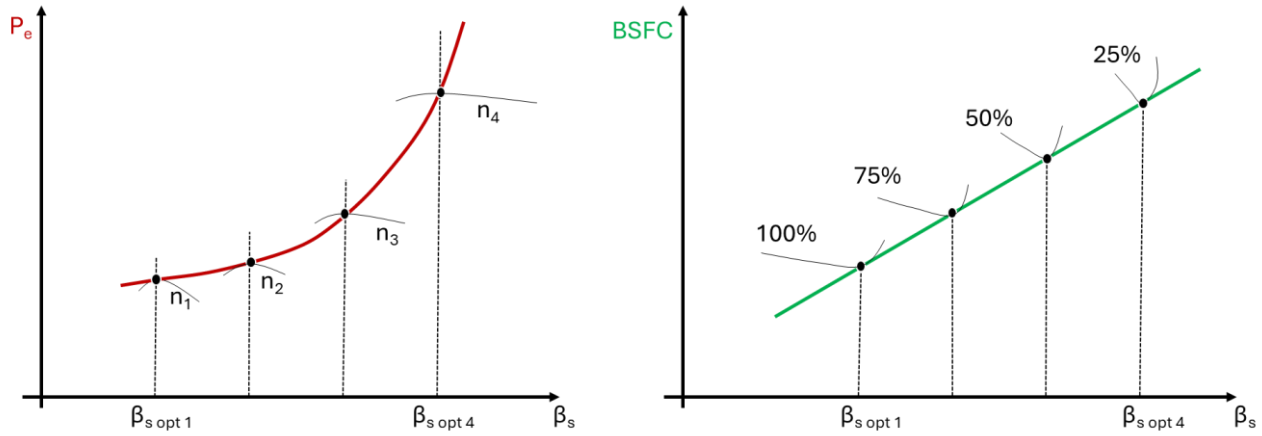


Fig. 6.4 Avansul optim la scânteie (a) la sarcină constantă; (b) la turație constantă

6.4. Caracteristica de avans la injecție

Această caracteristică redă variația puterii efective și a consumului specific de combustibil în funcție de avansul la injecție β_{inj}, la turație și sarcină constante. Se urmărește identificarea avansului optim β_{inj}^{opt}, corespunzător puterii și economicității maxime (alura curbelor este asemănătoare cu a celor din fig. 6.4).

Este important de precizat faptul că unghiul optim de avans la injecție implică un nivel maxim acceptabil al presiunii maxime din cilindru și al vitezei de creștere a presiunii pentru solicitările mecanice, respectiv pentru o funcționare liniștită, fără zgomot.

Și în acest caz se urmărește variația avansurilor optime la injecție în funcție de turație și sarcină. Comparația între variația unghiului de avans la injecție și a unghiului de avans la producerea scânteii electrie în funcție de turație și sarcină sunt redate în fig. 6.5.

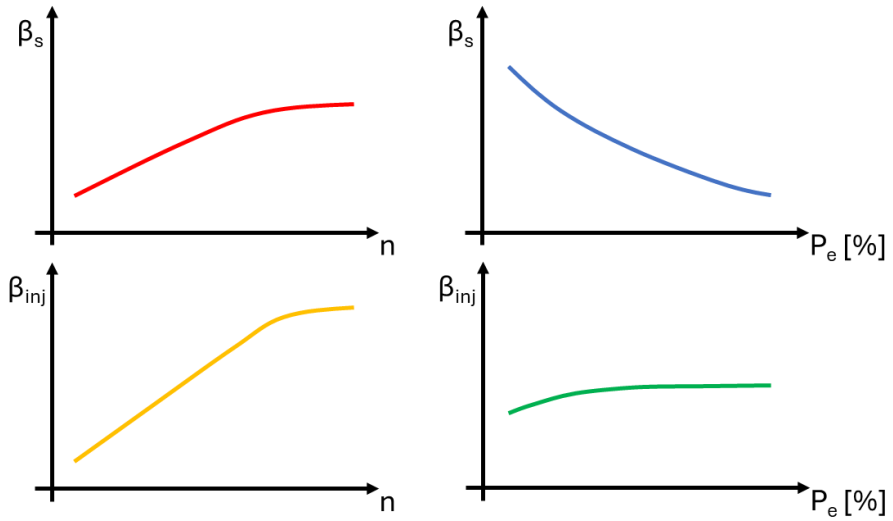


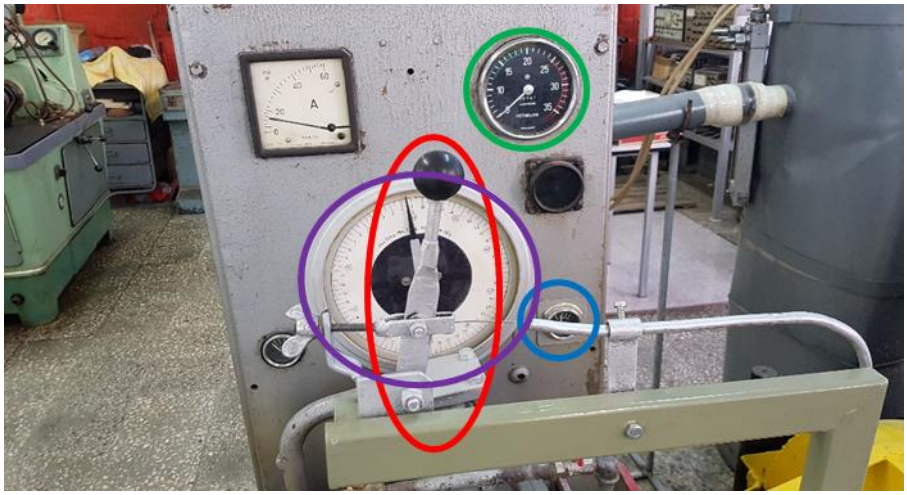
Fig. 6.5 Variația unghiului de avans la scânteie și la injecție în funcție de turație și sarcină

Desfășurarea lucrării

- reglarea regimului inițial de funcționare;
- notarea indicației frânei și a valorilor de pe tubul Pitot;
- cronometrarea timpului în care se consumă cantitatea de combustibil din rezervorul calibrat;
- calculul puterii efective, al coeficientului de exces de aer, al consumului orar de combustibil respectiv al consumului specific efectiv de combustibil;
- repetarea experimentului pentru diferite poziții ale cremalierei pompei de injecție (caracteristică de consum de combustibil);
- reprezentarea grafică;
- discuții și concluzii referitoare la valorile obținute.

Pas 1

Pornirea motorului și stabilizarea turației dorite cu ajutorul reglajului fin al cablului de accelerație (fig. 6.6).



Maneta de modificare a poziției cremalierei pompei de injecție

Ceas indicator turație motor

Ceas indicator presiune ulei și temperatură agent răcire

Ceas indicator frână

Fig. 6.6 Instalația de comandă a standului experimental

Pas 2

Notarea indicației frânei *F* (fig. 6.6), respectiv a presiunii frânate p_1 (în amonte diafragmă) și a presiunii statice p_2 (în aval diafragmă) de pe tubul Pitot.

- frâna are un braț de lungimea *l = 0,955 [m]* prin care se calculează momentul efectiv (după principiul prezentat în fig. 6.7):

$$M_e = F \cdot g \cdot l \ [Nm], \tag{6.2}$$

unde *g* este accelerația gravitațională [m/s²], ceea ce permite mai departe calculul puterii efective:

$$P_e = M_e \frac{\pi \cdot n}{30.000} \ [kW]; \tag{6.3}$$

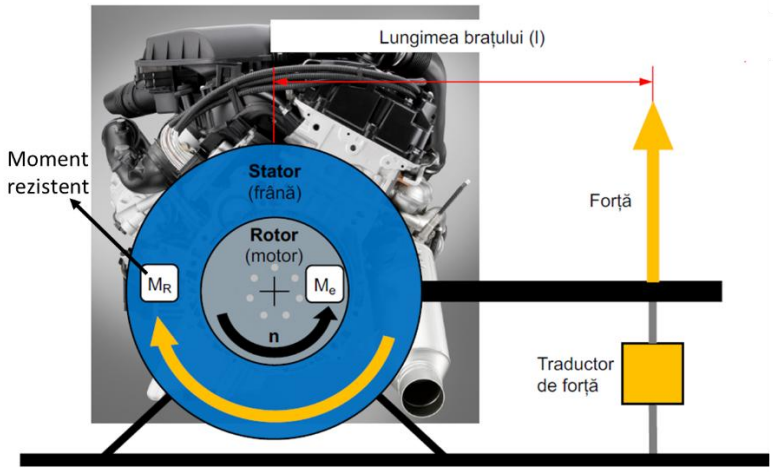


Fig. 6.7 Măsurarea momentului efectiv pe standul experimental [3]

- în conducta de alimentare cu aer a MAI este instalată o diafragmă cu diametru $D_d = 55\ mm$ (fig. 6.8) care permite determinarea consumului orar de aer prin relația

$$\dot{m}_{fc} = 3600\alpha_d \cdot A_d\sqrt{2\Delta p \cdot \rho_{atm}} \left[\frac{kg}{h}\right], \quad (6.4)$$

unde α_d este coeficientul de debit [-] (α_d = 0,67);
A_d – aria de curgere prin diafragmă [m^2];
Δp – diferența de presiune măsurată în amonte și în aval diafragmă [Pa] ($\Delta p = p_1 - p_2$).

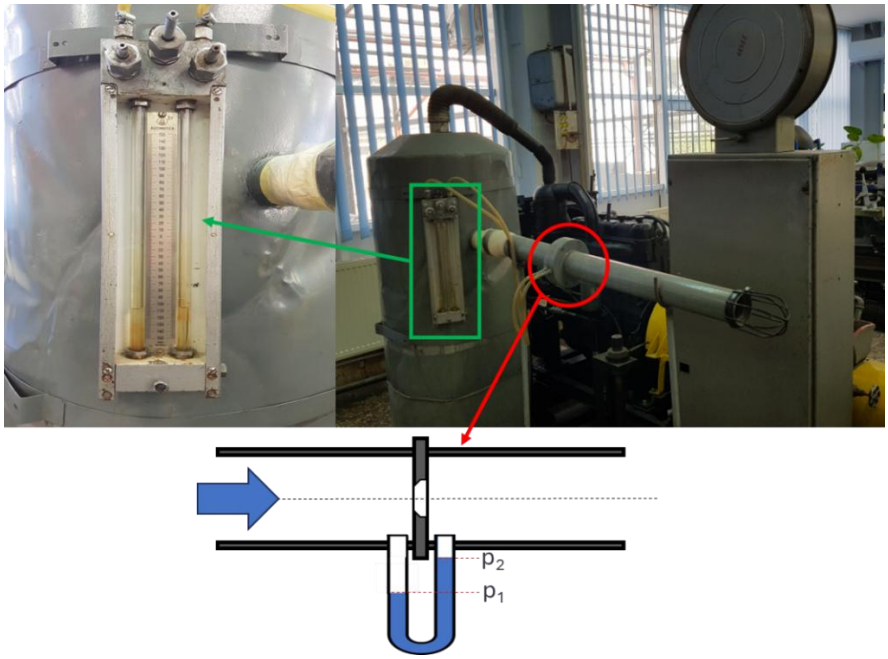


Fig. 6.8 Diafragma și tubul Pitot utilizate pentru măsurarea debitului de aer

Pas 3

Umplerea rezervorului calibrat (fig. 6.9) și cronometrarea timpului de consum al combustibilului din acesta.



Rezervor principal

Rezervor suplimentar cu volum calibrat: 36 [ml]

Manetă de gestionare a alimentării cu combustibil:

- Manetă în poziție RV (Rezervor – Volum) = umplere rezervor suplimentar
- Manetă în poziție RM (Rezervor – Motor) = alimentare din rezervor principal
- Manetă în poziție VM (Volum – Motor) = alimentare din rezervor suplimentar

Fig. 6.9 Instalația de alimentare cu combustibil a motorului

Pas 4

Monitorizarea temperaturilor în diferite puncte ale motorului, precum galeria de evacuare (fig. 6.10), carcasa radiatorului, blocul motor ș.a.m.d. (opțional).



Fig. 6.10 Monitorizarea temperaturlori în diferite puncte ale motorului

Pas 5

Repetarea pașilor 2 - 4 pentru diferite poziții ale cremalierei pompei de injecție în linie (tabel 6.1). Pentru fiecare poziție nouă a cremalierei și deci modificare a cantității de combustibil injectat, turația este menținută constantă prin reglarea corespunzătoare a încărcării motorului prin intermediul debitului de apă (fig. 6.11).

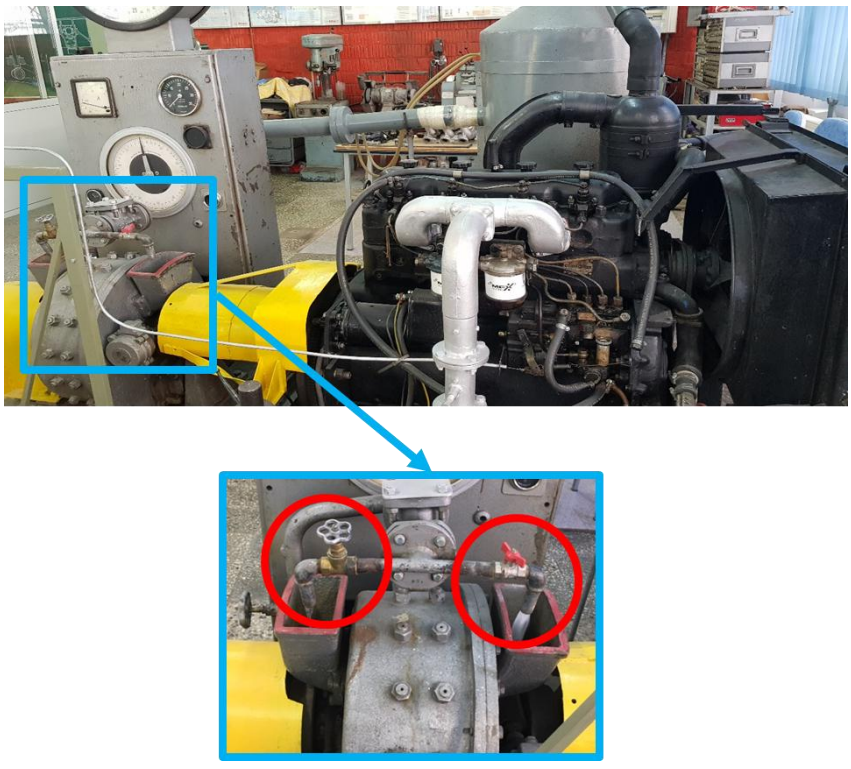


Fig. 6.11 Reglarea încărcării motorului prin intermediul robineților

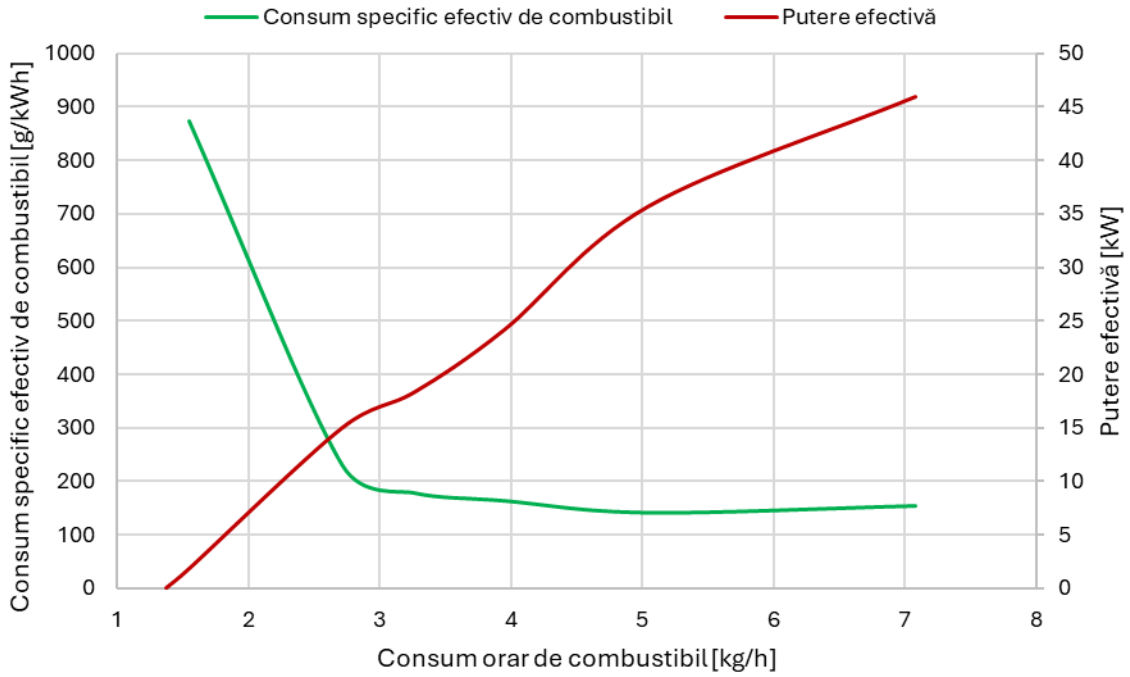
Tabel 6.1 Date experimentale pentru determinarea caracteristicii de consum de combustibil

n	T_{exh}	p_1	p_2	Δp	timp	$\dot{m}_f$	F	M_e	P_e	BSFC	$\dot{m}_{fc}$	$\dot{m}_{atm}$	η_{vol}	λ
[rot/min]	[°C]	[mmH_2O]	[mmH_2O]	[Pa]	[s]	[kg/h]	[kg]	[Nm]	[kW]	[g/kWh]	[kg/h]	[kg/h]	[-]	[-]

Pas 6

Realizarea graficelor (P_e, BSFC) = f($\dot{m}_f$) și (λ, η_{vol}) = f($\dot{m}_f$) conform fig. 6.12.

(a)



(b)

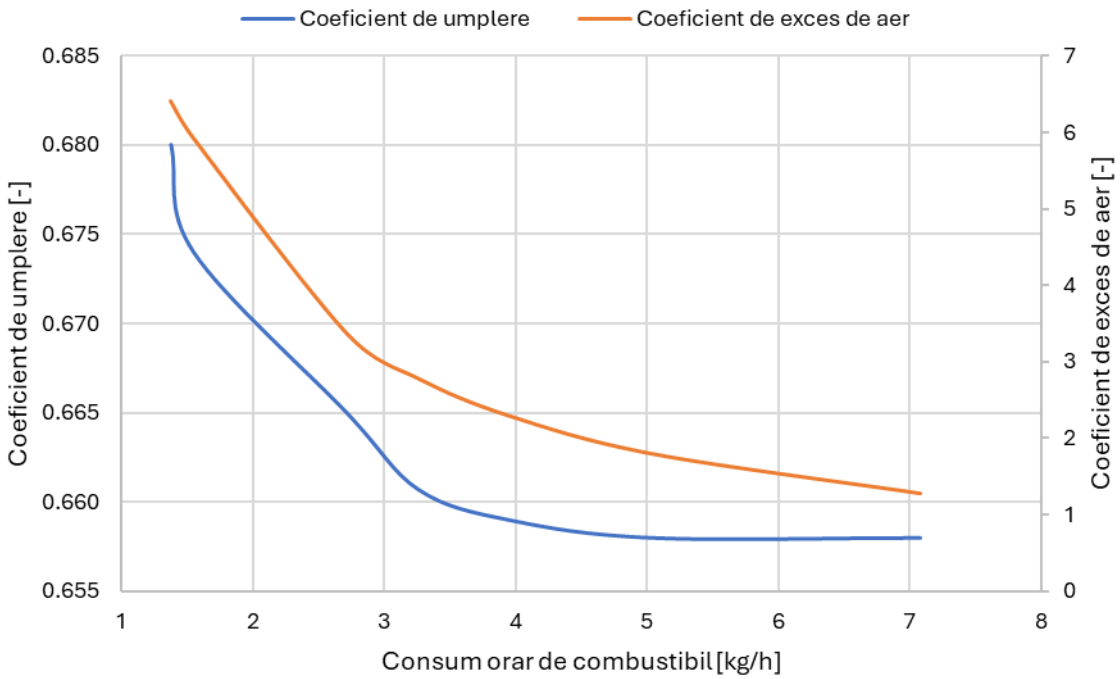


Fig. 6.12 Caracteristică de consum de combustibil măsurată (a) variația a consumului specific efectiv de combustibil și a puterii efective; (b) variația coeficientului de umplere și a coeficientului de exces de aer

7. Determinarea caracteristicii complexe a unui MAI

Scop

- Dezvoltarea capacității de realizare, trasare și interpretare a caracteristicilor complexe ale MAI.

