

UNIVERSITATEA "POLITENICA" TIMIȘOARA
Facultatea de Mecanică

Ing. Ovidiu Iancu TUDORA

TEZĂ DE DOCTORAT

**Studii și cercetări privind termogazodinamica
motoarelor diesel prin metode numerice**

369^{642.443}
E

Conducător științific:
Prof. Dr. ing. Virgiliu-Dan NEGREA
Membru Corespondent al
Academiei de Științe Tehnice din România

2004

ȚIN SĂ ADUC MULȚUMIRILE MELE TUTUROR CELOR AL CĂROR AJUTOR DEZINTERESAT MI-A FOST ACORDAT DE-A LUNGUL ANILOR PE MĂSURĂ CE PREZENTA TEZĂ DE DOCTORAT SE CONTURA.

UN GÂND DE RECUNOȘTIINȚĂ SE CUVINE DOMNULUI **PROF.DR.ING.VIRGILIU DAN NEGREA** PENTRU GRADUL RIDICAT DE PROFESIONALISM CU CARE M-A ÎNDRUMAT ÎN ELABORAREA TEZEI DE DOCTORAT PUNÂNDU-MI LA DISPOZIȚIE ATÂT MATERIAL BIBLIOGRAFIC DAR ȘI O MARE PARTE DIN TIMPUL LIBER PENTRU A MĂ ÎNDRUMA.

PE ACEASTĂ CALE ȚIN SĂ ADUC MULȚUMIRILE MELE DOMNULUI **SEF.LUCR.DR.ING. SORIN HOLOTESCU** PENTRU AJUTORUL ÎN REALIZAREA CALCULELOR TEORETICE ȘI MĂSURĂTORILOR DE STAND.

DE ASEMENEA TRANSMIT MULȚUMIRI DOMNULUI **SEF.LUCR.DR.ING.GELU PĂDURE** PENTRU SFATURILE ȘI BIBLIOGRAFIA PUSĂ LA DISPOZIȚIA AUTORULUI.

MULȚUMIRI ADUC ȘI CORPULUI PROFESORAL AL CATEDREI DE TERMOTEHNICĂ, MAȘINI TERMICE ȘI AUTOVEHICULE RUTIERE DIN CADRUL UNIVERSITĂȚII POLITEHNICE TIMIȘOARA, CARE CU OCAZIA SUSȚINERII TEZEI ÎN CADRUL CATEDREI, MI-AU SUGERAT IDEI VALOROASE PENTRU FINALIZAREA ACESTEIA.

NU ÎN ULTIMUL RÂND, ADUC MULȚUMIRILE MELE COLEGILOR DIN CADRUL S.C U.C.M. RESITA S.A. ȘI ÎN SPECIAL DOAMNEI **DR.ING.JIANU SIGRID** PENTRU SPRIJINUL LOGISTIC ȘI MORAL FĂRĂ DE CARE ACEASTĂ TEZĂ NU AR FI PUTUT FI REALIZATĂ.

MULȚUMESC FAMILIEI MELE PENTRU RĂBDARE ȘI SUPORT ÎN MOMENTELE ÎN CARE FINALIZAREA TEZEI ERA UN DEZIDERAT.

Autorul

CUPRINS

CAP. 1 INTRODUCERE	1
1.1 Scopul și prezentarea lucrării	3
CAP. 2 STADIUL ACTUAL AL CERCETĂRII ÎN DOMENIUL MODELĂRII NUMERICE A TERMOGAZODINAMICII MOTOARELOR CU APRINDERE PRIN COMPRIARE	
2.1 Generalități privind fenomenul de pulverizare	5
2.1.1 Injecția în mediu gazos stagnant	6
2.1.2 Rezultate ale teoriei lui Levich-Hiroyasu privind geneza norului de picături	10
2.2 Modelarea proceselor de ardere	12
2.2.1. Cinematica inițierii arderii	12
2.2.2. Propagarea frontului de flacără	14
2.2.3. Considerații asupra principiilor de discretizare și rezolvare numerică a modelelor multidimensionale	17
2.3. Modelarea formală a caracteristicii de degajare a căldurii	20
2.3.1. Generalități	20
2.3.2. Formalizarea caracteristicii de degajare a căldurii.	20
Formalizarea "Lyn"	20
2.3.3. " Legea "Wiebe"	21
2.3.4. Legea "Watson"	24
2.4. Aspecte privind utilizarea legilor formale de degajare a căldurii la simularea proceselor de ardere	30
2.4.1. Interpretarea legii de degajare a căldurii din programul de calcul DYN	30
2.4.2. Legile formale de degajare a căldurii de tip Vibe-cazuri particulare ale metodei Weibull	31
2.4.2.1. Formalismul matematic al metodei Weibull	32
2.4.2.2. Evaluarea parametrilor legilor de degajare a căldurii de tip Wiebe de ordinul I.	34
2.5. Motorul cu ardere internă și noxele eșapate în atmosferă	35
2.5.1. Hidrocarburile	36
2.5.2. Oxizii de azot (NO _x)	38
2.5.3. Monoxidul de carbon	40
2.5.4. Dioxidul de carbon	41
2.5.5. Particulele	42
2.5.6. Compușii cu sulf	43
2.6. Metode de calcul al schimbului de încărcătură	44
2.6.1 Metoda de calcul bazată pe teoria acțiunii masice	45
2.6.2. Metoda caracteristicilor	52

Cap.3. ALGORITMI DE CALCUL PENTRU EVALUAREA TERMOGAZO-DINAMICII MOTOARELOR CU APRINDERE PRIN COMPRESIE ÎN REGIM PERMANENT DE FUNCTIONARE SI ÎN REGIMURI DINAMICE

3.1. Metoda umplerii și golirii	67
3.2. Calculul elementelor geometrice ce variază în timpul funcționării motorului	77
3.3 Sistemul de evacuare	80
3.4. Sistemul de admisiune	84
3.5. Grupul de turbosupraalimentare	87
3.6 Sistemul motor-consumator	92
3.7 Posibilitățile oferite de programul DYN	95
3.8 Regulatorul și sistemul de injecție	100
3.9 Calculul pierderilor	105

Cap. 4 EVALUAREA PRIN CALCUL A PERFORMANTELOR MOTOARELOR CU APRINDERE PRIN COMPRESIE FUNCȚIONÂND ÎN REGIM TRANZITORIU LA MERSUL ÎN GOL ȘI SARCINI MICI

	107
4.1 Prezentarea standului de încercare a motorului diesel M511	107
4.2 Calibrarea instalației de încercare a motorului M511 și etalonarea motorului	113
4.3 Etalonarea generatorului de curent continuu	117
4.3.2 Determinarea constantei generatorului	121
4.3.3 Prelucrarea datelor experimentale pentru G.C.C. și funcția de pierderi	122

Cap.5 EVALUAREA PRIN CALCUL A PERFORMANTELOR MOTOARELOR CU APRINDERE PRIN COMPRESIE FUNCȚIONÂND ÎN REGIMURI VARIABLE

129

Cap. 6 CERCETĂRI EXPERIMENTALE PRIVIND FUNCȚIONAREA MOTOARELOR CU APRINDERE PRIN COMPRESIE ÎN REGIM VARIABIL DE SARCINĂ ȘI TURAȚIE

152

Cap. 7 INTERPRETAREA CRITICĂ A DATELOR EXPERIMENTALE ÎN JUXTAPUNERE CU DATELE DE CALCUL LA FUNCȚIONAREA MOTORULUI CU APRINDERE PRIN COMPRESIE

166

Cap.8 CONCLUZII ȘI CONTRIBUȚII PERSONALE

171

8.1 Concluzii generale	171
8.2 Contribuții personale	175

BIBLIOGRAFIE

177

ABSTRACT

183

CAP. 1 INTRODUCERE

Odată cu evoluția motoarelor cu ardere internă a apărut și o necesitate de perfecționare constructiv-funcțională a acestora, având ca scop determinarea celor mai adecvate metode de calcul a proceselor termogazodinamice. Scopul final este acela de a simula numeric funcționarea motorului pentru a putea adopta soluții constructive optime încă din faza de proiectare. Simularea numerică a funcționării motorului cu ardere internă se poate realiza numai pe baza unor modele matematice specifice, capabile să cuprindă multitudinea de factori ce influențează fenomenele complexe care se desfășoară în cadrul unui ciclu motor. Modelele matematice se bazează pe modele fizice, fenomenologice și cuprind atât exprimarea matematică a acestora cât și metode efective de rezolvare. Modelarea numerică a unui ciclu motor care să fie cât mai aproape de ciclul real este principalul obiectiv al activității de cercetare și proiectare.

Trebuie ținut seama că dintre toate etapele realizării unui motor cu ardere internă proiectarea și modelarea solicită cele mai mici cheltuieli. În caz de erori însă, care se propagă în următoarele stadii de realizare precum cea a modelului funcțional, acestea cresc proporțional cu 10 și tot așa mai departe, prin trecere la prototip și apoi la modelul seriei "0".

De aceea modelarea funcționării motoarelor cu ardere internă prin calitatea sa este extrem de prețioasă pentru reducerea cheltuielilor de desfășurare a cercetării, reducerea timpilor de proiectare, reducerea uzurii morale a motoarelor, economicitatea acestora precum și prelungirea duratei de exploatare coroborată cu controlul noxelor.

De la apariția primului motor cu ardere internă, eforturile specialiștilor s-au canalizat spre înțelegerea și perfecționarea principiilor de funcționare și a soluțiilor constructive. Competiția pentru realizarea de motoare cât mai performante (puternice, economice, fiabile, silențioase, cât mai puțin poluante etc) are la bază o continuă perfecționarea atât în domeniul modelelor matematice ale ciclului real cât și în domeniul metodelor experimentale de investigare a fenomenelor ce le guvernează.

Dacă, la început, singurele metode de perfecționare a diferitelor clase de motoare erau cele experimentale, care necesitau un efort uriaș, atât material cât și uman, pentru verificarea practică a diverselor soluții constructive, în zilele noastre, ca urmare a dezvoltării impetuase a modelelor matematice de simulare a funcționării motoarelor cât și datorită utilizării ordinarilor cu mare putere de calcul, se folosesc tot mai intens modele de simulare pe calculator a ciclului real, care permit o substanțială reducere a numărului de încercări experimentale. Practic, încercările experimentale sunt reduse la minim (respectându-se, evident, standardele interne și internaționale impuse în acest domeniu), soluția constructivă optimă fiind aleasă încă din faza de proiectare, experimentală fiind necesară doar pentru validarea predicțiilor realizate pe calculator. Este de remarcat că aceste predicții, multe teoretice, se bazează, în cele mai multe cazuri și pe o vastă bază de date experimentale obținute pentru motoare din aceeași familie sau clasă, astfel că din ce în ce mai rar, predicțiile calculelor sunt contrazise de experiment. Desigur, întotdeauna ultimul cuvânt îl are experimentul. Grija pentru utilizarea metodelor experimentale adecvate, pentru prelucrarea cu acuratețe a datelor experimentale și – nu în ultimul rând – pentru o prezentare cât mai sugestivă, a făcut ca acestea să se dezvolte odată cu apariția, posibilității culegerii și prelucrării automatizate a datelor experimentale pe calculator.

Metodele teoretice și modelele matematice de evaluare a ciclului real s-au dezvoltat în special în ultimii 25 de ani – odată cu apariția și perfecționarea calculatorului electronic și constau în utilizarea metodelor numerice de rezolvarea sistemelor complexe de ecuații ce descriu fenomenele reale ce guvernează funcționarea motoarelor cu ardere internă. Funcție de gradul de cunoaștere al diverselor procese ce concură la descrierea ciclului real, de cele mai multe ori se apelează la simplificarea ecuațiilor prin utilizarea unor modele analitice sau semianalitice. La construirea unui model trebuie ținut seama de următoarele principii:

- modelul trebuie să fie construit de așa natură încât să permită aproximarea caracteristicilor minime ale sistemului, în diversele variante ale structurii sale și sub diverse acțiuni externe asupra sa;

- modelul trebuie să fie adecvat sistemului modelat;
- modelul trebuie să garanteze convergența dintre model și original nu numai între datele de intrare și ieșire, ci și între parametrii interni corespunzători subsistemelor;
- este necesar ca modelul matematic să fie același atât pentru proiectare cât și pentru verificare (analiză).

Din cele prezentate mai sus, se evidențiază în mod clar că, apelând la modelare matematică și alegând modelul corespunzător, se poate reduce foarte mult numărul variantelor încercate efectiv la stand, cu reducerea substanțială a costurilor și a timpului de proiectare.

1.1 Scopul și prezentarea lucrării

Lucrarea de față își propune să ofere posibilitatea evaluării legilor de degajare a căldurii pentru motoare diesel, cu luarea în considerație a majorității factorilor ce influențează evoluția acestora și de aici stabilirea performanțelor constructiv-funcționale.

În capitolul 2 se face o trecere în revistă a principalelor rezultate, experimentale și teoretice, existente în literatura de specialitate cu privire la combustia amestecurilor eterogene. Capitolul cuprinde și formulări matematice ale proceselor ce intervin în combustia amestecului eterogen (curgere turbulentă), influențe între faza lichidă și cea gazoasă (reacții chimice, propagarea flăcării), încheindu-se cu prezentarea modului în care se poate realiza discretizarea și rezolvarea numerică a modelelor multidimensionale.

Capitolul 3 cuprinde algoritmi de calcul pentru evaluarea termogazodinamicii m.a.c. în regim permanent de funcționare și în regim variabil. El prezintă bazele teoretice ale programului DYN de simulare a funcționării motoarelor diesel. Acest program este un instrument util în cazul în care se dorește stabilirea unei formule energetice optime, dar are un dezavantaj, și anume dependența de experiment, necesar la acordarea legii de degajare a căldurii. Acest dezavantaj poate fi evitat la m.a.c. cu injecție directă prin modelarea arderii după evoluția norului de picături.

În capitolul 4 se prezintă instalații experimentale și metodici utilizate la cercetarea funcționării m.a.c. la diferite regimuri, cu particularizarea standului folosit pentru încercarea motorului diesel M 511, prezentându-se și sistemul de achiziții folosit. Totodată se fac precizări privind calibrarea instalației de încercare și etalonare a motorului. Același sistem de prezentare este folosit și pentru standul de etalonare a generatorului de curent continuu.

Capitolul 5 are ca scop evaluarea prin calcul a performanțelor m.a.c. funcționând în regimuri variabile. În cadrul capitolului se evidențiază rezultatele obținute prin calcul, a simulării numerice, prin aplicarea programului DIPROW, particularizat pentru motorul M511.

Capitolul 6 are ca obiect prezentarea cercetărilor experimentale privind funcționarea m.a.c. în regim variabil de sarcină și turație, care sunt sintetizate sub formă de grafice în care se prezintă evoluțiile principalilor parametri ce caracterizează motorul. În urma unor operații de regresie matematică, la finalul capitolului este prezentată ecuația pierderilor în motor și graficul acestei funcții, prin care se pot afla direct pierderile la o anumită turație și o anumită putere indicată, deci puterea la cupla motorului. În Capitolul 7 se prezintă interpretarea critică a unor rezultate de calcul, în juxtapunere cu datele experimentale înregistrate la standul de probă. Astfel se compară diagrama indicată, puterea indicată, presiunea indicată și puterea efectivă, toate rezultate prin calcul, comparativ cu cele măsurate pe standul de probă, pentru 3 regimuri de turație: 1300 rpm; 1500 rpm și 1800 rpm., pentru sarcină de 50%. Din interpretarea critică rezultă că abaterile înregistrate pe stand, prezintă o eroare destul de mică, față de cele teoretice, fapt care demonstrează că modelul numeric folosit și dezvoltat în teză este viabil și poate constitui o bază solidă pentru cercetări în continuare.

Lucrarea se încheie cu capitolul 8 ce cuprinde concluziile cercetărilor efectuate, contribuțiile personale ale candidatului și posibilitățile de dezvoltare ulterioare a modelelor de calcul elaborate, prezentându-se selectiv bibliografia utilizată.

CAP. 2 STADIUL ACTUAL AL CERCETĂRII ÎN DOMENIUL MODELĂRII NUMERICE A TERMOGAZODINAMICII MOTOARELOR CU APRINDERE PRIN COMPRIMARE

Capitolul sintetizează principalele rezultate experimentale prezentate în literatura de specialitate ce se referă la formarea jetului (norului de picături) rezultate în urma injectiei de carburant lichid într-un mediu gazos. De asemenea, se mai prezintă pe scurt câteva aspecte legate de inițierea arderii, propagarea frontului de flacără procedeul de calcul al oxizilor de azot, metodele de calcul ale schimbului de încărcătură precum și o modalitate în care pot fi transformate ecuațiile constitutive pentru a putea fi soluționate pe cale numerică.

2.1 Generalități privind fenomenul de pulverizare

Dispersia fazei lichide, sub forma unui jet de picături și vapori, în mediul gazos înconjurător este determinantă pentru cuantificarea corectă a transferului de masă și energie între cele două faze în ipoteza existenței reacțiilor chimice, caz întâlnit în majoritatea aplicațiilor practice.

Mecanismele fundamentale ale pulverizării, fenomen ce surprinde aspectele amintite mai sus sunt studiate teoretic și experimental de mai bine de un secol. Sinteze privind pulverizarea lichidelor în atmosferă gazoasă au fost elaborate printre alții de McCarthy și Molloy, Reitz și Bracco, H. Hiroyasu sau Hsiang și Faeth. În ciuda importanței fenomenului de pulverizare, mecanismele ce îl guvernează, în special mecanismul de spargere a fazei lichide, nu sunt încă bine înțelese, chiar pentru cazul simplu la injecție la presiune constantă printr-un singur orificiu într-un mediu gazos aflat în repaus. Acest tip de injecție, caracterizat prin forma conică a norului de picături, este cel mai cunoscut, dar, chiar și în acest caz simplu există incertitudini privind structura internă a

norului de picături. Existența unui câmp de viteză nenul în mediul gazos în care se injectează lichidul, influențează formarea norului de picături datorită distorsiunilor suplimentare ce apar la faza lichidă.

2.1.1 Injecția în mediu gazos stagnant

Acest caz este cel mai des prezentat în literatură. În Figura 2.1 sunt ilustrate cele patru tipuri de spargere a fazei lichide identificate până în prezent, corespunzând diferitelor combinații între care: inerția lichidului, tensiunile superficiale și forțele aerodinamice ce acționează asupra fazei lichide. Ele au fost denumite astfel:

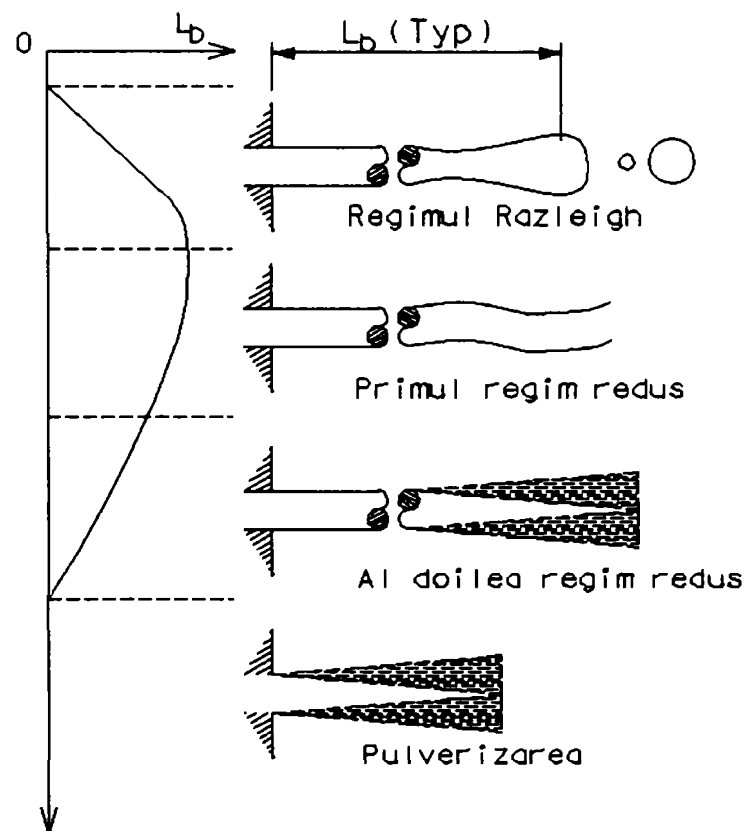


Figura 2.1

L_b – distanța de la care începe spargerea
 U_0 – viteza de injecție

1 - Regimul Rayleigh – Diametrul picăturilor este mai mare decât cel al ajutorului, spargerea picăturilor are loc la o distanță egală cu mai multe diametre ale ajutorului.

2 – Primul mod de schimbare indus de forțele aerodinamice – Diametrul picăturilor este apropiat diametrului ajutorului, spargerea jetului de lichid are loc la o distanță egală cu mai multe diametre ale ajutorului.

3 – Al doilea mod de schimbare indus de forțele aerodinamice – Diametrul picăturilor este mai mic decât diametrul ajutorului, spargerea jetului începe la o anumită distanță la ieșirea din ajutor.

4 – Pulverizarea – Diametrul picăturilor este mult mai mic decât cel al ajutorului, spargerea jetului de lichid începe la ieșirea din ajutor.

Trebuie subliniat faptul că există anumite confuzii asupra distanței de spargere a jetului, Haenlein afirmă că distanța de spargere a jetului crește odată cu creșterea vitezei jetului reducându-se brusc la zero, McCarthy și Molloy [38] afirmă că distanța de spargere crește continuu cu viteza jetului. Mai recent Hiroyasu și colaboratorii săi au descoperit comportări nemonotone ale distanței de spargere a jetului relativ la viteza lui. Aceste anomalii aparente sunt asociate cu schimbările ce au loc în interiorul ajutorului odată cu creșterea vitezei jetului, cum ar fi apariția fenomenelor de cavitație, schimbări direct legate de geometria ajutorului. Cercetările privind influența geometriei ajutorului asupra distanței de spargere a jetului sunt încă nefinalizate. Efectele geometriei ajutorului sunt foarte importante în special la jeturile de mare viteză. De exemplu în cazul aplicațiilor legate de tăierea materialelor cu jet lichid, jetul nu se sparge decât la o distanță apreciabilă de ieșirea din ajutor, pe de altă parte în cazul injectoarelor de la motoarele diesel moderne, spargerea jetului debutează foarte aproape de ieșirea din ajutor.

În literatură apar câteva criterii semiempirice care permit încadrarea în tipurile de spargere a fazei lichide ținând cont de condițiile inițiale specifice ce definesc jetul. Un criteriu simplu, care permite predicția atingerii regimului de pulverizare (de interes în cazul motoarelor diesel), dar care nu ține cont de geometria ajutorului și nici de viteza gazului, este criteriul Miesse [40] bazat pe numărul Z a lui Ohnesorge, dat de:

$$Z = 100 \cdot \text{Re}_L^{-0.92} \quad (2.1)$$

$$Z = \frac{\mu_L}{(\rho_L d_0 \sigma)^{0.5}}$$

Raportul dintre forța de inerție și tensiunea superficială (forța de suprafață) exprimat prin numărul lui Weber, We , oferă posibilitatea delimitării pe bază de relații a regimurilor de spargere a jetului amintite. Astfel Ranz [56] afirmă că pentru:

$$We_L > 8 \quad \text{și} \quad We_g < 1.2 + 3.41Z^{0.9} \quad (2.2)$$

apare regimul Rayleigh de spargere, pentru:

$$1.2 + 3.41Z^{0.9} < We_g < 13 \quad (2.3)$$

apare regimul indus de forțele aerodinamice, iar pentru:

$$We_g > 40.3 \quad (2.4)$$

se atinge regimul de pulverizare.

Menționăm că s-au făcut următoarele notații:

$$We_g = \frac{\rho_g V_0^2 d_0}{\sigma} \quad \text{respectiv} \quad We_g = \frac{\rho_L V_0^2 d_0}{\sigma} \quad (2.5)$$

Aceste relații nu țin cont de geometria ajutorului, în utilizarea lor trebuie să se aibă în vedere acest aspect.

Utilizând rezultate din teoria undelor de suprafață, Reitz [58] propune un set de relații care țin cont parțial de geometria ajutorului. Așa cum a demonstrat și Taylor [70] distanța de sparge a fazei lichide poate fi exprimată prin:

$$\frac{x_B}{d_0} = B \left(\frac{\rho_L}{g} \right)^{0.5} / f(T) \quad (2.6)$$

unde $B=2.02$ constant

$$T = \frac{\rho_L}{\rho_g} \left(\frac{Re_L}{We_L} \right)^2 \text{ parametrul Taylor}$$

iar funcția $f(T)$ are formele limită $f=1.7/6 T^{0.1212}$ pentru valori mari respectiv mici ale parametrului T . Presupunând că pulverizarea corespunde unei valori critice a raportului (distanța de spargere)/(diametrul ajutorului) un criteriu alternativ pentru începutul pulverizării este:

$$\rho_g = \rho_L > \frac{k}{f(T)^2} \quad (2.7)$$

Parametrul k depinde de geometria ajutorului fiind obținut experimental. El poate fi legat de parametrul A al unghiului de definențe divergența conului de picături prin relația:

$$k = \frac{(A^{0.5} - 1.15)}{744} \quad (2.8.1)$$

unde A ține cont de efectele curgerii în ajutoraj. Spre exemplu A fost pus în legătură, de către Reitz [58], printr-o relație empirică, cu raportul L/d_0 astfel (L -lungimea ajutorului):

$$A = 3 + \frac{L}{3.6 d_0} \quad (2.8.2)$$

2.1.2 Rezultate ale teoriei lui Levich-Hiroyasu privind geneza norului de picături

Înțelegerea proceselor de dezintegrare și a caracteristicilor norului de picături sunt de importanță deosebită în proiectarea motoarelor diesel deoarece arderea combustibilului este puternic influențată

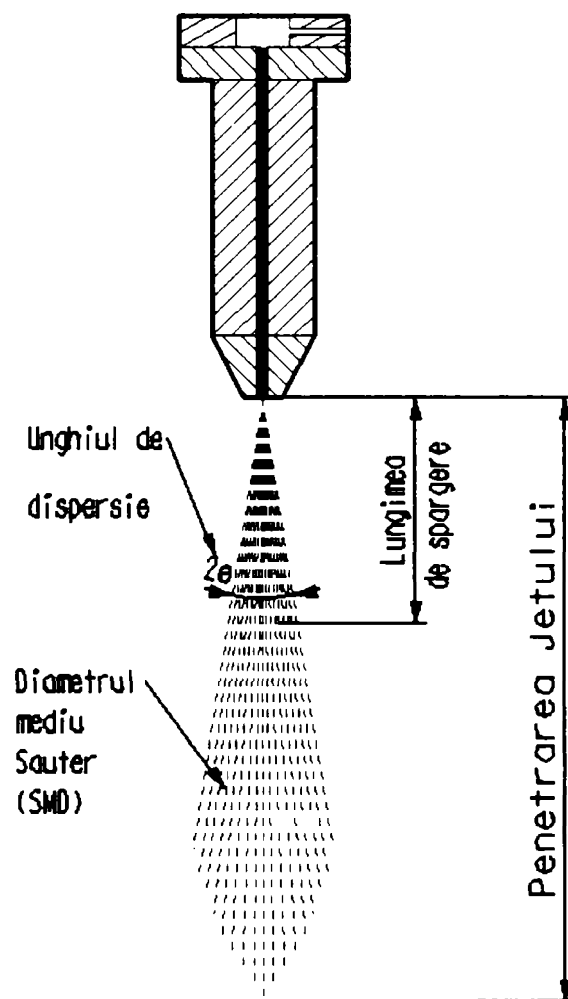


Figura 2.2

de aceasta. În Figura 2.2 se prezintă principalii parametri de definesc norul de picături.

Mișcarea norului de picături și distanța de spargere oferă informații privind dezintegrarea norului de picături. Unghiul conului rezultat și legea de distribuție a diametrelor picăturilor sunt rezultate ale acestor procese de dezintegrare.

Verificări experimentale privind valorile distanței de spargere a fazei lichide, a unghiului conului, a penetrației și a diametrului mediu Sauter au fost făcute de către Hiroyasu. El a demonstrat experimental valabilitatea relațiilor prezentate pentru distanța de spargere și unghiul conului. Pentru ceilalți parametri ce definesc norul de picături el a demonstrat că aceștia se comportă în concordanță cu teoria dezintegrării jetului a lui Levich.

Rezultatele teoriei lui Levich sunt sintetizate în următoarele relații:

$$t_s = 28.65 \frac{\rho_L d_0}{\sqrt{\rho_g \Delta p}} \quad (2.9)$$

$$0 \leq t \leq t_s \Rightarrow L_p = 0.39 \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho_l}} t \quad (2.10)$$

$$t_s \leq t \Rightarrow L_p = 2.95 \left(\frac{\Delta p}{\rho_g} \right)^{0.25} \sqrt{d_0 t} \quad (2.11)$$

unde t este timpul (s), t_s timpul de spargere (s), L_p -penetrația (m), Δp -diferența dintre presiunea de injecție și presiunea mediului gazos (Pa), ρ_g , ρ_L -densitățile gazului și lichidului (kg/m^3) și d_0 -diametrul ajutorului.

Pentru diametrul mediu Sauter se poate utiliza relația empirică datorată lui Kamimoto[82]:

$$D_{32} = 47dRe^{0.5} \left(\frac{\rho_g}{\rho_L} \right)^{0.26} \quad (2.12)$$

unde d este diametrul ajutorului, numărul Re este calculat utilizând acest diametru și presiunea rezultată din presiunea de injecție.

Hiroyasu [26] propune relația:

$$D_{32} = d \cdot \max \left(\begin{array}{l} 4.12Re^{0.12} We^{-0.75} \mu^{0.54} \rho^{0.18} \\ 0.38Re^{0.25} We^{-0.32} \mu^{0.37} \rho^{-0.17} \end{array} \right) \quad (2.13)$$

unde numerele Re și We se modifică odată cu viteza de injecție și proprietățile fizice ale lichidului iar densitatea și vâscozitatea dinamică sunt raportul dintre mărimile corespunzătoare fazei lichide și fazei gazoase.

Pentru legea de distribuție a diametrelor picăturilor poate fi utilizată ecuația Nukiyama-Tanasawa care are forma:

$$\frac{dn}{n} = a \left(\frac{D}{D_{32}} \right)^\eta \cdot \exp \left[-b \left(\frac{D}{D_{32}} \right)^\xi \right] \cdot \frac{dD}{D_{32}} \quad (2.14)$$

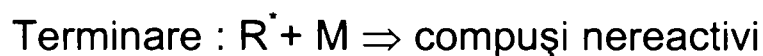
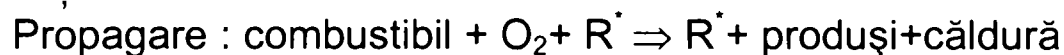
Parametrii a , b , η și ξ fiind definiți de geometria ajutorului. Un set ce caracterizează injecția în motoarele diesel este $a=62.5$, $b=5$, $\xi=1$, $\eta=2$.

2.2 Modelarea proceselor de ardere

2.2.1. Cinematica inițierii arderii

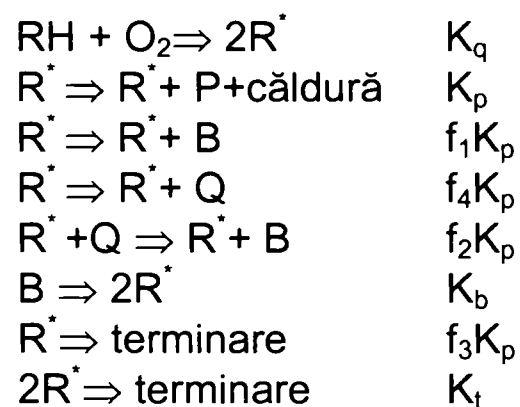
Comportarea chimică la temperaturi relativ joase a combustibililor proveniți din hidrocarburi este caracterizată de aspecte specifice cum ar fi: degenerarea ramurilor reacțiilor chimice, flăcări reci etc. Au fost propuse mai multe modele cinetice

de descriere a fenomenelor de autoaprindere. Este de preferat ca modelul să fie cât mai simplu dar să caracterizeze cele mai importante aspecte prin intermediul principalelor reacții și specii chimice. Spre exemplu modelul utilizat de Zellat și Zeller, model ce cuprinde principalii pași ce descriu uzual reacții chimice: inițiere, propagare, ramificare și terminare. Acest model presupune că timpul chimic de pregătire a ecuației de inițiere este mai mare decât timpul caracteristic al difuziei turbulente. De asemenea se utilizează un radical chimic generic R^* care este implicat efectiv în procesul de inițiere a reacției. Se utilizează 4 pseudoreacții elementare, după cum urmează:



Unde M poate reprezenta orice specie chimică. Vitezele de reacție sunt de forma adoptată de Arrhenius. Unele dintre constantele modelului sunt determinate prin analiză fenomenologică, altele pe baza experimentelor.

Un alt model pentru autoaprindere este modelul Shell (propus de Halstead și colaboratorii [24]), în care se adoptă un mecanism de reacție simplificat care conține cinci specii geometrice și opt reacții chimice. Vitezele de reacție sunt considerate ca având forma lui Arrhenius. Reacțiile aște în vedere sunt următoarele:



unde RH este combustibilul (C_nH_{2m}), R^* radicalul activ format din combustibil, B – agentul de ramificare, Q – o specie instabilă intermediară, P – produși de ardere (CO , CO_2 , H_2O). Expresiile pentru K_q , K_p , K_b , K_t , f_1 , f_2 , f_3 , f_4 etc. sunt date de Halstead in [24]. În plus sunt necesare concentrațiile locale pentru O_2 respectiv N_2 necesar la calculul vitezelor de reacție.

2.2.2. Propagarea frontului de flacără

La motoarele diesel amestecul componentilor este esențial pentru controlul arderii. Este deci necesar să se ia în considerare influența turbulenței (ce favorizează amestecul) asupra reacțiilor chimice. Majoritatea modelelor ce iau în considerare turbulența pentru calculul acesteia modelul k- ϵ , făcând corelații între scara timpului specifică fenomenelor turbulente și scara timpului specifică reacțiilor chimice. Este general acceptat că arderea difuzivă este controlată de amestecul comburantului cu carburantul, mai mult chiar, speciile reactive și speciile produse de ardere sunt situate în interiorul unor frontiere diferite (în zone diferite deși adiacente), astfel că viteza de combustie este comparabilă cu viteza de disipare a frontierelor, adică cu ϵ/k , care descrie amestecarea la nivel molecular. În toate cazurile concentrațiile de combustibil și oxidant sunt parametrii principali ce controlează viteza de reacție. Modelul bazat pe observațiile amintite a fost adoptat de Magnussen și Hjertager [34] bazându-se în fapt pe adoptarea următoarei expresii pentru viteza de reacție:

$$\omega = A \left(\frac{\epsilon}{k} \right) \min \left[C_C, C_{O_2} / r, BC_p / (1 + r) \right] \quad (2.15)$$

unde A și B sunt constante depinzând de structura flăcării și reacțiile chimice, C reprezintă concentrațiile combustibilului, oxigenului și produselor de ardere iar r este raportul stoechiometric.

Marble și Broadwell [36] dezvoltă un model mai detaliat al combustiei considerând, local, elemente de flăcări laminare. Acest model a fost inițial dezvoltat pentru difuzia turbulentă a combustiei.

Zona de reacție este turbulentă fiind descrisă ca un ansamblu de elemente de flacără traversate de un flux turbulent dar care își mențin local structura de flacără laminară. Viteza de reacție W , adică termenul sursă, este definită ca fiind aria totală a frontului de flacără pe unitatea de volum A a flăcării, astfel:

$$W = \rho V A \quad (2.16)$$

unde ρ este densitatea locală masică (gr/cm^3), V este raportul local consum/producție pe unitatea de suprafață a flăcării ($\text{cm}^3/(\text{s cm}^2)$), care are aceeași semnificație fizică ca și viteza flăcării (cm/s). Pentru V respectiv A nu au fost dezvoltate modele separate.

Viteza flăcării V se presupune că este egală cu viteza flăcării laminare în condițiile termodinamice locale. (temperatură, presiune, fracții masice ale speciilor) utilizând o descriere detaliată a reacțiilor chimice și a proprietăților de transport. Pentru A se utilizează un model ce se bazează pe ecuația de evoluție a suprafeței flăcării care înglobează structura locală a curgerii gazelor.

Pentru combustia la motoarele diesel poate fi adoptat un model derivat din modelul timpului caracteristic de ardere (laminară sau turbulentă) utilizat la motoarele cu aprindere prin scânteie, combinat cu teoria modificării frontierei. La acest model viteza de variație în timp a densității parțiale a speciei "m", datorită reacțiilor chimice este dată de:

$$\frac{dY_m}{dt} = - \frac{Y_m - Y_m^*}{\tau_c} \quad (2.17)$$

unde Y_m este fracțiunea masică a speciei "m", Y_m^* este fracțiunea masică a speciei m, în condiții locale instantanee de echilibru termodinamic, iar τ_c este timpul caracteristic necesar atingerii unui astfel de echilibru. Timpul caracteristic se presupune că este același pentru șapte specii chimice considerate ca fiind suficiente pentru o predicție corectă a temperaturilor de echilibru termodinamic: combustibil, O_2 , N_2 , CO_2 , H_2 , și H_2O . Dintre aceste

specii doar șase (exceptând N_2) se iau în considerare pentru a determina valorile locale instantanee de echilibru termodinamic Y_m .

Pentru a putea fi utilizat la modelarea combustiei la motoarele diesel acest model este utilizat împreună cu modelul Shell de inițiere a arderii. Modelul Shell se utilizează unde temperaturile nu depășesc 1000 K, în rest este necesar un model cinetic adecvat temperaturilor înalte.

Cea mai importantă parte a acestui model este estimarea timpului caracteristic τ_c care depinde de timpul caracteristic al arderii laminare și de cel al turbulenței:

$$\tau = \tau_l + f\tau_t \quad (2.18)$$

Timpii caracteristici pentru fenomenele de ardere laminară respectiv pentru cele de turbulență, sunt dați de relațiile:

$$\tau_l = A^{-1} [C_{14}H_{30}]^{0.75} [O_2]^{-1.5} \exp\left(\frac{E}{RT}\right) \quad (2.19)$$

$$\tau_l = C_2 \frac{k}{\varepsilon} \quad (2.20)$$

$$f = \frac{1 - e^{-r}}{0.632} \quad (2.21)$$

$$r = \frac{Y_{CO_2} + Y_{H_2O} + Y_{CO} + Y_{H_2}}{1 - Y_{N_2}} \quad (2.22)$$

în care constantele ce intervin au valorile:

$$A = 1.54 \cdot 10^{10}$$

$$E = 77.3 \frac{KJ}{mol} \text{ (luând în considerare tetradecanul)}$$

$$C_2 = 0.142$$

k, ε sunt calculați în modelul turbulenței

f-are semnificația de coeficient de întârziere simulând influența turbulenței asupra combustiei după ce inițierea arderii a avut loc. Are valori între 0 și 1 depinzând de condițiile locale

r-indică gradul de ardere luând valori între 0 (nu a început arderea) și 1 (s-a consumat complet combustibilul și oxigenul)

Modelul presupune că inițierea combustiei urmează legile din cazul laminar, turbulența începând să aibă o influență numai după de inițierea arderii s-a realizat.

Prin utilizarea acestui model de ardere se deduc termenii sursă pentru speciile chimice respectiv pentru căldura degajată. În cazul adoptării unei scheme numerice de ordinul 1 acești termeni au forma:

$$\Delta\rho_m = -\rho(Y_m - Y'_m) \left(1 - e^{-\frac{\Delta t}{\tau_c}} \right) \Rightarrow \dot{\rho}_m^c = \frac{\Delta\rho_m}{\Delta t} \quad (2.23)$$

$$\Delta Q = -\sum \frac{\Delta\rho_m}{W_m} (\Delta h_f^0)_m \Rightarrow \dot{Q}^c = \frac{\Delta Q}{\Delta t} \quad (2.24)$$

unde:

ρ este densitatea totală

Δt este pasul numeric de timp

Deoarece timpul caracteristic total include timpul caracteristic fenomenelor de turbulență evident acesta va afecta și vitezele de reacție, luându-se astfel în considerare influența turbulenței asupra reacțiilor chimice.

2.2.3. Considerații asupra principiilor de discretizare și rezolvare numerică a modelelor multidimensionale

Principiul de bază al acestei metode constă în construirea domeniului de calcul pornind de la asamblarea modulară a celulelor

pentru care sunt scrise ecuațiile nestaționare de bilanț ale mărimilor fizice, sub formă integrală pentru spațiu și diferențială pentru timp. Se consideră o celulă oarecare de volum V cu frontieră A deformabilă.

Ecuatiile de bilanț pot fi scrise sub o formă generală clasică:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho g dV + \int_A \rho g (\bar{v} - \bar{v}_p) \bar{n} dA = \int_W \rho \dot{w}_g dV \quad (2.25)$$

unde ρ este densitatea, g o mărime masică, n -versorul normalei exterioare la suprafața A , v -viteza fluidului, v_p -viteza frontierei și w -debitul mărimii masice g . În funcție de natura mărimii g această ecuație corespunde la conservarea energiei masice ($g=1$), a impulsului ($g=v$), a unei specii chimice ($g=y$) sau la conservarea energiei.

Aceste ecuații sunt riguroase indiferent de mărimea celulei. Necunoscutele de bază sunt cuprinse în integralele de volum din primul termen. Veridicitatea rezultatelor depinde de validitatea ipotezelor admise asupra termenilor de convecție (al doilea termen din membrul stâng) și asupra termenilor de producție (membrul drept).

Mărimile g sunt presupuse constante în interiorul celulelor și discontinue pe frontiera lor. Ecuatiile de bilanț se explicitează în aceste condiții sub o formă relativ simplă:

$$\frac{d(\rho g V)}{dt} = -\sum \rho_i g_i (\bar{v}_i - \bar{v}_i) \bar{n}_i A_i \rho \dot{w}_g V \quad (2.26)$$

indicele i fiind legat de porțiunile de frontieră considerate. Necunoscutele secundare la nivelul frontierelor sunt estimate în funcție de necunoscutele de bază și de condițiile la limită, prin interpolare, prin utilizarea unor cvasi-soluții locale, prin acceptarea unor ipoteze locale sau prin alte procedee. Simularea numerică a problemei propuse se realizează prin integrarea simultană în funcție de timp a ecuațiilor obținute printr-un algoritm clasic, de exemplu metoda Runge-Kutta de ordinul patru.

Tehnica expusă nu prezintă limitări de principiu. Ea permite abordarea de probleme cu mai multe dimensiuni spațiale: condițiile limită sunt introduse ușor prin valoarea lor și nu cea a derivatei, dându-se astfel un caracter fizic metodei; problemele pot fi neliniare și pot cuprinde chiar prezența fazelor condensate: posibilitatea de deformare a celulelor permite în particular abordarea de probleme euleriene, lagrangiene sau mixte; în final mărimea celulelor este oarecare ceea ce implică faptul că fenomenele de scară inferioară cele alese sunt modelate iar cele de scară superioară sunt calculate.

În concluzie se poate menționa că, metoda expusă permite, în principiu, modelarea funcționării unui motor cu ardere internă, dând posibilitatea calculului, atât a schimbului de încărcătură cât și a fenomenelor de combustie din interiorul cilindrului. La limită motorul poate fi împărțit în doar 3 celule (galeria de admisie, cilindru și galeria de evacuare) fiecare din ele tratându-se separat pe baza unor cvasi-soluții locale pentru tratarea frontierelor sau evoluțiilor interne.

Se mai menționează că metoda umplerii și golirii de tratare a fenomenelor de schimb de încărcătură în motoarele cu ardere internă este un caz particular al acestei metode.

2.3. Modelarea formală a caracteristicii de degajare a căldurii

2.3.1. Generalități

Funcționarea motoarelor cu ardere internă a fost caracterizată la începuturile dezvoltării acestora printr-o diagramă formată din transformări termodinamice simple. Acestea defineau comprimarea și destinderea prin transformări politropice, iar arderea prin combinații de izocore și izobare. Acestea nu puteau oferi decât o slabă caracterizare a proceselor care se desfășoară în motor.

Definirea unei diagrame a presiunii pe baza unei caracteristici de degajare a căldurii reprezintă un pas înainte pentru evaluarea diagramei de funcționare a motorului. În acest sens, aportul de căldură a putut fi cuantificat și repartizat pe ciclu conform proceselor reale.

Pentru a putea utiliza rezultatele astfel obținute a fost nevoie de formalizarea matematică a rezultatelor obținute și determinarea unor funcții matematice care să aproximeze datele experimentale. La găsirea funcțiilor care definesc caracteristicile de degajare a căldurii este necesară evaluarea unor legături între acestea și caracteristicile motorului care să le individualizeze.

2.3.2. Formalizarea caracteristicii de degajare a căldurii.

Formalizarea “Lyn”

Această metodă de evaluare a cantității de căldură degajată prin ardere este propusă de Lyn în [33]. Din studiile efectuate pentru număr de regimuri la un motor diesel cu injecție directă, autorul a formulat următoarele observații :

1. Durata absolută de ardere este mai lungă decât durata de injecție;

2. Viteza absolută de ardere crește odată cu turația și, din această cauză, durata de ardere în grade RAC rămâne aproximativ constantă.

3. Amplitudinea vârfului inițial al vitezei de degajare a căldurii depinde de durata întârzierii la autoaprindere, crescând odată cu aceasta.

Din punct de vedere al metodei, în primul rând se consideră că masa injectată în cilindru va fi împărțită într-un număr de elemente. Primul element care pătrunde în camera de ardere începe din acel moment să se amestece cu aerul. Amestecarea cu aerul se face după o lege liniară, cantitatea de combustibil pregătită pentru ardere crescând proporțional cu timpul. La fel și la celelalte elemente, numai durata lor de amestecări crește pe măsură ce sunt injectate mai târziu. Arderea, care începe după o anumită perioadă de la începutul injectiei, va găsi în cilindru o anumită cantitate de combustibil amestecat cu aerul, care va reacționa cu o viteză mare. După aceea, viteza de ardere scade și se apropie de viteza de amestecare. Modelul propus este funcție doar de injectia de combustibil și nu ia în considerare o serie de alți factori ca: mișcarea aerului în cilindru, natura combustibilului, etc.

2.3.3. Legea “VIBE”

La motoarele cu aprindere prin scânteie, cea mai utilizată lege formală este legea Vibe. O variantă a acesteia, formată din două funcții, una pentru amestecuri preformate, cealaltă pentru arderea difuzivă, se utilizează și la motoarele diesel. Ea are forma:

$$\frac{dQ_{ch}}{dx} = \frac{6.9 \cdot \frac{R_p \cdot Q_{ch}}{\alpha_p} (M_p + 1) \left(\frac{\alpha}{\alpha_p}\right)^{M_p} \left(-6.9 \left(\frac{\alpha}{\alpha_p}\right)^{M_p+1}\right) + 6.9 \cdot \frac{(1 - R_p) \cdot Q_{ch}}{\alpha_d} (M_d + 1) \left(\frac{\alpha}{\alpha_d}\right)^{M_d} \left(-6.9 \left(\frac{\alpha}{\alpha_d}\right)^{M_d+1}\right)}$$

(2.27)

unde:

- indicii "p" și "d" se referă la arderea amestecurilor preformate respectiv difuze;
- "M_p" și "M_d" sunt factori de formă care corespund celor două tipuri de ardere;
- "Q_{ch}" este energia totală degajată prin ardere;
- "R_p" este proporția din entalpia totală care se degajă în timpul arderii amestecurilor preformate [57], [4], [22].

Legea de ardere astfel definită arată ca în Figura 2.3.

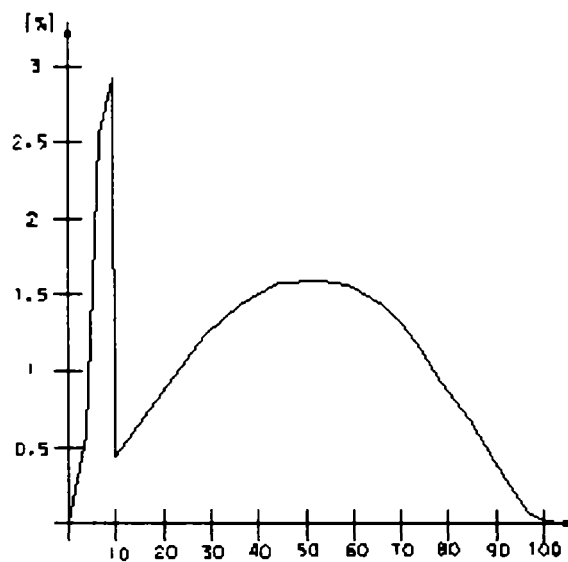


Figura 2.3

Fiecare motor are însă o formă proprie de lege de ardere, care poate fi aproximată cu o lege de tip Vibe, dar cu parametrii individualizați. Problema principală este aceea de a găsi parametrii funcției pentru motorul analizat. Astfel, în lucrarea [41],

autorii au demonstrat că energia degajată în timpul arderii amestecurilor preformate este aproximativ 50% din energia chimică totală a combustibilului. De asemenea au încercat să găsească o lege de variație pentru durata de ardere a amestecurilor preformate " α_p " și cantitatea de căldură care este eliberată în timpul arderii acestora și au stabilit o funcție liniară între acestea, respectiv arderea amestecurilor preformate se lungeste proporțional cu cantitatea de combustibil care arde în ea. Această lege se poate adopta atât motoarelor cu injecție directă cât și celor cu injecție indirectă.

Tot în [41] au fost analizate caracteristicile de degajare a căldurii pentru un număr de regimuri, atât pentru un motor cu injecție directă cât și pentru unul cu injecție indirectă. În aceasta se specifică faptul că unii parametrii sunt aproximativ constanți pentru ambele motoare ($M_p=3$; $M_d=0.5$ pentru injecție directă și 0.9 pentru injecție indirectă, $\alpha_p=7^\circ$ RAC pentru ambele motoare). Alți parametrii, cum ar fi: Q_p , Q_d și α_d depind de viteza de injecție a combustibilului și de întârzierea la autoaprindere. Astfel, cantitatea de căldură eliberată în timpul arderii este direct proporțională cu masa de combustibil injectată în perioada de întârziere la autoaprindere, iar durata arderii amestecurilor preformate este direct proporțională cu cantitatea de combustibil care arde în această perioadă.

S-au făcut diferite încercări de adaptare a legii Vibe la o gamă mai largă de regimuri. Pentru aceasta s-a încercat modificarea coeficienților funcției de variația sarcinii, turației și caracteristicilor de admisie. Astfel, s-au definit trei coeficienți adimensionali: $C_1=n/n_0$; $C_2=\lambda_2/\lambda_0$; $C_3=P/P_0$. T_0/T , unde cu "0" s-a notat situația pentru care s-a făcut determinarea coeficienților legii lui Wiebe pe baza datelor experimentale, iar cei fără indice sunt mărimile la un moment dat. Coeficientul C_1 se referă la raportul turațiilor, C_2 la raportul exceselor de aer iar C_3 este un raport al mărimilor care definesc gradul de supraalimentare. Cu

aceste mărimi cunoscute se pot determina rapoartele dintre coeficienții legii lui Vibe, aflați la regimul standard, și ceilalți pentru alte situații:

$$\frac{1 - R_p}{1 - R_{p0}} = 09941 \cdot C_1^{0.704} \cdot C_2^{-0.144} \cdot C_3^{-0.1024} \quad (2.28)$$

$$\frac{M_d}{M_{d0}} = 1.0292 \cdot C_1^{3.294} \cdot C_2^{-1.221} \cdot C_3^{-0.179} \quad (2.29)$$

$$\frac{\alpha_d}{\alpha_{d0}} = 0.6988 \cdot (C_1 - 0.36)^{-0.321} \cdot (C_2 - 0.64)^{-0.201} \cdot (C_3 + 0.01)^{0.331} \quad (2.30)$$

$$\frac{M_p}{M_{p0}} = 1.0748 \cdot C_1^{0.744} \cdot C_2^{0.467} \cdot C_3^{-1.285} \quad (2.31)$$

$$\frac{\alpha_d}{\alpha_{p0}} = 1.002 \cdot C_1^{0.2448} \cdot C_2^{4.6719} \cdot C_3^{-1.074} \quad (2.32)$$

Există și alte versiuni ale formalizării Vibe care utilizează doar o singură exponențială pentru toată durata arderii.

2.3.4. Legea “Watson”

În lucrarea [4] autorii prezintă o nouă relație pentru motoarele diesel. În studiul pe care l-au făcut au urmărit următoarele obiective:

a) determinarea unei caracteristici de degajare a căldurii obținute cu ajutorul unei corelații care să se apropie de curba experimentală;

b) să se poată aplica pe un domeniu de turații și sarcini destul de larg;

c) să poată fi utilizată și la calculul regimurilor tranzitorii, în condiții în care apar excese de aer momentane foarte mici.

Dificil pentru evaluarea caracteristicii arderii este stabilirea duratei procesului de ardere și cea a începutului arderii, care depind de foarte mulți factori.

Durata de întârziere la autoaprindere este definită cu ajutorul unei legi de întârziere la autoaprindere de tip Wolfer, lege semiempirică care depinde de un set de parametri care trebuie acordati cu caracteristicile motorului:

$$\tau_{AA} = a_1 \cdot \exp\left(\frac{a_2}{T_m}\right) \cdot p_m \quad (2.33)$$

unde " p_m " și " T_m " reprezintă presiunea și temperatura medie pe durata întârzierii la autoaprindere, iar " a_1 " și " a_2 " sunt constante.

Arderea este divizată la rândul ei, conform convenției uzuale deja analizate, în două zone: arderea amestecurilor preformate și arderea amestecurilor difuzive. Se consideră că cele două mecanisme încep în momentul aprinderii și se desfășoară împreună pentru o anumită perioadă de timp. Inițial, arderea amestecurilor preformate este predominantă, dar, după a scurtă perioadă de timp, procesul difuziv ia locul celui al amestecurilor preformate și arderea se desfășoară numai difuziv.

Se propune o corelație compusă din două din două funcții, una care să simuleze arderea amestecurilor preformate, iar cealaltă arderea difuzivă:

$$\dot{m}_t = \dot{m}_p + \dot{m}_d \quad (2.34)$$

unde: m este debitul de combustibil ars, iar indicii "t", "p" și "d" semnifică total, preformat respectiv difuziv.

Pentru a evalua raportul maselor care reacționează în cele două mecanisme, se utilizează factorul de ardere " β ". Acesta este raportul dintre masa de combustibil care ar arde în zona amestecurilor preformate și cantitatea de fluid injectată:

$$\beta = \frac{m_p}{m_t} \quad (2.35)$$

unde $m_t = m_p + m_d$

În acest caz, legea de ardere propusă va avea forma:

$$\tau = \frac{(\alpha - \alpha_i)}{(\alpha_e - \alpha_i)} = \frac{(\alpha - \alpha_i)}{\Delta} \quad (2.36)$$

cu:

- Δ - durata totală de ardere
- α_i - momentul de început al arderii
- α_e - momentul de sfârșit al arderii
- α - punctul curent pentru care se calculează

degajarea de căldură.

Ecuția (2.35) reprezintă viteza de ardere ca sumă a două distribuții adimensionale, cuplate cu factorul " β ". Aceasta se consideră că este funcție de durata de întârziere la injecție și de excesul de aer global (cantitatea totală de combustibil raportată la masa de aer aflată în cilindru).

Din analiza datelor experimentale facute de autori s-a ajuns la următoarele funcții, care au cea mai bună reprezentare pentru scopul propus:

$$M_p(\tau) = 1 - (1 - \tau^{C_{p1}})^{C_{p2}}$$

$$\dot{M}_p(\tau) = C_{p1} \cdot C_{p2} \cdot \tau^{C_{p1}-1} (1 - \tau^{C_{p1}})^{C_{p2}-1} \quad (2.37)$$

$$M_d(\tau) = 1 - \exp(-C_{d1} \cdot \tau^{C_{d2}})$$

$$\dot{M}_d(\tau) = C_{d1} \cdot C_{d2} \cdot \tau^{C_{d2}-1} \cdot \exp(-C_{d1} \cdot \tau^{C_{d2}}) \quad (2.38)$$

În această relație C_{p1} , C_{p2} , C_{d1} , C_{d2} se numesc factori de formă. Se poate observa că legea pentru descrierea arderii difuzive este de tip Wiebe, iar pentru amestecuri preformate s-a ales o funcție putere în locul funcției Wiebe clasice (funcție exponențială).

În cazul motoarelor diesel, pentru o turație constantă, durata de ardere este proporțională cu sarcina (invers proporțională cu excesul de aer). Totuși, pentru a trata la fel toate regimurile analizate, s-a considerat o durată de ardere constantă de 125° RAC pentru orice regim.

Pornind de la ipoteza că acest tip de lege de ardere este valabilă pentru orice motor diesel la orice regim de sarcină și turație, trebuie încercată o legătură între coeficienții legii de ardere și parametrii de funcționare a motorului. Pentru evaluarea corectitudinii relațiilor propuse, Watson [72] a apelat la rezultatele obținute pe trei motoare diesel cu injecție directă, cu următorii parametri funcționali:

1) motor diesel cu 6 cilindrii, supraalimentat, cameră de ardere, cupă cu mișcare de vârtej organizată;

2) motor diesel cu injecție directă, 12 cilindri în V, supraalimentat cu răcire intermediară;

3) motor diesel cu injecție directă și supraalimentat cu răcire intermediară, dar cu performanțe mai înalte decât motoarele 1 și 2.

Pentru arderea amestecurilor preformat, se observă că maximul acesteia este cu atât mai târziu cu cât întârzierea la autoaprindere (măsurată în grade RAC) este mai mare. Aceasta indică faptul că o cantitate mai mare de combustibil pregătită pentru ardere va avea o durată mai mare de ardere, iar maximul acesteia va fi mai târziu pe diagrama de ardere. Din această cauză se poate reconsidera că factorul C_{p1} , de care depinde poziția maximului, are forma:

$$C_{p1} = 2.0 + 1.25 \cdot 10^{-8} (\tau_{aa} \cdot n)^{2.4} \quad (2.39)$$

unde: " τ_{aa} " este întârzierea la autoaprindere (ms), iar "n" turația (rpm).

Valoarea celui de-al doilea factor de formă pentru arderea amestecurilor preformate C_{p2} trebuie să fie mare, astfel încât durata arderii să fie mai mică și vârful destul de ridicat. În urma analizei, valoarea lui C_{p2} a fost considerată constantă, indiferent de regim și egală cu:

$$C_{p2} = 5000 \quad (2.40)$$

Pentru arderea amestecurilor difuzive, așa cum arată experiența, durata arderii propriu-zise scade odată cu creșterea excesului de aer. Aceasta se datorează faptului că injecția este mai scurtă, jetul mai mic, amestecarea și arderea mai rapidă, masa de combustibil fiind mai redusă. De aceea se poate stabili o legătură între coeficientul C_{d1} și excesul de aer, astfel:

$$C_{d1} = K_1 \cdot \frac{1}{\lambda^{K_2}} \quad (2.41)$$

unde K_1 și K_2 sunt doi factori care se determină experimental, iar λ este excesul de aer. Experimentele autorilor au arătat că, pentru C_{d2} , există o dependență liniară cu celălalt coeficient al funcției, astfel:

$$C_{d2} = K_3 \cdot C_{d1}^{K_4} \quad (2.42)$$

Termenul cel mai important al funcțiilor este " β ", raportul dintre masa care arde în cadrul amestecurilor preformate și masa totală de combustibil. Aceasta este proporțională atât cu întârzierea la autoaprindere (deoarece există o perioadă mai mare de timp în care se efectuează o amestecare mai bună a combustibilului cu aerul) și cu excesul de aer (masa injectată în perioada de întârziere la autoaprindere reprezintă o pondere mai mare din total, pe măsură ce excesul de aer este mai mare). În aceste condiții, relația lui β este de forma:

$$\beta = 1 - a \cdot \frac{1}{\tau_{aa}^c} \cdot \frac{1}{\lambda^b} \quad (2.43)$$

unde: "a", "b", "c" sunt constante ale legii de ardere.

Pentru cele trei motoare analizate s-au găsit următorii coeficienți pentru valorile constantelor legii de ardere:

Valorile obținute ale coeficienților sunt valabile pentru cele trei tipuri de motoare, definite ca niște motoare convenționale, fără presiune înaltă de injecție. Valabilitatea acestora este în general restrânsă la tipurile de motoare studiate.

2.4. Aspecte privind utilizarea legilor formale de degajare a căldurii la simularea proceselor de ardere

2.4.1. Interpretarea legii de degajare a căldurii din programul de calcul DYN

În programul DYN de simulare a funcționării motoarelor diesel cu răcitor intermediar turbosupraalimentate se utilizează, pentru cuantificarea procesului de degajare a căldurii, legea Vibe de ordinul I, specifică de fapt motoarelor cu aprindere prin scânteie. Autorii programului au adoptat această formă simplă a legii de degajare a căldurii, întrucât în cazul motoarelor diesel supraalimentate delimitarea dintre faza arderii rapide și cea a arderii difuzive nu este atât de pronunțată, extremul din diagrama vitezei de degajare a căldurii fiind prezent dar nefiind determinat de o cantitate suficient de semnificativă de căldură (aria "picului" din diagrama de degajare a căldurii fiind mică raportat la aria totală de sub curba ce reprezintă viteza de degajare a căldurii) astfel că poate fi neglijat aportul arderii rapide, cuprinzându-se efectele ei în legea Vibe de ordinul I printr-o modificare a parametrului de formă. În figura 2.4 sunt prezentate comparativ cele două legi de degajare a căldurii, cea reală (de ordinul doi) și cea care o aproximează.

