

**UNIVERSITATEA "POLITEHNICA" DIN  
TIMIȘOARA  
FACULTATEA DE MECANICĂ**

**TEZĂ DE DOCTORAT**

**STUDII ȘI CERCETĂRI PRIVIND  
CONTROLUL FORMĂRII AMESTECULUI ȘI  
AL ARDERII ASUPRA COMPORTĂRII ÎN  
SERVICIU A CAMERELOR DE ARDERE ÎN  
CORELAȚIE CU REGIMUL DE NOXE  
PENTRU MOTOARELE DIESEL**

**CONDUCĂTOR ȘTIINȚIFIC:  
PROF.DR.ING. LUCIAN MĂDĂRAS**

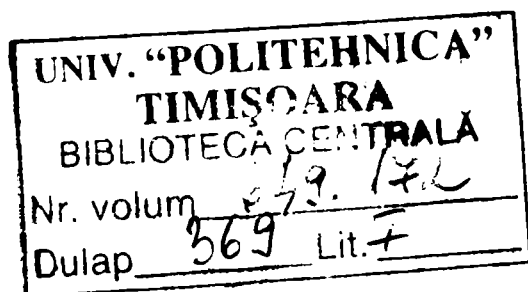
**DOCTORAND:  
ING. DANIEL OSTOIA**

**2006**



*“Idea lui Rudolf Diesel n-a dus doar la construirea unor mașini de forță. Prin construirea unui număr imens de motoare mici a fost ușurată viața țăranului și muncitorului și s-a amplificat puterea de muncă umană. Astfel Rudolf Diesel a devenit un ajutor al umanității”*

*inscripție de pe monumentul “Diesel “ din Augsburg*



Gândurile de mulțumire mă conduc la persoana căreia îi datorez o considerație deosebită și o port mereu în suflet prin rolul avut în formarea mea spirituală cât și prin inițierea mea în domeniul tehnic și anume la unchiul meu domnul ing. **VESA AVRAM**.

Mulțumirile mele nu pot echivala cu ajutorul acordat de cei care de-a lungul anilor m-au sprijinit, îndrumat pe măsură ce prezenta teză se contura.

Un gând de recunoștință se cuvine domnului prof.dr.ing. **LUCIAN MĂDĂRAS** pentru gradul ridicat de profesionalism cu care m-a îndrumat de-a lungul elaborării tezei, și nu numai la aceasta ci și prin prisma formării mele profesionale.

Deasemenea mulțumiri deosebite se cuvin domnului prof.dr.ing. **VIRGILIU DAN NEGREA** prin sprijinul acordat la elaborarea științifică a tezei de doctorat, de a cărui sfaturi și bogata sa experiență am beneficiat, fiind onorat de acceptarea ca și referent științific.

Pe această cale țin să aduc mulțumirile mele domnului și prietenului șef de lucrări dr.ing. **SORIN HOLOTESCU**, pentru sprijinul logistic acordat la realizarea calculelor teoretice și a măsurătorilor pe stand.

Mulțumiri aduc colegilor catedrei de Termotehnică Mașini și Echipamente Termice și Autovehicule Rutiere, care m-au format ca și inginer și coleg și m-au sprijinit moral și logistic prin idei la elaborarea tezei cât și profesorilor care au avut un rol important în formarea mea ca și inginer.

Deasemenea mulțumesc domnișoarei conf.dr.ing. **MOCUȚA GEORGETA**, pentru sprijinul logistic legat de structura și tehnoredactarea tezei.

Nu în ultimul rând mulțumesc familiei mele pentru răbdare și suport în momentele în care finalizarea era un deziderat și mai ales prietenei și viitoarei mele soții, **MONICA**.

## Cuprins

<b>Cap.1</b>	<b>Introducere</b>	5
<b>Cap.2</b>	<b>Stadiul actual al cercetărilor din domeniul controlului proceselor termogazodinamice ale motoarelor diesel</b>	9
2.1	<i>Aspecte definitorii ale proceselor termogazodinamice ale motoarelor diesel</i>	9
2.1.1.	<i>Generalități</i>	9
2.1.2.	<i>Stadiul actual privind echipamentele de injecție folosite la motoarele diesel în corelație cu soluțiile constructive ale acestora</i>	12
2.1.2.1.	<i>Studiu teoretic al controlului procesului de injecție de combustibil</i>	12
2.1.2.2.	<i>Sisteme moderne de control al procesului de injecție de combustibil</i>	17
2.1.3.	<i>Stadiul actual al controlului formării amestecului aer-combustibil asupra performanțelor motoarelor cu aprindere prin comprimare</i>	28
2.1.3.1.	<i>Controlul formării amestecului în camera de ardere</i>	28
2.1.3.2.	<i>Elemente privind soluții adoptate la construcția camerei de ardere pentru m.a.c. cu injecție directă</i>	30
2.1.3.3.	<i>Studiul mișcării fluidului motor în camera de ardere</i>	39
2.1.4.	<i>Stadiul actual în domeniul controlului arderii la motoarele cu aprindere prin comprimare</i>	55
2.1.4.1.	<i>Generalități asupra formării amestecului și arderii în motorul cu aprindere prin comprimare</i>	55
2.1.4.2.	<i>Determinarea caracteristicii de degajare a căldurii</i>	56
2.2.	<i>Aspecte privind poluarea produsă de către motorul cu aprindere prin comprimare</i>	63
2.2.1.	<i>Istoric și tendințe</i>	63
2.2.2.	<i>Aspecte tehnice privind producerea noxelor la motoarele cu aprindere prin comprimare</i>	65
2.2.3.	<i>Efectele etanșării camerei de ardere asupra performanțelor de poluare și energetice</i>	67
2.2.4.	<i>Originea hidrocarburilor la motoarele cu aprindere prin comprimare</i>	68
2.2.5.	<i>Efectele interstițiilor asupra hidrocarburilor nearese</i>	71

<b>Cap.3</b>	<b>Studiu privind nivelul de performanțe și comportarea în serviciu a segmentilor de etanșare a camerelor de ardere la motoarele de mic litraj cu injecție directă</b>	74
3.1.	<i>Aspecte teoretice privind influența presiunii de contact a segmentilor asupra etanșării</i>	74
3.1.1	<i>Studiul soluțiilor constructive privind tipurile de elemente de etanșare a camerelor de ardere</i>	74
3.1.2.	<i>Analiza realizării funcției de etanșare la camerele de ardere</i>	88
3.2.	<b>Evaluarea distribuției presiunilor pe periferia segmentilor</b>	100
3.2.1.	<i>Moduri de distribuție a presiunii pe periferia segmentului</i>	100
3.3.	<b>Comportarea în serviciu a segmentilor aflați în diferite stadii de uzură sub aspectul siguranței în funcționare</b>	108
<b>Cap.4.</b>	<b>Evaluarea prin calcul a performanțelor motoarelor cu aprindere prin comprimare în corelație cu comportarea în serviciu a camerelor de ardere</b>	120
4.1.	<b>Elemente privind calculul ciclului real pentru motoarele de mic litraj</b>	120
4.1.1.	<i>Considerații generale</i>	120
4.1.2.	<i>Simularea ciclului real cu utilizarea legilor formale de degajare a căldurii</i>	122
4.1.3	<i>Aspecte privind legile formale de degajare a căldurii</i>	129
4.1.4.	<i>Calculul ciclului real de funcționare al unui motor diesel cu injecție directă pe baza modelului de ardere a norului de picături</i>	134
4.1.4.1	<i>Studiul pentru calculul ciclului real pe baza modelului de ardere</i>	134
4.1.4.2.	<i>Principiul de determinare a legii de ardere utilizând metoda de modelare a norului cu picături</i>	136
4.2.	<b>Calculul pierderilor prin neetanșeități la ajustajul segmenti-cilindru</b>	139
<b>Cap. 5</b>	<b>Metode și instalații experimentale</b>	158
5.1.	<b>Proiectarea experimentului</b>	158
5.2.	<b>Măsurarea presiunii radiale a segmentului de comprimare și evaluarea uzurii</b>	160
5.2.1.	<i>Dispozitive de măsurat presiunea radială a segmentilor</i>	160
5.2.1.1	<i>Aparate/dispozitive de măsură într-un singur punct</i>	161
5.2.1.2.	<i>Aparate/dispozitive de măsurare simultană a presiunii în mai multe puncte</i>	164

5.2.2.	<i>Distributia presiunii pe periferia segmentilor motorului M 511 determinată experimental</i>	164
5.2.3.	<i>Determinarea uzurii prin cântărirea segmentilor</i>	176
5.3.	<b><i>Instalație experimentală pentru încercarea motoarelor diesel de mic litraj tip M 511</i></b>	182
5.4.	<i>Metode de încercare</i>	189
5.5.	<b><i>Pregătirea achiziției de date la motorul M511</i></b>	192
5.6	<i>Achiziția presiunii din cilindru si a presiunii de injecție pentru motorul M511</i>	200
5.7	<i>Prelucrarea datelor achiziționate experimentale</i>	203
<b>Cap.6</b>	<b>Rezultate ale cercetării experimentale privind comportarea în serviciu a camerelor de ardere în corelație cu performanțele termogazodinamice ale motorului M 511</b>	205
6.1.	<b><i>Indici de performanță energetici și de poluare obținuți la funcționarea motorului M 511 pe caracteristica de regulator de turație</i></b>	205
6.1.1	<i>Caracteristica de regulator la sarcină parțială pentru segmenti noi</i>	206
6.1.2	<i>Caracteristica de regulator la sarcină parțială pentru segmenti uzați</i>	211
6.1.3	<i>Caracteristica de regulator de turație la sarcină parțială pentru segmenti noi cu diferite modelări de uzuri</i>	215
6.1.4.	<i>Caracteristica de mers în gol pentru segmenti noi-segmenti cu modelare de uzură</i>	218
6.2.	<b><i>Eficiența condițiilor de etanșare la camera de ardere asupra nivelului de performanță al motorului diesel cu injecție directă</i></b>	221
6.2.1.	<i>Caracteristica de mers în gol</i>	221
6.2.2.	<i>Caracteristica de regulator la sarcină parțială</i>	224
<b>Cap. 7</b>	<b>Interpretarea datelor experimentale în juxtapunere cu datele de calcul/simulare</b>	232
7.1.	<b><i>Comparație a datelor reale/achiziționate cu datele obținute prin simulare/calcul la funcționarea motorului la regimul de mers în gol</i></b>	232
7.2	<b><i>Comparație a datelor reale/achiziționate cu datele obținute prin simulare/calcul la funcționarea motorului la regimul de regulator la sarcină parțială</i></b>	258
7.3.	<b><i>Modalități de reducere a efectelor pierderilor din camera de ardere la motorului diesel</i></b>	270
<b>Cap.8</b>	<b>Concluzii generale și contribuții personale</b>	275

**Bibliografie**

**Anexe**



## CAPITOLUL 1 INTRODUCERE

Rolul pe care îl are motorul cu ardere internă în civilizația modernă conduce la permanentă necesitate de perfecționare constructiv-funcțională a acestuia, având ca scop determinarea condițiilor de lucru și exploatare de cele mai multe ori dificile prin multitudinea de parametrii ce conduc la obținerea de performanțe energetice dar mai ales a celor de poluare.

Competiția de realizare de motoare cât mai performante<sup>1</sup> are la bază o continuă dezvoltare atât a modelelor matematice ale ciclului real cât și a modelelor experimentale.

Aprecierea unui motor cu ardere internă la momentul actual se face prin nivelul de performanțe obținute, dintre care în trend sunt cele ce au în vedere minimizarea poluării.

Începând cu anul 1932 a fost semnalat faptul că motorul cu aprindere prin comprimare este o sursă poluantă, mai ales prin producerea de fum și miros, dar și pentru producerea de oxizi de azot.

Creșterea performanțelor motorului cu aprindere prin comprimare a făcut ca fenomenele complexe care se desfășoară în motor să determine atât cercetarea pentru perfecționarea acestuia dar și urmărirea evoluției acestuia în timpul funcționării.

Studiul în regim de exploatare al emisiilor motoarelor diesel a dus la definirea unei categorii aparte de vehicule, foarte poluante (*gross polluters*) care contribuie într-o mult mai mare măsură la emisia de poluanți atunci când ajung la o stare tehnică defectuoasă. Astfel 1% din cele mai poluante vehicule produce același nivel de poluare ca cel produs de 40% din vehiculele cel mai puțin poluante.

În România s-a constatat că 70% din vehiculele testate depășesc nivelurile admise de poluare<sup>2</sup>, fapt datorat în mare măsură stării tehnice necorespunzătoare.

Introducerea sistemelor electronice de control a făcut ca o parte din problemele care s-au datorat sistemelor de control mecanice să fie rezolvate prin multitudinea de noi informații introduse și prelucrare de noile sisteme.

Faptul că procesele din cilindru sunt în regim nestaționiar, pot face ca în serviciu motorul cu ardere internă să își schimbe performanțele inițiale iar legătura dintre procesele de control a amestecului carburant respectiv a arderii din camera de ardere a motorului și comportarea în serviciu trebuie

---

<sup>1</sup> Sub aspectul puterii, economicității, fiabilității și cât mai puțin poluante

<sup>2</sup> fum și CO

realizată continuu. De cele mai multe ori parametrii inițiali fiind afectați de fenomene<sup>1</sup> ce apar și se dezvoltă în timp, apar consecințe care pot conduce la o funcționare defectuoasă care ar trebui corectată continuu. Acest lucru reprezintă un deziderat spre care tind toți producătorii de motoare.

În tematica propusă a fi tratată în teza de doctorat se înscriu câteva din direcțiile actuale ce stau în fața cercetătorilor motoarelor diesel de puteri mai mici. Dintre aceste direcții pot fi enumerate următoarele:

- Îmbunătățirea performanțelor energetice a motoarelor moderne. Această direcție s-a putut realiza cu ajutorul creșterii și utilizării tehnicii de calcul pentru modelare asigurându-se posibilitatea de a introduce cât mai multe ipoteze care să se apropie modelul de funcționarea după ciclul real. Dificultățile modelării rezidă tocmai din cantitatea mare de informații ce trebuiesc prelucrate dar mai ales de variabilitatea acestora.
- Optimizarea proceselor din cilindru motorului. Această direcție de cercetare presupune corelarea proceselor din cilindru cu evoluția în funcționare a diferitelor elemente constructive ce intră în alcătuirea camerelor de ardere. Evoluțiile elementelor constructive despre care este vorba sunt determinate fie de uzură fie de condițiile termogazodinamice ce pot influența atât formarea amestecului cât și arderea în cilindru .
- Studiul comportării motorului în exploatare. Această direcție de cercetare s-a făcut de cele mai multe ori prin aprecierea performanțelor energetice respectiv a celor de poluare. Nu s-au studiat influențele modificării elementelor constructive și acceptarea acestora ca ipoteze care să intre în calculul gestionării motorului.
- Acceptând aceste ipoteze de cercetare se poate studia cum prin modificarea anumitor parametri funcționali se pot corecta abaterile de la funcționarea normală a motorului în situația în care acesta are un nivel de uzură posibil de estimat.

Pornind de la aceste direcții de cercetare în cadrul acestei teze de doctorat a fost studiată experimental în Laboratorul de Motoare cu Ardere Internă de la Facultatea de Mecanică din Timișoara, influența comportării în serviciu a unor elemente ale camerelor de ardere<sup>2</sup> asupra controlului formării amestecului și al controlului arderii în corelație cu studiul regimului de noxe și cu performanțele sale energetice.

Analiza stadiului actual al cercetărilor controlului proceselor termogazodinamice ale motoarelor diesel în corelație cu soluțiile

---

<sup>1</sup> uzura unor elemente, fenomene tranzitorii, condiții extreme

<sup>2</sup> segmentii pistonului

constructive ale acestora prilejuiește prezentarea aspectelor definitorii ale proceselor termogazodinamice.

În acest sens este prezentat și stadiul actual al construcției echipamentelor de control a injecției folosite la motoarele diesel efectuându-se și un studiu teoretic al controlului procesului de injecție foarte bine documentat cu date la zi și cu detalierea etapelor care sunt definitorii pentru itinerariul de calcul a sistemelor moderne de control pentru procesele de injecție.

Studiul stadiului actual al modalităților de controlul a formării amestecului aer-combustibil și a influențelor asupra performanțelor motoarelor cu aprindere prin comprimare prilejuiește expunerea controlului formării amestecului în camera de ardere în complexitatea ei. În plus se dau date legate de elementele privind soluțiile aplicate la construcția camerei de ardere pentru motoarele diesel cu injecție directă insistându-se asupra elementelor constructive ale camerelor de ardere obișnuite pentru motoarele cu aprindere prin comprimare.