Obiective educaționale și de formare a competențelor specifice

- Enumerarea mărimilor caracteristice, factorilor și curbelor izoparametrice utilizate într-o caracteristică complexă.
- Elaborarea unui tabel cu mărimile necesare măsurării pentru obținerea caracteristicii dorite.
- Planificarea etapelor necesare realizării măsurătorilor experimentale.
- Selectarea seturilor adecvate de măsurători (caracteristici de turație sau de sarcină).
- Identificarea polului economic într-o caracteristică complexă.
- Trasarea caracteristicii complexe cu izoparametrice corespunzătoare.
- Compararea și interpretarea diferitelor caracteristici complexe.

7.1. Generalități

Pentru a stabili reglajele optime ale unui motor termic în raport cu destinaţia sa, se apelează la caracteristicile complexe. Caracteristica complexă redă interdependeţa mai multor mărimi, a mai multor indici de apreciere a performanţelor motorului. Uzual se trasează variația unei mărimi caracteristice în funcție de un factor, peste care se suprapune o rețea de curbe izoparametrice. O astfel de caracteristică pune în evidenţă domeniul de funcţionare cel mai economic (polul economic), pentru care consumul specific efectiv de combustibil are valoarea cea mai mică posibilă pentru motorul dat (fig. 7.1 și 7.2).

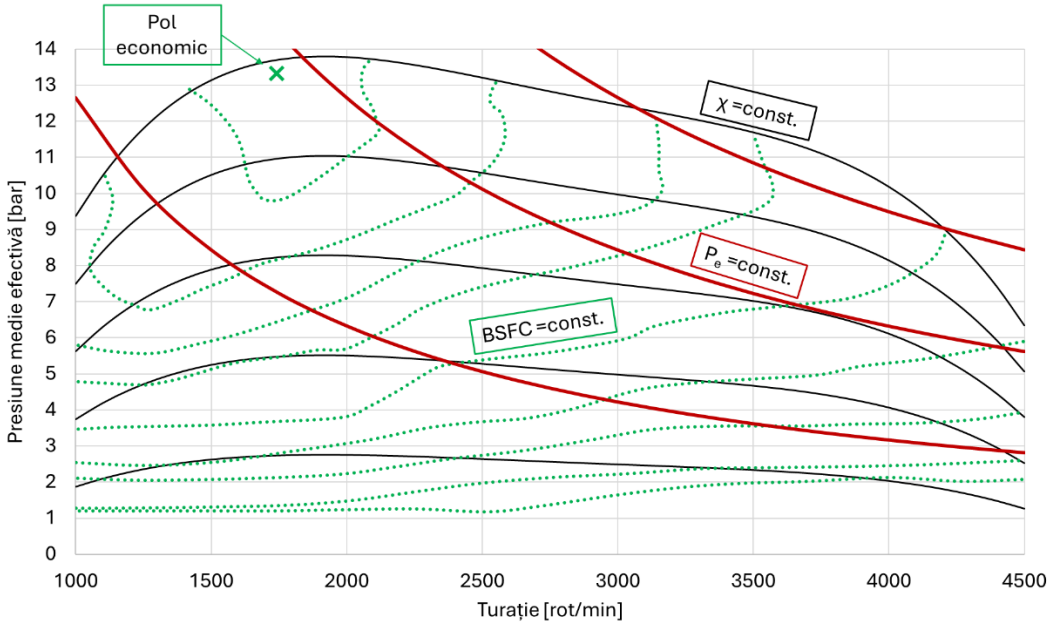


Fig. 7.1 Curbele specifice pe caracteristica complexă a MAI

Prin urmare, este indicat ca funcţionarea motorului să se situeze în domeniul economic, cât mai aproape sau chiar în polul economic.

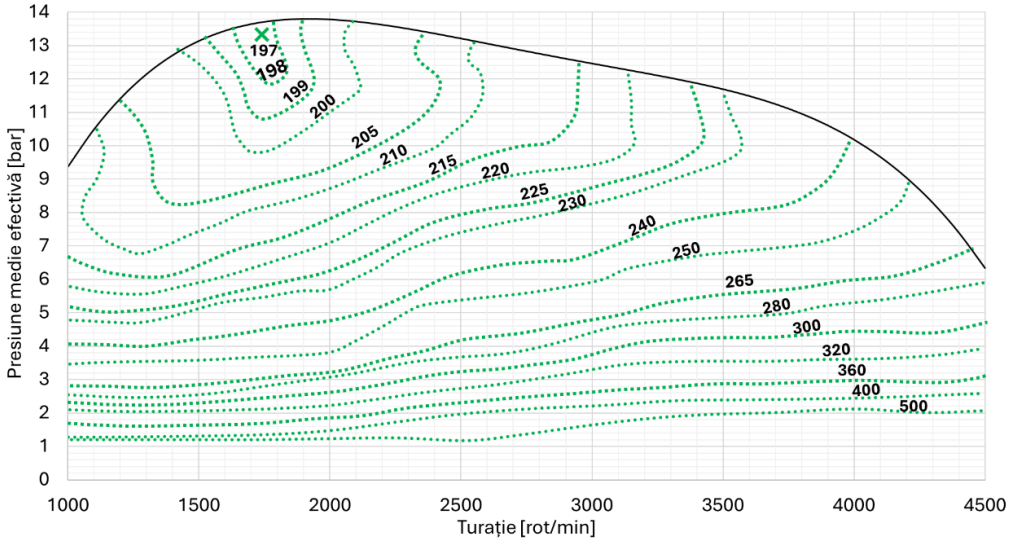


Fig. 7.2 Caracteristică complexă a unui MAI

7.2. Metodologia de lucru pentru trasarea caracteristicii complexe

Cerință

Să se realizeze o caracteristică complexă care să reprezinte curbe izoparametrice ale consumului specific efectiv de combustibil pentru valorile de 210, 220, 230, respectiv 240 [g/kWh], pe o caracteristică de turație având ca și factor presiunea medie efectivă, folosind datele din tabelul 7.1.

Tabel 7.1 Date utilizate pentru exemplificarea metodologiei de trasare a caracteristicii complexe

n	P_e	M_e	$\dot{m}_f$	χ	BMEP	BSFC	η_e
[rot/min]	[kW]	[Nm]	[kg/h]	[-]	[bar]	[g/kWh]	[-]
1100	7,5	649,4	1,84	0,4	4,30	246	0,34
1200	8,8	700,3	2,09		4,64	238	0,35
1400	11,5	783,0	2,59		5,19	225	0,37
1500	12,8	814,9	2,84		5,40	222	0,38
1600	13,9	828,4	3,07		5,49	221	0,38
1700	15,0	842,6	3,30		5,58	220	0,38
1800	16,0	848,8	3,54		5,63	221	0,38
2000	18,0	859,4	4,13		5,70	229	0,37
2200	19,1	828,2	4,44		5,49	233	0,36
2500	21,9	835,8	5,16		5,54	236	0,36
3000	24,8	789,4	5,98		5,23	241	0,35
1100	13,1	113,6	3,08	0,7	7,53	235	0,36
1200	15,4	122,6	3,50		8,12	227	0,37
1400	20,1	137,0	4,32		9,08	215	0,39
1500	22,4	142,6	4,75		9,45	212	0,40
1600	24,3	145,0	5,13		9,61	211	0,40
1700	26,3	147,5	5,51		9,77	210	0,40
1800	28,0	148,6	5,91		9,85	211	0,40
2000	31,5	150,4	6,90		9,97	219	0,38
2200	33,4	144,9	7,41		9,61	222	0,38
2500	38,3	146,3	8,62		9,69	225	0,37
3000	43,4	138,2	9,98		9,16	230	0,37

Tabel 7.1 (continuare) Date utilizate pentru exemplificarea metodologiei de trasare a caracteristicii complexe

1100	18,7	162,4	4,38	1	10,76	234	0,36
1200	22,0	175,1	4,97		11,60	226	0,37
1400	28,7	195,8	6,11		12,97	213	0,39
1500	32,0	203,7	6,69		13,50	209	0,40
1600	34,7	207,1	7,17		13,73	207	0,41
1700	37,5	210,7	7,75		13,96	206	0,41
1800	40,0	212,2	8,40		14,06	210	0,40
2000	45,0	214,9	9,74		14,24	217	0,39
2200	47,7	207,1	10,38		13,72	218	0,39
2500	54,7	209,0	11,95		13,85	219	0,38
3000	62,0	197,4	13,70		13,08	221	0,38

Pas 1

Trasarea caracteristicii complexe presupune realizarea a două grafice. Pe primul grafic (fig. 7.3) se trasează variația mărimii ce se dorește a fi reprezentată pe curbele izoparametrice (în acest caz, a consumului specific efectiv de combustibil) în funcție de turație, pentru toate sarcinile date. Suplimentar, se evidențiază valorile pentru care se dorește reprezentarea curbelor izoparametrice (aici cu linie punctată).

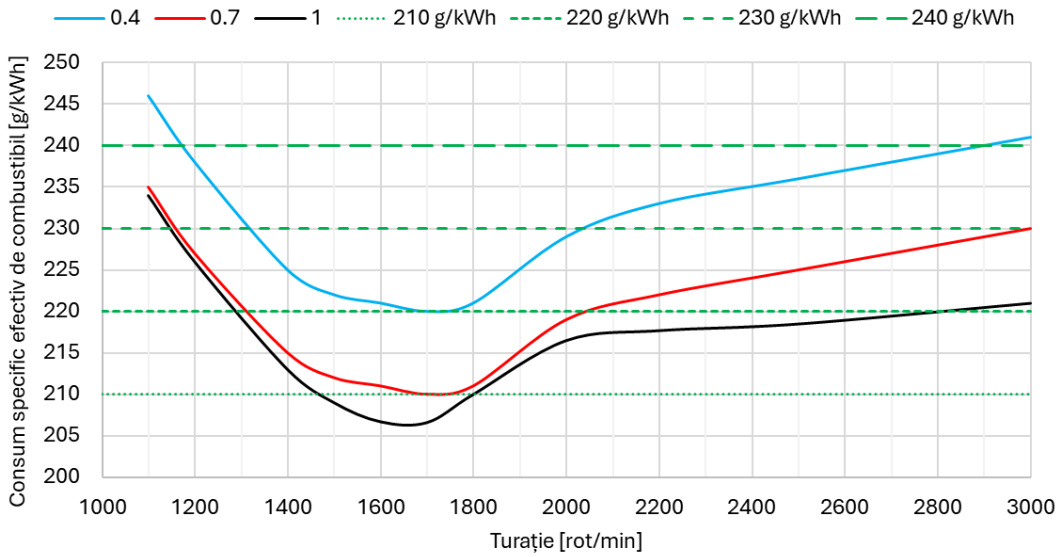


Fig. 7.3 Trasarea curbelor de consum specific efectiv de combustibil

Pas 2

Pe al doilea grafic (fig. 7.4) se trasează variația mărimii ce se dorește a fi suportul curbelor izoparametrice (în acest caz, a presiunii medii efective) în funcție de turație pentru sarcinile date. Se menționează faptul că cele două grafice (fig. 7.3 și 7.4) trebuie reprezentate unul sub celălalt în așa fel încât liniile corespunzătoare valorilor de pe abscise (ale turațiilor) să fie colineare.

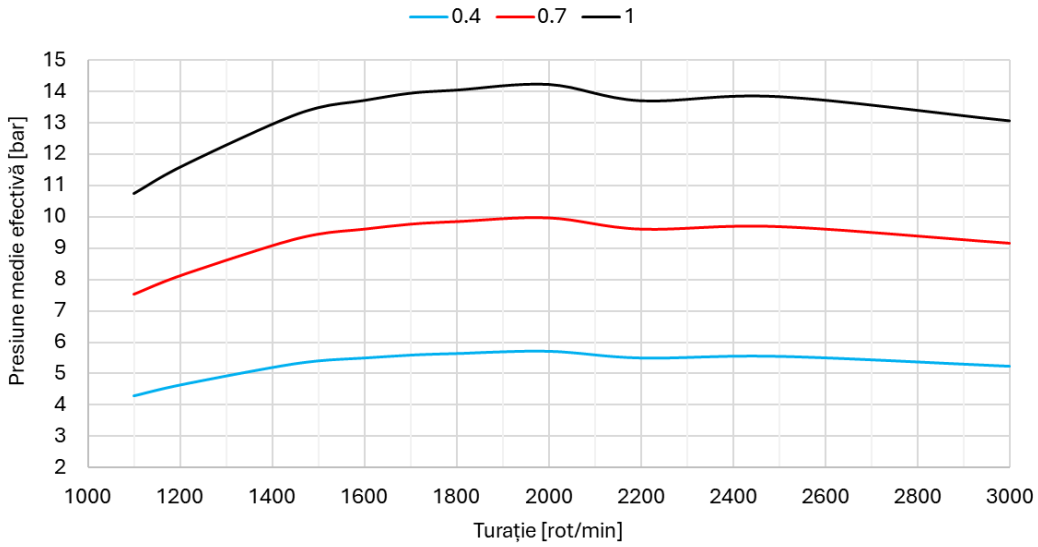


Fig. 7.4 Trasarea curbelor de presiune medie efectivă

Pas 3

Identificarea punctului de economicitate maximă/randament maxim (fig. 7.5).

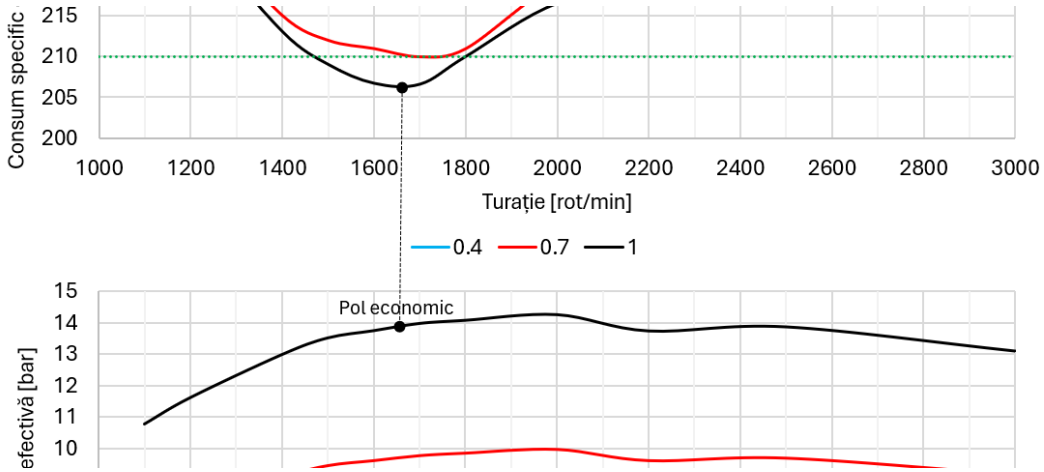


Fig. 7.5 Identificarea polului economic

Pas 4

Identificarea punctelor de intersecție dintre linia ce reprezintă valoarea constantă de 210 g/kWh și curbele de consum specific efectiv de combustibil (fig. 7.6).

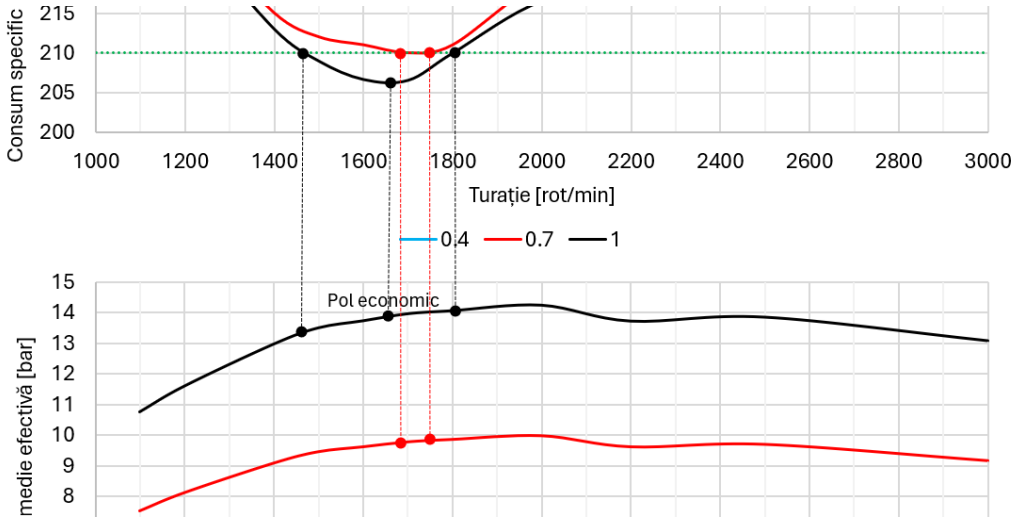


Fig. 7.6 Identificarea punctelor de intersecție pentru curba izoparametrică de 210 g/kWh

Pas 5

Trasarea curbei izoparametrice de 210 g/kWh (fig. 7.7), care presupune respectarea următoarelor reguli:

- intersecțiile găsite la pasul anterior (fig. 7.6) trebuie să fie parte a curbei izoparametrice trasate;
- polul economic nu se regăsește pe această curbă, deoarece punctul respectiv are un consum specific efectiv de combsutibil mai mic decât 210 g/kWh;
- curba nu se intersectează cu linia albastră (BMEP la $\chi = 0,4$), deoarece nici linia punctată ce reprezintă valoarea constantă de 210 g/kWh în primul grafic (fig. 7.3) nu se intersectează cu linia albastră (la sarcina $\chi = 0,4$ nu există nicio turație la care BSFC ≤ 210 g/kWh) ;
- la fiecare curbă se indică valoarea de consum specific efectiv de combsutibil (sau de randament efectiv) căreia îi corespunde.

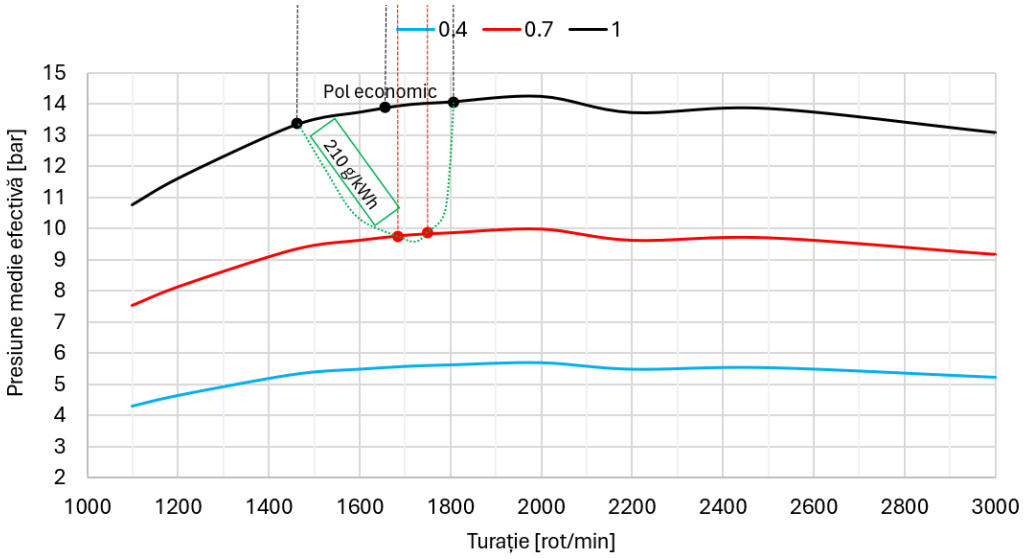


Fig. 7.7 Trasarea curbei izoparametrice de consum specific efectiv de combustibil de 210 g/kWh

Pas 6

Trasarea curbei izoparametrice de 220 g/kWh (fig. 7.8) prin repetarea pașilor 4 - 5. Se observă faptul că în acest caz linia punctată ce reprezintă valoarea constantă de 220 g/kWh în primul grafic (fig. 7.3) intersectează curba de consum specific efectiv de combustibil corespunzătoare fiecărei sarcini de două ori, ceea ce rezultă un total de șase puncte care determină forma curbei izoparametrice.