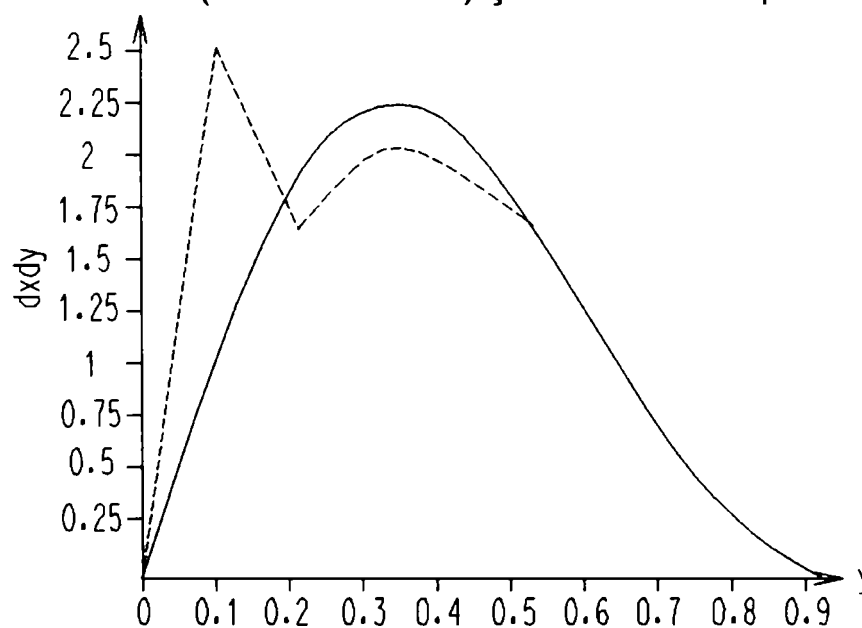


Figura 2.4

Menționăm că în cazul în care raportul de comprimare are o valoare mare, și avansul la injecție este mic, această aproximație se poate face și pentru motoarele nesupraalimentate.

Utilizarea unei legi formale de degajare a căldurii înseamnă de fapt modelarea arderii în conformitate cu legea respectivă. În principiu o astfel de lege are un caracter convențional, nereproducând decât aproximativ procesul real. Totuși, legile formale sunt des aplicate, în special în cazul simulărilor regimurilor dinamice, întrucât există modalități de estimare a variațiilor parametrilor definatorii cu schimbarea regimurilor de lucru, reușindu-se astfel reproducerea destul de fidelă a regimurilor tranzitorii.

2.4.2. Legile formale de degajare a căldurii de tip Vibe-cazuri particulare ale metodei Weibull

Simularea comportării sistemelor implică determinarea factorilor principali ce le influențează funcționarea și modelarea interacțiunilor dintre ei, în scopul cuantificării performanțelor la care acestea vor evolua. Metoda Weibull este bazată pe un model statistic de estimare a variației anumitor parametri, model ce are la bază distribuția cu același nume. Asociată de practicieni aproape invariabil cu studii de durabilitate și/sau fiabilitate – datorită formei simple, a faptului că prezintă avantaje față de modelul exponențial (conține doi parametri suplimentari fiind deci mai fidel în descrierea unor procese complexe) sau de cel normal (dând posibilitatea caracterizării proceselor asimetrice), și nu în ultimul rând a faptului că înglobează aceste modele precum și modelul Razleigh și altele sub forma unor cazuri particulare – modelul Weibull tinde să fie utilizat în cele mai diferite domenii. Utilizarea extrapolării fenomenologice împreună cu emiterea unor ipoteze asupra parametrilor ce caracterizează fenomenul sau procesul, poate facilita în mare măsură modelarea credibilă pe baza metodei Weibull, obținându-se manifestarea tendinței esențiale de evoluție (trendul), subordonând sau anulând anumite trăsături neesențiale.

Un caz particular de aplicare a metodei Weibull este evaluarea legii de degajare a căldurii în cazul arderii la motoarele cu ardere internă, caz ce conduce la obținerea legilor formale de

degajare a căldurii de tip Vibe. Încadrarea acestui caz în formalismul general este prezentată în cele ce urmează.

2.4.2.1. Formalismul matematic al metodei Weibull

A. În forma clasică, repartiția Weibull are densitatea exprimată prin relația:

$$f(x) = \begin{cases} \alpha C x^{\alpha-1} \exp(-Cx^\alpha) & \text{pentru } x > 0, \quad \alpha > 0 \\ 0 & \text{in rest} \end{cases} \quad (2.44)$$

Funcția de repartiție se exprimă astfel:

$$F(x) = 1 - \exp(-Cx^\alpha) \quad (2.45)$$

În cazul modelului triparametric curba funcției de frecvență (CFF), este definită prin relația:

$$f_x(\chi; \theta, \beta, \gamma) = \frac{\beta}{\theta} \left(\frac{\chi - \gamma}{\theta} \right) \exp\left(- \left(\frac{\chi - \gamma}{\theta} \right)^\beta \right) \quad (2.46)$$

unde $\chi > \gamma$, $\theta > 0$, $\beta > 0$

Parametrii au următoarele denumiri:

β - parametru de formă (influențează alura curbei Weibull determinând localizarea punctului de maxim

γ - parametru de localizare (determină translatarea CFF pe axa Ox

θ -parametru de scară reală (determină față de cazul =1 o divizare cu θ a valorilor lui f și o multiplicare a valorilor lui x cu θ , valoarea ariei totale de sub curbă rămânând egală cu 1 (integrala făcându-se de la 0 la ∞).

Notând cu $S = (x - \gamma) / \theta$ putem scrie:

$$f_x = g(s, \beta) = s^{\beta-1} \exp(-s^\beta) \text{ de unde rezulta}$$

(2.47) – (2.48)

$$g'(s) = \beta s^{\beta-1} \exp(-s^\beta)$$

Anuland prima derivata, cu β considerat constant se obtine punctul maxim:

$$s_{\max} = \left(1 - \frac{1}{\beta}\right)^{\frac{1}{\beta}} \quad (2.49)$$

$$g_{\max} = \beta \left(\frac{\beta - 1}{\beta e}\right)^{1 - \frac{1}{\beta}} \quad (2.50)$$

B. varianta de amestec a modelului Weibull

Prin sumarea a k repartitii de acelasi tip, dar de parametrii distincti, se obtine functia de repartitie:

$$F(x) = \sum_{i=1}^k p_i F_i(x) \quad \text{unde } 0 \leq p_i \leq 1 \quad ; \quad \sum_{i=1}^k p_i = 1 \quad (2.51)$$

$$F(x) = 1 - \exp\left(-\left(\frac{x - \gamma}{\theta_i}\right)^{\beta_i}\right) \quad (2.52)$$

2.4.2.2. Evaluarea parametrilor legilor de degajare a căldurii de tip Vibe de ordinul I.

Legile formale de degajare a căldurii se utilizează de obicei în cazul în care se dispune de cel puțin un set de măsurători complete ale parametrilor definatorii ai ciclului. Pe baza prelucrării diagramei indicate, etapă care cuprinde prelucrări matematice de netezire a rezultatelor experimentale în vederea reducerii erorilor de derivare numerică, prin comparație cu alura legii formale de degajare a căldurii, se alege tipul de lege adecvat, după care se trece la determinarea parametrilor definatorii pentru legea formală prin aplicarea, de exemplu, a metodei celor mai mici pătrate (se află legea formală cea mai apropiată de legea obținută experimental).

O altă modalitate, mai directă și care evită operațiunile de prelucrare a diagramei indicate, este aceea de a alege inițial forma legii de degajare a căldurii, după care se simulează funcționarea motorului, pentru diverse seturi de parametri definatorii, reținându-se acei parametri pentru care se obține o diagramă indicată suficient de apropiată de cea experimentală.

Legea formală Vibe de ordinul II, depinzând de mai mulți parametri, dă posibilitatea unei acordări mai exacte cu legea de ardere experimentală decât legea Vibe de ordinul I și în plus evidențiază cele două etape de ardere (etapa arderii rapide a amestecurilor preformate și etapa arderii difuzive) din cazul motoarelor diesel.

În cazul în care nu se dispune de date experimentale suficiente, metodele amintite devin inoperante. Practic, presupunând că legea de degajare a căldurii este de tip Vibe de ordinul I, trebuie evaluați următorii parametri:

- momentul de început al arderii;
- momentul de sfârșit al arderii;
- parametrul de eficiență "a";

- parametrul de formă, "m", care determină momentul în care se realizează maximul vitezei de degajare a căldurii.

Doar pentru momentul de început al arderii există în prezent posibilități acceptabile de determinare (el fiind determinat din momentul injecției și o evaluare pentru întârzierea la autoaprindere), prin utilizarea unor relații empirice de tip Wolfer și în ipoteza cunoașterii momentului de început al injecției.

Pentru a putea estima parametrii fără a dispune de date experimentale pentru un anumit motor și un anumit regim de funcționare, este necesar să se poată caracteriza arderea prin alte mijloace.

O modalitate de soluționare a acestei probleme este prelucrarea statistică, în raport cu cât mai mulți factori ce definesc soluția constructivă, a unui număr suficient de mare de motoare la care legea de degajare a căldurii este cunoscută și încadrarea în modelul statistic rezultat a cazului particular avut în vedere. O altă metodă este aceea de a determina legea de ardere prin calculul cu ajutorul unui program special. (Kiva II, Fire etc.)

2.5. Motorul cu ardere internă și noxele eșapate în atmosferă

Transporturile, având ca principală sursă energetică motorul cu ardere internă (m.a.i.) au contribuția cea mai însemnată asupra poluării mediului înconjurător.

Efectul poluant cel mai important al m.a.i. se datorează emisiilor de gaze eșapate în urma procesului de ardere. În cilindrii motoarelor, arderea combustibililor are un caracter real, datorită timpului foarte redus de desfășurare, a dificultăților de formare al amestecului, a pierderilor de căldură, etc.

Substanțele poluante eșapate în atmosferă sunt de două feluri: substanțe primare - cele emise direct de sursă, fiind în stare gazoasă (CO, HC, NO_x) sau solidă (particule, funingine), respectiv substanțe secundare - care se formează în aer fie prin interacțiunea mai multor substanțe primare, fie prin reacția cu aerul a unor substanțe primare sub acțiunea factorilor atmosferici (smogul).

Principalele substanțe poluante emise în atmosferă de către m.a.i. sunt: hidrocarburile, NO_x , CO , CO_2 , particulele, compușii cu sulf.

2.5.1. Hidrocarburile

În această categorie intră produsele gazoase ale arderii incomplete și componentele din combustibil care se pot vaporiza. Au fost identificați circa 400 de compuși individuali în gazele de evacuare, care reprezintă majoritatea claselor de compuși organici - hidrocarburi alifatic saturate și nesaturate, hidrocarburi aromatice și compuși policiclici, compuși oxigenați - aldehide, cetone, alcooli, eteri, acizi, esteri, compuși azotați, sulfati și organometalici. Compușii emiși includ mulți dintre compușii existenți în combustibil și care au trecut neschimbați prin motor. Se constată diferențe semnificative în compoziția hidrocarburilor din gazele eșapate de motoarele cu aprindere prin scânteie - m.a.s. și cele cu aprindere prin comprimare - m.a.c.

SFMG (stingerea flăcării în masa de gaze) se înregistrează la presiuni foarte mici în colectorul de admisiune - p_{ca} când datorită concentrației relativ mari de gaze arse reziduale, moleculele active se pot ciocni cu molecule neutre, întrerupând lanțul reacției. Fenomenul se poate produce și la presiuni p_{ca} mai mari, dar cu prioritate în zona supapelor de evacuare, unde datorită fenomenelor dinamice necontrolate, gazele arse se pot întoarce înapoi în cilindru. SFMG poate determina noxe de circa 10 ori mai multe decât SFP (stingerea flăcării la perete).

Limitarea sau anularea SFMG ca sursă de poluare cu hidrocarburi de către m.a.s. este posibilă prin:

- reducerea depresiunii din conducta de admisiune (creșterea p_{ca});
- întreruperea alimentării motorului cu combustibil, ceea ce determină sărăcirea amestecului;
- recircularea unei cote părți din gazele arse, bogate în hidrocarburi nearchive;

- postarderea hidrocarburilor în eșapament cu reactori catalitici sau termici.

Mecanismul SFP a fost explicat prin stratul limită format pe pereții camerei de ardere, care au temperaturi relativ mici, de imposibilitatea propagării flăcării prin spațiile înguste - zona de deasupra primului segment de compresie, zona locașurilor supapelor, zona bujiei. Aceste zone determină condiții improprii propagării flăcării, cu temperaturi mai mici a gazelor și cu amestecare defectuoasă.

Originea hidrocarburilor eșapate de motorul cu aprindere prin comprimare este determinată de particularitățile arderii în acest tip de motor:

- stingerea flăcării la perete - fenomen asemănător cu cel de la m.a.s.;

- compoziția locală a amestecului, excesiv de bogat sau de sărac; practic la m.a.c. coeficientul excesului de aer λ poate lua valori între 0 și ∞ ;

- existența unor elemente izolate de amestec, în care raportul suprafață / volum este mare, astfel că autoaprinderea este imposibilă datorită pierderilor de căldură.

În zona centrală a jetului de motorină, cu concentrații ridicate de combustibil la începutul arderii, ca și în zona de la perete, se asigură condiții normale de organizare a formării amestecului, cu posibilitatea arderii practic complete a combustibilului în perioada arderii difuzive. Temperatura pereților camerei de ardere poate avea o influență sensibilă asupra emisiilor de hidrocarburi. După unele experimente, prin scăderea temperaturii pereților de la 90 °C la 40 °C, emisiile de HC au crescut cu 30 %, ceea ce sugerează un efect de stingere a flăcării în stratul de la perete, fără oxidarea ulterioară a hidrocarburilor. În cazul când combustibilul este depus pe perete sub formă de peliculă (procedul M), funcționarea la regimuri termice reduse ale peretelui determină creșterea puternică a emisiilor de hidrocarburi.

Hidrocarburile, ca ansamblu numeros de compuși chimici, ca substanțe primare care rezultă din procesul de schimb de gaze de ardere în m.a.i., au o nocivitate diversă.

Ca substanțe poluante secundare care rezultă prin interacțiunea dintre hidrocarburile primare sau dintre acestea și aer

În anumite condiții de umiditate, temperatură și radiație solară, hidrocarburile eșapate de către m.a.i. sunt un factor important în formarea smogului fotochimic (SF).

Smogul fotochimic reprezintă o ceață caracteristică unor zone geografice aglomerate, cu o circulație redusă a aerului pe verticală și o insolație puternică - Tokyo, California, etc ($t > 20\text{ }^{\circ}\text{C}$). Se consideră că există 13 reacții chimice înlănțuite care determină formarea SF. Mecanismul este declanșat de oxidul de azot și de hidrocarburi în prezența luminii [29].



Smogul fotochimic este format din trei componente: ozonul (2.53), alhidele (2.54) și (2.55) și peroxinitratul acil (2.56).

Smogul umed se formează într-o atmosferă umedă, la temperaturi reduse, sub $4\text{ }^{\circ}\text{C}$. Substanțele participante sunt particulele solide de funingine, oxizii de sulf și de carbon.

2.5.2. Oxizii de azot (NO_x)

Oxizii de azot se formează prin reacția oxigenului atmosferic cu azotul din aer, la temperaturi și presiuni ridicate, care caracterizează procesul de ardere în m.a.i.

Dintre diverșii oxizi de azot, NO reprezintă constituentul principal. Formarea lor se apreciază că se formează după mecanismul Zeldovici extins:





În cilindrul m.a.i., concentrația de oxigen atomic este de 100...1000 de ori mai mare decât cea de azot atomic, astfel încât reacția (2.57) este cea care inițiază formarea NO_x .

Pentru m.a.s., prin analiza spectrală respectiv chimică a gazelor din camera de ardere, s-a constatat că NO_x se formează în timp, concentrația atingând o valoare maximă, după care se păstrează aproximativ constantă. Creșterea treptată a concentrației locale de NO_x arată că procesul de formare se desfășoară cu viteză finită.

Reacțiile de formare a NO sunt caracterizate de viteze de reacție care cresc exponențial cu temperatura, de tipul:

$$\frac{d[\text{NO}]}{d\tau} = A \cdot \exp^{-\frac{B}{T}} \quad (2.60)$$

Referitor la interiorul cilindrului, există zone în camera de ardere caracterizate de temperaturi și presiuni diferite: zona gazelor arse, zona flăcării, zona amestecului nears. Zonele care generează concentrații mari de NO în cazul m.a.s. sunt cele cu temperaturi mari, și anume cele din vecinătatea bujiei. Existența acestor zone explică și gradientii mari de NO_x în volumul camerei de ardere - până la 1000 ppp/cm.

Conținutul de NO_x în gazele arse este determinat de următorii factori, care trebuie controlați:

- temperatura gazelor de ardere, care trebuie să fie cât mai mică;
- durata cât gazele arse inițial stau în cilindru, care trebuie redusă cât mai mult;
- cantitatea de oxigen disponibilă pentru ardere, mai ales pentru gazele arse inițial, în prima fază a arderii. Acest factor recomandă o alimentare stratificată a m.a.s., cu amestec bogat în

zona bujiei pentru amestecul care arde în faza inițială și sărac pentru faza arderii moderate.

Zonele caracteristice jetului sunt :

- zona amestecurilor preformate inflamabile - $\lambda \approx \lambda_{med}$;
- zona amestecurilor preformate neinflamabile - $\lambda \rightarrow \infty$;
- nucleul jetului - zona lichidă $\lambda \approx 1$;
- zona peretelui.

Zona amestecurilor preformate inflamabile generează NO_x , arderea fiind inițiată în această zonă. Flacăra parcurge rapid, prin ardere violentă această zonă cu amestecuri relativ sărace $\lambda_{med} < \lambda < 1$, creșterea temperaturii și oxigenul întreținând mecanismul Zeldovici. În această zonă, procesul de formare al NO_x este similar cu formarea NO_x în zona bujiei la m.a.s.

Ulterior intră în reacție și combustibilul din zona lichidă a jetului - nucleul, unde arderea are un caracter difuziv. În această zonă, dozajul este stoichiometric, dar temperatura este ridicată, generându-se din nou NO_x , dar în cantități mici.

La motoarele cu cameră de ardere divizată, analiza probelor extrase prin supape de prelevare rapidă au arătat că NO se formează în special în camera separată. La trecerea gazelor din camera separată în camera principală, reacțiile de formare a NO au tendința se înghețe la amestecarea cu aerul rece. S-au înregistrat concentrații mari de NO în canalul de legătură, în intervalul când se produce curgerea intensă a gazelor din camera separată în camera principală.

2.5.3. Monoxidul de carbon

Monoxidul de carbon CO este un gaz incolor, inodor și insipid, mai puțin dens ca aerul, fiind un compus intermediar prin care trec toți compușii carbonului când sunt oxidați.

CO apare datorită arderii incomplete a carbonului, ca urmare a lipsei de oxigen, înregistrându-se o mărire a concentrației de CO cu 3,5 % pentru fiecare reducere a lui λ cu 0,1 unități (îmbogățirea amestecului).

Este universal acceptat că reacția de formare și de reducere a CO în cazul m.a.s. are loc după schema:



Reacția decurge cu viteză mare în ambele sensuri, ceea ce ar motiva existența unui echilibru între CO și CO₂, însă concentrația de hidrogen atomic este mult mai mare decât a radicalului OH, astfel încât reacția se desfășoară preponderent spre stânga, cu prezența semnificativă a CO în cazul m.a.s.

În prezența unei cantități suficiente de O₂, CO produs în timpul arderii este imediat oxidat, trecând în CO₂. Acest lucru nu se întâmplă în cazul funcționării m.a.i. la regimul de mers în gol sau decelerare.

În condiții normale de funcționare, motoarele diesel produc cantități foarte mici de CO în comparație cu m.a.s.

CO participă ca substanță secundară la o serie de reacții atmosferice, incluzând și formarea ozonului în mod indirect, cu radicalul hidroxil OH.

2.5.4. Dioxidul de carbon

Dioxidul de carbon CO₂ apare în gazele de ardere eșapate de m.a.i. în urma oxidării complete a carbonului conținut de combustibil. CO₂ nu joacă un rol semnificativ în producerea ozonului și nu este toxic, dar contribuie la producerea efectului de seră în proporție de 50 %, absorbind energia radiată de suprafața terestră.

Emisia de CO₂ produsă de m.a.i. este comparabilă cu cea provenită din alte activități - de ex. industrie.

Cu toate că nu este considerat o noxă propriu-zisă, dioxidul de carbon este poluantul cel mai periculos din punctul de vedere al mediului înconjurător. Emisia "normală" de CO₂ eșapată de un motor cu ardere internă este de circa 12 %, ceea ce nu este considerată pentru moment exagerată, dar în condițiile creșterii continue a populației de motoare aflate în exploatare, poate deveni o problemă.

2.5.5. Particulele

Particulele reprezintă un amestec de substanțe organice și anorganice prezente în atmosferă atât sub formă lichidă cât și solidă și care provin din gazele arse. Definierea particulelor se face implicit prin procedeul de măsurare al acestora, în cazul m.a.c. fiind "materia colectată pe un filtru special la trecerea gazelor arse emise de un motor diesel, gaze diluate cu aer curat până la obținerea temperaturii acestora de maximum 52 °C.

După mărime, se consideră particule mari acelea care au un diametru mai mare de 2,5 μm, iar particule mici, cele sub 2,5 μm diametru. Emisia de particule a m.a.c. este mult mai mare decât a m.a.s., chiar utilizând benzine etilate. Raportul acestora variază între 6 ... 22 (4...7 g/l pentru autovehiculele grele față de 0,65 g/l pentru m.a.s.) [64].

În cazul m.a.s., particulele nocive din gazele de evacuare conțin săruri de plumb, rezultate prin arderea benzinelor etilate. Particulele sunt de dimensiuni mari, conținând 60 ... 65 % săruri de plumb, 30 ... 35 % oxid de fier și 2 ... 3 % carbon.

În cazul benzinelor fără plumb, particulele sunt datorate în principal arderii defectuoase, fiind formate din carbon, ulei ars în cazul motoarelor uzate și calamină.

Mărimea și concentrația de particule eșapate de m.a.s. depind de regimul de sarcină și turație, concentrația de plumb din benzină, consumul și compoziția uleiului, starea și temperatura conductei de evacuare.

În cazul m.a.c., particulele eșapate sunt parte componentă a fumului emis.

Fumul este de trei categorii:

- fumul alb - caracteristic pornirii și în perioada încălzirii acestuia;
- fumul albastru - propriu mersului în gol și la sarcini mici;
- fumul negru - care apare la sarcini mari, solicitări termice mari, indiferent de turație.

După regimurile la care, fumul se mai numește rece sau cald.

Fumul alb și albastru constă dintr-o suspensie de particule lichide de combustibil nears sau oxidat parțial, cu diametru de circa

1 μm pentru fumul alb și 0,5 μm pentru cel albastru. Fumul negru este format din particule cărbunoase, cu diametrul de 1 μm .

Pentru fumul alb și albastru, particulele de combustibil parțial oxidat se datoresc regimului termic prea coborât care caracterizează pornirea, încălzirea și mersul în gol sau la sarcini mici. Acestea defavorizează arderea întregii cantități de combustibil, acesta se condensează la temperaturile mici în destindere. În situații extreme, o parte din combustibil se poate chiar să nu se oxideze deloc, sau să fie trimis în eșapament, datorită rateurilor de autoaprindere la unele cicluri.

Fumul albastru conține combustibil nears și eventual ulei de ungere; din cauza unor condiții nefavorabile de concentrație, combustibilul nears ajunge să se condenseze în timpul evacuării.

Fumul negru se formează numai în amestecuri cu combustibil în exces, parcurgându-se următoarele stadii:

- formarea unui compus intermediar precursor care este acetilena, care apare la o temperatură în flacără de 2500 ... 3000 K;
- formarea particulelor de funingine din acest compus, inițial având 40 Å ($1 \text{ Å} = 10^{-10} \text{ m}$);
- coagularea particulelor de funingine la dimensiunea finală de 1 μm .

Poluantul denumit fum vizibil, care a fost considerat multă vreme ca o măsură a gradului de poluare al m.a.c., se dovedește a fi un poluant care nu mai caracterizează suficient toxicitatea gazelor arse. În afara particulelor de funingine care crează efectul optic detectabil de opacimetrele tradiționale, gazele de evacuare conțin particule ultrafine care nu pot fi detectate decât prin colectare și cântărire. Astfel s-a definit un nou poluant denumit particule diesel, limitat de norme legislative. Acest poluant cuprinde practic toate emisiile solide și lichide cuprinse în gazele de evacuare ale motoarelor cu ardere internă, care sunt apreciate gravimetric.

2.5.6. Compușii cu sulf

Petrolul nerafinat conține o fracțiune de compuși cu sulf, dar deoarece aceștia sunt concentrați în fracțiunile grele, ei se regăsesc în cantități mai mari în motorine și combustibili grei

(navali) și mai puțin în benzine. Cantitatea de sulf din combustibil depinde de țiteiul din care a fost extras și de măsurile luate pentru reducerea sulfului. Prin arderea combustibilului, majoritatea sulfului se transformă în SO_2 , iar o cantitate mică - circa 2 %, este oxidată până la SO_3 . Acesta se combină cu apa și cu alți compuși ai gazelor de evacuare formând acidul sulfuric și sulfații, care contribuie la emisia totală de particule.

Transporturile rutiere reprezintă un contribuant minor la emisia totală de compuși de sulf, iar tendința de a reduce conținutul de sulf din motorină rezidă mai mult din necesitatea de a limita particulele.

2.6. Metode de calcul al schimbului de încărcătură

Procedeele de calcul ale schimbului de încărcătură pentru motoarele diesel în patru timpi se pot împărți în mai multe categorii:

-Metoda pe teoria acustică. Această metodă se poate aplica pentru motoare a căror viteză medie a pistonului este $v_m = 6 \dots 9$ m/s. Ea pleacă de la premiza că parametrii sunt constanți pe colectoare (presiune, temperatură, etc.). Cu toate că această aproximare conferă o anumită precizie acestei metode, în regimurile tranzitorii precum și la viteze ale pistonului mai mari de 9 m/s abaterea de la experiment este semnificativă.

-Metoda umplerii golirii sau metode cvasistaționare de calcul. Metoda pleacă de la premiza că parametrii de stare sunt constanți pe un pas de calcul și sunt variabil de la un pas de calcul la altul. Ea este specifică motoarelor rapide cu o viteză medie a pistonului în jur de 11 m/s și asimilează colectoarele unor rezervoare. De asemeni și cilindrul este considerat ca un rezervor în cadrul acestei metode, deosebiri între experimentări și calcule apar în momentele deschiderii și închiderii supapelor. Această metodă stă la baza calculelor proceselor din motor și va fi folosită în următorul capitol.

-Metoda lui Huber (teoria acțiunii masice) care ia în considerare undele inerționale. La descrierea schimbului de încărcătură se ține seama de fenomenele nestaționare (unde gazodinamice) induse de mișcarea periodică a pistonului, supapei

luând în considerare, într-o anumită măsură și geometria colectoarelor.

-Metoda caracteristicilor pentru studiul curgerii nestaționare. Această metodă ia în considerare, în studiul curgerii, și fenomenele de frecare, schimb de căldură și variație de secțiune.

-Metoda funcțiilor periodice-permite evaluarea fenomenelor dinamice de pe traseul de admisiune ale m.a.i. completând domeniul cuprins între metodele liniare și neliniare de calcul. Ipotezele simplificatoare și aproximările reduc influența ei datorită formulării termodinamice a condițiilor limită.

-Metoda Bernoulli descrie fenomenele de undă cu destulă exactitate dar necesită cunoașterea caracteristicilor fizice ale procesului de undă

În continuare, în acest capitol se vor prezenta doar Metoda de calcul bazată pe teoria acțiunii masice și metoda caracteristicilor deoarece rezultatele calculelor sunt mai apropiate de experiment.

2.6.1 Metoda de calcul bazată pe teoria acțiunii masice

Metoda are în vedere un procedeu de calcul prin care se poate lua în considerare efectul masei unei coloane de gaz, accelerată sau decelerată în procesul de curgere, fără a urmări propagarea undelor de presiune și reflecția acestora.

Bazele acestui procedeu, cu caracter de bilanț energetic, au fost puse de E. W. Huber [16] și G. Eichelberg [19]. Metoda este proprie calculului schimbului de încărcătură la motoare, mai ales în cazul proceselor de admisiune caracterizate în general de oscilații de mică amplitudine în regim funcțional apropiat de rezonanță, sau atunci când în mod voit de urmărește exploatarea efectelor undelor de mare amplitudine.

În principiu procedeul constă în determinarea vitezei curentului luând în considerare inerția masei de gaz în mișcare, viteză a cărei valoare odată cunoscută într-una din secțiunile traseului luat în studiu, permite evaluarea cantității de încărcătură schimbată.

Deoarece la procesele însoțite de oscilații de presiune de mică amplitudine diferențele de presiune sunt mici, în calcul se vor întrebuința valori medii pentru densitate.

Se consideră o conductă (Figura 2.5) de lungime l , secțiune F care comunică la un capăt cu atmosfera la presiune constantă p_1 .

La capătul opus există un dispozitiv de strangulare cu o secțiune de distribuție f variabilă, urmat de un rezervor de presiune constantă p_2 . Curgerea este unidimensională neglijându-se frecarea și schimbul de căldură cu exteriorul.

Relația de bază este ecuația de curgere pentru lichide incompresibile (ecuația lui Bernoulli) cu soluția pentru curgerea nestaționară printr-o conductă de secțiune constantă ca poziție și în timp. Utilizarea ei este motivată prin aceea că la calculul schimbului de încărcătură se operează cu intervale de timp suficient de mici când diferențele de presiune și densitate medie sunt mărimi constante. Printr-o alegere potrivită a densității medii rezultatele calculelor după ecuația lui Bernoulli sunt sensibil apropiate de valorile date în relația curgerii adiabactice. După H. List calculul se poate face pe baza diferențelor de presiune în locul raportului de presiuni dacă densitatea medie se calculează pentru o presiune medie:

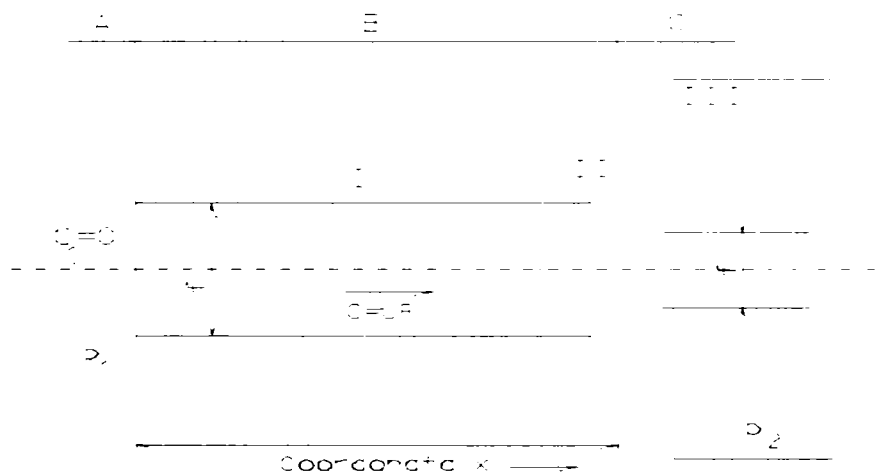


Figura 2.5

$$p_m = p_1^{(1-\chi)} \cdot p_2^\chi \quad (2.62)$$

cu ajutorul relației:

$$\rho_m = \rho_1 \cdot \left(\frac{p_1}{p_m} \right)^{\frac{1}{\chi}} \quad (2.63)$$

unde pentru aplicațiile practice $\chi=1.4$ în cazul aerului.

Semnificațiile indicilor poate fi dedusă din Figura 2.5.

Densitatea medie trebuie avută în vedere numai la stabilirea influenței inerției, pe când la stabilirea debitelor masice reale de gaz care se scurg se iau densitățile medii proprii fiecărui interval.

În cazul curgerii subcritice, staționare, în secțiunea de strangulare viteza este dată de relația:

$$u_{\text{stat}} = \left(\frac{2}{\rho} \cdot (p_1 - p_2) \right)^{\frac{1}{2}} \quad (2.64)$$

iar pentru curgerea critică și supracritică $u_{\text{stat}}=u_{\text{critic}}$.

Într-o formă mai generală notând cu c_1 viteza în secțiunea x_1 de presiunea p_1 , cu c_2 viteza în secțiunea x_2 de presiune p_2 și cu densitatea medie constantă, ecuația curgerii pentru fluide incompresibile se poate scrie:

$$p_1 = p_2 + \frac{\rho_m}{2} c_2^2 - \frac{\rho_m}{2} c_1^2 + \rho_m \int_{x_1}^{x_2} \frac{\partial c}{\partial \tau} dx \quad (2.65)$$

Analizând procesele de curgere după Figura 2.5 se pot deduce următoarele:

În domeniul A gazul trece de la viteza $c=0$ la viteza $c=u_R$ în conductă, curgând prin secțiunea F în domeniul B. Pentru accelerarea fluxului de gaze până la viteza u_R este necesară o cădere de presiune ($p_1 - p_R$). Această accelerare nu are loc instantaneu, astfel că viteza u_R se atinge undeva în interiorul conductei fiind rațională înlocuirea lungimii adevărate l prin

lungimea efectivă l' care se poate calcula cu expresia $l'=l+\lambda$, unde $\lambda=\pi r/4$. Pentru conducta de secțiune dreptunghiulară $\lambda=0.187(b+h)$, unde b și h sunt laturile secțiunii dreptunghiulare.

În domeniul B secțiunea conductei F rămâne constantă. Pe baza condițiilor inițiale ($\rho_m=\text{constant}$ și curgere fără frecare) în acest domeniu nu avem pierderi de presiune, gazul pătrunzând în conductă cu viteza u_R și presiunea p_R .

Dacă se impune luarea în considerare și a frecării aceasta poate fi asimilată cu o mișcare a secțiunii de curgere în cazul menținerii constante a vitezei, putând fi sintetizată printr-o cifră de curgere.

În domeniul C, gazul curgere la început cu viteza u_R prin secțiunea F la presiunea p_R . Sub influența diferenței de presiune (p_R-p_2) el părăsește secțiunea $f=f(\tau)$ nestaționar cu viteza u și în acest caz trecerea se face într-o zonă mai mult sau mai puțin extinsă de lungime l , funcție de u_R și raportul $\Phi=f/F$. Curgerea din domeniul A până în C trebuie să îndeplinească condiția de continuitate. Se va considera că variația vitezei are loc în salturi obținându-se conform Fig. 2.6 două spații de control A_1 și A_2 de lungime efective l' la conducta cu secțiunea F respectiv l'' la dispozitivul de strangulare de secțiune variabilă f .

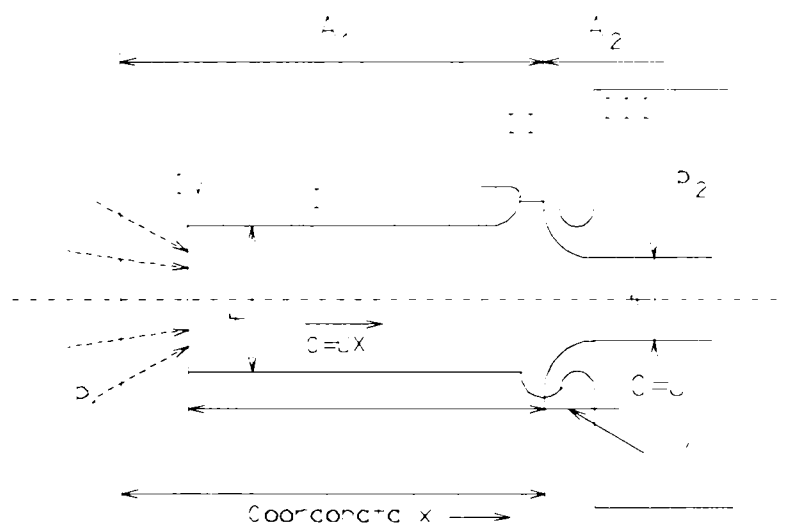


Figura 2.6

În cadrul fiecărei spațiu avem conform condiției de continuitate în general $\partial c / \partial x = 0$, deci $\partial c / \partial \tau = dc / d\tau$ și:

$$\int_b^a \frac{\partial c}{\partial \tau} dx = l \cdot \frac{dc}{d\tau} \quad (2.66)$$

Ecuatia (2.65) devine pentru spațiul de control A_1 :

$$p_1 - p_R = \rho_m \cdot \frac{u_R^2}{2} + \rho_m \cdot l' \cdot \frac{du_R}{d\tau} \quad (2.67)$$

ia pentru zona A_2 :

$$p_R - p_2 = \rho_m \cdot \frac{u^2 - u_R^2}{2} + \rho_m \cdot l'' \cdot \frac{du_R}{d\tau} \quad (2.68)$$

La granița celor două zone există condiții identice pentru cele două curgeri. Prin adunarea ultimelor două relații obținem:

$$p_1 - p_2 = \rho_m \cdot \frac{u^2}{2} + \rho_m \cdot l' \cdot \frac{du_R}{d\tau} + \rho_m \cdot l'' \cdot \frac{du}{d\tau} \quad (2.69)$$

Înmulțind cu $2/\rho_m$ și înlocuind u_{stat} din (2.64), rezultă:

$$u_{stat}^2 - u^2 = 2 \cdot l' \cdot \frac{du_R}{d\tau} + 2 \cdot l'' \cdot \frac{du}{d\tau} \quad (2.70)$$

Se poate considera $l''=0$ deoarece lungimea dispozitivului de strangulare la distribuția cu ferestre sau supape poate fi neglijată comparativ cu lungimea țevăriei de admisie de exemplu.

Din ecuația de continuitate rezultă:

$$u_R \cdot F = u \cdot f \quad (2.71)$$

Pentru intervalul de timp $\Delta\tau$ raportul secțiunilor se modifică cu $\Delta\Phi$. Notăm:

$$K = \frac{d\phi}{d\tau} = \frac{\Delta\phi}{\Delta\tau} \quad (2.72)$$

Notând cu ϕ_a valoarea inițială a acestei funcții a cărei variație considerăm că este liniară, se obține din (2.71):

$$\frac{u_R}{u} = \frac{f(\tau)}{F} = \phi(\tau) = \phi_a + K \cdot \tau \quad (2.73)$$

Prin diferențiere rezultă:

$$\frac{du_R}{du} = \frac{du}{d\tau} \cdot \frac{du_R}{du} = \frac{du}{d\tau} \cdot (\phi_a + K \cdot \tau) + K \cdot u \quad (2.74)$$

Cu aceasta din (2.70) se obține:

$$u_{stat}^2 - u^2 = 2 \cdot l' \cdot (\phi_a + K \cdot \tau) \cdot \frac{du}{d\tau} + 2 \cdot l'' \cdot K \cdot u \quad (2.75)$$

Folosind notațiile $w = l' \cdot K$ și $\varepsilon = (l'^2 \cdot K^2 + u_{stat}^2)^{\frac{1}{2}}$ și integrând, relația (2.75) devine:

$$\frac{u + w}{\varepsilon} = {}_{cth}^{\text{th}} \left(\frac{\varepsilon}{2 \cdot u} \ln(\phi_a + K \cdot \tau) + C \right) \quad (2.76)$$

Constanta de integrare C se determină după cum urmează:

Valorile finale ale intervalului precedent sunt valori inițiale ϕ_a , u_a pentru timpul τ_a la începutul intervalului de timp $\Delta\tau = \tau_e - \tau_a$ unde τ_e este timpul la sfârșitul intervalului. Viteza u_e corespunzătoare timpului τ_e este:

$$u_e = \frac{1}{\Delta\tau} \cdot \int_{\tau_a}^{\tau_e} u \cdot d\tau \quad (2.77)$$

Pentru condițiile de margine $\phi = \phi_a$ și $w=w_a$, rezultă:

$$C = \operatorname{arc}_{\text{cth}}^{\text{th}} \left(\frac{u_a + w}{\varepsilon} \right) - \frac{\varepsilon}{2 \cdot w} \ln(\phi_a) \quad (2.78)$$

și deci:

$$\frac{u + w}{\varepsilon} = \operatorname{arc}_{\text{cth}}^{\text{th}} \left(\left(\frac{\varepsilon}{2 \cdot u} \cdot \left(\ln \left(1 + \frac{K \cdot \tau}{\phi_a} \right) \right) \right) + \operatorname{arc}_{\text{cth}}^{\text{th}} \frac{u_a + w}{\varepsilon} \right) \quad (2.79)$$

Relația (2.79) permite calculul vitezei u , celelalte mărimi fiind cunoscute de la intervalul precedent de calcul. Problema impusă pentru calculul schimbului de încărcătură este astfel principial rezolvată.

Pentru utilizarea practică a relației se restrâng anumite valori caracteristice, iar vitezele se raportează la unghiul RAC, intervalul devenind $\Delta a = a_e - a_a$; la valori mici ale acestuia legea de deschidere a organului de distribuție poate fi considerată liniară fiind caracterizată de mărimea:

$$k = \frac{w}{u_{\text{stat}}} \quad (2.80)$$

Știind că:

$$w = l' \cdot K ; \quad K = \frac{\phi_e - \phi_a}{\Delta \tau} ; \quad \Delta \tau = \frac{a_e - a_a}{6 \cdot n} \quad (2.81)$$

se obține:

$$k = \frac{6 \cdot l' \cdot n \cdot (\phi_e - \phi_a)}{u_{\text{stat}} \cdot (a_e - a_a)} = \frac{6 \cdot l' \cdot n \cdot \Delta \phi}{u_{\text{stat}} \cdot \Delta a} \quad (2.82)$$

La deschiderea organului de distribuție avem $\phi_e > \phi_a$: iar la închidere $\phi_e < \phi_a$; iar $k < 0$.

Diminuarea secțiunii reale de curgere la supapă față de secțiunea teoretică poate fi prinsă în calcul prin adoptarea unor coeficienți de curgere μ , determinați suficient de exact și în condiții staționare, care vor corecta valoarea funcției ϕ . Cu relația (2.82) ecuația (2.79) devine:

$$\frac{u}{u_{stat}} = (1+k^2)^{\frac{1}{2}} \cdot \operatorname{cth} \left(\frac{1}{2 \cdot k} \cdot (1+k^2)^{\frac{1}{2}} \cdot \ln \left(1 + \frac{\phi_e - \phi_a}{\phi_a} - \frac{a - a_a}{a_e - a_a} \right) + \operatorname{arc}_{\operatorname{cth}} \left(\frac{u_a + k \cdot u_{stat}}{(1+k^2)^{\frac{1}{2}}} \right) \right) \quad (2.83)$$

Cercetări experimentale au dovedit că metoda descrisă mai sus redă suficient de exact variația vitezelor de curgere funcție de legea de distribuție. Precizia obținută la calculul schimbului de încărcătură pentru procese însoțite de oscilații de mică amplitudine se înscrie în limita preciziei înregistrate la calculul acestor procese pe baza fenomenelor reale de oscilație, volumul de muncă însă este mult mai redus.

Procedeul simplificat de calcul după "efectul masic" dă rezultate foarte bune în cazul admisiei la motoarele cu piston cu viteză relativ mică de rotație. Pentru a se evita totalmente influențele pe care le-ar putea da oscilațiile de presiune este indicat ca durata de deschidere τ_a sau a_d a supapei să fie suficient de mare în comparație cu timpul τ_L sau a_L (în grade RAC) în care perturbația de presiune parcurge conducta în limita $a_L/a_d \leq 1/6$. În procesul de evacuare acordarea condițiilor reale cu tratarea matematică a fenomenelor după metoda de mai sus este dificilă datorită influenței puternice a căldurii evacuate, a variațiilor mari de temperatură și a oscilațiilor de presiune mai severe ca intensitate.

2.6.2. Metoda caracteristicilor

Pentru studiul curgerii nestaționare, unidimensionale, cu frecare, schimb de călură și variație de secțiune, ecuația de continuitate, ecuația mișcării și ecuația energiei se scriu sub

forma:

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + u \frac{\partial \rho}{\partial \chi} + \rho \frac{\partial u}{\partial \chi} + \rho u \frac{d(\ln s)}{d\chi} = 0 \quad (2.84)$$

$$\frac{\partial u}{\partial \tau} + u \frac{\partial u}{\partial \chi} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial \chi} - \frac{\xi_g}{\rho} \left(\frac{d(\ln s)}{d\chi} \frac{\partial u}{\partial \chi} + \frac{\partial^2 u}{\partial \chi^2} \right) + W = 0 \quad (2.85)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + u \frac{\partial \rho}{\partial \chi} - \frac{\chi p}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + u \frac{\partial \rho}{\partial \chi} \right) - (\chi - 1) \left(\rho u W + \xi_g \left(\frac{\partial u}{\partial \chi} \right)^2 + \frac{\lambda}{s} \frac{\partial \left(s \frac{\partial T}{\partial \chi} \right)}{\partial \chi} + q_a \right) = 0 \quad (2.86)$$

unde ξ_g este coeficientul de frecare între particulele de gaz, iar q_a este căldura schimbată prin peretele lateral în unitatea de timp și pe elementul de volum exprimată în $\text{kg/m}^2\text{s}$.

Sistemul de ecuații (2.84), (2.85), (2.86) nu are o soluție exactă absolut generală care să satisfacă și condițiile la limită. Pentru rezolvarea acestui sistem poate fi aplicată metoda caracteristicilor, determinându-se condițiile de compatibilitate. Trebuie însă neglijați termenii "conducție termică" și "frecare internă" pentru că nu se pot lua în considerare derivatele de ordin superior și nici derivatele la pătrat.

Schimbul de căldură dintre două straturi apropiate cu diferență relativ mare de temperatură se poate înlocui prin introducerea căldurii în stratul mai rece, respectiv extragerea căldurii din stratul mai cald.

Influența frecării duce de obicei la o turbulență mai accentuată. Pentru a putea aprecia creșterea entropiei, în acest caz se adaugă căldura produsă prin frecare, respectiv prin turbionare q_{tr} la căldura q_a .

Dacă se are în vedere ecuația de stare generală a gazului

ideal:

$$\frac{p}{p_m} = \left(\frac{\rho}{\rho_m} \right)^\chi e^{\left(\frac{1-s}{c} \right)} \quad (2.87)$$

rezultă prin logaritmare, diferențiere față de τ și înmulțire cu p :

$$\dot{p} \frac{d}{d\tau} \left(\frac{dp}{p} - \chi \frac{d\rho}{\rho} \right) + u \frac{\partial p}{\partial \chi} - \frac{\chi p}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + u \frac{\partial \rho}{\partial \chi} \right) = \frac{ds}{d\tau} \frac{p}{c_v} \quad (2.88)$$

Cu această relație pot fi exprimați primii patru termeni ai ecuației (2.86) în funcție de entropia s :

$$ds = \frac{c_v(\chi - 1)}{p} \left(\rho u W + \xi_g \left(\frac{\partial u}{\partial \chi} \right)^2 + \frac{\lambda}{s} \frac{\partial \left(s \frac{\partial T}{\partial \chi} \right)}{\partial \chi} + q_a \right) d\tau \quad (2.89)$$

sau folosind viteza critică a_{ms} , respectiv temperatura T_{ms} și având în vedere că pentru $\chi = \text{const.}$:

$$ds = \frac{dQ}{T_{ms}} = \frac{d(c_p T_{ms})}{T_{ms}} = c_p \frac{d(a_{ms}^2)}{a_{ms}^2} = 2c_p \frac{da_{ms}}{a_{ms}} \quad (2.90)$$

din care:

$$\frac{da_{ms}}{a_{ms}} = d(\ln a_{ms}) = \frac{ds}{2c_p} \quad (2.91)$$

rezultă pentru ecuația energiei expresia:

$$d(\ln a_{ms}) = \frac{1}{2} d(\ln T_{ms}) = \frac{(\chi - 1)}{2\chi p} \left(\rho u W + \xi_g \left(\frac{\partial u}{\partial \chi} \right)^2 + \frac{\lambda}{s} \frac{\partial \left(s \frac{\partial T}{\partial \chi} \right)}{\partial \chi} + q_a \right) d\tau \quad (2.92)$$

După metoda lui Sauer, soluționarea unui sistem de trei ecuații diferențiale cu derivare parțială cvasiliniare de ordinul I poate fi făcută după cum urmează:

$$C_{11} \frac{\partial u}{\partial \chi} + C_{12} \frac{\partial u}{\partial \tau} + C_{13} \frac{\partial p}{\partial \chi} + C_{14} \frac{\partial p}{\partial \tau} + C_{15} \frac{\partial \rho}{\partial \chi} + C_{16} \frac{\partial \rho}{\partial \tau} = F_1 \quad (2.93)$$

$$C_{21} \frac{\partial u}{\partial \chi} + C_{22} \frac{\partial u}{\partial \tau} + C_{23} \frac{\partial p}{\partial \chi} + C_{24} \frac{\partial p}{\partial \tau} + C_{25} \frac{\partial \rho}{\partial \chi} + C_{26} \frac{\partial \rho}{\partial \tau} = F_2 \quad (2.94)$$

$$C_{31} \frac{\partial u}{\partial \chi} + C_{32} \frac{\partial u}{\partial \tau} + C_{33} \frac{\partial p}{\partial \chi} + C_{34} \frac{\partial p}{\partial \tau} + C_{35} \frac{\partial \rho}{\partial \chi} + C_{36} \frac{\partial \rho}{\partial \tau} = F_3 \quad (2.95)$$

unde χ și τ sunt variabile independente, iar $u(\chi, \tau)$, $p(\chi, \tau)$ și $\rho(\chi, \tau)$ sunt funcțiile căutate, F și C funcții generale ale variabilelor χ, τ, u, p , și ρ

Ecuațiile sunt liniare față de derivate și neliniare față de u, p și ρ numindu-se din acest motiv cvasiliniare. De-a lungul segmentului de curbura AB (Figura 2.7) se cunosc valorile u, p și ρ .

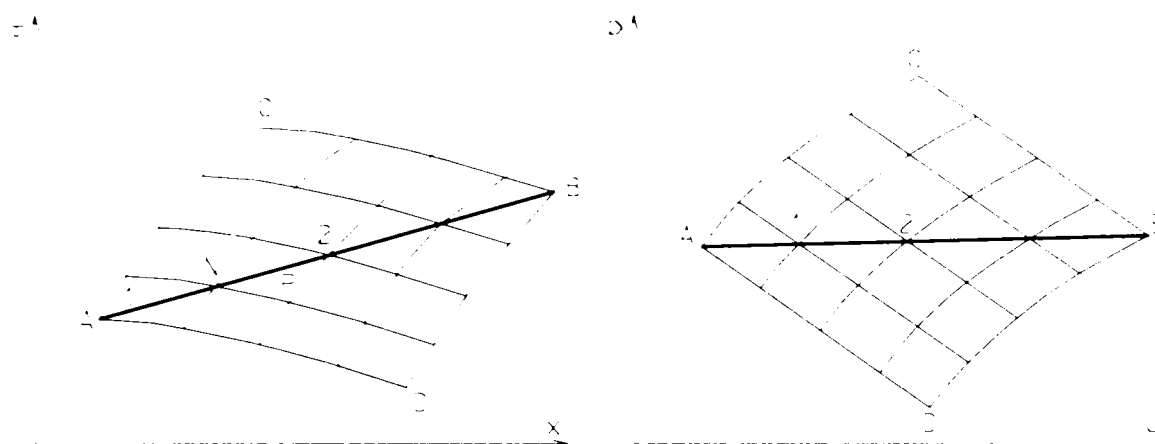


Figura 2.7

Pentru a calcula aceste funcții pe o curbă vecină se construiește o rețea în care sunt cunoscute punctele $1(\chi_1, \tau_1, u_1, p_1, \rho_1)$ și $2(\chi_2, \tau_2, u_2, p_2, \rho_2)$, precum și creșterile lui χ și $\tau, \Delta\chi$ și respectiv $\Delta\tau$.

Pentru a determina valorile funcțiilor u, p și ρ într-un punct care nu se află pe curba AB , se aplică sistemul de ecuații de mai sus înlocuindu-se diferențialele cu diferențe finite mici:

$$C_{11} \frac{u - u_1}{\Delta\chi} + C_{12} \frac{u_2 - u}{\Delta\tau} + C_{13} \frac{p - p_1}{\Delta\chi} + C_{14} \frac{p_2 - p}{\Delta\tau} + C_{15} \frac{\rho - \rho_1}{\Delta\chi} + C_{16} \frac{\rho_2 - \rho}{\Delta\tau} = F_1$$

$$C_{21} \frac{u - u_1}{\Delta\chi} + C_{22} \frac{u_2 - u}{\Delta\tau} + C_{23} \frac{p - p_1}{\Delta\chi} + C_{24} \frac{p_2 - p}{\Delta\tau} + C_{25} \frac{\rho - \rho_1}{\Delta\chi} + C_{26} \frac{\rho_2 - \rho}{\Delta\tau} = F_2$$

$$C_{31} \frac{u - u_1}{\Delta\chi} + C_{32} \frac{u_2 - u}{\Delta\tau} + C_{33} \frac{p - p_1}{\Delta\chi} + C_{34} \frac{p_2 - p}{\Delta\tau} + C_{35} \frac{\rho - \rho_1}{\Delta\chi} + C_{36} \frac{\rho_2 - \rho}{\Delta\tau} = F_3$$

(2.96), (2.97), (2.98)

Necunoscutele acestui sistem sunt de forma:

$$u = n_1/N; \quad p = n_2/N; \quad \rho = n_3/N$$

În vederea rezolvării sistemului necunoscutele se dau factor comun. În această situație necunoscutele n_1 și N sunt sub formă de determinanți.

Pentru rezolvarea sistemului în punctul P există trei cazuri:

$N < > 0$ -cazul univoc determinat (u, p și ρ sunt unic determinate în punctul P)

$N=0, n_1 < > 0, n_2 < > 0, n_3 < > 0$ - cazul imposibil (u, p și ρ au valori infinite în punctl P)

$N=0, n_1=0, n_2=0, n_3=0$ -cazul nedeterminat (u, p și ρ sunt nedeterminate în punctul P).

Ultimul caz este cel mai important, în această situație curba AB numindu-se curbă caracteristică.

În concluzie, caracteristicile sunt curbe de-a lungul cărora soluțiile funcțiilor sunt nedeterminate, adică valorile numărărilor n_1, n_2 și n_3 și a numitorului N sunt nule.

Prin anularea numitorului și trecerea la diferențe finite rezultă:

$$\begin{vmatrix} C_{11}d\tau - C_{12}dx & C_{13}d\tau - C_{14}dx & C_{15}d\tau - C_{16}dx \\ C_{21}d\tau - C_{22}dx & C_{23}d\tau - C_{24}dx & C_{25}d\tau - C_{26}dx \\ C_{31}d\tau - C_{32}dx & C_{33}d\tau - C_{34}dx & C_{35}d\tau - C_{36}dx \end{vmatrix} = 0 \quad (2.99)$$

Se obține astfel o ecuație de gradul III pentru $d\chi/d\tau$. Dacă sistemul este hiperbolic, ecuația de gradul III admite trei soluții reale, obținându-se trei familii de caracteristici.

Se anulează valoarea lui n_1 (anularea lui n_2 și n_3 nu duce la condiții suplimentare), respectând relațiile:

$$u_2 = u_1 + \Delta u; \quad p_2 = p_1 + \Delta p; \quad \rho_2 = \rho_1 + \Delta \rho \quad (2.100)$$

Pentru rezolvarea acestui sistem se va trece la forma diferențială, se obține determinantul sistemului a cărui soluție se introduce în (2.99). În final se determină modul de variație a mărimilor u, p și ρ de-a lungul caracteristicilor.

La construcția caracteristicilor se determină întâi punctul P

cu ajutorul primelor ecuații de direcție (soluțiile determinantului (2.99)). Cu cea de-a treia soluție a determinantului (2.99) se determină punctul H de unde pornește a treia caracteristică (Figura 2.7). Prin interpolare liniară între 1 și 2 se obțin valorile ale punctului H. Introducând în condițiile de compatibilitate valorile cunoscute, care dau trei ecuații liniare, se pot calcula valorile mărimilor din punctul P.

În a doua aproximație se obțin valori mai apropiate de cele reale.

Pentru cazul de față, din ecuațiile (2.84), (2.85) și (2.86) se deduce sistemul:

$$\left\{ \begin{array}{l} \rho \frac{\partial u}{\partial \chi} + u \frac{\partial \rho}{\partial \chi} + \frac{\partial \rho}{\partial \tau} = -\rho u \frac{d(\ln s)}{d\chi} \\ u \frac{\partial u}{\partial \chi} + \frac{\partial u}{\partial \tau} + \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial \chi} = -W \\ \frac{\partial p}{\partial \tau} + u \frac{\partial p}{\partial \tau} - \frac{\chi p}{\rho} \left(\frac{\partial p}{\partial \tau} + u \frac{\partial p}{\partial \chi} \right) = (\chi - 1)(\rho u W + q_a) \end{array} \right. \quad (2.101)$$

Conform expresiei (2.99) prin anularea determinantului rezultă ecuațiile de direcție ale sistemului:

$$\left| \begin{array}{ccc} u d\tau & \frac{d\tau}{\rho} & 0 \\ \rho d\tau & 0 & u d\tau - dx \\ 0 & u d\tau - dx & \left(-\chi \frac{p}{\rho} \right) (u d\tau - dx) \end{array} \right| = 0 \quad (2.102)$$

Efectuând înmulțirea pentru rezolvarea determinantului se ajunge la expresia:

$$-(u d\tau - dx)^3 + \frac{1}{\rho} d\tau \cdot \rho d\tau \left(\chi \frac{p}{\rho} \right) (u d\tau - dx) = 0 \quad (2.103)$$

Cele trei soluții reale ale ecuației de gradul trei sunt:

$$u d\tau - dx = 0 \rightarrow \frac{dx}{dt} = 0 \text{ (curba de existență)} \quad (2.104)$$

$$(u d\tau - dx)^2 = \left(\chi \frac{p}{\rho} \right) d\tau^2 \rightarrow \frac{dx}{du} = u \pm \left(\chi \frac{p}{\rho} \right)^{\frac{1}{2}} = u \pm a \quad (2.105)$$

Starea inițială a gazului influențează particulele de-a lungul curbei lor de existență, aceste curbe reprezentând cea de-a treia familie de caracteristici.

Expresia (2.99) reprezintă două familii de curbe corespunzătoare undelor parțiale spre dreapta și spre stânga.

Se observă că termenii frecare, schimb de căldură și variație de secțiune nu intră în determinantul numitorului, condițiile de direcție nefiind influențate de aceste fenomene.

O undă perturbatoare se deplasează mereu cu viteza

$$\text{sunetului, } a = \left(\chi \frac{p}{\rho} \right)^{\frac{1}{2}}.$$

Anulând determinantul numărătorului pentru sistemul (2.101) se obține:

$$\begin{array}{ccc}
 -W \cdot d\tau - u & \frac{d\tau}{\rho} & 0 \\
 -\rho \cdot u \cdot \frac{d(\ln s)}{dx} \cdot d\tau - d\rho & 0 & u \cdot d\tau - d\chi = 0 \\
 ((\chi - 1)(\rho \cdot u \cdot W) d\tau + a^2 \cdot d\rho - dp) & u \cdot d\tau - d\chi & -a^2(u \cdot d\tau - d\chi)
 \end{array}$$

(2.106)

Prin rezolvarea determinantului rezultă:

$$\begin{aligned}
 & (Wd\tau + du)(ud\tau - d\chi)^2 - \frac{1}{\rho} d\tau(ud\tau - d\chi) \left(a^2 u \frac{d(\ln s)}{dx} \right) d\tau + \\
 & + a^2 d\rho - (\chi - 1)(\rho \cdot u \cdot W + q_a) d\tau - a^2 d\rho + dp = 0
 \end{aligned}$$

(2.107)

Prin introducerea ecuației (2.97) nu se obține nici o condiție de compatibilitate deoarece starea unei particule de gaz variază după ecuația energiei.

Pentru a stabili cum variază mărimile u, p și ρ de-a lungul unei caracteristici, se introduce în determinantul de mai sus ecuația :

$$u dt - dx = F \cdot a \cdot d\tau \quad (2.108)$$

și se obține :

$$\begin{aligned}
 & (W \cdot d\tau + du)(\pm a) d\tau - \\
 & \frac{1}{\rho} d\tau \left(a^2 \rho u \frac{d(\ln s)}{dx} d\tau - (\chi - 1)(\rho u W + q_a) d\tau + dp \right) = 0
 \end{aligned}$$

(2.109)

Împărțind expresia cu $(\pm a)$ și cu ajutorul relației:

$$\frac{1}{\rho a} = \frac{a}{\chi p} \quad (2.110)$$

se elimină ρ iar W se înlocuiește cu expresia:

$$W = \frac{\lambda}{2 \cdot d_{ca}} \frac{u}{|u|} u^2 \quad (2.111)$$

obținându-se:

$$du = \mp \frac{a \cdot dp}{\chi p} \mp a \cdot u \cdot \frac{d(\ln s)}{dx} d\tau - \frac{\lambda}{2d_{ca}} \frac{u}{|u|} u^2 \left(1 \mp (\chi - 1) \frac{u}{a} \right) d\tau \pm \quad (2.112)$$

$$(\chi - 1) \frac{a \cdot q_a}{\chi \cdot p} d\tau$$

Ultima relație poate fi scrisă adimensional de forma:

$$\begin{aligned} d\left(\frac{u}{a_0}\right) = & \mp \frac{1}{\chi} \frac{a_{ms}}{a_m} \frac{a}{a_{ms}} \frac{d\left(\frac{p}{p_m}\right)}{\frac{p}{p_m}} \pm \frac{a}{a_{ms}} \frac{a_{ms}}{a_m} \frac{u}{a_m} \frac{d(\ln s)}{dx} d\left(\tau \frac{a_m}{L}\right) - \\ & - \frac{\lambda}{2} \frac{L}{d_{ca}} \frac{u}{|u|} \frac{u^2}{a_m^2} \left(1 \mp (\chi - 1) \frac{\frac{u}{a_m}}{\frac{a}{a_{ms}}} \right) d\left(\tau \frac{a_m}{L}\right) \pm (\chi - 1) \frac{\frac{a}{a_m}}{\chi \frac{p}{p_m}} \frac{q_a L}{p_m a_m} d\left(\tau \frac{a_m}{L}\right) \end{aligned} \quad (2.113)$$

având în vedere că:

$$\frac{a}{a_{ms}} = \left(\frac{p}{p_m} \right)^{\frac{\chi-1}{2\chi}} \Rightarrow$$

$$\frac{a}{a_{ms}} = \frac{d\left(\frac{p}{p_m} \right)}{\frac{p}{p_m}} = \left(\frac{p}{p_m} \right)^{-1+\frac{\chi-1}{2\chi}} d\left(\frac{p}{p_m} \right) = \frac{2\chi}{\chi-1} d\left(\left(\frac{p}{p_m} \right)^{\frac{\chi-1}{2\chi}} \right)$$

(2.114)

Pentru simplificarea expresiilor se folosesc următoarele mărimi adimensionale:

$$U = \frac{u}{a_m}; \quad P = \frac{p}{p_m}; \quad A_s = \frac{a_{ms}}{a_m}; \quad X = \frac{x}{L}; \quad Z = \tau \frac{a_m}{L}$$

$$S_x = \frac{d(\ln s) \cdot L}{dx}; \quad \lambda_0 = \lambda \cdot \frac{L}{2 \cdot d_{ca}}; \quad Q_a = q_a \cdot \frac{L}{p_m} \cdot a_m$$

(2.115)

care se introduc în condițiile de contabilitate de mai sus. După simplificare se obține:

$$dU = \frac{2}{\chi-1} \cdot F \cdot A_s \cdot d\left(p^{\frac{\chi-1}{2\chi}} \right) + \Delta S + \Delta \text{frec} + \Delta Q \quad (2.116)$$

Primul termen se referă la curgerea izentropică nestaționară prin secțiune constantă iar prin ceilalți termeni se ține cont de variația de secțiune, prin Δfrec de frecare și prin ΔQ de influența schimbului de căldură.