Studiul este completat cu o inventariere a mișcărilor fluidului motor în camera de ardere. Acestea sunt evaluate analitic prin metode moderne, aduse la zi, și completate cu determinarea caracteristicii de degajare a căldurii care este un mijloc extrem de important pentru evaluarea performanțelor motoarelor diesel.

Un alt obiectiv de studiu teoretic al nivelului de performanță și comportarea în serviciu pentru elementele de etanșare a camerelor de ardere la motoarele de mic litraj și injecție directă sunt analizate<sup>1</sup> prin condițiile de lucru ale segmentilor. Acestea sunt legate de distribuția presiunii de contact la cilindru iar metodele de calcul a acestor presiuni ducând la soluții constructive de etanșare a camerelor de ardere.

Analiza funcțională se ocupă cu studiul etanșării gazelor care are implicații nu numai asupra performanțelor energetice ci și asupra celor de poluare. În plus studiul etanșării gazelor a permis chiar și determinarea variației presiunii sub primul segment și definirea treptelor de presiune pentru ceilalți segmenti.

Etanșarea la ulei este deosebit de importantă deoarece uleiul este acela care conservă o parte din gazele arse trimitându-le apoi la eșapament sub formă de noxe.

Pentru evaluarea experimentală a distribuției presiunilor de pe periferia segmentului sunt trecute în revistă tipurile și metodele de încercare insistând asupra distribuției presiunii de pe periferia segmentului<sup>2</sup>.

---

<sup>1</sup> în capitolul 3

<sup>2</sup> care este prezentată și prin diagrame intuitive

În teză se prezintă protocolul detaliat al încercărilor experimentale efectuate pentru segmentii motorului M 511. Tot pe același tip de motor s-au făcut și cercetările experimentale de ansamblu.

Obiectivele cercetării constau în studiul evoluțiilor din punctele de vedere ale siguranței în funcționare, ale uzurii și anduranței segmentului în regim de serviciu. Au fost luați în vedere pentru încercări un număr relativ mare de segmente aflați în diferite stadii de uzură. Se evaluează aspectul și uzura segmentelor prezentându-se și imagini ale camerei de ardere în evoluția încercărilor.

Evaluarea prin calcul a performanțelor motorului diesel în corelație cu comportarea în serviciu a camerelor de ardere<sup>1</sup>, este corelată cu elementele ce vizează programul complex care a servit la dezvoltarea cercetărilor. Astfel se insistă asupra calculului pierderilor prin neetanșeități la ajustajul segmenti-cilindru, pornindu-se de la metode care au în vedere considerarea pulsației acestor subansamble foarte importante pentru camera de ardere a motorului.

Instalațiile experimentale<sup>2</sup> se referă atât la standul pentru măsurarea presiunii radiale<sup>3</sup> pentru segmentul de comprimare cât și la metoda utilizată.

Cercetările experimentale<sup>4</sup> asupra fenomenelor termogazodinamice ale motorului M 511 cu stabilirea indicilor de performanță energetici și de poluare obținuți experimental la funcționarea motorului pe caracteristica de regulator de turație la sarcini parțiale, urmărește eficiența condițiilor de etanșare la camera de ardere și influențele asupra nivelului de performanțe ale motorului diesel cu injecție directă. Tot aici se expun concluziile care rezultă în urma cercetărilor experimentale.

Se interpretează<sup>5</sup> datele experimentale prin comparație cu datele de calcul, în legătură cu ciclul real de funcționare și evoluția procesului de ardere, precum și influențele modelării efectelor datorate uzurii elementelor de etanșare asupra nivelului de performanță al motorului diesel.

Teza prezintă concluzii și contribuții personale în ultimul capitol.

---

<sup>1</sup> este tratată în capitolul 4

<sup>2</sup> prezentate în capitolul 5

<sup>3</sup> cu detalierea dispozitivelor de măsurat presiunea radială a segmentelor

<sup>4</sup> prezentate în capitolul 6

<sup>5</sup> în capitolul 7

## CAPITOLUL 2

# STADIUL ACTUAL AL CERCETĂRILOR DIN DOMENIUL CONTROLULUI PROCESELOR TERMOGAZODINAMICE ALE MOTOARELOR DIESEL

## 2.1 ASPECTE DEFINITORII ALE PROCESELOR TERMOGAZODINAMICE ALE MOTOARELOR DIESEL

### 2.1.1 GENERALITĂȚI

Rolul pe care îl are motorul cu ardere internă în civilizația de azi, denotă că el nu este nicidecum o mașină de forță depășită care își trăiește ultimele clipe. Chiar dacă din punct de vedere al performanțelor energetice motoarele cu ardere internă au avut creșteri semnificative problemele pe care le comportă mai ales din punct de vedere al interacțiunii cu mediul înconjurător probabil că nu vor fi rezolvate nici după dispariția lui.

Privite din acest punct de vedere, cercetarea și perfecționarea în continuare a motoarelor cu ardere internă sunt sarcini actuale și importante pentru civilizație.

În ultimii ani datorită efectelor poluării, cauzate în mare măsură de motoarele de autovehicule rutiere, s-au derulat o mulțime de cercetări pentru a se putea stabili principalii factorii care influențează emisiile poluante produse de motoarele cu ardere internă.

Aceste cercetări au determinat principalele cauze ale emisiilor poluante, influențele și măsurile de reducere a poluanților.

Studiul controlului și formării amestecului la motoarele diesel are o importanță deosebită în ceea ce privește comportarea în serviciu a camerelor de ardere.

Având în vedere importanța și dezvoltarea pe care o cunoaște motorul cu aprindere prin comprimare în ultimii anii trebuie luat în considerare fiecare aspect ce intervine în funcționarea motorului la parametrii energeticii și de poluare impuși de normele actuale.

Desigur optimizarea fiecărui factor ce “concură” la producerea de noxe trebuie făcută analizând atât influența fiecărui factor individual cât și corelarea acestor factori între ei.

Aceste abordări trebuie făcute deoarece prin crearea de măsuri pentru reducerea unui factor se poate genera situația de sporire a influenței negative a altuia.

Motorul diesel este vinovat de producerea a patru poluanți principali (HC, CO, NO<sub>x</sub> particule PT) care sunt limitați de legislația existentă.

În plus având în vedere efectele pe care le generează CO<sub>2</sub> în ultimul deceniu se impune și o limitare a producerii acestuia de către motoare.

Principalul mod de reducere a CO<sub>2</sub> se poate face prin reducerea consumului de combustibil<sup>1</sup>.

Ponderea în cadrul grupului de poluanți (HC,CO, NO<sub>x</sub>, particule PT) este dependentă de caracteristicile proceselor de ardere. Se impune realizarea unui compromis între valorile NO<sub>x</sub>, pe de o parte și valorile PT, CO, HC pe de altă parte.

Dependența inversă a acestor mărimi se datorează temperaturilor dezvoltate în camera de ardere.

În prezent măsurile de scădere a NO<sub>x</sub> și a celorlalți poluanți sunt relativ puține și se aplică, de regulă, în afara camerei de ardere.

Factorii care afectează nivelul emisiilor poluante sunt numeroși.

Dintre factorii care influențează procesele termogazodinamice ce au loc în camera de ardere a motorului se enumără în continuare doar cei mai importanți:

1.Regimul funcțional :

- Turația;
- Sarcina (dozajul);
- Regimul termic al motorului;

2.Characteristicile injecției:

- Avansul la injecție;
- Legea de injecție;
- Construcția echipamentului de injecție:
  - Tipul pompei de injecție;
  - Mărimea presiunii de injecție;
  - Tipul injectorului și poziția sa ;
  - Construcția pulverizatorului (diametre, lungime, număr și orientarea orificiilor pulverizatorului);
  - Volumul sacului de sub acul pulverizatorului;

3. Particularitățile constructive ale motorului :

- Intensitatea curentului de aer (turbulențe din camera de ardere);
- Cantitatea de gaze reziduale (funcție de căderea de presiune la evacuare);
- Numărul de supape pe cilindru(tipul chiulasei :cu 2 sau 4 supape);
- Arhitectura camerei de ardere :

<sup>1</sup> Aceasta reducere presupune pe de o parte reducerea utilizării motoarelor, fapt improbabil, și pe de altă parte creșterea performanțelor acestora.

- Camera de ardere unitară;
  - Camera de ardere divizată.
  - Forma camerei de ardere și dimensiunile ei;
  - Caracteristica de transfer termic a camerei de ardere determinată de:
    - Raportul suprafață/volum al camerei de ardere;
    - Proprietățile de conductibilitate a pereților;
    - Supraalimentarea (presiunea aerului aspirat în cilindru  $p_a$ );
    - Răcirea intermediară a aerului de admisie (temperatura aerului aspirat -  $T_a$ );
  - Caracteristicile instalației de ungere:
    - Consumul de ulei;
    - Calitatea uleiului;
    - Scurgeri de ulei ;
    - Concepția instalației de ungere;
  - Dimensiunile principale ale cilindrului:
    - D-diametrul cilindrului ;
    - S-cursa cilindrului;
    - Raportul S/D;
    - Raportul de compresie
  - Fazele de distribuție;
  - Dispozitivele de pornire la rece;
  - Gradul de recirculare a gazelor arse;
  - Debitul variabil de aer;
4. Caracteristicile combustibilului:
- Conținutul de sulf;
  - Densitatea;
  - Volatilitatea;
  - Cifra cetanică;
  - Compoziția fracționară;
  - Conținutul de hidrocarburi aromatice;
5. Starea tehnică a motorului
- Mărimea jocurilor dintre piese (uzură);
  - Starea echipamentului de injecție care poate duce la:
    - Obturarea orificiilor pulverizatorului;
    - Scăderea presiunii de injecție;
    - Colmatarea filtrelor de combustibil.
6. Natura aplicației și regimul de exploatare.

Toți acești factori sunt în intercondiționare cu procesele termogazodinamice ce au loc în camera de ardere a motorului.

Astfel pentru a putea controla arderea trebuie controlate în primul rând influențele cantitative și calitative ale amestecului carburant care nu sunt constante de la un regim la altul și anume *combustibilul* (motorina) respectiv *aerul*.

- Combustibilul poate fi controlat cu ajutorul echipamentelor de injecție;
- Aerul poate fi controlat cu ajutorul soluțiilor constructive aplicate camerelor de ardere precum și condițiilor de formare a amestecului carburant.

Probleme deosebite intervin odată cu exploatarea motoarelor cu aprindere prin comprimare deoarece o parte din parametrii considerați inițial ca fiind invariabili, se modifică după o perioadă de funcționare.

Acest aspect poate fi cel mai bine apreciat prin evaluarea influenței uzurii asupra unor parametri care condiționează procesele termogazodinamice din camera de ardere.

Tematica tezei de doctorat abordează studiul acestor influențe asupra comportării în serviciu a camerelor de ardere ale motoarelor Diesel.

## **2.1.2. STADIUL ACTUAL PRIVIND ECHIPAMENTELE DE INJECȚIE FOLOSITE LA MOTOARELE DIESEL ÎN CORELAȚIE CU SOLUȚIILE CONSTRUCTIVE ALE ACESTORA**

### **2.1.2.1. Studiu teoretic al controlului procesului de injecție de combustibil**

Indicii de performanță ai motorului diesel sunt sever influențați de modul în care are loc injecția combustibilului în cilindru. Dată fiind multitudinea parametrilor determinanți pentru procesul de injecție, este de interes studiul teoretic al acestui proces.

Sistemul de injecție “clasic”, format din pompă de injecție, conducte de înaltă presiune și injectoare este ilustrat în figura 1. În figură se prezintă parametrii proceselor din pompă, conducta de legătură și diuza injectoarelor, inclusiv a undelor de presiune ce se propagă pe traseu [73].

În continuare se descrie modelul procesului de injecție.

În relațiile care descriu procesul se utilizează următoarele notații:

$A$ - secțiunea jetului

$p$ - presiune

$E_c$ - modulul de elasticitate al combustibilului.

$p_o$ -presiune inițială în conductă

$F$ - forța inițială a arcului

$q$ -secțiunea pistonului, supapei, pulverizatorului

$f$ - forța de frecare elementară



$w$ -viteză

$L$ - lungimea conductei

$x$ -cursă

$a_c$ -viteza sunetului în combustibil

$\mu$ -coeficient de debit

$c$ - constanta arcului

$\nu_c$ -vâscozitate cinematică a combustibilului

$m$ - masă

$\rho_c$ -densitatea combustibilului

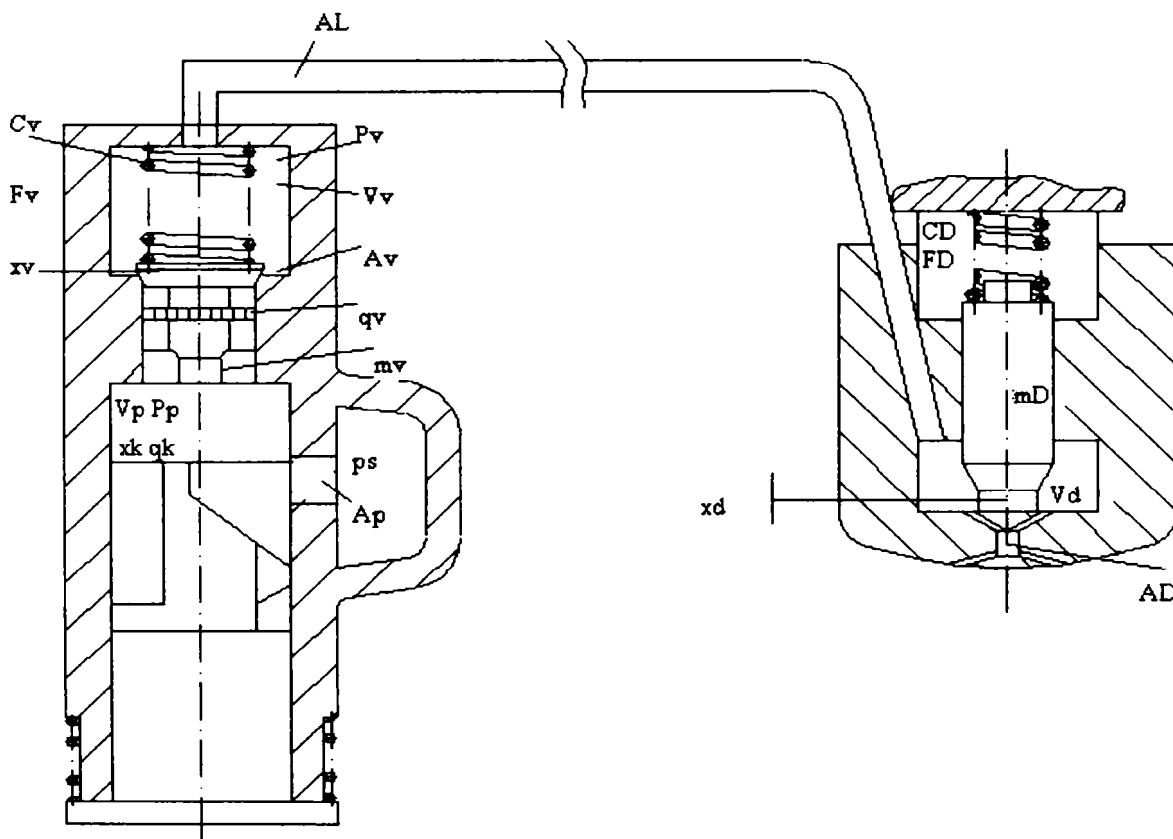


Fig.1 Schema sistemului de injecție [73]

Semnificatia indicilor este:

$D$ -pulverizator (diuză), camera pulverizatorului

$Z$ -cilindrul motorului

$LD$ -conducta pe partea pulverizatorului

$P$ -pompa, camera pompei

$LP$ -conducta pe partea pompei

$S$ -camera de aspirație a pompei

$v$ -deplasare directă

$V$ -camera arcului supapei (ventilului)

$r$ -deplasare la reflecție

Pentru sistemul de injecție descris principal în figura 1 se cercetează procesele din pompă, conducta de legătura și diuza injectoarelor. Acceptăm că viteza sunetului se calculează cu relația:

$$a = \sqrt{\frac{dp}{d\rho}} \quad (1)$$

Dacă combustibilul este supus majorării de presiune:

$$dp = -E_c \cdot \frac{dV}{V} = E_c \cdot \frac{d\rho_c}{\rho_c} \quad (2)$$

astfel că unda de presiune în combustibil va fi caracterizată de:

$$a_c = \sqrt{\frac{E_c}{\rho_c}} \quad (3)$$

Variația modului de elasticitate al combustibilului cu presiunea și temperatura<sup>1</sup> pot fi neglijate, astfel că pentru combustibilii m.a.c. se poate lucra cu valorile constante:

$$E_c = 1390 \text{ N/mm}^2; \quad \rho_c = 0,825 \text{ g/cm}^3; \quad a_c = 1300 \text{ m/s}$$

Pentru descrierea fenomenelor de undă, ecuația de continuitate conduce la:

$$\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{1}{\rho_c \cdot a_c^2} \cdot \frac{\partial p}{\partial \tau} = 0 \quad (4)$$

iar ecuația de mișcare la:

$$\frac{\partial w}{\partial \tau} + \frac{1}{\rho_c} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} + f = 0 \quad (5)$$

pentru care  $a_c \cong \text{const.}$  și  $w \ll a_c$ .