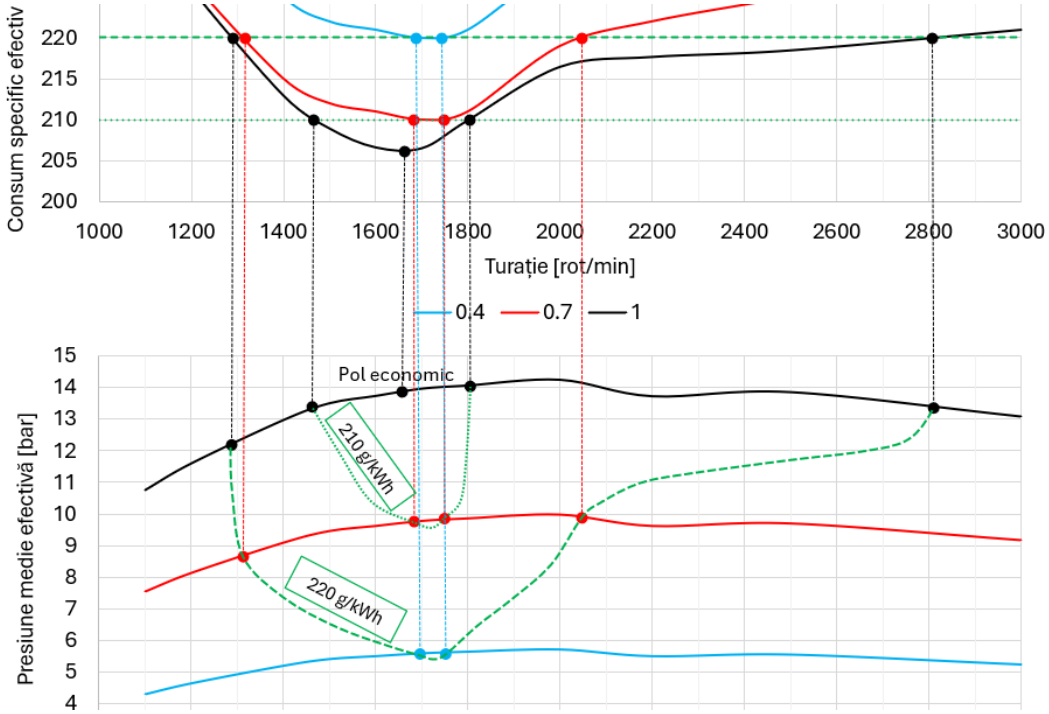


Fig. 7.8 Trasarea curbei izoparametrice de consum specific efectiv de combustibil de 220 g/kWh

Pas 7

Trasarea curbei izoparametrice de 230 g/kWh (fig. 7.9). În acest caz, curba nu se intersectează cu linia neagră (BMEP la $\chi = 1$) în domeniul turațiilor mari, neagră de consum nu se intersectează în partea din dreapta a graficului cu linia orizontală de 230 g/kWh. În același timp, se observă tendința crescătoare a consumului specific efectiv de combustibil odată cu turația, deci se poate presupune că o intersecție ar putea exista la o turație superioară intervalului analizat.

Se menționează faptul că nu poate exista intersecție/suprapunere între două curbe izoparametrice, deoarece asta ar însemna ca pentru un punct de funcționare al motorului (pentru o turație și presiune medie efectivă dată) valoarea consumului specific efectiv de combustibil (sau al randamentului efectiv) să nu fie unică.

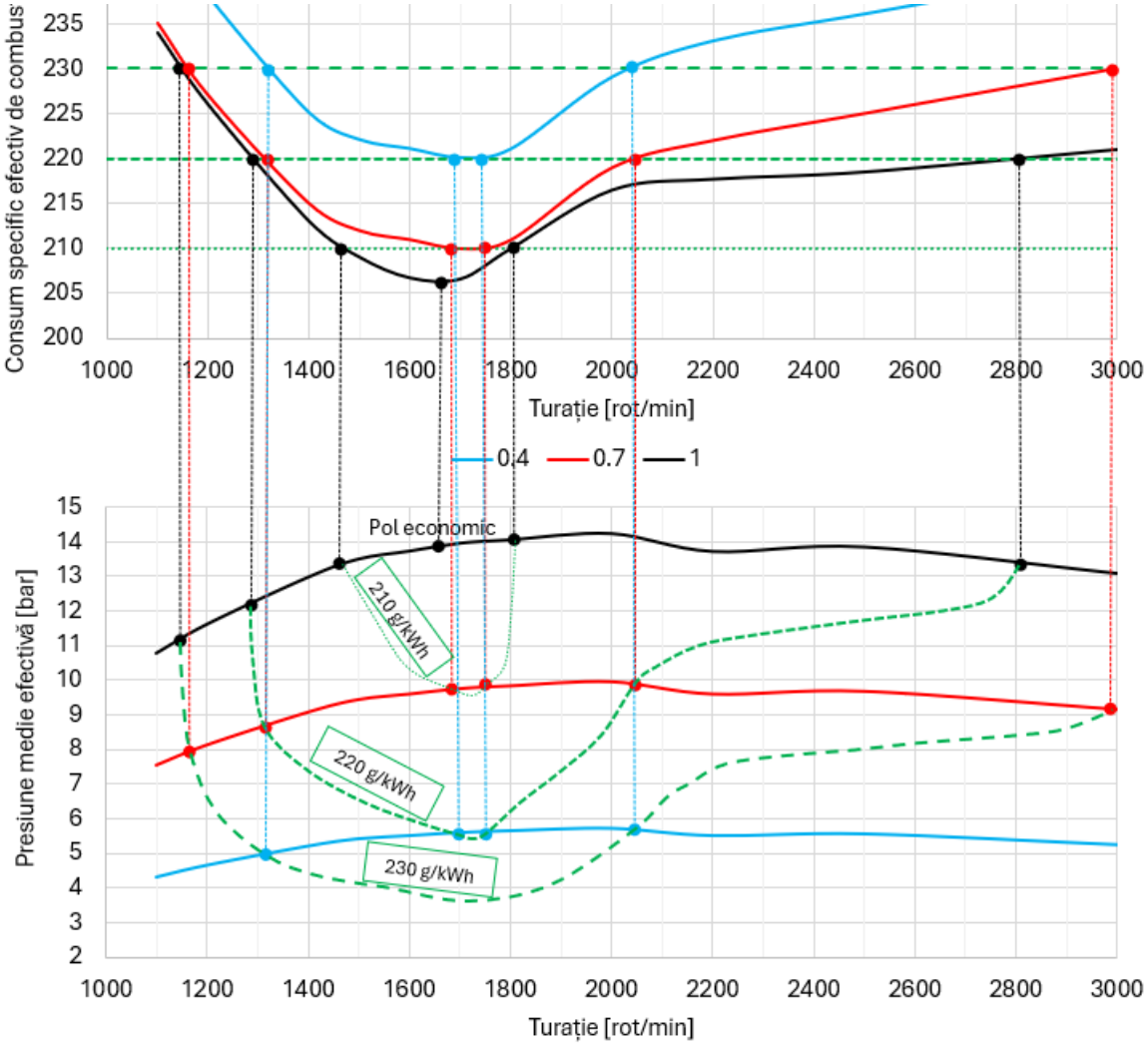


Fig. 7.9 Trasarea curbei izoparametrice de consum specific efectiv de combustibil de 230 g/kWh

Pas 8

Trasarea curbei izoparametrice de 240 g/kWh (fig. 7.10). În acest caz, curba se intersectează doar cu linia albastră (BMEP la χ = 0,4), în două puncte. Se observă tendința crescătoare a consumului specific efectiv de combustibil și în domeniul turațiilor mici, deci se poate presupune că ar putea exista ar putea exista intersecții cu curbele celorlaltor sarcini, dar la turații inferioare intervalului analizat.

Se mai menționează faptul că odată cu creșterea numărului de sarcini pentru care există valori trasarea curbelor izoparametrice (și implicit alura acestora) devine mai precisă. Acest aspect se datorează numărului mai mare de puncte de intersecție ce pot fi identificate pe primul grafic (fig. 7.3) și astfel a numărului mai mare de puncte ce trebuie unite pe al doilea grafic (fig. 7.4) pentru trasarea curbei.

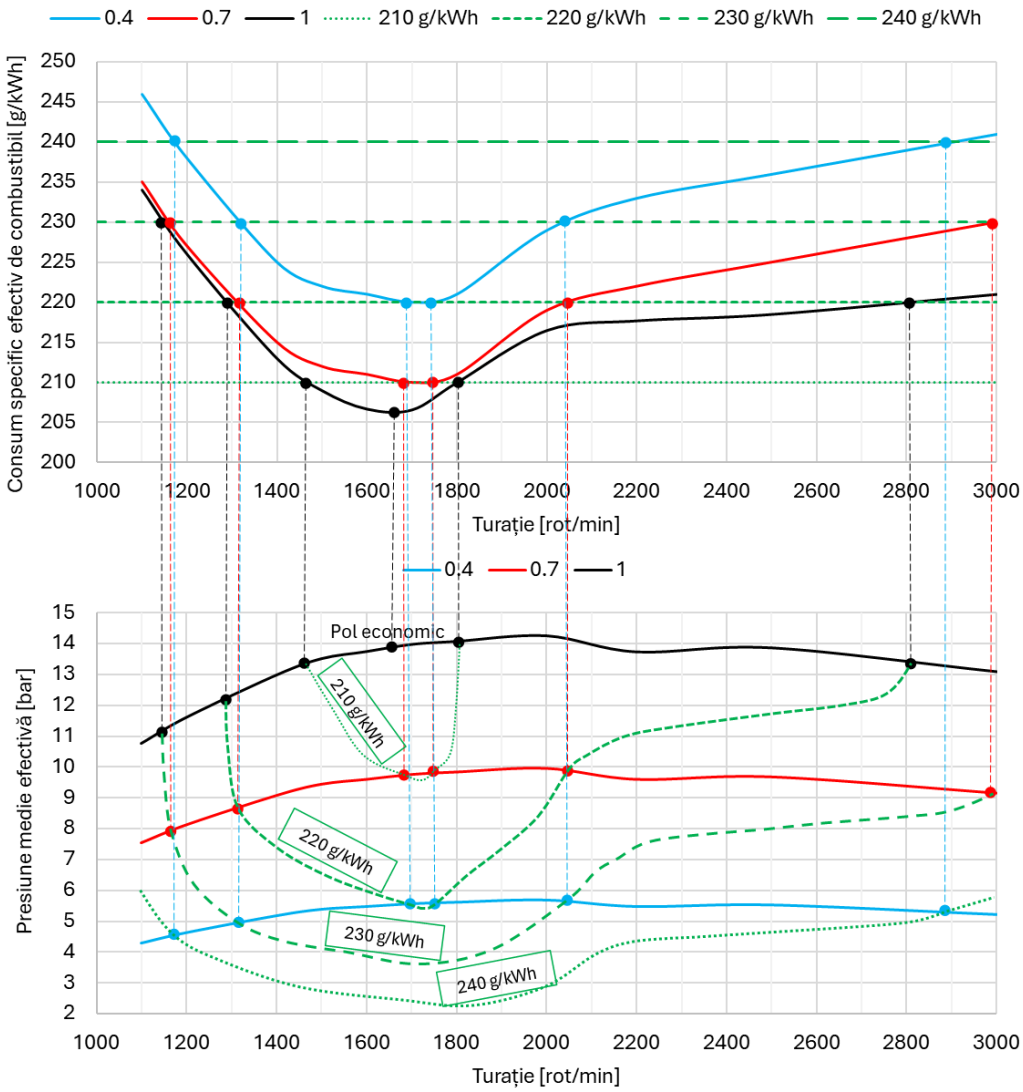


Fig. 7.10 Trasarea curbei izoparametrice de consum specific efectiv de combustibil de 240 g/kWh

Desfășurarea lucrării

- stabilirea intervalelor de turație și sarcină analizate;
- înregistrarea valorilor afișate pentru puterea efectivă și momentul efectiv;
- calculul consumului orar de combustibil, respectiv al consumului specific de combustibil;
- repetarea experimentului pe toată plaja de turații;
- reluarea pașilor pentru toate sarcinile.

Pas 1

Pregătirea standului, pornirea frânei electromagnetice și a motorului (fig. 2.15 - 2.16).

Pas 2

Montarea cântarului pentru măsurarea consumului de combustibil (fig. 4.4).

Pas 3

Stabilirea turației maxime de testare și reglarea sarcinii astfel încât valorile afișate ale puterii și momentului efectiv să corespundă regimului dorit, conform fișei tehnice a motorului (fig. 4.5.a).

Pas 4

Notarea valorilor inițiale și finale ale masei de combustibil consumate pe durata testului (40 s), precum și a valorilor puterii și momentului efectiv.

Pas 5

Creșterea încărcării frânei pentru reducerea turației la următorul punct de măsurare.
În mod similar, se notează valorile inițiale și finale ale masei de combustibil consumate, respectiv puterea și momentul efectiv.

Pas 6

Repetarea pașilor 4 - 5 pentru întreaga plajă de turații selectată.

Pas 7

Repetarea pașilor 3 - 6 pentru întreaga plajă de sarcini selectată (tabel 7.2).

Tabel 7.2 Date experimentale pentru determinarea caracteristicii complexe

χ	n	m_{start}	m_{stop}	Δm	timp	$\dot{m}_f$	P_e	M_e	BSFC	BMEP	η_e
[-]	[rot/min]	[g]	[g]	[g]	[s]	[kg/h]	[kW]	[Nm]	[g/kWh]	[bar]	[-]
					40						

Pas 8

Realizarea caracteristicii complexe BSFC=f(n, BMEP) conform fig. 7.11.

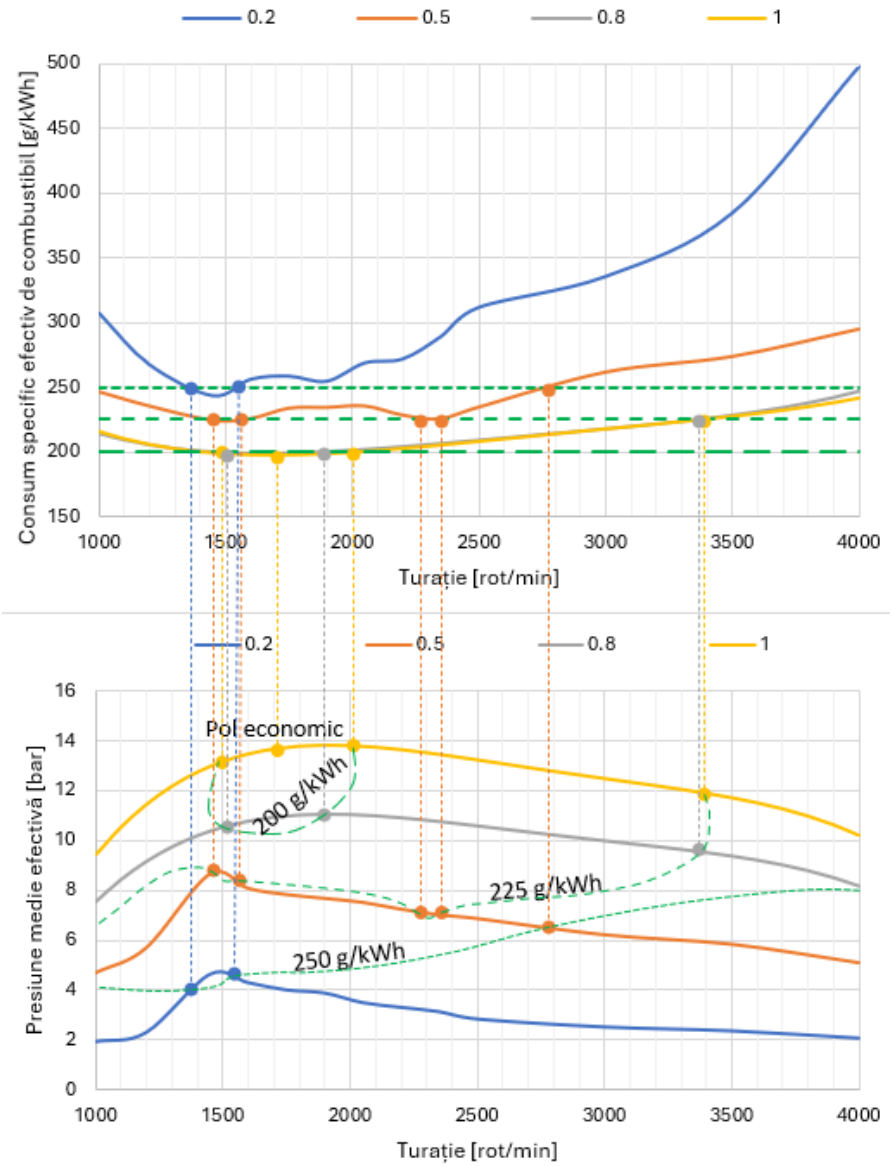


Fig. 7.11 Caracteristica complexă măsurată a MAI

8. Analiza corelației dintre caracteristica complexă a MAI și regimul de deplasare al autovehiculului

Scop

- Analiza legăturii dintre regimul de deplasare al autovehiculului și performanțele MAI.

Obiective educaționale și de formare a competențelor specifice

- Realizarea caracteristicii de tracțiune.
- Identificarea regimurilor de funcționare economică ale MAI pentru diferite trepte de viteză.
- Interpretarea caracteristicii complexe prin corelare cu regimul de deplasare al autovehiculului.
- Determinarea treptei de viteză care asigură consum minim pentru un regim de deplasare dat.
- Calcularea consumului de combustibil în condiții de deplasare mixte, pe baza unui ciclu de testare.

8.1. Date de intrare

Se dau datele de intrare ale MAI, respectiv ale autovehiculului analizat, în tabelul 8.1.

Tabel 8.1 Date de intrare ale MAI și autovehiculului analizat

Parametri principali autovehicul	
Denumire [U.M]	Valoare
Cilindree motor (V_t) [cm^3]	1896
Masă (m) [kg]	1350
Coeficient de rezistență la rulare (f_r) [-]	0,01
Coeficient aerodinamic (c_x) [-]	0,3
Arie frontală (A_f) [m^2]	2,1
Coeficientul maselor de rotație (δ) [-]	1,04
Rază dinamică roată r_d [m]	0,31
Randament transmisie (η_{tr}) [-]	0,9
Raport treaptă I (i_{cv1}) [-]	3,77
Raport treaptă II (i_{cv2}) [-]	2,06
Raport treaptă III (i_{cv3}) [-]	1,34
Raport treaptă IV (i_{cv4}) [-]	0,96
Raport treaptă V (i_{cv5}) [-]	0,76
Raport treaptă finală (i_0) [-]	3,38

În fig. 8.1 se prezintă caracteristica complexă a MAI analizat.