Din relația (2.113) derivă de fapt două ecuații distincte

după cele două semne care se află în fața unora dintre termeni, ecuații ce descriu deplasarea undelor spre dreapta respectiv spre stânga.

Folosind și ecuația (2.92) ca și condiție de compatibilitate, respectând relația:

$$a^2 = \left(\frac{dp}{d\rho} \right)_{S=\text{const}} = \chi \cdot R \cdot T = \chi \cdot p \cdot V = \chi \frac{p}{\rho} \quad (2.117)$$

și cu notațiile (2.115) se obține:

$$d(\ln A_s) = \frac{\chi - 1}{\chi} \lambda_0 \frac{|u_3|}{\left(A_s p^{\frac{\chi-1}{2\chi}} \right)^2} dZ + \frac{\chi - 1}{2\chi} \frac{Q_a}{p} dZ \quad (2.118)$$

Ecuațiile (2.113) și (2.118) permit determinarea parametrilor raportați U, P, A_s , în cazul general al curgerii cu frecare, schimb de căldură și variație de secțiune.

Pentru curgerea prin colectorul de admisiune trebuie avute în vedere condițiile limită specifice. Condițiile limită reprezintă o serie de ecuații suplimentare care permit soluționarea ecuațiilor diferențiale cu derivate parțiale de tip hiperbolic ce descriu curgerea în regim nestaționar. Soluțiile căutate se vor compune astfel din mai multe soluții parțiale, valabile fiecare într-un anumit domeniu.

Pentru procedeul grafic de calcul condițiile limită se prezintă sub forma unor curbe. Acestea sunt locurile geometrice ale tuturor stărilor posibile în diagrama $P-U$ pe când în calculul analitic condițiile limită completează condițiile de compatibilitate la marginea domeniului de calcul.

Pentru rezolvarea sistemului de ecuații (2.113),(2.118)

care corespund cazului cel mai general, neglijând termenul prin care se ține cont de schimbul de căldură, se folosește o metodă de iterație ce cuprinde următoarele trei faze:

-Se înlocuiesc diferențele din relațiile (2.113),(2.118) cu diferențe finite mici.

- Se consideră o rețea în planul X-Y (spațiu-timp) cu pasul (Figura 2.8)

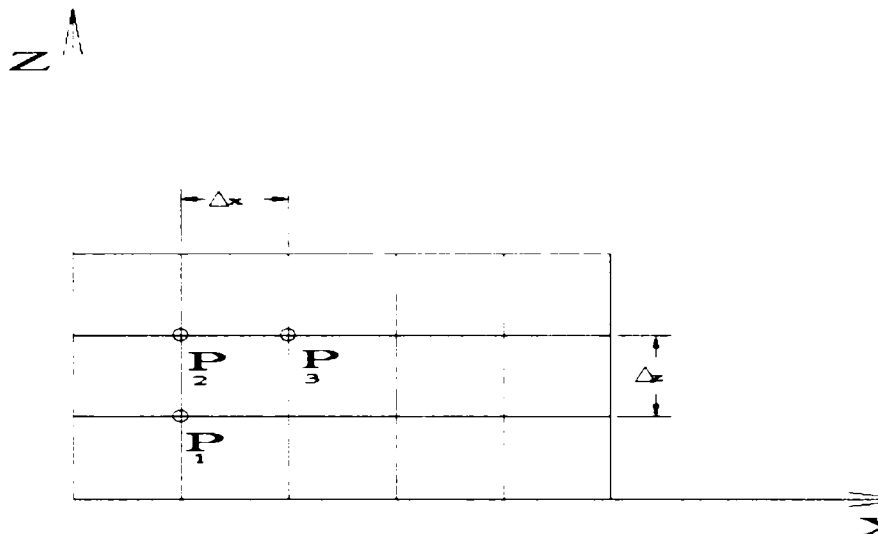


Figura 2.8

Fiecare punct al rețelei se caracterizează printr-o absciză și o ordonată. (X,Z).

-Se cunosc valorile funcțiilor U,P,A_S în toate punctele de pe axa Z=0, iar pentru X=0 și X=1 se presupun cunoscute condițiile limită necesare.

Se calculează funcțiile U,P,A_S în toate punctele din planul X-Z. Fie P₁(X,Z) un punct aflat pe o axă Z având valorile funcțiilor U,P,A_S cunoscute (Figura 2.9).

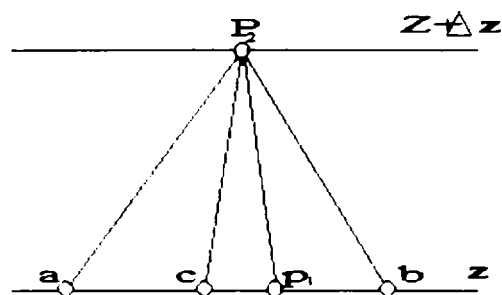


Figura 2.9

Pentru calculul funcțiilor U, P, A_s în punctul $P_2(X, Z+\Delta Z)$, se trasează prin punctul P_2 trei drepte corespunzătoare ecuațiilor de direcție care sunt:

$$\frac{dX}{d\tau} = U \quad (2.119)$$

$$\frac{dX}{du} = U \pm \left(\chi \frac{p}{\rho} \right)^{\frac{1}{2}} = U \quad (2.120)$$

cunoscute fiind valorile U, P, A_s ale punctului P_1 .

Abscisele punctelor de intersecție ale celor trei drepte cu axa Z-Z se notează cu a, b, c și au valori după cum urmează:

$$\begin{aligned} a &= X - (U_{p1} + A_{spl}) \cdot \Delta Z \\ b &= X + (U_{p1} + A_{spl}) \cdot \Delta Z \\ c &= X - U_{p1} \cdot \Delta Z \end{aligned} \quad (2.121)$$

Se determină prin interpolare de-a lungul axei Z-Z valorile

funcțiilor U, P, A_S în punctele a, b, c care introduse în condițiile de compatibilitate (2.106), (2.111), completate dacă este cazul cu condiții de limită, dau un sistem cu 3 ecuații cu 3 necunoscute U, P, A_S ale punctului P_2 .

Urmează un calcul similar pentru punctul $P_3(X+\Delta X, Z+\Delta Z)$ până ce se cunosc funcțiile U, P, A_S punct cu punct de pe axa următoare.

Procedeul de calcul este rațional dacă este verificată convergența și stabilitatea numerică a problemei, adică dacă $\Delta X > 0$ și $\Delta Z \rightarrow 0$, soluția trebuie să tindă spre soluția strictă a problemei analitice.

Pentru mărirea preciziei de calcul este necesar ca rețeaua să fie cât mai densă adică valorile intervalelor ΔX și ΔY să fie cât mai mici.

Capitolul 2 sintetizează stadiul actual al cercetărilor în domeniul modelării numerice a termogazodinamicii motoarelor diesel. Se dau informații generale privind fenomenul de pulverizare, insistându-se asupra injectiei în mediu gazos stagnant, a rezultatelor teoriri Levich-Hiroyasu privind geneza norului de picături și trecând apoi la modelarea proceselor de ardere. Se fac considerații asupra principiilor de discretizare și rezolvare numerică a modelelor multidimensionale.

În cadrul capitolului se prezintă preocupările privind modelarea formală a caracteristicii de degajare a căldurii la simularea proceselor de ardere cu ajutorul programului DIPROW, se tratează aspecte privind legile formale de degajare a căldurii de tip Vibe, cazul particular al metodei Weibull, cu formalismul matematic ce le caracterizează și cu evaluarea parametrilor legilor de degajare a căldurii de tip Vibe de ord. I.

Totodată capitolul trece în revistă noxele eșapate în atmosferă pe care le degajază motoarele cu ardere internă.

Cap.3. ALGORITMI DE CALCUL PENTRU EVALUAREA TERMOGAZODINAMICII MOTOARELOR CU APRINDERE PRIN COMPRIMARE ÎN REGIM PERMANENT DE FUNCTIONARE SI ÎN REGIMURI VARIABILE

3.1. Metoda umplerii și golirii

În Fig. 3.1 se prezintă schema de calcul pentru procesele din cilindru. Variațiile mărimilor de stare cum ar fi presiunea p , temperatura T și masa m , se vor stabili prin calcul pas cu pas cu ajutorul acestui model numit și modelul ciclului real.

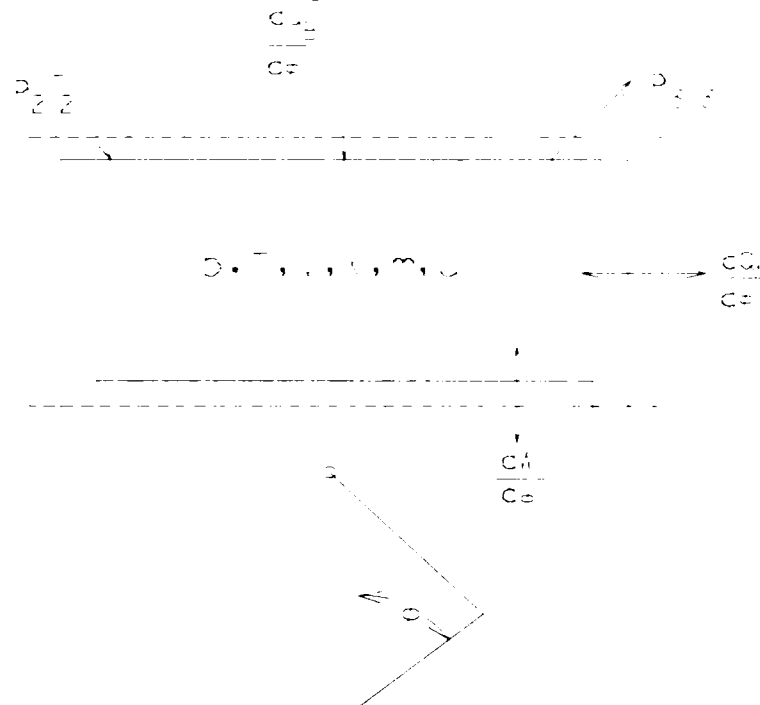


Fig.3.1 Schema de calcul a proceselor din cilndru

Cilindrul se consideră ca un sistem nestaționar deschis. Masa m și energia internă u din cilndru se modifică cu masa elementară m_g respectiv energia elementară E_g , transferate spre sau de la cilndru prin frontierele sistemului (reprezentate punctat în schema de calcul).

$$dm = dm_g \quad (3.1)$$

$$dU = dE_g \quad (3.2)$$

Lucrul mecanic W cedat pistonului este:

$$\frac{dW}{d\phi} = -p \cdot \frac{dV}{d\phi} \quad (3.3)$$

unde:

p -presiunea din cilindru

V -volumul descris de piston

Φ -unghiul RAC corespunzător

Fluxul de căldură cedat peretelui se calculează ca suma fluxurilor parțiale prin corpul pistonului ($i=1$), chiulasa ($i=2$) și prin cămașa cilindrului ($i=3$), A_i reprezentând suprafața de contact, iar T_{wi} temperaturile la perete corespunzătoare.

Coeficientul de schimb de căldură α rezultă din relația lui Woschni, dependent de starea gazului din cilindru, viteza pistonului și de procedeul de ardere:

$$\alpha = 0.12793 \cdot D^{-0.2} p^{0.8} \gamma^{-0.59} \left(c_1 c_m + c_2 (p - p_0)^{\frac{V_{11} T_{11}}{p_{11} V}} \right)^{0.8} \quad (3.4)$$

c_1 - factor de proporționalitate între viteza gazului și viteza medie a pistonului c_m , ținând cont de viteza periferică c_u produsă prin admisia dirijată:

-pentru partea de înaltă presiune:

$$c_1 = 1.26 + 0.306 \cdot \frac{c_u}{c_m} \quad (3.4.1)$$

-pentru partea de încărcătură:

$$c_1 = 6.13 + 0.417 \cdot \frac{C_u}{C_m} \quad (3.4.2)$$

c_2 - factor pentru procedeul de ardere:

-pentru partea de înaltă presiune: $c_2=3.24 \cdot 10^{-3}$

-pentru motoarele cu antecameră: $c_2=6.22 \cdot 10^{-3}$

T_{11} , p_{11} , V_{11} -temperatura, presiunea și volumul la începutul comprimării.

p_0 -presiunea din cilindru la motorul antrenat

p -presiunea din cilindru corespunzătoare ciclului motor

Presiunea p_0 este dată de relația politropei:

$$\frac{p_0}{p_{11}} = \left(\frac{V_{11}}{V} \right)^n \quad (3.5)$$

unde exponentul politropic n se calculează înaintea arderii. Termenul al doilea din partea dreaptă a relației (3.4) reprezintă influența arderii și lipsește deci în timpul întregii faze de comprimare și destindere respectiv la schimbul de gaze.

Energia combustibilului pe ciclu este dată de relația:

$$Q_{BO} = m_B \cdot H_U \cdot \eta_u \quad (3.6)$$

unde:

m_B -reprezintă cantitatea de combustibil introdusă pe ciclu

H_U -reprezintă puterea calorică inferioară

η_u -randamentul arderii ce ține seama de procedeul de ardere și de imperfecțiunea ei.

Dacă începutul injectiei se cunoaște, întârzierea la injectie propriuzisă se calculează pentru cazul staționar ținând seama de propagarea undei de combustie și de turația motorului.

Întârzierea la injecție, adică unghiul dintre declanșarea injecției și injecția propriuzisă se calculează după relația:

$$\Delta\phi_{EV} = \Delta\phi_{EV_0} \cdot \left(\frac{n}{n_0} \right) \quad (3.7)$$

În faza dintre începutul injecției și cea a arderii intervine pulverizarea, vaporizarea și reacțiile pregătitoare arderii. Pentru evaluarea acestor procese și a influențelor lor se folosesc relații mai generale cu caracter experimental, proprii procesului de aprindere în ansamblu.

Întârzierea la aprindere adică timpul între începutul injecției și cel al arderii se poate calcula cu relația:

$$\tau_{ZV} = 0.5 + 0.135 \frac{e^{\frac{7800 \frac{\text{Kcal}}{\text{mol}}}{kT}}}{\left(\frac{p}{kp} \frac{\text{cm}^2}{\text{cm}^2} \right)^{0.7}} + \frac{e^{\frac{7800 \frac{\text{Kcal}}{\text{mol}}}{kT}}}{\left(\frac{p}{kp} \frac{\text{cm}^2}{\text{cm}^2} \right)^{1.8}} 4.8 \cdot 10^{-3} \quad (3.8)$$

Pentru presiunea p și temperatura T se vor adopta valorile medii proprii fazei de întârziere la procesul de autoaprindere.

Procesul se calculează cu legea lui Wibe folosindu-se relația:

$$x = 1 - e^{-a \cdot y^{(m+1)}} \quad (3.9)$$

x este căldura cedată de combustibil, funcție de unghiul RAC, $Q_B(\phi)$ va reprezenta partea din căldura totală Q_{B0} furnizată de combustibil iar y este raportul dintre diferența $\Delta\phi_{VB} = \phi_{VE} - \phi_{Va}$, a fiind un factor constant și m parametrul de formă al arderii.

La stabilirea factorului a s-a pus condiția ca la sfârșitul arderii să avem $y=1$, $x=1$, obținându-se valoarea $a=6.9$.

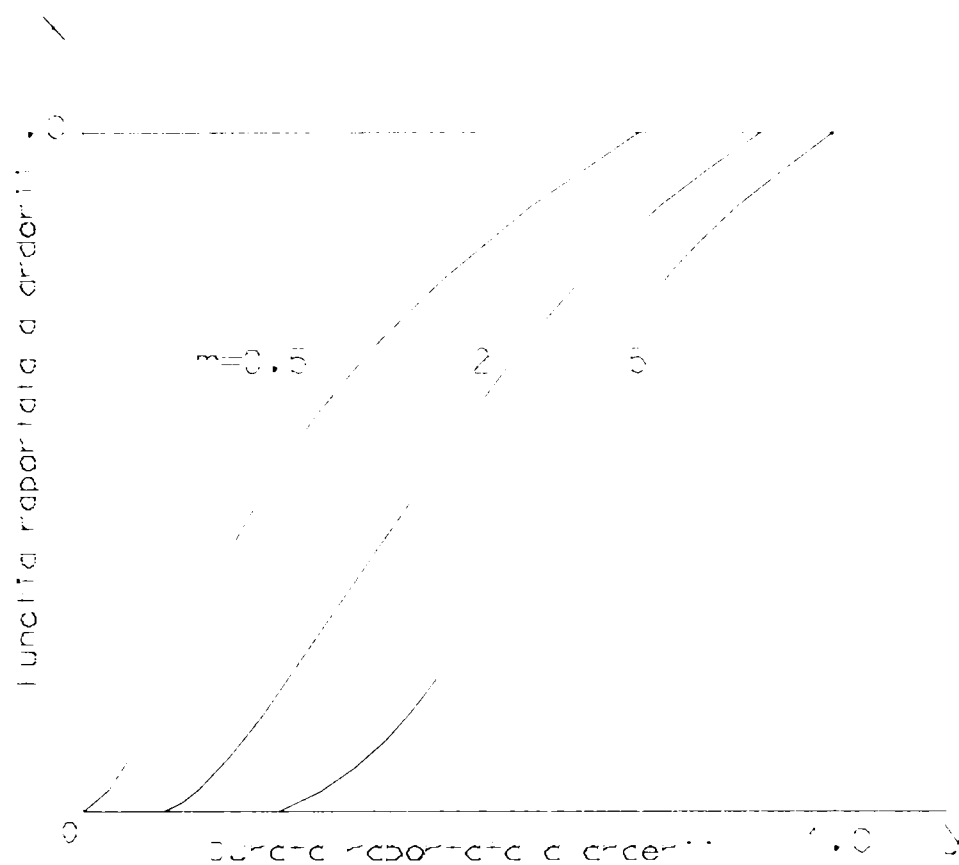


Fig.3.2 Funcția de ardere

Parametrul de formă m definește practic caracterul arderii, prin el se poate acorda foarte bine legea lui Wibe cu legile de ardere obținute experimental. Derivata funcției de propagare a arderii redă evoluția arderii (Fig 3.3):

$$\frac{dx}{dy} = a \cdot (m + 1) \cdot y^m \cdot e^{-ay^{m+1}} \quad (3.10)$$

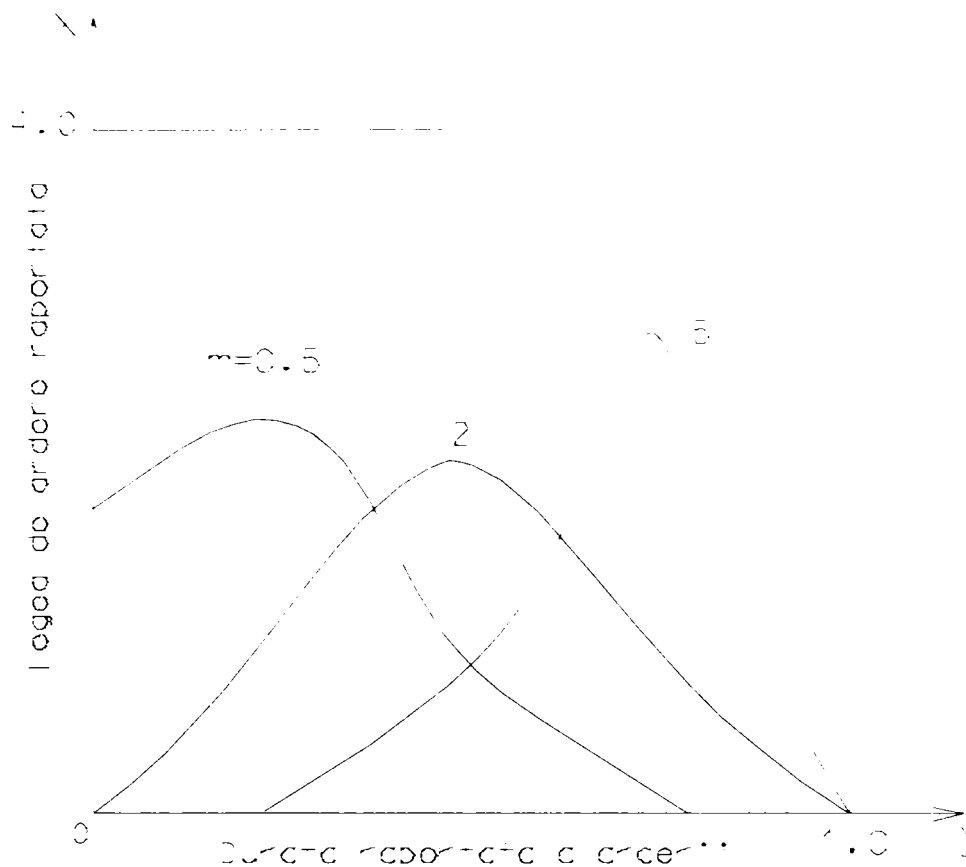


Fig.3.3 Legea de ardere

Pentru m se obțin, pe baza alurii legii de ardere la motoarele diesel valori între 0.1 și 1.2.

În aceste condiții, se obține pentru legea de ardere următoarea relație:

$$\frac{dQ_b}{d\phi} = \frac{Q_{B_0}}{\Delta\phi_{VB}} a(m+1) \left(\frac{\phi - \phi_{VA}}{\Delta\phi_{VB}} \right)^m e^{-a \left(\frac{\phi - \phi_{VA}}{\Delta\phi_{VB}} \right)^{m+1}} \quad (3.11)$$

Din această relație se constată că legea de ardere, pe lângă energia combustibilului furnizat pe ciclu mai depinde de încă trei parametri:

- începutul arderii
- durata arderii

-parametrul de formă m

Începutul arderii depinde de întârzierea la aprindere amintită.

După Woschni și Anisits s-a dezvoltat o metodă de evaluare a variațiilor legii de ardere Wibe în condiții de funcționare variabile. Presupunând cunoscută legea de ardere Wibe pentru un anumit punct de funcționare urmează să se obțină parametrul de forma m pentru un alt punct de funcționare astfel:

$$m = m_0 \cdot \left(\frac{\Delta\phi_{2V_0}}{\Delta\phi_{2V}} \right)^{0.6} \cdot \left(\frac{n_{m_0}}{n_m} \right)^{0.8} \cdot \frac{p_{11}}{p_{11_0}} \cdot \frac{T_{11}}{T_{11_0}} \quad (3.12)$$

Variația duratei de ardere $\Delta\phi_{VB}$ obținându-se din:

$$\Delta\phi_{VB} = \Delta\phi_{VB_0} \cdot \left(\frac{\lambda_0}{\lambda} \right)^{0.6} \cdot \left(\frac{n_m}{n_{m_0}} \right)^{0.5} \quad (3.13)$$

Variația masei din cilindru la motorul diesel în partea de înaltă presiune se va calcula numai din cea a masei de combustibil ținând cont de legea de ardere, neglijând pierderile prin segmenti sau supape.

Fluxul masic în timpul schimbului de încărcătură prin frontierele libere ale sistemului (supapa de evacuare-A și de admisie-E) rezultă din:

$$\frac{dm}{d\phi}_{E,A} = \pm \frac{1}{\omega_m} \cdot \mu_{A,E} \cdot A_{V_{A,E}} \cdot \sqrt{2PP_{I,II}} \cdot \Psi \quad (3.14)$$

unde Ψ este funcția de debit:

$$\Psi = \sqrt{\frac{k}{k-1}} \cdot \sqrt{\left(\frac{p_{II}}{p_I}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_{II}}{p_I}\right)^{\frac{k+1}{k}}} \quad (3.15)$$

Semnul \pm din relația (3.14) depinde de direcția fluxului (fluxul de intrare pozitiv).

Indicele "I" este pentru "în fața supapei" (în direcția fluxului) iar II pentru "după supapă". Secțiunile efective oferite de supape se stabilesc după curba de ridicare a supapelor, geometria supapelor și coeficienții de debit stabiliți experimental $\mu_{A,E}$.

Pe lângă legile de conservare a masei și energiei mai putem folosi și ecuația de stare:

$$P \cdot V = m \cdot R \cdot T \quad (3.16)$$

Cu u s-a notat energia internă specifică pentru a cărei evaluare se utilizează o ecuație de forma:

$$u = u(T, \lambda) \quad (3.17)$$

De unde se obține variația energiei interne specifice:

$$\frac{du}{d\phi} = \frac{\partial u}{\partial T} \cdot \frac{\partial T}{d\phi} + \frac{\partial u}{\partial \lambda} \cdot \frac{d\lambda}{d\phi} \quad (3.18)$$

Coeficientul excesului de aer se calculează din:

$$\lambda = \frac{m_L}{m_B} \cdot \frac{1}{L_{\min}} \quad (3.19)$$

Variația coeficientului de exces de aer în funcție de unghiul RAC se obține din:

$$\frac{d\lambda}{d\phi} = \frac{1}{L_{\min}} \cdot \left(\frac{1}{m_B} \cdot \frac{dm_L}{d\phi} - \frac{m_L}{m_B} \cdot \frac{dm_B}{d\phi} \right) \quad (3.20)$$

Se obține astfel un sistem de două ecuații diferențiale:

$$\frac{dm}{d\phi} = \frac{dm_B}{d\phi} + \frac{dm_E}{d\phi} + \frac{dm_A}{d\phi} \quad (3.21)$$

$$\begin{aligned} \frac{dT}{d\phi} = \frac{1}{mc_v} \left(\frac{dQ_B}{d\phi} + \frac{dQ_W}{d\phi} - p \frac{dV}{d\phi} + \frac{dm_E}{d\phi} h_E + \frac{dm_A}{d\phi} h \right) - \\ - \frac{1}{mc_v} \left(u \frac{dm}{d\phi} + m \frac{\partial u}{\partial \lambda} \frac{d\lambda}{d\phi} \right) \end{aligned} \quad (3.22)$$

la care unii din termenii ecuațiilor (142) și (143) nu se consideră în anumite etape ale funcționării motorului.

Este necesar stabilirea temperaturii gazelor de evacuare T_A , care se calculează utilizând variația căldurii în galeria de evacuare.

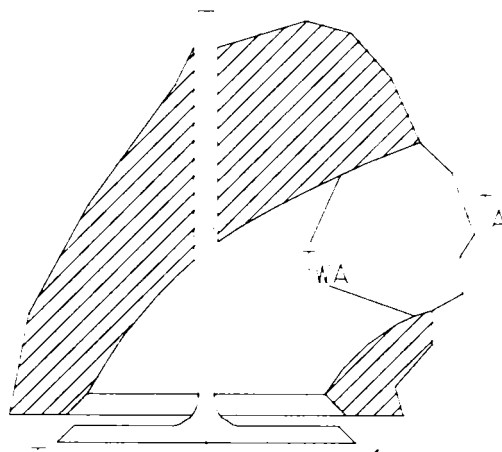


Fig.3.4 Canal de evacuare

Pentru aceasta se poate folosi următoarea relație (conform Fig.3.4):

$$\frac{dQ_{AK}}{d\phi} = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_A - T) \cdot \frac{1}{\omega_M} \quad (3.23)$$

Temperatura la capătul canalului de evacuare T_A se stabilește după cum urmează:

$$\frac{d\dot{Q}}{dA} = \alpha_{AK} \cdot (T_{WA} - T) = \dot{m}_A \cdot c_p \cdot \frac{dT}{dA} \quad (3.24)$$

Prin transformări se obține:

$$\frac{dT}{dQ} = \frac{dQ}{dA} \cdot \frac{1}{\dot{m}_A \cdot c_p} = \alpha_{AK} \cdot (T_{WA} - T) \cdot \frac{1}{\dot{m}_A \cdot c_p} \quad (3.25)$$

$$\int_T^{T_A} \frac{dt}{T_{WA} - T} = \int_{(A)} dA \frac{\alpha_{AK}}{\dot{m}_A \cdot c_p} \quad (3.26)$$

După integrare și transformare se obține pentru T_A următoarea relație:

$$T_A = (T - T_A) \cdot e^{\frac{A_{AK} \cdot \alpha_{AK}}{\dot{m}_A \cdot c_p}} \quad (3.27)$$

Coeficientul de transfer de căldură la temperatura T se obține din relația:

$$\alpha_{AK} = 0.00179102 \left(1 - 0.79 \frac{R_{VA}}{d_{iA}} \right) \dot{m}_A^{0.5} \cdot \frac{T^{0.41}}{D_{AK}^{1.5}} \quad (3.28)$$

unde:

H_{VA} - reprezintă ridicarea supapei de evacuare

d_{iA} - diametrul interior al scaunului supapei.

3.2. Calculul elementelor geometrice ce variază în timpul funcționării motorului

Urmărirea prin calcul a variațiilor mărimilor de stare ale gazului de lucru din cilindru presupune cunoașterea datelor geometrice ale motorului. În Figura 3.5 se prezintă geometria motorului, utilizându-se notațiile: d -alezajul, s -cursa, l -lungimea bielei, r -raza manivelei, V_c , n_M , volumul camerei de ardere respectiv turația motorului:

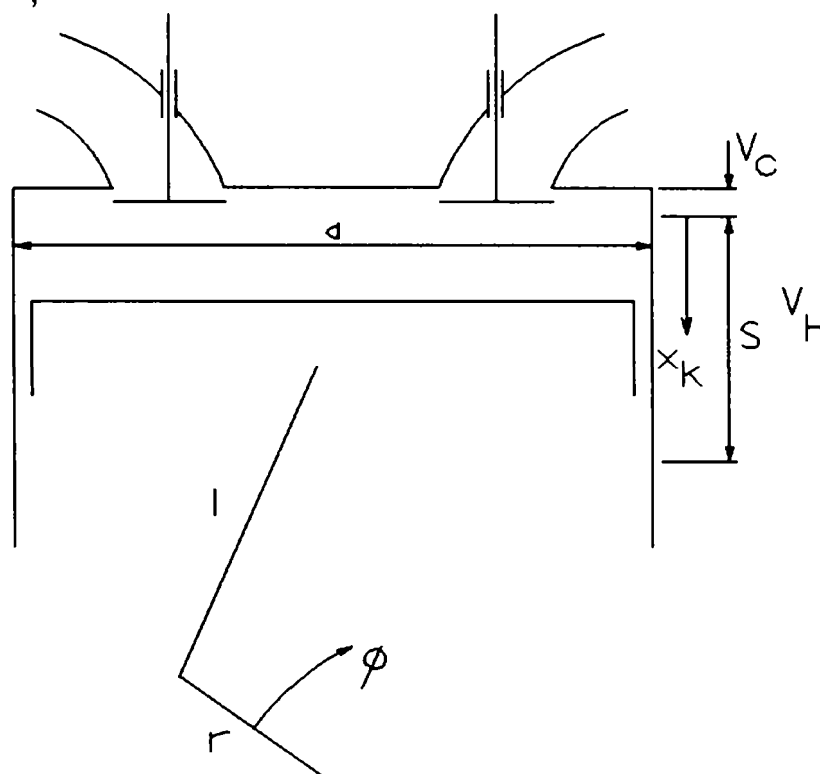


Figura 3.5

Volumul cilindreei și raportul de comprimare se calculează cu relațiile:

$$V_H = \frac{\pi d^2}{4} s \quad (3.29)$$

$$\varepsilon = \frac{V_H + V_c}{V_c} \quad (3.30)$$

Pentru unghiul φ valorile în p.m.i. sunt multipli de 2π , iar în p.m.e. el ia valori din șirul $(2k+1)\pi$. Deplasările pistonului și volumul cilindrului în funcție de unghiul RAC sunt definite prin:

$$x_k = \frac{s}{2} \left(1 - \cos \varphi + \frac{\lambda_s}{2} \sin^2 \varphi \right) \quad (3.31)$$

$$V = V_c + \frac{V_H}{2} \left(1 - \cos \varphi + \frac{\lambda_s}{2} \sin^2 \varphi \right) \quad (3.32)$$

$$\text{unde } \lambda_s = \frac{r}{l} \quad (3.33)$$

De unde se obține variația volumului cilindrului prin derivare. Pentru calculul schimbului de încărcătură între gazul de lucru și pereții cilindrului trebuie cunoscute suprafețele cu care acesta se află în contact, suprafețe constante ale: capului pistonului și chiulasei (în care se iau în considerare inclusiv suprafețele talerelor supapelor) precum și suprafața variabilă a cămășii cilindrului.

Pentru calculul fenomenelor de schimb de încărcătură se calculează secțiunile oferite de supape în conformitate cu schema din figură:

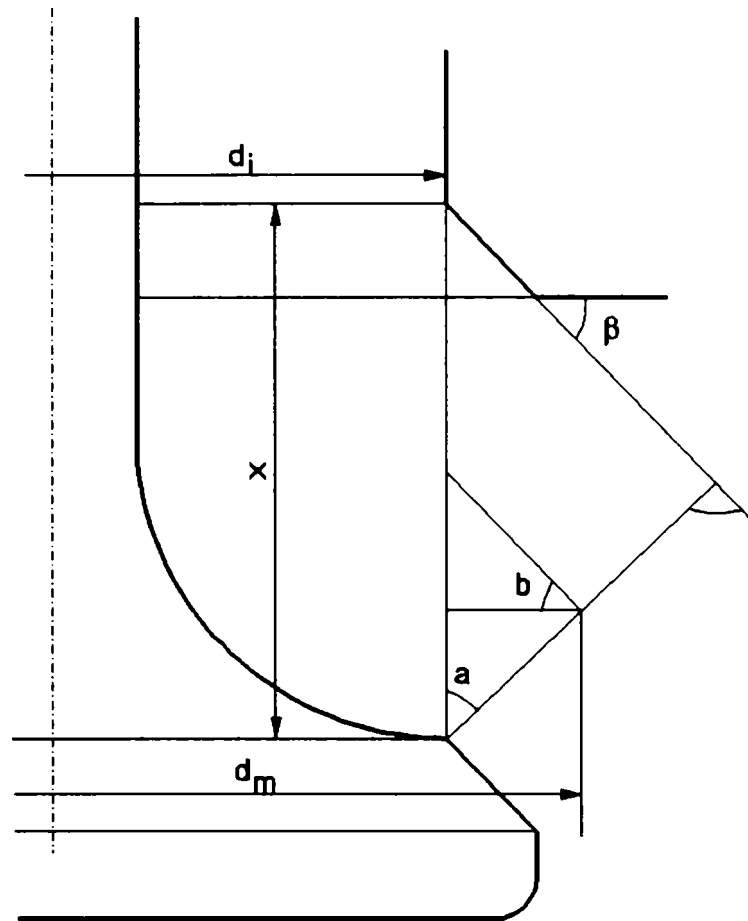


Figura 3.6

S-a notat cu x - înălțimea de ridicare momentană a supapei, cu d_i și β diametrul interior al scaunului supapei respectiv unghiul scaunului, cu z -numărul de supape și cu indicii A respectiv E admisiunea respectiv evacuarea. Cu aceste notații avem:

$$b = \frac{x}{2} \sin \beta \quad (3.34)$$

$$a = b \cos \beta \quad (3.35)$$

$$d_{m,A,E} = d_i + x_{A,E} \sin \beta \cos \beta \quad (3.36)$$

$$A_{A,E} = \pi z_{A,E} (d_{i,A,E} + x_{A,E} \cos \beta \sin \beta) \cos \beta \quad (3.37)$$

$$A_{ef,A,E} = A_{A,E} \mu_{A,E} \quad (3.38)$$

Cu indicele f, s-a notat secțiunea efectivă de curgere care depinde de coeficienții de debit μ ce se determină experimental sau se calculează. Curbele de ridicări ale supapelor se determină prin măsurători sau se calculează din geometria sistemului de distribuție. Aceste relații definesc modificările geometrice ale motorului în timpul funcționării și permit calculul mărimilor de stare ale gazului din cilindru.

3.3 Sistemul de evacuare

Pentru calculul fenomenelor din sistemelor de evacuare se folosește metoda umplerii și golirii, în care fiecare conductă se umple intermitent și se golește continuu. Aceasta înseamnă că se iau în considerare oscilațiile globale ale presiunii în timp, dar se neglijează diferențele de presiune locale. Putem afirma că această metodă dă rezultate foarte bune la un motor diesel semirapid și satisfăcătoare la un motor diesel rapid:

Sistemul de evacuare se concepe ca un rezervor definit prin volum și arie laterală. Notăm cu 3 indicele ce desemnează sistemul de evacuare și se vor aplica legile de conservare a masei și energiei.

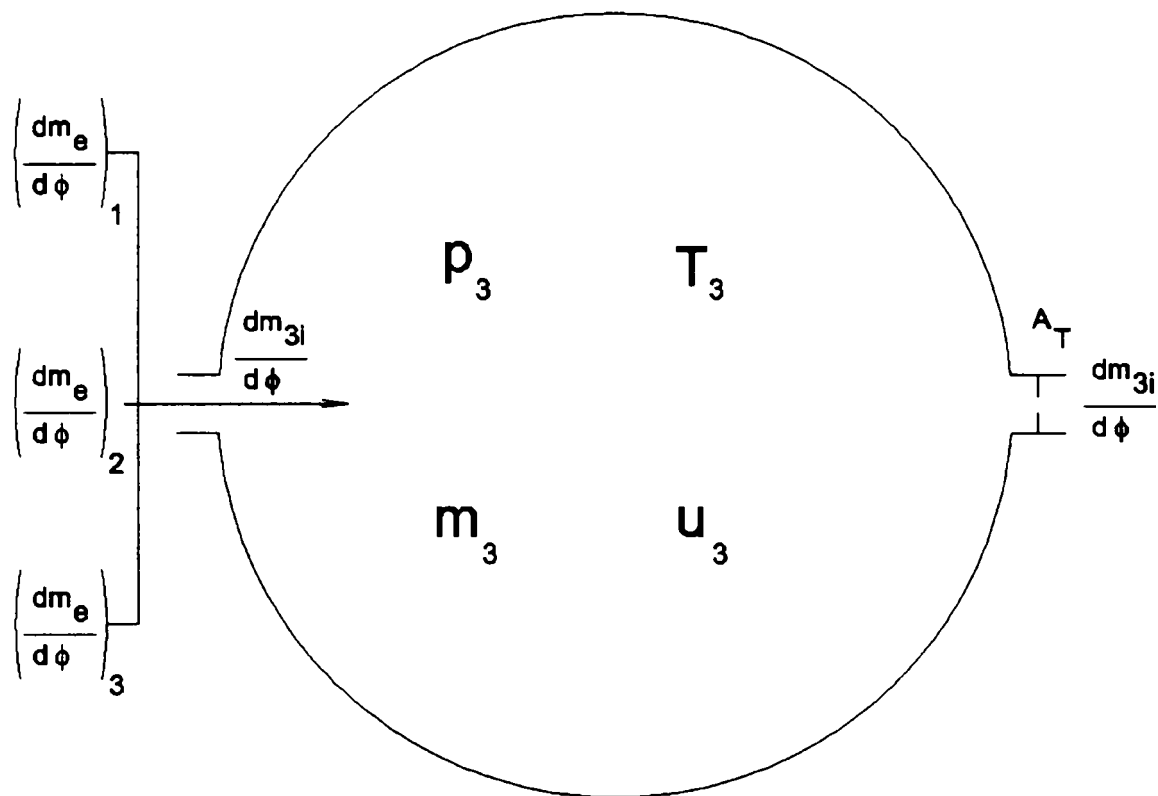


Figura 3.7

Aceste ecuații sunt de forma:

$$\frac{dm_3}{d\phi} = \sum_{i=1}^k \left(\frac{dm}{d\phi} \right)_i + \frac{dm_{3e}}{d\phi} \quad (3.39)$$

$$\frac{d(u_3 m_3)}{d\phi} = \sum_{i=1}^k \left(\frac{dm}{d\phi} \right)_i (h)_i + \frac{dQ_{w3}}{d\phi} + h_3 \frac{dm_{3e}}{d\phi} \quad (3.40)$$

$$\frac{dH_{3i}}{d\phi} = \sum_{i=1}^k \left(\frac{dm}{d\phi} \right)_i (h)_i \quad (3.41)$$

$$\frac{dm_{3,i}}{d\varphi} \sum \left(\frac{dm_E}{d\varphi} \right)_i \quad (3.42)$$

unde: k-numărul de cilindri conectați la rezervor
 l-numărul cilindrului din care intră masa în rezervor
 e-indicele ce desemnează masa ieșită
 u-energia internă
 m-masa
 Q-cantitatea de căldură pierdută prin pereți

Ecuatiile (3.29) și (3.30) exprimă fluxul de entalpie intrată respectiv cel de masă.

Pentru calculul fluxului de căldură prin pereți se utilizează ecuația:

$$\frac{dQ_{W3}}{d\varphi} = \frac{1}{\omega_M} A_3 \sigma (T_{W3} - T_3) \quad (3.43)$$

unde ω -reprezintă viteza de rotație a motorului
 A-aria rezervorului
 σ -coeficientul de schimb de căldură
 T-temperatura (indicele W3 desemnează temperatura pereților iar indicele 3 cea a gazelor din rezervorul de evacuare)

Pentru calculul coeficientului de schimb de căldură se utilizează modelul curgerii turbulente:

$$Nu = \frac{\sigma d}{\xi} = 0.024 \left(1 + \left(\frac{d}{L} \right)^{\frac{2}{3}} \right) Re^{0.786} Pr^{0.45} \quad (3.44)$$

$$Re = \frac{Wd\rho}{\mu} \quad (3.45)$$

$$\xi = 3.65182 \cdot 10^{-4} T^{0.748} \left[\frac{W}{m} \right] \quad (3.46)$$

$$\mu = 5.17791 \cdot 10^{-7} T^{0.62} \left[\frac{Ns}{m^2} \right] \quad (3.47)$$

unde ξ este coeficientul de conducție termică, iar vâscozitatea dinamică μ se calculează după (3.42) și (3.43).

La calculul debitului de masă evacuat din rezervorul de evacuare, se consideră un drosel cu secțiunea redusă depinzând de coeficientii de debit ai turbinei:

$$A_{T_{red}} = A_T \mu_T \quad (3.48)$$

A_T -secțiunea echivalentă
 μ_T -coeficientul de debit

Debitul de masă evacuat prin turbină se calculează cu formula:

$$\frac{dm_{3e}}{d\varphi} = -\frac{dm_T}{d\varphi} = -\frac{1}{\omega_M} A_{T_{red}} \sqrt{2p_3\rho_3} \sqrt{\frac{k_3}{k_3-1} \left[\left(\frac{p_4}{p_3}\right)^{\frac{2}{k_3}} - \left(\frac{p_4}{p_3}\right)^{\frac{k_3+1}{k_3}} \right]} \quad (3.49)$$

$$\psi = \sqrt{\frac{k_3}{k_3 - 1} \left[\left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{2}{k_3}} - \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{k_3 + 1}{k_3}} \right]} \quad (3.50)$$

Variația temperaturii în sistemul tubulaturii de evacuare este dată de ecuația:

$$\frac{dT_3}{d\varphi} = \frac{1}{m_3 C_{v3}} \left[\frac{dm_{3e}}{d\varphi} (h_{3e} - u_3) + \frac{dQ_{w3}}{d\varphi} + \frac{dm_{3e}}{d\varphi} RT_3 - m_3 \frac{\partial u_3}{\partial \lambda} \frac{\partial \lambda_3}{d\varphi} \right] \quad (3.51)$$

Presiunea rezultă din ecuația de stare:

$$P_3 V_3 = m_3 RT_3 \quad (3.52)$$

3.4. Sistemul de admisiune

La calculul punctelor de funcționare staționară a motoarelor diesel în patru timpi, se pot considera pentru admisiune parametrii aproximativi constanți, neglijându-se efectul de întârziere la stabilirea parametrilor de intrare în cilindru, efect introdus de volumul admisiunii. Pentru regimurile dinamice acest efect nu mai poate fi neglijat, el fiind luat în considerare prin utilizarea metodei umplerii și golirii în care sistemul de admisiune se consideră că este format din rezervorul de admisiune și din răcitorul intermediar de aer de supraalimentare conform figurii 3.8:

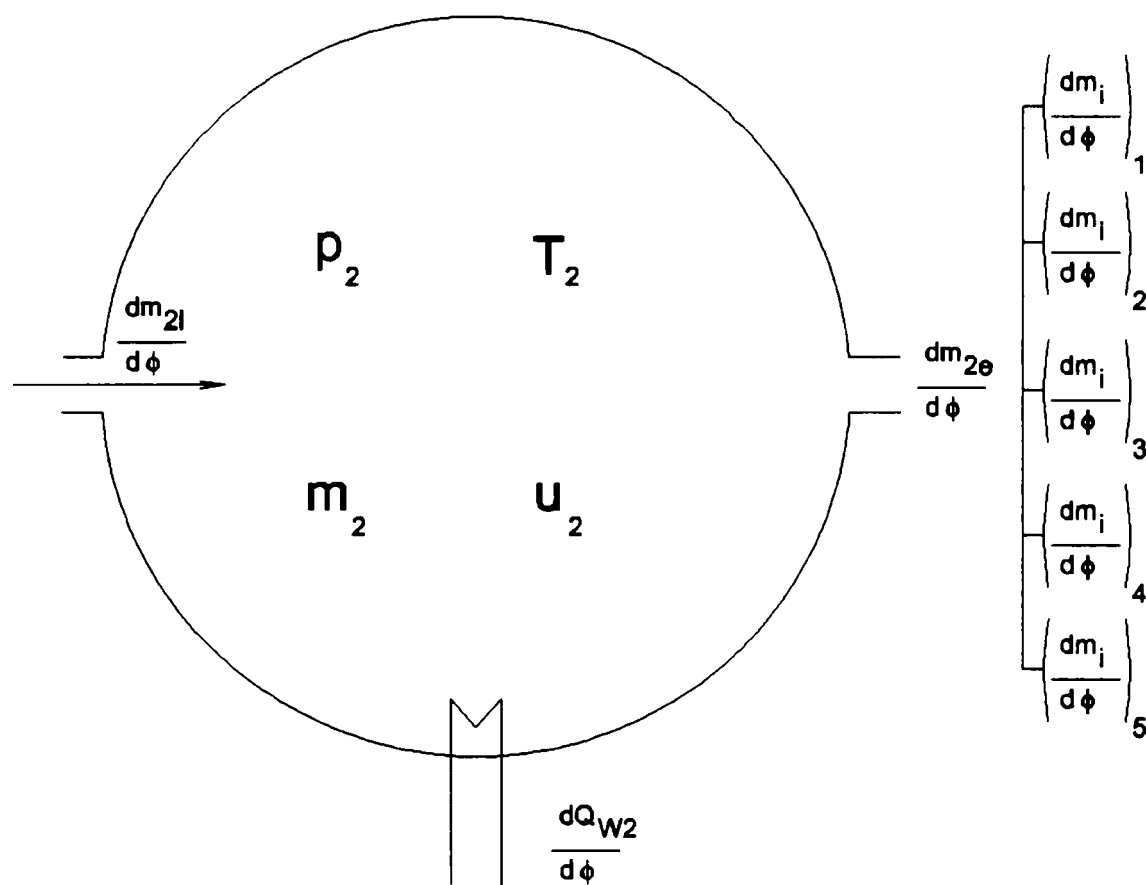


Figura 3.8

Debitul de masă intrată este furnizat de compresor și poate fi aflat din caracteristica acestuia (indicele 2 desemnează mărimile din sistemul de admisie), iar debitul de masă ieșită se obține din suma debitelor de mase intrate în fiecare cilindru:

$$\frac{dm_{2i}}{d\phi} = - \frac{dm_c}{d\phi} \quad (3.53)$$

$$\frac{dm_{2e}}{d\phi} = \sum_{q=1}^k - \left(\frac{dm_{ci}}{d\phi} \right)_q \quad (3.54)$$

Din caracteristica răcitorului intermediar se poate stabili

căldura evacuată:

$$\frac{dQ_R}{d\varphi} = \frac{1}{\omega_M} (T_{ai} - T_{2i})\phi \quad (3.55)$$

Unde puterea de răcire specifică Φ este dependentă de debitul de aer și apă iar temperaturile care apar reprezintă: prima temperatură a apei la intrare și cea de-a doua temperatura aerului la intrare. Rezultă astfel un sistem de două ecuații diferențiale pentru descrierea evoluției stărilor din sistemul de admisie:

$$\frac{dm_2}{d\varphi} = \frac{dm_{2i}}{d\varphi} + \frac{dm_{2e}}{d\varphi} \quad (3.56)$$

$$\frac{dT_2}{d\varphi} = \frac{1}{m_2 C_{v2}} \left(\frac{dm_{2i}}{d\varphi} h_{2i} + \frac{dQ_R}{d\varphi} + \frac{dm_{2e}}{d\varphi} h_2 - \frac{dm_2}{d\varphi} u_2 \right) \quad (3.57)$$

Entalpia aerului proaspăt de intrare se stabilește pe baza relației izentropiei și a relației de definiție a randamentului adiabatic al compresorului:

$$\frac{T_{2is}}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (3.58)$$

$$\eta_{isc} = \frac{h_{2is} - h_1}{h_{2a} - h_1} \quad (3.59)$$

Presiunea din sistemul de admisie se calculează tot cu ajutorul ecuației de stare:

$$p_2 = \frac{m_2 R T_2}{V_2} \quad (3.60)$$

Pierderile de presiune pe admisiune se pot aproxima cu o relație de forma:

$$(\Delta p)_2 = f_2 \rho w^2 \quad (3.61)$$

Factorul de proporționalitate f se determină în cazul cunoașterii unui regim de funcționare după relația (3.47) derivată din (3.46):

$$\Delta p_2 = f_2 \frac{m_2^2}{\rho_2} \quad (3.62)$$

3.5. Grupul de turbosupraalimentare

La motoarele diesel turbosupraalimentate, motorul și turbosuflanta sunt cuplate termogazodinamic, iar compresorul și turbina sunt cuplate mecanic. Entalpia gazelor de ardere se transformă în turbină în lucru mecanic, care în cazul staționar acoperă lucrul mecanic necesar compresorului care alimentează motorul cu aer proaspăt la presiunea de supraalimentare corespunzătoare.

Ecuția de bilanț de putere pentru sistemul turbină-compresor se scrie sub forma:

$$J_{TS} \omega_{TS} \frac{d\omega_{TS}}{dt} = P_T + P_S \quad (3.63)$$

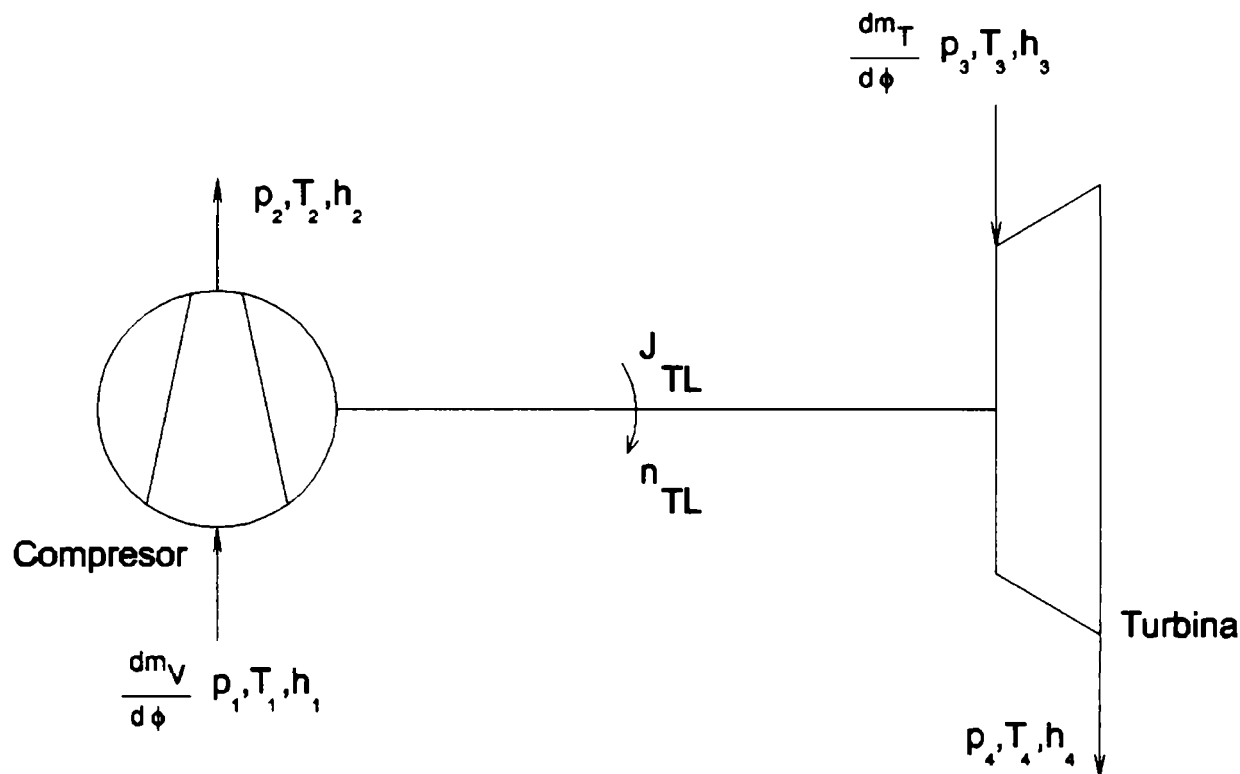


Figura 3.9

Puterea pusă la dispoziția compresorului de către turbină este dată de:

$$P_T = \omega_M \frac{dm_T}{d\phi} \eta_{isT} \eta_{mT} T_3 C_{p3} \left[1 - \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \quad (3.64)$$

Mărimile cu indicele 3 se iau din sistemul de evacuare. Masa transportată prin turbină se calculează conform relației (3.36) care necesită cunoașterea secțiunii geometrice echivalente a turbinei și coeficienții de debit. La turbinele axiale se definește o secțiune rezultantă a turbinei, calculată din secțiunea oferită de inelul de diuze circulare (cu indicele D) și din suprafața liberă oferită de rețeaua de palete mobile (cu indicele S) prin relația:

$$A_T = \frac{A_D A_s}{\sqrt{A_D^2 + A_s^2}} \quad (3.65)$$

La turbinele radiale secțiunea geometrică echivalentă se consideră ca fiind secțiunea minimă. Ținând cont de aceste definiții ale secțiunilor se determină prin măsurători pe stand mărimile coeficienților de debit, după relația:

$$\mu_T = \frac{\dot{m}_T}{\dot{m}_{th}} \quad (3.66)$$

unde indicele T numește debitul măsurat, iar indicele th pe cel calculat din secțiunea echivalentă și raportul de presiuni existent:

$$\dot{m}_{th} = A_T \sqrt{2p\rho} \cdot \Psi(k, \pi_T) \quad (3.67)$$

Coeficienții de debit pot fi obținuți din caracteristica turbinei funcție de turația raportată și raportul presiunilor (u/c_0 sau $n_{TS}/(T_3)^{1/2}$ și π_T). Cifra de fugă este definită ca raportul dintre viteza periferică u și de viteza ideală C_0 rezultată din:

$$C_0^2 = 2(h_3 - H_4) \quad (3.68)$$

Tot pe stand se obține și randamentul adiabatic al turbinei, care se reprezintă și el pe caracteristică. La turbinele mici în aceasta se înglobează și randamentul mecanic total al turbinei și compresorului, compresorul fiind folosit ca frână în măsurători. La turbinele mari, randamentul mecanic se determină separat și poate depăși 99.8%. Pentru utilizarea în calcule, caracteristica turbinei se memorează pentru calcule prin puncte definite de cifra caracteristică și turația raportată, în care se dau coeficienții de

debit și randamentele adiabatic:

$$\mu_T = \mu_T \left(\frac{u}{C_0}, \frac{n_{TS}}{\sqrt{T_3}} \right) \quad (3.69)$$

$$\eta_{isT} = \eta_{isT} \left(\frac{u}{C_0}, \frac{n_{TS}}{\sqrt{T_3}} \right) \quad (3.70)$$

Debitul gazelor de evacuare ce trece prin turbină este suma debitelor date de rezervoarele de evacuare ce debitează în turbina respectivă. Secțiunea turbinei se împarte la numărul de rezervoare interconectate, considerându-se ca debitele furnizate de acestea acționează independent asupra turbinei. Se pot obține astfel, coeficientul de debit și randamentul adiabatic funcție de parametri amintiți. Puterea totală a turbinei se obține prin însumarea valorilor parțiale obținute pentru fiecare tronson. Caracteristica turbinei se utilizează identic pentru toate segmentele considerate, neglijându-se influențele reciproce între tronsoanele conductei de evacuare și neuniformitățile ce apar între diferite zone ale turbinei.

Puterea preluată de compresor este egală cu:

$$P_C = -\omega_M \frac{dm_c}{d\varphi} \frac{1}{\eta_{isC} \eta_{mC}} T_1 C_{p1} \left(\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \quad (3.71)$$

Randamentul compresorului și debitul volumic este definit prin caracteristica sa:

$$\dot{V}_c = \dot{V}_c \left(\frac{p_2}{p_1}, n_{TS} \right) \quad (3.72)$$

$$\eta_{isC} = \eta_{isC} \left(\frac{p_2}{p_1}, n_{TS} \right) \quad (3.73)$$

Caracteristica compresorului se ridică pe stand în funcție de parametrii din paranteze (raportul presiunilor și turația redusă), memorându-se punctele măsurate. Randamentul și derivata debitului volumic, ca și parametrii curenți, se determină prin interpolare (indicele "bez" semnifică debitul volumetric curent). Derivata debitului masic în raport cu unghiul RAC se calculează cu relația:

$$\frac{dm_c}{d\varphi} = \frac{1}{\omega_M} \frac{p_1}{RT_1} \dot{V}_{bez} \sqrt{\frac{T_1}{T_0}} \quad (3.74)$$

Din ecuația de bilanț (3.48) se poate determina modificarea turației regimului funcțional al grupului de supraalimentare:

$$\frac{dm_c}{d\varphi} = \frac{1}{\omega_M \omega_{TS} J_{TS}} (P_T + P_c) \quad (3.75)$$

unde prin J s-a notat momentul de inerție mecanic al turbosuflantei.