Forța de frecare pentru elementul de masă este:

$$f = \frac{F_R}{\rho_c \cdot A_L \cdot dx} = \frac{dp_R}{\rho_c \cdot dx} \quad (6)$$

ea depinzând de pierderile elementare de presiune prin frecare astfel:

$$dp_R = k \cdot \rho_c \cdot w \cdot dx$$

cu notația:  $f = k \cdot w$  ecuația de mișcare devine de forma:

$$\frac{\partial w}{\partial \tau} + \frac{1}{\rho_c} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} + k \cdot w = 0. \quad (7)$$

Dacă diametrul conductei este  $d_L$ , cifra Re va fi:  $Re_L = \frac{w \cdot d_L}{\nu_c}$

Factorul de frecare pentru curentul turbulent este după [73]:

$$k_t = \frac{0,158}{Re_L^{0,25}} \cdot \frac{w}{d_L} \quad (8)$$

iar pentru curent laminar ( $Re_L=2300$ ):

$$k_e = \frac{32}{Re_L} \cdot \frac{w}{d_L} \quad (9)$$

<sup>1</sup> și de aici și a vitezei sunetului

Prin derivare parțială a ecuației de continuitate se obține:

$$\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{1}{\rho_c \cdot a_c^2} \cdot \frac{\partial p}{\partial t \cdot \partial x} = 0, \quad (10)$$

iar pentru ecuația de mișcare:

$$\frac{\partial^2 w}{\partial \tau^2} + \frac{1}{\rho_c} \cdot \frac{\partial p}{\partial x \cdot \partial \tau} + k \cdot \frac{\partial w}{\partial \tau} = 0. \quad (11)$$

Cele două ecuații conduc la așa numita ecuație a telegrafului care poate fi rezolvată cu metoda caracteristicilor sau mai simplu pe baza teoriei acusticii, frecarea în conductă fiind evaluată prin dependența ei față de reducerea de presiune.

Dacă  $w_{\bar{0}}=0$  pentru viteza la capătul de conductă dinspre pompă se poate scrie:

$$w_{L,P} = \frac{1}{\rho_c \cdot a_c} \cdot (p_v - p_0 - 2 \cdot p_{r,p}) \quad (12)$$

pentru unda de presiune care se deplasează de la pompă la pulverizator valoarea presiunii va fi:

$$p_{v,p} = p_v - p_0 - p_{r,p} \quad (13)$$

Pentru viteza la capătul conductei spre pulverizator avem:

$$w_{L,D} = \frac{1}{\rho_c \cdot a_c} \cdot (2 \cdot p_{r,D} + p_0 - p_D) \quad (14)$$

iar pentru unda care se introduce de la pulverizator la pompă:

$$p_{c,D} = p_D - p_0 - p_{v,D} \quad (15)$$

Pentru a se lua în considerare frecarea, amplitudinea undei de presiune la capătul conductei se multiplică cu factorul de reducere a presiunii  $\xi$ . Pentru unda directă se va obține în apropierea pulverizatorului:

$$p_{v,D} = \xi \cdot p_{v,p} \quad (16)$$

iar pentru unda reflectată în apropierea pompei:

$$p_{r,p} = \xi \cdot p_{r,D} \quad (17)$$

prin care factorul de reducere devine

$$\xi = e^{-\frac{4 \cdot \pi \cdot \nu_c \cdot L}{A_l \cdot a_c} \cdot \xi} \quad (18)$$

Pentru timpul de debitare adimensional al pompei:

$$\bar{\tau} = \frac{\pi \cdot V_k}{A_l} \cdot \tau_f \quad (19)$$

cu  $\tau_f$  timpul de debitare a pompei, se obține pentru factorul  $\xi$ :

$$\xi = 1 + \frac{1}{2 \cdot \bar{\tau}} \cdot \left[ \sum_1^{\infty} \left( \frac{8}{\omega_i^4} - \frac{1}{\omega_i^2} \cdot e^{-\bar{\tau} \cdot \omega_i^2} \right) \right] \quad (20)$$

semnificația pentru  $\omega$ , reprezintă punctele de nul ale funcțiilor Bessel de ordin zero:

$$J_0(\omega) = \sum_{v=0}^{\infty} \frac{(-1)^v}{(v!)^2} \cdot \left(\frac{\omega}{2}\right)^{2v} \quad (21)$$

Pentru vâscozitatea cinematică a combustibilului se adoptă  $\nu_c = 2 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 / \text{s}$ , relațiile de mai sus permițând calculul undelor de presiune din conductele echipamentului de injecție.

Presiunea la capătul conductei se obține folosind relațiile proprii descrierii undelor de presiune și cele curgerii:

$$\frac{dQ}{d\tau} = \mu A \sqrt{\frac{2}{\rho_c} \Delta_p} \quad (22)$$

care se rezolvă pas cu pas prin procedeul Runge-Kutta, folosindu-se și ecuațiile de continuitate și de mișcare pentru pompă și pulverizator.

Ecuația de continuitate pentru pompă este (vezi și fig.1):

$$\frac{dp_p}{d\tau} = \frac{E_c}{V_p} \cdot \left[ \begin{array}{l} q_k \cdot \frac{dx_k}{d\tau} - q_v \cdot \frac{dx_v}{d\tau} - \mu_p \cdot A_p \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho_c} (p_p - p_s)} - \\ \mu_v \cdot A_v \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho_c} (p_p - p_v)} \end{array} \right] \quad (23)$$

Ecuația de continuitate pentru camera în care se găsește arcul supapei de debitare este:

$$\frac{dp_v}{d\tau} = \frac{E_c}{V_v} \cdot \left[ q_v \frac{dx_v}{d\tau} + \alpha_v \cdot A_v \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho_c} (p_p - p_v)} - A_L \cdot w_{LP} \right] \quad (24)$$

Ecuația de mișcare pentru supapă este:

$$\frac{d^2 x_v}{d\tau^2} = \frac{1}{m_v} [q_v (p_p - p_v) - c_v x_v - F_v] \quad (25)$$

Ecuația continuității pentru camera pulverizatorului conduce la:

$$\frac{dp_D}{d\tau} = \frac{E_c}{V_D} \cdot \left[ A_L \cdot w_{LD} - q_D \cdot \frac{dx_D}{d\tau} - \mu_D \cdot A_D \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho_c} (p_D - p_z)} \right] \quad (26)$$

iar ecuația de deplasare a acului pulverizatorului la:

$$\frac{d^2 x_D}{d\tau^2} = \frac{1}{m_D} [q_D p_D - c_D x_D - F_D] \quad (27)$$

Legea de injecție rezultă din:

$$\frac{dQ_D}{d\tau} = \mu_D A_D \sqrt{\frac{2}{\rho_c} (p_D - p_z)} \quad (28)$$

neglijându-se efectele amortizării asupra supapei pompei și acului pulverizatorului care oricum influențează foarte puțin procesele.

Itinerariul de calcul se poate parcurge în următoarele etape:

ETAPA 1:

Supapa de debitare este încă închisă, pentru pistonul care se deplasează către în sus obținându-se presiunea după (18) cu  $q_v = 0$  și  $A_v = 0$ .

#### ETAPA 2:

La atingerea presiunii de injecție se deschide supapa și este generată în camera acului și la începutul conductei unda de presiune directă de la pompă spre pulverizator.

Relațiile (18-20), pentru  $A_v = 0$ , vor da presiunea în camera pompei de injecție și la începutul conductei pentru unda directă precum și deplasarea supapei.

#### ETAPA 3:

Este inițiată debitarea din camera pompei în conductă, relațiile complete (18-20) oferind presiunea în camera pompei, la începutul conductei precum și deplasarea supapei.

#### ETAPA 4:

Se întrerupe debitarea datorită trecerii combustibilului prin canalul practicat de piston spre orificiul de descărcare  $A_p$  (vezi fig.1), în relațiile (18-20) lucrându-se cu  $A_v = 0$ .

#### ETAPA 5:

Supapa de debitare este din nou închisă. Relația (19) oferă, pentru  $A_v = 0$  și  $dx_v/d\tau = 0$  presiunea, determinată de unda de presiune, în camera ventilului supapei și la începutul conductei.

În calcule se acceptă în primă instanță timpul de propagare a undei la pulverizator și înapoi  $\tau \leq 2L/ac$  astfel că nu se înregistrează unda reflectată care să influențeze unda directă.

După depășirea timpului de propagare se manifestă și unda reflectată.

Se aplică relațiile (21-23), procesele la pulverizator fiind descrise tot în cinci etape astfel:

#### ETAPA 1:

Până la atingerea presiunii de deschidere a acului pulverizatorului se folosește (21) cu  $q_D=0$  și  $A_v=0$  pentru calculul presiunii în camera pulverizatorului și a undei reflectate.

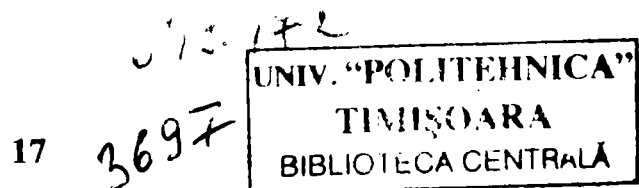
#### ETAPA 2:

La deplasarea acului pulverizatorului relațiile (21-23) oferă presiunea în camera pulverizatorului, cursa acului, unda reflectată și legea de injecție.

#### ETAPA 3:

Acul a atins deplasarea maximă, calculele efectuându-se mai departe cu  $dx_D/d\tau = 0$ .

#### ETAPA 4:



La atingerea presiunii la care acul se închide începe deplasarea acestuia spre închidere, procesele fiind descrise prin relațiile (21-23).

ETAPA 5:

Pulverizatorul este din nou închis, relația 21 evaluând presiunea în camera pulverizatorului și unda reflectată pentru  $q_v = 0$  și  $A_v = 0$ .

În calcule se poate opera cu valoarea aproximativă  $\mu_v = \mu_D \cong 0,65$  rezultate mai exacte obținându-se dacă coeficienții de debit se determină experimental.

### 2.1.2.2 Sisteme moderne de control al procesului de injecție de combustibil

Sistemele de injecție au o influență majoră în realizarea performanțelor energetice respectiv de poluare a motoarelor cu aprindere prin comprimare[133].

În anul 1927 Bosch a început implementarea de sisteme de injecție la început pe motoarele staționare, apoi de vehicule. Înainte de acest an folosirea motoarelor cu aprindere prin comprimare s-a realizat la motoarele lente de vapor.

Primul utilizator care a folosit noile sisteme de injecție a fost concernul german MAN, care l-a implementat pe motoarele de camion. În anul 1934 s-au produs deja 100.000 de sisteme de injecție.

O altă etapă a dezvoltării a constituit-o anul 1936 când s-a început producția de sisteme de injecție pentru motoare de autovehicule de pasageri.

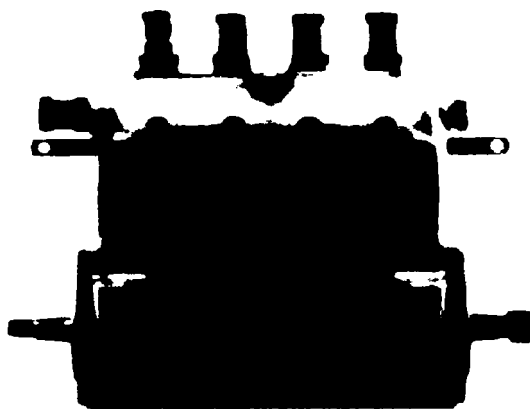


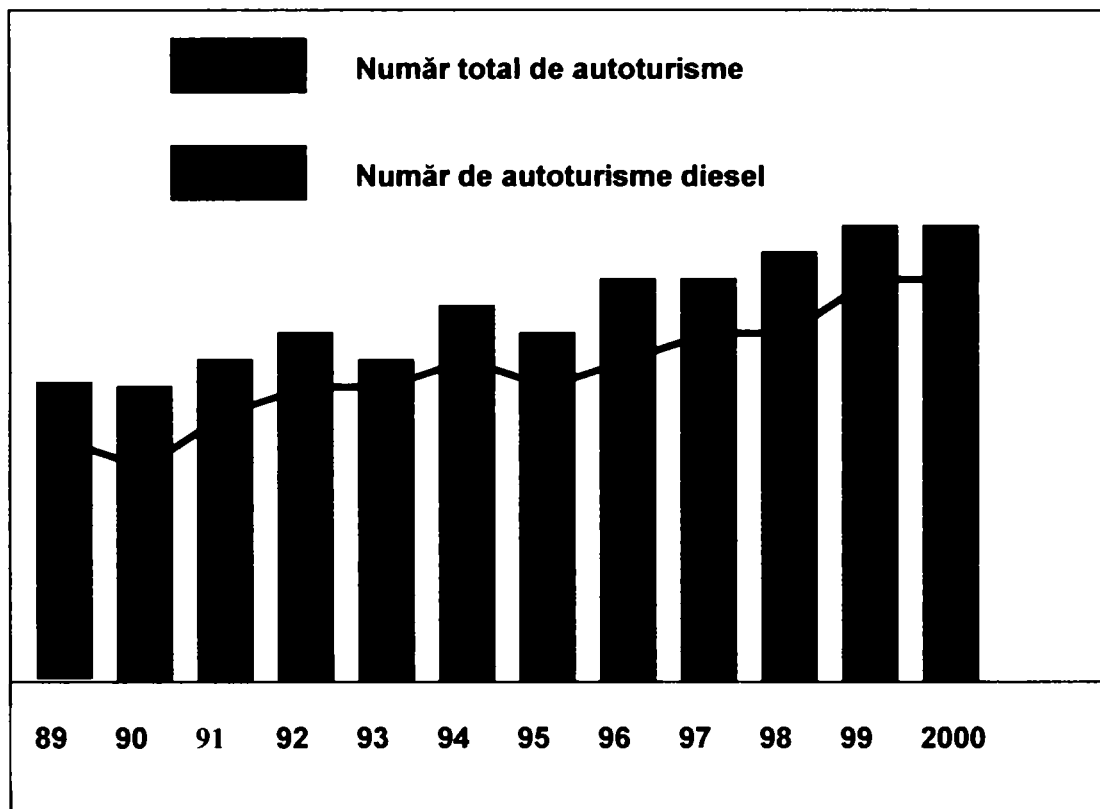
Fig. 2 Prima pompă de injecție Bosch [133]

Motorul cu aprindere prin comprimare, este folosit în prezent la autoturisme, autobuze, camioane, astfel unul din trei utilizatori de autovehicule din Europa de Vest, are autovehiculul echipat cu motor diesel.

În dezvoltarea echipamentelor de injecție, unul din momentele de implementare a noilor echipamente a fost anul 1989 când pe un autoturism AUDI 100 TDI cu injecție directă, s-a folosit o pompă de injecție cu

control electronic al deplasării a elementelor pompei de injecție. A urmat în anul 1996 folosirea sistemului de injecție de înaltă presiune, folosirea sistemului de tip “*common rail*” (rampă comună) CRS în anul 1997, apoi sistemul pompă-injector de tip *Unit Injector System* (UIS) în anul 1998.

O evoluție a implementării acestor sisteme pe autoturisme precum și folosirea injecției directe la autorisme<sup>1</sup> este prezentată în figura 3.



**Fig.3 Producția de autoturisme echipate cu motor diesel în Europa de Vest până în anul 2000 [129]**

Motorul diesel, folosit în primul rând ca unitate de tracțiune trebuie să asigure:

- reducerea consumului de combustibil;
- diminuarea noxelor;
- funcționarea cu zgomot cât mai redus;
- realizarea de puteri specifice cât mai ridicate.

Raționalizarea mișcării fluidului motor în cilindru și ridicarea presiunii de injecție pentru asigurarea rapidă a formării amestecului aer-combustibil pot satisface aceste deziderate.