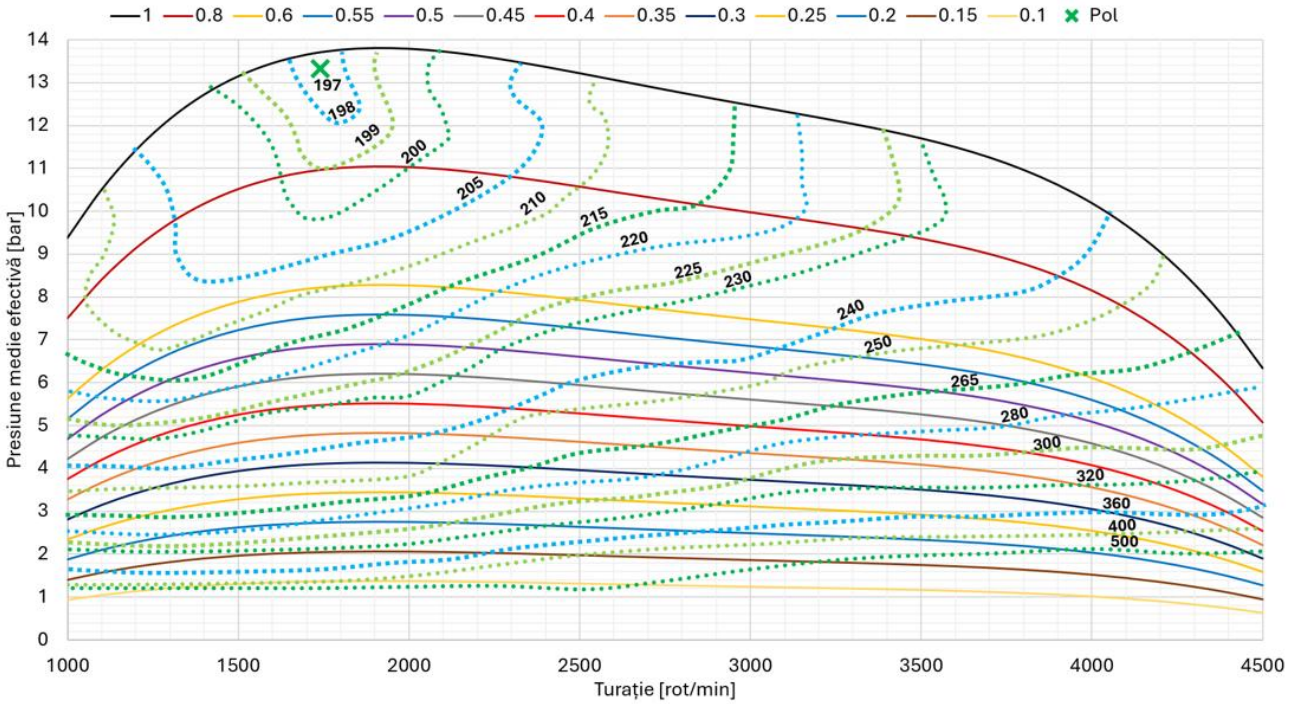


Fig. 8.1 Caracteristica complexă a MAI analizat

8.2. Caracteristica de tracțiune

Se impun cerințele dinamice din tabelul 8.2 pentru autovehicul:

Tabel 8.2 Cerințe dinamice impuse autovehiculului analizat

Nr.	1	2	3	4	5
Tip cerință	Continuă		De perioadă scurtă		
Viteză [km/h]	180	50	10	40	100
Pantă [%]	0	15	0	0	0
Accelerație [m/s^2]	0	0	4	2,7	1

Forța de tracțiune la roată este definită în rel. 8.1 ca fiind egală cu suma rezistențelor la înaintare (rezistența la rulare F_r, la urcarea pantei F_p, a aerului F_a, respectiv la accelerație F_{acc}), iar domeniul performanțelor dinamice ce trebuie îndeplinite este ilustrat grafic în fig. 8.2.

$$F_{tr_r} = F_r + F_p + F_a + F_{acc} = m \cdot g \cdot f_r \cdot \cos\alpha + m \cdot g \cdot \sin\alpha + 0{,}5\rho_{atm} \cdot c_x \cdot A_f \cdot V^2 + m \cdot \delta \frac{dV}{dt} \; [N] \quad (8.1)$$

Caracteristica de tracțiune a autovehiculului se determină prin intermediul caracteristicii de turație ($M_e = f(n)$) și a rapoartelor din cutia de viteze, conform rel. 8.2 și 8.3. În fig. 8.3 este prezentată caracteristica de tracțiune împreună cu cerințele dinamice din fig. 8.2.

$$V = \frac{\pi \cdot n \cdot r_d}{30 \cdot i_0 \cdot i_{cv_j}} \cdot 3.6 \; [km/h] \quad (8.2)$$

$$F_{tr_r} = \frac{M_e \cdot i_0 \cdot i_{cv_j} \cdot \eta_{tr}}{r_d} \; [N] \quad (8.3)$$

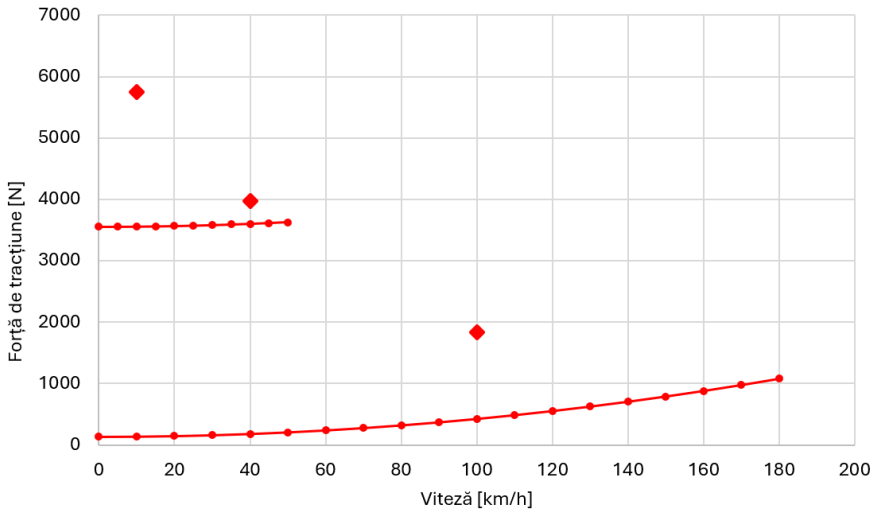


Fig. 8.2 Cerințe dinamice impuse autovehiculului

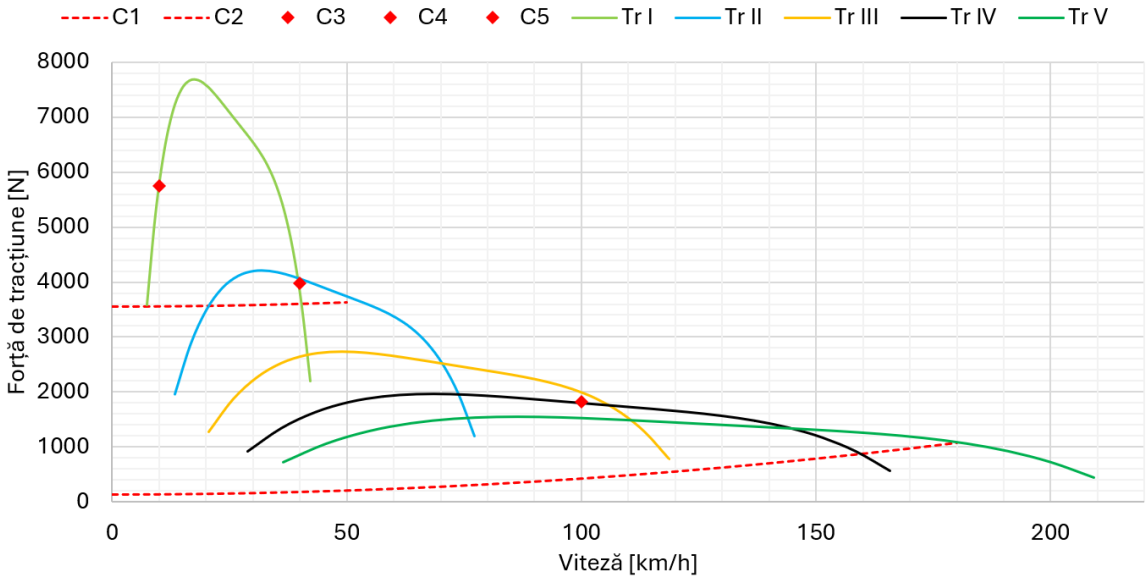


Fig. 8.3 Caracteristica de tracțiune a autovehiculului

8.3. Analiza regimurilor de funcționare

Într-o primă instanță, se consideră două puncte de deplasare a autovehiculului, prezentate în tabelul 8.3. Conform caracteristicii de tracțiune, cele două puncte alese pot fi acoperite de patru, respectiv trei trepte de viteză. Se transpune regimul de deplasare a autovehiculului în caracteristica complexă a MAI (rel. 8.4) pentru fiecare treaptă de viteză posibilă, urmată de identificarea de pe caracteristica complexă a consumului specific efectiv de combustibil corespunzător.

$$BMEP = \frac{30.000 \cdot P_e \cdot \tau}{V_t \cdot n \cdot 10^5} = \frac{30.000 \cdot M_e \frac{\pi \cdot n}{30.000} \tau}{V_t \cdot n \cdot 10^5} = \frac{M_e \cdot \pi \cdot \tau}{V_t \cdot 10^5} \ [bar] \qquad (8.4)$$

Apoi, se calculează consumul de energie, respectiv de combustibil (tabel 8.3), folosind rel. 8.5 – 8.8:

- energie consumată:

$$E = P_e \cdot t = M_e \frac{\pi \cdot n}{30.000} t \ [kWh]; \tag{8.5}$$

- consum de energie:

$$\dot{E} = P_e \frac{100}{V} = M_e \frac{\pi \cdot n}{30.000} \cdot \frac{100}{V} \ [kWh/100km]; \tag{8.6}$$

- cantitate combustibil consumat:

$$m_f = BSFC \cdot E \ [g]; \tag{8.7}$$

- consum combustibil:

$$\dot{V}_f = \frac{BSFC}{1000\rho_f} \cdot 1000 \, \dot{E} = \frac{m_f}{1000\rho_f} \cdot 1000 \, \frac{100}{d \, [km]} \ [l/100km]. \tag{8.8}$$

Transpunerea deplasării autovehiculului în treptele de viteză posibile este ilustrată în fig. 8.4.

Tabel 8.3 Determinarea consumului de combustibil pentru puncte reprezentative de funcționare

#	V	F	Treaptă	n	M_e	M_{e_max}	χ	BMEP	BSFC	Ė	$\dot{V}_f$
	[km/h]	[N]	[-]	[rot/min]	[Nm]	[Nm]	[-]	[bar]	[g/kWh]	[kWh/ 100km]	[l/100km]
1	50	1000				185					
						208					
						191					
						159					
2	40	2500				103					
						201					
						201					

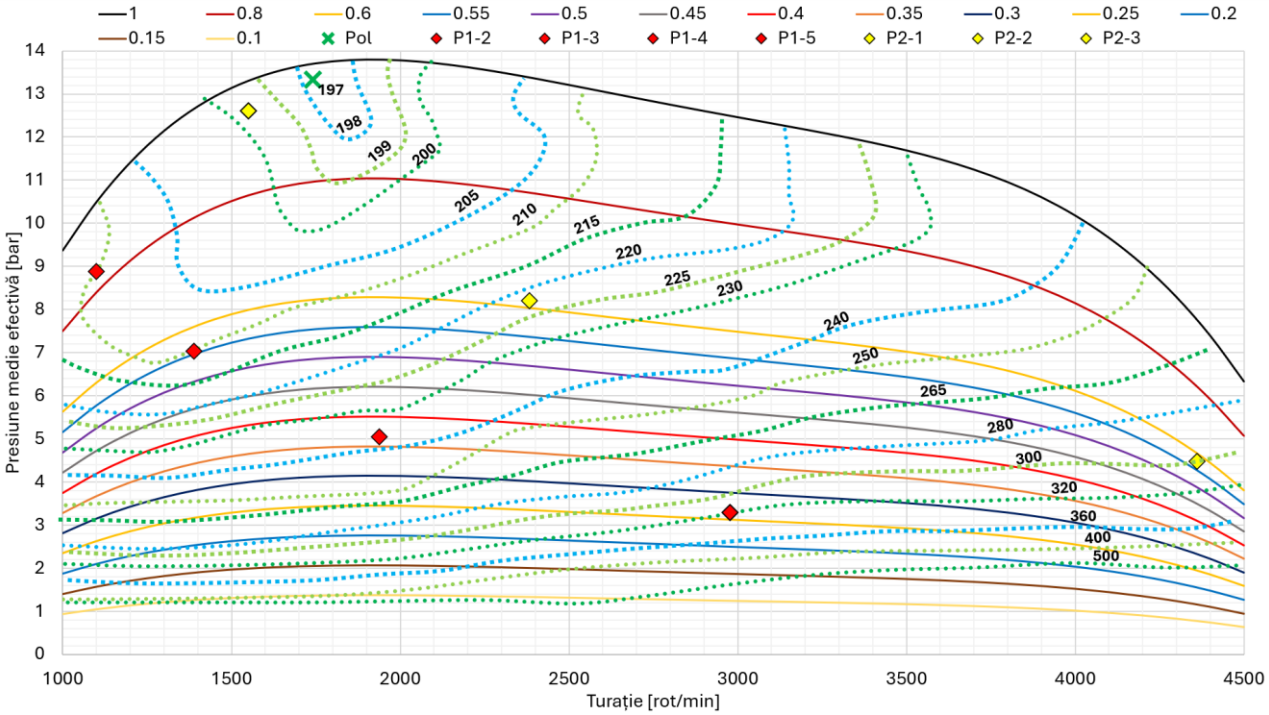


Fig. 8.4 Analiza economicității în diferite trepte de viteză

În mod similar, pentru un regim de putere dat, este posibilă determinarea valorilor minime și maxime ale consumului specific efectiv de combustibil (tabel 8.4), acestea fiind indentificate pe caracteristica complexă prezentată în fig. 8.5.

Tabel 8.4 Determinarea consumului minim și maxim de combustibil la putere constantă

V	P_e	BSFC min	n (BSFC min)	Ė	$\dot{V}_f$	BSFC max	n (BSFC max)	Ė	$\dot{V}_f$
[km/h]	[kW]	[g/kWh]	[rot/min]	[kWh/ 100km]	[l/100km]	[g/kWh]	[rot/min]	[kWh/ 100km]	[l/100km]
100	20								
100	40								
100	60								

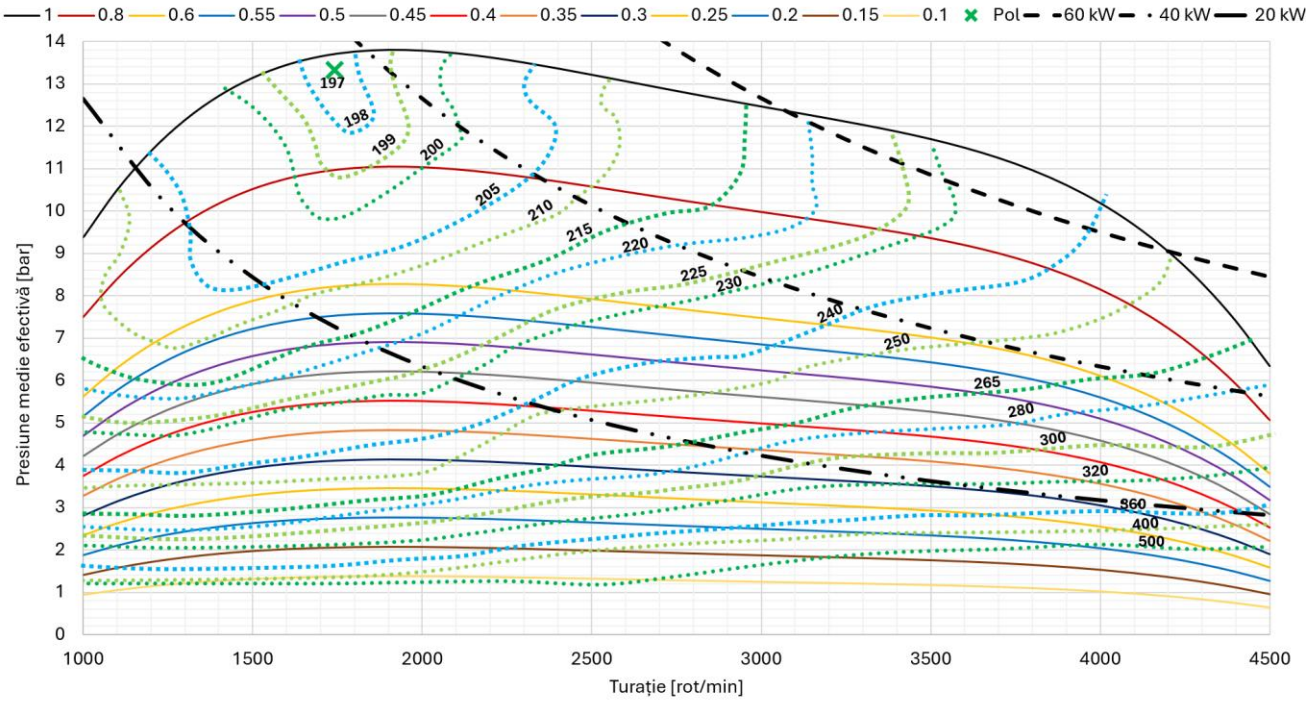


Fig. 8.5 Analiza economicității pentru regimuri de putere impuse

Desfășurarea lucrării

- analiza unui profil de deplasare a autovehiculului;
- transpunerea profilului de deplasare a autovehiculului în caracteristica complexă a MAI;
- identificarea de pe caracteristica complexă a consumului specific efectiv de combustibil corespunzător punctelor specifice din profilul de deplasare;
- determinarea energiei consumate și a consumului mixt de combustibil;

Pas 1

În vederea exemplificării calculului de consum de combustibil în condiții de deplasare mixte, se propune profilul de deplasare prezentat în tabelul 8.5. Pentru simplificare, în cazurile deplasărilor în regim tranzitoriu (accelerație nenulă) se va folosi în calculele de forță de tracțiune la roată și de turație viteza medie pe sectorul respectiv. În fig. 8.6 se prezintă

proprietățile profilului de deplasare în ceea ce privește variația distanței parcurse, a vitezei, a accelerației, respectiv a pantei aferente profilului de deplasare.

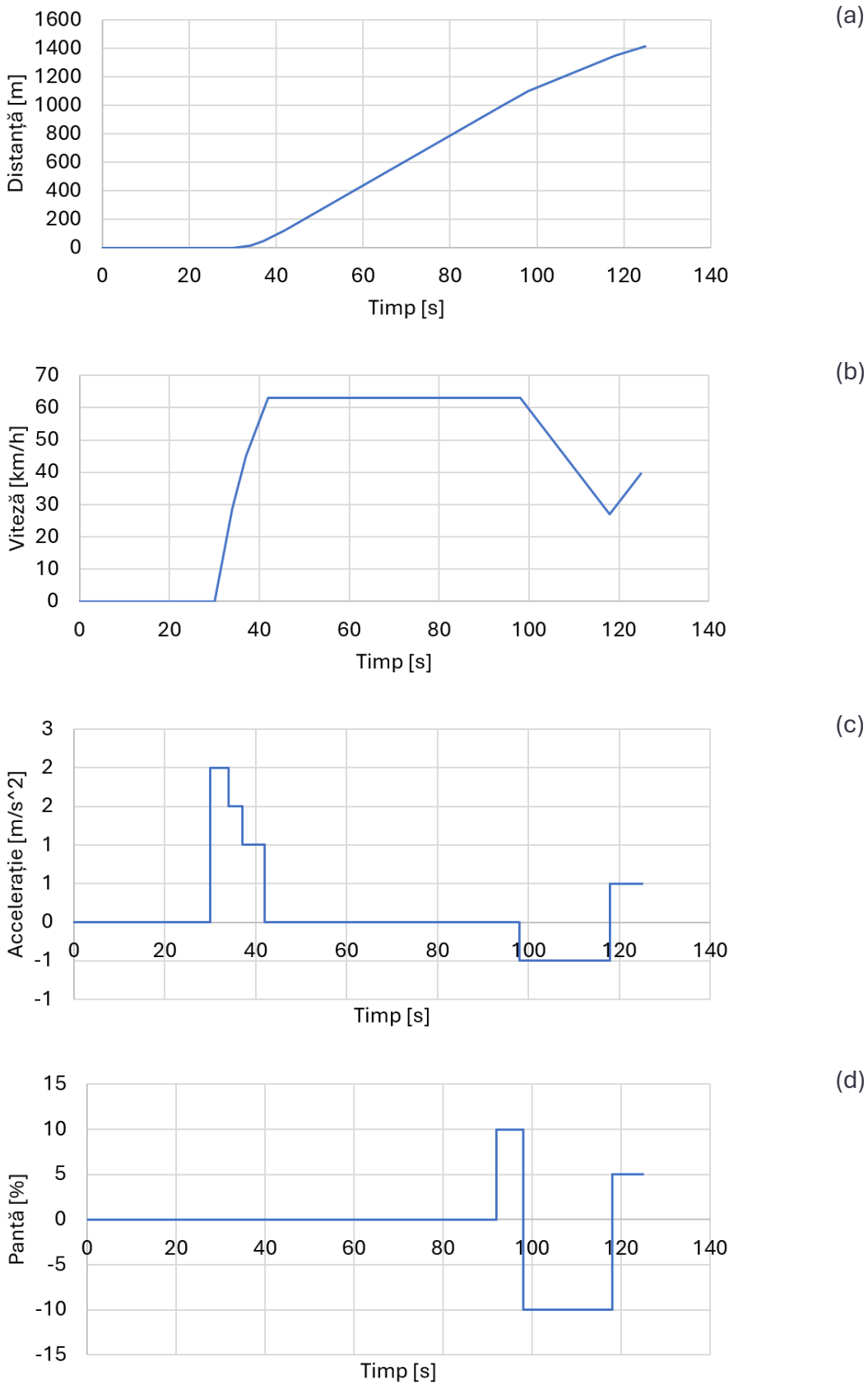


Fig. 8.6 Proprietățile profilului de deplasare (a) variația distanței parcurse; (b) variația vitezei; (c) variația accelerației; (d) variația pantei drumului

Tabel 8.5 Datele profilului de deplasare analizat

#	Descriere	Viteză început	Accelerație	Timp	Viteză final	Viteză medie	Distanță	Treaptă de viteză	Pantă
		[km/h]	[m/s^2]	[s]	[km/h]	[km/h]	[m]	[-]	[%]
1	Mers în gol	0	0	30	0	0	0	N	0
2	Pornire de pe loc	0	2	4	28,8	14,4	16	1	0
3	Repriză	28,8	1,5	3	45	36,9	30,8	2	0
4	Repriză	45	1	5	63	54	75	3	0
5	Mers rectiliniu cu viteză constantă	63	0	50	63	63	875	4	0
6	Urcare pantă	63	0	6	63	63	105	3	10
7	Frână motor	63	-0,5	20	27	45	250	2	-10
8	Accelerare în pantă	27	0,5	7	39,6	33,3	64,8	2	5

Pas 2

Calculul mărimilor necesare transpunerii profilului de deplasare a autovehiculului în caracteristica complexă a MAI (tabel 8.6):

- forța de tracțiune la roată (rel. 8.1);
- momentul efectiv (rel. 8.3);
- presiunea medie efectivă (rel. 8.4);
- turația (rel. 8.2);
- puterea efectivă (rel. 6.3).