3.6 Sistemul motor-consumator

În figura 3.10 este prezentată schița sistemului motor-consumator:

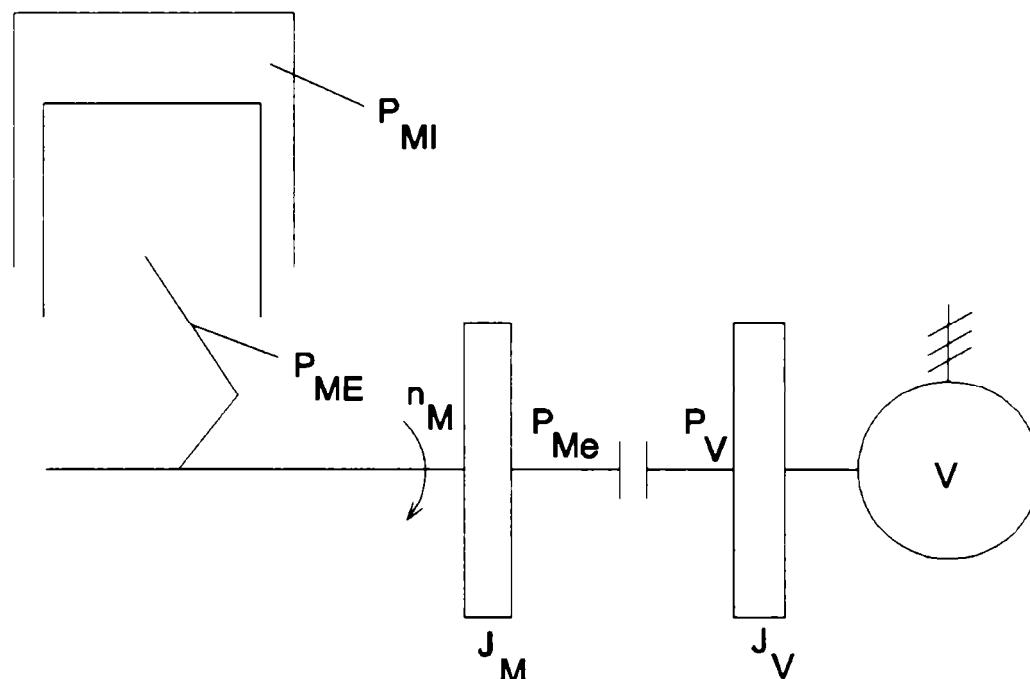


Figura 3.10

Puterea indicată rezultă din însumarea puterilor cedate fiecărui piston, calculate din lucrul mecanic și viteza unghiulară:

$$P_{MJ} = \left(\sum_{i=1}^q \frac{dW_i}{d\varphi} \right) \omega_M \quad (3.76)$$

După scăderea puterii pierdute prin frecare rămâne puterea efectivă a motorului, disponibilă la arburele cotit:

$$P_{Me} = P_{Mi} - P_{Mr} \quad (3.77)$$

Pentru calculul pierderilor prin frecare se utilizează metoda de evaluare empirică din (3.43), care permite calculul presiunii medii de frecare în funcție de alezaj, turație și domeniu de turație în care poate funcționa motorul, gradul de supraalimentare și creșterile de temperatură pentru fluidul de răcire și ulei, astfel:

Turația și alezajul prin:

$$\Delta p_{r,1} = 6.7D^{-0.329} - 89D^{-0.943} \left[1 - \left(\frac{n}{n_{nom}} \right)^2 \right] \quad (3.78)$$

Sarcina prin:

$$\Delta p_{r,2} = 0.0002 \cdot p_e^3 - 0.006 \cdot p_e \quad (3.79)$$

Presiunea de supraalimentare prin:

$$\Delta p_{r,3} = (\pi_c - 1) \sqrt{-0.18 \cdot c_m + 0.1874} \quad (3.80)$$

Temperatura apei și uleiului:

$$\Delta p_{r,4} = -0.005 \cdot \Delta T_{apa} \quad (3.81)$$

$$\Delta p_{r,5} = -0.0055 \cdot \Delta T_{ulei} \quad (3.82)$$

Toate aceste relații empirice au anumite domenii de valabilitate, de care trebuie să se țină cont. Presiunea de frecare medie se obține prin corecția aditivă a unei constante a presiunii de frecare (cunoscută pentru un anumit regim) cu aceste căderi de presiune stabilite empiric. Rezultă astfel puterea pierdută prin

frecare din relația:

$$P_{Mr} = p_r V_H q \omega_M \quad (3.83)$$

unde q reprezintă numărul de cilindri. Ecuația de echilibru pentru puterea la arborele motor este:

$$(J_{\text{motor}} + J_{\text{consumator}}) \omega_M \frac{d\omega_M}{dt} = P_{Me} + P_{\text{cons}} \quad (3.84)$$

unde momentele de inerție masică J sunt calculate în raport cu axa de rotație (axa arborelui). Puterea absorbită de consumator este specifică tipului acestuia. Pentru un consumator de tip generator electric ce debitează pe o rezistență ohmică se poate accepta cu o bună aproximație:

$$P_{\text{const}} = \text{constanța} \quad (3.85)$$

ceea ce înseamnă că dacă momentul cerut de consumator crește, motorul trebuie să ofere imediat un moment mai mare. Când motorul antrenează o frână hidraulică se consideră că puterea de frânare este proporțională cu puterea a treia a turației:

$$P_{\text{const}} \approx n_M^3 \quad (3.86)$$

Pentru propulsia automobilelor, este necesară cunoașterea dependenței puterii de frânare a autovehicolului (inclusiv cu eventuala caracteristică de transmisie). În acest caz se poate utiliza o relație de forma:

$$P_{\text{const}} = aw + bw^2 + cw^3 \quad (3.87)$$

Este necesar să se ia în calcul toate momentele de inerție a maselor în mișcare față de axa arborelui cotit. Totodată, masa autovehiculului M_a se reduce la raza r a roții în raportul dintre turația motorului și turația roții, printr-un moment de inerție polar:

$$J_{\text{automobil}} = \frac{M_a r^2}{\left(\frac{n_M}{n_{\text{auto}}}\right)^2} \quad (3.88)$$

Variația turației motorului și timpul real se obțin din relațiile:

$$\frac{d\omega_M}{d\varphi} = \frac{1}{\omega_M^2 (J_{\text{motor}} + J_{\text{consumator}})} (P_{\text{Me}} + P_{\text{cons}}) \quad (3.89)$$

$$\frac{dt}{d\varphi} = \frac{1}{\omega_M}$$

3.7 Posibilitățile oferite de programul DYN

Programul de calcul realizat permite evaluarea ciclului real pentru un motor diesel. El e conceput modular, fiecare subsistem fiind tratat separat în subprograme specifice. Calculul variațiilor parametrilor definatorii pentru diferitele procese termice-gazodinamice sau mecanice- se realizează prin integrare numerică prin metoda Runge-Kutta, în funcție de unghiul de rotație al arborelui cotit, prin care se exprimă variabila timp.

La integrarea ecuațiilor diferențiale ale sistemelor parțiale

se utilizează pași diferiți, astfel încât să se evite diferențele mari ce pot apărea între gradientii mărimilor de stare, diferențe datorate vitezelor diferite ale variației aceluiași parametru în subsisteme diferite. Astfel, se au în vedere variații ale pasului de integrare de la ordinul a 0.1° RAC la 5° RAC, depinzând de severitatea variațiilor parametrilor în timp. Integrarea se orientează după fazele din cilindru, pentru care se definește și pasul integrării de ansamblu. Programul oferă următoarele posibilități:

1. Calculul ciclurilor de lucru simultan
2. Calculul parametrilor de stare în sistemul de admisiune, cu luarea în considerare a caracteristicii răcitorului aerului de supraalimentare.
3. Calculul dinamicii turbosuflantei, cu utilizarea caracteristicilor suflantei și turbinei.
4. Calculul dinamicii motorului, cu utilizarea caracteristicii consumatorului.
5. Calculul cantității de combustibil debitate prin utilizarea caracteristicii respective (dependent de turația pompei și deplasarea cremalierii).
6. Evaluarea performanțelor motorului la diverse regimuri de lucru.
7. Evaluarea comportării la schimbarea unor agregate (compresor, turbină etc.)

Schema logică a programului este prezentată în figura 3.11.

Programul cuprinde mai multe subrutine, care integrate în programul principal permit obținerea rezultatelor estimative despre funcționarea motorului prezentate mai sus.

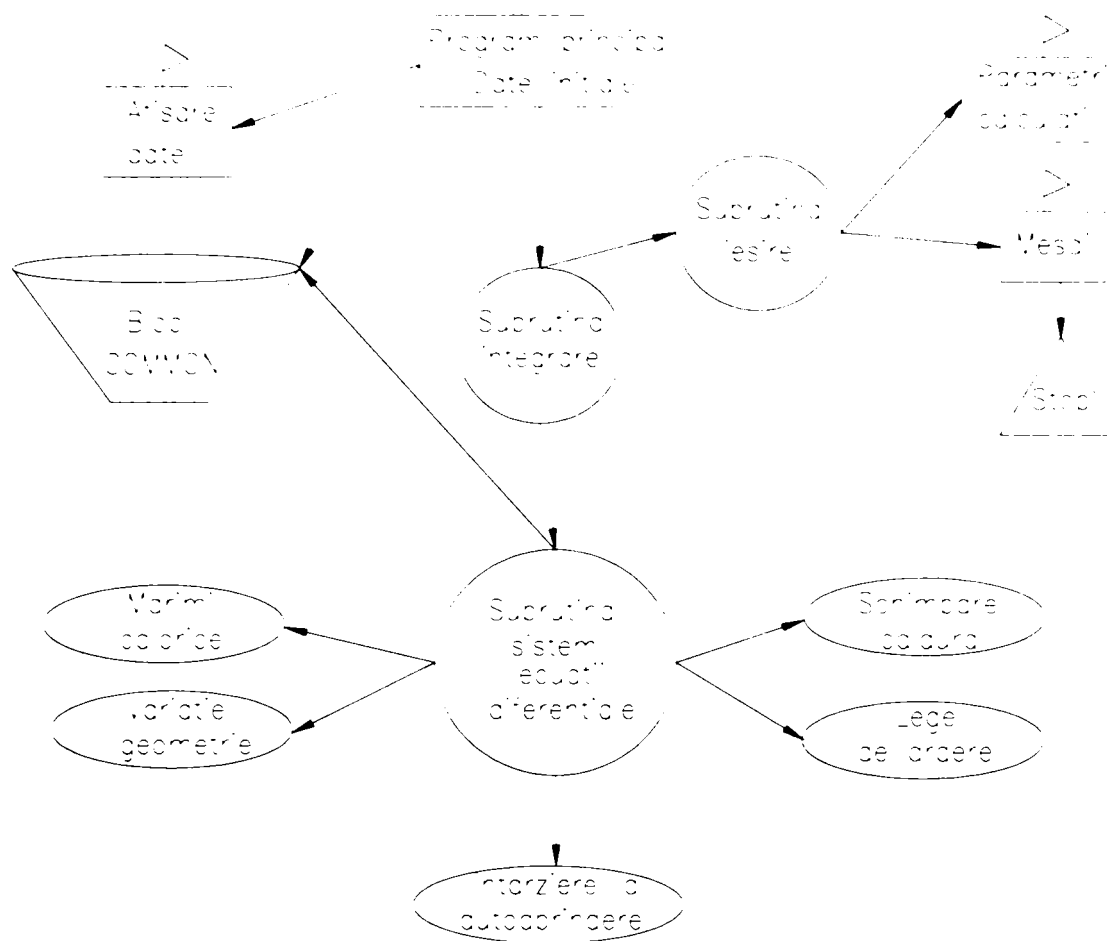


Figura 3.11

Pentru a se putea utiliza acest program de calcul sunt necesare o serie de date pentru definirea soluției constructive. Sunt necesare următoarele:

1. Date constructive și de proces privind motorul.

Cursa	[m]
Alezajul	[m]
Raportul adimensional al bielei [r/L]	
Suprafața chiulasei corespunzătoare unui cilindru	[m ²]
Suprafața capului pistonului	[m ²]
Raportul de comprimare	
Volumul inițial al camerei de ardere	[m ³]
Distribuția	i.s.ad. [RAC]

	d.s.ev. [RAC]
	d.s.ad. [RAC]
	i.s.ev. [RAC]
Numărul de supape pe cilindru:	de admisie
	de evacuare
Diametrul scaunului supapei:	de admisie [m]
	de evacuare [m]
Unghiul scaunului supapei:	de admisie [°]
	de evacuare [°]
Diametru canalului de evacuare	 [m]
Suprafața laterală a colectoarelor de evacuare	 [m ²]
Volumul colectoarelor de evacuare	 [m ³]

Notă. Atât suprafața cât și volumul se referă la un grup de cilindrii legați în comun. Dacă avem mai multe grupuri de cilindrii (legați trei câte trei de exemplu) atunci pentru fiecare grup vor fi precizate aria și volumul. În același mod se va proceda și pentru partea de admisie.

Legea de ridicare a supapei de admisie	
Legea de ridicare a supapei de evacuare	
Începutul injecției [°]	
Sfârșitul injecției [°]	
Coeficienții de debit pentru supapa: de admisie	
	de evacuare
Temperatura medie a capului pistonului [K]	
Temperatura medie a chiulasei [K]	
Temperatura medie a cămășii cilindrului [K]	
Date necesare acordării legii de ardere:		
	-diagrama indicată	
	-cel puțin presiunea maximă din cilindru	
2. Date privind compresorul.		
Caracteristica compresorului (în minim zece puncte de turație):		
	-debit volumic	

- turație
- raport de comprimare
- randament adiabatic
- randamentul mecanic al compresorului

3. Date privin turbina.

- Diametru mediu al rotorului turbinei [m]
Aria echivalentă a turbinei [m²]
Momentul de inerție al turbosuflantei [kg m²]
Randamentul mecanic al turbinei
Caracteristica turbinei (în minim zece puncte de turație)
-turație redusă
-cifra caracteristică
-coeficient de debit
-randament adiabatic

4. Date privind motorul și consumatorul

- Momentul de inerție al motorului și consumatorului [kg m²]
Turația nominală a motorului [1/min]
Constanta pierderilor de presiune [bar]
Puterea consumatorului [kW]

5. Date privind injectorul (caracteristica lui)

- Deplasările extreme ale cremalierei [mm]

6. Date privind regulatorul și amortizorul de oscilații (pentru regimuri tranzitorii)

7. Date privind răcitorul intermediar

8. Parametrii de proces estimați:

- Turația motorului [1/min]
Turația turbosuflantei [1/min]
Deplasarea cremalierei [mm]
Masa de combustibil pe ciclu corespunzătoare [gr]
Presiunea din cilindru la i.s.a. [bar]
Temperatura din cilindru la i.s.a. [K]
Unghiul RAC de început al injectiei [RAC]
Volumul de aer vehiculat pe ciclu [m³]
Presiunea în fața compresorului [bar]

Temperatura în fața compresorului [K]
Presiunea după compresor [bar]
Temperatura după compresor [K]
Presiunea în fața turbinei [bar]
Temperatura în fața turbinei [K]
Presiunea după turbină [bar]
Temperatura după turbină [K]

3.8 Regulatorul și sistemul de injecție

Motoarele diesel sunt echipate cu o pompă de injecție, care funcționează atât la mersul în gol cât și, de asemenea, la regimul nominal sau suprasarcină. Acest sistem nu este unul reglat și de aceea trebuie supravegheat din exterior. Sistemul poate deveni și instabil, motiv pentru care se apelează la un regulator.

De multe ori turația motorului trebuie să fie constantă, de exemplu în cazul unui generator sau la o navă - rotațiile elicei, ceea ce necesită un sistem de supraveghere și deci se impune existența unui regulator. În figura 3.12 arată schema sistemului, a întregului circuit.

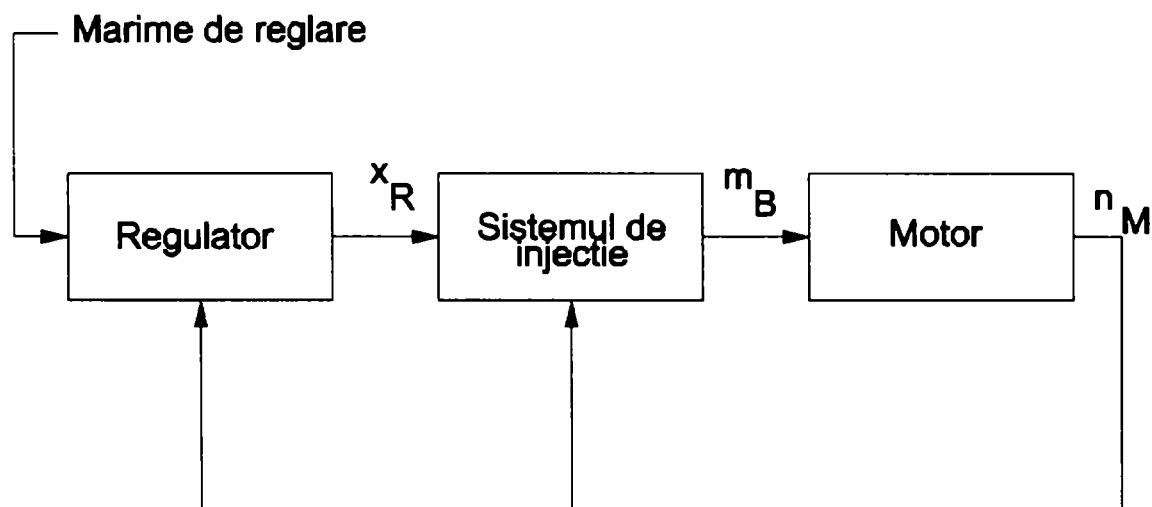


Figura 3.12

La o anumită valoare de reglare (x_R), pompa de injecție livrează o anumită cantitate de combustibil (motorina) m_B ,

motorului. Dacă puterea debitată de motor și cea absorbită de consumator sunt egale, se poate obține o rotație constantă n_M . Dacă, de exemplu, se oprește rotația motorului, se vor schimba proporțiile (dintre motor și consumator - acestea nu vor mai fi egale), iar cu ajutorul unei mărimi de intrare se poate corecta valoarea regulatorului X_R .

După construcția regulatorului, se poate opta pentru un regulator mecanic, unul hidraulic (cu amplificare hidraulică a intrărilor și/sau a ieșirilor) sau pentru unul electro-hidraulic sau electromagnetic.

Fără a dori să dam mai multe amănunte asupra regulatorului, trebuie totuși făcute câteva precizări asupra funcționării acestuia.

Un regulator simplu, mecanic - un regulator proporțional (regulator P) - poate fi descris de următoarea ecuație diferențială :

$$\frac{m_R}{c_R} \frac{d^2 x'_R}{dt^2} + \frac{d_R}{c_R} \frac{dx'_R}{dt} + \frac{R_R}{c_R} \operatorname{sign}\left(\frac{dx'_R}{dt}\right) + x'_R = V_R n'_R(t) \quad (3.90)$$

Funcționarea regulatorului x'_R și turația n'_R sunt stabilite după o poziție de ieșire definită (X_{R0} , n_{R0}). Rezulta:

$$\dot{x}'_R = x'_R - X_{R0} \quad (3.91)$$

$$\dot{n}'_R = n'_R - n_{R0} \quad (3.92)$$

După calculul curbei caracteristice x_R cu ecuația (3.90), vor putea fi approximate: influența masei libere m_R , frecarea Columbiană R_R și constanta arcului regulatorului. Partea dreaptă a ecuației reprezintă factorul putere V_R , corespunzătoare turației de intrare n'_R ceea ce înseamnă că în situații staționare corespunde unei puteri nominale $x_R = x_{Rv}$ o turație n_v iar la mersul în gol avem $x_R = x_{Rl}$ pentru turația n_l (fig. 3.13).

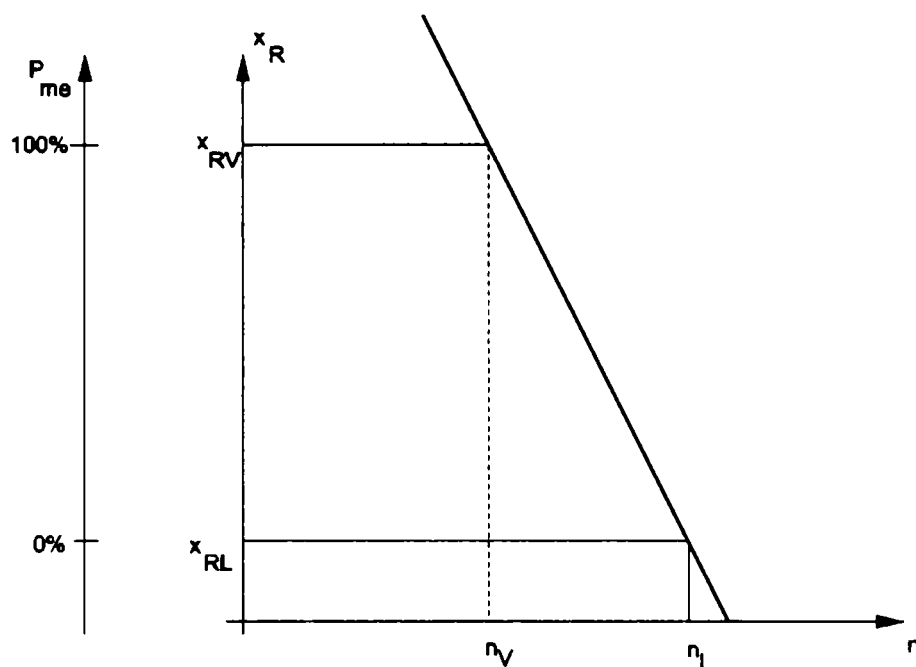


Fig.3.13 Curba internă de reglare

Rezulta de asemenea:

$$V_R = \frac{x_{RL} - x_{RV}}{n_L - n_V} \quad (3.92)$$

În aceeași măsură interesează așa numitul grad de neuniformitate al ciclului (P-grad) notat cu δ :

$$\delta = \frac{n_L - n_V}{n_V} \quad (3.93)$$

Acest δ ne da, de asemenea, variația în procente dintre turație și frecvența rețelei, când sarcina variază de la zero la nominal.

La generatoare, δ este între 2...5 % iar pentru vehicule și mașini folosite în construcții poate fi până la 15%.

În anumite cazuri practice, la generatoare este necesar să se elimine abaterea (deviația) de la turație care apare în caz staționar la aruncarea de sarcină.

Datorită faptului că o creștere a valorii absolute a factorului de amplificare nu e posibilă din motive de stabilitate, abaterea de turație remanentă poate fi eliminată cu ajutorul unei componente a regulatorului integrator.

Matematic, fenomenul poate fi pus în evidență prin amplificarea termenului din partea dreaptă a ecuației (3.94):

$$= V_R \cdot \left(n'_R + \frac{1}{T_n} \int n'_R dt \right) \quad (3.94)$$

unde T_n timpul de stabilizare (timp de răspuns al regulatorului).

Aceasta înseamnă că sistemul care lucrează, de exemplu, la jumătate de încărcare și cu o frecvență de 50 de Hz, va fi readus în starea inițială după o reglare a treptei de încărcare de 50%, starea inițială fiind de 50 Hz încărcare nominală.

Regulatorul descris corectează cursa tije pe baza abaterii de turație. Acest fapt poate duce la o scădere neacceptabilă a turației. Acest dezavantaj poate fi compensat cu un regulator care conține o componentă diferențială care reacționează la gradientii temporali ai turației și modifică cursa cremalierii corespunzător. Un astfel de regulator care conține ca avantaje reglarea abaterii remanente de turație și comportarea diferențială este descris de ecuația 3.95.

$$= V_R \cdot \left(n'_R + \frac{1}{T_n} \int n'_R dt + T_v \cdot \frac{dn'_R}{dt} \right) \quad (3.95)$$

Pentru termenul din partea dreaptă a ecuației diferențiale a regulatorului (regulator P-ID).

Unde T_v timpul de reacție cu care un regulator simplu P ar trebui să intre în funcțiune mai devreme pentru a avea aceeași comportare cu un regulator PID.

Cu ajutorul ecuațiilor discutate ale regulatorului se poate determina interactiv dependența de timp a cursei regulatorului.

Pentru descrierea comportării dinamice a reguletoarelor hidraulice nu este suficient în mod obișnuit o ecuație diferențială de gradul doi relativ simplă.

De aceea trebuie folosite ecuații de ordin superior, ceea ce nu se traduce printr-o mărire a volumului de calcul substanțială dacă se privește sistemul în ansamblul său.

La anumite motoare diesel se conectează între pompa de injecție și regulator un amortizor al oscilațiilor care filtrează oscilațiile de turație provocate de pompă în domeniul de frecvențe mai înalte înainte ca impulsurile să ajungă în sistemul de măsurare al regulatorului.



Figura 3.14. Schema bloc-Regulator și amortizor de oscilații

Pentru amortizorul de oscilații într-o primă aproximare se poate folosi ecuația de sistem 3.96:

$$\frac{J_{SD}}{c_{SD}} \cdot \frac{d^2 n'_R}{dt^2} + \frac{d_{SD}}{c_{SD}} \cdot \frac{dn'_R}{dt} + n'_R = \frac{d_{SD}}{c_{SD}} \cdot \frac{dn_p}{dt} + n'_p \quad (3.96)$$

Se consideră deci momentul de inerție al forțelor masice J_{sd} , constanta de amortizare d_{sd} și rigiditatea arcului c_{sd} . Partea dreaptă a ecuației (3.96) reprezintă mărimea perturbatoare generată de pompă.

$$n_p = i_R \cdot n_M \quad (3.97)$$

Cu ecuația (3.97) se poate calcula turația regulatorului n_R a ecuației (3.96). Limitarea gradului maxim de umplere se face prin limitatoare ale tijeii regulatorului, montate în carcasa regulatorului sau pe pompă. Poate să fie vorba despre limitatoare la încărcarea nominală cu sau fără adaptare sau limitatoare care să depindă de încărcare. Aceste limitatoare trebuie luate în considerare când se

face calculul. În cazul limitatoarelor care depind de încărcare trebuie introdusă curba lor caracteristică ceea ce se face cu ajutorul cursei regulatorului x_R și a turației pompei. În acest mod se poate determina cantitatea de combustibil injectată din debitul caracteristic al sistemului de injecție. Astfel, curbele corespunzătoare ale turației pot fi reprezentate aproximativ ca și niște drepte. Prin interpolare între curbele de turației rezultă debitul masic funcție de cursa regulatorului.

3.9. Calculul pierderilor

Pentru a putea da o estimare a puterii disponibile la cupla motorului trebuie cunoscute atât pierderile prin frecare cât și pierderile prin ventilație deoarece puterea disponibilă în cilindru se poate stabili relativ ușor din aria diagramei indicate. Scăzând din puterea indicată valoarea pierderilor (globale) se obține puterea mecanică.

Din încercările experimentale s-a constatat că marimea pierderilor depinde atât de turație dar și de sarcină.

Integrarea pierderilor în programul de calcul presupune determinarea unei funcții $f(n, \chi)$.

Determinarea funcției atât pentru generatorul de curent continuu cât și pentru motorul diesel s-a realizat prin regresie matematică, pornind de la determinarea experimentală a pierderilor.

Funcțiile sunt de forma:

Pentru generatorul de curent continuu:

$$\mathbf{f(n, \chi) = n_0 + a \cdot n + b \cdot \chi + c \cdot n^2 + d \cdot \chi^2} \quad (3.98)$$

Pentru motorul diesel:

$$\mathbf{f(n, \chi) = n_0 + a \cdot n + b \cdot \chi + c \cdot n^2 + d \cdot \chi^2} \quad (3.99)$$

Constantele a, b, c, d, n_0 se definesc diferit pentru G.C.C. respectiv pentru motorul diesel iar n -turația și χ -sarcina.

Integrarea funcțiilor de pierderi în programul de calcul s-a realizat printr-o subrutină specială care returnează puterea pierdută în [W] la o anumită sarcină și turație atât pentru G.C.C. cât și pentru motorul diesel.

Astfel, schema logică a programului (Figura 3.11) completată cu subrutina de calcul pierderi devine:

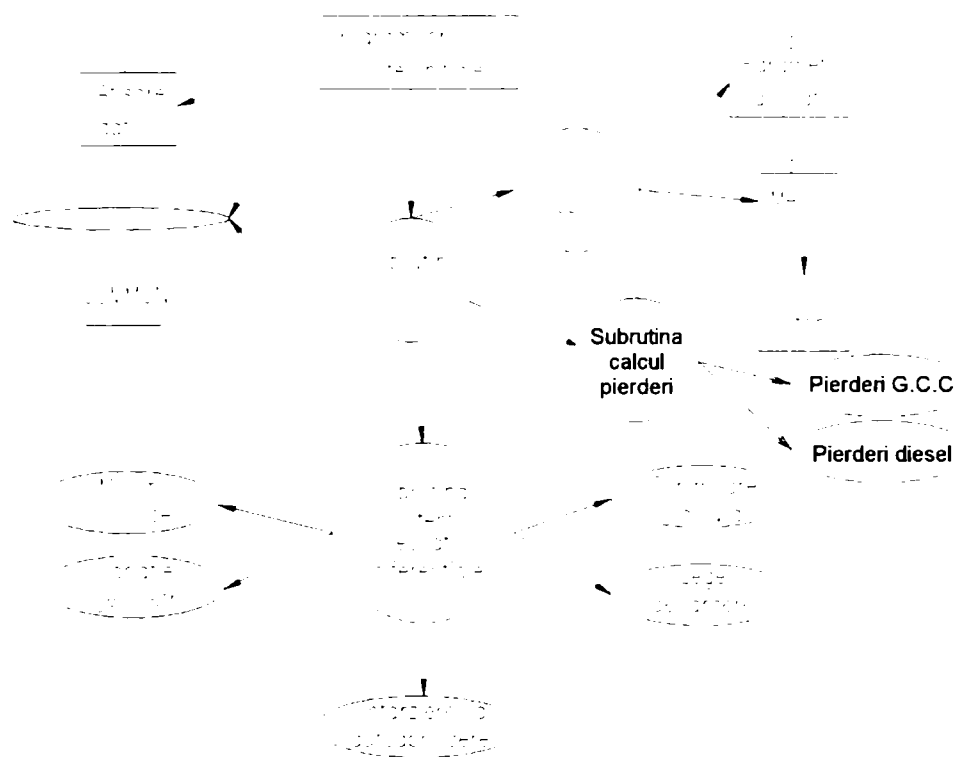


Figura 3.14

Capitolul tratează algoritmi de calcul pentru evaluarea termogazodinamicii m.a.c. în regim permanent și la sarcini variabile. Este expusă metoda cea mai uzitată în literatura de specialitate, metoda umplerii și golirii. În final este tratat sistemul complex motor-consumator și sunt inventariate posibilitățile oferite de programul DYN.

Cap.4 INSTALAȚII EXPERIMENTALE ȘI METODICI UTILIZATE LA CERCETAREA FUNCȚIONĂRII MOTOARELOR CU APRINDERE PRIN COMPRIARE LA DIFERITE REGIMURI

Orice calcul nou, efectuat în domeniul motoarelor cu ardere internă trebuie verificat prin intermediul standului de probă. Acest lucru este necesar deoarece fenomenele din motoare sunt extrem de complexe fiind necesară o calibrare a programului și ulterior confirmarea experimentală a rezultatelor calculelor.

4.1. PREZENTAREA ȘTANDULUI DE ÎNCERCARE A MOTORULUI DIESEL M511

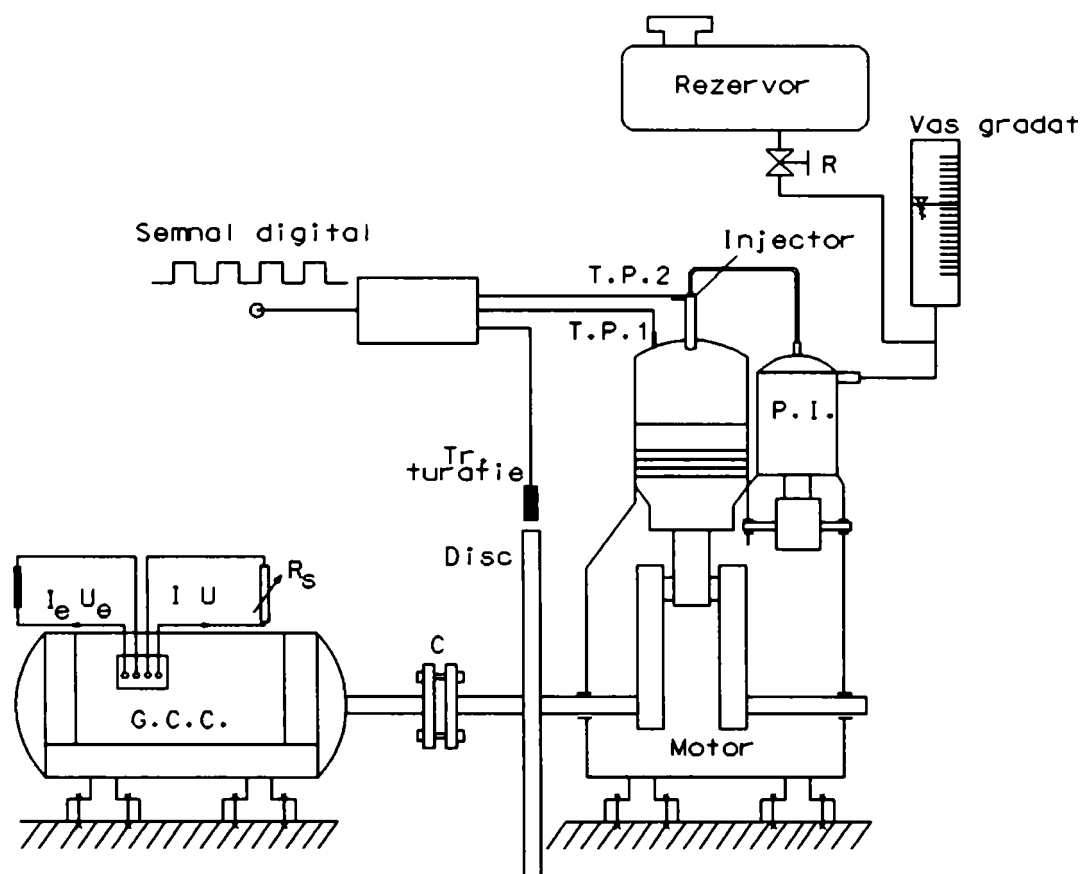


Figura 4.1

În figura 4.1 este prezentat schematic standul de probă al motorului M511. Pe post de frână este folosit un generator de curent continuu (G.C.C.) de tip GCP fabricat de Uzina de Mașini Electrice București având o putere de 5 kW, cuplat cu motorul prin intermediul cuplajului C.

Variația momentului de frânare se realizează prin intermediul rezistenței de sarcină variabile R_s (Figura 4.6), care funcționează astfel: pe măsură ce lamelele intră în apă, rezistența scade iar puterea debitată pe rezistență crește.

Se va prezenta și modul de determinare a pierderilor din mașina electrică astfel încât puterea efectivă se poate determina exact prin calcul.

Parametrii motorului sunt achiziționați prin intermediul a două traductoare de presiune (T.P.1 și T.P.2 de pe schemă) T.P.1 fiind de tip Kistler iar T.P.2 de tip Elkon, montat pe conducta de înaltă presiune respectiv printr-un traductor de poziție fotoelectricTr.

De asemenea sistemul de achiziție preia și tensiunea și curentul de la bornele G.C.C. pentru a se putea calcula puterea debitată.

Semnalele acestora sunt introduse într-un convertor de semnal și apoi sunt colectate dispozitivul de achiziție ESAM; acesta preia semnalele de la convertoare, le transferă calculatorului la care este conectat prin interfața USB iar programul de achiziție transferă datele în fișiere de tip ASCII prelucrabile ulterior. ESAM poate prelua 32 semnale simultan, frecvența maximă de înregistrare pe un singur canal (ajustabilă) fiind de 40 kHz.

Dispozitivul de achiziție ESAM a fost conectat la un calculator portabil (laptop) iar alimentarea cu energie s-a realizat în sistem izolat (pe acumulatori) pentru a nu obține diferențe de potențial la masă (masa nu este comună) care să afecteze sistemul de achiziție.

Excitația G.C.C. s-a realizat de la o sursă de tensiune separată care trebuie să permită controlul curentului. Curentul de excitație nu trebuie să depășească 1 A. Deoarece rezistența înfășurării de excitație este de 120 ohmi rezultă că tensiunea de excitație poate ajunge până la 110-120 V.

Motorul diesel este alimentat cu combustibil dintr-un rezervor prin intermediul unui vas gradat. Dacă se dorește măsurarea consumului se întrerupe alimentarea vasului gradat prin închiderea robinetului R și se cronometrează timpul în care se consumă o anumită cantitate de combustibil(Figura 4.7).

Cu această echipare s-au realizat măsurători pentru mersul în gol, și la sarcini parțiale a motorului M511 obținându-se fișierele primare de date, valorile din fișiere necesitând o prelucrare ulterioară pentru obținerea de mărimi uzuale respectiv presiuni,turații și deplasări cu care ulterior, după o altă prelucrare să se caracterizeze modul de funcționare a motorului.

Ansamblul motor diesel-generator de curent continuu împreună cu instalațiile auxiliare ale standului sunt prezentate în figurile 4.2...4.5.

Sistemul de achiziție portabil ESAM și laptop sunt prezentate în figura 4.8, iar în figura 4.6 se poate vizualiza rezistența de sarcină utilizată.



Figura 4.2

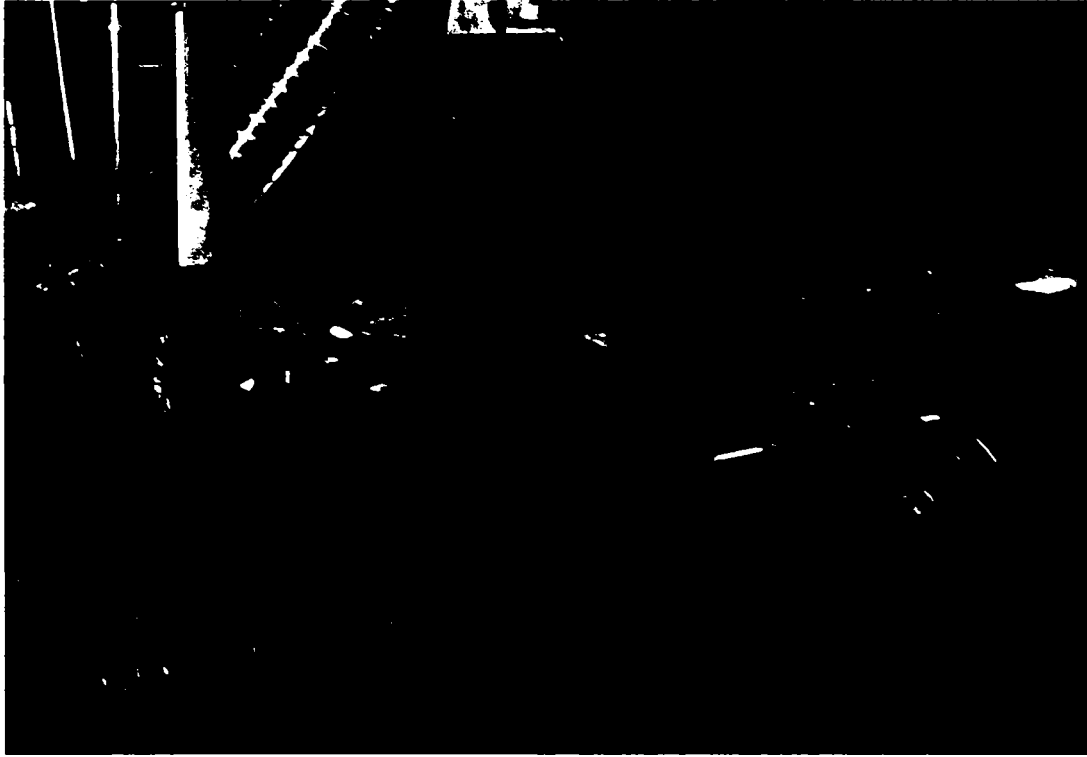


Figura 4.3



Figura 4.4

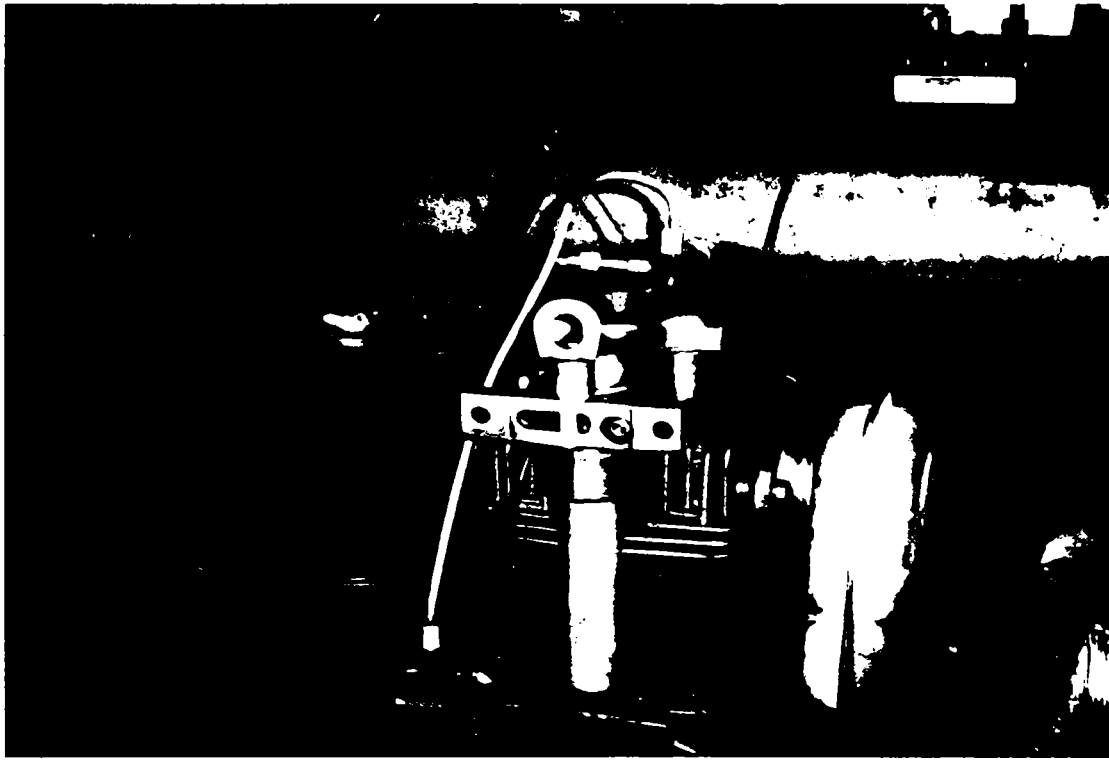


Figura 4.5



Figura 4.6



Figura 4.7



Figura 4.8

4.2 CALIBRAREA INSTALAȚIEI DE ÎNCERCARE A MOTORULUI M511 ȘI ETALONAREA MOTORULUI

Etalonarea celor două traductoare de presiune s-a făcut cu ajutorul unui indicator de presiune mecanic, montat pe unul din cele două orificii practicate în chiulasa motorului.

Motorul diesel a fost antrenat cu mașina electrică (G.C.C. a fost transformat în motor alimentându-l cu curent continuu) la o turație de aprox 370 rot/min.

Acest mod de a induce semnalele de presiune poate fi considerat satisfăcător, deoarece frecvența semnalelor de presiune (prima armonică) este de 6.17 Hz iar frecvența proprie a indicatorului mecanic este de 1000 Hz diferența dintre frecvențe fiind suficient de mare pentru a nu se influența reciproc.

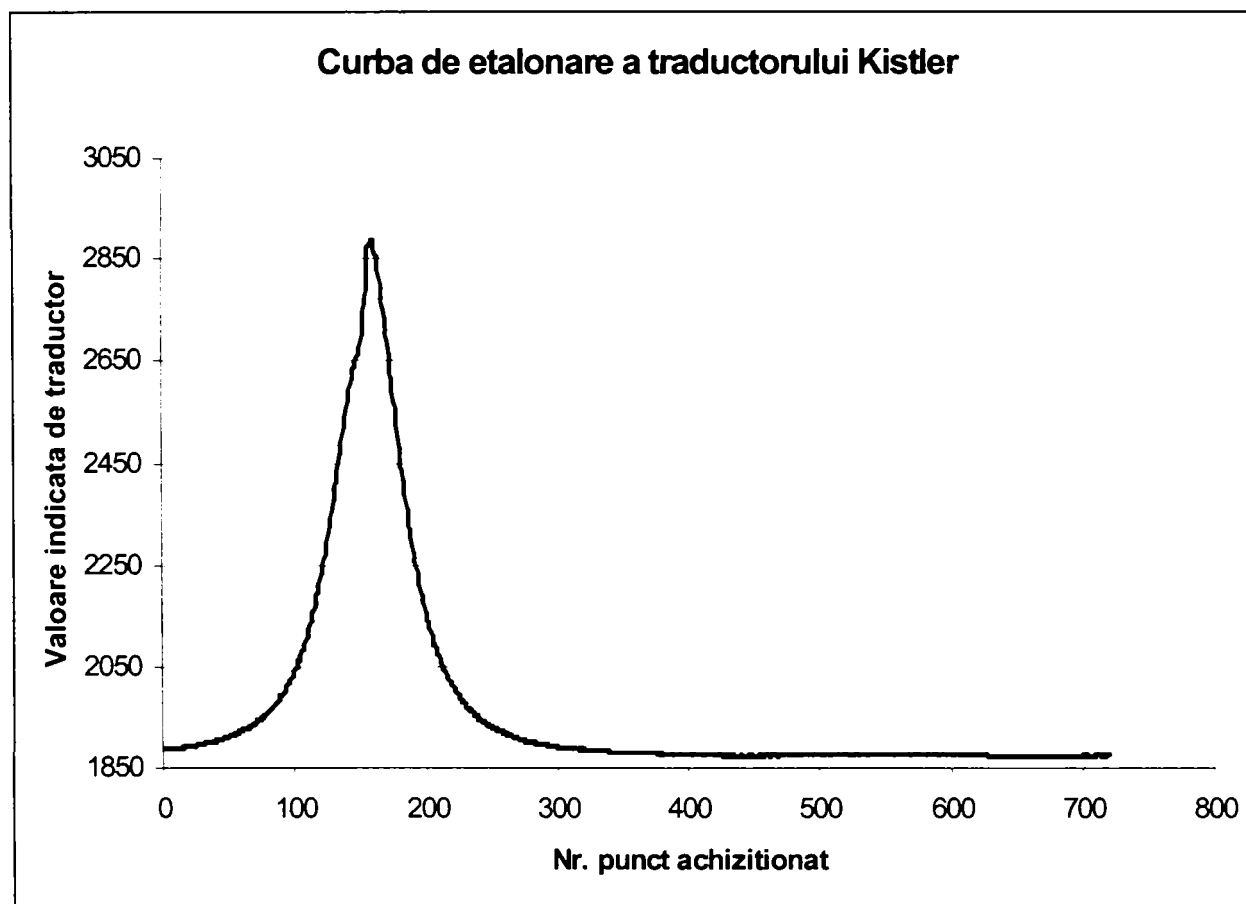


Figura 4.9

Deoarece dispunând doar de epura de distribuție pentru a putea folosi programul de calcul DIPROW pentru simularea ciclului real a fost necesară determinarea modului de ridicare a supapelor. Acest lucru s-a realizat cu un ceas comparator și cu discul gradat.

Determinarea poziției mecanismului motor se realizează indirect, printr-un disc cu fante. Stabilirea punctului mort inferior s-a realizat prin obturarea a trei fante corespunzătoare punctului mort inferior astfel ca la fiecare rotație a discului apare un semnal distinct pe oscilograma de achiziție. Determinarea lui punctului mort inferior este importantă deoarece la turații diferite numărul de fante care trec prin fața optocuplorului în unitatea de timp este diferită și deci și numărul de cicluri efectuate de motor într-o unitate de timp este diferit.

Determinarea turației se realizează indirect prin numărarea pe oscilogramă a numărului de cicluri efectuate de motor în unitatea de timp.

De asemenea, pentru o corectitudine a măsurii consumului s-a verificat instalația de măsurare a volumului de combustibil.

Calibrarea traductorului de presiune din cilindru s-a realizat prin antrenarea motorului termic, fără alimentarea lui cu combustibil, și s-au înregistrat valorile maxime și minime indicate de traductor apoi s-au înregistrat cu un manometru de precizie aceleași valori pentru ca în final să se realizeze corespondența dintre presiunea maximă și tensiunea maximă furnizată de traductor, respectiv între valorile minime ale presiunii și tensiunii înregistrate.

Pentru calibrarea traductorului de presiune care achiziționează variațiile de presiune din conducta de injecție s-a folosit curba de etalonare a traductorului.

Pentru măsurarea puterii debitate la bornele generatorului s-au achiziționat tensiunea și curentul debitat de acesta, puterea stabilindu-se indirect din relația: $P=U \times I$.

Măsurarea tensiunii s-a realizat prin divizarea tensiunii de la bornele generatorului cu factorul 1/100 astfel ca valorile obținute să nu fie mari (mai mari de 10 V) la intrarea în ESAM.

Curentul a fost achiziționat prin intermediul unui șunt calibrat din clasa de precizie 0.2%. Pentru stabilirea corespondenței dintre curentul prin șunt și căderea de tensiune pe acesta s-a

utilizat valorile prescrise ale șuntului care impuneau ca la o cădere de tensiune de 60 mV curentul prin acesta să fie de 75 A.

Generala | Canale analogice | Canale digitale | Canale de impuls

Stare canal: **1** Utilizat Neutilizat

Numar punct: U.M.:

Denumire canal:

Rata de esantionare: Inalta Medie Joasa

Semnal intrare (ampl.): +/- 10.0 V (1) +/- 5.0 V (2) +/- 2.5 V (4) +/- 1.25 V (8)

Limita superioara: [Bar]

Limita inferioara: [Bar]

Domeniul intreg [Bar]:

Tabel de calibrare

Nr.	X [mV]	Y [Bar]
2	1500	150.00

Nr. de test: Nume test:

Can.	Punct	Esantionare	U.M.	Domeniu	Denumire
0	050	10000.00	RPM	-10.0000 .. 10.0000	Turatie
1	100	10000.00	Bar	-1000.00 .. 1000.00	Presiune cilindru
2	200	10000.00	Bar	-1000.00 .. 1000.00	Presiune injectie
3	300	10000.00	V	-10000.0 .. 10000.0	Tensiune generat
4	400	10000.00	A	-20000.0 .. 20000.0	Curent generator

Figura 4.10

În figura 4.10 este prezentată interfața programului de achiziție care preia semnalul de la canalul 1 al ESAM-ului (în acest caz mărimea la care se face referire este presiunea din cilindru) și se poate observa modul în care se face corespondența dintre tensiunile achiziționate și mărimile fizice corespondente.

În figura 4.11 este prezentată oscilograma de achiziție a presiunii din cilindru, respectiv a presiunii de injecție pe durata unui interval de 1 secundă, la o turatie de 2350 rpm.

Datorită modului de legare al amplificatorului de semnal la ESAM, valorilor minime de pe oscilogramă le corespund valoarele maxime ale presiunilor (diagrama este prezentată invers).

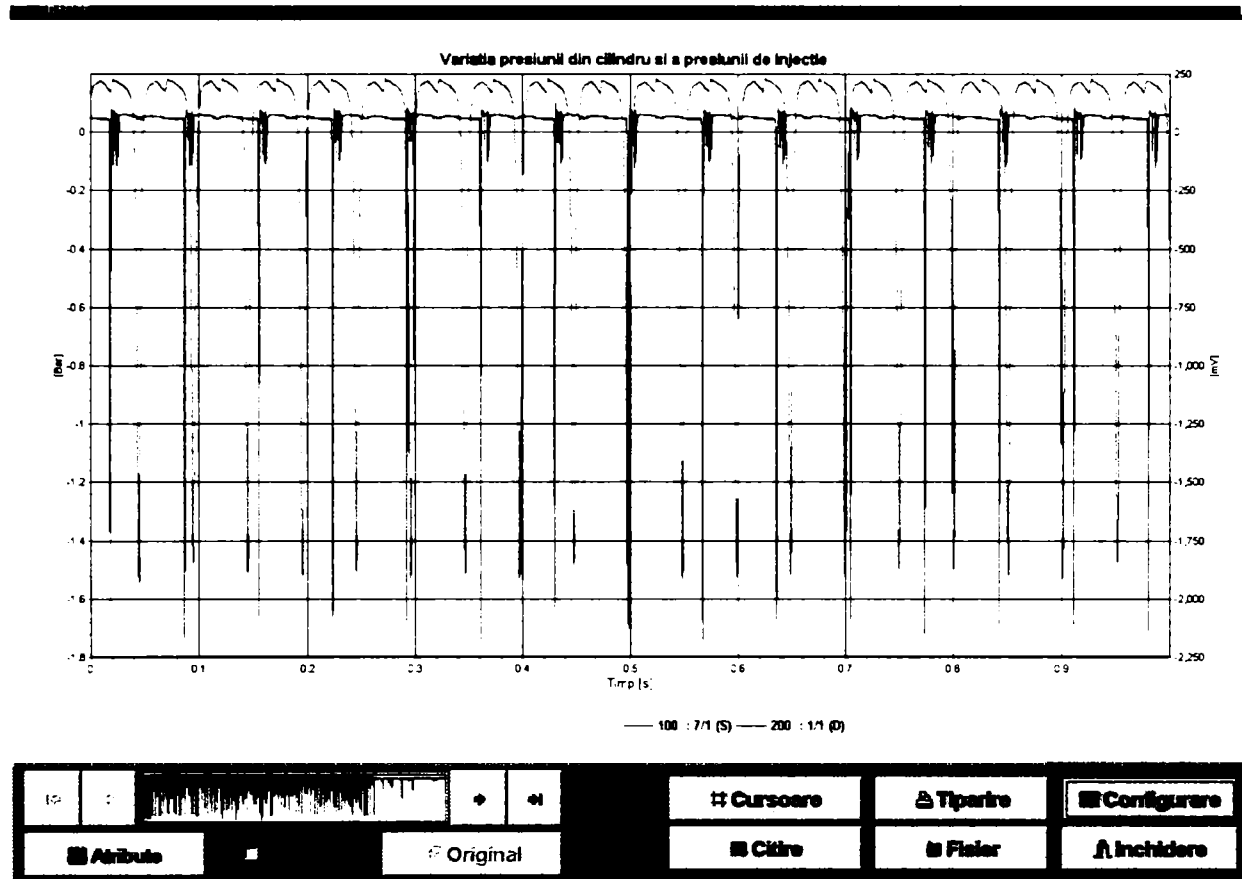


Figura 4.11

4.3 Etalonarea generatorului de curent continuu

În vederea determinării corecte a puterii debitate de către motorul M510 pe standul de probă, este necesară o etalonare a generatorului de curent continuu, care este cuplat cu motorul și care se folosește pe post de frână.

Această etalonare este necesară deoarece este greu de estimat prin calcul care sunt pierderile mecanice prin frecare ale generatorului de c.c. dar mai ales pentru a determina pierderile electrice.

În acest scop, generatorul de curent continuu cu excitație în derivație a fost cuplat cu un motor de curent continuu cu sator basculant și în acest mod s-au putut determina direct valorile cuplului la arbore (Figura 4.22).

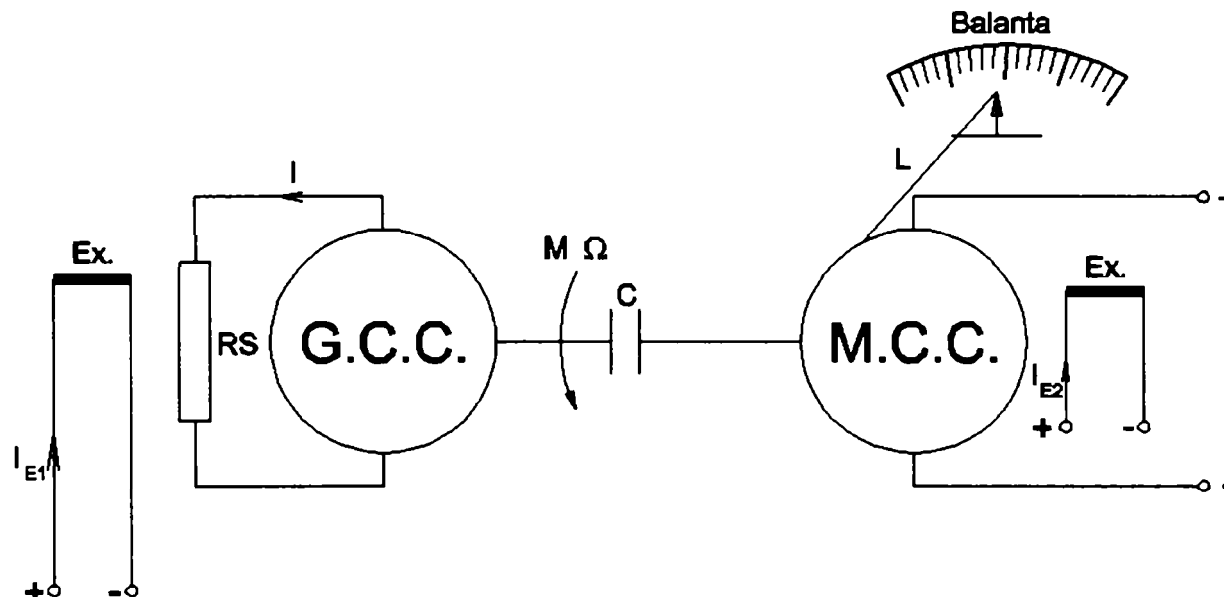


Figura 4.22

În figură s-au folosit următoarele notații:

- Ex. -înfășurarea de excitație a generatorului de curent continuu respectiv a motorului de curent continuu
- G.C.C. -generatorul de curent continuu
- M.C.C. -motorul de curent continuu

I_{E1}	-valoarea curentului de excitație a G.C.C.
I_{E2}	-valoarea curentului de excitație a M.C.C.
I	-curentul prin indusul G.C.C.
R_S	-rezistența de sarcină
C	-cupla dintre M.C.C. și G.C.C.
M	-mometul la cuplă
Ω	-viteza unghiulară
$L=0.75m$	-lungimea brațului balanței

4.3.1 Prezentarea standului de etalonare

În Figura 4.22 este prezentat schematic standul de etalonare a generatorului de curent continuu.

Standul se compune din generatorul de curent continuu (G.C.C.) cuplat cu un motor de curent continuu (M.C.C.) cu stator basculant care permite rotația M.C.C. în jurul axei sale. Solidar cu carcasa M.C.C. se găsește un braț, care se rotește împreună cu M.C.C. de lungime L , cunoscută.

Acest braț acționează o balanță pe a cărei indicație se poate citi forța de apăsare care este în directă legătură cu momentul rezistent al G.C.C. Modul de cuplare se poate observa și din imaginile prezentate în figurile 4.23, 4.24, 4.25 și 4.26.

Pentru măsurare s-au folosit:

- câte un ampermetru pentru măsurarea curentului de excitație atât a G.C.C. cât și a M.C.C.

- câte un voltmetru pentru măsurarea tensiunii atât la bornele G.C.C. cât și a M.C.C.

- un tahometru pentru măsurarea turației ansamblului

S-a mai utilizat un rezistor de sarcină pentru debitarea puterii dezvoltate de G.C.C.

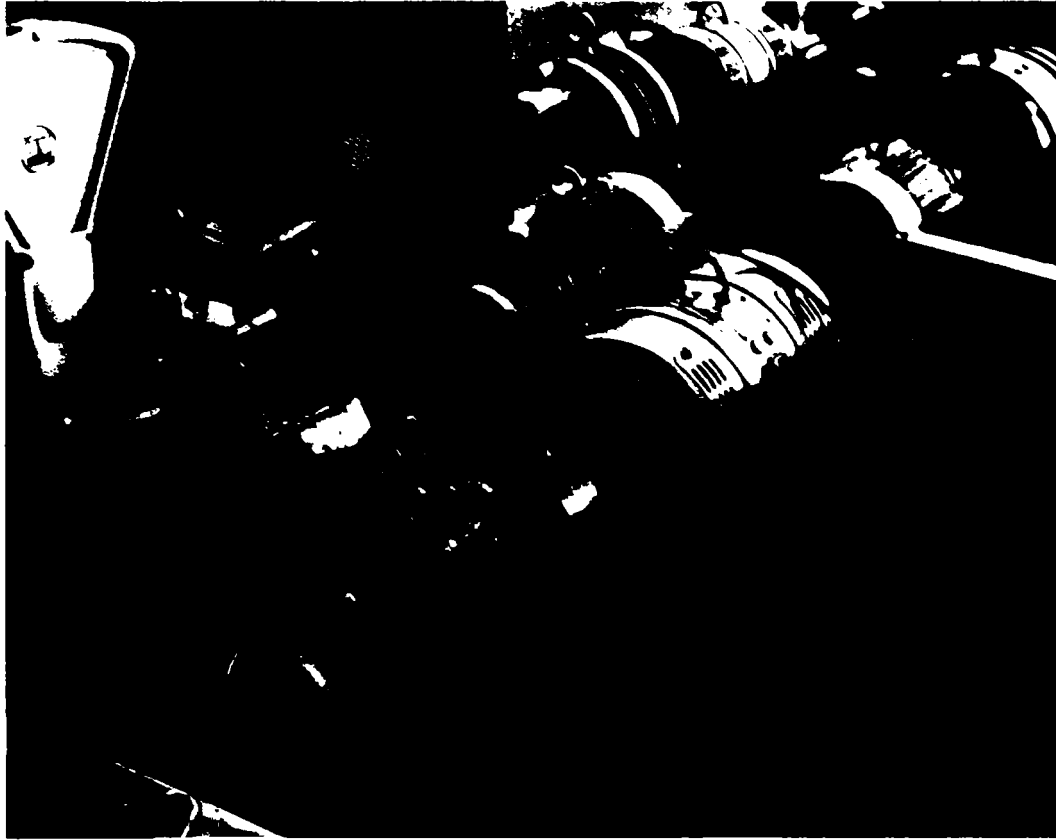


Figura 4.23



Figura 4.24



Figura 4.25



Figura 4.26

4.3.2 Determinarea constantei generatorului

Puterea mecanică este dată de relația:

$$P = M \cdot \Omega \quad (4.1)$$

Puterea mecanică P dată de motorul de curent continuu acoperă pierderile mecanice și puterea utilă $U_e I$ a generatorului de curent continuu, și deci se va putea scrie relația:

$$M \cdot \Omega = P_{\text{mec}} + U_e I = P_{\text{mec}} + k_e \cdot I_e \cdot I \cdot n \quad (4.2)$$

unde:

P_{mec} - pierderile mecanice totale

$U_e = k \cdot \phi \cdot n$ - tensiunea electromotoare produsă în G.C.C.

I_E -curentul prin excitație

$$\phi = k_\phi \cdot I_E$$

I - curentul prin indusul G.C.C.

n - turația

$$\Omega = 2 \cdot \pi \cdot n$$

Constanta k a generatorului se poate deduce experimental relativ simplu prin antrenarea generatorului la o turație constantă dar cu modificarea lui I_E și I .

Pentru aceasta, se antrenează generatorul la o turație $n=1840$ rot/min.

Se încarcă G.C.C. cu:

$$I=19.5A$$

$$I_E=0.86 A$$

Iar $P=M\Omega=2548 W$ (măsurată)

Și apoi se mai încarcă cu:

$$I=17 \text{ A}$$

$$I_E=0.67 \text{ A}$$

$$\text{Iar } P=M\Omega=1955 \text{ W}$$

Folosind ecuația (4.2) se poate scrie sistemul:

$$\begin{cases} 2548 = P_{\text{mec}} + k_E \cdot 0.86 \cdot 19.5 \cdot 1840 \\ 1955 = P_{\text{mec}} + k_E \cdot 0.67 \cdot 17 \cdot 1840 \end{cases} \quad (4.3)$$

Prin scăderea celor două relații și efectuarea calculelor de obține valoarea lui k_E :

$$k_E = 0.06 \frac{\text{W}}{\text{A}^2 \frac{\text{rot}}{\text{min}}} \quad (4.4)$$

4.3.3 Prelucrarea datelor experimentale pentru G.C.C. și funcția de pierderi

Pentru a putea determina corect puterea debitată de motorul termic este necesar a se determina caracteristica de pierderi a G.C.C.