Desigur că o pulverizare prea fină a combustibilului penalizează condițiile de penetrare a jetului ceea ce face ca injecția de foarte înaltă presiune gestionată electronic, să se dezvolte la sfârșitul Mileniului 2, în primul rând de către Firma Bosch GmbH, de ale cărei informații ne servim

<sup>1</sup> [MTZ Motortechnische Zeitschrift 60 (1999) pag. 308]

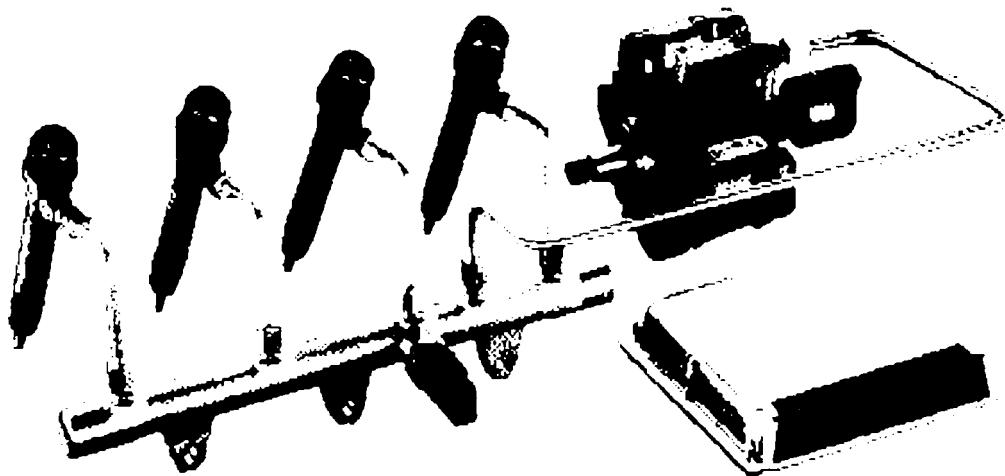
în principal, aplicația fiind cu precădere la motoare de autoturisme și autocamioane. Controlul electronic al injecției ajunge pe piață în 1986.

În 1975 se inițiază cercetările pentru pompa de injecție rotativă iar din 1996 se fabrică 25 milioane de astfel de pompe cu comandă electronică. Ventilele magnetice înglobate în pompa radială VP44 și acestea comandate electronic sunt produse începând tot cu 1996 [73].

Firma Bosch livrează bujii de pornire și pentru motoare cu injecție directă, care asigură o pornire rapidă și apoi îmbunătățește procesul de ardere.

Se produc de asemenea pompe de injecție unitare pentru monocilindri dar și pentru motoare diesel de puteri foarte mari, pompe cu diuza de injecție încorporată care asigură până la 1600 bar precum și pompe de injecție cu conductă de foarte înaltă presiune care asigură consumuri de combustibil și noxe reduse.

Sistemul de injecție din conducta comună de foarte înaltă presiune consacrat sub denumirea de „*common rail*” folosește o conductă comună pentru toate injectoarele în care combustibilul trimis de pompa de injecție (figura 4). De multe ori pompa rotativă funcționând la presiuni între 1300 și 2000 bar determină ajungerea în cilindru a combustibilului fin pulverizat. Acesta fiind trimis de injectoare în momentul injecției și în doza de combustibil (uneori fragmentată chiar și în 2 sau 3 pulsuri pe ciclu) sunt fenomene controlate electronic.



**Fig. 4 Sistemul “common rail”-ansamblul general [173]**

Schema în care se detaliază sistemul “common rail” este redată în figura 5, semnificația notațiilor fiind următoarea:



1-rezervor; 2-pompă volumică de alimentare; 3-filtru de combustibil; 4-pompa de injecție de foarte înaltă presiune; 5-ventil de reglare a presiunii; 6-unitate electronică de calcul (UEC); 7-traductor de turație; 8-traductor pentru poziția arborelui cu came; 9-traductor pentru poziția pedalei de accelerație; 10-traductor pentru presiunea de supraalimentare; 11-temperatura aerului; 12-temperatura fluidului de răcire; 13-traductor pentru măsurarea debitului de aer; 14-traductor pentru conducta comună de foarte înaltă presiune; 15-conducta acumulator pentru combustibil de foarte înaltă presiune; 16-injectoare.

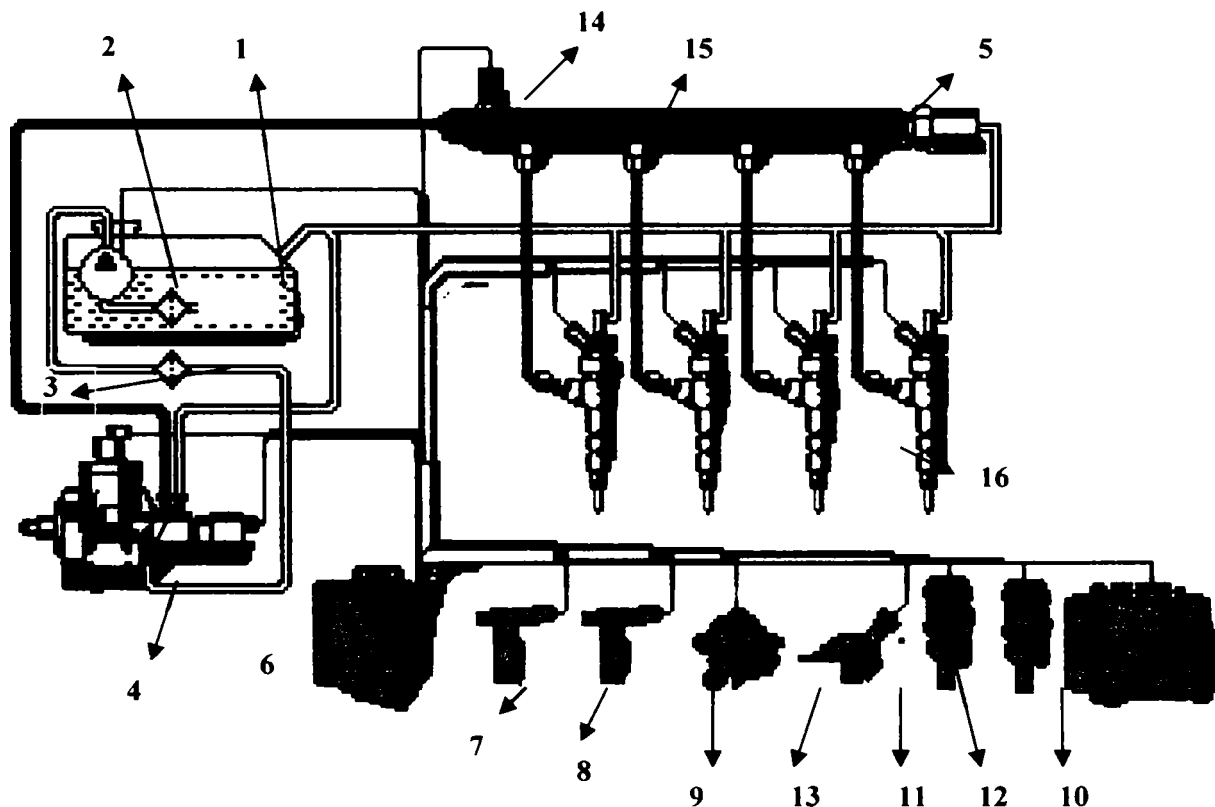
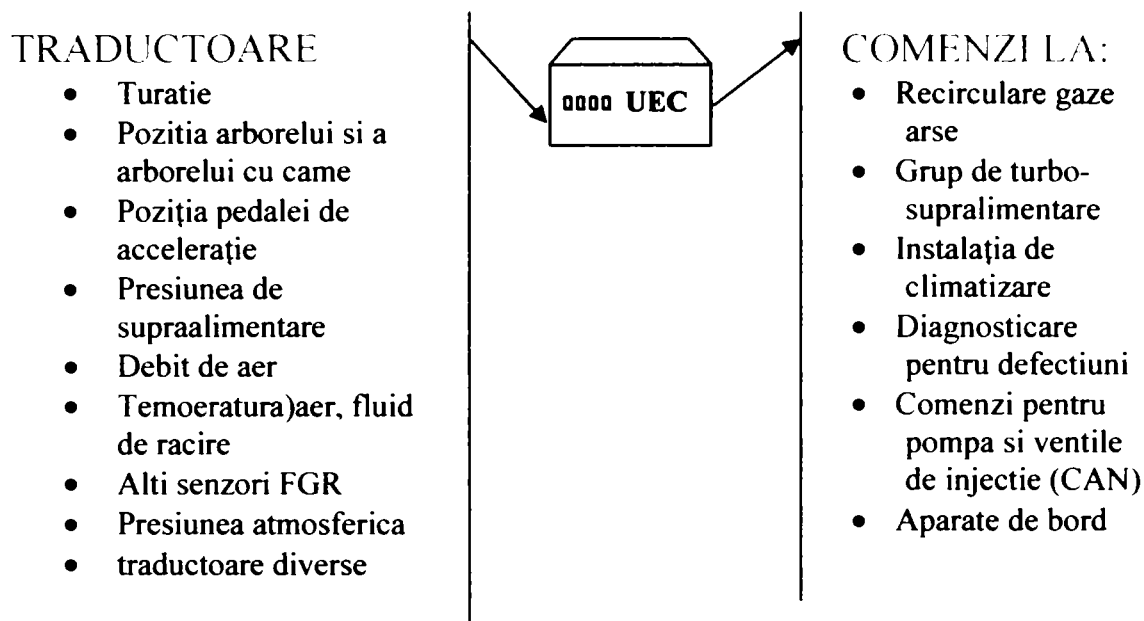


Fig. 5 Schema funcțională de principiu a sistemului „common rail” [73]

UEC, care are memorată printr-o matrice, după date de stand, funcționarea optimă în comun a automobilului, motorului și a sistemului de injecție, cu posibilități de a efectua interpolări între punctele memorate controlează presiunea de injecție precum și momentul, respectiv doza injectată.

Informațiile primite de la traductoarele nominalizate în figura de mai sus, permițând efectuarea comenzilor necesare de către UEC prin compararea datelor oferite de senzori cu cele stocate în unitatea electronică de calcul. Aplicația “common rail” este proprie motoarelor diesel cu injecție directă.

În figura 6 se prezintă schema bloc a UEC cu traductoarele și comenzile specifice unui motor diesel cu gestiune electronică, inclusiv pentru sistemul de injecție.



**Fig.6 Schema de ansamblu a UEC și funcțiile sale**

Unitatea electronică de calcul funcționează după cele expuse în paragraful precedent.

În raport cu regimul de funcționare al motorului subansamblele din schema de mai sus asigură avansul la injecție și doza de combustibil injectată pe ciclu, optime.

Comenzile și reglajele efectuate asupra unei pompe de injecție rotativă de foarte înaltă presiune sunt nominalizate sub imaginea ce reprezintă pompa din figura 11.

Sistemele IU și PU dispun de ventile magnetice comandate prin bobine electromagnetice, electronic, fiind alimentate de o pompă cu un singur cilindru, cu piston obișnuit, comparativ cu sistemele clasice, cu piston cu canal elicoidal pentru reglarea începutului injecției și a debitului injectat, folosite încă la motoarele de autocamioane.

În figura 7 se prezintă schema de principiu a unui sistem de injecție IU/UP. Sistemele cu *injector unitar* (IU) și pompă de *injectie unitară* (PU) asigură pentru motoarele actualmente existente, la care adaptarea dispozitivelor gestionate electronic este simplă și ieftină, permite reducerea noxelor, a zgomotului, a consumului de combustibil precum și o foarte bună adaptabilitate la regimul de tracțiune.

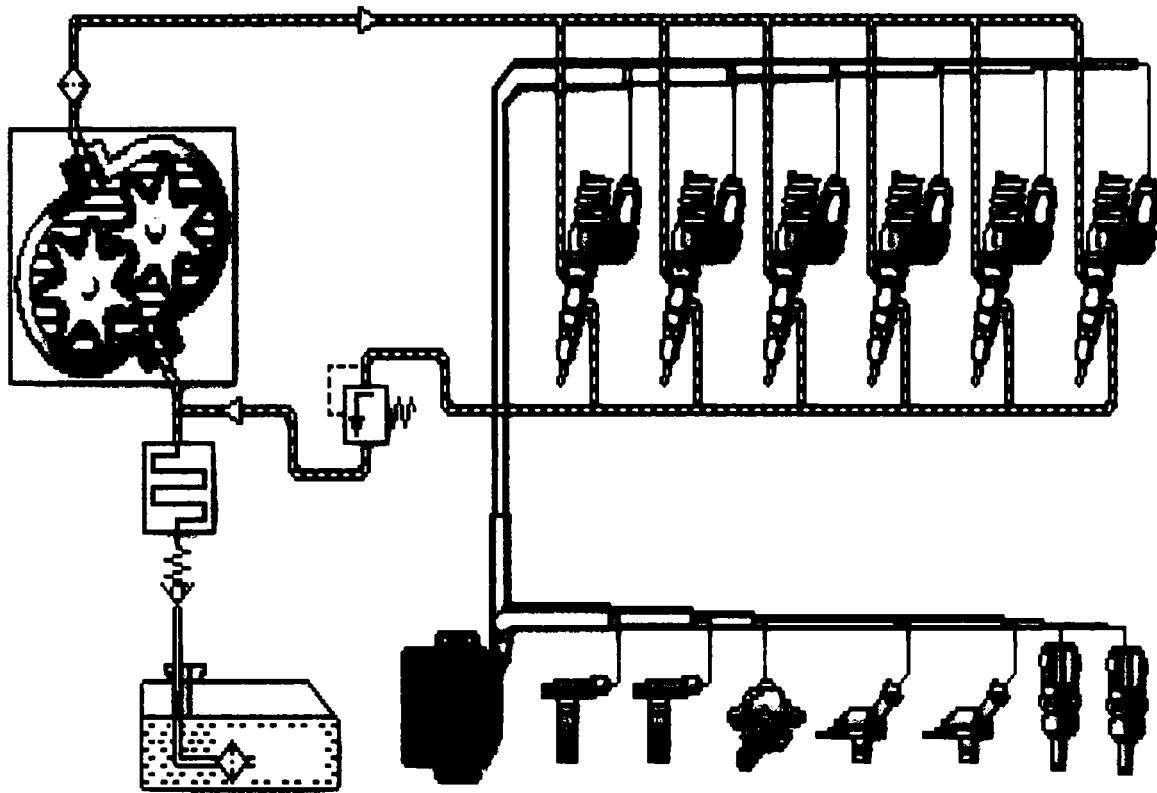


Fig. 7 Schema de principiu a instalației de injecție de înaltă presiune IU/UP [73]

Este de remarcă că la sistemele cu injector unitar (IU) toate componentele care realizează injecția de înaltă presiune (pompa cu piston și injectorul propriu zis, inclusiv ventilul magnetic) sunt înglobate în același corp.

În cazul pompei de injecție unitară (PU) ventilul comandat electronic face corp comun cu elementul de pompă cu piston și printr-o conductă scurtă de foarte înaltă presiune se face legătura cu injectorul.

Sistemul IU este montat direct în chiulasă, pistonul pompei de injecție fiind antrenat direct de un culbutor.

Componentele importante sunt pistonul principal cu arc de readucere, un pistonăș pentru descărcarea traseului cu combustibil susținut de către bobina comandată de către UEC și care constituie de fapt acul diuzei injectorului.

Injecția se realizează în două secvențe:

- preinjecția la 300 bar pentru care ridicarea acului pulverizatorului se realizează sub efectul presiunii combustibilului, asigurându-se astfel doza de combustibil necesară reacțiilor pregătitoare arderii ceea ce asigură un mers liniștit al motorului, optimizând și arderea propriu zisă din punct de vedere al reducerii consumului de combustibil și al noxelor.

- injecția propriu zisă la 2000 bar, comandată de către UEC, cu ridicarea acului pulverizatorului de către bobina electromagnetă.