Tabel 8.6 Date utilizate pentru determinarea consumului mixt de combustibil

#	F	M_e	BMEP	n	P_e	BSFC	$\dot{m}_f$	E	m_f	$\dot{V}_f$
	[N]	[Nm]	[bar]	[rot/min]	[kW]	[g/kWh]	[kg/h]	[kWh]	[g]	[l/100km]
1				ralanti	0	infinit	0,8	0		
2										
3										
4										
5										
6										
7										
8										

Pas 3

Identificarea de pe caracteristica complexă a consumului specific efectiv de combustibil corespunzător regimurilor de deplasare din tabelul 8.5, identificate prin coordonatele (n, BMEP) din tabelul 8.6 (fig. 8.7).

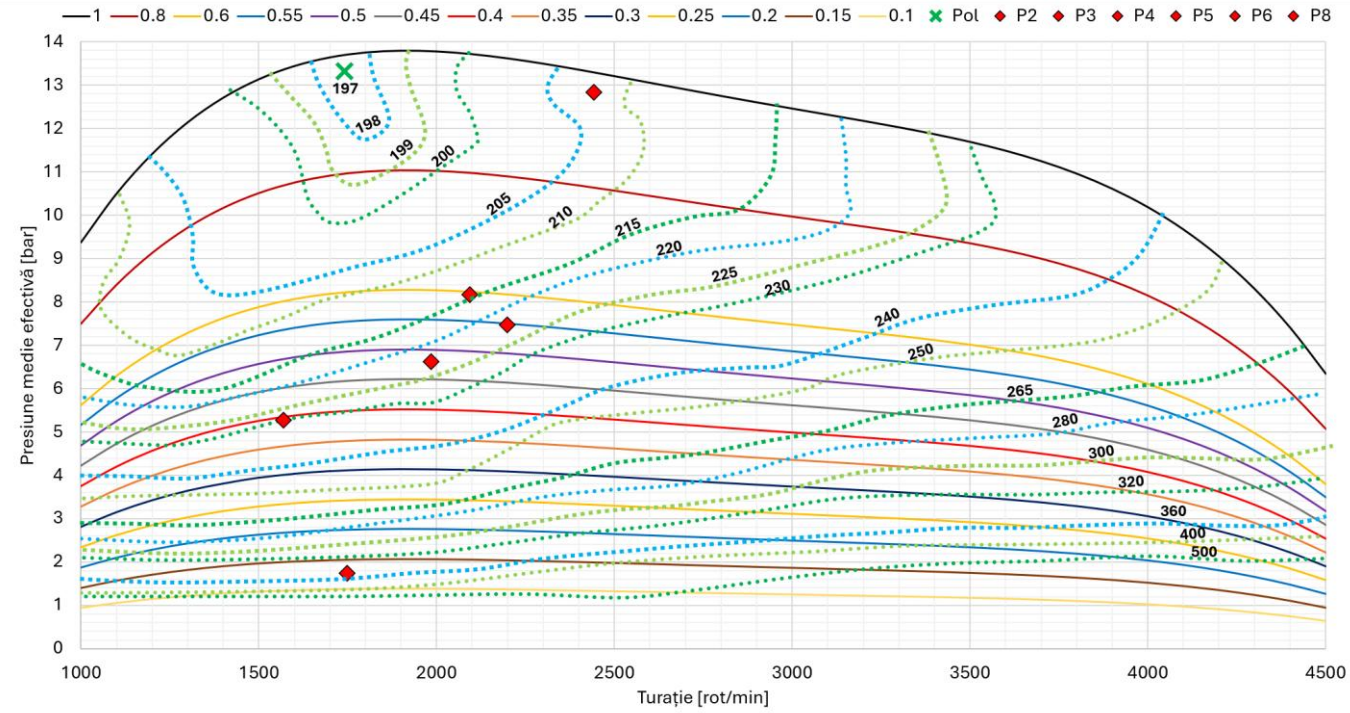


Fig. 8.7 Identificarea consumului specific efectiv de combustibil corespunzător diferitelor regimuri de deplasare

Pas 4

Calculul mărimilor necesare determinării consumului de energie, respectiv de combustibil:

- consumul orar de combustibil (rel. 1.5);
- energia consumată (rel. 8.5);
- cantitatea de combustibil consumat (rel. 8.7);
- consumul de combustibil (rel. 8.8).

Pas 5

Însumarea cantității de combustibil consumat și împărțirea la distanța parcursă pentru a obține consumul de combustibil în condiții de deplasare mixte, conform tabelului 8.6.

Pas 6

Opțional, se pot parcurge pașii 2-5 și pentru calculul consumului de combustibil pe un ciclu de testare/omologare. În fig. 8.8 este redată o variantă simplificată a ciclului de testare WLTP (Worldwide Harmonized Light-Duty Vehicles Test Procedure), din care sunt preluate proprietățile fiecărui sector de deplasare. Similar metodei prezentate, prin calculul valorilor specifice fiecărui sector, se poate determina consumul de combustibil pe ciclul de testare/omologare (tabelul 8.7).

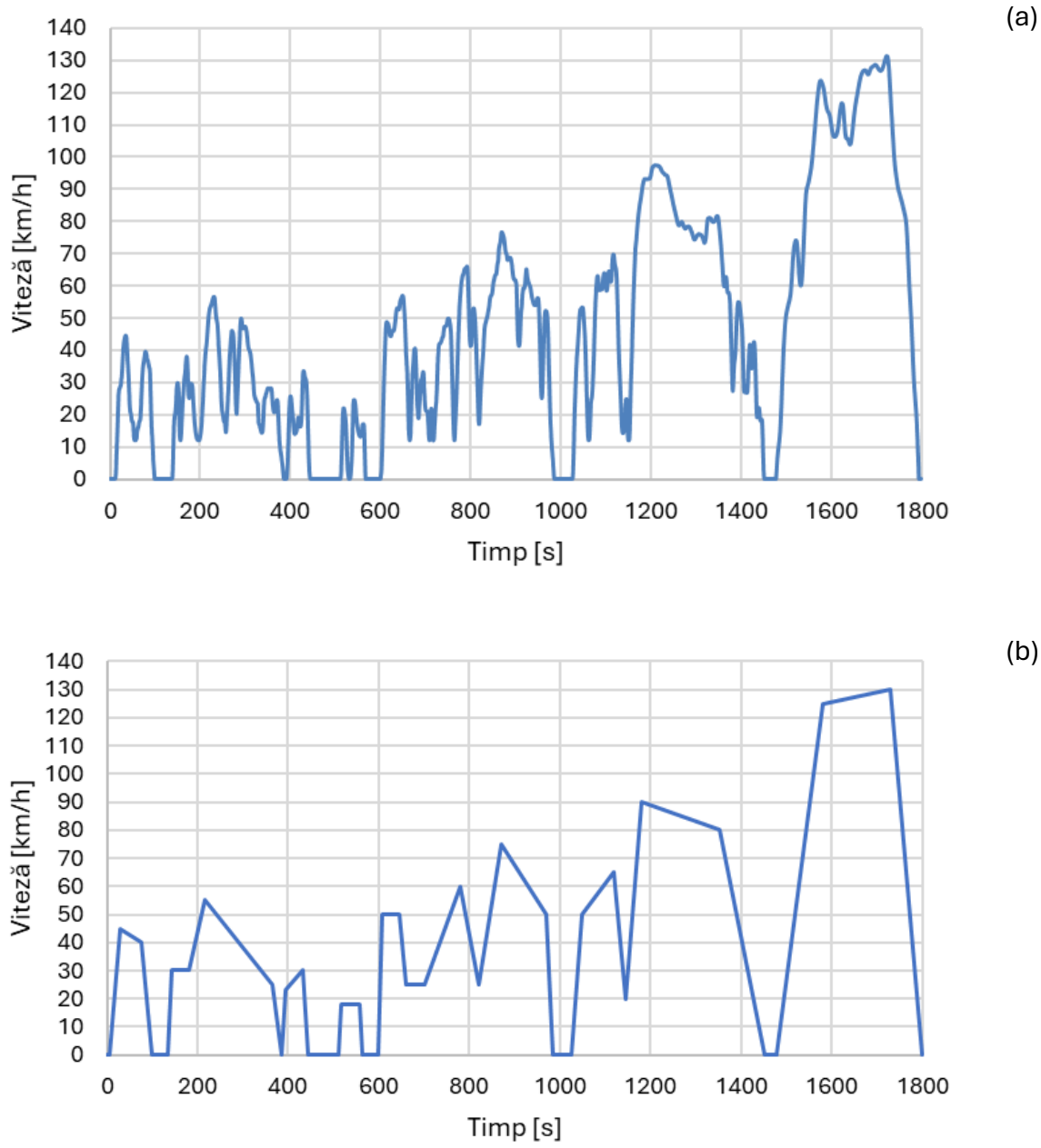


Fig. 8.8 Ciclu de testare (a) ciclu WLTP real [5]; (b) ciclu WLTP simplificat (pentru posibilitatea estimării consumului de combustibil folosind metodologia prezentată)

Tabel 8.7 Date simplificate pentru simularea unui profil de deplasare de tip WLTP

timp	V	a	p	Tr.	F	M_e	BMEP	n	P_e	BSFC	$\dot{m}_f$	E	m_f	$\dot{V}_f$
[s]	[km/h]	[m/s^2]	[%]	[-]	[N]	[Nm]	[bar]	[rot/min]	[kW]	[g/kWh]	[kg/h]	[kWh]	[g]	[l/100km]
0	0	0,00	0											
7	0	0,54	0											
30	45	-0,03	0											
76	40	-0,46	0											
100	0	0,00	0											
135	0	1,04	0											
143	30	0,00	0											
180	30	0,19	0											
217	55	-0,06	0											
365	25	-0,33	0											
386	0	0,91	0											
393	23	0,05	0											
432	30	-0,64	0											
445	0	0,00	0											
510	0	0,71	0											
517	18	0,00	0											
558	18	-0,71	0											
565	0	0,00	0											
600	0	1,54	0											
609	50	0,00	0											
645	50	-0,46	0											
660	25	0,00	0											
700	25	0,12	0											
780	60	-0,24	0											
820	25	0,28	0											
870	75	-0,07	0											
970	50	-0,87	0											
986	0	0,00	0											
1025	0	0,56	0											
1050	50	0,06	0											
1120	65	-0,50	0											
1145	20	0,56	0											
1180	90	-0,02	0											
1354	80	-0,23	0											
1452	0	0,00	0											
1478	0	0,34	0											
1580	125	0,01	0											
1730	130	-0,52	0											
1800	0	0,00	0											

9. Determinarea caracteristicii de pierderi a unui MAI

Scop

- Analiza analitică a pierderilor mecanice ale MAI în funcție de turație și sarcină.

Obiective educaționale și de formare a competențelor specifice

- Enumerarea metodelor de determinare a pierderilor mecanice la MAI.
- Descrierea metodei de determinare a pierderilor prin scoaterea succesivă din funcțiune a cilindrilor.
- Determinarea pierderilor mecanice prin metode analitice.

9.1. Generalități

Caracteristica de pierderi redă variaţia puterii corespunzătoare pierderilor mecanice P_m, a presiunii medii a pierderilor mecanice p_m şi a randamentului mecanic η_m în funcţie de turaţie la sarcină constantă sau, în funcţie de sarcină la turaţie constantă. Puterea corespunzătoare pierderilor mecanice este compusă din:

- pierderile prin frecare P_{fr} (la piston, segmenţi, fusuri ș.a.m.d.);
- puterea necesară antrenării P_{antr} (a mecanismului de distribuţie, a pompei de injecţie, a pompei de apă ș.a.m.d.);
- pierderile prin pompaj P_p (în procesele de admisie şi evacuare).

Puterea corespunzătoare pierderilor mecanice se poate determina prin mai multe metode:

- prin antrenarea MAI cu o frână electrică reversibilă şi măsurarea puterii necesare antrenării la diferite turaţii;
- prin scoaterea succesivă din funcţiune a cilindrilor;
- analitic, prin prelungirea curbei consumului orar de combustibil, reprezentat în funcţie de puterea efectivă (spre domeniul negativ al valorilor de putere efectivă), până la intersectarea acesteia cu abscisa.

În cazul în care se dispune de o frână electrică reversibilă pentru determinarea pierderilor mecanice, aceasta se poate utiliza pentru antrenarea MAI fără alimentare cu combustibil, măsurând astfel puterea necesară antrenării. Regimul termic al motorului trebuie menţinut cât mai aproape de cel corespunzător funcţionării normale (temperatura lichidului de răcire 75...90 °C şi a uleiului 80...95 °C).

Determinarea puterii corespunzătoare pierderilor mecanice prin scoaterea succesivă a cilindrilor din funcţiune se bazează pe faptul că diferenţa dintre puterea efectivă măsurată când motorul funcţionează cu toţi cilindrii şi puterea $P_{e\text{-}\upsilon}$, măsurată la aceeaşi turaţie, dar după ce s-a scos din funcţiune cilindrul υ (prin întreruperea injecţiei sau scânteii electrice), reprezintă puterea indicată a acestui cilindru:

$$P_{i\upsilon} = P_e - P_{e-\upsilon} \tag{9.1}$$

După întreruperea succesivă a tuturor cilindrilor, se poate determina puterea indicată totală:

$$P_i = \sum_{v=1}^{i} P_{iv}, \tag{9.2}$$

iar apoi puterea corespunzătoare pierderilor mecanice:

$$P_m = \sum_{v=1}^{i} P_{iv} - P_e = \sum_{v=1}^{i} (P_e - P_{ev}) - P_e = P_i - P_e. \tag{9.3}$$

Timpul necesar pentru efectuarea măsurării cu un cilindru scos din funcţiune nu trebuie să depăşească un minut.
Randamentul mecanic se determină astfel:

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i}\ [-]. \tag{9.4}$$

Pentru a avea rezultate comparabile cu cele din exploatare, este indicat ca la încercarea MAI să se prevadă toate echipamentele necesare funcționării normale: pompa de apă, pompa de ulei, ventilatorul, alternatorul ș.a.m.d. Din cauza dependenței randamentului mecanic de numărul echipamentelor, este necesară precizarea condiţiilor în care au fost făcute încercările pentru determinarea caracteristicii de pierderi, precum și eventualele echipamente auxiliare folosite.

9.2. Prelucrarea și interpretarea datelor

Variațiile astfel obținute ale pierderilor mecanice sunt prezentate în fig. 9.1. Încercările experimentale arată că puterea corespunzătoare pierderilor mecanice creşte cu turaţia aproximativ exponenţial.

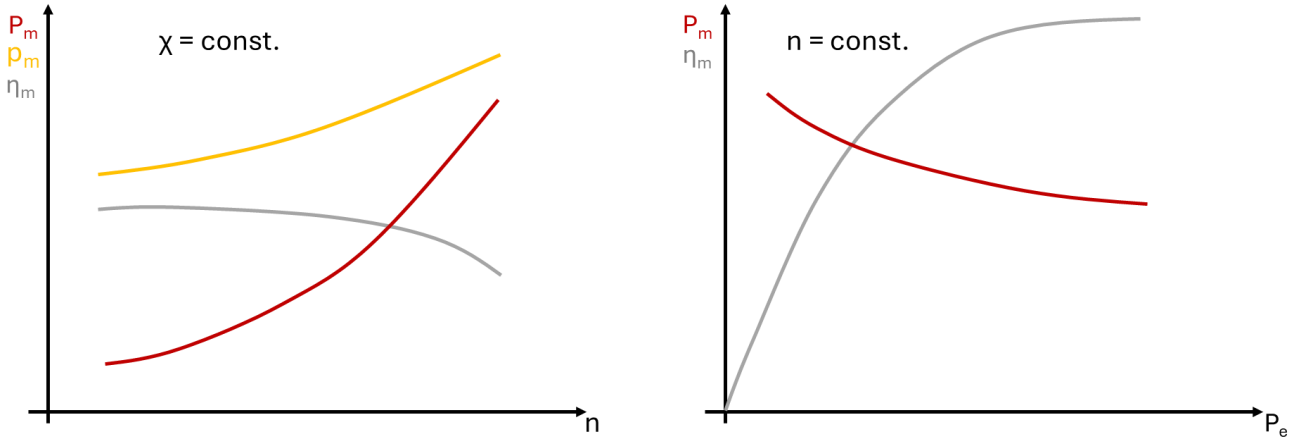


Fig. 9.1 Caracteristica de pierderi a unui MAI în funcție de turație și sarcină

Mărirea sarcinii MAI acţionează în sens favorabil, ceea ce arată importanţa alegerii unor regimuri corespunzătoare de funcţionare a MAI. Randamentul mecanic creşte odată cu sarcina și înregistrează valori maxime în jurul sarcinii pline (χ = 1,0). Valori uzuale ale

randamentului mecanic la MAS sunt de η_m = 0,9...0,97, iar la MAC η_m = 0,95...0,98 (în cazul motoarelor în doi timpi, aceste valori sunt mai mici).

Desfășurarea lucrării

- stabilirea intervalului de turație analizat;
- reglarea regimului inițial de funcționare;
- înregistrarea valorilor afișate pentru puterea efectivă și momentul efectiv;
- calculul consumului orar de combustibil, respectiv al consumului specific de combustibil;
- repetarea experimentului pentru mai multe valori ale consumului orar de combustibil (ale sarcinii în cazul MAC);
- reluarea pașilor pentru toate turațiile alese;
- reprezentarea grafică;
- efectuarea analizei analitice;
- discuții și concluzii referitoare la valorile obținute.

Pas 1

Pregătirea standului, pornirea frânei electromagnetice și a motorului (fig. 2.15 - 2.16).

Pas 2

Montarea cântarului pentru măsurarea consumului de combustibil (fig. 4.4).

Pas 3

Stabilirea funcționării motorului la turația aleasă, în regim de sarcină nulă.

Pas 4

Notarea valorilor inițiale și finale ale masei de combustibil consumate pe durata testului (30 s), precum și a valorilor puterii și momentului efectiv.

Pas 5

Creșterea sarcinii prin intermediul manetei care controlează poziția cremalierei/poziția pedalei de accelerație/poziția obturatorului, până la obținerea următoarei sarcini dorite (rel. 5.1). Pentru ca turația să rămână constantă este necesar ca, simultan cu modificarea sarcinii, să se regleze și momentul rezitent al frânei.
În mod similar, se notează valorile inițiale și finale ale masei de combustibil consumate, respectiv puterea și momentul efectiv.

Pas 6

Repetarea pașilor 3 - 5 pentru întreaga plajă de turații selectată (tabel 9.1).