Rezultatele obținute după efectuarea măsurătorilor și prelucrarea datelor obținute în urma testului de ștand sunt sintetizate în următoarele figuri. S-au reprezentat variația momentului funcție de turație, variația cuplului funcție de turație precum și caracteristicile de pierderi atât la turații scăzute cât și la turații ridicate.

Variatia momentului

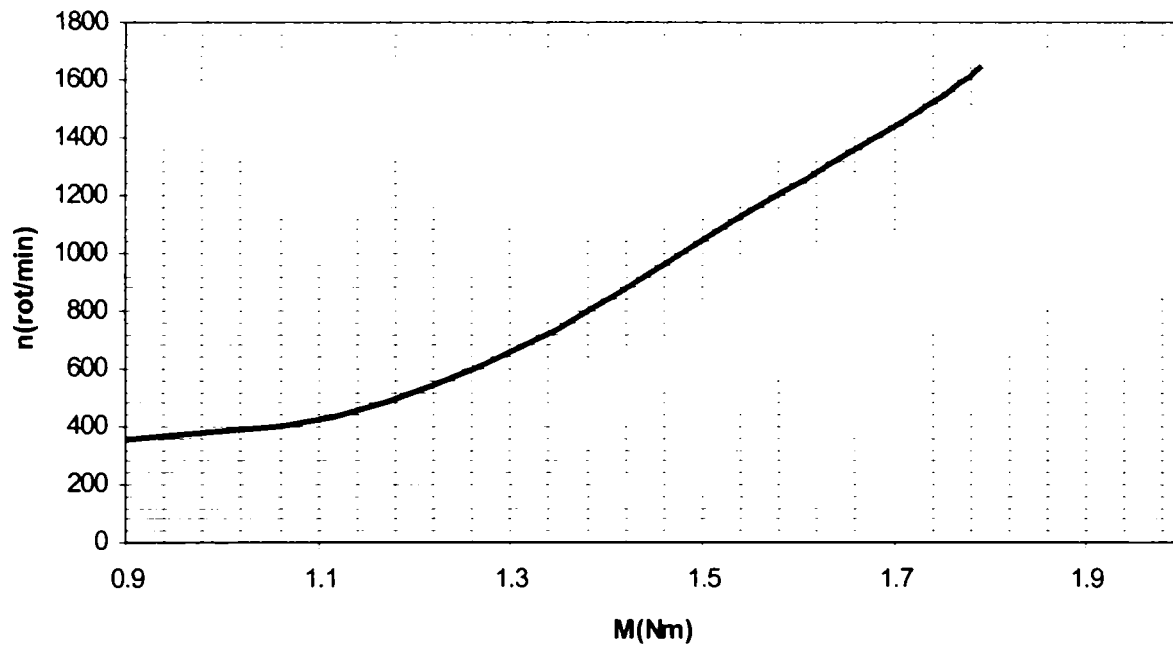


Figura 4.27

Variatia fortei de frinare

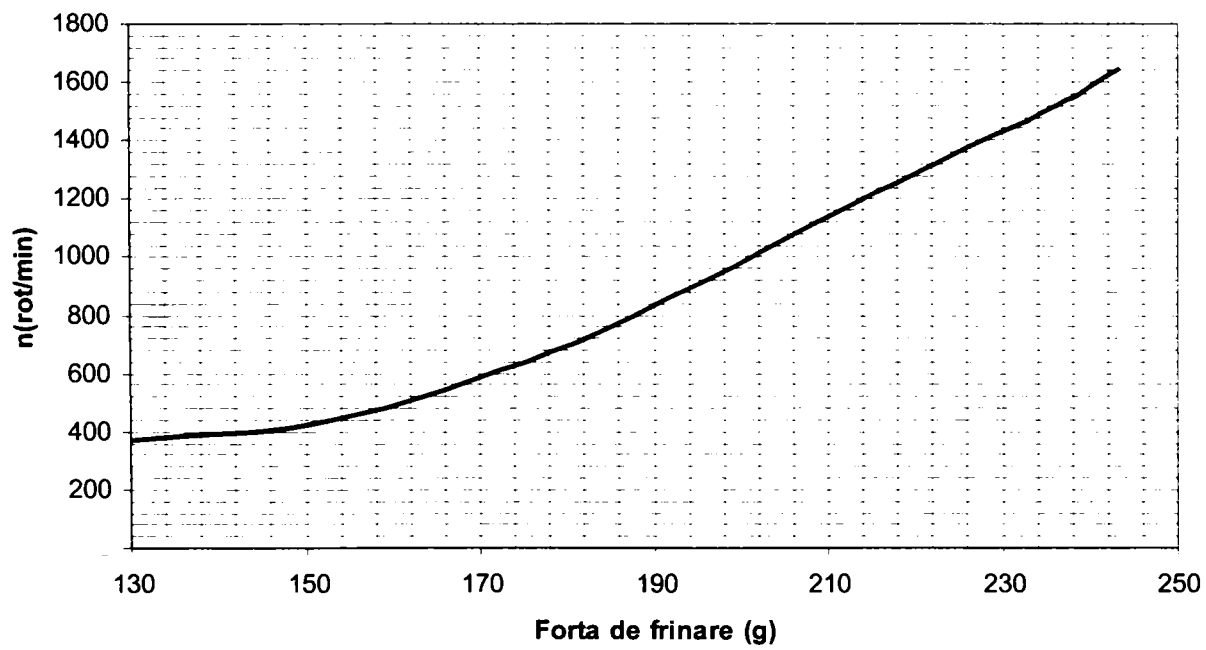


Figura 4.28

Caracteristica de pierderi la turatii scazute

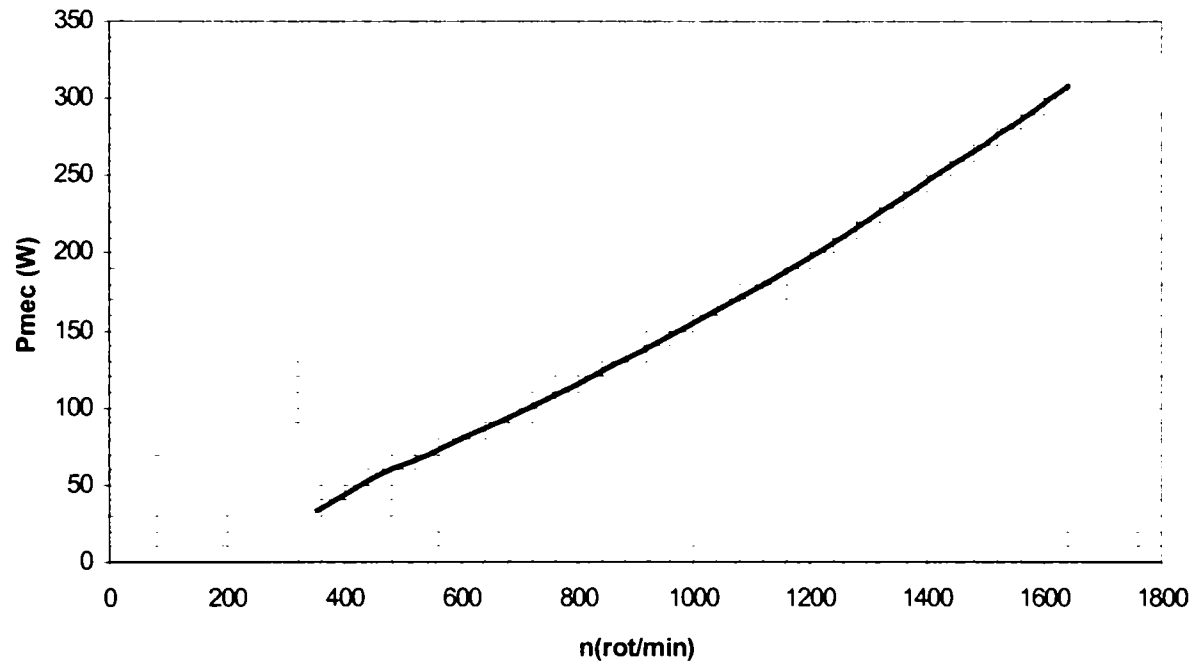


Figura 4.29

Pierderi mecanice la turatii ridicate

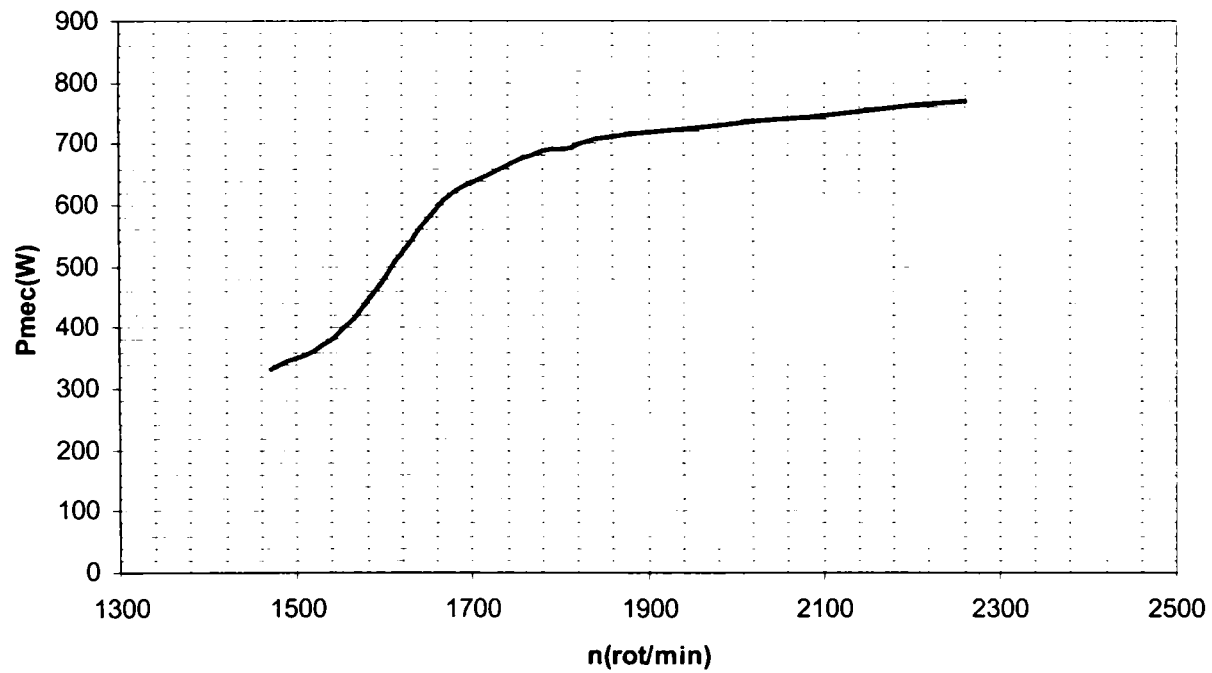


Figura 4.30

După cum se poate constata din aceste grafice, avem posibilitatea de a determina pierderile mecanice la o anumită turație a generatorului

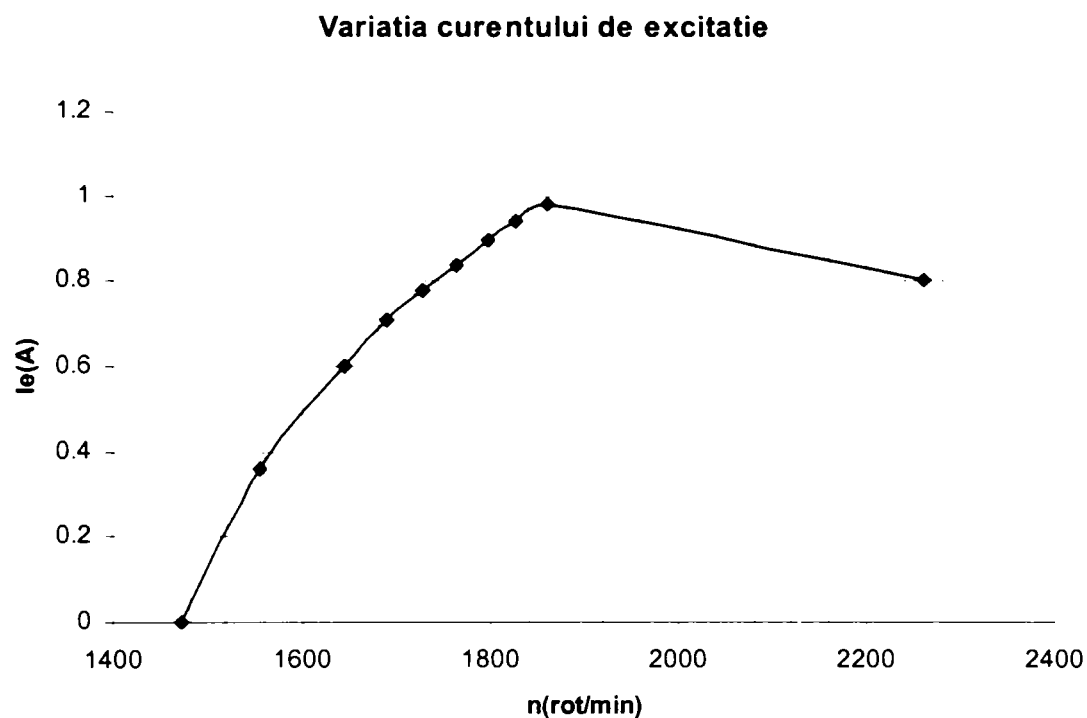


Figura 4.31

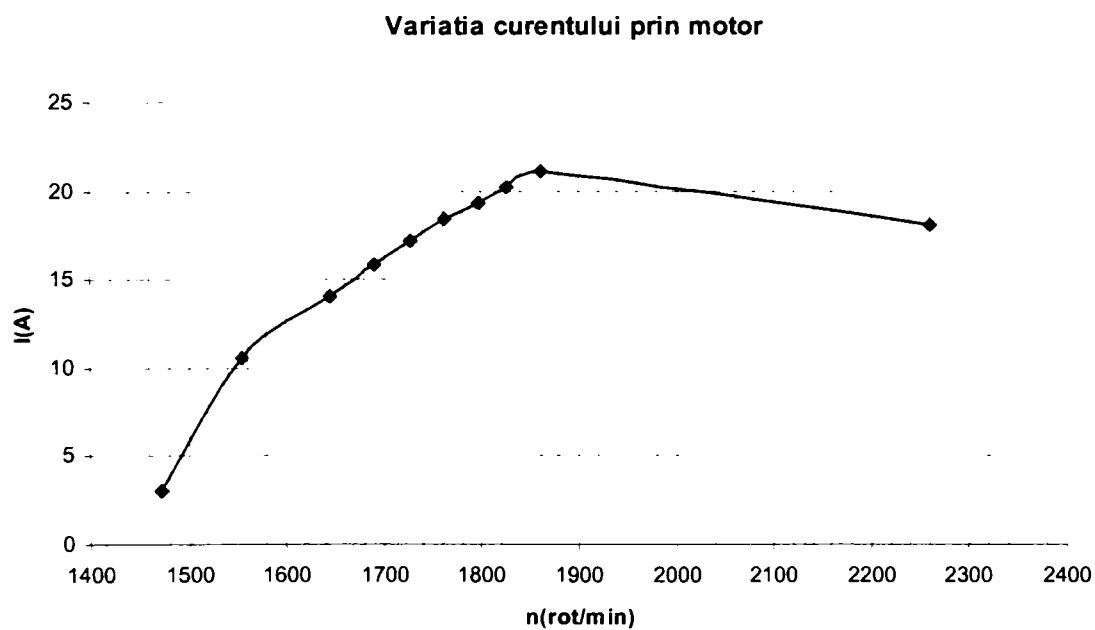


Figura 4.32

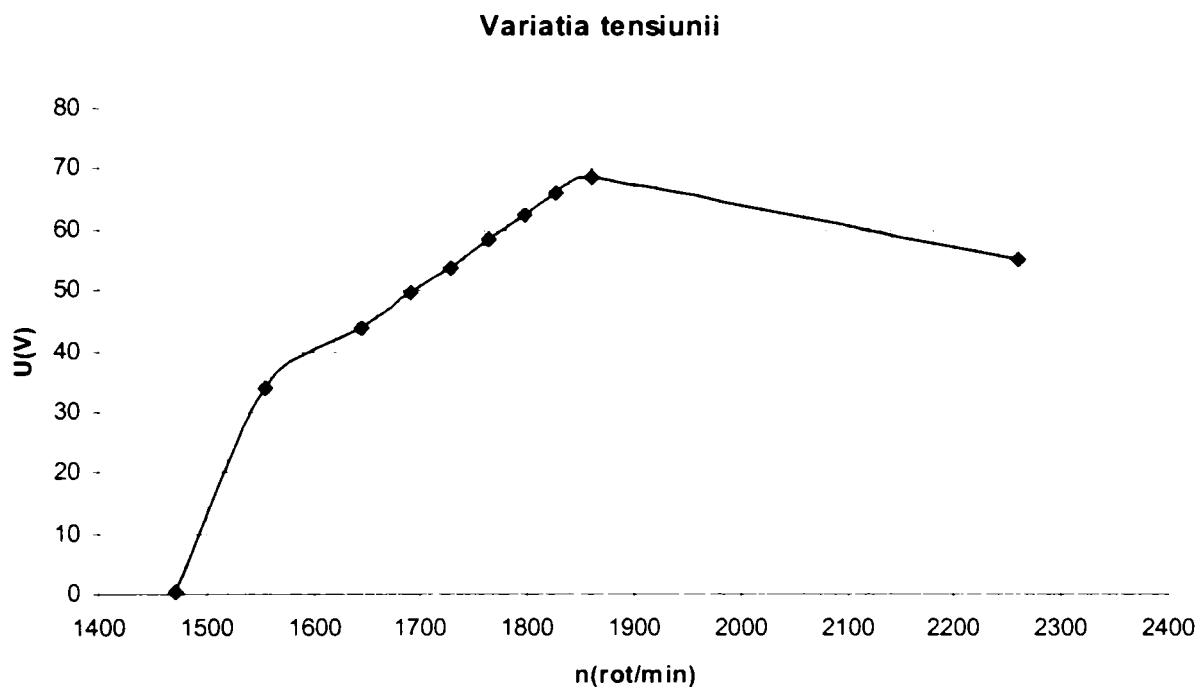


Figura 4.33

Ca și caracteristici ale G.C.C. se mai prezintă variația curentului de excitație funcție de turație, variația curentului prin generator funcție de turație și dependența tensiunii cu turația.

Folosind datele de mai sus, s-a putut stabili o formulă pentru pierderile în generator:

$$f(n, \chi) = y_0 + a \cdot n + b \cdot \chi + c \cdot n^2 + d \cdot \chi^2 \quad (4.5)$$

unde: χ =sarcina

$$y_0 = -399.7544$$

$$a = 0.3746$$

$$b = 0.5123$$

$$c = -3.9922e-5$$

$$d = -1.1733e-4$$

Graficul acestei funcții se prezintă în Figura 4.34:

Determinarea pierderilor in generatorul de curent continuu

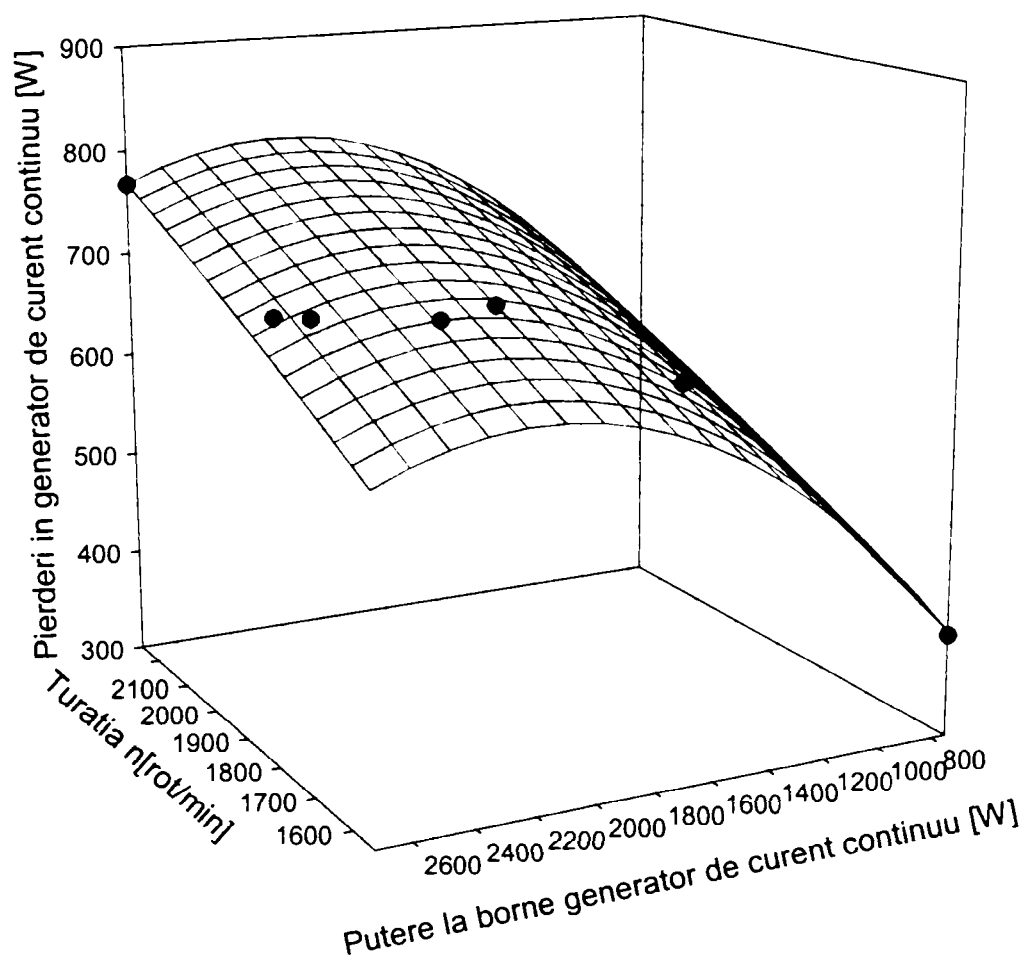


Figura 4.34

n	Putere dezvoltata χ	Pierderi G.C.C.	Valori prezise	Abaterea
1690	1482.13338	630.37338	620.7410667	9.632313
2260	2720.93717	768.29717	768.0513299	0.24584
1860	2647.1613	697.5	692.6942114	4.805789
1840	2547.9216	696.5136	697.8096624	-1.29606
1780	2190.9664	694.2712	699.6197006	-4.3485
1815	1954.7913	694.9073	701.5996843	-4.69238
1762	1354.5066	614.4666	614.0778518	0.388748
1543	747.828837	397.876437	400.6121675	-2.73573

Dupa cum se poate observa din tabelul anterior, valorile prezise sunt foarte apropiate de cele masurate, abaterile fiind mai mici de 2%.

Capitolul 4 prezintă instalația experimentală și metodici utilizate la cercetarea m.a.c. la diferite regimuri.

Standul utilizat este prezentat schematic și prin fotografii color, descriindu-se părțile sale componente, calibrarea instalației de încercare și etalonarea motorului diesel.

Pentru etalonarea mașinii electrice se prezintă metoda folosită în acest scop precum și diagramele privind variația forței de frânare, variația momentului, ambele în raport cu turația. S-a putut astfel determina caracteristica de pierderi la turații scăzute și la turații ridicate. Pe baza rezultatelor experimentale, s-a putut dezvolta o funcție care evaluează pierderile în funcție de turație. Funcția respectivă poate fi folosită la toate mașinile electrice de puteri mici, având în vedere că la această categorie de mașini pierderile în cupru și în fier sunt greu de estimat.

Cap.5 EVALUAREA PRIN CALCUL A PERFORMANȚELOR MOTOARELOR CU APRINDERE PRIN COMPIMARE FUNCȚIONÂND ÎN REGIMURI VARIABLE

Simularea numerică a modului de funcționare a motorului M511 din punct de vedere termogazodinamic s-a realizat pentru cinci regimuri distincte. Pentru calcule s-a utilizat programul DIPROW care permite simularea funcționării unui motor monocilindric prin metoda umplerii și golirii și a legii de degajare a căldurii de tip Vibe de ordinul I, având astfel posibilitatea de a stabili condițiile inițiale din cilindru folosind un ciclu convergent la care parametrii rezultați dintr-un ciclu de calcul reprezintă parametrii de intrare pentru următoarea iterație. Parametrii rezultați la sfârșitul unui ciclu de calcul sunt comparați cu cei care au fost utilizați pentru inițierea respectivului ciclu iar diferența dintre marimile comparate trebuie să fie mai mică decât o valoare prescrisă, caz în care simularea ia sfârșit pentru respectivul regim.

Caracteristicile principale ce definesc geometria motorul diesel M511 sunt următoarele:

Modul de desfășurare a ciclului	4 timpi
Raportul de compresie	17.5
Alezajul	85 mm
Cursa	90 mm
Lungimea bielei	145 mm
Nr. supape de admisiune	1
Nr. supape de evacuare	1

Pentru calibrarea programului de calcul cu motorul s-a ales unul din regimurile dererminale experimental. S-au realizat apoi rulări succesive modificând mărimile estimate până când rezultate marimilor calculate s-au suprapus peste cele măsurate. După calibrare s-au efectuat calculele pentru celelalte regimuri.

Ca date de ieșire se obțin cinci fișiere. În ordine, primul fișier conține datele de intrare, al doilea caracterizează sistemul de

injecție, următorul modificările termogazodinamice ale gazului din cilindru, penultimul variațiile parametrilor din rezervoarele de admisiune respectiv de evacuare iar al cincilea se referă la cantitățile de combustibil injectat.

Pentru a obține o finețe suficientă a rezultatelor, s-a determinat momentul de inerție a sistemului motor-consumator.

În continuare, se vor prezenta sub forma unor variații grafice principalele parametri de definesc funcționarea motorului, pentru cinci regimuri de turație și încărcare.