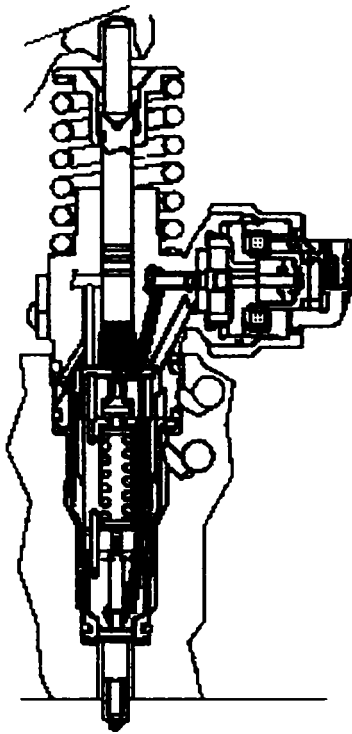


Fig.8 Secțiune prin sistemul injector unitar tip IU [73]

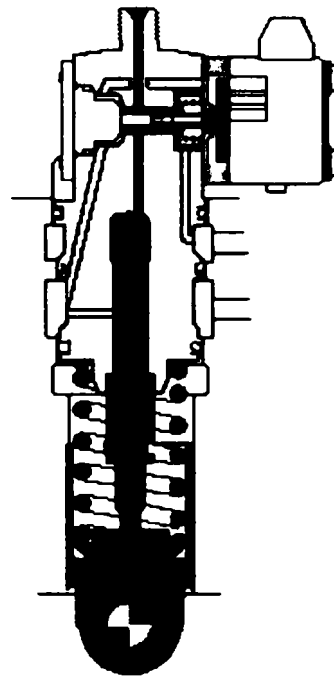


Fig.9 Secțiune prin pompa de injecție de tip UP [73]

*Sistemul UP* are pompa de injecție de foarte înaltă presiune montată direct în blocul motor antrenată fiind de către o camă specială de pe arborele cu came ce comandă și distribuția, legătura cu injectorul de construcție specială plasat în chiulasă făcându-se prin conducta de mare presiune. În figura 9 este prezentată o secțiune prin pompa de injecție. Ventilul pentru controlul injecției este montat în partea superioară a pompei unitare, în acest caz comandându-se cu bobina electromagnetică preinjecția la 300 bar, existând și în cazul soluției în discuție un piston auxiliar pentru întreruperea injecției de joasă presiune. Apoi urmează injecția principală la 1800 bar.

*Soluția de tip UP* se realizează în serie începând cu anul 1997, testele dovedind durate de funcționare fără defecțiuni de 55000 ore.

O evoluție a sistemelor de injecție moderne este prezentată mai jos de la firma STANADYNE:

➤ Pompă cu distribuitor mecanic de tip VE

Au fost produse peste 20 de milioane de unități. Sunt folosite la autoturisme dar și la autovehicule comerciale ușoare. Construcția lor este prezentată în figurile 11 și 12.

Semnificația notațiilor din figura 11 este: 1-Supapă de control al presiunii de intrare; 2-regulator de turație; 3-limitator de debit; 4-capul hidraulic ce are rol de realizare și distribuție a presiunii; 5-; 6-Sistem de modificare a avansului de început de injecție; 7-Camă; 8-Opritor electronic

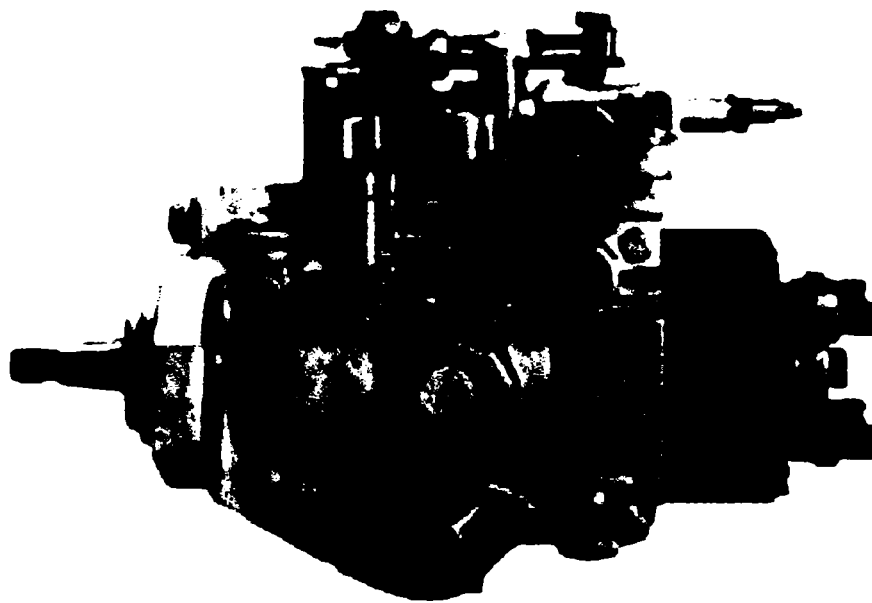


Fig. 10 Pompă de injecție tip VE..VF [133]

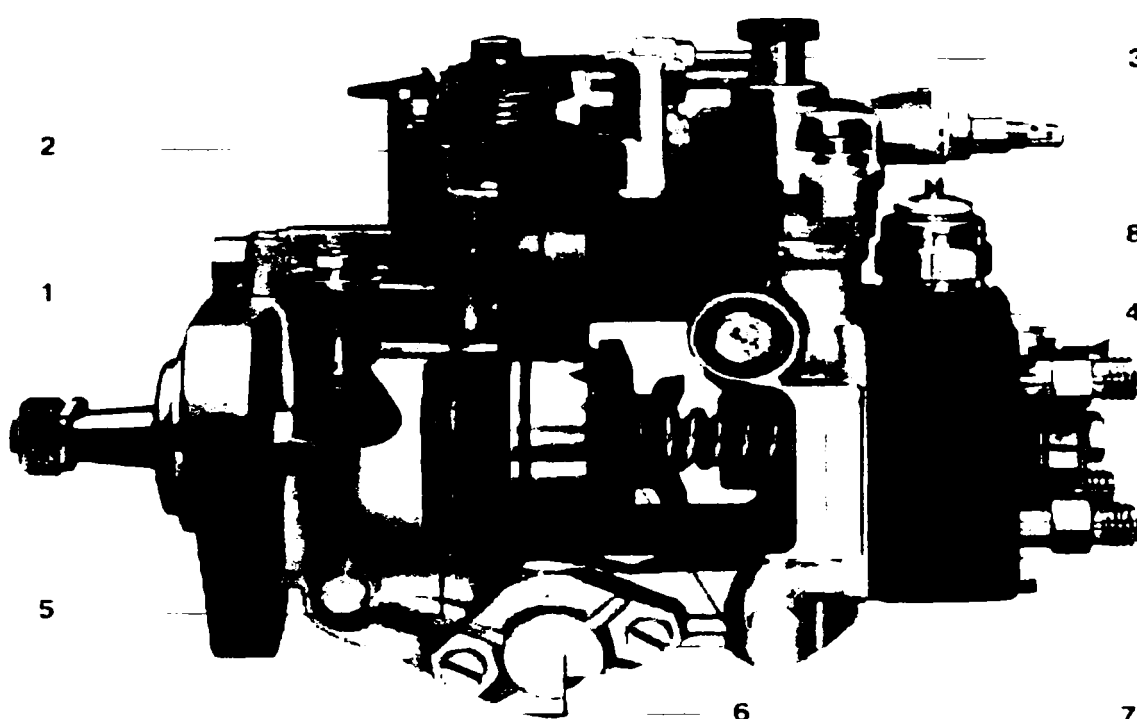
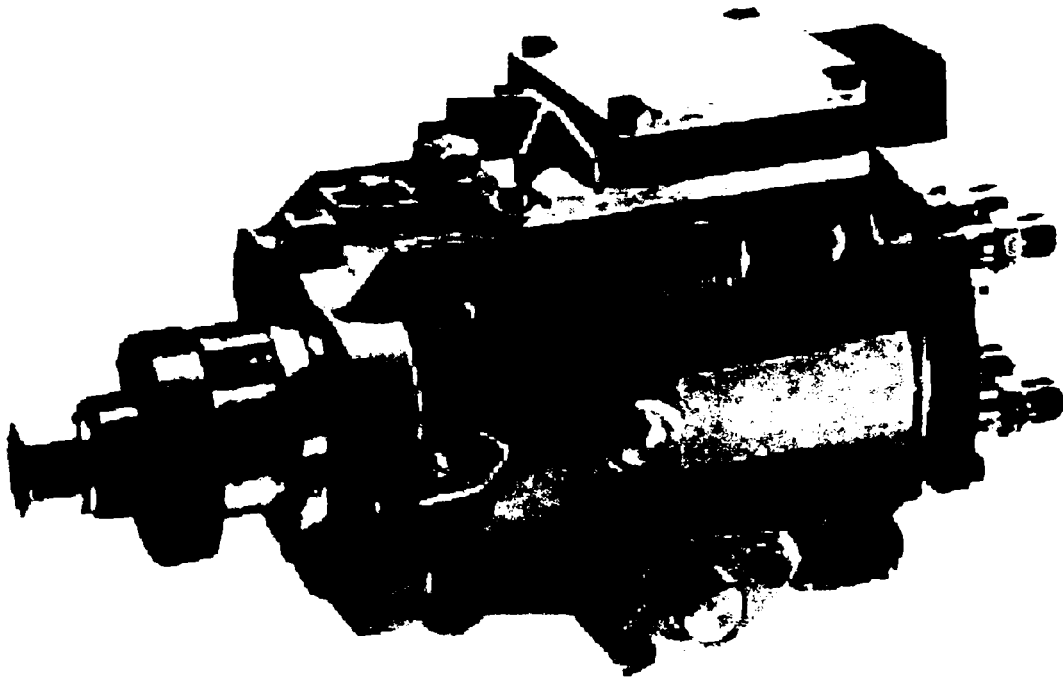


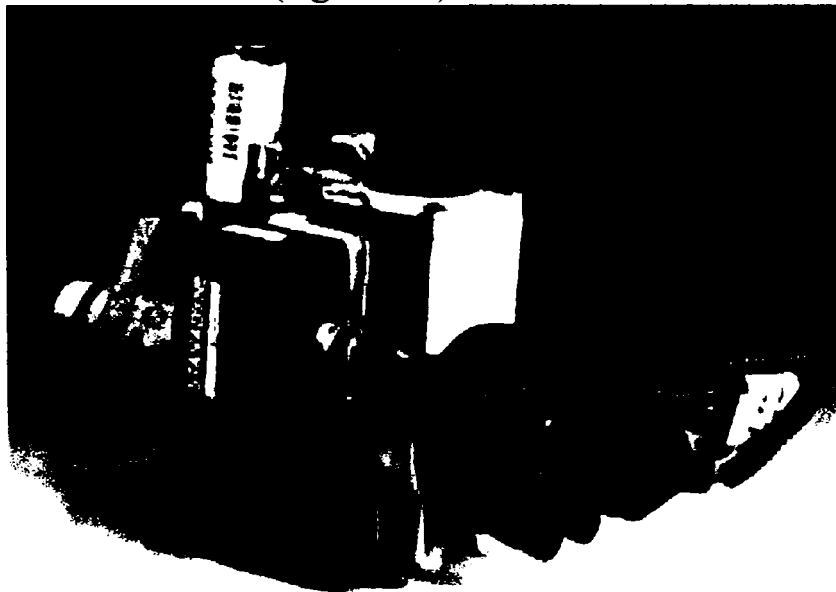
Fig. 11 Construcția pompei tip VE. [133]

- Pompă de injecție de tip DS (figura 12) este prevăzută cu control electronic al unor parametrii mecanici, fiind folosită pentru reducerea consumului de combustibil și a emisiilor poluante. 1, Controlul electronic se aplică asupra mometului de injecție, și asupra controlului dozajului.



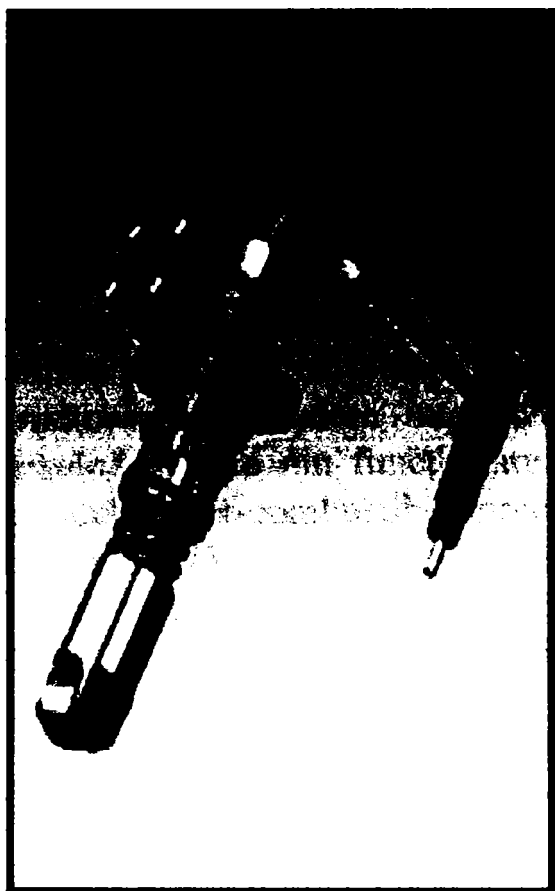
**Fig.12 Pompă de injecție regulator electronic de turație [134]**

Pompa de injecție cu control electronic este folosită pentru reducerea consumului de combustibil și a emisiilor poluante folosind un start al injecției controlat electronic (figura 13).

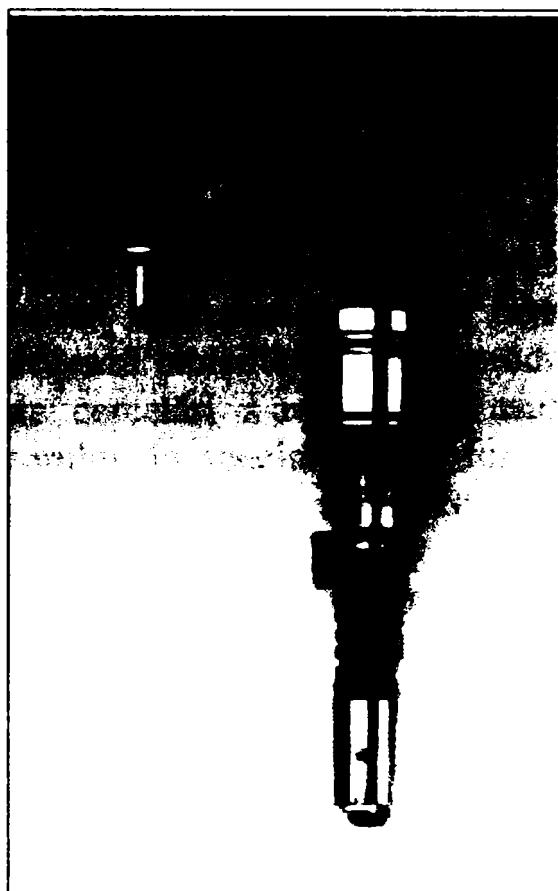


**Fig.13 Pompă de injecție cu control electronic Stanadyne [142]**

Un sistem de pompă-injector asemător cu pompa tip UP este prezentat în figura 9 în care se evidențiază atât pompa unitară acționată de o camă montată în blocul motor cât și injectorul.



**Fig.14 Piston radial [142]**



**Fig.15 Injector si pompa [142]**

Sistemul de injecție de tip RSN (figura 16) a fost realizat ca o etapă intermediară de reducere a emisiilor poluante printr-un control electronic al injecției, a dozei ciclice injectate, a uniformității pulverizării. Acest sistem are avantajul interschimbării cu injectoare “clasice”.



**Fig. 16 Injector RSN cu sensor electronic [142]**

### 2.1.3. STADIUL ACTUAL AL CONTROLUL FORMĂRII AMESTECULUI AER-COMBUSTIBIL ASUPRA PERFORMANTELOR M.A.C.

#### 2.1.3.1. Controlul formării amestecului în camera de ardere

În ultimele decenii, datorită importanței din ce în ce mai mari care s-a acordat mediului înconjurător, s-au dezvoltat numeroase cercetări pentru stabilirea principalilor factori care influențează emisiile poluante produse de motoarele cu ardere internă. Aceste cercetări s-au orientat asupra diverselor aspecte din funcționarea motorului, în special asupra formării amestecului aer-combustibil precum și a modalităților de control a amestecului [75].

Controlul formării amestecului aer-combustibil din camera de ardere este influențat în principal de particularitățile constructive și de comportamentul materialelor în ce privește transferul termic caracteristicile ale motorului și anume:

- *arhitectura camerei de ardere care poate fi:*
  - cameră de ardere unitară;
  - cameră de ardere divizată.
- *geometria camerei de ardere inclusiv dimensiunile ei;*
- *caracteristica de transfer termic a camerei de ardere caracterizată prin:*
  - raportul suprafață/volum
  - proprietățile de conductibilitate a pereților;
- *intensitatea curentului de aer<sup>1</sup> ;*
- *cantitatea de gaze reziduale<sup>2</sup> ;*
- *supraalimentarea<sup>3</sup>;*
- *răcirea intermediară a aerului de admisie<sup>4</sup>;*
- *caracteristicile instalației de ungere în interdependență cu:*
  - consumul de ulei;
  - calitatea uleiului;
  - scurgerile de ulei;
  - concepția instalației de ungere;
- *dimensiunile principale ale cilindrului:*
  - diametrul cilindrului (D);
  - cursa cilindrului (S);
  - Raportul (S/D);
  - Raportul de compresie.