Tabel 9.1 Date experimentale pentru determinarea caracteristicii de pierderi a MAI

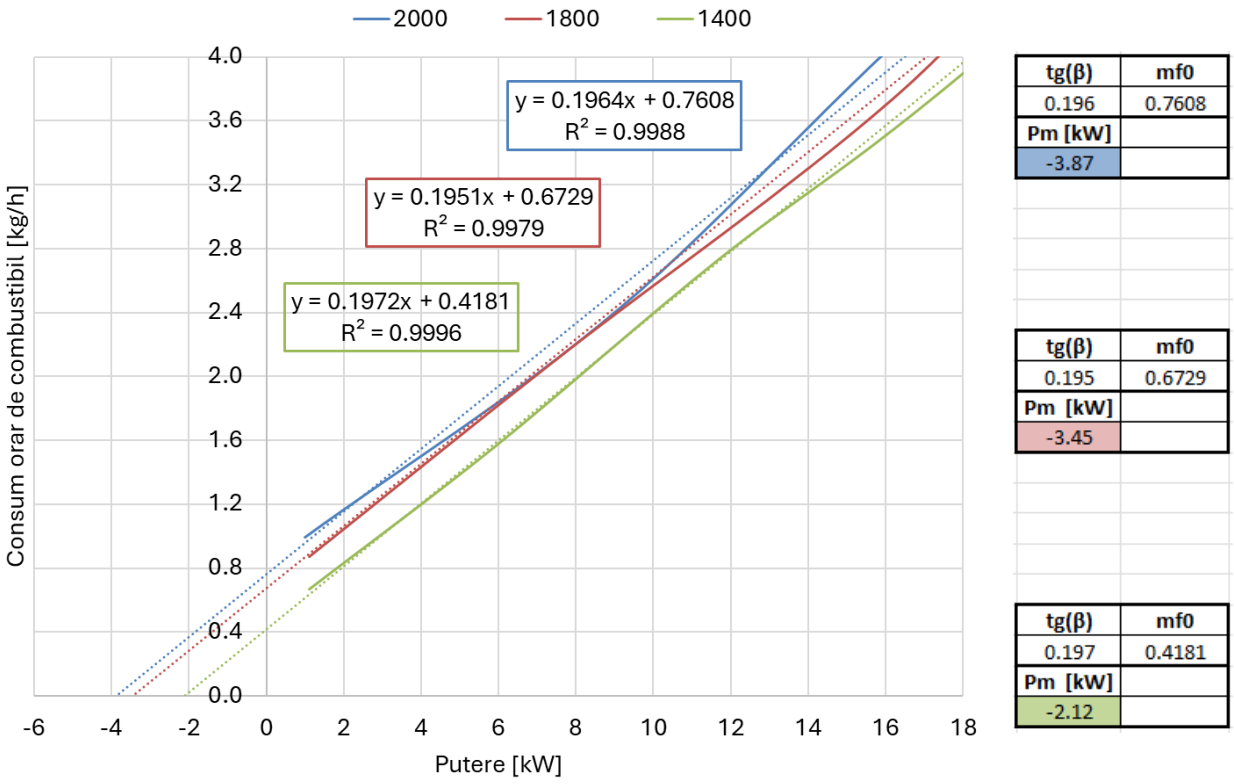
n	P_e	m_{start}	m_{stop}	Δm	timp	$\dot{m}_f$
[rot/min]	[kW]	[g]	[g]	[g]	[s]	[kg/h]
					30	

Pas 7

Realizarea graficelor $(P_e) = f(\dot{m}_f)$ pentru toate turațiile măsurate și determinarea ecuațiilor liniilor de tendință ce caracterizează aceste curbe.

Pas 8

Prelungirea liniilor de tendință până la intersecția cu cele două axe, care indică consumul orar de combustibil la mers în gol, respectiv puterea corespunzătoare pierderilor mecanice (fig. 9.2).



tg(β)	mf0
0.196	0.7608
Pm [kW]	
-3.87	

tg(β)	mf0
0.195	0.6729
Pm [kW]	
-3.45	

tg(β)	mf0
0.197	0.4181
Pm [kW]	
-2.12	

Fig. 9.2 Determinarea puterii corespunzătoare pierderilor mecanice prin metoda analitică

10. Determinarea bilanțului energetic al unui MAI

Scop

- Analiza distribuției fluxurilor energetice și termice specifice funcționării MAI.

Obiective educaționale și de formare a competențelor specifice

- Enumerarea fluxurilor termice care alcătuiesc bilanțul energetic al unui MAI.
- Descrierea metodelor de calcul pentru fiecare termen al bilanțului energetic.
- Identificarea locațiilor de măsurare a temperaturilor caracteristice și a echipamentelor utilizate.
- Explicarea variației ponderii termenilor bilanțului energetic în funcție de sarcină și turație.

10.1. Generalități

Bilanţul energetic al unui MAI exprimă modul de repartiţie a căldurii disponibile între căldura echivalentă lucrului mecanic efectiv şi acoperirea diferitelor pierderi (fig. 10.1). Acesta este descris de relația:

$$\dot{q}_{disp} = \dot{q}_e + \dot{q}_{cool} + \dot{q}_{exh} + \dot{q}_{inc} + \dot{q}_{oil} + \dot{q}_{rest}, \tag{10.1}$$

unde $\dot{q}_{disp}$ este fluxul termic disponibil [kW];
$\dot{q}_e$ – fluxul termic echivalent lucrului mecanic efectiv (căldură transformată în lucru mecanic util) [kW];
$\dot{q}_{cool}$ – fluxul termic pierdut prin mediul de răcire [kW];
$\dot{q}_{exh}$ – fluxul termic pierdut prin gazele arse evacuate [kW];
$\dot{q}_{inc}$ – fluxul termic echivalent arderii incomplete a combustibilului [kW];
$\dot{q}_{oil}$ – fluxul termic cedat sistemului de ungere [kW];
$\dot{q}_{rest}$ – termenul rezidual (pierderile termice de care nu ţin seama ceilalţi termeni ai bilanţului) [kW].

Raportând componentele bilanţului la căldura disponibilă,

$$1 = \frac{\dot{q}_e}{\dot{q}_{disp}} + \frac{\dot{q}_{cool}}{\dot{q}_{disp}} + \frac{\dot{q}_{exh}}{\dot{q}_{disp}} + \frac{\dot{q}_{inc}}{\dot{q}_{disp}} + \frac{\dot{q}_{oil}}{\dot{q}_{disp}} + \frac{\dot{q}_{rest}}{\dot{q}_{disp}}, \tag{10.2}$$

se obţine ecuaţia de bilanţ sub forma:

$$100\% = x_e + x_{cool} + x_{exh} + x_{inc} + x_{oil} + x_{rest}. \tag{10.3}$$

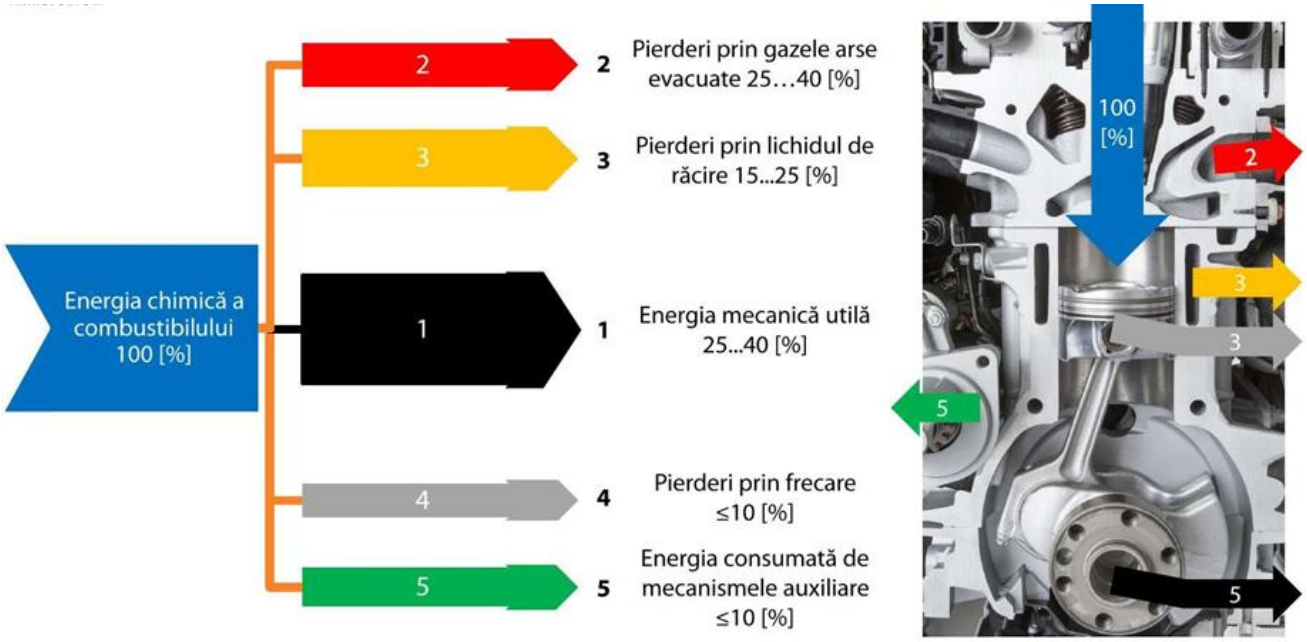


Fig. 10.1 Bilanțul energetic al unui MAI [2]

10.2. Determinarea fluxurilor termice specifice bilanțului energetic

Fluxurile termice specifice bilanțului energetic se determină după cum urmează:

- fluxul termic disponibil:

$$\dot{q}_{disp} = \dot{m}_f \cdot LHV_f \ [kJ/h]; \tag{10.4}$$

- fluxul termic echivalent lucrului mecanic efectiv:

$$\dot{q}_e = 3600 P_e \ [kJ/h]; \tag{10.5}$$

Se menționează faptul că raportul dintre fluxul termic disponibil și cel echivalent lucrului mecanic efectiv reprezintă randamentul efectiv al MAI:

$$\frac{\dot{q}_e}{\dot{q}_{disp}} = \frac{3600 P_e}{\dot{m}_f \cdot LHV_f} = \eta_e \ [-]. \tag{10.6}$$

- fluxul termic pierdut prin mediul de răcire:

$$\dot{q}_{cool} = \dot{m}_{cool} \cdot c_{p_{cool}} \left(T_{cool_{ex}} - T_{cool_{in}}\right) \ [kJ/h], \tag{10.7}$$

unde $\dot{m}_{cool}$ este debitul lichidului de răcire [kg/h];
c_{p_cool} - căldura specifică a lichidului de răcire [kJ/kg°C];
$T_{cool_{ex}}$ – temperatura lichidului de răcire la ieșirea din blocul motor (sau la intrarea în radiator) [°C];
$T_{cool_{in}}$ - temperatura lichidului de răcire la intrarea în blocul motor (sau la ieșirea din radiator) [°C].

- fluxul termic pierdut prin gazele arse evacuate se obţine prin diferenţa dintre entalpia gazelor evacuate şi entalpia amestecului/aerului la intrare în MAI:

$$\dot{q}_{exh} = c_{p_{exh}} \cdot N \cdot \dot{m}_f (T_{exh} - T_{atm}) - c_{p_{fc}} \cdot \lambda \cdot AFR_s \cdot \dot{m}_f (T_{intake} - T_{atm}) \; [kJ/h], \quad (10.8)$$

unde $c_{p\,exh}$ este căldura specifică molară a gazelor arse evacuate [kJ/kmolK];
N – numărul de kilomoli de gaze arse ce rezultă din arderea unui kilomol de combustibil [kmol/kg];
T_{exh} – temperatura gazelor arse evacuate [K];
$c_{p\,fc}$ – căldura specifică a încărcăturii proaspete [kJ/kgK];
T_{intake} – temperatura încărcăturii proaspete pe admisie [K].
Dacă se cunoaște valoarea debitului de încărcătură proaspătă (amestec/aer) se obține:

$$\dot{q}_{exh} = c_{p_{exh}} \cdot \dot{m}_{exh} (T_{exh} - T_{atm}) - c_{p_{fc}} \cdot \dot{m}_{fc} (T_{intake} - T_{atm}) \; [kJ/h], \quad (10.9)$$

unde $c_{p\,exh}$ se folosește în kJ/kgK;
$\dot{m}_{exh}$ este debitul masic al gazelor arse evacuate [kg/h];
Dacă $c_{p\,exh} \approx c_{p\,fc} \approx c_p$ şi $N = \lambda \cdot AFR_s$ se obţine:

$$\dot{q}_{exh} = c_p \cdot \lambda \cdot AFR_s \cdot \dot{m}_f (T_{exh} - T_{intake}) \; [kJ/h]. \quad (10.10)$$

- fluxul termic echivalent arderii incomplete a combustibilului:

$$\dot{q}_{inc} = \sum (\upsilon_i \cdot \rho_i \cdot LHV_i) \cdot \dot{V}_{exh} \; [kJ/h], \quad (10.11)$$

unde υ_i reprezintă participația volumică adimensională a componentelor (CO, H_2, CH_2, C) [-];
ρ_i – densitatea componentelor [kg/m^3];
LHV_i – puterea calorică inferioară a componentelor [kJ/kg];
$\dot{V}_{exh}$ – debitul volumic al gazelor arse evacuate [m^3/h].
Astfel, $\Sigma(\upsilon_i \cdot \rho_i \cdot LHV_i)$ reprezintă energia specifică, în kJ/m^3, a componentelor din gazele arse evacuate.
Hidrocarburile nearse sunt considerate în cadrul CH_2, iar funinginea este considerată în cadrul C.

Arderea poate fi completă, când există aer suficient ($\lambda \geq 1$), incompletă, când nu este aer suficient pentru o ardere completă ($\lambda < 1$), respectiv perfectă/imperfectă (fig. 10.2, 10.3).
Fluxul termic pierdut din cauza arderii imperfecte se determină prin relația:

$$\dot{q}_{imp} = \dot{q}_{inc} - \dot{q}_{inc_{echilibru}}, \quad (10.12)$$

unde $\dot{q}_{inc_echilibru}$ reprezintă fluxul termic pierdut din cauza arderii incomplete până la echilibru.

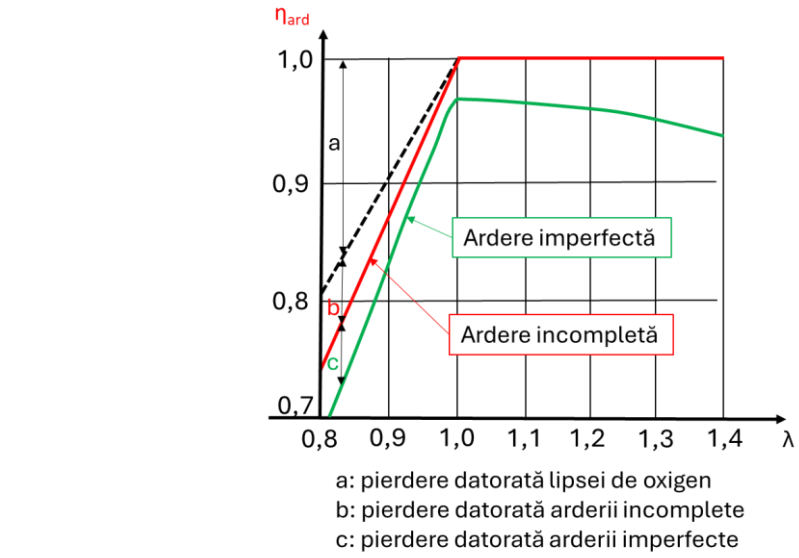


Fig. 10.2 Randamentul arderii la MAI



Fig. 10.3 Cauzele arderii imperfecte și incomplete la MAI [2]

- fluxul termic cedat sistemului de ungere este echivalat cu căldura rezultată prin frecare, considerată egală cu energia pierderilor mecanice (fig. 10.4).

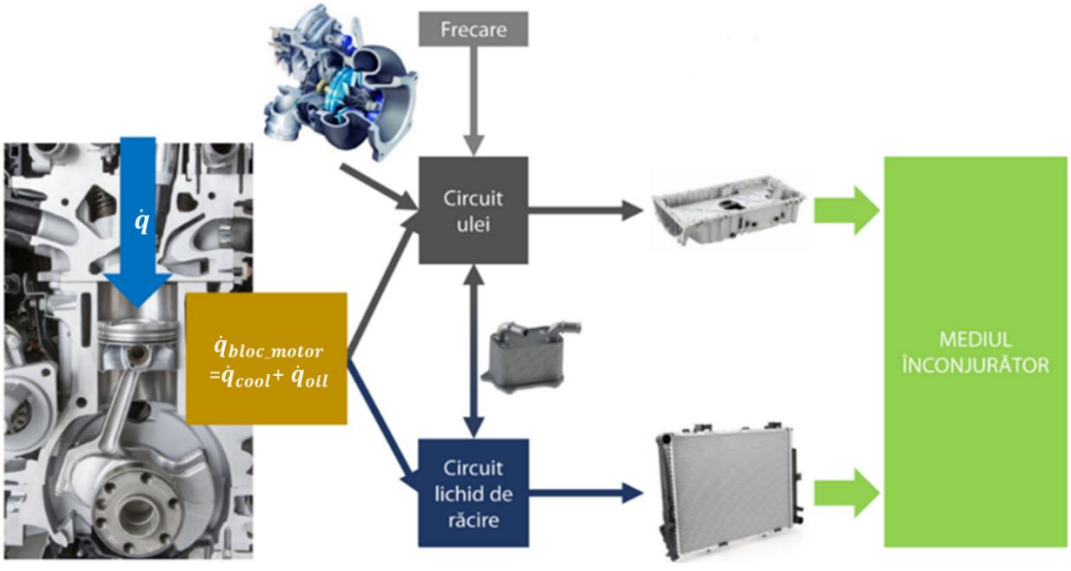


Fig. 10.4 Fluxul termic cedat sistemului de ungere prin frecare [2]

Pentru MAI existente bilanţul energetic se determină pe cale experimentală. Pentru MAI în fază de proiectare bilanţul energetic poate fi estimat pe baza datelor rezultate din calculul termic al MAI. Valorile procentuale ale termenilor bilanţului energetic sunt prezentate în tabelul 10.1.

Tabel 10.1 Valori procentuale orientative ale termenilor bilanțului energetic al MAI

Tipul motorului		x_e	x_{cool}	x_{exh}	x_{inc}	$x_{oil} + x_{rest}$
MAS		21-28	12-27	30-35	0-5	3-10
MAC	Fără suraalimentare	29-42	15-35	25-45	0-5	2-5
	Cu supraalimentare	35-45	10-25	25-40	0-5	2-5

Din multitudinea factorilor care influenţează bilanţul energetic al unui MAI, o importanţă deosebită o prezintă factorii care pot fi reglaţi în exploatare, anume turaţia și sarcina. Urmărind influenţa acestora asupra bilanţului energetic, ilustrată în fig. 10.5, rezultă că la MAC turaţia influenţează în mică masură componentele bilanţului, iar la MAS componentele au valori optime în jurul turaţiei de putere maximă. Influenţa sarcinii asupra bilanţului energetic este sensibilă în cazul MAS, în special la sarcini mici şi mers în gol. La MAC sarcina nu influenţează sensibil componentele bilanţului energetic. Din analiza factorilor de influenţă asupra bilanţului energetic rezultă eficienţa mai ridicată a MAC faţă de MAS.

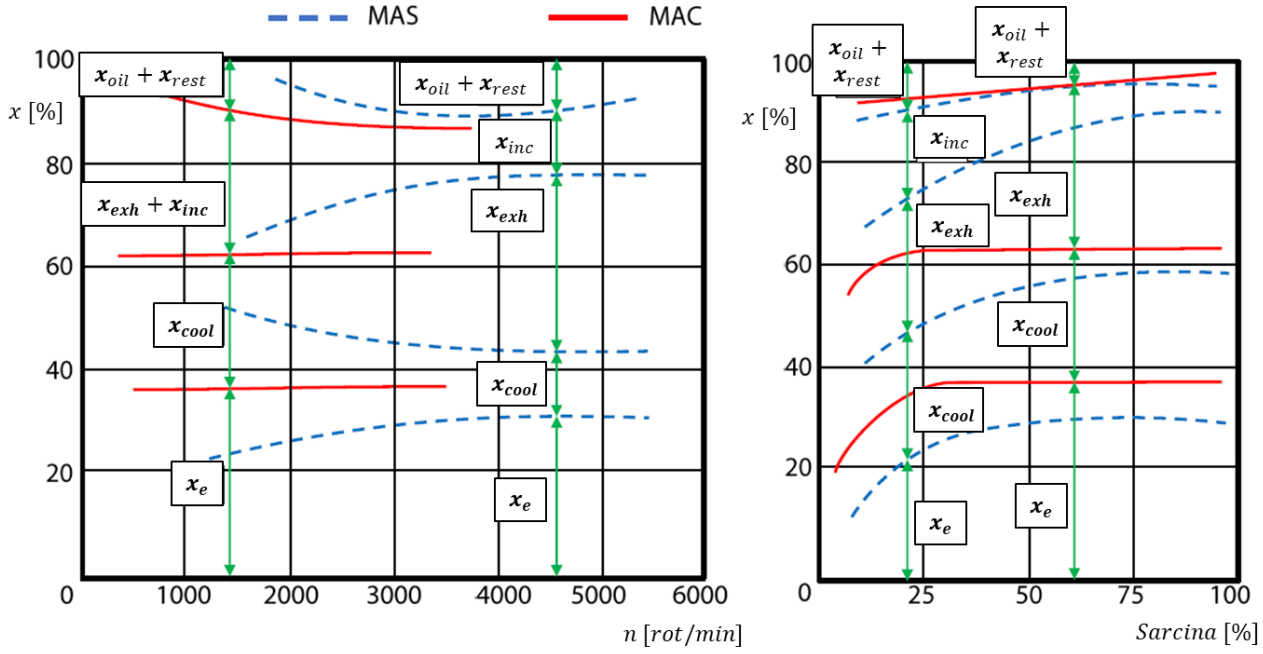


Fig. 10.5 Variația participațiilor procentuale ale termenilor bilanțului energetic în funcție de turație și sarcină [2]

Desfășurarea lucrării

- stabilirea sarcinii și a intervalului de turație analizat;
- reglarea regimului inițial de funcționare;
- înregistrarea valorilor afișate pentru puterea efectivă și momentul efectiv;
- înregistrarea valorilor termice afișate pe circuitul de răcire, la intrarea și ieșirea din radiator;

- înregistrarea valorii termice de pe galeria de evacuare;
- înregistrarea valorilor afișate de ECU cu privire la debitul și temperatura aerului pe admisie;
- calculul consumului orar de combustibil, respectiv al consumului specific de combustibil;
- repetarea experimentului pentru mai multe turații;
- calculul fiecărui termen din bilanțul energetic;
- reprezentarea grafică;
- discuții și concluzii referitoare la valorile obținute.