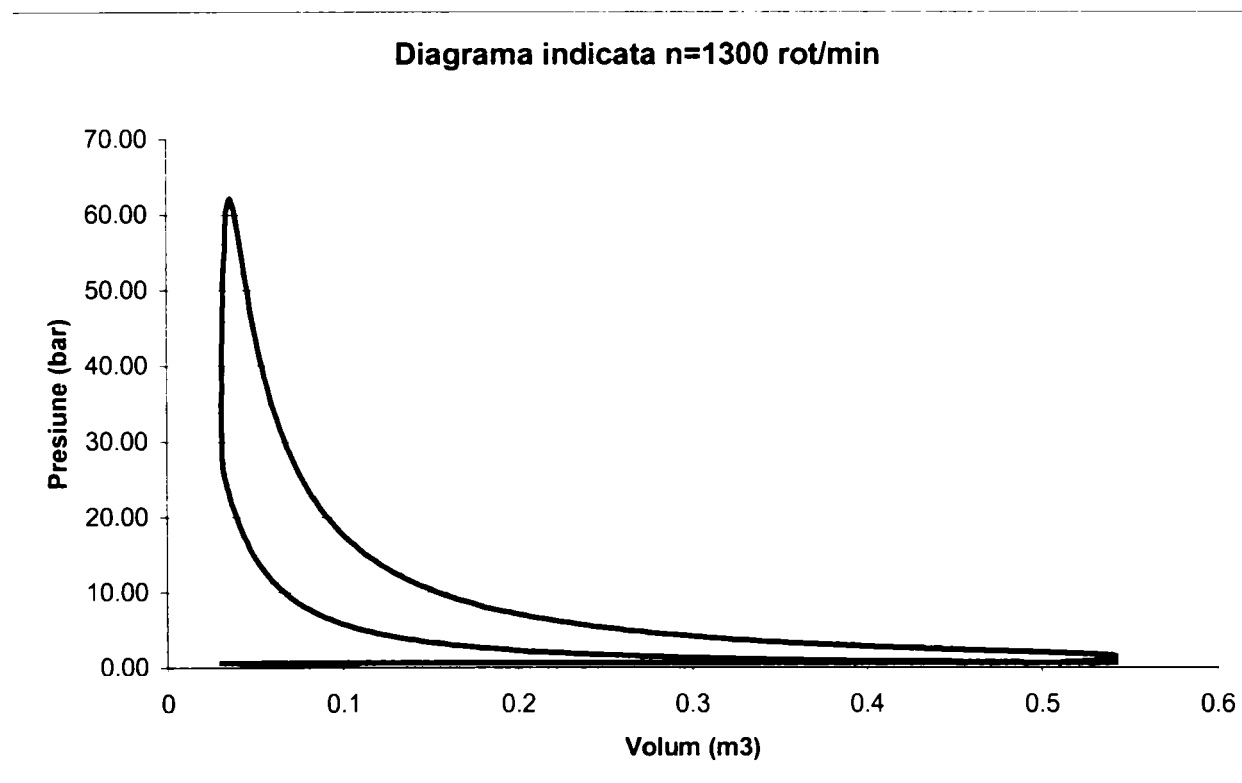


Figura 5.1

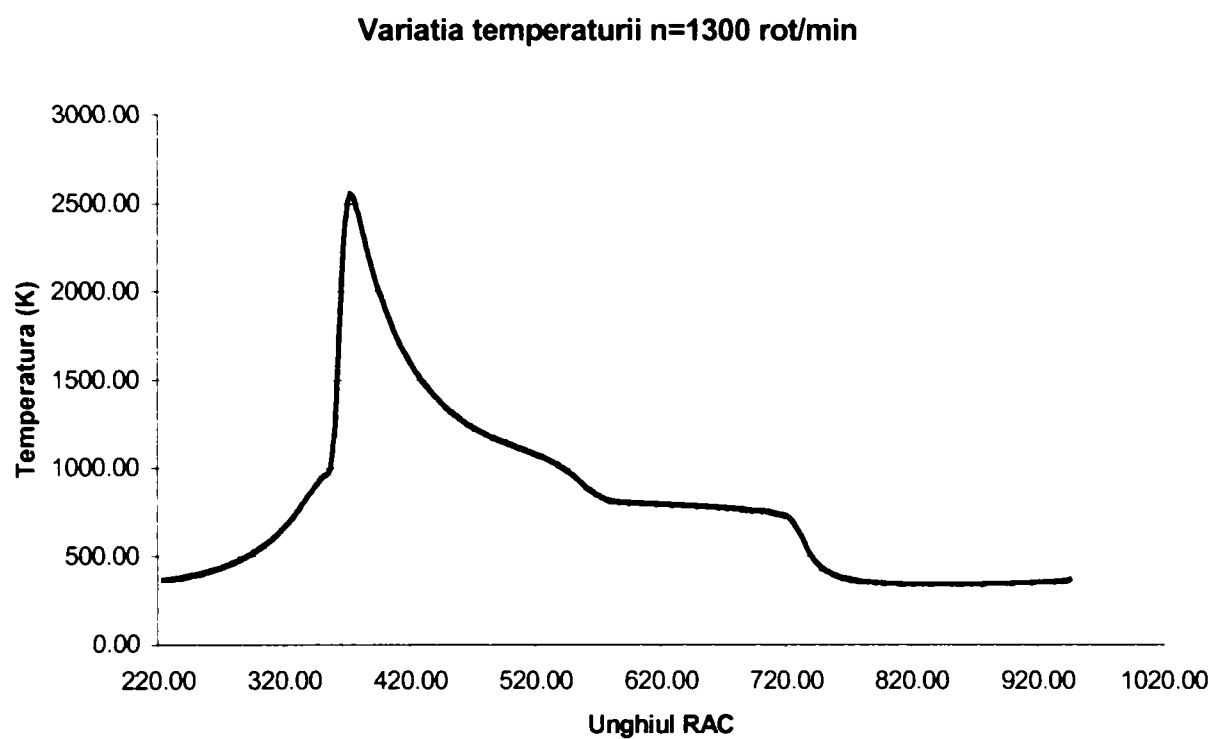


Figura 5.2

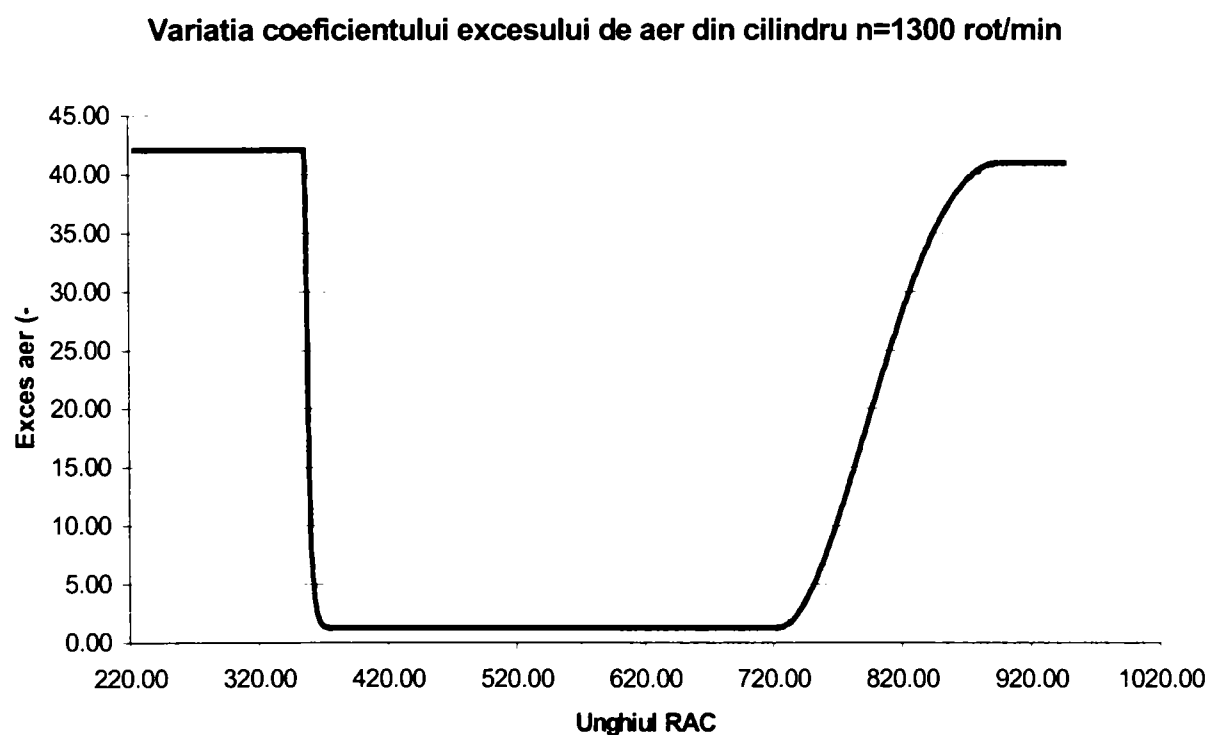


Figura 5.3

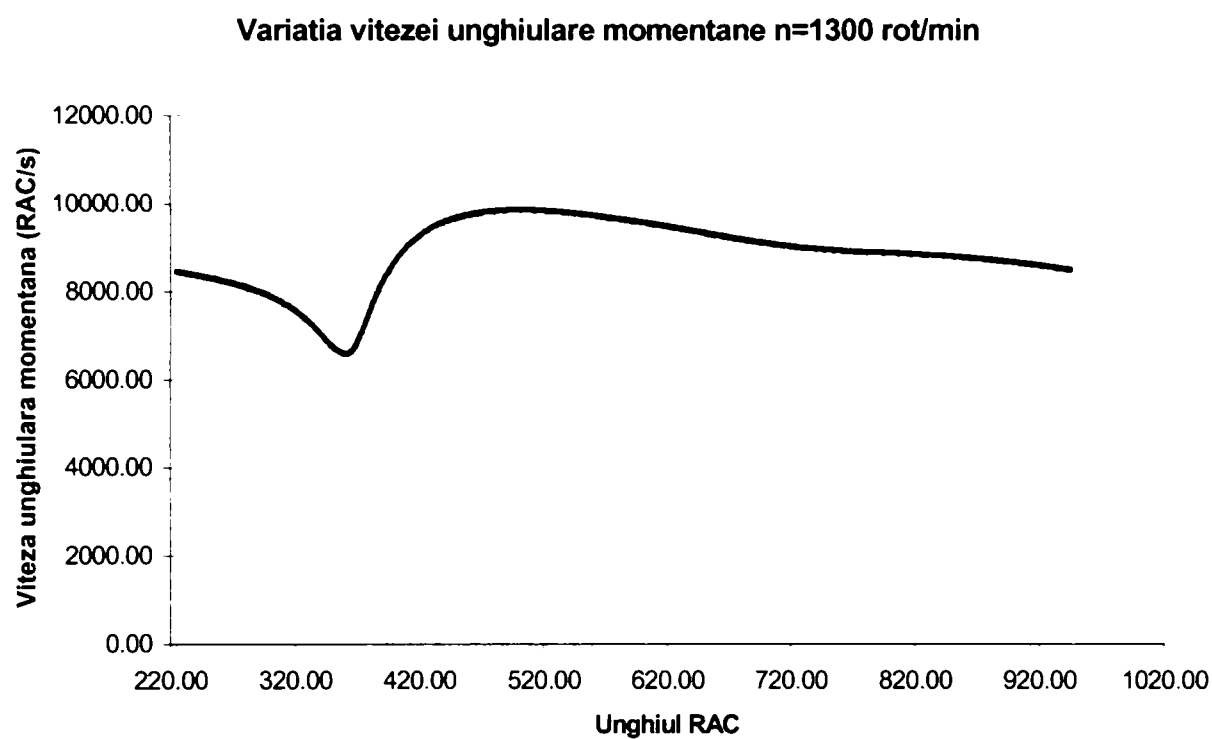


Figura 5.4

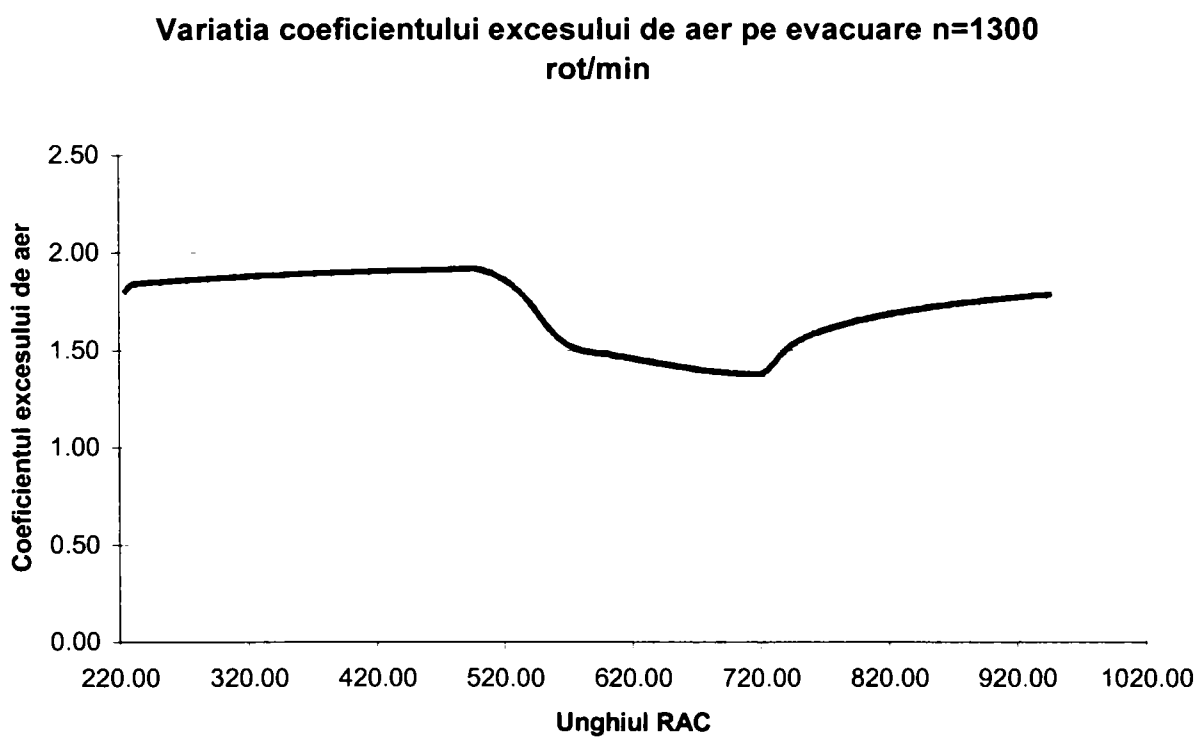


Figura 5.5

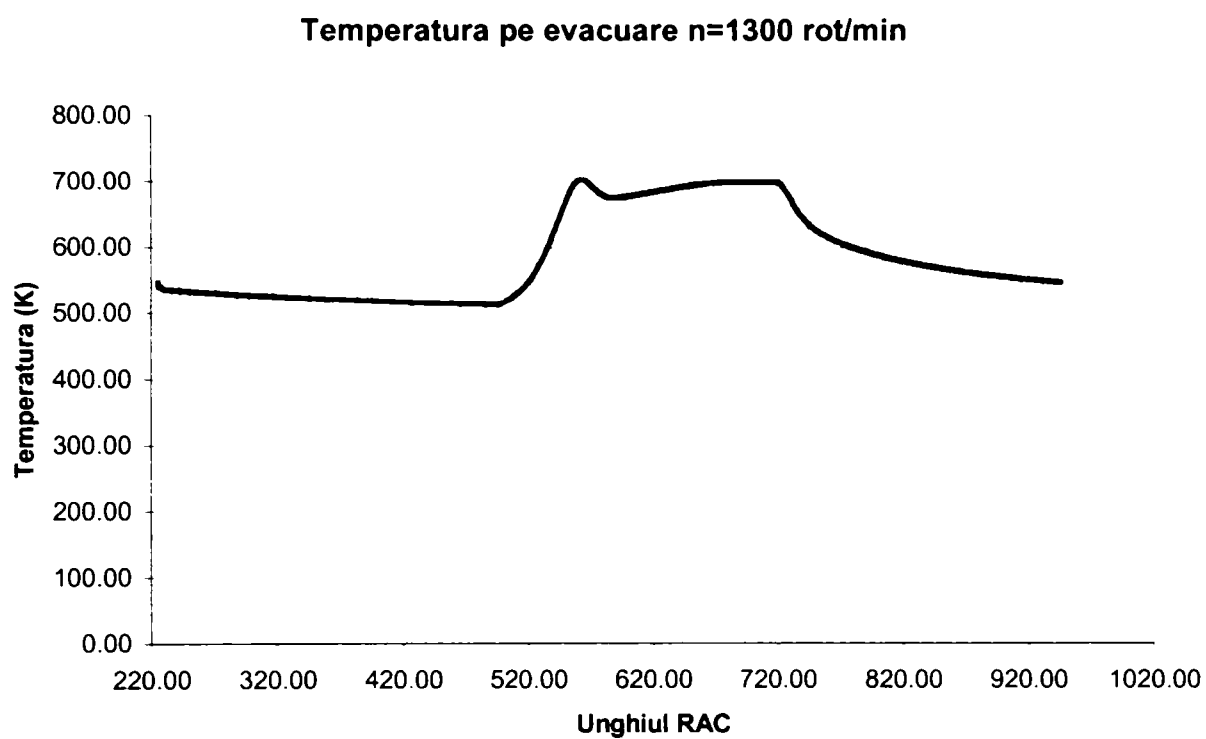


Figura 5.6

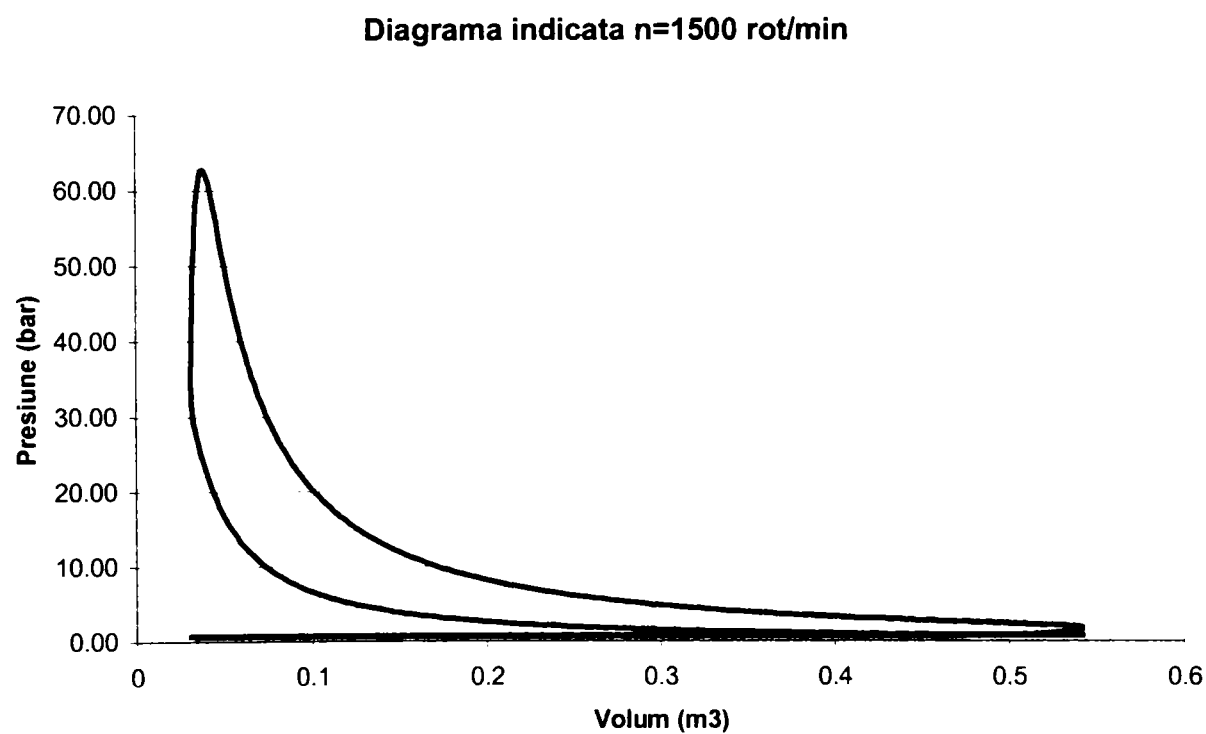


Figura 5.7

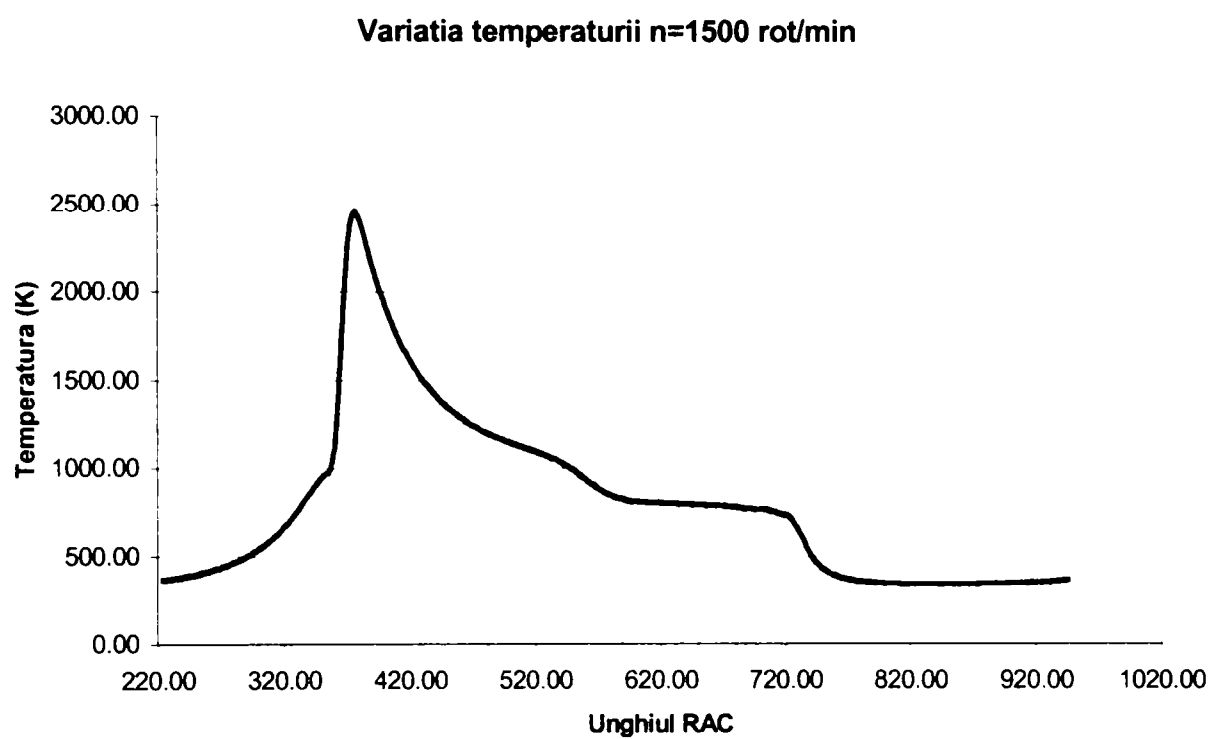


Figura 5.8

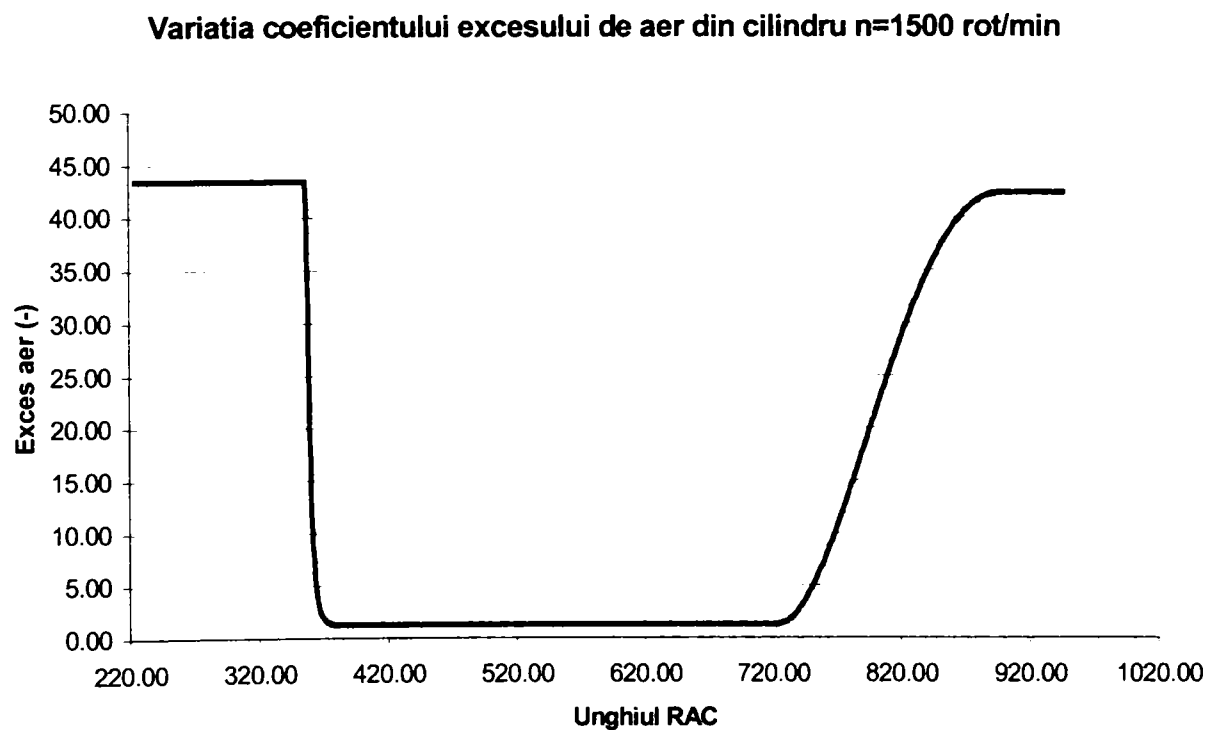


Figura 5.9

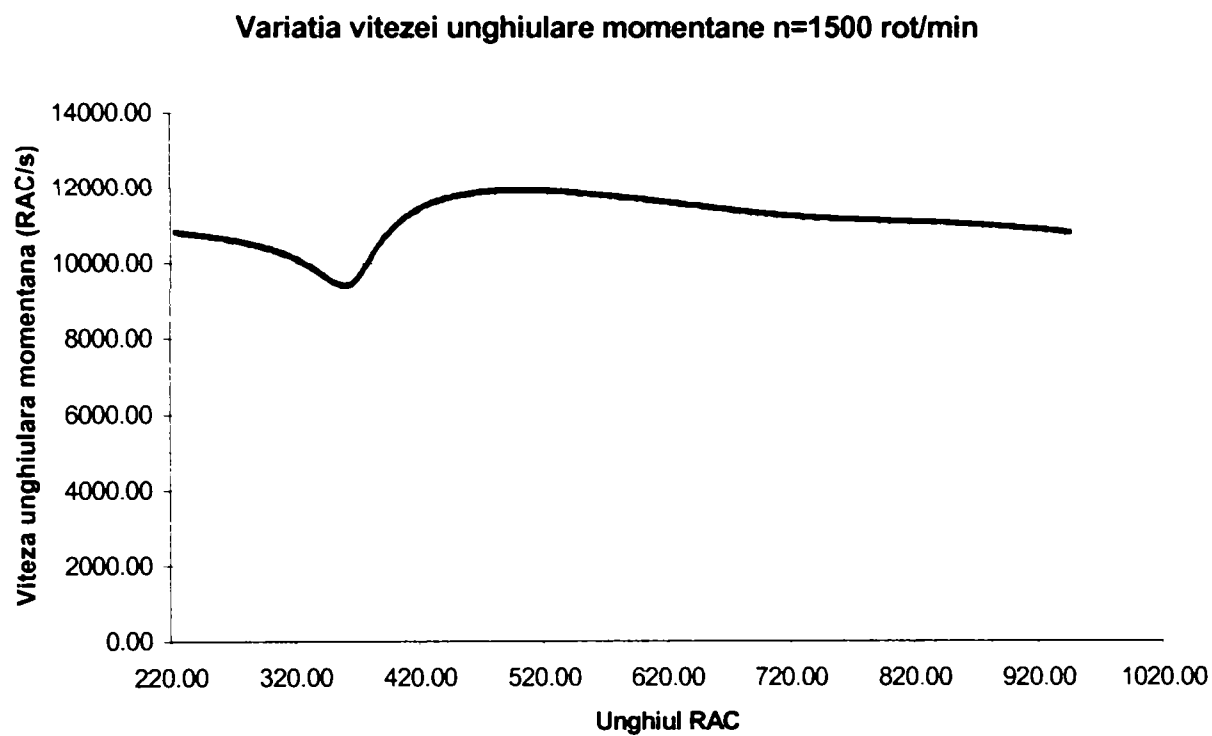


Figura 5.10

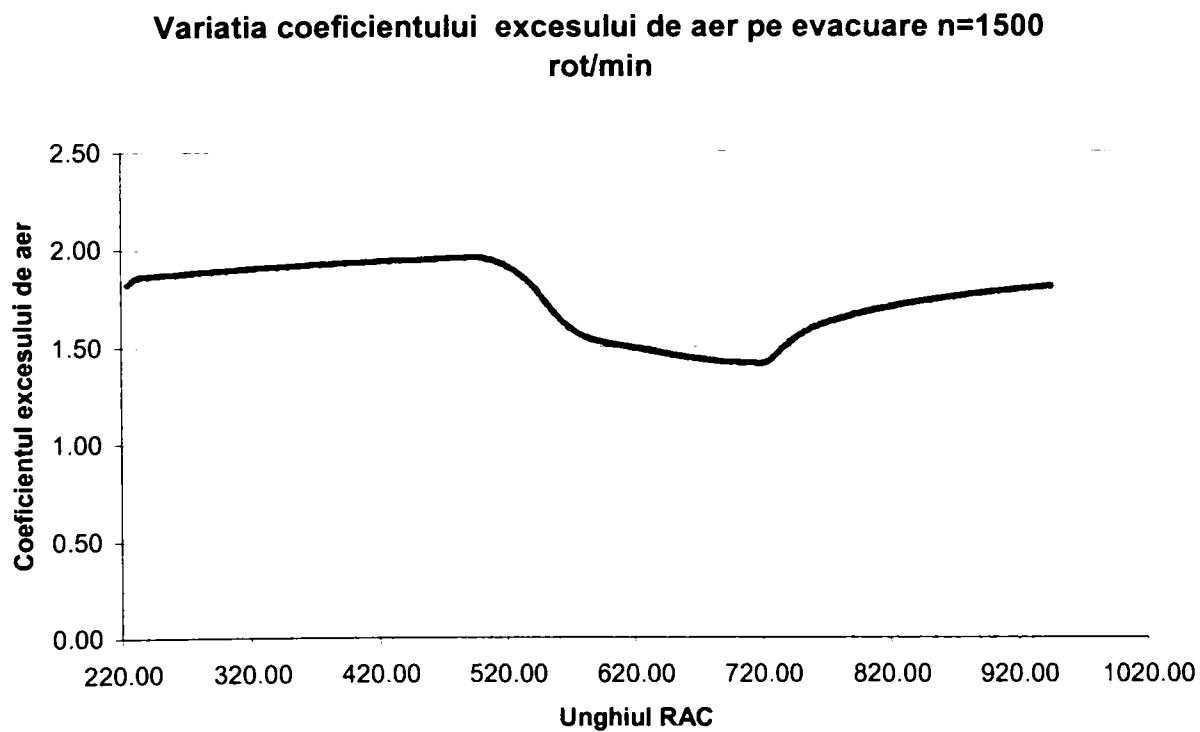


Figura 5.11

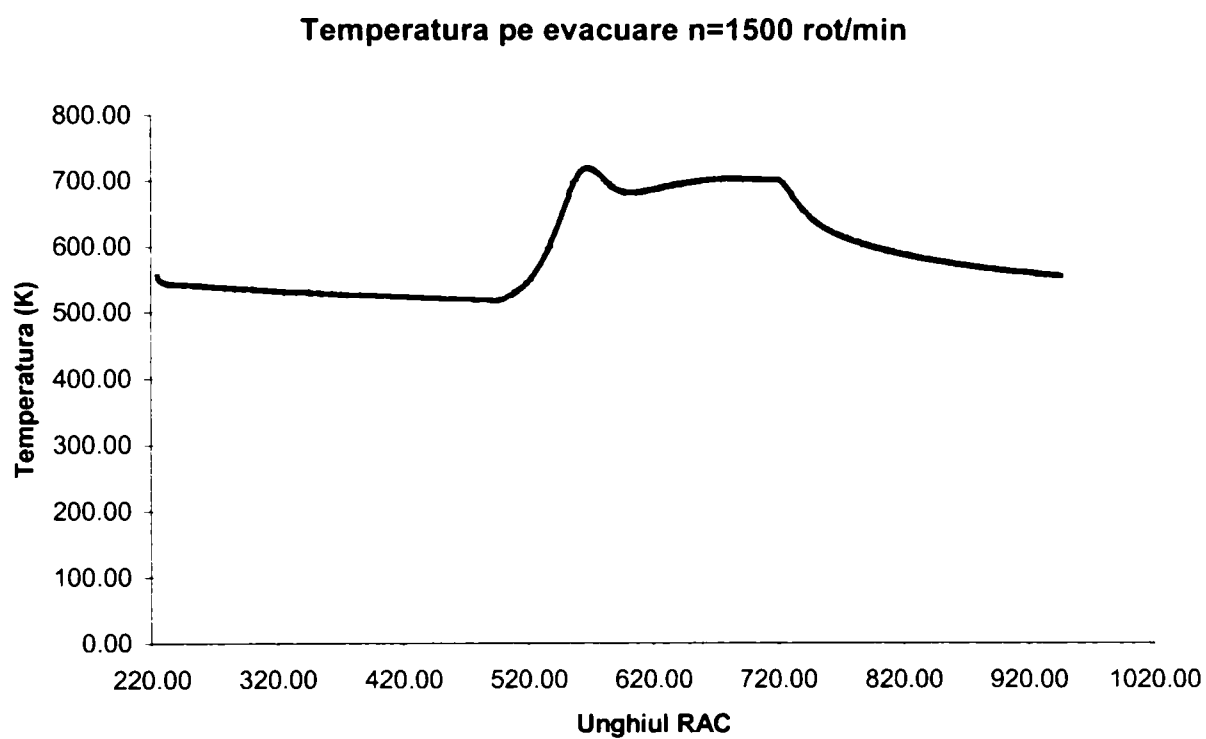


Figura 5.12

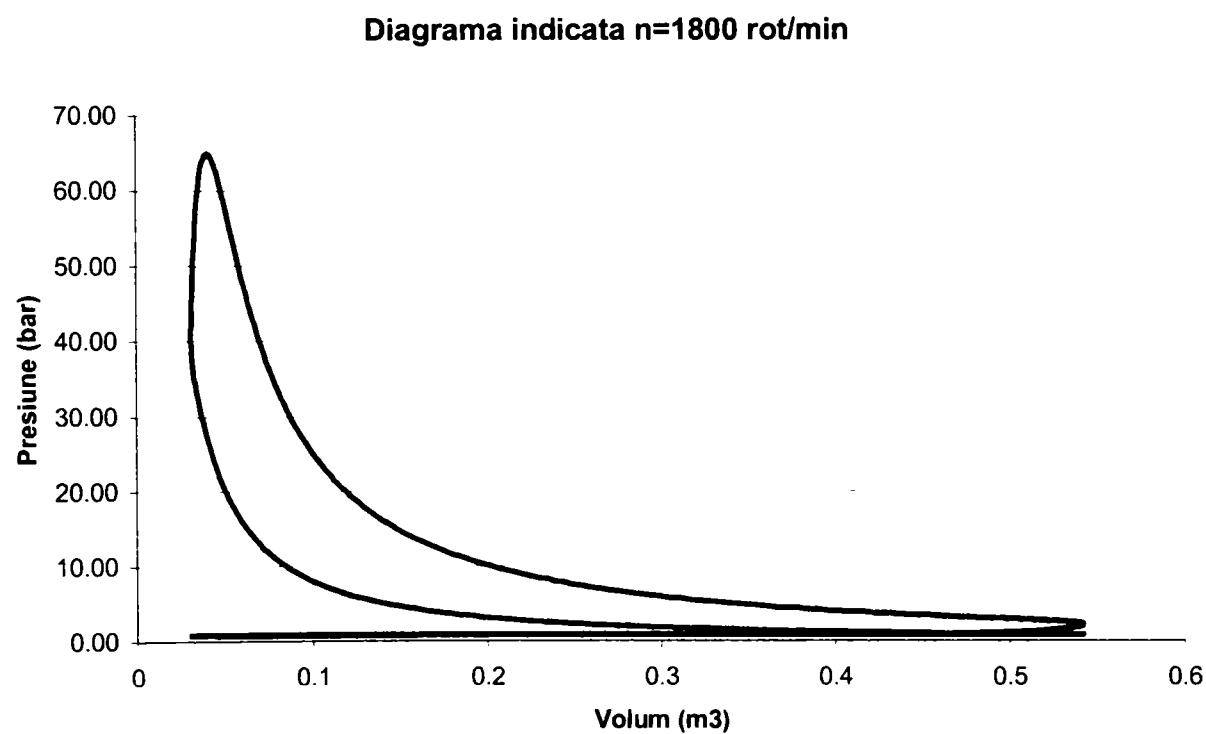


Figura 5.13

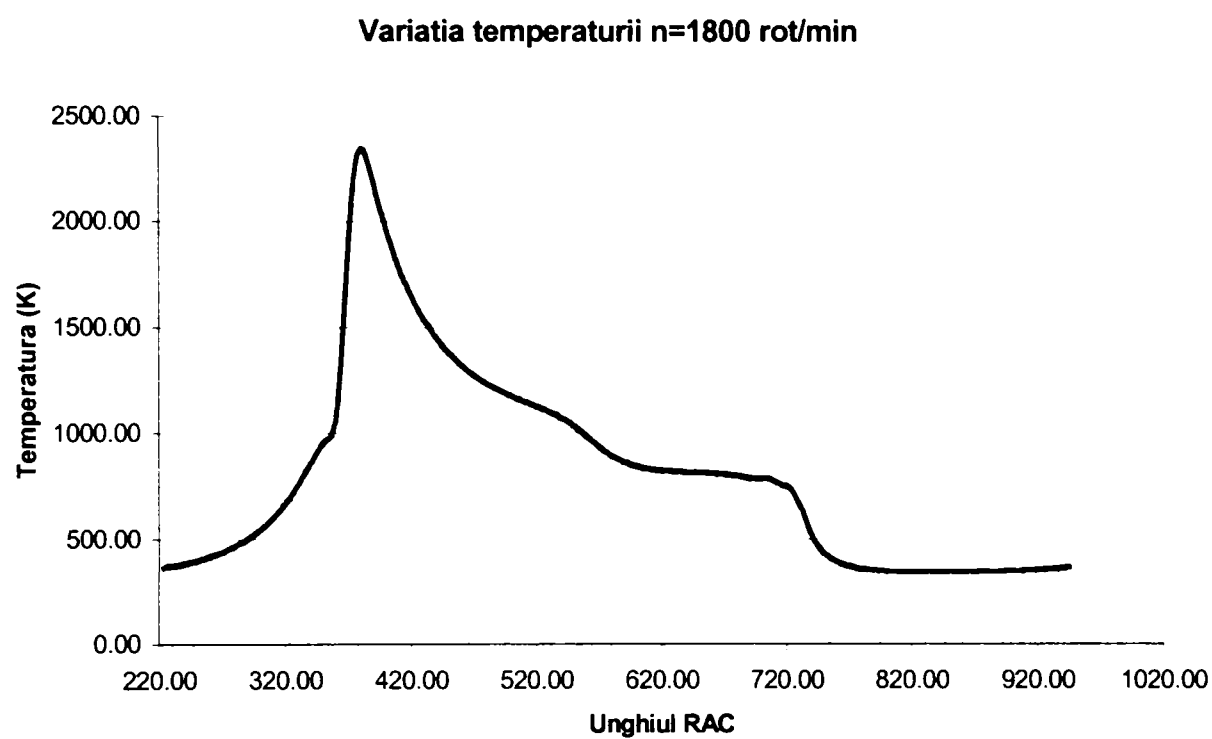


Figura 5.14

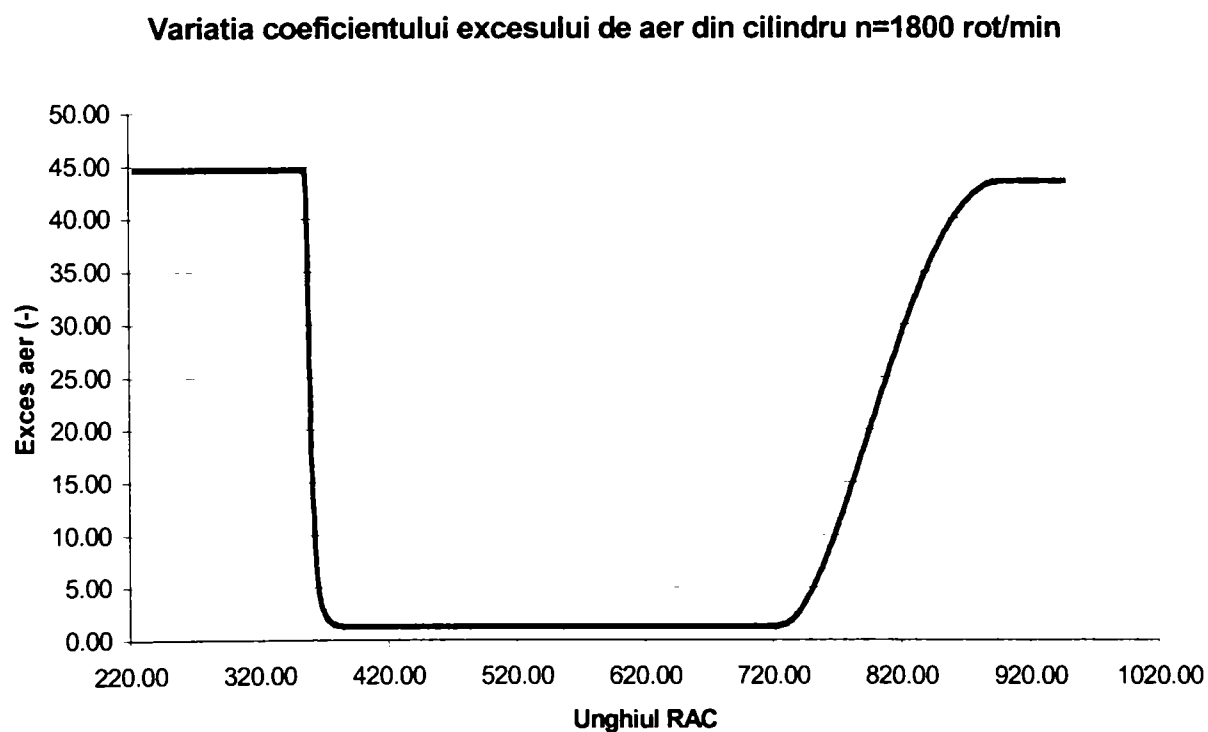


Figura 5.15

Variatia vitezei unghiulare momentane $n=1800$ rot/min

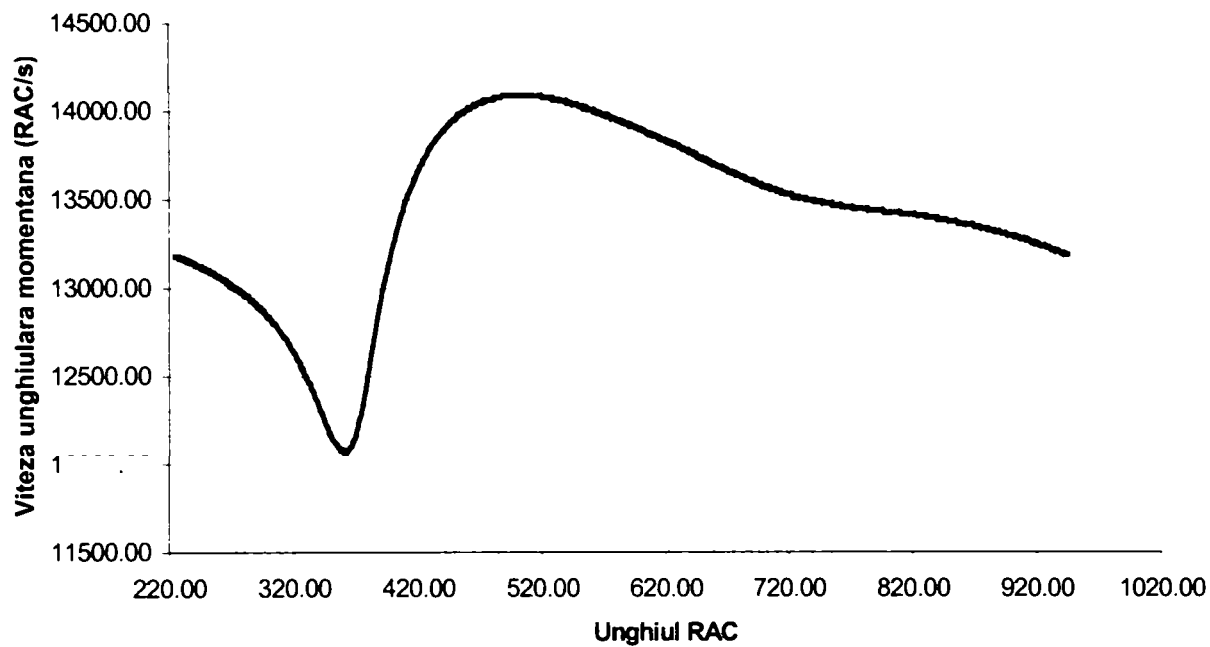


Figura 5.16

Variatia coeficientului excesului de aer pe evacuare $n=1800$ rot/min

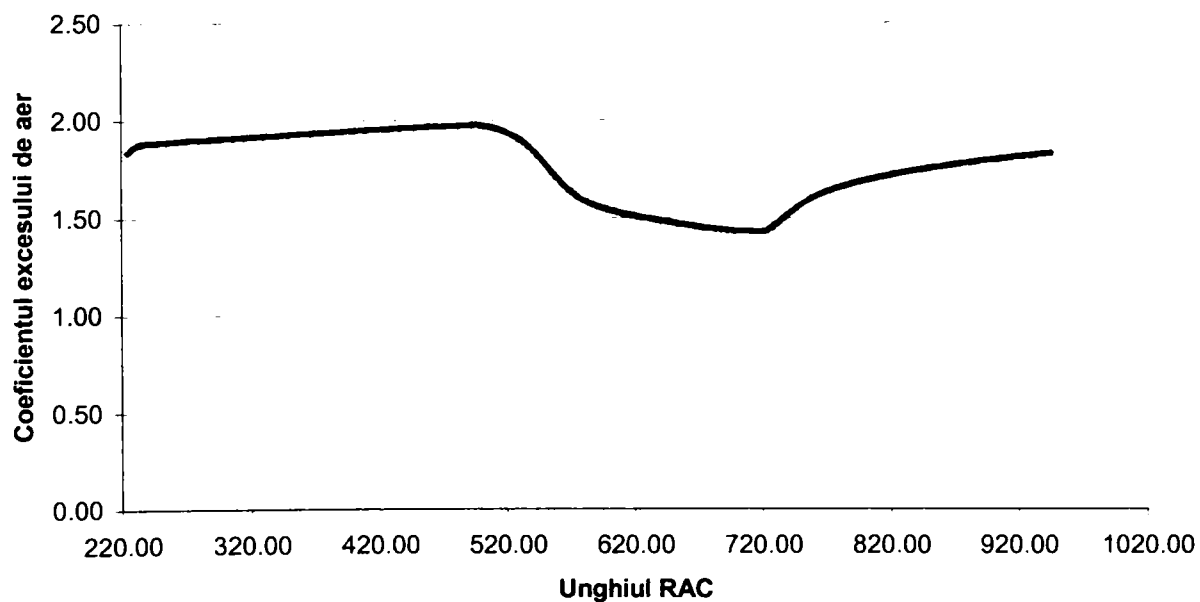


Figura 5.17

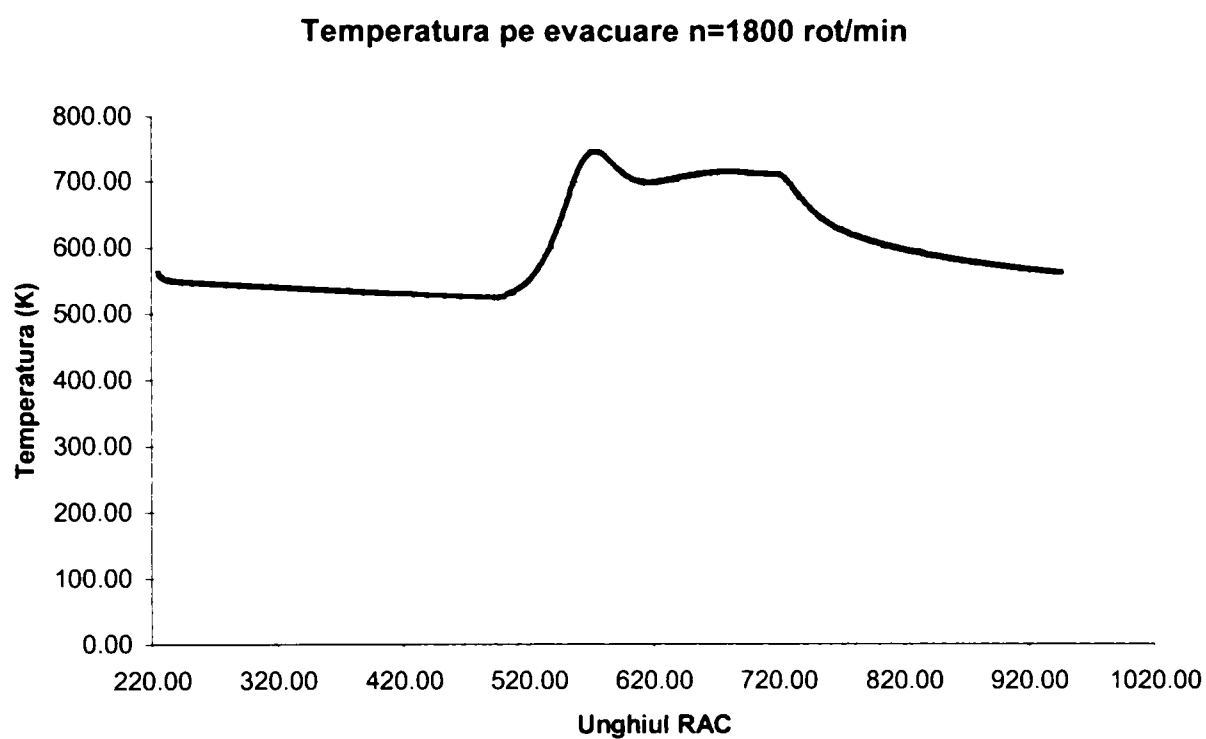


Figura 5.18

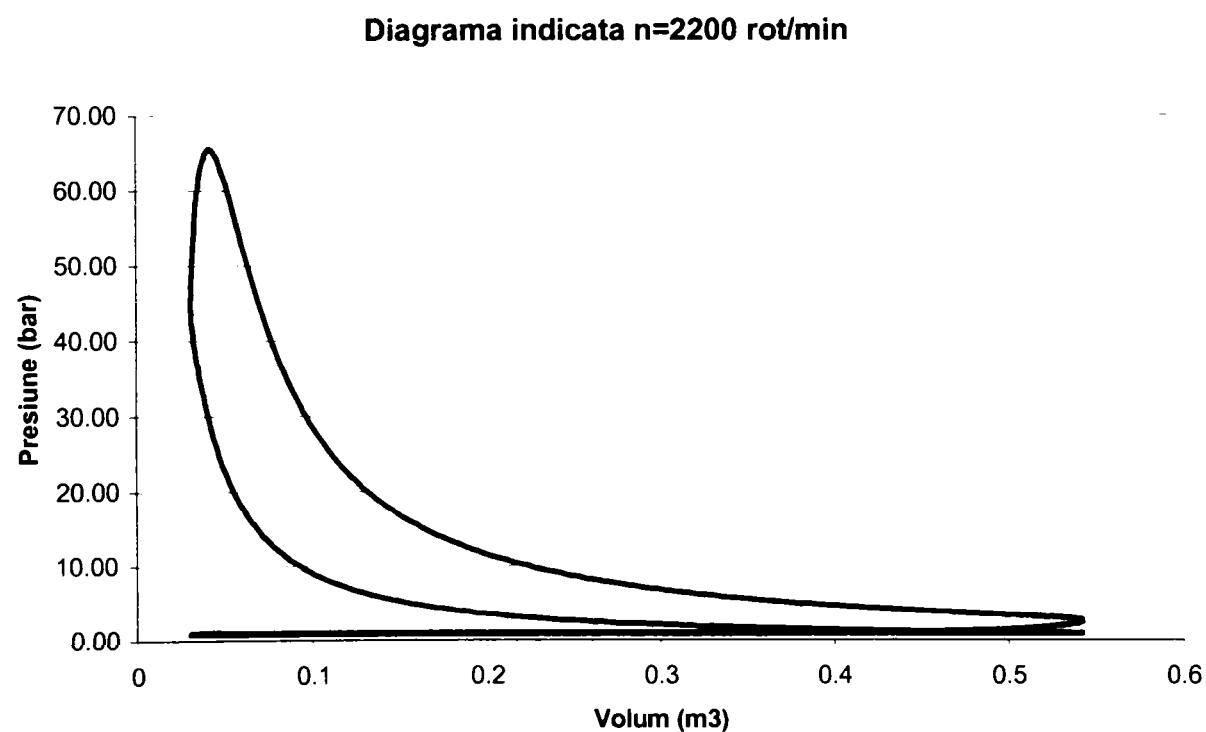


Figura 5.19

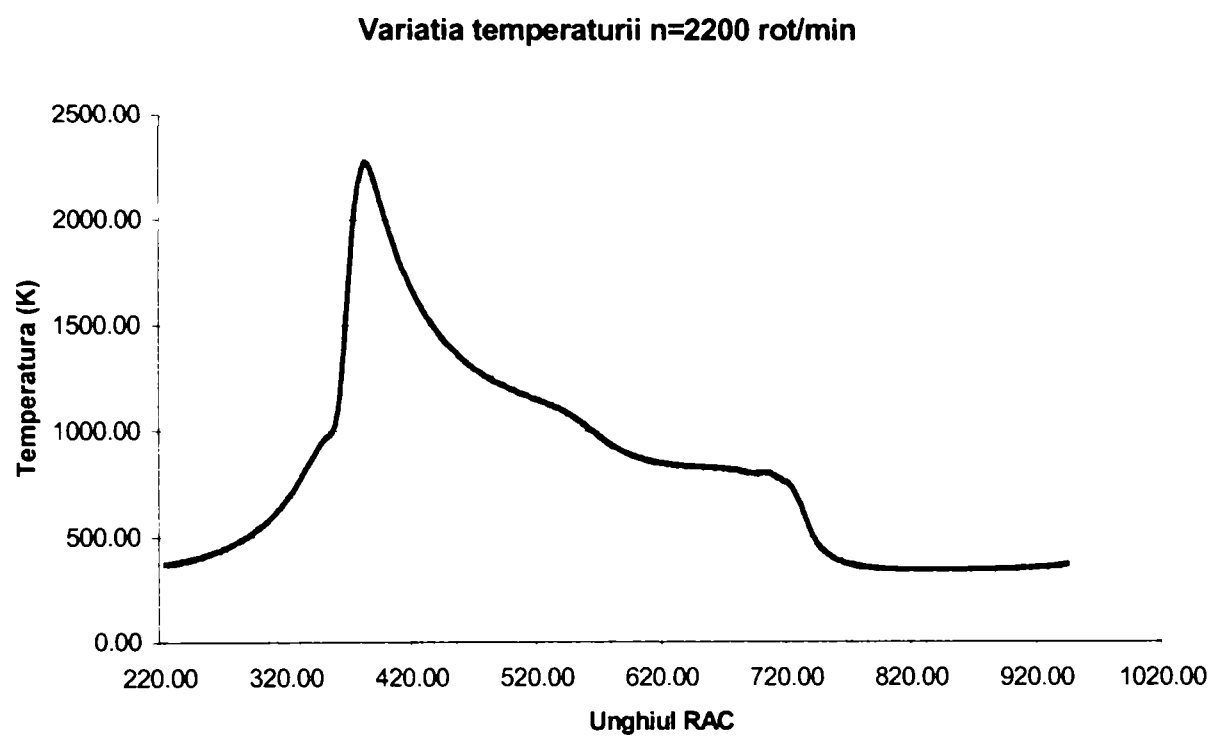


Figura 5.20

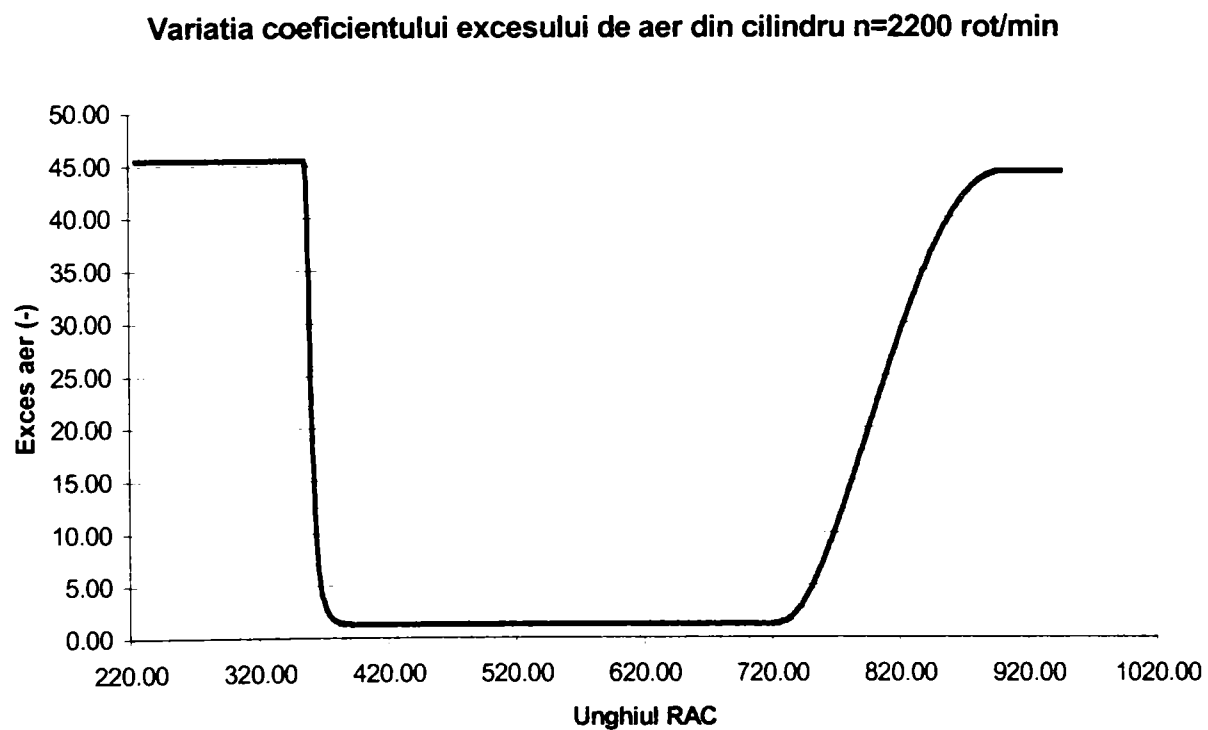


Figura 5.21

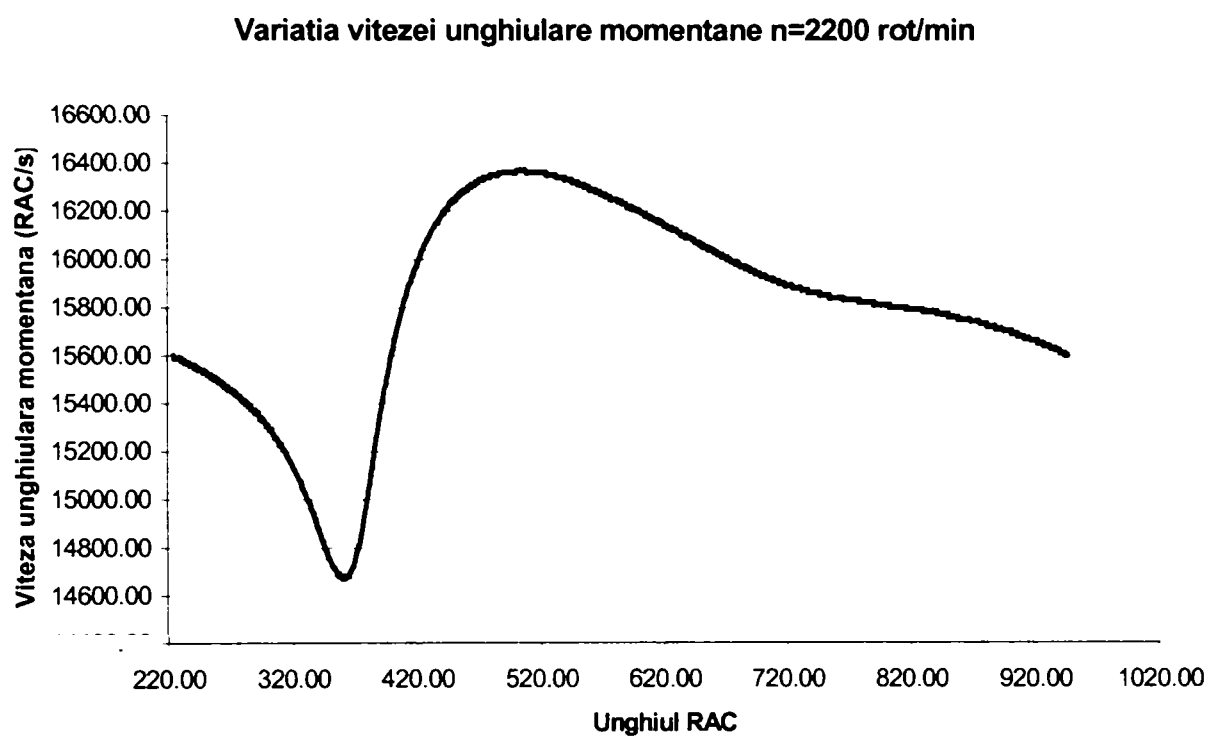


Figura 5.22

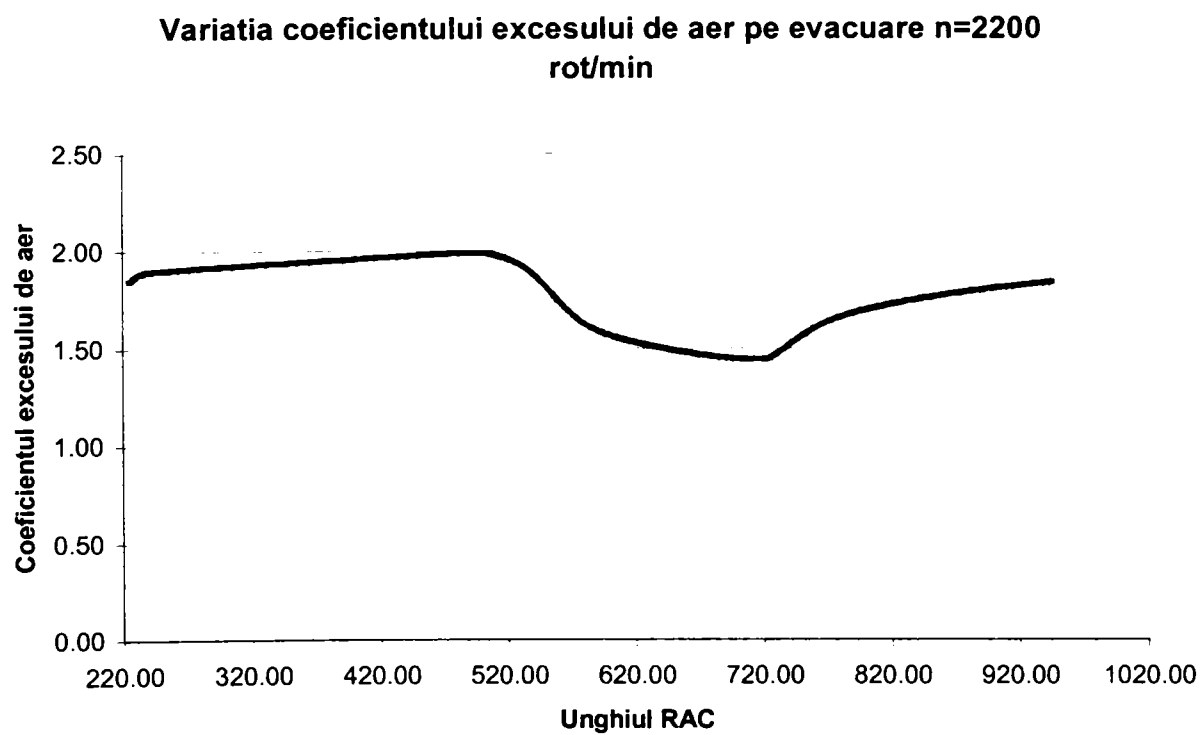


Figura 5.23

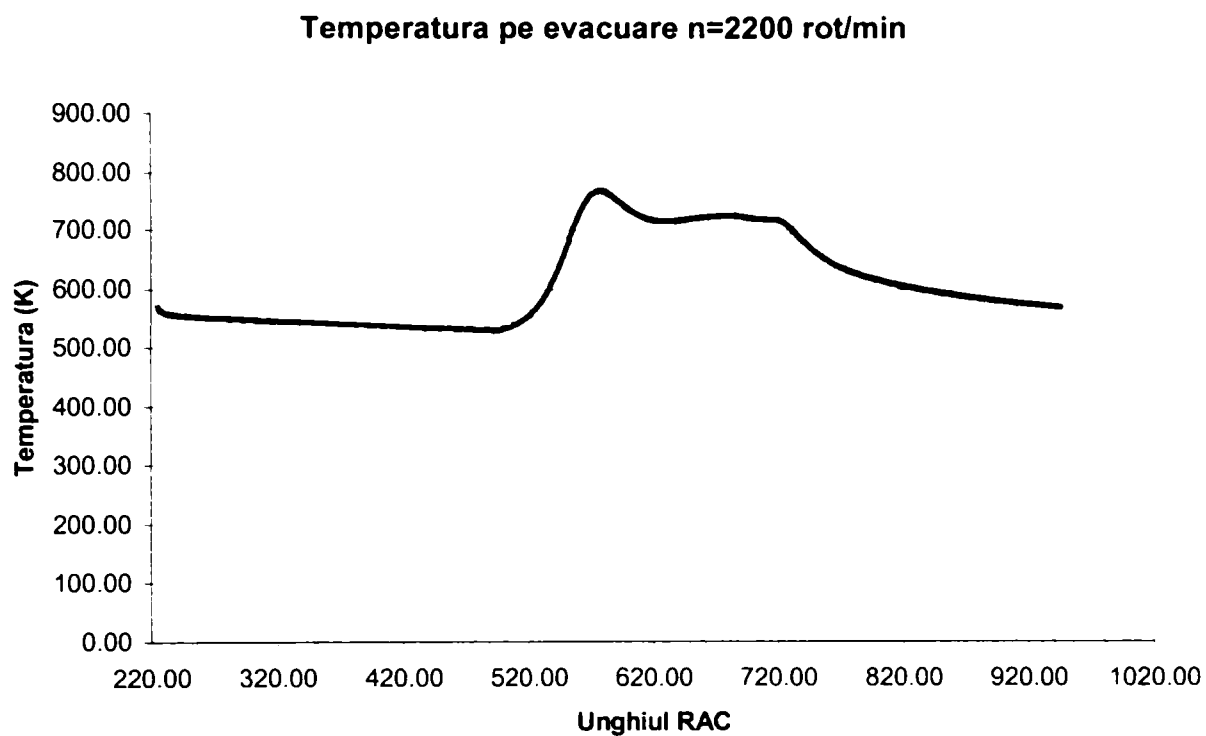


Figura 5.24

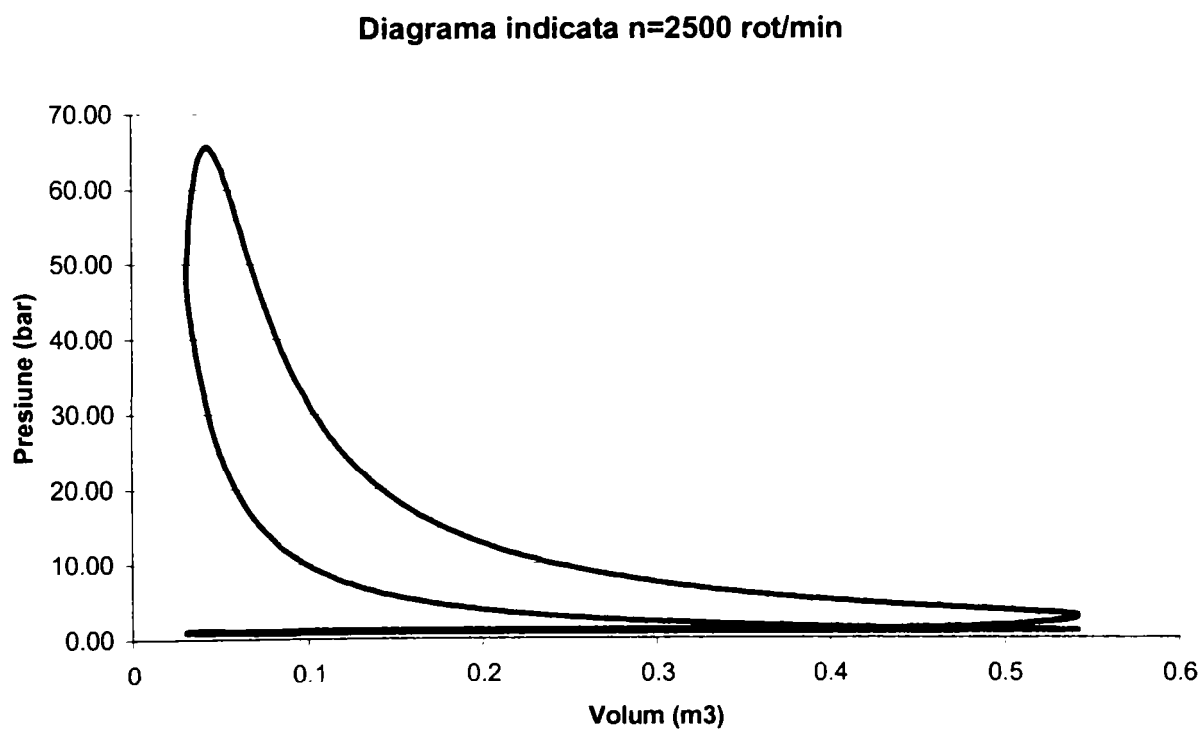


Figura 5.25

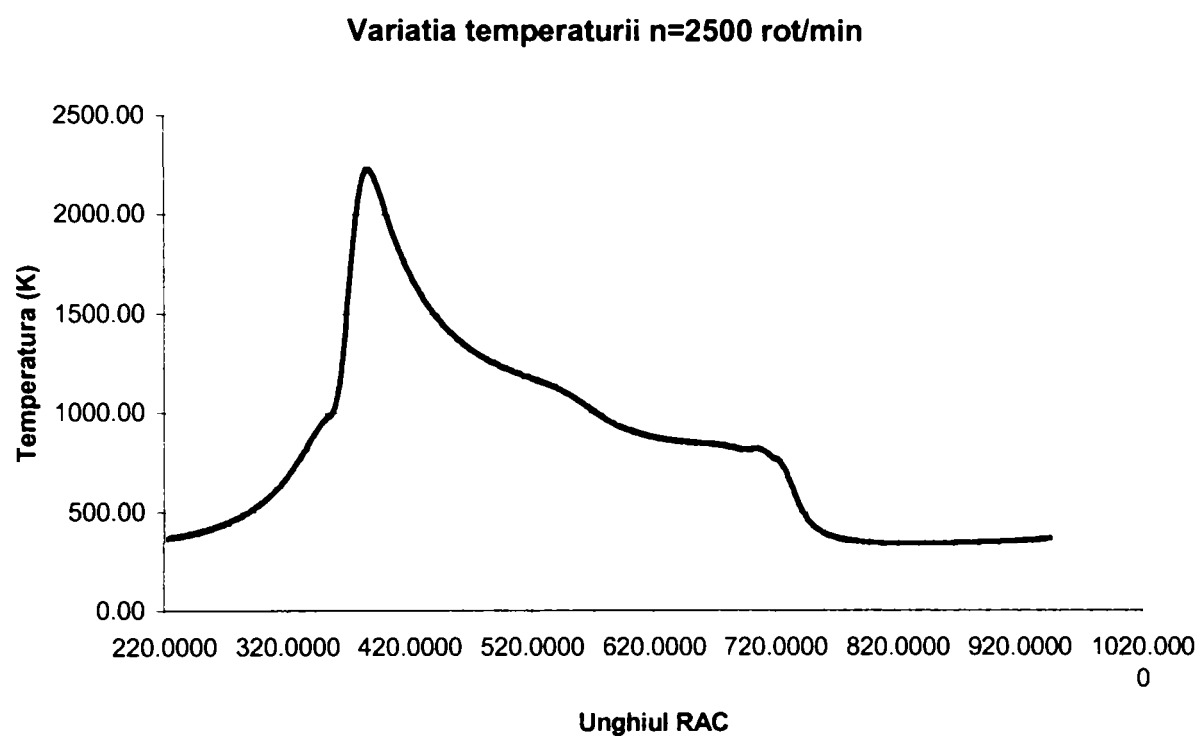


Figura 5.26

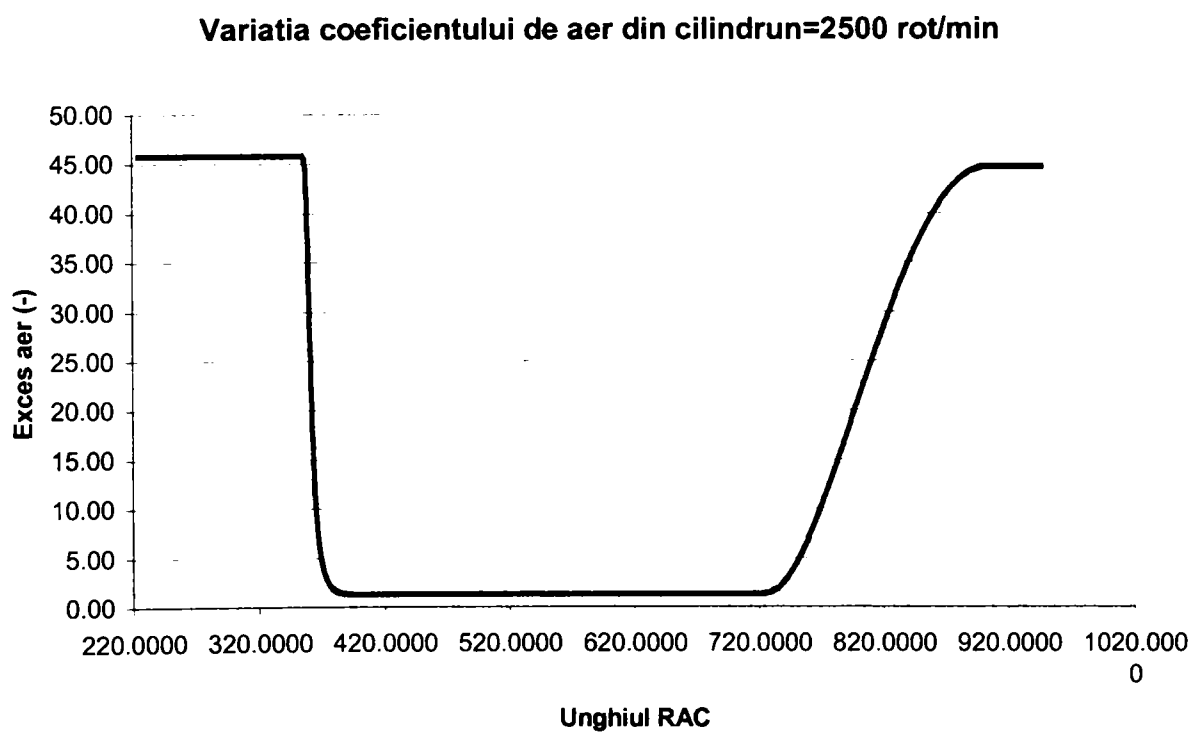


Figura 5.27

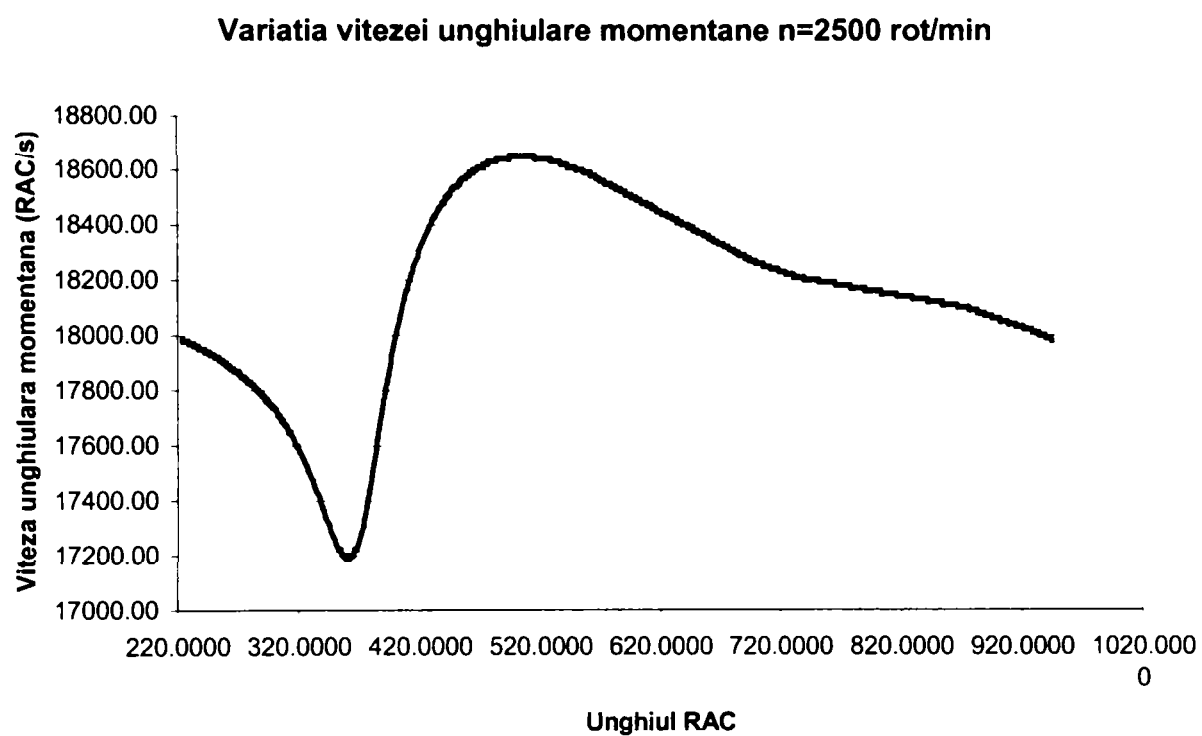


Figura 5.28

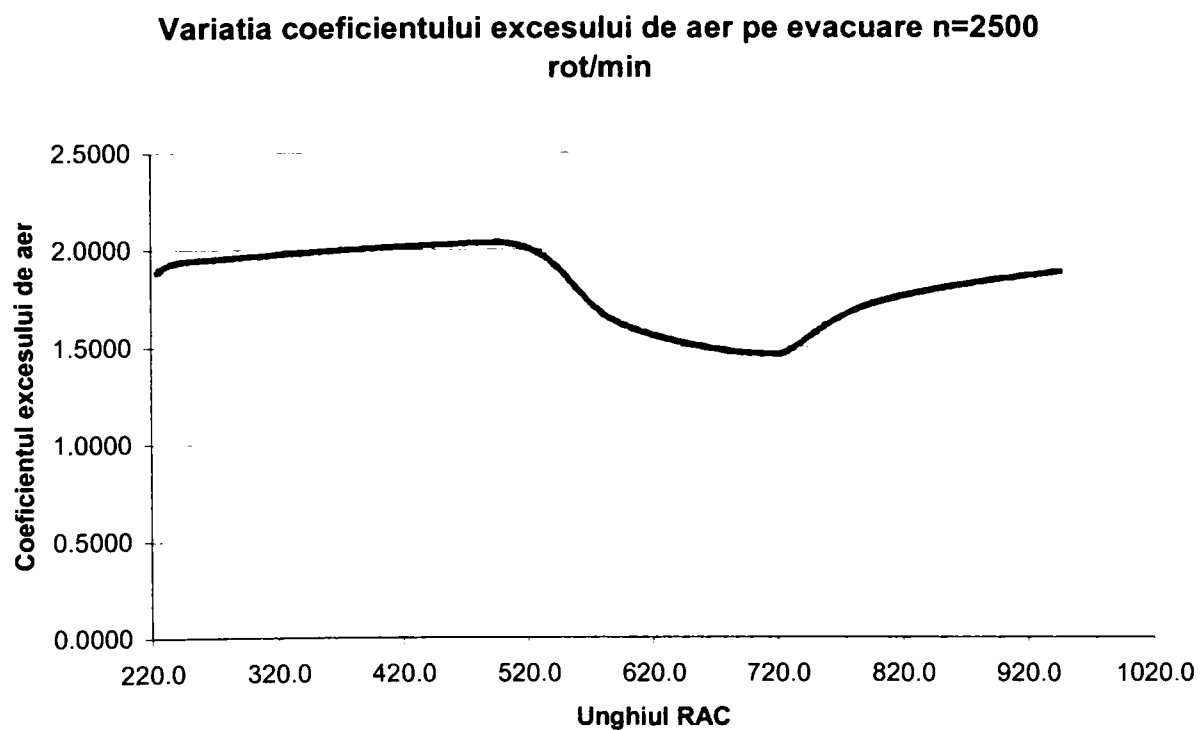


Figura 5.29

Temperatura pe evacuare n=2500 rot/min

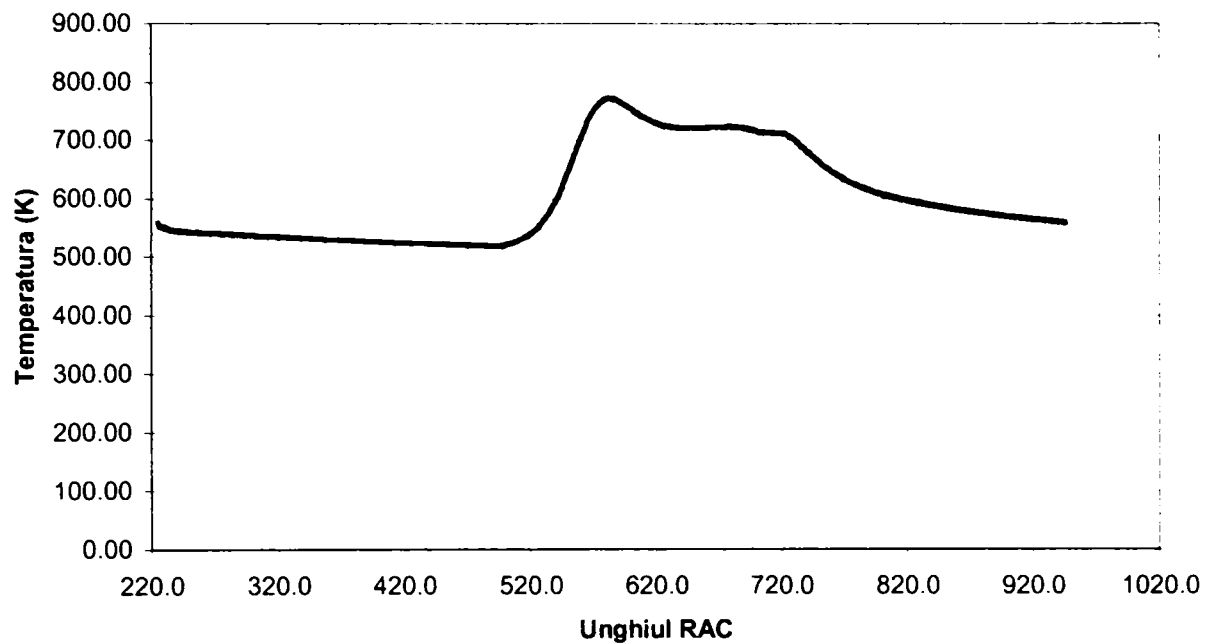


Figura 5.30

Reprezentările grafice următoare (Figurile 5.31...5.34) prezintă câteva caracteristici calculate ale motorului funcție de variația turației:

Variația puterii indicate

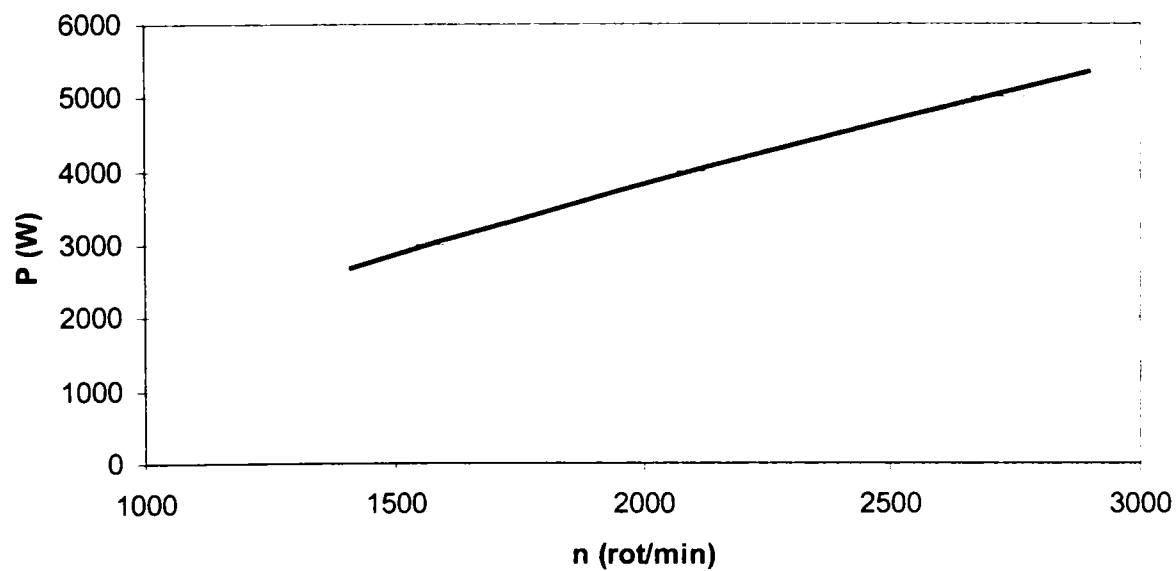


Figura 5.31

Variatia pierderilor prin frecare

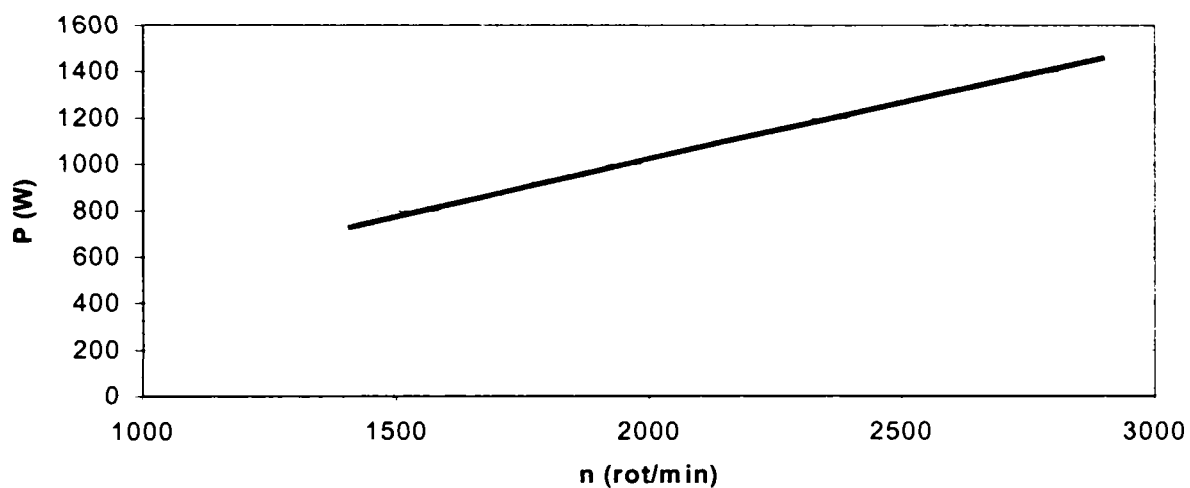


Figura 5.32

Variatia puterii efective

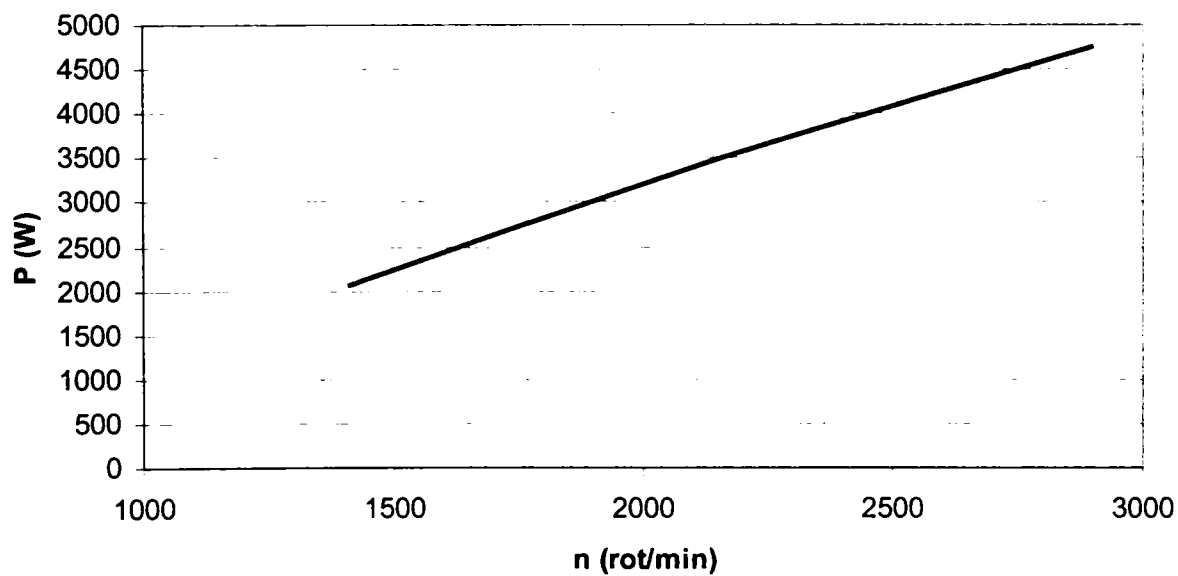


Figura 5.33

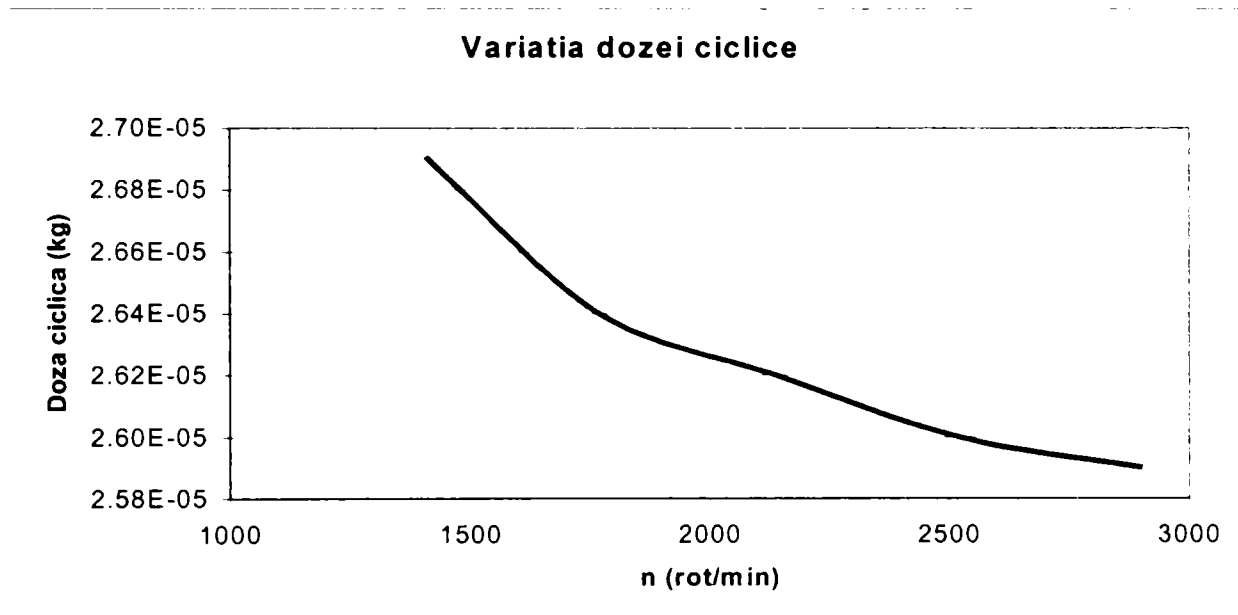


Figura 5.34

În următoarele patru grafice se reprezintă în sinteză variațiile principalelor parametri, comparativ, la toate cele cinci turații care au fost luate în calcul. Se prezintă astfel, modul de variație a temperaturii din cilindru, variația presiunii din motor, temperatura de-a lungul unui ciclu motor complet respectiv variația temperaturii în colectorul de evacuare.

Prin intermediul acestor grafice se pot trage concluzii asupra modului de funcționare a motorului la diferite regimuri.