<sup>1</sup> manifestat prin turbulențe din camera de ardere

<sup>2</sup> care este funcție de căderea de presiune la evacuare

<sup>3</sup> caracterizată de presiunea aerului aspirat în cilindru- $p_a$

<sup>4</sup> dată de temperatura aerului aspirat- $T_a$



- fazele de distribuție;
- dispozitive de pornire la rece;
- gradul de recirculare a gazelor arse;
- debitul variabil de aer.

Particularitățile constructive ale motorului pot influența organizarea mișcărilor aerului în camera de ardere, caracterizată prin raportul de vârtej. Raportul de vârtej are o influență contradictorie asupra  $\text{NO}_x$  și a fracțiunii insolubile din compoziția particulelor de aceea trebuie făcut un compromis la alegerea valorii optime. În prezent există deja soluții de camere de ardere cu vârtej (*swirl*) variabil.[85]

Cantitatea mărită de gaze duce la micșorarea cantității de aer proaspăt aspirat odată cu scăderea  $\text{NO}_x$  și creșterea fumului, astfel că gazele arse rămase în cilindru micșorează cantitatea de  $\text{O}_2$  disponibilă, frânând reacțiile de formare a  $\text{NO}_x$ .

Această influență favorabilă asupra reducerii  $\text{NO}_x$  a condus la o nouă metodă a recirculării gazelor arse (*EGR-Exhaust Gas Recirculation*), care constă în reintroducerea unei fracțiuni din gazele arse în cilindru.

Creșterea gradului de recirculare este extrem de eficientă din punctul de vedere al reducerii  $\text{NO}_x$  dar și al HC, fenomen ce se explică prin faptul că o parte din HC din gazele arse nu se evacuează direct în atmosferă, ci reintroducându-se în cilindru, o parte din acestea vor arde în ciclul următor. Utilizând EGR se micșorează și durata arderii, ceea ce conduce la mărirea consumului de combustibil.

Aceste tendințe se manifestă mai puternic o dată cu mărirea sarcinii, astfel că EGR se dovedește o măsură bună de reducere a  $\text{NO}_x$  și a HC, dar numai în condițiile corelării corespunzătoare a EGR cu sarcina motorului și limitând acceptabil creșterea consumului de combustibil .

Camerele de ardere divizate au nivelul global al emisiilor mai redus cu circa 10% față de cel al camerelor de ardere unitare, dar consumul de combustibil este mai mare cu aproximativ 10 %.[81]

Forma camerei de ardere influențează semnificativ nivelul emisiilor, în special al particulelor. Se urmărește în prezent introducerea în construcția motoarelor a camerelor de ardere de tip re-entrant sau Quadram, care asigură o bună omogenizare a amestecului încercându-se și reducerea la minimum a spațiilor moarte din camera de ardere, la care nu ajunge frontul flăcării în perioada întârzierii la autoaprindere.

### **2.1.3.2. Elemente privind soluții adoptate la construcția camerei de ardere pentru m.a.c. cu injecție directă**

Dezvoltarea, motoarelor cu aprindere prin comprimare, s-a realizat ținându-se seama de procesele termogazodinamice, ce au loc în interiorul motoarelor. Aceste fenomene stau la baza tuturor performanțelor

energetice, de consum și de poluare ale motorului. Desfășurarea proceselor termogazodinamice au la bază, în mare măsură, durata formării amestecului între combustibilul utilizat și aer. În timp ce la motoarele cu aprindere prin scânteie acest proces are o perioadă mai lungă ce se desfășoară aproape pe toată perioada timpilor de admisie și comprimare, la motoarele cu aprindere prin comprimare procesul de formare al amestecului se desfășoară într-un timp relativ scurt când motorina, un produs greu volatil, este injectată la sfârșitul comprimării.[87]

Pentru a putea controla acest proces care are o influență majoră în formarea amestecului și a arderii din motor, s-au realizat modificări constructive care au influență atât în ceea ce privește controlul mișcărilor aerului din interiorul cilindrului cât și în ceea ce privește controlul sistemului de injecție implicit al combustibilului, realizându-se o pulverizare și o uniformizare a dozei ciclice pe cilindru.[25]

Toate soluțiile constructive au ca scop realizarea unei arderi cât mai complete și cu emisii poluante minime impuse de normele de poluare tot mai restrictive și adoptate de legislațiile pe plan mondial.

Utilizarea unei soluții constructive, în ceea ce privește camera de ardere, trebuie corelată cu mai mulți factori de care trebuie să se țină seama astfel:

- Destinația motorului (de tracțiune sau staționar);
- Tipul de vehicul echipat (autoturism, vehicul comercial, utilizare urbană, interurbană, agricolă, feroviară);
- Fiabilitatea motorului;
- Costul motorului.

Importanța camerei de ardere este evidențiată de faptul că amestecarea combustibilului cu aerul, în cilindru, trebuie să se realizeze cât mai intim astfel încât fiecare particulă de combustibil să aibă, în imediata sa vecinătate, aerul care din care să folosească oxigenul necesar pentru ardere. Rezultă astfel necesitatea unei bune pulverizări și amestecări a combustibilului în vederea asigurării calității formării amestecului.

Pentru a obține aceste deziderate trebuie să existe o concordanță între forma jetului de combustibil și forma geometrică a camerei de ardere, iar în interiorul camerei de ardere este necesar să se creeze un control al mișcării aerului pentru a asigura fărâmișarea jetului de combustibil și omogenizarea amestecului.[48]

Realizarea acestor condiții asigură arderea completă și rapidă a întregii cantități de combustibil introdusă în cilindru, deci un randament termic satisfăcător funcționării motorului precum și reducerea emisiilor poluante.

Arderea incompletă a combustibilului produce mai puțină energie decât cea care corespunde puterii calorifice a acestui combustibil. Randamentul arderii din această cauză fiind mai redus, dispăre astfel unul din avantajele importante ale unui motor cu aprindere prin comprimare și anume economia de combustibil. În plus creșterea poluării rezultă la rândul ei din arderea incompletă.

Camera de ardere trebuie să ajute la distribuirea combustibilului injectat acest lucru obținându-se prin următoarele măsuri:

- Așezarea convenabilă a injectorului și a capetelor de injecție astfel încât combustibilul să ocupe un spațiu cât mai întins în camera de ardere;
- Forma camerei de ardere trebuie să fie în așa fel aleasă încât să cuprindă pe cât posibil, forma jetului injectat, asigurându-se astfel omogenizarea amestecului;
- În interiorul camerei de ardere trebuie să existe la sfârșitul comprimării o astfel de mișcare a aerului încât să rupă jetul de combustibil injectat realizându-se omogenizarea amestecului dintre aer și particulele fine de combustibil.

Camerele de ardere ale motoarelor cu aprindere prin comprimare se pot împărți în două categorii:

- *camere împărțite cu injecție indirectă a combustibilului;*
- *camere unitare cu injecție directă a combustibilului.*

În continuare sunt exemplificate cele două categorii de camere subliniindu-se importanța tipului de injecție.

În camerele de ardere cu injecție indirectă exemplificate în figura 17<sup>1</sup> și în figura 18 combustibilul este injectat într-o mică antecameră atașată camerei principale de ardere, începutul arderii fiind realizat în antecameră, ajutat fiind în cazul pornirii la rece și de o bujie incandescentă 5, apoi definitivarea arderii se realizează în camera principală 7. Această soluție are avantajul că se realizează o ardere rapidă, un zgomot redus și un mers liniștit al motorului, dar creează un consum ridicat de combustibil.[117]

---

<sup>1</sup> În figura.17.a semnificația este următoarea:

- 4-injector.
- 5-antecameră de ardere
- 6-bujie incandescentă
- 7-cameră principală de ardere
- 8-degajare piston
- 9-piston

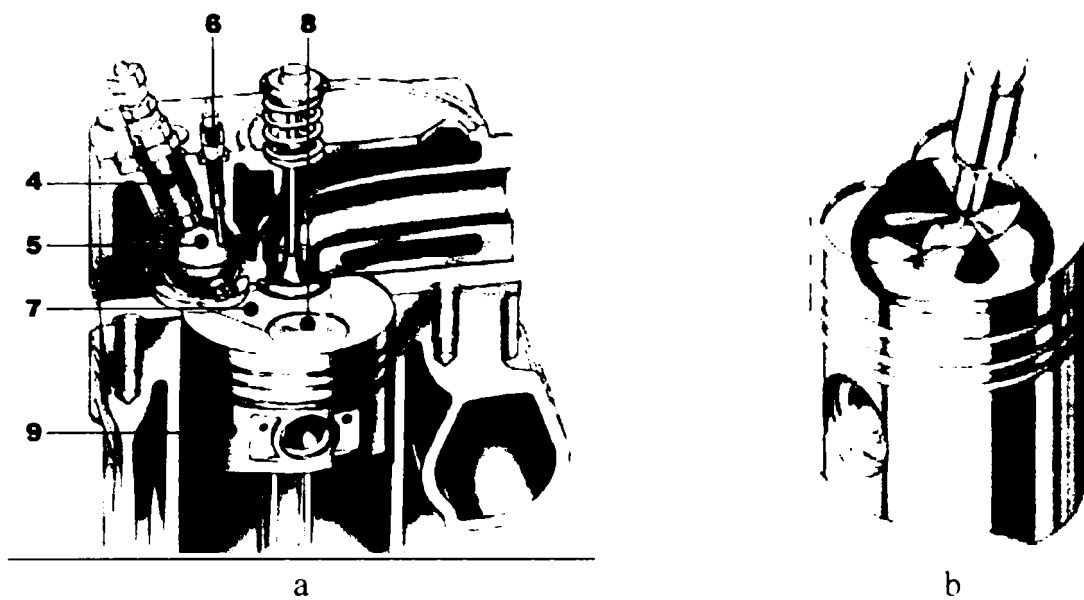


Fig. 17 Camere de ardere cu injecție indirectă (a) și injecție directă (b) [134]

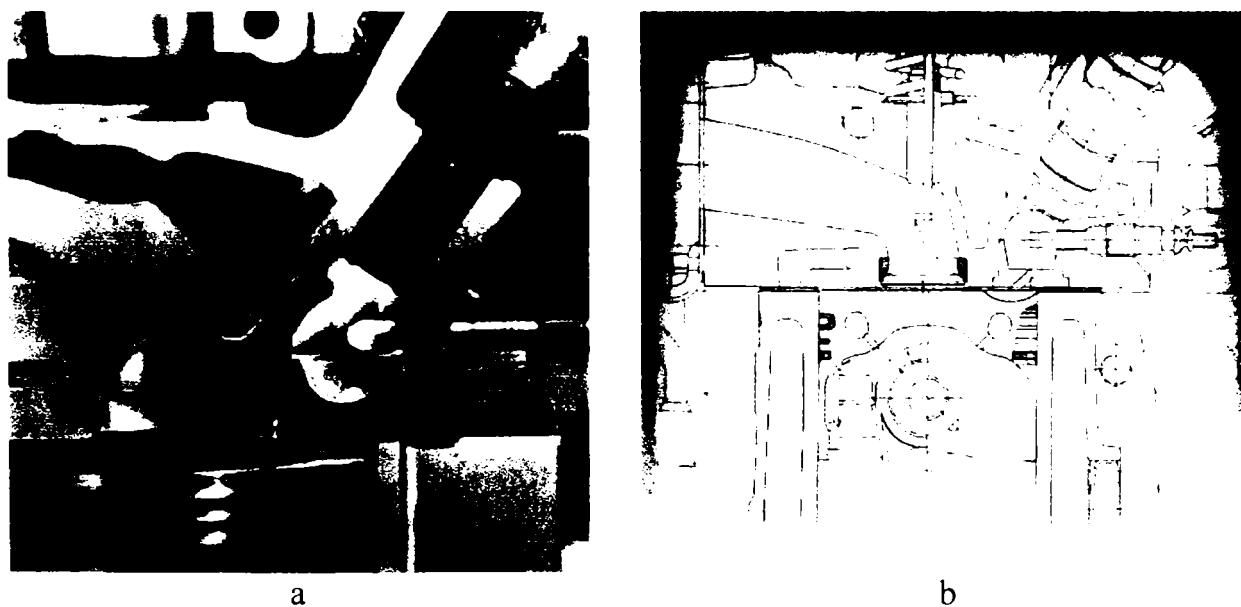


Fig.18 Secțiune prin camera de ardere cu injecție indirectă [133]

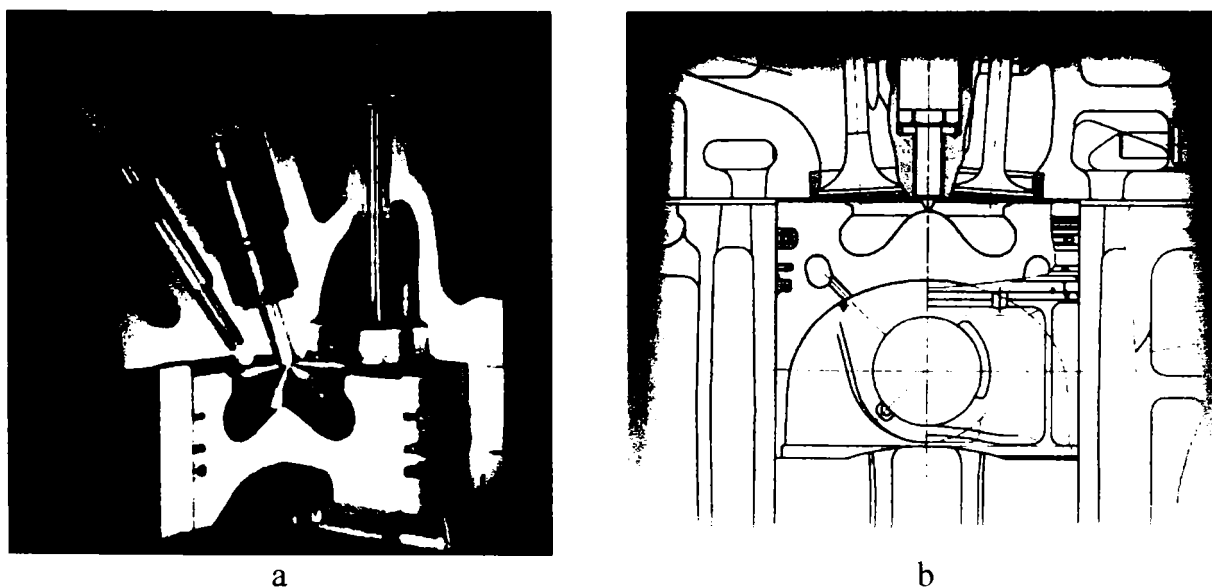


Fig.19 Secțiune prin camera de ardere cu injecție directă [133]

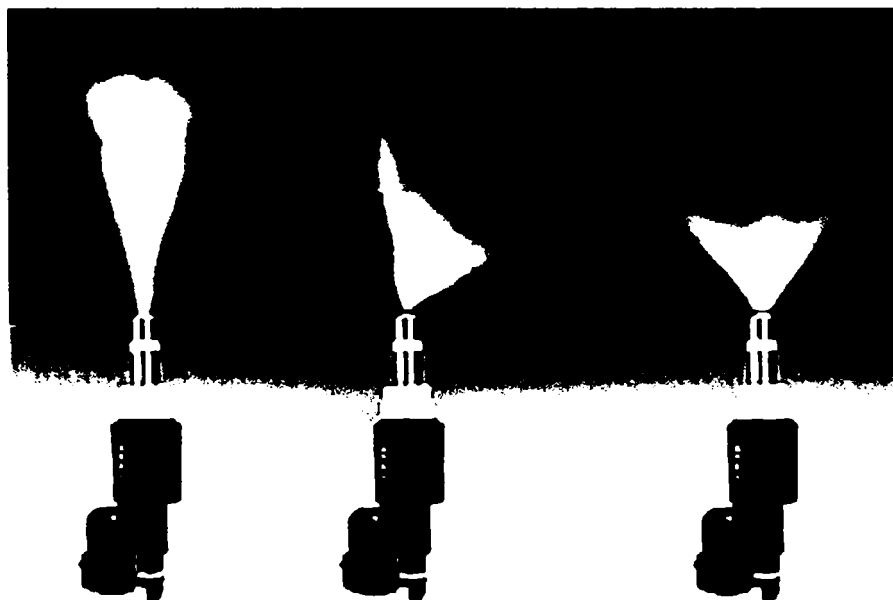
În cazul camerelor de ardere cu injecție directă, combustibilul este injectat direct în camera de ardere (figura 19). Camerele ardere cu injecție directă s-au dezvoltat după două tipuri de principii:

- Realizarea mișcărilor aerului prin practicarea unei degajări de tip cupă în piston, folosindu-se un injector cu un număr redus de orificii și cu o presiune redusă de injecție
- Practicarea unei degajări în piston și folosirea unui injector cu un număr mare de orificii

Scopul principal al injectorului este de a distribui și a amesteca combustibilul cu aerul din camera de ardere. Sarcina motorului este controlată prin cantitatea de combustibil injectat, prin urmare injectorul trebuie să dozeze o cantitate de combustibil adecvată cerințelor.