Pas 1

Pregătirea standului, pornirea frânei electromagnetice și a motorului (fig. 2.15 - 2.16).

Pas 2

Montarea echipamentului de diagnoză (fig. 2.17) și inițializarea comunicației cu ECU prin portul OBD.

Pas 3

Montarea cântarului pentru măsurarea consumului de combustibil (fig. 4.4).

Pas 4

Stabilirea turației maxime de testare și reglarea sarcinii astfel încât valorile afișate ale puterii și momentului efectiv să corespundă regimului dorit, conform fișei tehnice a motorului (fig. 4.5.a).

Pas 5

Notarea valorilor inițiale și finale ale masei de combustibil consumate pe durata testului, precum și a valorilor puterii și momentului efectiv.

Pas 6

Notarea temperaturii lichidului de răcire la intrarea și ieșirea din radiator (fig. 10.6).

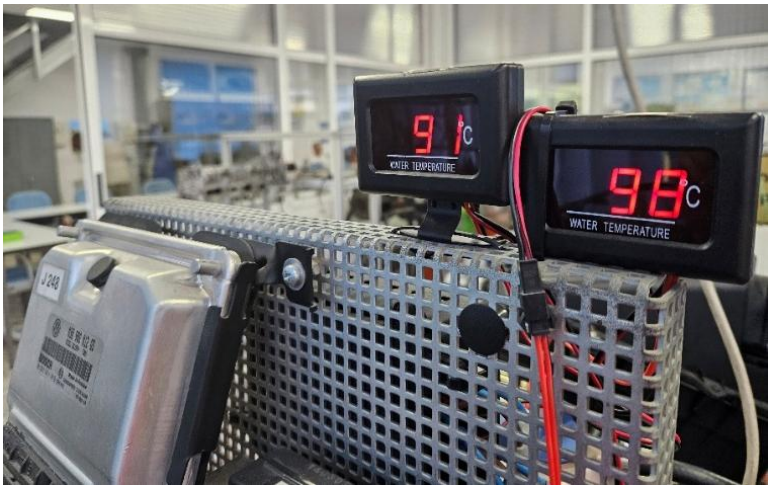


Fig. 10.6 Valorile temperaturii lichidului de răcire la intrarea și ieșirea din radiator

Pas 7

Măsurarea temperaturii gazelor pe galeria de evacuare, dar doar după stabilizarea acesteia (opțional, se poate măsura și temperatura lichidului de răcire la intrarea și ieșirea din radiator, pentru verificarea valorilor citite la pasul 6).

Se menționează totuși faptul că temperatura pereților conductelor nu este egală cu temperatura fluidului ce circulă în interiorul acestora.

Pas 8

Notarea temperaturii aerului, respectiv a debitului de aer de pe admisie, afișate prin interfața de diagnoză (opțional, se poate nota și temperatura lichidului de răcire măsurată în motor, pentru verificarea valorilor citite la pasurile 6 și 7, respectiv cantitatea de combustibil injectată pe ciclu, pentru verificarea consumului măsurat pe cântar la pasul 5).

Pas 9

Creșterea încărcării frânei pentru reducerea turației la următorul punct de măsurare și repetarea pașilor 5 - 8 pentru întreaga plajă de turații selectată.

Pas 10

Centralizarea datelor în tabelul 10.2 și realizarea calculelor specifice.

Tabel 10.2 Date experimentale și legendă pentru determinarea bilanțului energetic

	citit de pe afișajul frânei electromagnetice
	citit de pe cântar
	citit de pe panoul de comandă al motorului
	măsurat prin intermediul OBD
	măsurat prin intermediul unui termometru cu infraroșu
	preluat din fișa tehnică a motorului
	valori de calculat
	valori preluate din literatura de specialitate / determinate în funcție de condițiile atmosferice

χ	[-]			
n	[rot/min]	1500	2000	2500
n_c	[ciclu/h]			
P_e	[kW]			
M_e	[Nm]			
m_{start}	[g]			
m_{stop}	[g]			
t_{consum}	[s]			
$\dot{m}_f$	[kg/h]			
BSFC	[g/kWh]			
$\dot{m}_{inj}$	[mg/cursă]			
$\dot{m}_{f\ (alternativ)}$	[kg/h]			
T_{intake}	[°C]			
T_{exh}	[°C]			
T_{cool_in}	[°C]			
T_{cool_in}	[°C]			
T_{cool_in}	[°C]			
T_{cool_ex}	[°C]			
T_{cool_ex}	[°C]			
$\dot{m}_{aer}$	[mg/cursă]			
$\dot{m}_{aer}$	[kg/h]			
$\dot{m}_{exh}$	[kg/h]			
$\dot{m}_{cool}$	[kg/h]			
$\dot{q}_{disp}$	[kW]			
$\dot{q}_e$	[kW]			
$\dot{q}_{exh}$	[kW]			
$\dot{q}_{cool}$	[kW]			
$\dot{q}_{inc}$	[kW]			
$\dot{q}_{rest}$	[kW]			
x_e	[%]			
x_{exh}	[%]			
x_{cool}	[%]			
x_{inc}	[%]			
x_{rest}	[%]			

c_{p_aer}	[kJ/kgK]	1,005
c_{p_exh}	[kJ/kgK]	1,244
c_{p_cool}	[kJ/kg]	4,22
LHV_f	[kJ/kg]	42800
LHV_{CO}	[kJ/kg]	10112
LHV_{HC}	[kJ/kg]	25000
LHV_{H2}	[kg/m^3]	20000
ρ_{aer}	[kg/m^3]	1,18
ρ_{exh}	[kg/m^3]	0,45
ρ_f	[kg/m^3]	840
ρ_{cool}	[kg/m^3]	956,8
ρ_{CO}	[kg/m^3]	1,14
ρ_{HC}	[kg/m^3]	1,96
ρ_{H2}	[kg/m^3]	0,09

		u_i		
n	[rot/min]	1500	2000	2500
CO	[%]	0,024	0,024	0,027
HC	[ppm]	15	11	18
H_2	[%]	0,1	0,1	0,1

Pas 11

Realizarea graficelor ($\dot{q}_{disp}$, $\dot{q}_{e}$, $\dot{q}_{exh}$, $\dot{q}_{cool}$, $\dot{q}_{inc}$, $\dot{q}_{rest}$) = f(n) conform fig. 10.7, respectiv (x_{e}, x_{exh}, x_{cool}, x_{inc}, x_{rest}) = f(n) conform fig. 10.8.

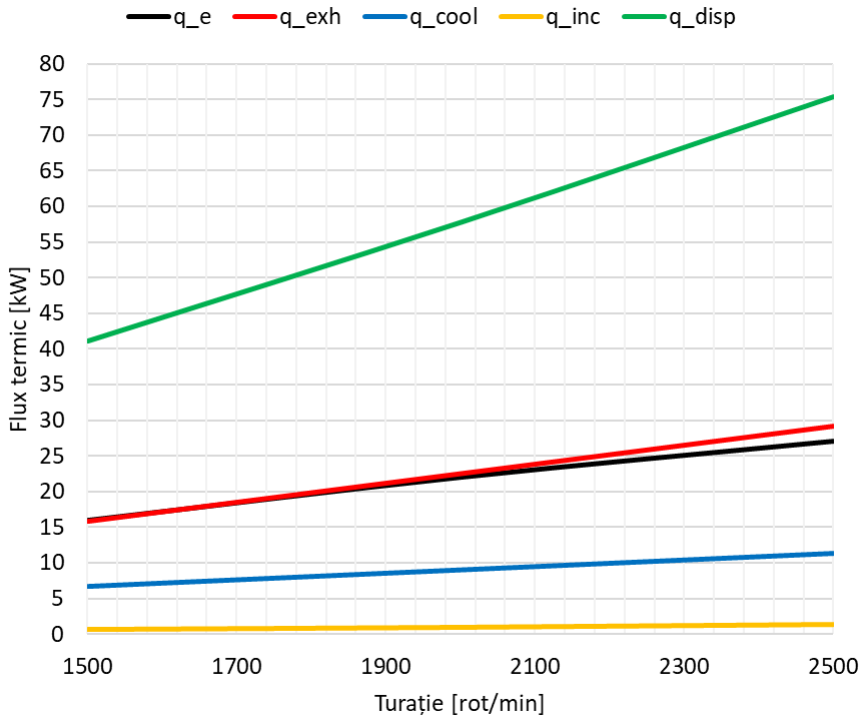


Fig. 10.7 Variația măsurată a fluxurilor termice din bilanțul energetic în funcție de turație

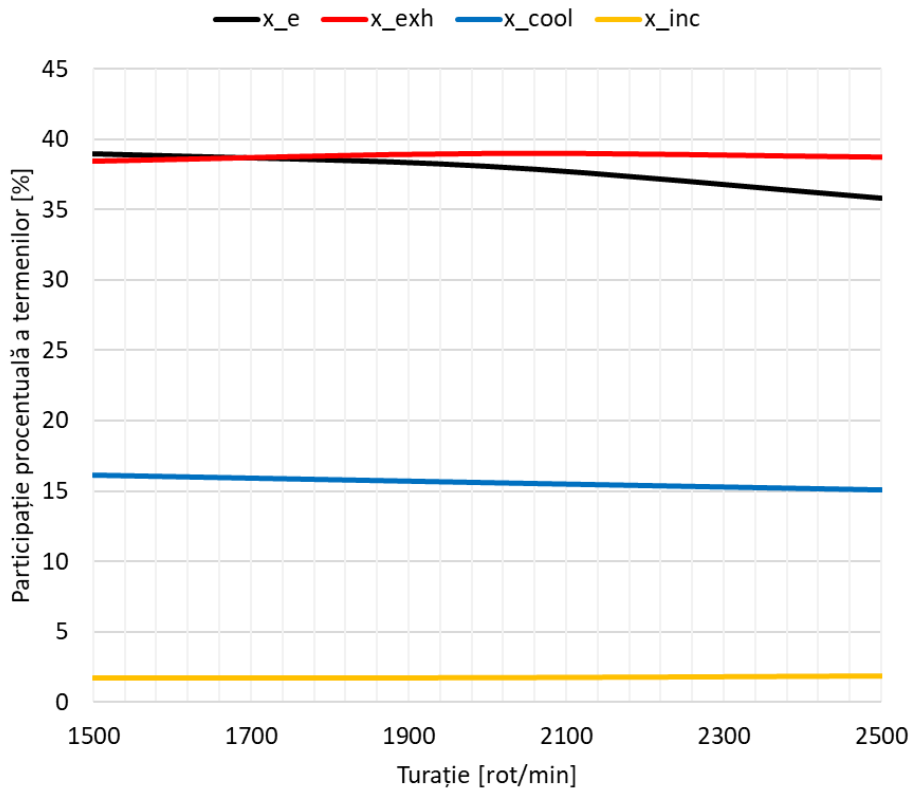


Fig. 10.8 Variația măsurată a participațiilor procentuale ale termenilor din bilanțul energetic în funcție de turație

Bibliografie

[1] Burnete N., Naghiu A., Rus I., Chintoan M., Mariașiu F., Varga B., et al., *Motoare Diesel şi biocombustibili pentru transportul urban*, Cluj-Napoca, Mediamira, 2008.

[2] Burnete N.V., *Notițe curs PCMAI*, 2025.

[3] Burnete N.V., Burnete N., *Motoare cu ardere internă și termodinamică - Noțiuni fundamentale*, Cluj-Napoca, U.T.PRESS, 2021.

[4] Pischinger R., *Engine Indicating - User Handbook*, Graz, AVL, 2002.

[5] United Nations Economic Commission for Europe, *UN Regulation No. 154 - Worldwide harmonized Light vehicles Test Procedure (WLTP)*, 2021.

[6] Volkswagen AG, *Specifications for Volkswagen Industrial Engine 1.9 litre TDI ® diesel engine with EURO 3 commercial vehicle registration*, 2007.

[7] Woschni G., *Beitrag zum Ploblem des Warmeuberganges im Verbrennungsmotor*, MTZ, Vol. 26, 1965.

Mărimi importante (selecție)

Mărime	Simbol	Formulă de calcul
Cilindree unitară	V_d	rel. 1.1
Raport de comprimare	r_c	rel. 1.3
Putere efectivă	P_e	rel. 1.4, 6.3
Consum specific efectiv de combustibil	BSFC	rel. 1.5
Coeficient de exces de aer	λ	rel. 1.6
Coeficient de sarcină	χ	rel. 1.7
Lucru mecanic indicat	W_i	rel. 2.4
Randament mecanic	η_m	rel. 2.8, 9.4
Coeficient de umplere	η_{vol}	rel. 3.4
Puterea pierderilor mecanice	P_m	rel. 9.3
Flux termic disponibil	$\dot{q}_{disp}$	rel. 10.4
Flux termic echivalent lucrului mecanic efectiv	$\dot{q}_e$	rel. 10.5
Randament efectiv	η_e	rel. 10.6
Fluxul termic pierdut prin mediul de răcire	$\dot{q}_{cool}$	rel. 10.7
Flux termic pierdut prin gazele arse evacuate	$\dot{q}_{exh}$	re. 10.9
Flux termic echivalent arderii incomplete a combustibilului	$\dot{q}_{inc}$	rel. 10.11

Abrevieri, notații și indici

ABREVIERI

Simbol	Semnificație
AFR	Air-Fuel Ratio (Raport aer-combustibil)
dsa	Deschiderea supapei de admisie
dse	Deschiderea supapei de evacuare
ECU	Electronic Control Unit (Unitate electronică de comandă)
EGR	Exhaust Gas Recirculation (Recircularea gazelor arse)
îsa	Închiderea supapei de admisie
îse	Închiderea supapei de evacuare
MAC	Motor cu Aprindere prin Comprimare
MAI	Motor cu Ardere Internă
MAS	Motor cu Aprindere prin Scânteie
OBD	On-Board Diagnosis (Diagnosticare la bordul autovehiculului)
PMI	Punct Mort Inferior
PMS	Punct Mort Superior
RAC	Rotație Arbore Cotit

NOTAȚII

Simbol	Semnificație	U.M. uzuală	U.M. în S.I.
BMEP	Brake Mean Effective Pressure (Presiune medie efectivă)	bar	Pa
BSFC	Brake Specific Fuel Consumption (Consum specific efectiv de combustibil)	g/kWh	g/kWh
c_p	Căldură specifică la presiune constantă	kJ/kgK	J/kgK
D	Diametru/Alezaj	mm	m
F	Forță	N	N
f	Coeficient al gazelor reziduale	-	-
IMEP	Indicated Mean Effective Pressure (Presiune medie indicată)	bar	Pa
i	Număr cilindri	-	-
LHV	Lower Heating Value (Putere calorică inferioară)	kJ/kg	J/kg
M	Moment	Nm	Nm
m	Masă	kg	kg
$\dot{m}$	Debit masic	kg/h	kg/s
N	Număr kilomoli	kmol	kmol
n	Turație	rot/min	rot/min

P	Putere	kW	W
p	Presiune	bar	Pa
$\dot{q}$	Flux termic	kW	W
r_c	Raport de comprimare	-	-
S	Cursa pistonului (Stroke)	mm	m
T	Temperatură	°C	K
t	Timp	s	s
V	Viteză	km/h	m/s
V_d	Cilindree unitară (Displacement)	cm^3	m^3
V_{max}	Volum maxim din cilindru	cm^3	m^3
V_{min}	Volum minim din cilindru (Volumul camerei de ardere)	cm^3	m^3
V_t	Cilindree totală	cm^3	m^3
W	Lucru mecanic	J	J
x	Participație procentuală	%	%
δ	Coeficient de inerție a maselor în mișcare de rotație	-	-
η	Randament	-	-
λ	Coeficient de exces de aer	-	-
v	Participație molară	%vol	%vol
ρ	Densitate	kg/m^3	kg/m^3
τ	Număr timpi motor	-	-
φ	Unghi de rotație a arborelui cotit	°RAC	rad
χ	Coeficient de sarcină	-	-

INDICI

Simbol	Semnificație
atm	atmosferic (al mediului ambiant)
comp	compresor
cil	în cilindru, la finalul procesului de admisie
cool	coolant (lichid de răcire)
cor	corectat
disp	disponibil
e	efectiv
ec	efectiv continuu
econ	economicitate
ecor	efectiv corectat

ex	exit (ieșire)
exh	exhaust (evacuare)
f	fuel (combustibil)
fc	fresh charge (încărcătură proaspătă)
gas	gaze de evacuare
i	indicat
imp	imperfect
in	intrare
inc	incomplet
inj	injecție
intake	admisie
lim	limită
M	corespunzător momentului maxim
m	mecanic
max	maxim
min	minim
nec	necesar
oil	ulei
opt	optim
P	corespunzător puterii maxime
s	stoichiometric/scânteie
vol	volumetric

Probleme și întrebări

Probleme

1. Pentru un motor MAC în 4 timpi, având 6 cilindri, se dau următoarele date de intrare:
- raport de comprimare: 15;
- volum cameră de ardere: 30 cm^3;
- alezaj cilindru: 80 mm.

Care este distanța [mm] dintre PMS și PMI?

R.: 82,56 mm

2. Pentru un motor MAS în 4 timpi, având 5 cilindri, se dau următoarele date de intrare:
- volum cameră de ardere: 36 cm^3;
- raport de comprimare: 12,1.

Care este valoarea cilindreei totale [l]?

R.: 2 l

3. În cadrul laboratorului de determinare a coeficientului de umplere, s-a măsurat consumul de aer al motorului: $\dot{m}_{aer}$ = 100 kg/h.
Suplimentar, se mai cunosc următoarele date:
- masă combustibil consumat: 30 g;
- densitate combustibil: 840 kg/m^3;
- timp de consum al cantității de combustibil: 1 min;
- cantitate minimă de aer necesar arderii unui kg de combustibil: 14,5.

Care este valoarea coeficientului de exces de aer [-]?

R.: 3,83

4. Un MAC monocilindric dezvoltă pe stand o putere efectivă de 30 kW. Se cunosc următoarele date:
- cantitate de combustibil injectat: 100 mg/ciclu;
- densitate combustibil: 840 kg/m^3;
- turație: 2000 rot/min.

Care este valoarea consumului specific efectiv de combustibil BSFC [kg/kWh]?

R.: 0,238 kg/kWh

5. Pentru un motor în 4 timpi se dau următoarele date de intrare:
- putere indicată: 30000 W;
- cilindree totală: 1500 cm^3;
- număr cilindri: 4;
- turație: 2000 rot/min;
- randament mecanic: 0,8.

Care este valoarea presiunii medii efective [bar]?

R.: 9,6 bar

6. Pentru un motor în 4 timpi se dau următoarele date de intrare:
- presiune medie efectivă: 1,2 MPa;
- cilindree totală: 1500 cm^3;
- număr cilindri: 4;
- viteză unghiulară: 150 rad/s.