Variatia presiunii din motor

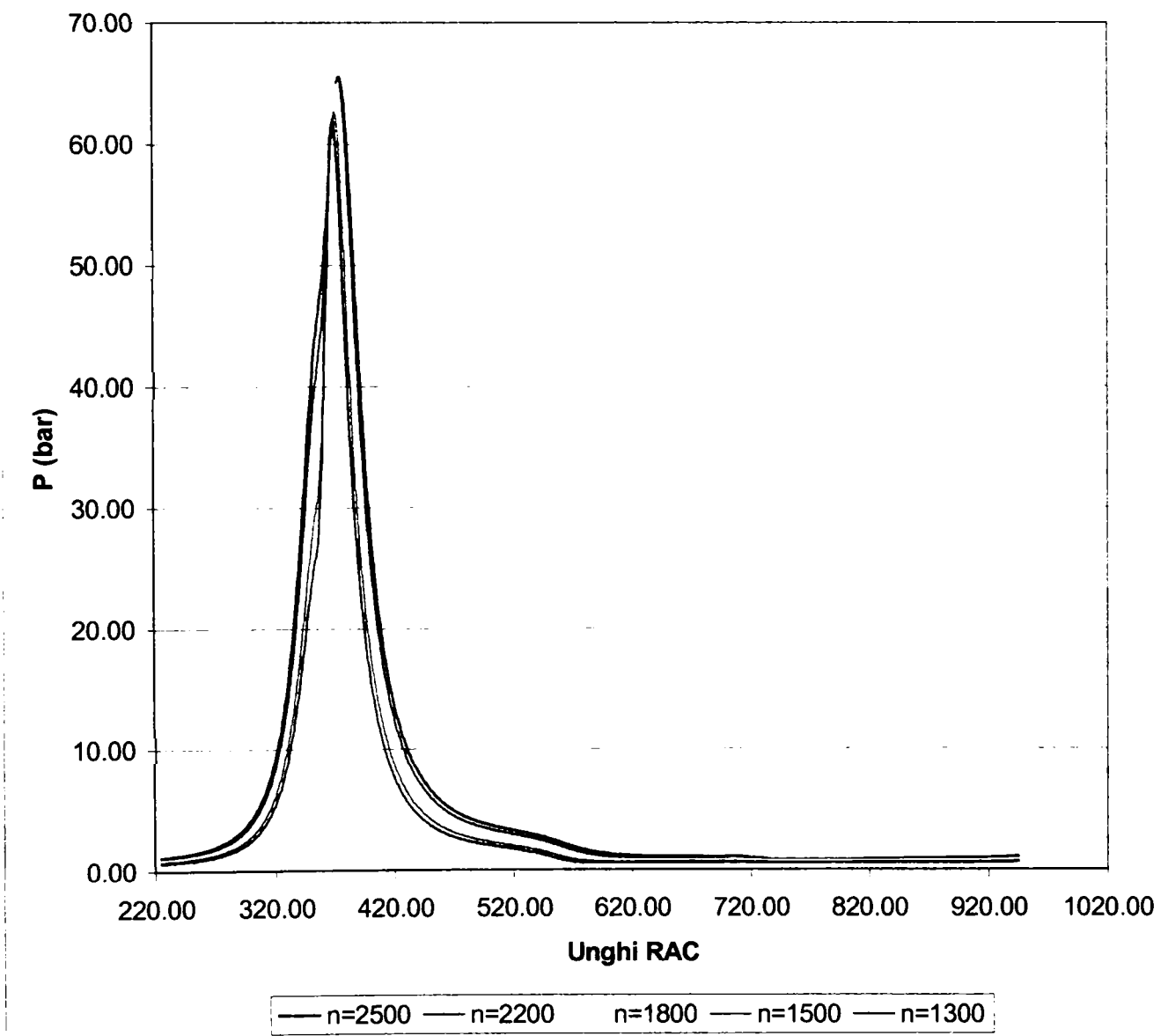


Figura 5.35

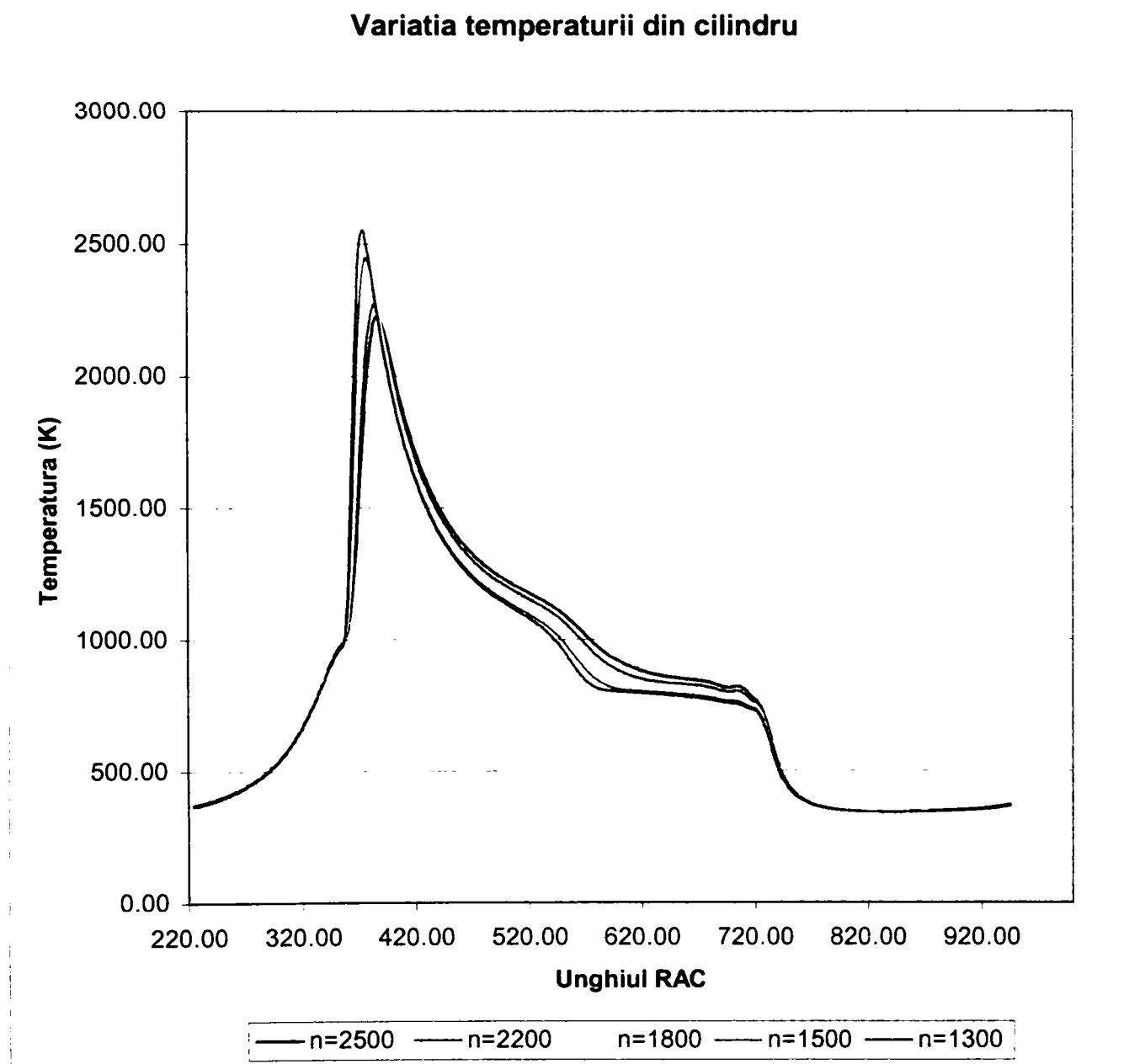


Figura 5.36

Variatia excesului de aer din cilindru

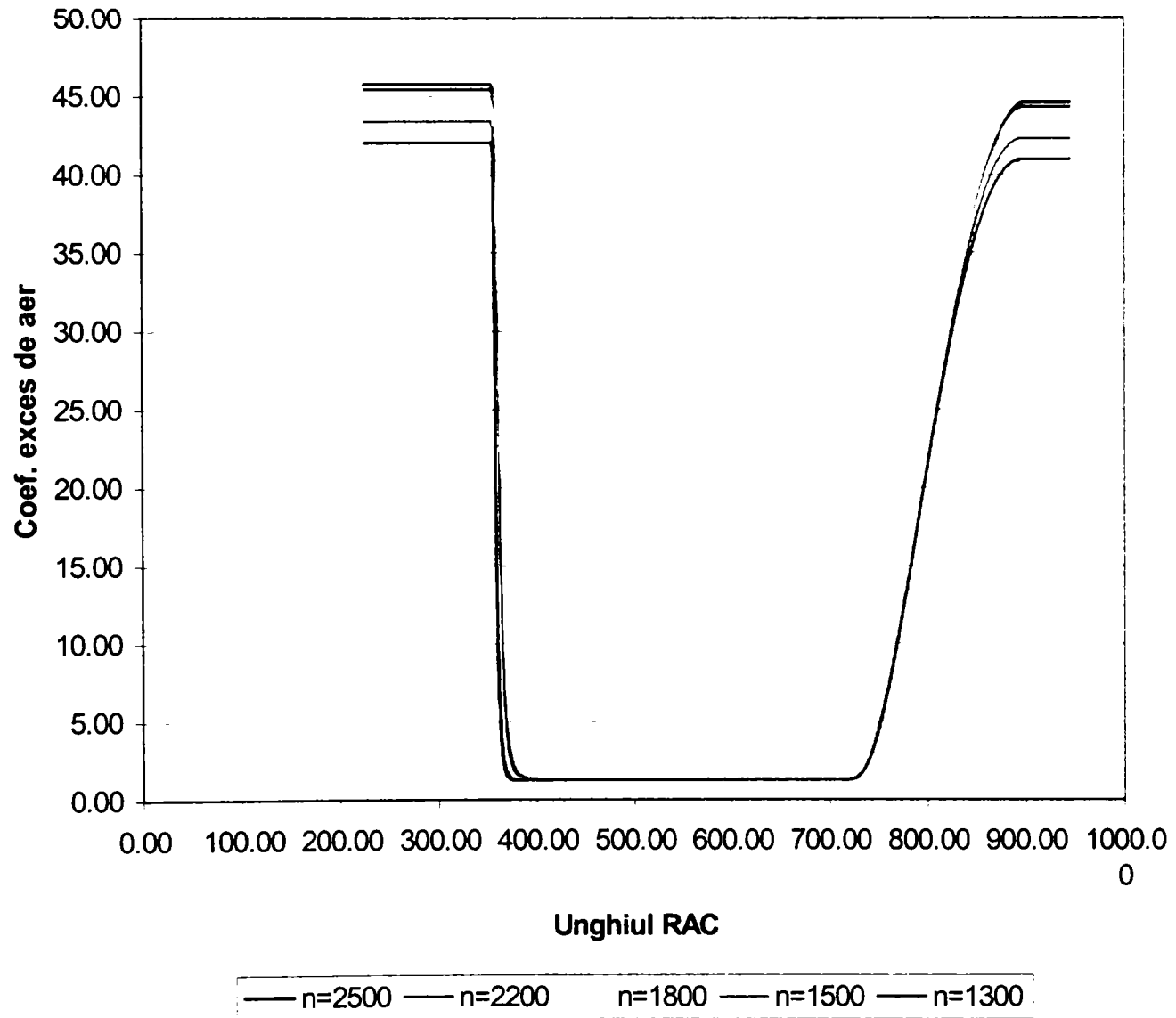


Figura 5.37

Variația temperaturii pe evacuare

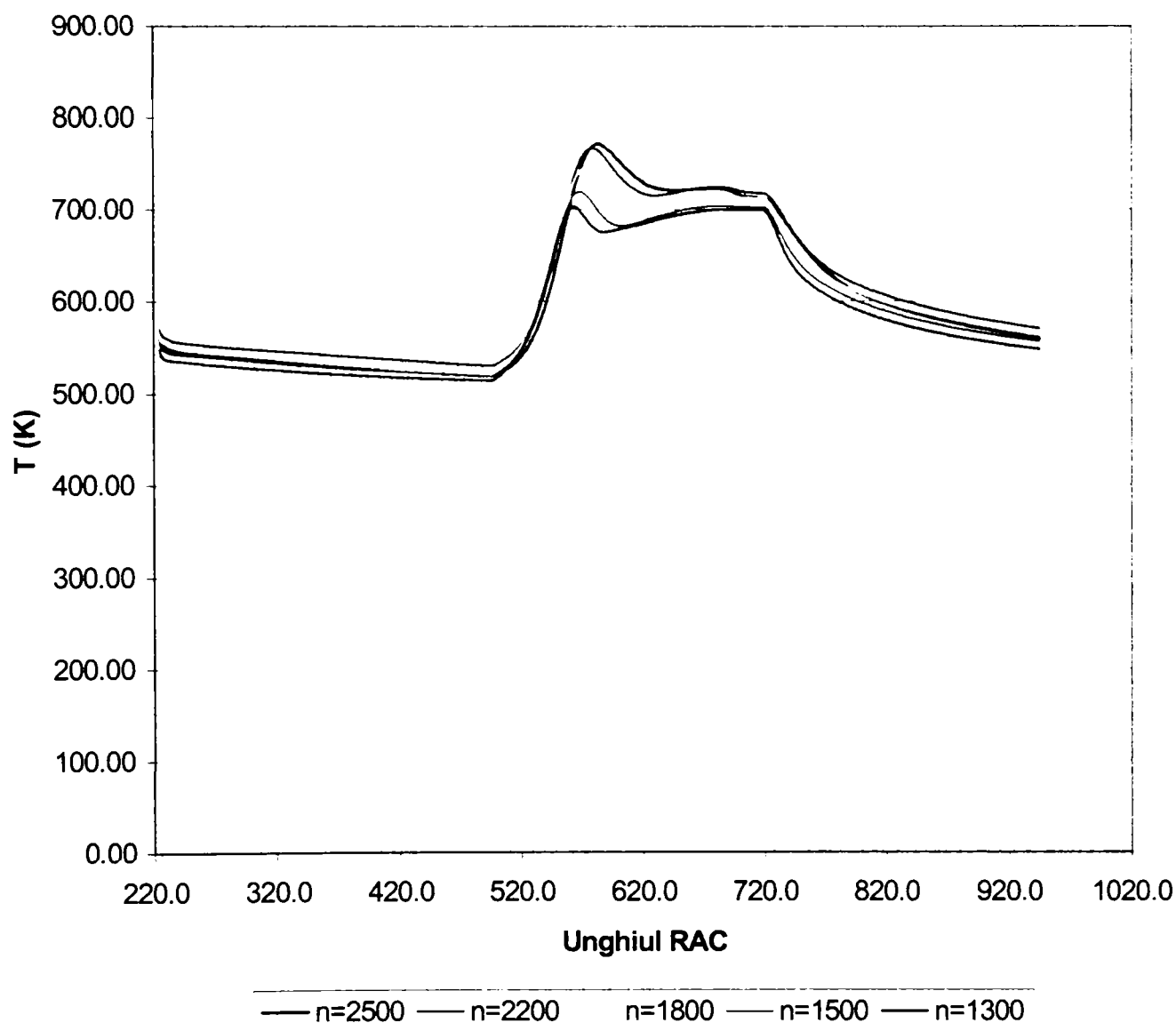


Figura 5.38

Capitolul tratează evaluarea prin calcul a performanțelor motorului M 511 funcționând în regim tranzitoriu la mersul în gol și sarcini variabile. Sunt redată caracteristicile principale care definesc geometria motorului, diagrama indicată rezultată prin calcul, se fac studii asupra unor parametri ce caracterizează gazodinamica motorului (viteza unghiulară și evoluția presiunii în cilindru).

6. CERCETĂRI EXPERIMENTALE PRIVIND FUNCȚIONAREA MOTOARELOR CU APRINDERE PRIN COMPRESIE ÎN REGIM VARIABIL DE SARCINĂ ȘI TURAȚIE

Încercările experimentate s-au realizat pentru patru turații și la fiecare turație la patru sarcini diferite.

Cu toate că calculele teoretice s-au realizat pentru mersul în gol și sarcini mici, la diferite turații, măsurătorile pe stand s-au continuat până la sarcina nominală.

Fiecare regim a fost achiziționat de mai multe ori pentru a se putea calcula o medie dar și pentru a obține un regim stabilizat.

Ca marimi de achiziție, s-au înregistrat în calculator doar tensiuni iar acestea au fost convertite apoi în marimi fizice fie prin folosirea curbei de etalonare a traductoarelor fie prin folosirea constantelor traductorilor.

Prin sincronizarea geometriei mecanismului bielă-manivela cu datele achiziționate s-a reușit trasarea diagramei indicate în coordonate P-V.

În final, s-a ridicat caracteristica de turație a motorului M511 și s-a stabilit, pornind de la măsurătorile experimentale și folosind regresia matematică, o ecuație de pierderi interne ale motorului astfel ca, dacă este cunoscută presiunea indicată în cilindru să se poată calcula relativ ușor puterea la cupla motorului.

La mersul în gol cu generator cuplat s-au măsurat două turații: 1500 rot/min și 1800 rot/min.

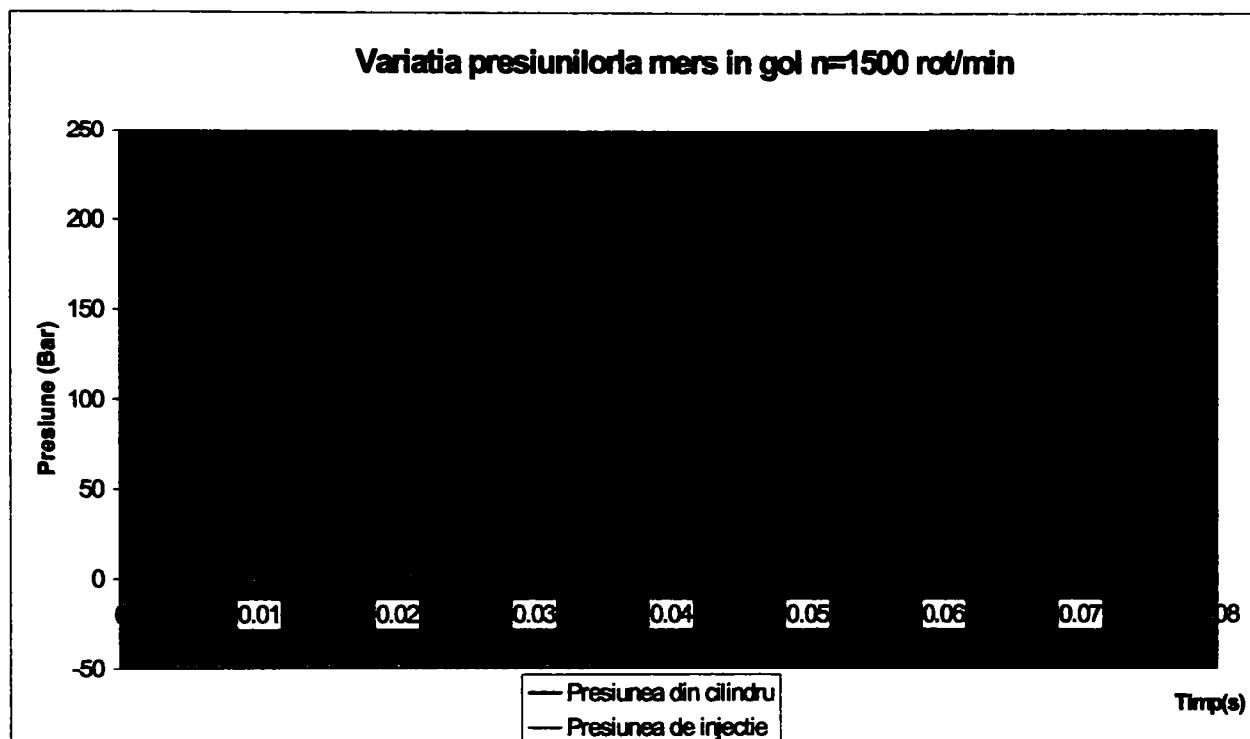


Figura 6.1

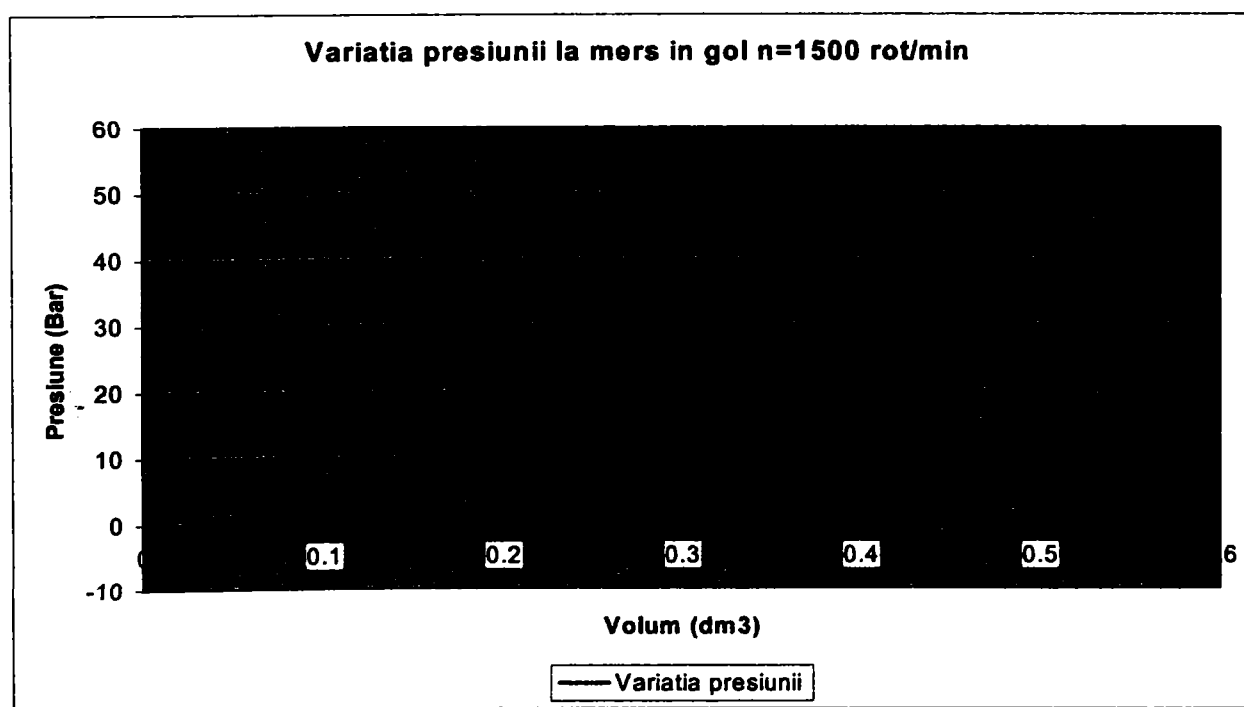


Figura 6.2

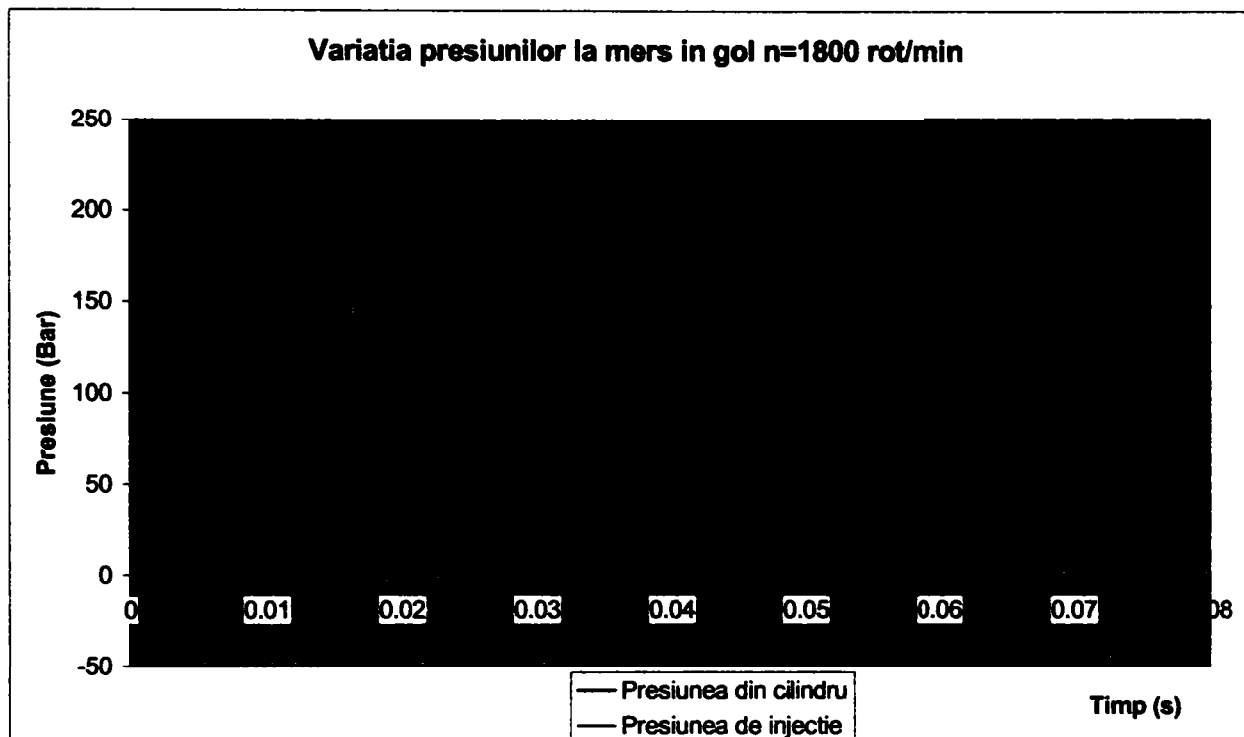


Figura 6.3

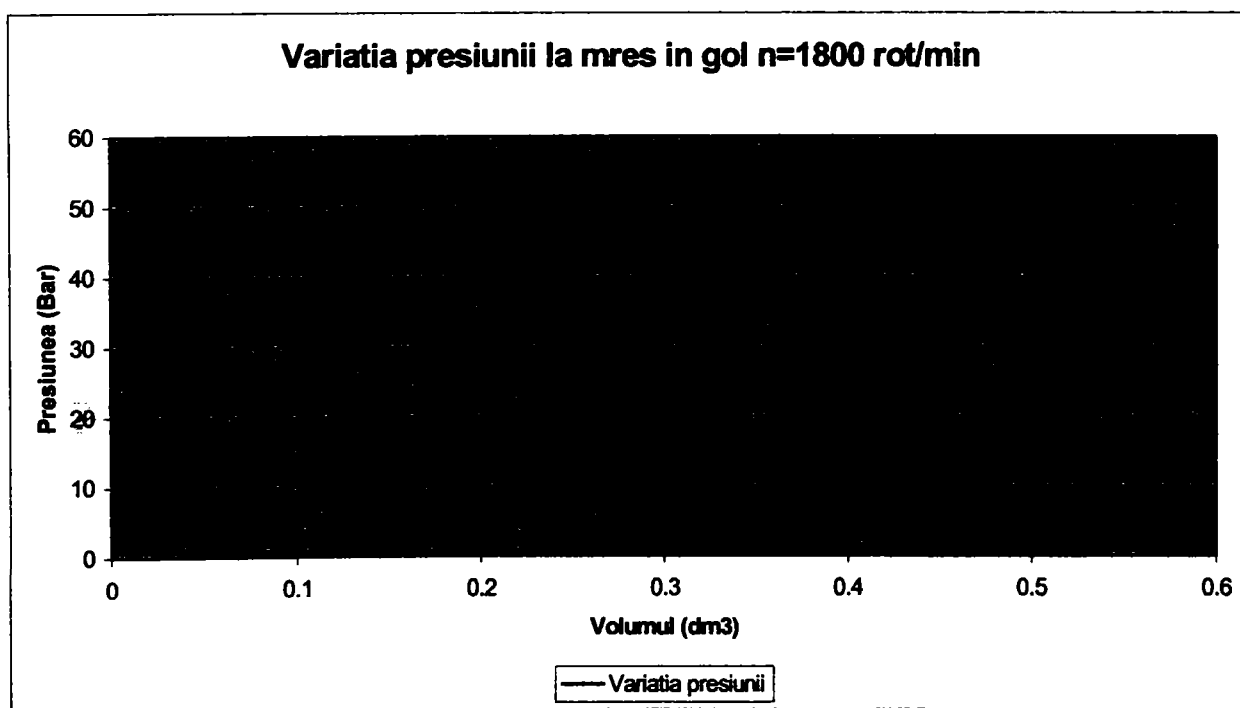


Figura 6.4

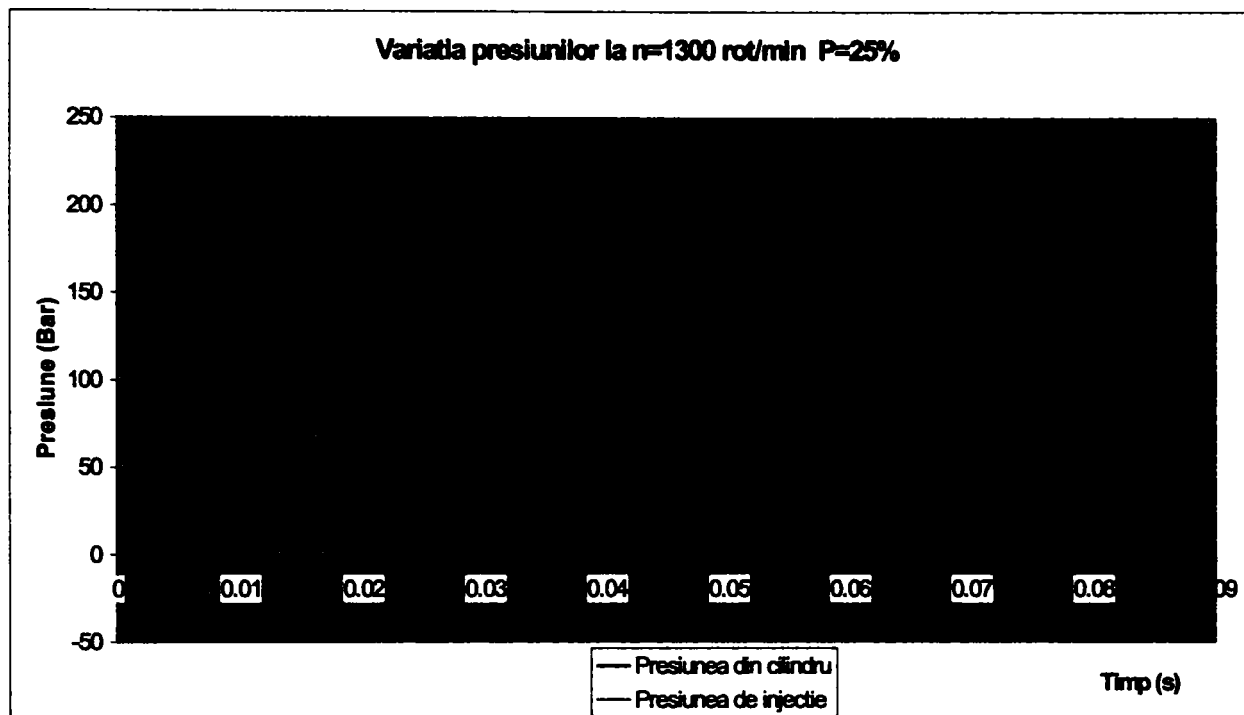


Figura 6.5

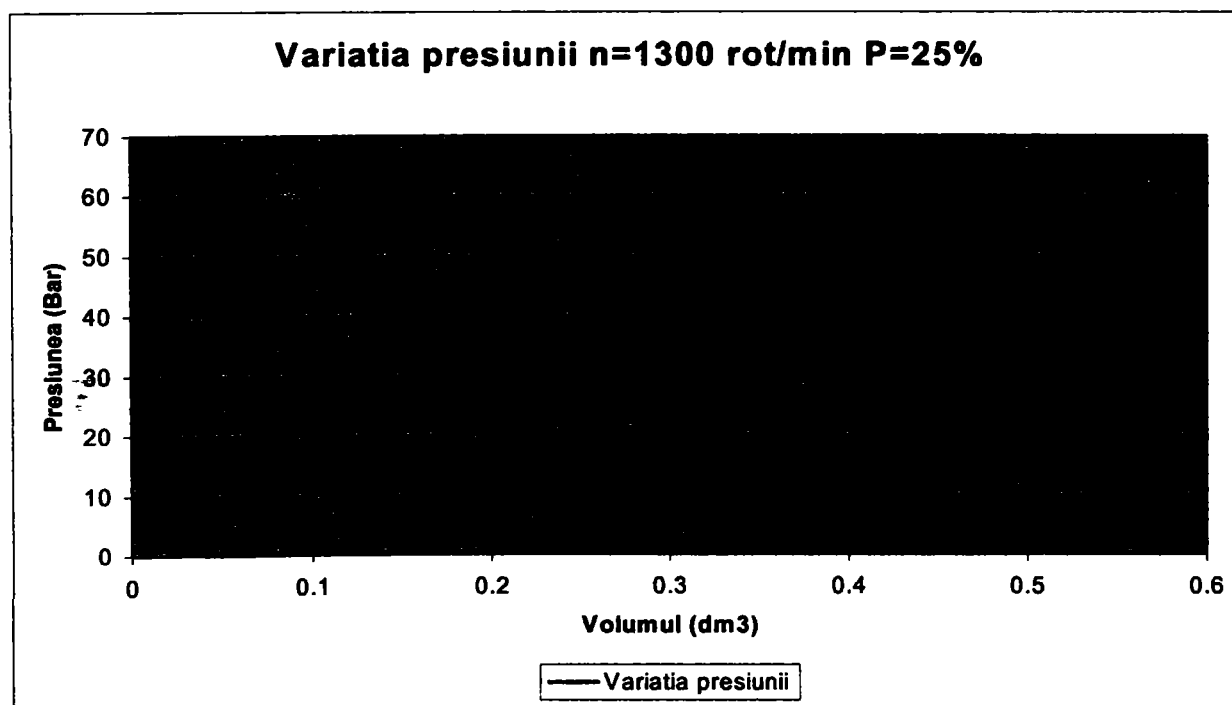


Figura 6.6

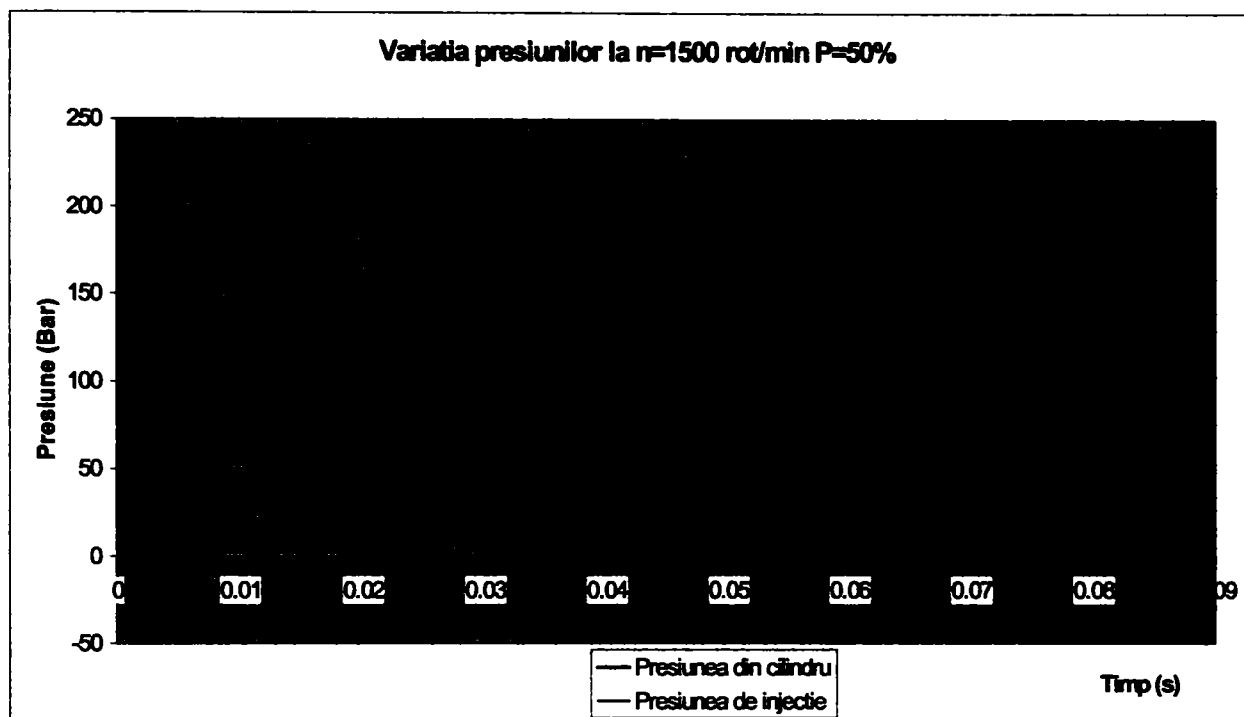


Figura 6.7

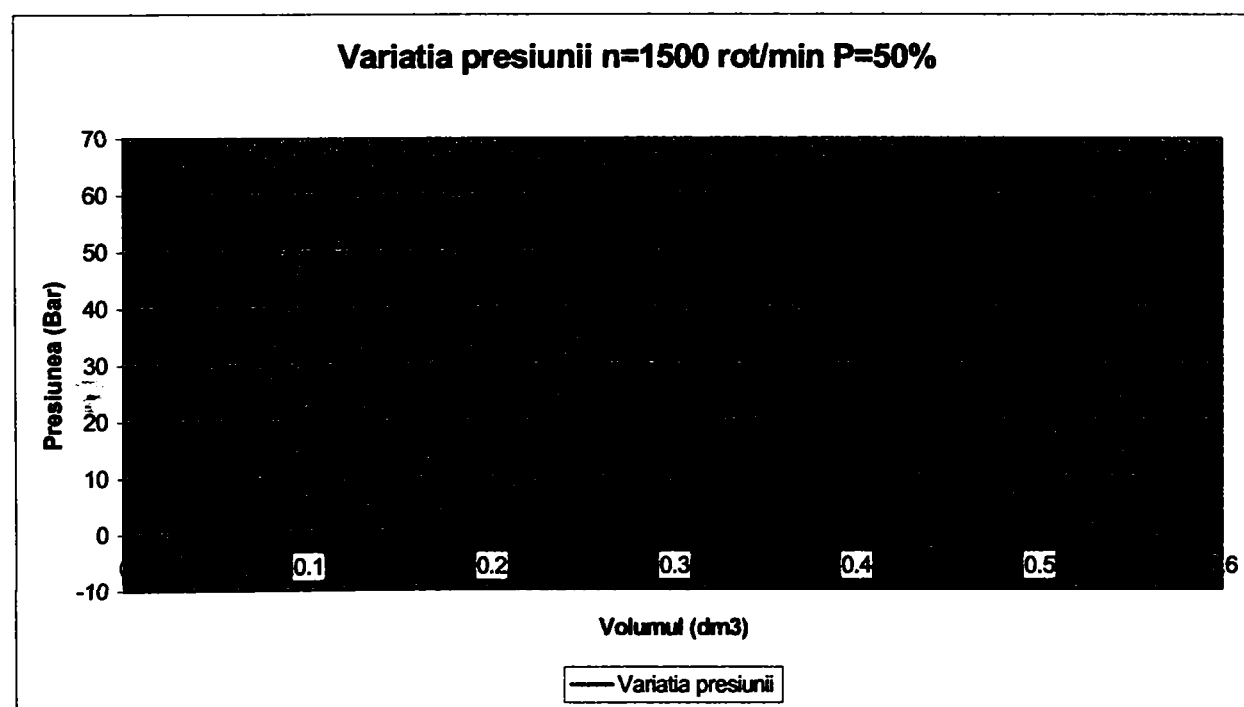


Figura 6.8

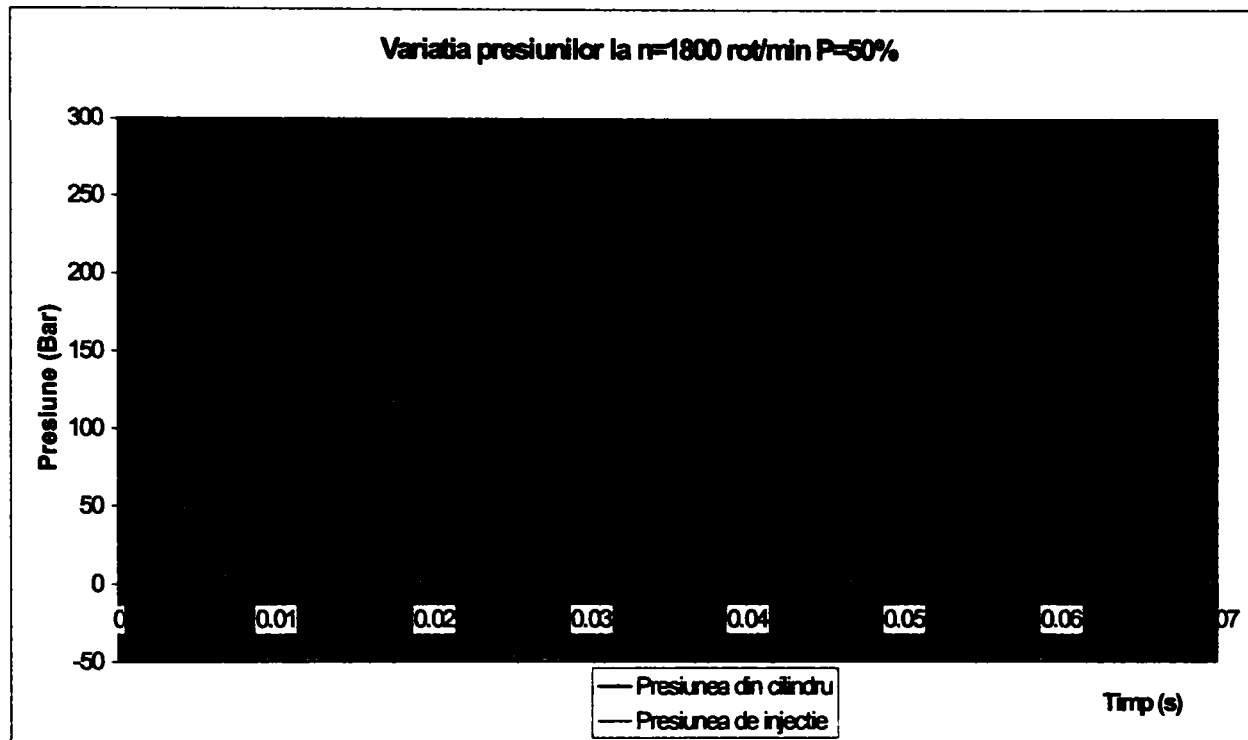


Figura 6.9

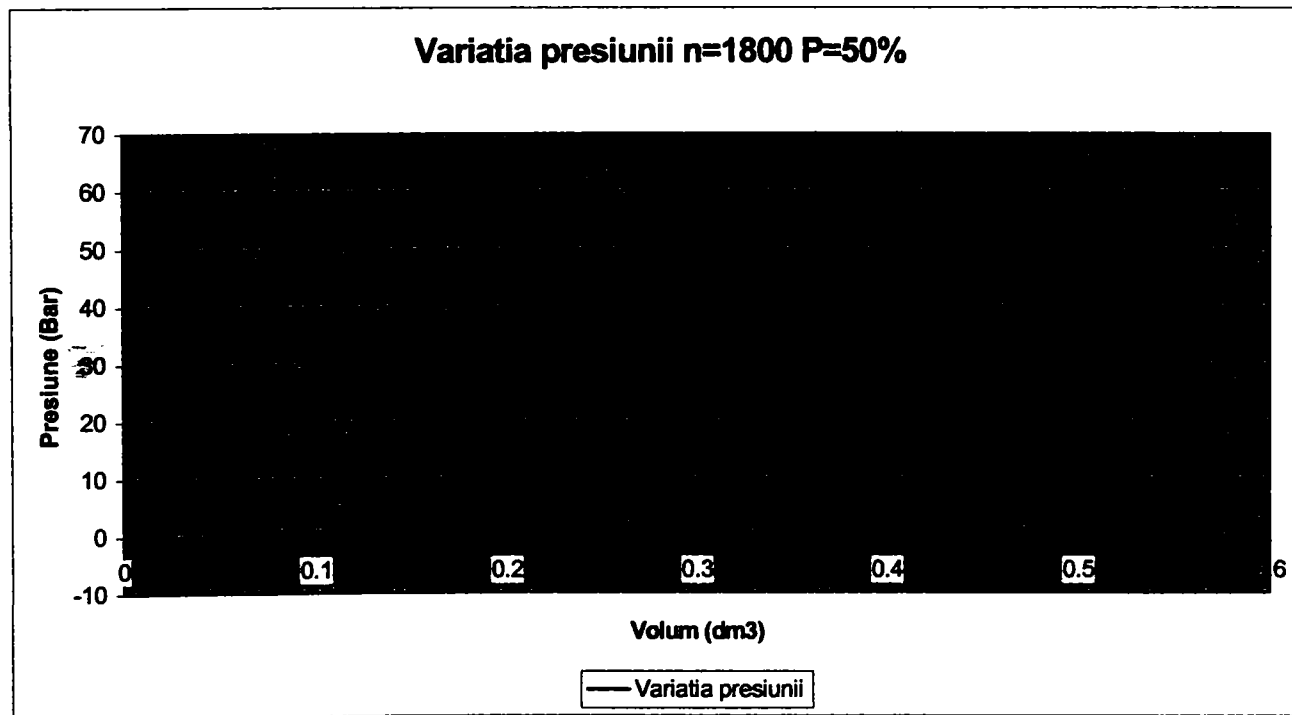


Figura 6.10

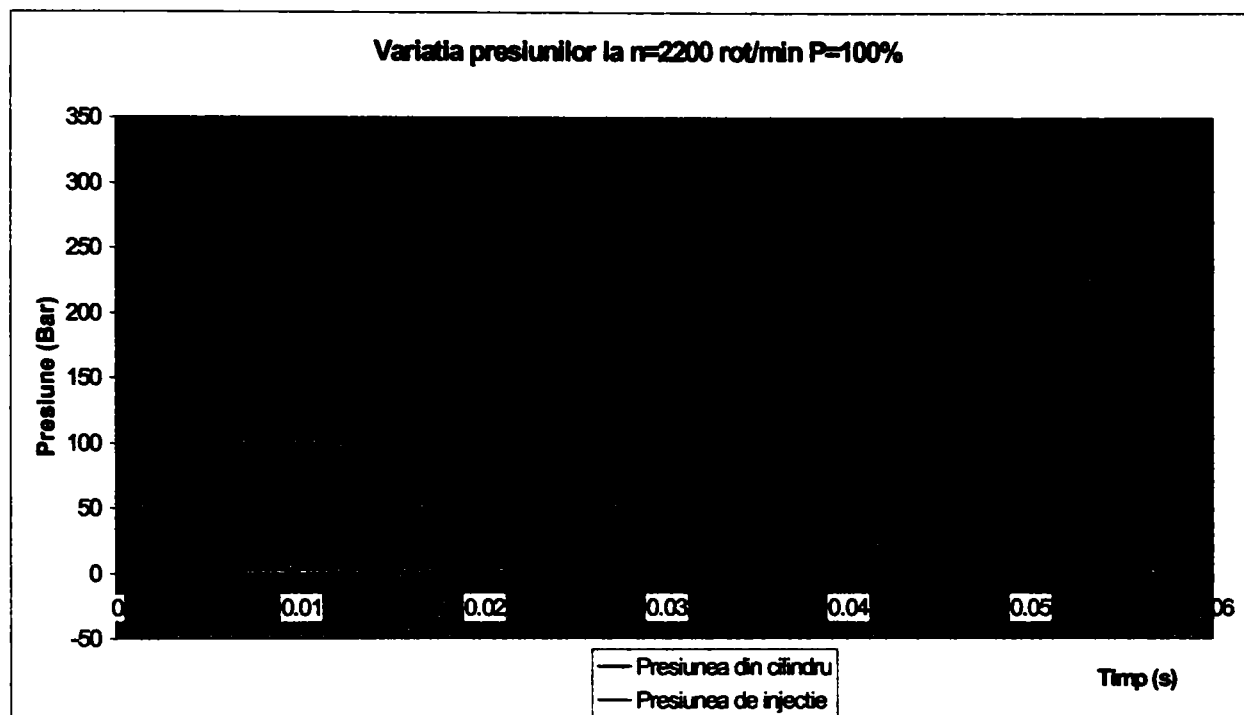


Figura 6.11

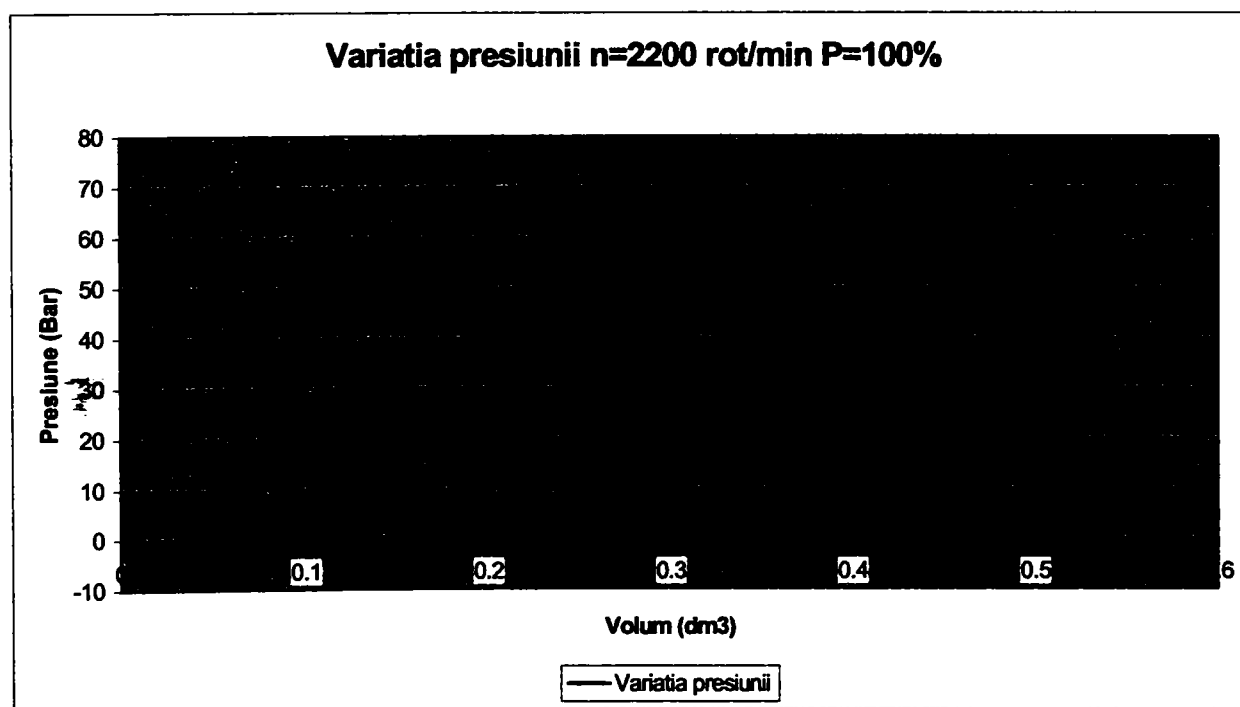


Figura 6.12

Pentru a poziționa diagramele indicate s-a utilizat metoda termodinamică (s-a deplasat curba de zero la valoarea minimă a presiunii înregistrate astfel că, la început au putut fi cunoscute doar variațiile de presiune).

Pentru a putea trasa caracteristica de sarcină și respectiv de turație s-au folosit toate măsurătorile până la turația de 2200 rot/min.

La fiecare regim, s-a măsurat și consumul de combustibil prin cronometrarea consumului unei cantități standard de combustibil.

Integrând toate datele, rezultă caracteristica de sarcină, prezentată în Figura 4.13:

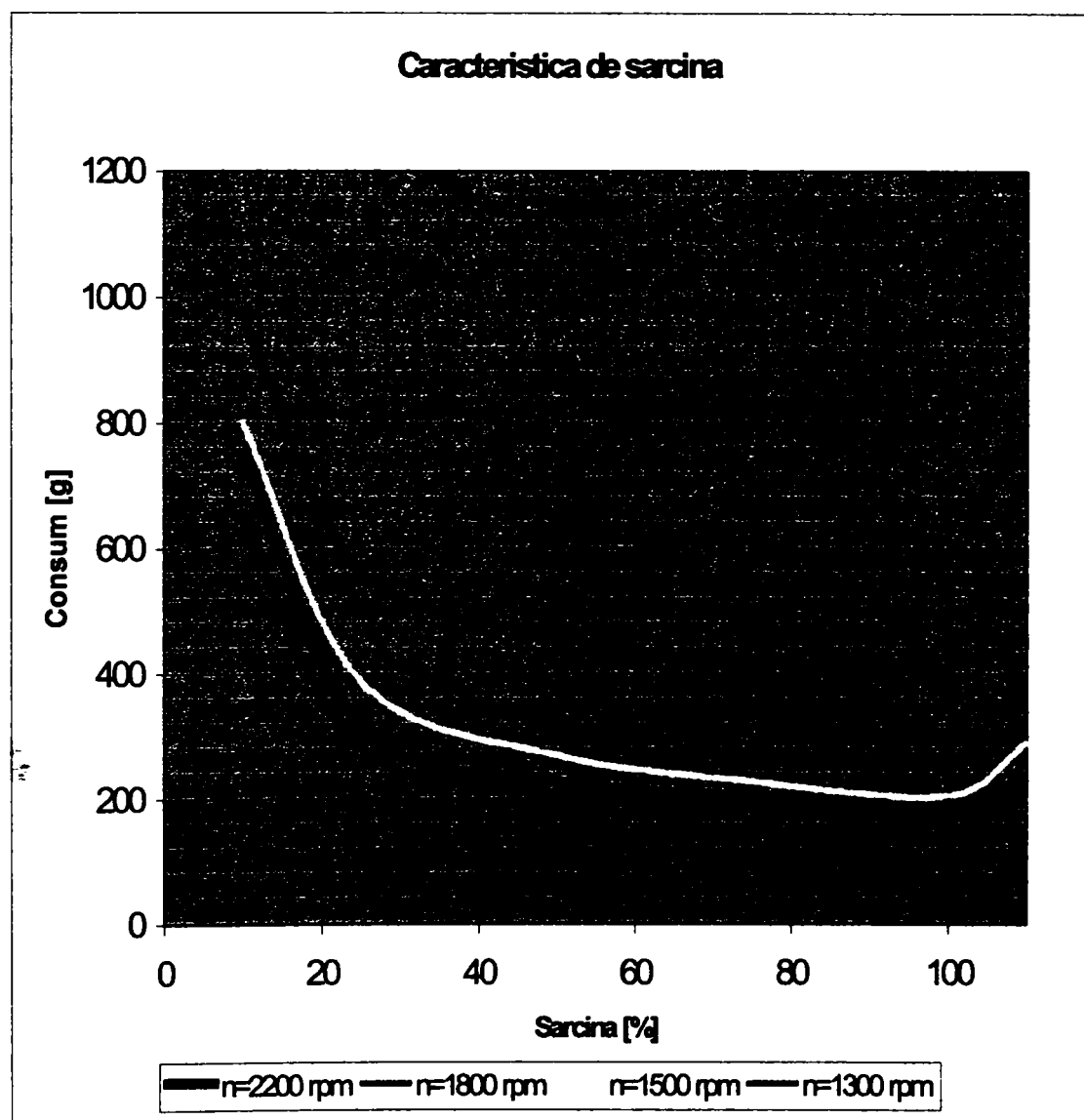


Figura 6.13

De asemenea s-a mai trasat caracteristica de turație pentru cele 4 turații achiziționate. (Figura 6.14). Disponând de diagramele indicate din care se poate afla relativ ușor puterea indicată și cunoscând pierderile în generator și puterea debitată pe rezistența de sarcină, din bilanțul lor se poate calcula pierderea mecanică (puterea consumată pentru învingerea frecărilor, antrenarea instalațiilor auxiliare a motorului și puterii consumate pentru ventilație).

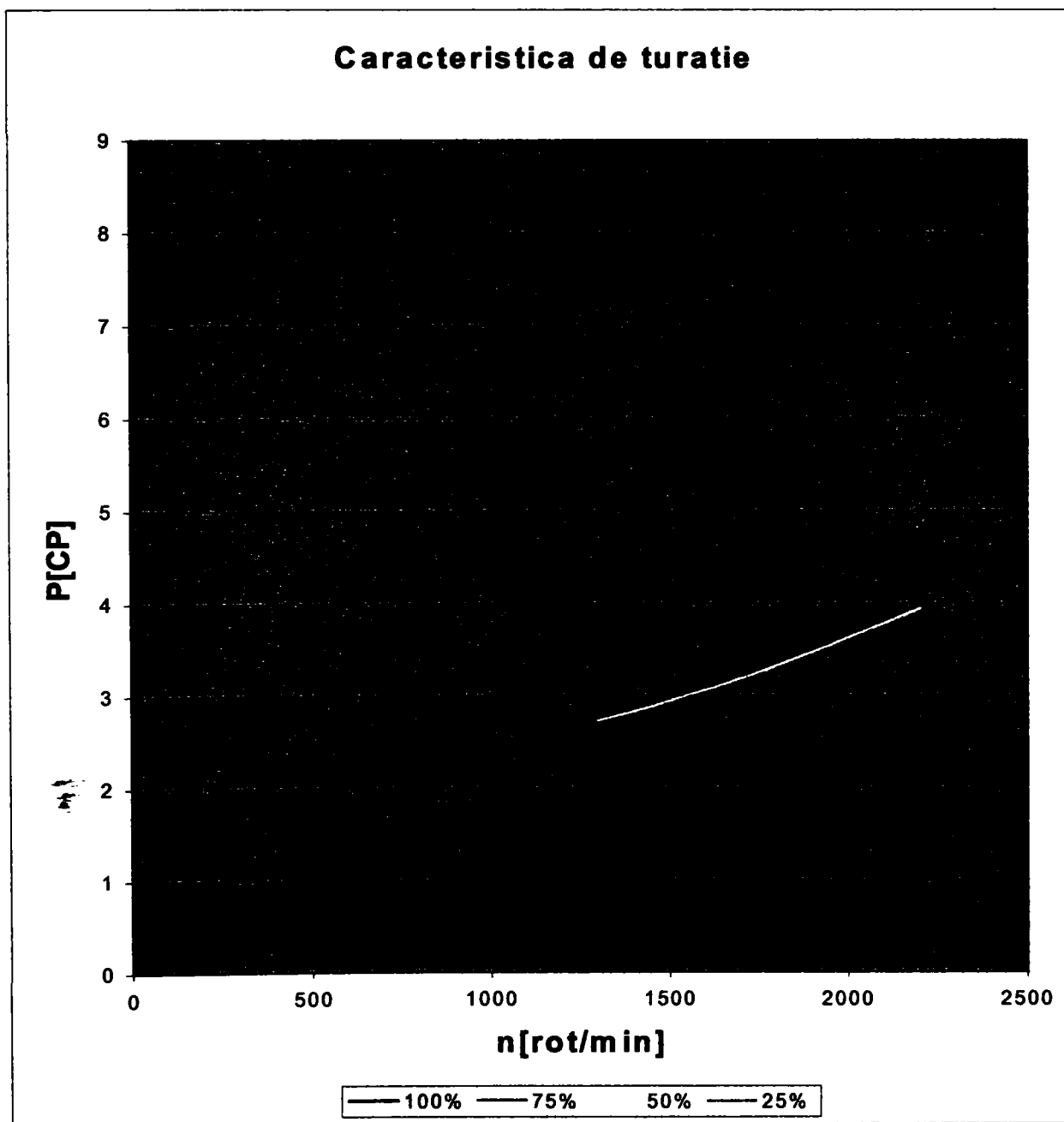


Figura 6.14

În final, folosind metode ale regresiei matematice, s-a stabilit o ecuație $f(x,y)$ (Figura 6.15) prin care se pot afla direct pierderile la o anumită turație și o anumită putere indicată deci se poate afla indirect puterea la cupla motorului, prin scăderea din puterea indicată a pierderilor.

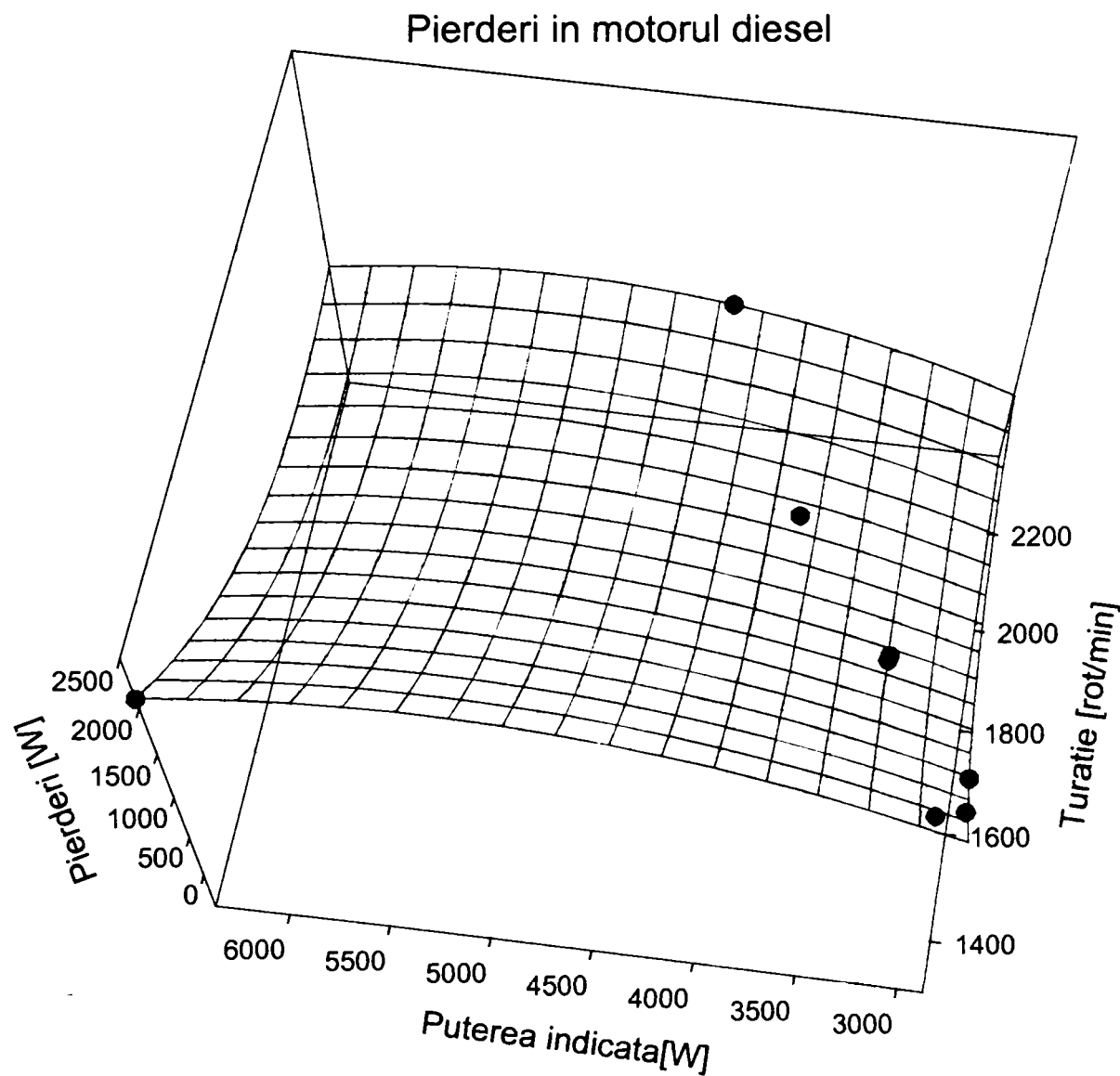


Figura 6.15

Ecuția pierderilor în motor este:

$$f(n, P_i) = n_0 + a \cdot n + b \cdot P_i + c \cdot n^2 + d \cdot P_i^2 \quad (6.6)$$

unde:

$$n_0 = 7362.7568$$

$$a = -9,2776$$

$$b = 1,281$$

$$c = 2,168e-3$$

$$d = -1.2305e-4$$

Graficul acestei funcții se prezintă în Figura 6.15

În tabelul de mai jos se poate observa modul în care funcția estimează pierderile, coloana "Rezidual" reprezentând eroarea de estimare.

Turatie	Pierderi	Putere indicata	Pierderi estimate	Rezidual
1308	2105	6366.4	2106.020918	-0.02092
1356	1515	3017.6	1513.855372	1.144628
1400	1290	2880	1292.123281	-2.12328
1500	990	2870.4	987.5689315	2.431069
1742	660	3304.64	669.6230465	-9.62305
1752	657	3300	650.4227054	6.577295
2005	580	3830	577.841409	2.158591
2364	785	4327.68	786.5443372	-0.54434

De fapt,

$$P_m = f(n, P_i) \quad (6.7)$$

Iar

$$P_e = P_i - P_m \quad (6.8)$$

Unde:

P_m -pierderile mecanice

P_i -puterea indicată

P_e -puterea efectivă

Din funcția (6.6) rezultă că pierderile mecanice au o dependență complexă.