Pentru un sistem de injecție a cărui presiune este prestabilită, cantitatea de combustibil injectată în cilindru este dozată prin modificarea duratei de injecție. Durata injecției pentru o presiune prestabilită poate fi crescută prin scăderea dimensiunilor orificiilor sau prin scăderea numărului de orificii din pulverizatorul injectorului. Dimensiunile orificiilor sunt limitate de metoda de fabricație.

În figura 20 se prezintă posibilitatea obținerii unei pulverizări controlate a combustibilului din punct de vedere al formei jetului de picături.



**Fig. 20 Diferite forme de dispersie a jetului de combustibil [133]**

Calitatea injecției în motoarele cu aprindere prin comprimare este apreciată de următorii factori:

- Dimensiunile picăturilor combustibil;
- Distribuția picăturilor de combustibil;
- Penetrația jetului de combustibil;
- Unghiul jetului de combustibil.

Acești factori trebuie corobați cu alte elemente pentru a putea obține o ardere favorabilă și deci o scădere a emisiilor poluante. Pentru aceasta trebuie să se țină seama de unele probleme ce intervin dintre care se amintesc:

- Efectele coroborării dintre parametrii jetului de combustibil și vaporizarea picăturilor;
- Efectele apariției fenomenului de cavitație în orificiile pulverizatorului;
- Efectele distribuției spațiale din jetul de combustibil;
- Efectele parametrilor jetului asupra vitezei de amestecare cu aerul.

Îmbunătățirea performanțelor energetice și de poluare ale motorului sunt legate de îmbunătățirea formării amestecului prin controlul mișcărilor aerului din cilindru și doza de combustibilul injectat. Acest lucru se realizează printr-o arhitectură a camerei de ardere care să faciliteze o omogenizare cât mai bună a amestecului coroborat cu o lege de injecție care să permită un control cât mai bun al arderii.[46]

Camera de ardere cu injecție directă de combustibil reprezintă construcția cea mai simplă și a fost folosită începând cu primele motoare cu aprindere prin comprimare. Ea se compune dintr-un spațiu unic, în care se realizează în mod direct injecția de combustibil prin unu sau mai multe jeturi.

Jetul sau jeturile de combustibil trebuie să se dezvolte într-o cameră de formă emisferică, tronconică sau plată.[117]

La injecția directă, așezarea convenabilă a injectorului și forma camerei de ardere, asemănătoare cu forma jetului sau a jeturilor de combustibil, au importanță mult mai mare decât la toate celelalte sisteme, deoarece aici buna împrăștiere a combustibilului nu este favorizată de un alt element ajutător.

După modul de distribuție a combustibilului în camera de ardere există două clase de camere unitare:

- Camere de ardere cu distribuția combustibilului în volum;
- Camere de ardere cu distribuția combustibilului în peliculă.

În primul caz jetul se injectează în masa de fluid motor, contactul combustibilului cu peretele este interzis principial, datorită faptului că pe suprafața peretelui, relativ rece, au loc transformări chimice lente, necontrolate, cu formare de depozite de carbon.

În al doilea caz combustibilul este injectat pe suprafața unui perete cald, evitându-se distribuția lui prin injecție în masa fluidului motor.

După forma capului de piston, camerele de ardere se împart de asemenea în două clase:

- Camere de ardere cu capul pistonului plat sau modelat după forma jetului (figura 21).
- Camere de ardere cu compartiment în capul pistonului (figura 22) denumit și compartimentul din piston sau camera piston de volum constant  $V_{cp}$ . Volumul compartimentului situat deasupra pistonului este variabil.



**Fig.21 Camera de ardere cu injecție directă având forma apropiată de cea a jetului [117]**

În cazul pistonului din figura 21 deschiderea părții evazate din capul pistonului (Diametrul  $D_c$ ) este mare  $D_c \cong 0,8 D$ ;

În cazul pistonului din figura 4 deschiderea este  $D_c=(0,28...0,7)D$ .

După deschiderea relativă  $\delta = \frac{D_c}{D}$ , camerele cupă se împart în trei grupe :

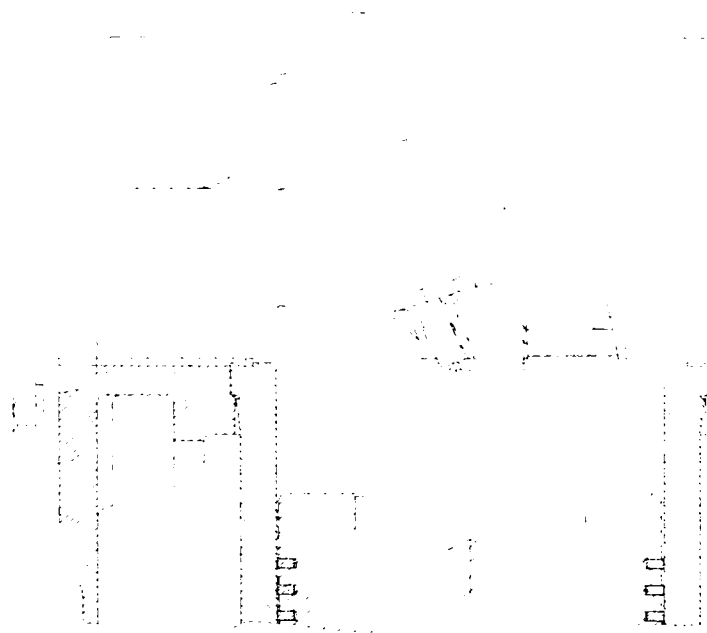
- Camere cupă cu deschidere mare,  $\delta=0,5...0,7$
- Camere cupă cu deschidere medie ,  $\delta=0,35...0,45$
- Camere cupă cu deschidere mică ,  $\delta=0,28...0,35$

Prima grupă reprezintă soluția tradițională și se utilizează în cazul camerelor cu distribuția combustibilului în volum, a doua grupă, reprezintă soluția pentru camerele de ardere cu distribuția combustibilului în peliculă, ultima grupă se utilizează la unele motoare cu alezaj mediu ( $D=120...125\text{mm}$ ).

Camerele de ardere cu distribuția combustibilului în volum sunt realizate constructiv după cum se descrie în continuare.

*Camera de ardere cu capul pistonului plat* reprezintă o soluție simplă dar inadecvată, dacă se ține seama că jetul are o formă conică atât în planul normal cât și în planul longitudinal. De aceea capul pistonului se modelează după forma jetului în planul longitudinal, pentru a preveni contactul cu pereții (camera de ardere de tip Hesselman, figura 21). Injectorul se montează central și are mai multe orificii, jetul trebuie să aibă o penetrație mai mare, un unghi de dispersie și o pulverizare fină pentru a putea asigura micro și macromixtura. Sistemul de injecție trebuie să aibă o construcție mai complicată fiind necesară o presiune mare de injecție ( $p_{i0}=500 \text{ daN/cm}^2$ ) și un pulverizator cu mai multe orificii. Din cauză că deschiderea este mare mișcarea radială practic lipsește, amestecarea decurge lent. Destinația acestor tipuri de camere de ardere fiind motoarele cu turație redusă ( $n=1000...1200 \text{ rot/min}$ ).

*Camera cupă* (figura 22) reprezintă o soluție satisfăcătoare în cazul motoarelor rapide, pentru că în acest caz dezideratele privind formarea amestecului fiind mult mai severe. La  $\rho_{mi}$ , pistonul se apropie de chiulasă până la o distanță de  $0,6...1\text{mm}$ ; volumul compartimentului din piston ajunge până la  $V_{cp}=(0,8...0,85)V_c$  și asigură o mare apropiere a fluidului motor de orificiile pulverizatorului, ceea ce face posibilă reducerea penetrației jetului și, ca urmare, a presiunii de injecție ( $p_{i0}=180...250 \text{ daN/cm}^2$ ). Camera tip cupă generează mișcarea radială a fluidului motor care se intensifică pe măsură ce  $\delta$  scade.



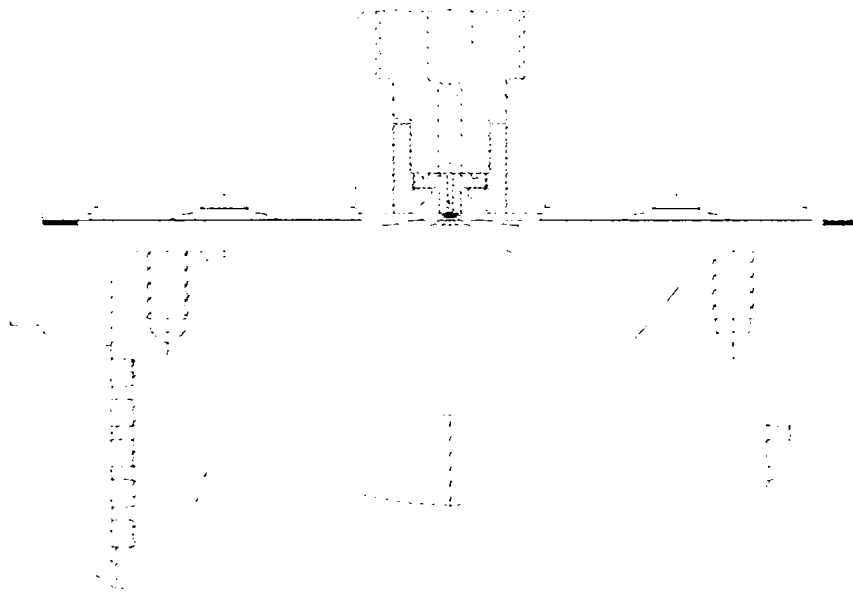
**Fig.22 Camera de ardere tip cupă în piston [117]**

La camerele de ardere unitare cu distribuția combustibilului în volum, procesul de ardere prezintă o dependență puternică de turație.



Creșterea întârzierii la declanșarea arderii rapide până la valori comparabile cu durata injecției promovează arderea rapidă, cu creșterea lui presiunii maxime din cilindru  $p_{\max}$ , cu sporirea solicitărilor de șoc în mecanismul motor, cu funcționarea violentă a motorului. Mișcarea de rotație a fluidului motor micșorează nivelul lui  $p_{\max}$  dar nu reduce dependența procesului de ardere de turație.

O altă formă, a camerei de ardere de tip cupă în piston, este de forma unei calote sferice concave figura 23, în axa căreia combustibilul este injectat radial prin mai multe orificii ale pulverizatorului. Injecția se face astfel încât la pereții cilindrului să nu ajungă combustibil în stare lichidă, deoarece acesta, prin spălarea uleiului de pe pereți ar înrăutății ungerea.



**Fig. 23 Camera de ardere cu injecție directă și cu calotă sferică și concavă în capul pistonului [117]**

La camerele cu injecție directă de combustibil apar unele inconveniente: funcționare violentă, cu zgomote și trepidații, turație maximă limitată, fum în gazele de evacuare, sensibilitate mare la calitățile combustibilului, pornire dificilă.

Aceste deziderate au fost eliminate parțial sau integral, prin controlul utilizării unui combustibil de calitate, printr-un control al legii de injecție de combustibil folosind o gestiune electronică a injecției ce permite să se realizeze doza ciclică optimă. Astfel injecția directă de combustibil permite folosirea soluției și la autoturisme unde se obțin avantaje considerabile prin:

- Posibilitatea obținerii unui gabarit mai redus prin reducerea considerabilă a dimensiunilor chiulasei în comparație cu injecția indirectă în camere împărțiteși
- Există premize de adaptare a unui dispozitiv de supralimentare obținându-se avantaje energetice semnificative
- Reducerea gradului de fum la regimuri tranzitorii
- Economicitatea lor ridicată
- Pierderile de căldură în apa de răcire sunt mai reduse, din cauza camerei de ardere care este mai compactă și are suprafață exterioară mică

*Camerele de ardere unitare cu distribuția combustibilului în peliculă.* Procedul de ardere cu distribuția combustibilului în peliculă, cunoscut sub denumirea de *procedeu Meurer* a fost propus în anii '50. A fost dezvoltat ulterior de MAN este folosit în prezent la motoarele ce echipează într-o pondere ridicată autocamioanele ROMAN.[14]

Soluția adoptată prin acest procedeu este folosirea unui injector cu un singur orificiu care injectează 95% din doza de combustibil pe peretele camerei cupă și 5% din doză în centrul camerei și servește pentru autoaprindere. Această soluție este opusă soluției clasice unde se evită impactul dintre combustibilul injectat și perete (se are în vedere peretele rece al cilindrului ) din cauza oxidării lente, necontrolate a combustibilului, cracării și formării depozitelor de carbon.

Procedul de ardere M folosește o cameră sferică în piston ,figura 24, cu o deschidere medie de  $\delta=0,383$  cu  $\varepsilon=16$ . [16]

Un rol deosebit îl are mișcarea fluidului motor în camera cupă. Întrucât la procedul M, injectorul are un singur orificiu, injecția este locală. Combustibilul este întins pe întreaga suprafață a camerei cupă de fluidul motor în mișcare de rotație și în mișcare radială. Jetul se injectează în sensul mișcării de rotație. Fără această mișcare de rotație generată în admisiune motorul nu funcționează, mișcarea radială este intensă datorită deschiderii mici a cupei.

Avantajul la această cameră de ardere îl constituie posibilitatea folosirii unei game largi de combustibil, datorită modului de desfășurare a pulverizării, vaporizării și arderii care sunt în mare măsură independente de caracteristicile combustibilului (vâscozitate, cifră cetanică).

Fig.24 Camera de ardere tip Meurer [133]

### 2.1.3.3. Studiul mișcării fluidului motor în camera de ardere

Formarea amestecului la m.a.c. poate fi raționalizată prin organizarea mișcării fluidului motor în cilindru.

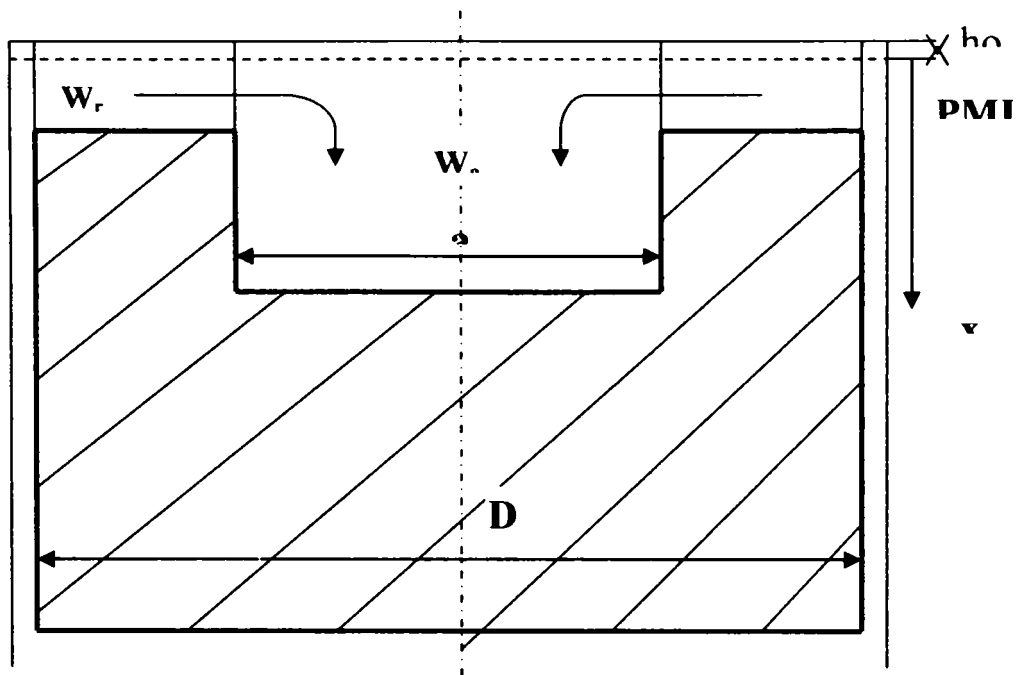


Fig. 25 Schema pentru calculul mișcării fluidului motor [73]

Figura 25 prezintă schema unei camere de ardere care permite elaborarea unui model simplificat pentru calculul deplasării agentului de lucru utilizându-se următoarele notații:

$a$ -diametrul cupei	$S$ -cursa pistonului
$V_M$ -volumul cupei	$W_a$ -viteza axială în secțiunea de intrare în cupă
$c_m$ -viteza medie a pistonului	$\omega_k$ -viteza unghiulară a arborelui cotit
$V_R$ -volumul secțiunii inelare	$w_r$ -viteza radială în secțiunea inelară
$D$ -diametrul cilindrului	$\xi$ -impuls de rotație
$V_z$ -volumul cilindrului	$x$ -deplasarea pistonului
$h_0$ -garda pistonului la PMI	$I$ -momentul de inerție
$\omega_a$ -viteza unghiulară a fluidului admis	$A_k$ -suprafața pistonului

Pentru descrierea analitică a acestor fenomene se acceptă ca prin indicele 1 să fie notate condițiile de stare la începutul comprimării.