Care este valoarea puterii efective [W]?

R.: 21486 W

7. Pentru un motor MAS în 4 timpi având 3 cilindri se dau următoarele date de intrare:
- coeficient de sarcină: 0,3;
- putere efectivă continuă: 32 kW;
- alezaj cilindru: 75 mm;
- cursă piston: 74 mm;
- turație: 2000 rot/min;
- randament efectiv: 0,25.

Care este valoarea presiunii medii efective [bar]?

R.: 5,87 bar

8. Pentru un motor MAC cu o cilindree totală de 2 dm^3 se cunosc următoarele date:
- moment efectiv: 78 Nm;
- turație: 1500 rot/min;
- consum orar de combustibil: 2,6 kg/h.

Se mai cunoaște puterea calorică inferioară a combustibilului: 42,8 MJ/kg.
Care este valoarea randamentului efectiv [-]?

R.: 0,4

9. În cadrul laboratorului de determinare a coeficientului de umplere, pe motorul cu 4 cilindri, s-au măsurat următoarele:

- debit de aer citit de debitmetru: 580 mg/cursă;
- consum orar de combustibil: 6 kg/h;
- turație: 1600 rot/min.

Suplimentar, se mai cunoaște cantitatea minimă de aer necesar arderii unui kg de combustibil: 14,5.
Care este valoarea coeficientului de exces de aer [-]?

R.: 1,28

10. În cadrul laboratorului de determinare a coeficientului de umplere, despre motorul MAC cu 4 cilindri se cunosc următoarele date:

- coeficientul de umplere: 0,76;
- cursa pistonului: 90 mm;
- consumul orar de aer: 70 kg/h;
- viteza unghiulară: 150 rad/s.

Se mai cunoaște densitatea aerului: 1,2 kg/m^3.
Care este valoarea alezajului cilindrului [mm]?

R.: 79,48 mm

11. Se consideră un MAC în 3 cilindri pentru care se cunosc următoarele date:

- raport de comprimare: 16,2;
- randament efectiv: 41%;
- consum de combustibil: 0,00564 kg/s.

Se mai cunoaște puterea calorică inferioară a combustibilului: 42800 kJ/kg.
Care este valoarea puterii efective [kW]?

R.: 98,97 kW

12. Se consideră un motor pentru care se cunosc următoarele date:

- randament efetctiv: 0,4;
- randament mecanic: 0,85;
- cantitate minimă de aer necesar arderii unui kg de combustibil: 14,7;
- coeficient de exces de aer: 1.25;
- putere calorică inferioară a combustibilului: 42800 kJ/kg.

Ce consum de aer (exprimat în [kg/h]) este necesar pentru a obține o putere indicată de 60 [kW]?

R.: 197,1 kg/h

13. Pentru un MAI se cunosc următoarele date:

- masă de combustibil injectată pe ciclu: 40 mg;
- putere calorică inferioară a combustibilului: 42800 kJ/kg;
- turație: 2200 rot/min;
- număr cilindri: 4;
- putere indicată: 54,2 kW;
- randament mecanic: 0,82.

Care este valoarea randamentului [-]?

R.: 0,354

14. În cadrul laboratorului de determinare a bilanțului energetic al unui MAI se cunosc următoarele date:

- consum de combustibil: 0,0026 kg/s;
- debit de lichid de răcire: 840 kg/h;
- căldură specifică a apei: 4,18 kJ/kgK;
- temperatură la intrare în motor: 84°C;
- temperatură la ieșire din motor: 100°C;
- putere calorică inferioară a combustibilului: 42800 kJ/kg.

Care este valoarea procentuală din energia introdusă în motor ce se pierde prin lichidul de răcire [%]?

R.: 14,02%

15. Pentru un MAI se cunosc următoarele date:

- coeficient de exces de aer: 1.25;
- cantitata minimă de aer necesar arderii unui kg de combustibil: 15.1;
- căldură specifică a aerului: 1,006 kJ/kgK;
- căldură specifică a gazelor arse: 1,121 kJ/kgK;
- consum de combustibil: 0,0038 kg/s;
- temperatură atmosferică: 25°C;
- temperatură a aerului de admisie: 56°C;
- temperatură a gazelor la ieșirea din motor: 610°C.

Care este valoarea fluxului termic pierdut prin gazele de evacuare [kW]?

R.: 44,79 kW

Întrebări deschise

1. Care este compoziția fluidului motor proaspăt la începutul procesului de comprimare în cazul unui MAS cu injecție indirectă/MAS cu injecție directă/MAC care este/nu este echipat cu EGR și funcționează la sarcină medie/plină?

2. Prezentați influența temperaturii mediului ambiant/presiunii mediului ambiant/gazelor reziduale/sarcinii/turației asupra proceselor de schimbare a gazelor la MAS/MAC!

3. Explicați variația ..... în funcție de ..... la un .....

coeficientului de umplere	sarcină	MAS
		MAC
	regimul termic	MAI
randamentului termic	sarcină	MAS
		MAC
avansului la scânteie	turație	MAS
	sarcină	
avansului la injecție	turație	MAC
	sarcină	
	regimul termic	

Trasare de caracteristici

Folosind datele din tabel, trasați:

1. o caracteristică de turație la o sarcină constantă aleasă;
2. o caracteristică de sarcină la o turație constantă aleasă;
3. o caracteristică de consum de combustibil la o turație constantă aleasă;
4. o caracteristică complexă.

Sarcină	n	P_e	M_e	$\dot{m}_f$	BMEP	BSFC	η_e	λ
	Turație	Putere efectivă	Moment efectiv	Consum orar de combustibil	Presiune medie efectivă	Consum specific efectiv	Randament efectiv	Coef. de exces de aer
[-]	[rpm]	[kW]	[Nm]	[kg/h]	[bar]	[g/kWh]	[-]	[-]
0,2	1000	3,0	28	1,0	1,9	328	0,26	4,45
	1500	6,2	40	1,6	2,6	255	0,33	4,40
	2000	8,7	42	2,4	2,8	272	0,31	4,35
	2500	10,1	40	3,2	2,7	317	0,27	4,31
	3000	11,8	38	4,4	2,5	372	0,23	4,25
	3500	12,9	35	5,2	2,3	405	0,21	4,20
	4000	12,9	31	6,4	2,0	498	0,17	4,15
0,4	1000	5,9	57	1,5	3,7	247	0,34	3,49
	1500	12,5	79	2,9	5,3	231	0,36	3,44
	2000	17,4	83	4,1	5,5	237	0,35	3,39
	2500	20,3	81	5,0	5,3	248	0,34	3,35
	3000	23,6	75	6,2	5,0	262	0,32	3,29
	3500	25,9	71	7,3	4,7	284	0,30	3,24
	4000	25,7	61	8,0	4,1	312	0,27	3,19
0,6	1000	8,9	85	2,0	5,6	230	0,37	2,95
	1500	18,7	119	4,0	7,9	213	0,39	2,90
	2000	26,1	125	5,8	8,3	221	0,38	2,85
	2500	30,4	121	7,1	8,0	232	0,36	2,81
	3000	35,4	113	8,7	7,5	245	0,34	2,75
	3500	38,8	106	9,9	7,0	254	0,33	2,70
	4000	38,6	92	10,6	6,1	275	0,31	2,65
0,8	1000	11,8	113	2,5	7,5	215	0,39	2,39
	1500	24,9	159	5,0	10,5	200	0,42	2,34
	2000	34,8	166	7,0	11,0	202	0,42	2,29
	2500	40,5	161	8,4	10,7	208	0,41	2,25
	3000	47,3	150	10,3	10,0	218	0,39	2,19
	3500	51,7	141	11,8	9,4	229	0,37	2,14
	4000	51,5	123	12,7	8,1	248	0,34	2,09
1	1000	14,8	141	3,2	9,4	216	0,39	1,34
	1500	31,1	198	6,2	13,1	199	0,42	1,29
	2000	43,6	208	8,7	13,8	200	0,42	1,24
	2500	50,7	202	10,5	13,4	207	0,41	1,20
	3000	59,1	188	12,9	12,5	218	0,39	1,14
	3500	64,7	176	14,7	11,7	228	0,37	1,09
	4000	64,4	154	15,6	10,2	242	0,35	1,04

Calcul consum de combustibil

Folosind datele autovehiculului prezentate în capitolul 8 și caracteristica complexă a MAI trasată mai sus, calculați consumul de combustibil [l/100km] pentru următoarele puncte de funcționare:

	Forță la roată [N]	Viteză [km/h]	Treaptă de viteză [-]
1	1180	50	4
2	1200	35	3
3	1450	90	5
4	1150	115	5
5	925	60	4

În acest scop, calculați mărimile următoare și identificați pe caracteristica complexă consumul specific efectiv de combustibil/randamentul efectiv corespunzător punctului de funcționare calculat:

- turație [rot/min];
- moment efectiv [Nm];
- putere efectivă [kW];
- presiune medie efectivă [bar];
- consum specific efectiv de combustibil [g/kWh];
- randament efectiv [-];
- consum energie [kWh/100km];
- consum combustibil [l/100km].

Lista figurilor

Fig. 1.1 Părțile principale ale unui MAI [1] 5
Fig. 1.2 Partea mobilă a mecanismului motor [1] 6
Fig. 1.3 Partea fixă a mecanismului motor [1] 7
Fig. 1.4 Dimensiunile specifice și elementele constructive de bază ale mecanismului motor [3] 8
Fig. 1.5 Simboluri utilizate în realizarea schițelor sistemelor auxiliare ale MAI 10
Fig. 2.1 Posibilități de integrare a senzorului de presiune în bujie [4] 12
Fig. 2.2 Diagrama de presiune corespunzătoare unui ciclu motor [2] 12
Fig. 2.3 Schema structurală a sistemului de măsurare a presiunii în cilindru (adaptare după [4]) 12
Fig. 2.4 Principiul de funcționare al senzorilor piezoelectrici 13
Fig. 2.5 Interrelațiile dintre criteriile de selecție ale unui senzor de presiune 14
Fig. 2.6 Factori externi care acționează asupra unui senzor de presiune (adaptare după [4]) 15
Fig. 2.7 Influența rezoluției de discretizare asupra afișării unei arderi detonante (adaptare după [4]) 17
Fig. 2.8 Poziții posibile de montare ale senzorului de poziție unghiulară a arborelui cotit (adaptare după [4]) 18
Fig. 2.9 Diagrama indicată p-V pentru ciclul Seiliger [2] 19
Fig. 2.10 Diagrama indicată p- φ pentru ciclul Seiliger [1] 19
Fig. 2.11 Ciclul teoretic Seiliger [3] (a) în coordonate p-V; (b) în coordonate log p-log V 20
Fig. 2.12 Determinarea analitică a exponentului politropic pe baza diagramei indicate (adaptare după [2]) 21
Fig. 2.13 Determinarea grafică a exponentului politropic pe baza diagramei indicate (adaptare după [2]) 21
Fig. 2.14 Determinarea vitezei de creștere a presiunii în timpul procesului de ardere 22
Fig. 2.15 Panoul de comandă al motorului 23
Fig. 2.16 Panoul de comandă al frânei electromagnetice 23
Fig. 2.17 Echipamente auxiliare ale standului motor 24

Fig. 2.18 Monitorizarea mărimilor specifice funcționării MAI la mers în gol și turație de ralanti..... 24
Fig. 2.19 Diagrama indicată pentru cele patru regimuri de funcționare analizate..... 25
Fig. 2.20 Legea de ridicare a supapelor MAI monocilindric utilizat în analiza diagramei indicate..... 27
Fig. 2.21 Grafice rezultate din calculul parametrilor indicați [3] (a) variația temperaturii și presiunii indicate; (b) variația gradientului de presiune; (c) diagrama p-V..... 29
Fig. 2.22 Grafice rezultate din calculul parametrilor indicați (a) ciclul motor în coordonate log p – log V; (b) viteza de degajare a căldurii; (c) caracteristica de degajare a căldurii..... 30
Fig. 2.23 Grafice rezultate din calculul parametrilor indicați (a) variația coeficientului de transfer termic; (b) variația fluxului termic prin pereți 31
Fig. 3.1 Mecanismul de schimbare a gazelor [2] 32
Fig. 3.2 Procesul de umplere a cilindrului cu fluid motor proaspăt 34
Fig. 3.3 Variația măsurată a coeficientului de umplere în funcție de turație35
Fig. 3.4 Filtrarea valorilor măsurate ale coeficientului de umplere 36
Fig. 4.1 Caracteristica de turație la sarcină plină 37
Fig. 4.2 Caracteristica de turație la diferite sarcini 38
Fig. 4.3 Caracteristica de turație a motoarelor moderne 39
Fig. 4.4 Cântar utilizat pentru măsurarea consumului de combustibil 41
Fig. 4.5 Curbele de performanță preluate din fișa tehnică a motorului [6] (a) variația puterii și a momentului efectiv; (b) variația consumului specific efectiv de combustibil 41
Fig. 4.6 Caracteristica de turație măsurată (χ = 0,2) (a) variația puterii efective și a momentului efectiv; (b) variația consumului orar de combustibil și a consumului specific efectiv de combustibil..... 43
Fig. 5.1 Caracteristica de sarcină a unui MAS 45
Fig. 5.2 Caracteristica de sarcină a unui MAC..... 45
Fig. 5.3 Comparația caracteristicilor de sarcină pentru MAS și MAC..... 46
Fig. 5.4 Comparația mărimilor de randament specifice pentru MAS și MAC46
Fig. 5.5 Caracteristica de sarcină măsurată (n=2300 rot/min) (a) în funcție de coeficientul de sarcină; (b) în funcție de puterea efectivă; (c) în funcție de momentul efectiv; (d) în funcție de presiunea medie efectivă 49
Fig. 6.1 Caracteristica de consum de combustibil a unui MAI..... 51

Fig. 6.2 Caracteristica de consum de combustibil a unui MAI (variantă alternativă pentru MAS) 51
Fig. 6.3 Caracteristica de avans la scânteia electrică 52
Fig. 6.4 Avansul optim la scânteie (a) la sarcină constantă; (b) la turație constantă 52
Fig. 6.5 Variația unghiului de avans la scânteie și la injecție în funcție de turație și sarcină 53
Fig. 6.6 Instalația de comandă a standului experimental 54
Fig. 6.7 Măsurarea momentului efectiv pe standul experimental [3] 54
Fig. 6.8 Diafragma și tubul Pitot utilizate pentru măsurarea debitului de aer 55
Fig. 6.9 Instalația de alimentare cu combustibil a motorului 55
Fig. 6.10 Monitorizarea temperaturlori în diferite puncte ale motorului 56
Fig. 6.11 Reglarea încărcării motorului prin intermediul robineților 56
Fig. 6.12 Caracteristică de consum de combustibil măsurată (a) variația a consumului specific efectiv de combustibil și a puterii efective; (b) variația coeficientului de umplere și a coeficientului de exces de aer 58
Fig. 7.1 Curbele specifice pe caracteristica complexă a MAI 59
Fig. 7.2 Caracteristică complexă a unui MAI 60
Fig. 7.3 Trasarea curbelor de consum specific efectiv de combustibil 61
Fig. 7.4 Trasarea curbelor de presiune medie efectivă 62
Fig. 7.5 Identificarea polului economic 62
Fig. 7.6 Identificarea punctelor de intersecție pentru curba izoparametrică de 210 g/kWh 63
Fig. 7.7 Trasarea curbei izoparametrice de consum specific efectiv de combustibil de 210 g/kWh 63
Fig. 7.8 Trasarea curbei izoparametrice de consum specific efectiv de combustibil de 220 g/kWh 64
Fig. 7.9 Trasarea curbei izoparametrice de consum specific efectiv de combustibil de 230 g/kWh 65
Fig. 7.10 Trasarea curbei izoparametrice de consum specific efectiv de combustibil de 240 g/kWh 66
Fig. 7.11 Caracteristica complexă măsurată a MAI 68
Fig. 8.1 Caracteristica complexă a MAI analizat 70
Fig. 8.2 Cerințe dinamice impuse autovehiculului 71
Fig. 8.3 Caracteristica de tracțiune a autovehiculului 71

Fig. 8.4 Analiza economicității în diferite trepte de viteză 72
Fig. 8.5 Analiza economicității pentru regimuri de putere impuse 73
Fig. 8.6 Proprietățile profilului de deplasare (a) variația distanței parcurse; (b) variația vitezei; (c) variația accelerației; (d) variația pantei drumului..... 74
Fig. 8.7 Identificarea consumului specific efectiv de combustibil corespunzător diferitelor regimuri de deplasare 76
Fig. 8.8 Ciclu de testare (a) ciclu WLTP real [5]; (b) ciclu WLTP simplificat (pentru posibilitatea estimării consumului de combustibil folosind metodologia prezentată)..... 77
Fig. 9.1 Caracteristica de pierderi a unui MAI în funcție de turație și sarcină 80
Fig. 9.2 Determinarea puterii corespunzătoare pierderilor mecanice prin metoda analitică 83
Fig. 10.1 Bilanțul energetic al unui MAI [2]..... 85
Fig. 10.2 Randamentul arderii la MAI..... 87
Fig. 10.3 Cauzele arderii imperfecte și incomplete la MAI [2] 87
Fig. 10.4 Fluxul termic cedat sistemului de ungere prin frecare [2] 87
Fig. 10.5 Variația participațiilor procentuale ale termenilor bilanțului energetic în funcție de turație și sarcină [2] 88
Fig. 10.6 Valorile temperaturii lichidului de răcire la intrarea și ieșirea din radiator..... 90
Fig. 10.7 Variația măsurată a fluxurilor termice din bilanțul energetic în funcție de turație..... 92
Fig. 10.8 Variația măsurată a participațiilor procentuale ale termenilor din bilanțul energetic în funcție de turație 92

Lista tabelelor

Tabel 2.1 Avantaje și dezavantaje ale senzorilor piezoelectrici 13
Tabel 2.2 Caracteristici tehnice ale senzorului de poziție unghiulară 18
Tabel 2.3 Mărimi caracteristice funcționării MAI pentru regimurile de funcționare analizate..... 25
Tabel 2.4 Date tehnice ale MAI monocilindric utilizat în analiza diagramei indicate 26
Tabel 2.5 Condiții de testare ale MAI monocilindric utilizat în analiza diagramei indicate..... 27
Tabel 2.6 Parametri de transfer termic ai MAI monocilindric utilizat în analiza diagramei indicate 27
Tabel 2.7 Date experimentale măsurate pe MAI monocilindric pentru analiza diagramei indicate 28
Tabel 2.8 Condiții în cilindru pentru MAI monocilindric analizat 28
Tabel 2.9 Calculul ciclului motor pentru MAI monocilindric analizat 28
Tabel 3.1 Date experimentale pentru determinarea coeficientului de umplere 35
Tabel 3.2 Date experimentale filtrate pentru determinarea tendinței coeficientului de umplere..... 36
Tabel 4.1 Date experimentale pentru determinarea caracteristicii de turație 42
Tabel 4.2 Aplicarea factorului de corecție pentru caracteristica de turație 42
Tabel 5.1 Puterea efectivă necesară pentru diferite valori ale coeficientului de sarcină 47
Tabel 5.2 Date experimentale pentru determinarea caracteristicii de sarcină..... 48
Tabel 6.1 Date experimentale pentru determinarea caracteristicii de consum de combustibil 57
Tabel 7.1 Date utilizate pentru exemplificarea metodologiei de trasare a caracteristicii complexe 60
Tabel 7.2 (continuare) Date utilizate pentru exemplificarea metodologiei de trasare a caracteristicii complexe 61
Tabel 7.3 Date experimentale pentru determinarea caracteristicii complexe 67
Tabel 8.1 Date de intrare ale MAI și autovehiculului analizat 69
Tabel 8.2 Cerințe dinamice impuse autovehiculului analizat 70

Tabel 8.3 Determinarea consumului de combustibil pentru puncte reprezentative de funcționare 72
Tabel 8.4 Determinarea consumului minim și maxim de combustibil la putere constantă 73
Tabel 8.5 Datele profilului de deplasare analizat 75
Tabel 8.6 Date utilizate pentru determinarea consumului mixt de combustibil 75
Tabel 8.7 Date simplificate pentru simularea unui profil de deplasare de tip WLTP 78
Tabel 9.1 Date experimentale pentru determinarea caracteristicii de pierderi a MAI 82
Tabel 10.1 Valori procentuale orientative ale termenilor bilanțului energetic al MAI 88
Tabel 10.2 Date experimentale și legendă pentru determinarea bilanțului energetic 91