Se poate calcula și puterea efectivă la cuplă, înlocuind în (6.8) pe (6.6) și rezultă:

$$P_e = P_i - (n_0 + a \cdot n + b \cdot P_i + c \cdot n^2 + d \cdot P_i^2) = \quad (6.9)$$

$$= P_i(1 - b) - n_0 - a \cdot n - c \cdot n^2 - d \cdot P_i^2$$

Pentru calculul pierderilor mecanice și indirect, a puterii efective este necesară cunoașterea puterii indicate (sau a presiunii indicate care înmulțită cu volumul cilindrului ne permite calculul imediat a puterii indicate).

Deci, spre exemplu dacă puterea indicată este de 6000 W la o turație de 1450 rot/min avem:

$$P_m = 7362.7568 - 9,2776 \cdot 1450 + 1,281 \cdot 6000 + 2.168e-3 \cdot 1450^2 - 1.2305e-4 \cdot 6000^2 = 1724.656 \text{ W}$$

Rezultă puterea efectivă:

$$P_e = 6000 - 1724.656 \text{ W} = 4275.344 \text{ W} \quad (6.10)$$

Presiunea indicată și indirect, puterea indicată rezultă din programul de calcul prezentat în capitolul 3 care ne permite calculul diagramei indicate.

De asemenea se poate determina și randamentul mecanic:

$$\eta_m = \frac{P_i - P_e}{P_i} \cdot 100 \quad (6.11)$$

$$\eta_m = \frac{P_i - (P_i - P_m)}{P_i} \cdot 100 = \frac{P_m}{P_i} \cdot 100 \quad (6.12)$$

$$\eta_m = \frac{n_0 + a \cdot n + b \cdot P_i + c \cdot n^2 + d \cdot P_i^2}{P_i} \cdot 100 \quad (6.13)$$

Deci $\eta_m = f(n, P_i)$ (6.14)

Graficul acestei funcții este prezentat în figura 6.16.

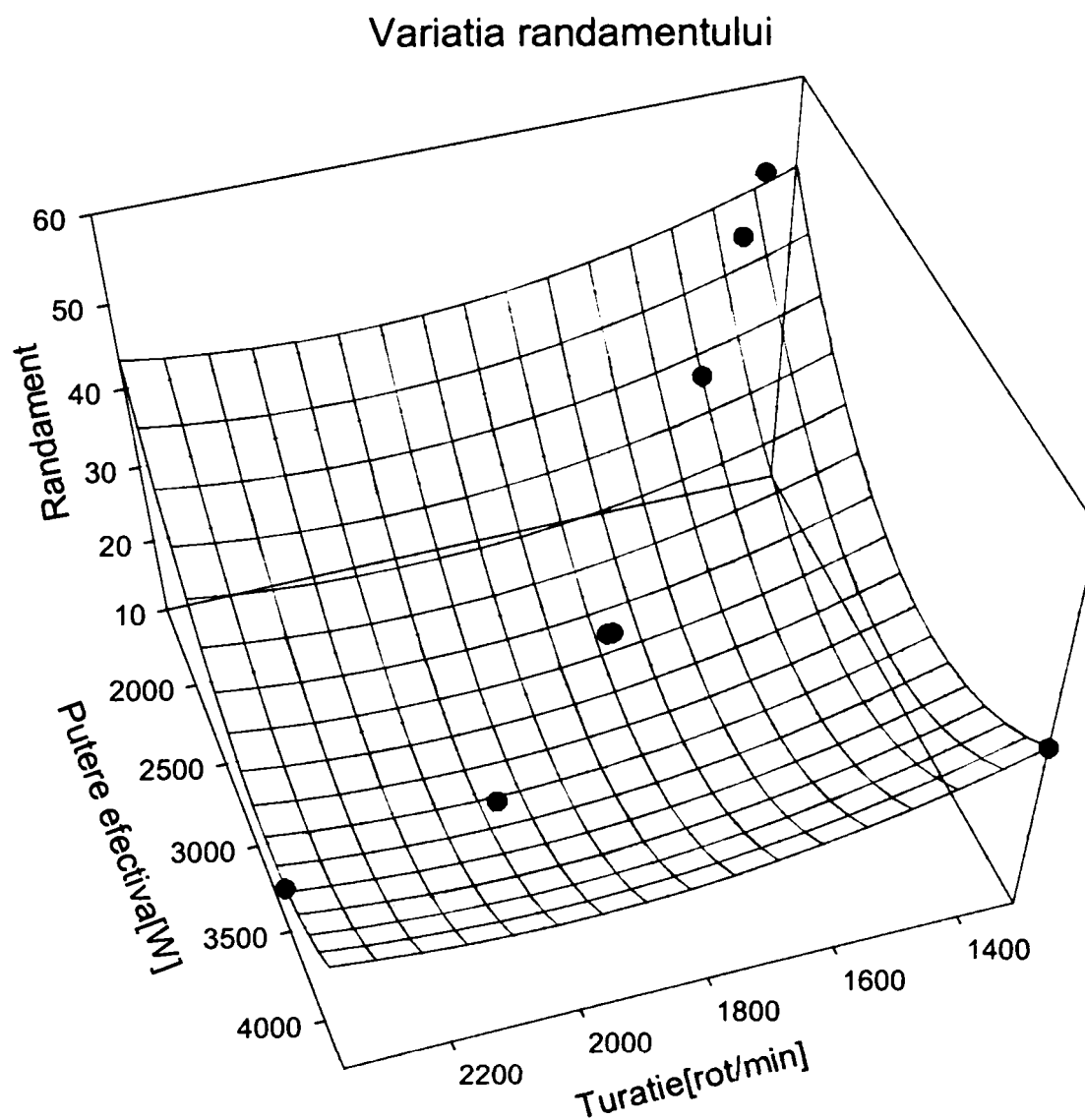


Figura 6.16

Și în acest caz, erorile obținute se încadrează sub 2%.

Din cele prezentate mai sus (și de asemenea în capitolele anterioare) se poate observa că dacă se reușește calculul ciclului motor, folosind funcțiile de pierderi se poate determina cu precizie puterea disponibilă atât la bornele generatorului dar și la cupla motorului M511.

Capitolul se ocupă cu cercetări experimentale privind funcționarea m.a.c. în regim tranzitoriu, la mers în gol și sarcini variabile. Testele la standul de probă s-au realizat la 4 regimuri diferențiate prin turația motorului. Cercetările sunt efectuate pe baza achiziției automate de date la standul de probă, în legătură cu presiunea fluidului de lucru care evoluează în cilindru motor, cu presiunea la intrare în injector, acestea fiind înregistrate în timp real pentru plaja de turații definite mai sus. Pentru fiecare regim s-au ridicat diagrame indicate. S-au evidențiat efectele pe care le au parametrii luați în studiu, asupra tendințelor de dispersie ciclică la motor.

Performanțele sistemului de achiziție au permis trasarea funcțiilor: turație-putere indicată, turație-putere efectivă, turație-pierderi mecanice, precum și a caracteristicilor de sarcină și turație.

Prin studiile efectuate s-a reușit să se prezinte funcția dependenței randamentului de puterea efectivă și turație, instrument extrem de util constructorului la proiectarea motoarelor diesel din clasa studiată.

Cap.7 INTERPRETAREA CRITICĂ A DATELOR EXPERIMENTALE ÎN JUXTAPUNERE CU DATELE DE CALCUL LA FUNCȚIONAREA MOTORULUI CU APRINDERE PRIN COMPRIMARE

Pentru a putea interpreta corect rezultatele calculelor, acestea trebuie comparate cu datele achiziționate.

Astfel, în figurile 7.1-7.6 sunt prezentate diagramele indicate atât în $p-V$ cât și în $p-\alpha$, iar în figurile 7.7 și 7.8 sunt redată variațiile puterilor-indicată și efectivă.

Diagramele prezentate în teză sunt de la trei regimuri ($n=1300$ rot/min; $n=1500$ rot/min; $n=1800$ rot/min) la o sarcină de 50%.

Se poate observa din figurile 7.1-7.6 că abaterile curbilor sunt relativ mici, situându-se într-o plajă care ne permite evaluarea prin calcul a unui motor diesel.

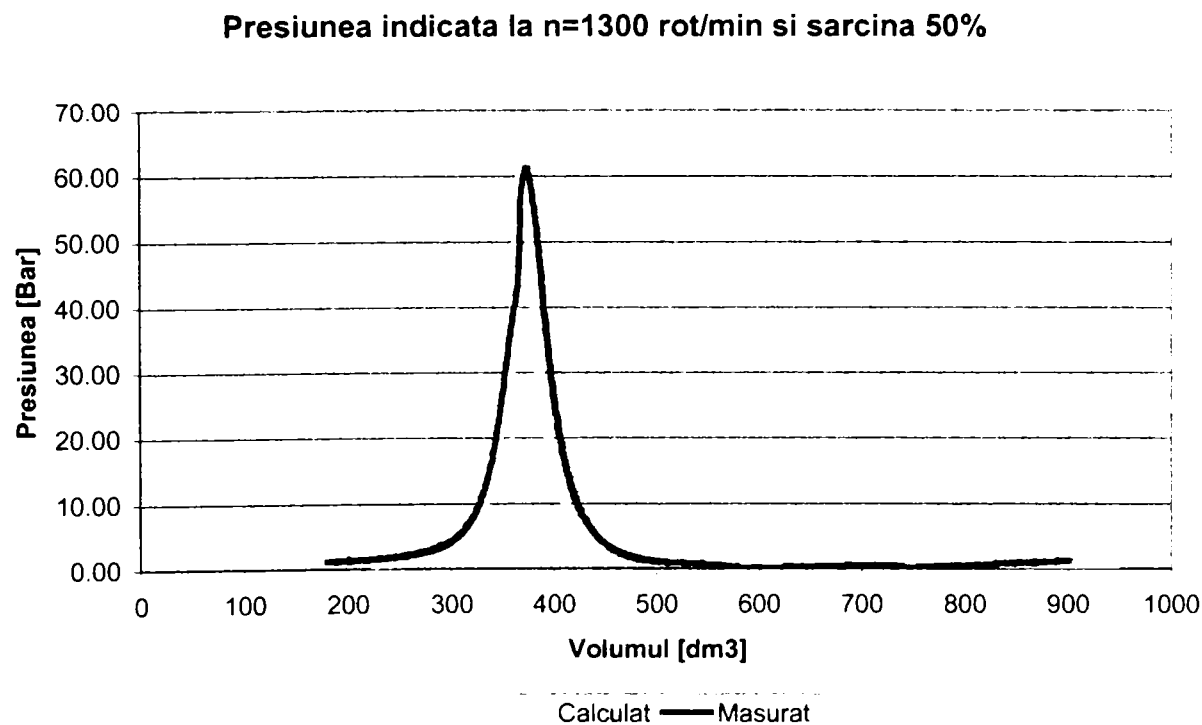


Figura 7.1

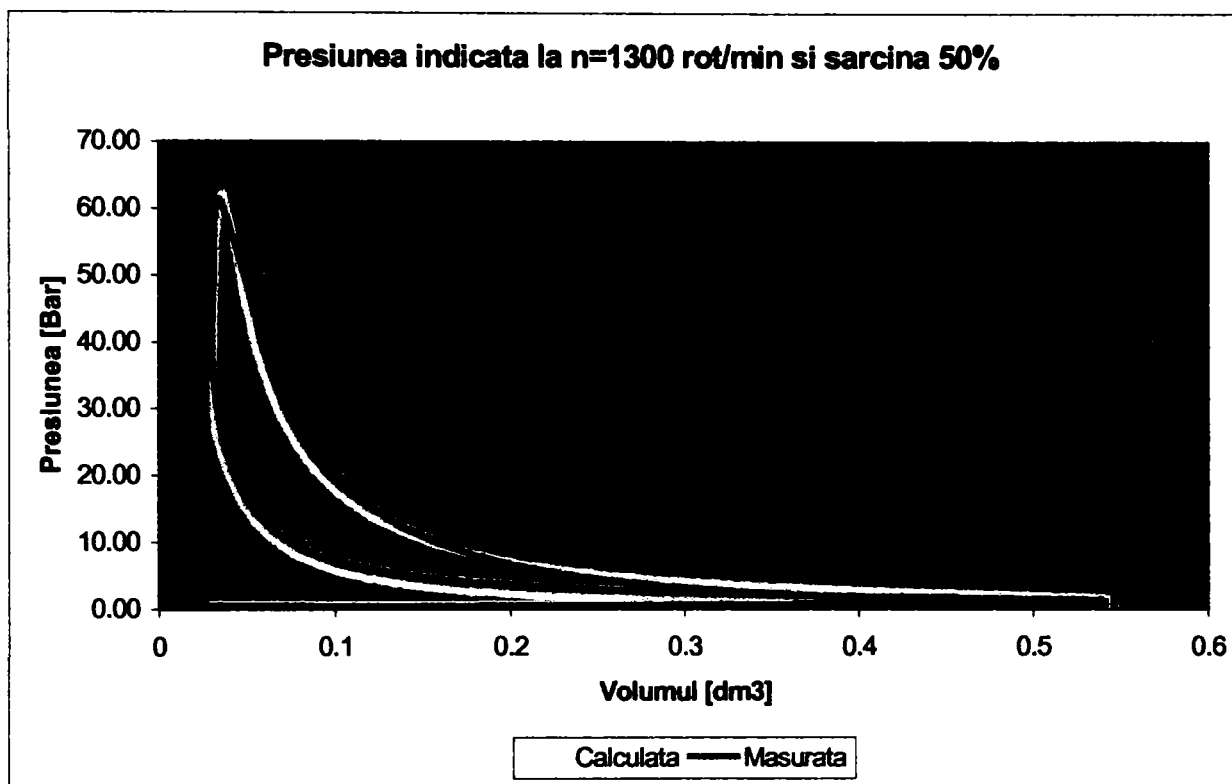


Figura 7.2

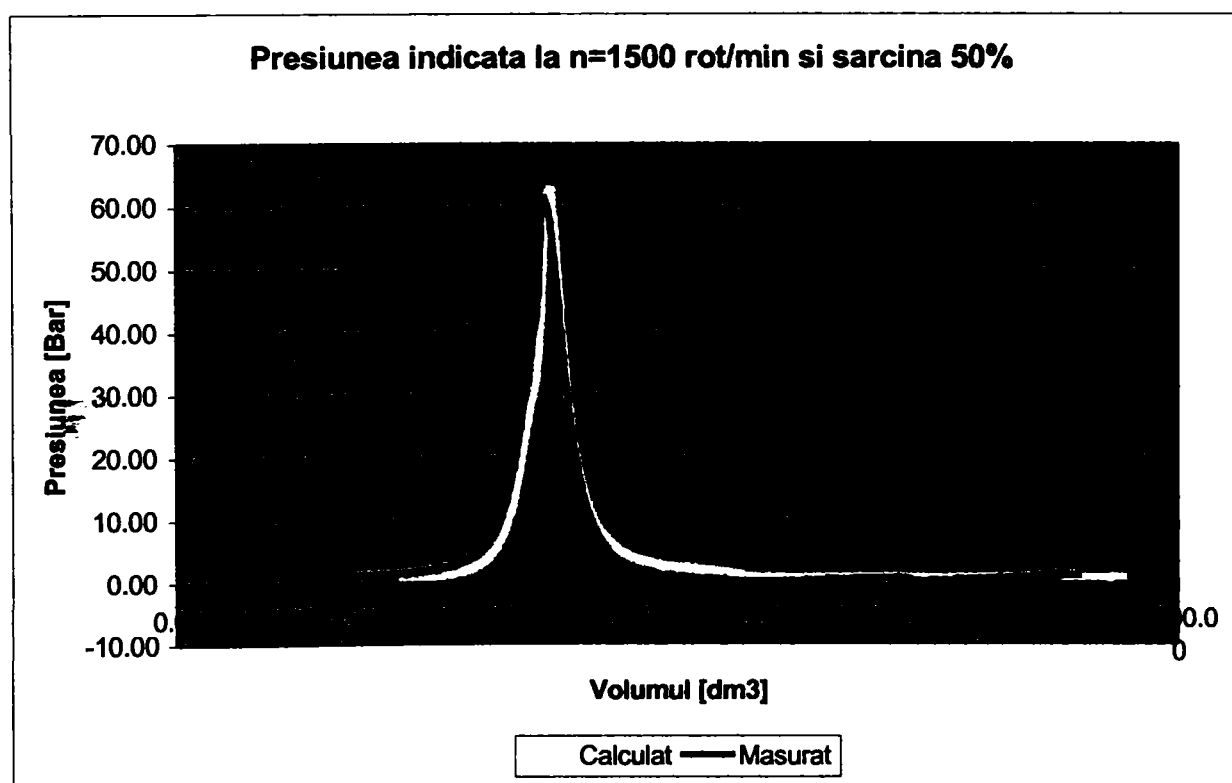


Figura 7.3

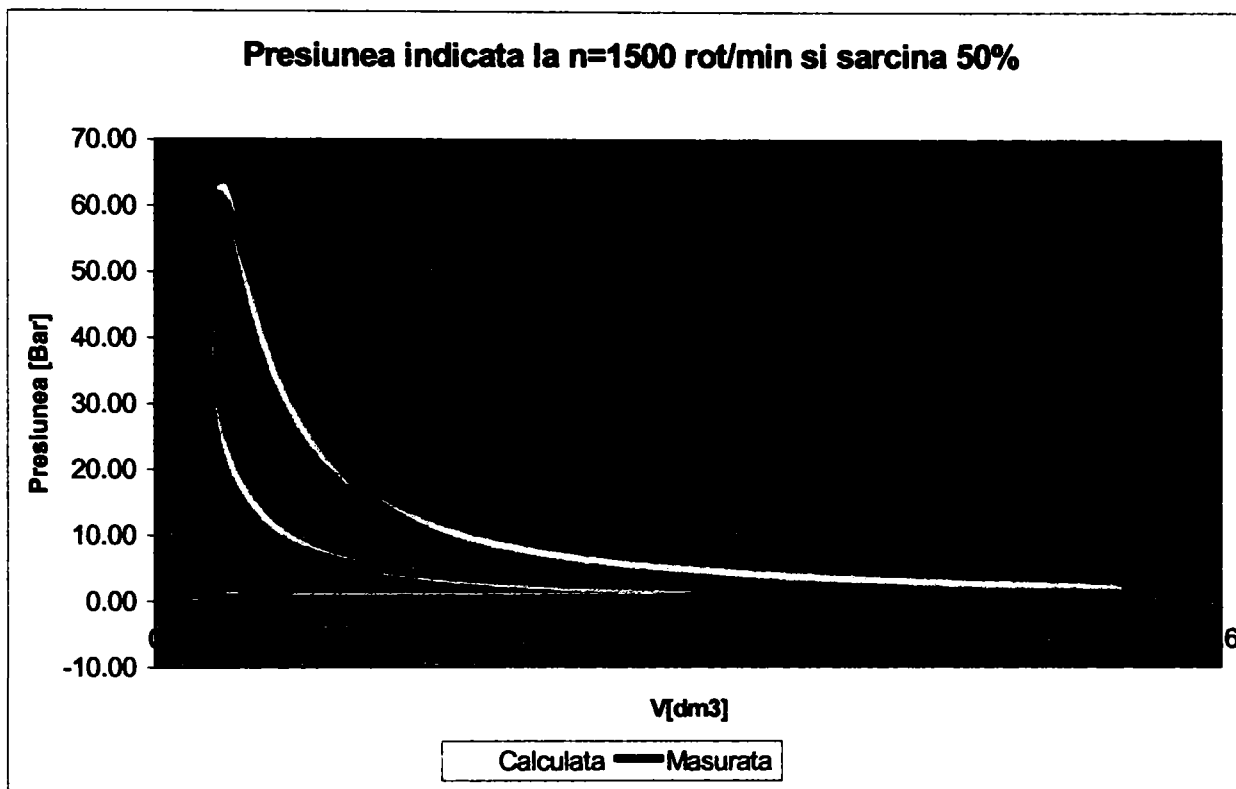


Figura 7.4

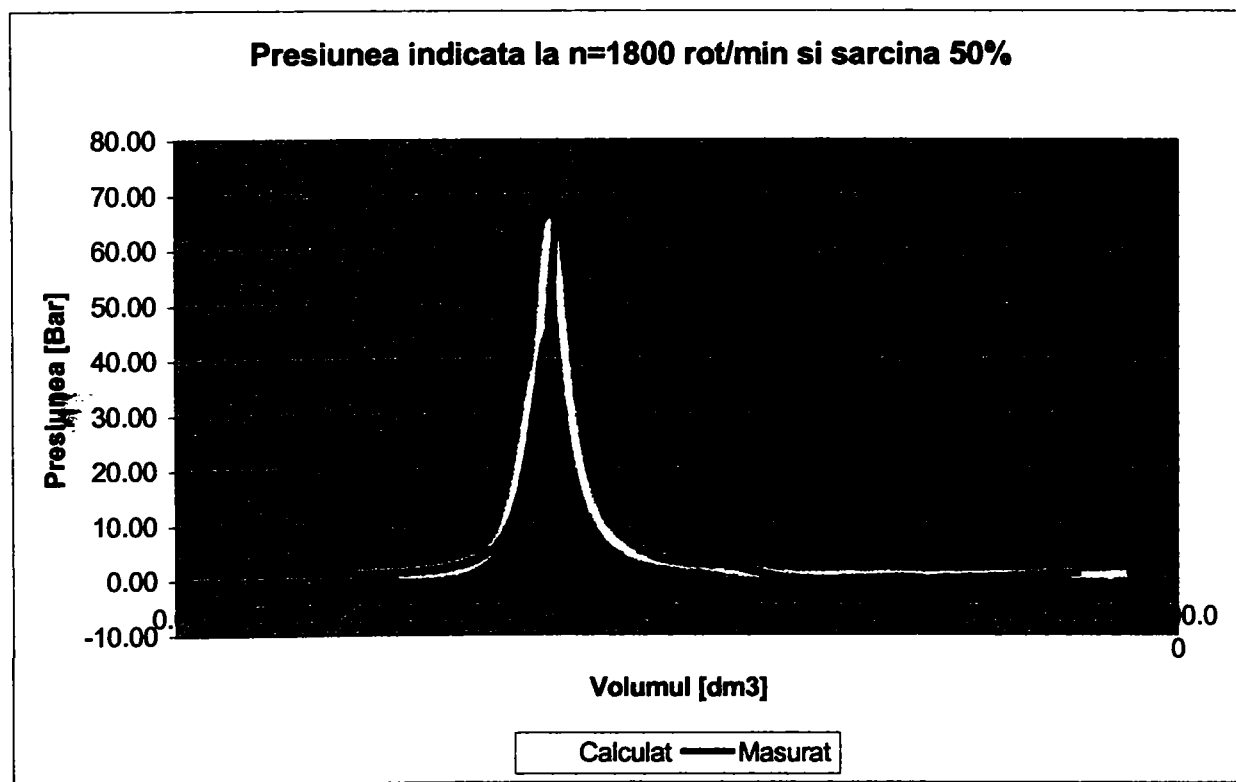


Figura 7.5

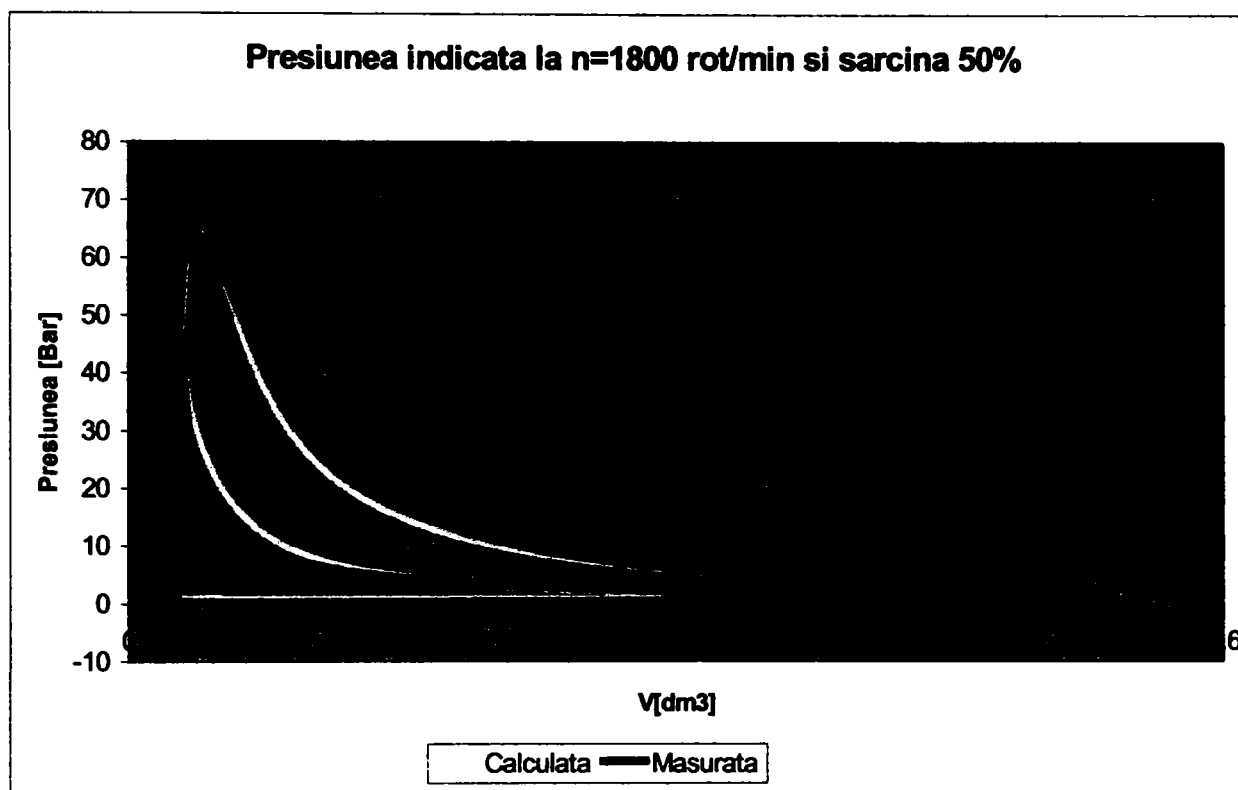


Figura 7.6

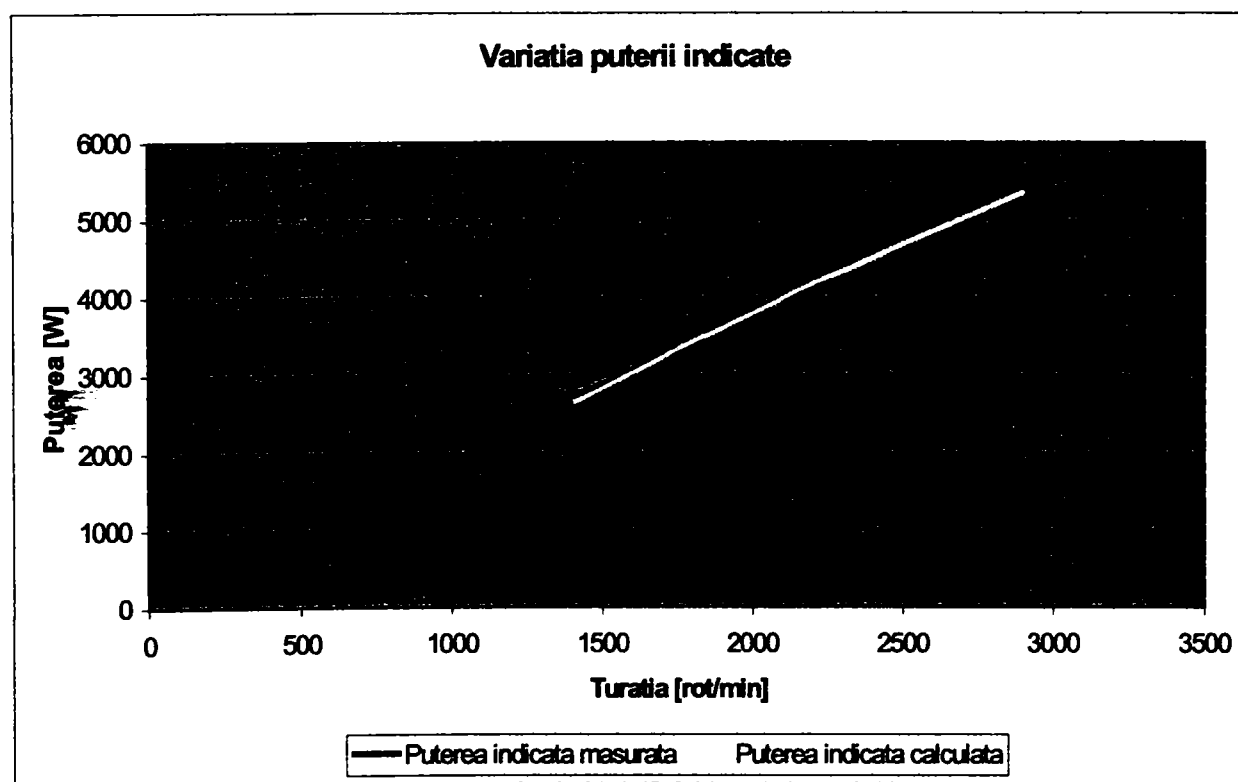


Figura 7.7

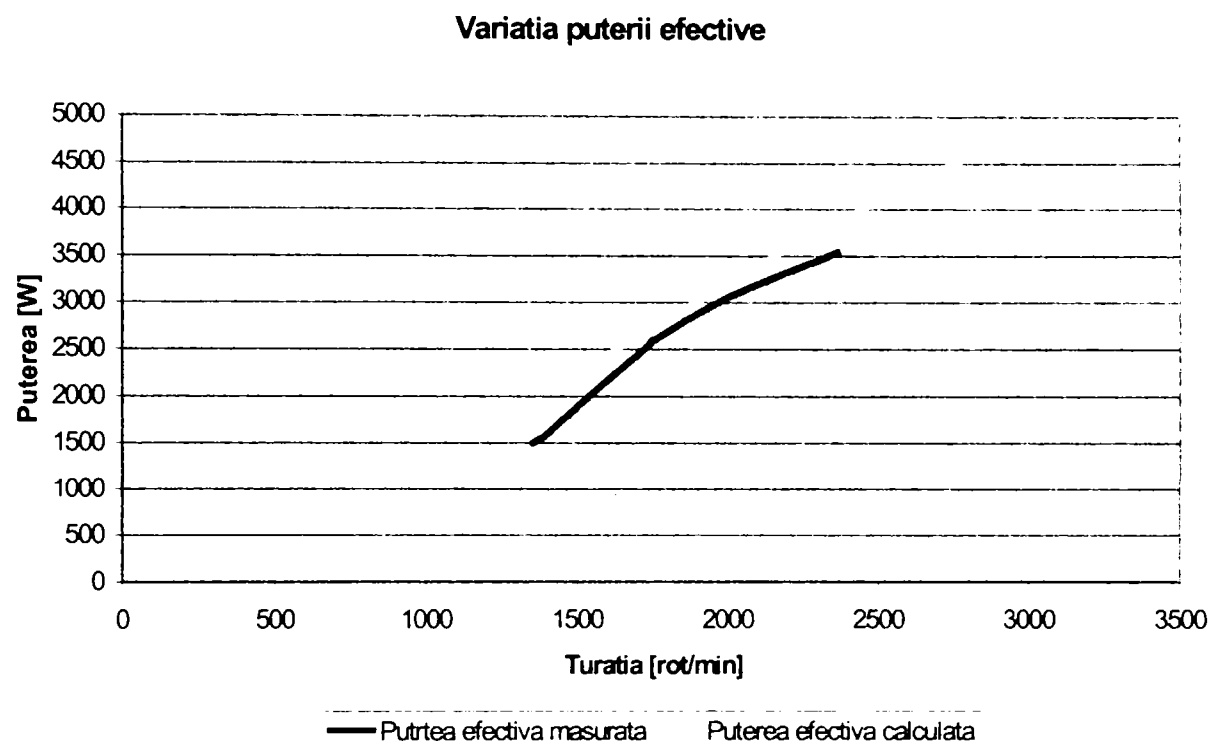


Figura 7.8

În cadrul rulărilor, s-a presupus sarcina constantă ceea ce presupune că partea activă a cursei pistonășului pompei de injecție este constantă, adică se presupune cremaliera blocată.

Doza ciclică se presupune constantă, cu toate că din graficul de variație al acesteia cu turația se poate observa o scădere a acesteia cu turația. Variația este însă mică, nedepășind 3%.

La reprezentarea puterilor apar mici diferențe, care se accentuează la calculul puterii efective deoarece pierderile prin frecare sunt relativ mari și datorită uzurilor, iar pe de altă parte calculele teoretice nu s-au efectuat folosind funcția de pierderi ci folosind metoda existentă în program.

Diferențele care mai apar la reprezentarea presiunilor indicate, se datorează tot uzurilor din motor.

Diagramele comparative prezentate în acest capitol ne conferă o măsură de evaluare a programului de calcul și permite de asemenea stabilirea unor criterii privind acuratețea cu care este estimată funcționarea motorului.

Cap. 8 CONCLUZII GENERALE ȘI CONTRIBUȚII PERSONALE

8.1 Concluzii generale

Motorul cu ardere internă este astăzi o mașină cu largă utilizare mai ales în domeniul tracțiunii rutiere. Nu se pot neglija, însă și alte aplicații cum sunt cele din domeniul tracțiunii feroviare, navale și a instalațiilor coregenerative, inclusiv în zone izolate unde reprezintă singurele soluții fezabile la ora actuală sau ca grupuri staționare (de ex. industria petrolului).

Evoluția aplicării tot mai frecventă a motorului diesel, având în vedere avantajele pe care le oferă, din punct de vedere al consumului de combustibil, cu observația că nu trebuie neglijate spectele de poluare specifice acestui tip de motor cu ardere internă, legate de fum, particule, miros și tot mai mult de eșapare respectiv de controlul oxizilor de azot, impune folosirea unor metode tot mai sofisticate pentru găsirea unor soluții de optim atât din punct de vedere energetic, respectiv al consumului de combustibil, dar și din punct de vedere al noxelor poluante.

Desigur că acest optim este un optim de compromis, deoarece, din păcate, nu există posibilități ca la regimurile sau la soluțiile constructiv funcționale, la care sunt înregistrate performanțe energetice foarte bune, să se realizeze și un nivel minim al noxelor.

Evoluția spectaculoasă a tehnicii de calcul în ultima vreme a devenit un instrument deosebit de util în rezolvarea dezideratelor prezentate mai sus.

Utilizarea calculatorului în proiectarea de proces a motoarelor cu ardere internă este astăzi un instrument indispensabil, date fiind posibilitățile pe care metodele tot mai sofisticate de evaluare a termogazodinamicii a acestor mașini, permit reducerea consistentă a încercărilor la standul de probă și astfel reducerea corespunzătoare a costurilor.

Luând în considerare aceste considerente, am structurat teza de doctorat în opt capitole, care să acopere cât mai cuprinzător

termogazodinamica motoarelor diesel prin metode numerice și verificarea concluziilor teoretice pe mototul diesel M 511 pe standul de probe.

În primul capitol am prezentat o trecere în revistă exhaustivă a metodelor teoretice și a modelelor matematice utilizate în ultimii 25 ani în problematica abordată.

În capitolul 2 m-am ocupat de stadiul actual al cercetărilor în domeniul modelării numerice a termogazodinamicii motoarelor diesel.

La început am prezentat informații generale privind fenomenul de pulverizare, insistând asupra injectiei în mediul gazos stagnant, a rezultatelor teoriei Levich-Hiroyashu privind geneza norului de picături. Am trecut apoi la modelarea proceselor de ardere, respectiv la procedee de modelarea proceselor de ardere. Secțiunea pune în evidență cinematica inițierii arderii, modul de propagare a frontului de flacără și am făcut considerații asupra principiilor de discretizare și rezolvare numerică a modelelor multidimensionale.

Tot în acest capitol m-am ocupat de modelarea formală a caracteristicii de degajare a căldurii și anume cu formalizarea de tip Lyn, Vibe și Watson, tratând aspectele privind utilizarea legilor formale de degajare a căldurii la simularea proceselor de ardere cu ajutorul unor programe performante cum este programul DYN, legile formale de degajare a căldurii de tip Vibe, cazul particular al metodei Weibull, cu formalismul matematic care le caracterizează, și cu evaluarea parametrilor legilor de degajare a căldurii de tip Vibe de ordinul 1.

Totodată am prezentat metodele de calcul ale schimbului de încărcătură, extinse la posibilitățile de evidențiere a influențelor ce le au fenomenele de undă care însoțesc acest proces. Dintre multitudinea de procedee am trecut în evidență metoda de calcul bazată pe teoria acțiunii masice, metoda caracteristicilor, metoda Bernoulli, metoda funcțiilor periodice.

În capitolul 3 am expus algoritmi de calcul pentru evaluarea termogazodinamicii m.a.c. în regim permanent de funcționare și în regimuri variabile. Am prezentat metoda cea mai utilizată în literatura de specialitate, metoda umplerii și golirii, care dă rezultatele cele mai bune la motoarele lente și semi-rapide spre

rapide. Am explicat această situație datorită faptului că abaterile cele mai consistente, între calcul și experiment, în ceea ce privește regimul de presiuni și viteză, în secțiunile de discontinuități, în deosebi pe lângă supape, sunt cele mai consistente la începutul deschiderii și la sfârșitul închiderii supapei când, datorită secțiunilor mici de curgere, diferențele între debitele calculate și cele determinate experimental devin foarte mici.

În continuare am calculat elementele geometrice care variază în timpul funcționării motorului, am analizat posibilitățile de evaluare a sistemului de evacuare, ale sistemului de admisiune.

Am tratat apoi sistemul complex motor-consumator, am prezentat posibilitățile oferite de programul DYN și m-am referit la regulator și la sistemul de injecție.

Capitolul 4 prezintă instalații experimentale și metodici utilizate la cercetarea funcționării m.a.c. la diferite regimuri. Am prezentat schematic standul complex care este capabil să efectueze investigațiile în regimuri definite și am descris părțile sale componente.

Totodată am prezentat modul de calibrare a instalației de încercare.

Mașina electrică de frânare a fost o mașină de curent continuu, cu puteri relativ mici, unde pierderile prin cupru și fier sunt consistente și cu o mare variabilitate în funcție de regimul de funcționare al motorului diesel.

Mașina electrică a fost etalonată cu ajutorul unei mașini electrice de calibrare. Astfel am avut posibilitatea să ridic diagrame privind variației forței de frânare și a momentului, ambele în raport cu turația, variația curentului de excitație precum și variația tensiunii.

Pe baza etalonării mașinii de curent continuu am stabilit o funcție care evaluează pierderile în funcție de turație.

Sistemul automat de achiziții folosit a fost un sistem performant de tip ESAM, ușor de utilizat și cu o mare acuratețe, permițând astfel analiza corespunzătoare a parametrilor care caracterizează gazodinamica motorului și achiziția de date de la mașina electrică.

În capitolul 5 m-am ocupat de evaluarea prin calcul a m.a.c. funcționând în regim variabil, la mersul în gol și la sarcini mici și parțiale. Am căutat să redau la început caracteristicile principale

care definesc geometria motorului diesel M 511 (un monocilindru cu admisiune normală), deoarece acest motor diesel constituie baza experimentală. Am redat diagrama indicată și diagrama de injecție care au rezultat prin calcul și am studiat unii parametri care caracterizează gazodinamica motorului, cum sunt: viteza unghiulară momentană, evoluția presiunii în cilindru, evoluția presiunii de injecție, temperatura de evacuare. Aceste mărimi au fost analizate la un volum relativ extins de diagrame, la diferite turații funcționale ale motorului.

Am mai prezentat câteva caracteristici ale motorului diesel obținute prin calcul, cum sunt: evoluția puterii cu turația, evoluția pierderilor prin frecare, evoluția dozei ciclice de combustibil.

Pe baza măsurătorilor experimentale am putut prezenta, comparativ, un set de diagrame indicate ridicate la diferite turații, astfel putând studia variația temperaturii fluidului motor din cilindru și a temperaturilor pe partea de evacuare.

În capitolul 6 m-am ocupat cu cercetări experimentale privind funcționarea m.a.c. în regim variabil la mersul în gol și sarcini parțiale.

Testele pe standul de probă le-am realizat la diverse regimuri, diferențiate prin turația motorului. Studiile sunt efectuate pe baza unei achiziții automate de date pe stand în legătură cu presiunea fluidului de lucru care evoluează în cilindru motor, cu presiunea la intrarea în injector, acestea fiind înregistrate în timp real, pentru plaje de turații și sarcini. Pentru fiecare regim de funcționare am ridicat diagrame indicate și de injecție, prezentând și efectele pe care le au parametrii luați în studiu asupra tendințelor de dispersie ciclică a motorului diesel.

Pe baza datelor achiziționate am trasat și prezentat caracteristici de sarcini și caracteristica de turații.

Performanțele sistemului de achiziție mi-au permis să trasez funcțiile: turație-putere indicată, turație-putere efectivă, turație-pierderi mecanice, precum și randamentul mecanic. Pentru toate aceste funcții am prezentat diagrame corespunzătoare.

8.2 Contribuții personale

Prin studiile și cercetările teoretice și experimentale pe care le-am efectuat în cadrul elaborării tezei de doctorat am căutat să pun în evidență gradul de încredere pe care îl conferă procedeele de calcul pe care le-am luat în considerație și pe care le-am prelucrat cu ajutorul ordinatului, comparativ cu datele obținute efectiv la standul de probe.

În acest context, cele mai importante rezultate obținute și prezentate parțial și în concluziile tezei, la care mi-am adus modesta mea contribuție privind studiul și cercetarea termogazodinamicii motoarelor diesel prin metode numerice, le consider a fi următoarele:

- aducerea la zi a informațiilor în legătură cu stadiul actual al cercetărilor și al posibilităților de modelare prin calcul a ciclului real de funcționare al motorului diesel;
- extinderea procedeele de calcul pentru evidențierea funcționării motoarelor diesel în regimuri variabile, regimuri foarte importante pentru motoarele de tracțiune, știut fiind faptul că cele mai poluante situații și cu cele mai ridicate consumuri de combustibil se înregistrează tocmai în regimurile de accelerare și de decelerare ale motorului.
- expunerea de algoritmi de calcul pentru evaluarea termogazodinamicii motorului diesel;
- evidențierea proprietăților dinamice ale regulatorului, funcționând în coroborare cu sistemul de injecție;
- dezvoltarea de procedee de calcul a performanțelor motoarelor diesel funcționând în regim variabil;
- stabilirea funcției de pierderi pentru motorul diesel printr-o metodă proprie;
- stabilirea funcției de pierderi pentru mașini electrice de puteri mici printr-o metodă proprie;
- având în vedere dificultățile pe care le are determinarea randamentului mecanic în cazul motoarelor cu ardere internă, am căutat să confer informații privind evoluția acestuia în raport cu turația, parametru care sintetizează cel mai complet caracterul tranzitoriu al funcționării unui motor diesel;

- instalație experimentală cu un grad ridicat de complexitate dacă se are în vedere că s-au putut efectua studii detaliate în legătură cu determinarea pierderilor în fier și cupru, caracteristice unei mașini de curent continuu de puteri mici;
- instrumentarea complexă și completă, cu aparatură de nivel corespunzător, inclusiv în ceea ce privește achiziția de date de la stand;
- interpretarea critică cu abateri de max. 2% între teorie și experiment, ceea ce dovedește veridicitatea modelelor de calcul;
- folosirea unei bibliografii judicios selectată, cu multe titluri de ultimă apariție.

BIBLIOGRAFIE

- 1 Annand W. Heat transfer from flames in internal combustion engines, International Symposium on Heat Transfer from Flames, Trogir 1973
- 2 Apostolescu N. Tarza D. Bazele cercetării experimentale a mașinilor termice –E.D.P.-București-1979
- 3 Apostolescu N., Chiriac R. Procesul arderii în motorul cu ardere internă. Editura Tehnică-1998
- 4 Apostolescu, N., Grünwald, B Neomogenitatea termică și chimică a gazelor din motoarele cu ardere internă", Ed. Academiei, 1975
- 5 Aramă C., Grunwald B. Motoare cu ardere internă, procese și caracteristici. Editura Tehnică-1966
- 6 Bakhvalov N. Methodes numeriques-Edition MIR Moscou-1976
- 7 Barrere M., Prudhomme R. Elements d'Aerothermochimie-Ed Masson 1975
- 8 Benson R.S. The Thermodynamics and Gas Dynamics of internal combustion Engines vol.I-Clarendon Press-Oxford 1982
- 9 Benson, R.S. The Thermodynamics and Gas Dynamics of Internal-Combustion Engines vol.I-Clarendon Press-Oxford-1982
- 10 Berindean C. Procese, caracteristici și supraalimentarea m.a.i., vol. 2 Lito U.T.T.-1985
- 11 Brătianu C. Metode cu elemente finite în dinamica fluidelor, Ed. Academiei-1983
- 12 Cook H.A Diesel engines cycle analysis of relationships of fuel injection to fuel compression-ignition characteristics and best fuel utilization – S.A.E. Paper No. 650449, presented at Chicago, 1965 (8th May)
13. Chiriac R. Diagrama indicată pentru Motoare cu Ardere Internă. Editura AGIR București 2004 ISBN 973-8466-55-5
- 14 Crăciun G. Procese termodinamice caracteristice motoarelor-vol 2, Lito I.P.B. 1985
- 15 Druet, S. Baillz Technique Raman d'etude des eculements et des flames ONERA 1976 – 40
- 17 El-Wakil M.M, Myers P.S, Uyehara O.A Fuel vaporization and ifnition lag in diesel combustion – S.A.E. rans. 1965 64, 712

- 18 Faeth G.M. Evaporation and combustion of sprays-Progr. In en. And Comp. Science, vol.9-1983
- 19 G. Eichelberg Instationare Stromungsvorgange in Motorenforschung
- 20 Godunov S. Resolution numerique des problemes multidimensionnels de la dynamique ses gaz- Edition MIR Moscou-1979
- 21 Grigg J.C. and Syed M.H. The problem of predicting rate of heat release in diesel engines, Proc. Instn. Mech. Engrs. 184, Part. 3j, 192 (1969-70)
- 22 Grünwald, B. Teoria, calculul și construcția motoarelor cu ardere internă pentru autovehicule" Ed. Didactică și Pedagogică, 1975
- 23 Haenlein A. On the Disruption of a Liquid Jet – NACA TM 659, 1932
- 24 Halstead M, Kirsh L, Quinn C. The Autoignition of Hydrocarbon Fels at High Temperatures and Pressuress - Fitting of a Mathematical Model-Combustion and Flame, Vol.30, 1977
- 25 Heider G. Rechenmodell zur Vorausrechnung der NO-Emission von Dieselmotoren, Technische Universitat Munchen,1996
- 26 Hiroyasu H, Arai M, Shimizu M. Break-Up Length of a Liquid Jet and Internal Flow in a Nozzle–Proceedings of ICLASS-91, Paper 26,1991
- 27 Hiroyasu H. Measurements of spray characteristics and fuel vapor concentration in a Diesel spray- University of Hiroshima-1994
- 28 Holotescu S. Cercetări privind simularea numerică a funcțiilor motoarelor cu ardere internă. Teză de doctorat. Universitatea Tehnică Timișoara- I.P.T 1999.
- 29 Holotescu S., Negrea V.D & col. Aplicații ale metodei Weibull la simularea funcționării motoarelor cu ardere internă – Bul. Științific al UPT Tom 43 (57) Fasc. I 1998 ISSN 1224-6077
- 30 Hsiang L.P., Faeth G.M. Secondary Breakup in the Deformation Regime – AiAA Paper 92-0110, Reno, NV, Jan 1992
- 31 Kahn I.M., Greeves G., Probert D.M. Prediction of soot and nitric oxide concentration in diesel engine exhaus. Conference on Air Pollution Control in Transp. Engines, Proc. Instn. Mech. Engrs. 205 (1971)

- 32 Kirilin V.& coll. Termodynamique technique-Ed.MIR Moscou 1981
- 33 Lyn W-T Calculations of the effect of rate of heat release on the shape of the cylinder-pressure diagrams and cycle efficiency – proc. Auto. Div. Instn mech. Engrs 1960-61 (No. 1), 34
- 34 Magnussen B.F., Hjertager B.H. On Mathematical Modelling of Turbulent Combustion with Special Emphasis on Soot Formation and Combustion – 16 th Symposium of Combustion, Combustion Institute, Pittsburg, 1976
- 35 Maozhao Xie Computer Analysis of In-Cylinder Process in DI Diesel Engine with the Hollow-Cone-Spray Combustion System – Naval Engineering Department Dalian Institute of Technology 1990
- 36 Marble F.E., Broadwell J.E The Coherent Flame Model for Turbulent Chemical Reactions–Project Squin Rept., 1977
- 37 McAulay K.J., Wu T., Chen S. Development and evaluation of the simulation of the compression-ignition engine – S.A.E. Paper No. 650451, presented at Chicago, 1965
- 38 McCharty M.J., Malloy N.A. Review of Stability of Liquid Jets and the Influence of Nozzle Design The Chemical Engineering Journal, Vol. 7, 1974, pp.1
- 39 McDonnell V.G., Samuelsen G. Assessing the physics of spray behavior in complex combustion systems–University of California 1996
- 40 Miesse C.C. Correction of Experimental Data on the Disintegration of Liquid Jets–Industrial and Engineering Chemistry, Vol.47, 1995
- 41 Miyamoto, N., s.a. "Description and Analysis of Diesel Engine Rate of combustion and Performance Using Vibe's Functions", S.A.E. Paper 850107
- 42 Negrea V.D. Procese in motoare cu ardere internă. Economicitate. Combaterea poluării, vol. I, Editura Politehnica ISBN 973-9389-88-0 2001
- 43 Negrea V.D. Procese în motoare cu ardere internă. Economicitate. Combaterea poluării, vol. II Editura Politehnica ISBN 973-9389-99-6 2003

- 44 Negrea V.D, Holotescu S. & col. Optimizarea gazodinamicii motoarelor cu ardere internă folosind procedee nelineare de calcul – Conf. Nat. de Termod. 3-4 VI 94 vol. III Timișoara
- 45 Negrea V.D, Holotescu S. & col. Modele matematice pentru evaluarea prin calcul a legii de injecție – Conf. Nat. de Termodinamică Pitești 29-30 mai 1998 ISBN 973-7-98497-1-7 (Vol.I)
- 46 Negrea V.D. Procese, caracteristici și supraalimentarea m.a.i.-vol.I Lito U.P.T.-1990
- 47 Negrea V.D. Holotescu S. Verificarea legii de degajare a căldurii determinate prin calcul pentru motoarele din familia ALCO Contract UCMR –Faza 2-1994
- 48 Negrea V.D. Bazele cercetării experimentale a mașinilor termice vol I+II Lito I.P. "Tr. Vuia" Timișoara – 1978,1979
- 49 Negrea V.D. Sandu V. Combaterea poluării mediului în transporturi rutiere,Editura Tehnică București – 2000 ISBN 973-31-1453-3
- 50 Nicolae, D. Lungu, R. Cismaru Masurarea parametrilor fluidelor – Editura Scrisul Românesc – Craiova 1986
- 51 Oefelein J.C., Yang V Simulation of High-Pressure Spray Field Dynamics – Pennsylvania State University Park Pennsylvania 16802 – 1992
- 52 Oefelein J.C., Yang V. Simulation of high pressure spraz field dynamics 16802-Pennszlvania State University-1996
- 53 Peters A. Analyse instationarer Stromungsvorgange beim Ladungsweschel eines Mehrzylinder Ottomotors und eines aufgeladenen Dieselmotors-Doktorarbeit Bochum 1978
- 54 Popa B., Bataga N. Motoare pentru autovehicule-Ed. Dacia-1982
- 55 Pucher H. Vergleich der programmierten Ladungswechselrechnung für Viertakt Dieselmotoren nach der Charakteristikentheorie der Full und Entleermethode, TU Braunschweig-1975
- 56 Ranz W.E On Sprays and Spraying – Dep. Of Engineering Research – Pennsylvania Sate University 1956
- 57 Rassweiler, G. M., Wihrow, L. Motion Pictures of Engines Flames Correlated with Pressure Cards S.A.E. Trans, Vol 38

- 58 Reitz R.D., Bracco F.V. Mechanism of breakup of round liquid jets, Gulf Publishing-Encyclopedia of fluid mechanics-1985
- 59 Reitz R.D. Atomization and Other Breakup Regimes of a Liquid Jet – Princeton University – 1978
- 60 Reitz R.D. Modeling Atomization Process in High-Pressure Vaporizing Sprays – Atomization and Spray Technology, Vol.3, 1987
- 61 Reitz R.D., Bracco F.V. Mechanism of breakup of Round Liquid Jetz – The Encyclopedia of Fluid Mechanics – Gulf Publishing – 1986
- 62 Reitz R.D., Bracco F.V. Mechanism of Atomization of a Liquid Jet – Physics of Fluids, vol. 25,1982
- 63 Reynolds A.J. Curgeri turbulente în tehnică-Editura Tehnică-1982
- 64 Rizzi A.W., Inouye M. Time-split finite volume method for three dimensional blunt-body flow-AIAA Journal vol.11-1973
- 65 Shahed S.M., Chiu W.S, Lyn W.T. A mathematical model of diesel combustion – in Combustion in Engines, p.119, Institution of Mechanical Engines, 1975
- 66 Shipinski J., Myers P.S., Uyehara O.A. A spray droplet model for diesel combustion – Proc. Instn. Mech. Engrs. 184, Part 3j, 28 (1969-70)
- 67 Sitkei G. Uber den dieselmotorischen Zundverzeng – MTZ 1983 (6)
- 68 Song-Charng Kong, Rolf D. Reitz Spray Combustion Process in Internal Combustion Engines – University of Wisconsin – Madisson, Wisconsin 53707 – 1993
- 69 Spalding D.B. Some fundamentals of combustion – 1955 (Academic Press, New York)
- 70 Taylor G.I. Generation of Ripples by Wind Blowing over a Viscous Fluid – Collected Works of G.I.Taylor, vol.3,1990
- 71 Vladea I. Tratat de termodinamică tehnică și transmiterea căldurii E.D.P.-1974
- 72 Watson N.,Marzouk M. A nonlinear digital simulation of turbocharged diesel engines under transient conditions. SAE-paper 770123
- 73 Vibe N. Brennverlauf und Kreisprozess für Verbrennungsmotoren VEB-Verlag Technik Berlin 1970

- 74 Watson N., Marzouk M. Load acceptance of turbocharged Diesel engines, I.Mech.Eng. London 1978
- 75 Whitehouse N.D., Way R.J.B Rate of heat release in diesel engines and its correlation with fuel injection data – Proc. Inst. Mech. Engrs. 184, Part 3J, 17 (1969-70)
- 76 Whitehouse N.D., Way R.J.B A simple method for the calculation of heat release rates in diesel engines based on the fuel injection rate – S.A.E. Paper 710134 (1971)
- 77 Williams F.A. Combustion Theory-Addison-Wesley Publishing Company
- 78 Wonschni G. and Anisits F. Experimental investigation and mathematical representation of the rate of heat release in diesel engines dependent on engine operating condicions – S.A.E. Paper 740086
- 79 Woschni G., Anisits F. Eine Methode zur Vorausberechnung der Änderung des Brennverlaufes mittelschnellaufender Dieselmotoren bei geänderten Betriebsbedingungen-MTZ-1973,4
- 80 Woschni G. Elektronische Berechnung von Verbrennungsmotor-Kreisprozessen-MTZ,1965,11
- 81 Woschni G. Engine cycle simulation, an effective tool for the development of medium speed diesel engines SAE Paper 870570-1987
- 82 Yeh C.N., Kosaka H., Kamimoto T. Measurement of Drop Size in Unsteady Dense Sprays - Tokyo Institute of Technology, Meguru, Tokyo, Japan, 1994
- 83 Zellbeck H., Betz A. Dynamisches Betriebsverhalten, Augsburg-1980

ABSTRACT

Due to increasing evolution of diesel engines, the necessity to improve construction and operation appeared, the main purpose being stating the most adequate computation methods for thermic and gas dynamics processes. Final purpose is numerical simulation of engine operation in order to find out optimum constructive versions already during design stage. Numerical simulation of engine operation can be achieved only basing on specific mathematical models able to take into account the multitude of factors influencing the complex phenomena taking place during the engine working cycle. The mathematical models are basing on physical models referring to the phenomena and consist in mathematical expression of these as well as in effective solving methods. Numerical modelling of a working cycle with a high level of accuracy referring to the real working cycle is one of the main goals of research and design activity.

It must be mentioned that among all the stages of realisation of an internal combustion engine, design and modelling produce the smallest amount of costs. In case of errors, conveying to the next realisation stages until manufacturing of functional model, these increase by a step ratio of 10 and so on, later passing to the prototype and to the model of "0" series.

This is the reason why modelling of internal combustion engines operation is so important to be of good quality, allowing in this case decrease of research time and costs, research of design period, decrease of moral wear of the engines, increase of efficiency as well as increase of exploitation period combined with insult control.

Already when the first internal combustion engine appeared, the efforts of the specialists focussed on understanding the working principles and improving constructive solutions. Competition for obtaining engines with optimum operating performances (powerful, economical, reliable, silent, as non-polluting as possible) basis on continuous improving of mathematical modelling of real working cycle as well as on improving experimental investigation methods for the phenomena taking place in the engine.

When starting engine production, the only optimisation methods for different engine types and classes were experimental methods, leading to huge material and human efforts in order to check from practical point of view different constructive versions. In the meanwhile, as a consequence of developing mathematical simulation models for engine operation, together with use of high power computers, application of computer assisted simulation methods for assessing the real working cycle allows decrease of experimental testing. As a consequence of this tendency, experimental tests are reduced as much as possible, respecting internal and international standards in this domain. Optimum constructive version is selected already during design stage, the experimental research being necessary only to validate on computer realised predictions. It must be noticed that these predictions, many of them theoretical, also are based in most of the cases on extended data basis of experimental results obtained for engines of the same family or class, so that computed prediction only in few cases are in contradiction to measured values. It is certain that always the verdict is given by experiment. The concern to use correct experimental methods, to realise accurate data acquisition and processing and – not less important – to achieve an expressive presentation of experimental data lead to development of automatic, computer assisted, experimental data acquisition and processing systems.

Theoretical methods and mathematical methods for assessing the real working cycle developed especially during the last 25 years – together with appearance and development of electronic computer and consist in utilisation of numerical methods to solve the complex equation systems describing the real phenomena governing operation of internal combustion motors.

Depending on the degree of knowledge of different processes that lead to description of the real cycle, usually simplification of equations using analytical or semi-analytical models is applied. In setting up a model, the following principles must be taken into account:

- The model should be built so that it allows approximation of minimal characteristics of the system in different

versions of its structure and taking into account different external actions on it;

- The model must be adequate to the modelled system;
- The model must guarantee convergence between model and original, not only for inlet and outlet data, but also for internal parameters corresponding to constitutive subsystems;
- The mathematical model used for design and verification (analysis) must be the same.

The above presented aspects clearly show that using mathematical modelling and selecting the adequate model allow an important decrease of the number of in the stand tested versions, substantially decreasing costs and design time.

Present dissertation aims to offer the possibility to assess the laws of heat exhaust for diesel engines, considering the majority of factors that influence their evolution and as a consequence stating of constructive and functional characteristics.

Chapter 2 realises an overview of the main experimental and theoretical results existent in speciality literature referring to combustion of heterogeneous mixtures. This part also includes mathematical expressions of the processes developing in combustion of heterogeneous mixture (turbulent flow), influences between liquid and gas phase (chemical reaction, flame propagation), concluding with the presentation of the method to realise discretisation and numerical solving of the multi-dimension models.

The third chapter contains the algorithm for assessing the thermo – gas dynamics of the diesel engine in permanent operation regime and in variable regime. The theoretical basis of simulation program for operation of diesel engines is presented. This software is a useful instrument in case that an energetic optimum formula is to be established, but its disadvantage consists in a certain dependency on the experiment, necessary to connect to heat transfer law. This disadvantage can be avoided for the diesel engine with direct injection by combustion modelling according to evolution of drop cloud.

The 4th chapter presents experimental mountings and methods used for researches on diesel engines operation for

different regimes. The particular test stand used for testing diesel engine M 511 is pointed out, also presenting the used data acquisition system. At the same time some statements concerning calibration of the installation and the engine are made. The same presentation system is also used for the calibration stand of the c.c. generator.

Chapter 5 aims to assess by computation the performances of the diesel engine operating in variable regimes. The computed results obtained from numerical simulation using DIPROW software are put into evidence, as they are applied particularised for the M511 engine.

Chapter 6 has the purpose to present experimental research concerning operation of diesel engine in variable load and speed regime, synthetically shown as graphs presenting the evolution of the main parameters characterising the engine. As a consequence of mathematical regress operations, at the end of the chapter the loss equation in the engine is presented and the graph of this function, so that losses for a fixed speed can be directly stated, leading to the output of the engine.

Chapter 7 refers to critical interpretation of some computed results, in accordance to the experimental data registered in the test stand. Indicated diagram, indicated power and realised output, obtained by computing, are compared to characteristics measured on the test stand, for 3 speed regimes: 1300 rpm; 1500 rpm și 1800 rpm., for load of 50%. Critical interpretation of results lead to the conclusion that deviations registered by measurement, comparatively to computed results are relatively small. This states the fact that the mathematical developed and used within present dissertation model is reliable and may constitute a consistent basis for further research.

The dissertation concludes with chapter 8, containing conclusions of the realised research, own contributions of the author and also refers to the possibilities of further development of obtained computation models, the used reference specialty literature also being listed.