Deoarece la variația unitară a presiunii din cilindru se înregistrează viteze mici ale curentului de fluid se poate scrie pentru volumele ce intră în cupă:

$$dV_a = V_z \cdot d \frac{V_M}{V_z} = -\frac{V_m}{V_z} \cdot dV_z \quad (29)$$

Pentru viteza axială se obține atunci:

$$w_a = \frac{4}{\mu \cdot \pi \cdot a^2} \cdot \frac{dV_a}{d\tau} = \frac{4}{\mu \cdot \pi \cdot a^2} \cdot \frac{dV_a}{dx} \cdot \frac{dx}{d\tau} \quad (30)$$

Deplasarea pistonului se poate calcula cu relația:

$$x = S \cdot \left[ \frac{1}{2} \cdot (1 - \cos \alpha - \frac{S}{4l_b} \cdot \sin^2 \alpha) \right] = S \cdot f(\alpha) \quad (31)$$

iar viteza pistonului:

$$\frac{dx}{d\tau} = S \cdot \omega_k \cdot \left[ \frac{1}{2} \cdot (\sin \alpha + \frac{S}{4l_b} \cdot \sin 2\alpha) \right] = \pi \cdot c_m \cdot \rho(\alpha) \quad (32)$$

Explicitând volumul cilindrului:

$$V_z = V_M + \frac{\pi D^2}{4} (h_0 + x) \quad (33)$$

și folosind pentru diametrul relativ al cupei notația:

$$\xi_B = \frac{a}{D} \quad (34)$$

vom avea pentru viteza axială:

$$w_a = -\frac{1}{\mu \cdot \xi_B^2} \cdot \frac{V_M}{V_z} \cdot \pi \cdot c_m \cdot \rho(\alpha) \quad (35)$$

Pentru volumul fluidului din zona inelară care se deplasează spre zona mijlocie a cupei vom avea:

$$dV_r = -V_z \cdot d \frac{V_R}{V_z} = -dV_R + \frac{V_R}{V_z} dV_z \quad (36)$$

iar viteza radială:

$$w_r = \frac{1}{\pi \cdot a \cdot (h_0 + x)} \cdot \frac{dV_r}{dx} \cdot \frac{dx}{d\tau} \quad (37)$$

Cu volumul zonei inelare:

$$V_R = \frac{\pi(D^2 - a^2)}{4} (h_0 + x) \quad (38)$$

și ținând cont de (32) va rezulta pentru viteza în direcție radială:

$$w_r = \frac{D \cdot (1 - \xi_B^2)}{4 \cdot \xi_B \cdot (h_0 + x)} \cdot \frac{V_M}{V_Z} \cdot \pi \cdot c_m \cdot \rho(\alpha) \quad (39)$$

Pentru a stabili lucrul mecanic caracteristic curentului  $W_{BS}$  se are în vedere că la deplasarea pistonului:

$$x' = \frac{a}{4} \cdot (1 - \xi_B^2) - h_0 \quad (40)$$

viteza radială va fi mai mare decât cea axială.

Dacă se neglijează pierderile, lucrul mecanic elementar propriu curentului va fi:

$$dW_{BS} = \frac{w_{a,r}^2}{2} - \frac{m_z}{V_z} \cdot dV_{a,r} \quad (41)$$

Acceptând ipoteza că comprimarea începe deja în PME și deci masa de amestec proaspăt este:

$$m_z = \rho_1 (V_S + V_C). \quad (42)$$

Lucrul mecanic preluat de la piston pentru asigurarea curgerii în procesul de comprimare considerându-l egal cu cel din destindere se va obține pentru presiunea medie a curgerii:

$$p_{BS} = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{\rho_1}{2} \cdot \left[ \int_{x=S}^{x=x'} \frac{w_a^2}{w_z} \cdot \frac{dV_a}{dx} + \int_{x=x'}^{x=0} \frac{w_r^2}{V_z} \cdot \frac{dV_r}{dx} dx \right] \quad (43)$$

Figurile 26 și 27 exemplifică evoluții ale vitezelor de curgere funcție de poziția pistonului și presiunea medie a curentului specific mișcării fluidului motor ca în cazul descris în schema din figura 25.

Au fost notate cu  $c_{mB}$  și  $\rho_{1B}$  valorile de referință ale vitezei medii a pistonului și respectiv a densității inițiale a încărcăturii.

Se constată că valorile parametrului  $p_{BS}$  la tipul de curgere studiată sunt neglijabile.

Este evident că un control consistent al formării amestecului prin curgeri radiale este posibil doar într-un domeniu restrâns al unghiului de manivelă motoare și că vitezele axiale, mai importante pentru formarea amestecului, rămân mici.

Mișcarea radială din cupa pistonului se suprapune cu mișcarea axială, astfel de curgeri, elicoidale, putând fi generate la camerele de ardere nedivizate prin canale în chiulasă adecvat construite și anume canale

tangențiale sau elicoidale – figura 28 care bineînțeles vor conduce la majorarea pierderilor de presiune și penalizarea coeficientului de umplere.

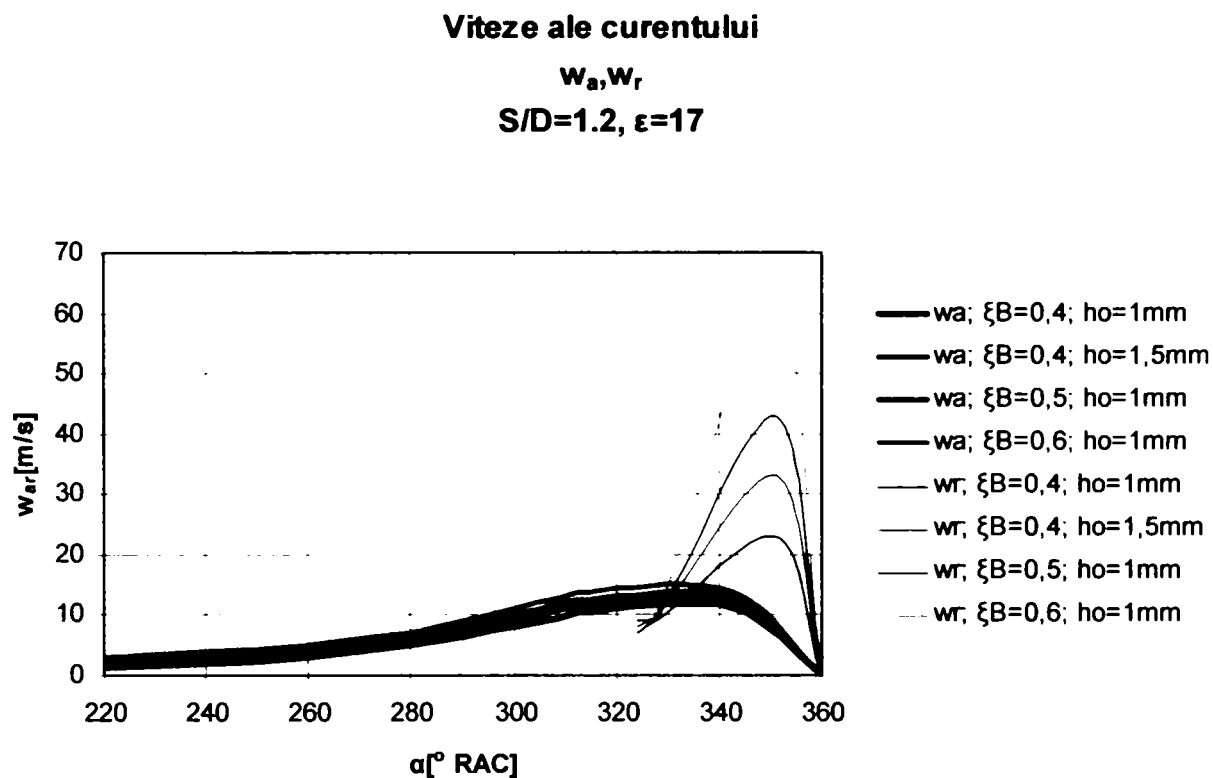


Fig. 26. Viteze ale curentului (curgere radial-axială) [1]

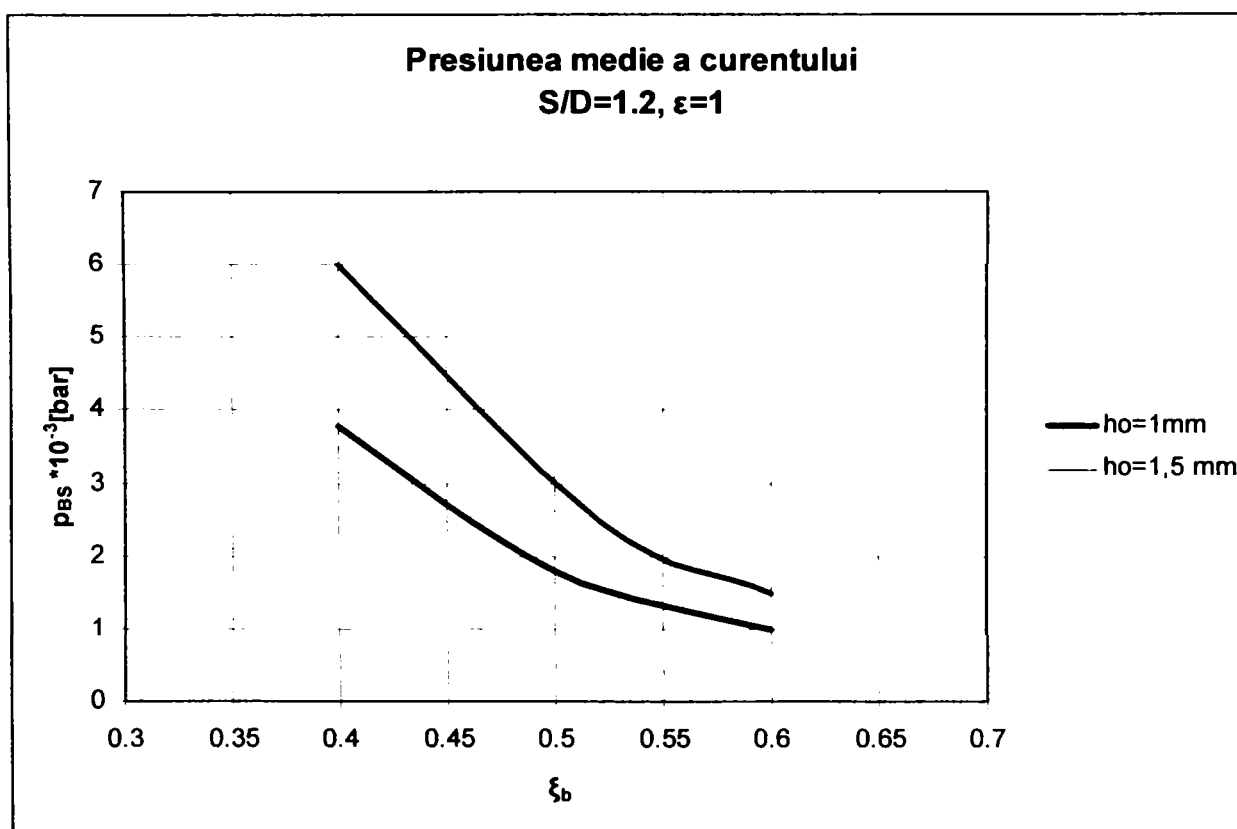


Fig. 27 Presiunea medie a curentului [1]

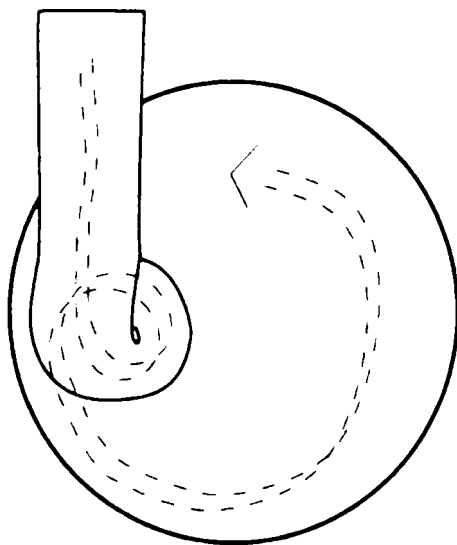


Fig. 28. Canale tangențiale și elicoidale [133]

În figura 29. este reprezentată viteza unghiulară a aerului ce intră în cilindru măsurată cu ajutorul unei moriști, pentru curgerea în regim staționar prin canalul elicoidal. Efectul unui astfel de canal se majorează cu ridicarea supapei  $h_s$ .

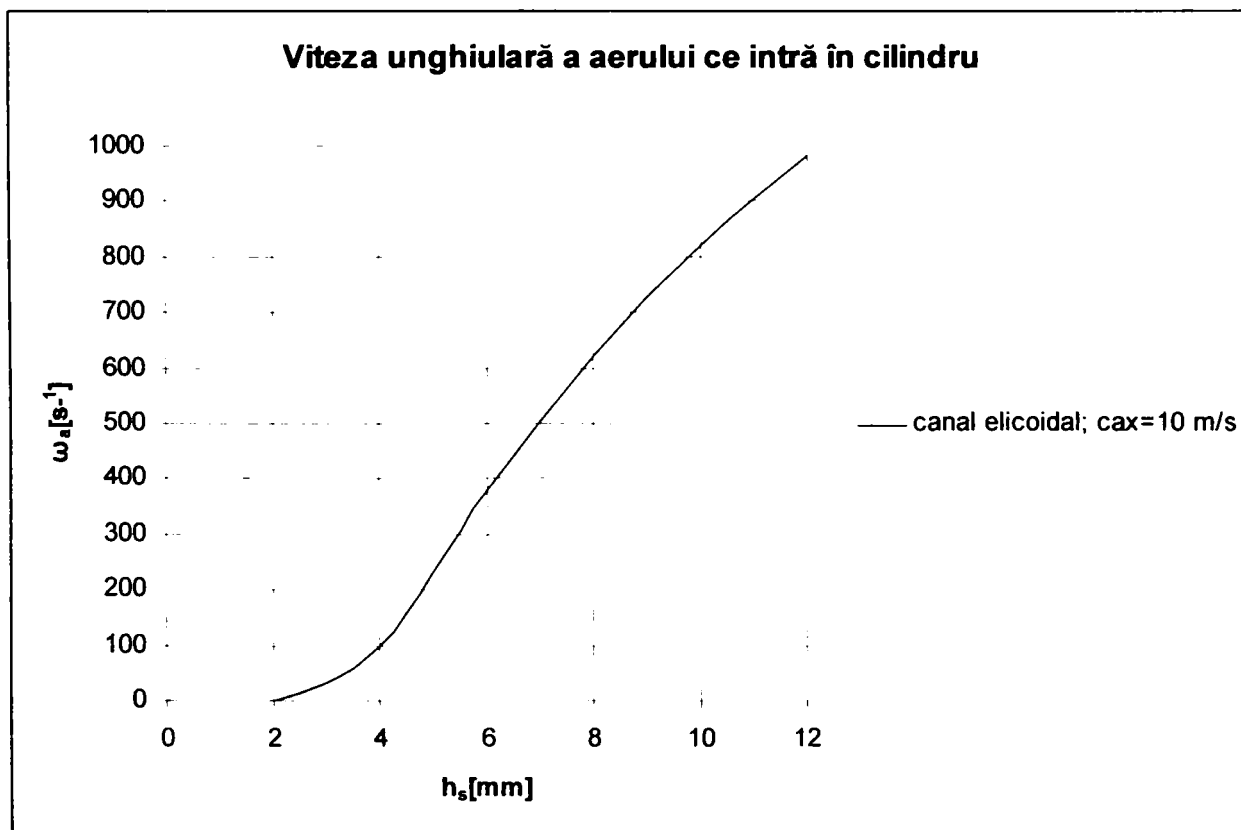


Fig. 29 Viteza unghiulară a aerului ce intră în cilindru [1]

Considerând turbionul din cilindru ca și un corp compact se poate scrie pentru viteza unghiulară a fluidului din cilindru:

$$\omega_z = \frac{\int_{\alpha_1}^{\alpha} \omega_a \cdot dm_a}{\int_{\alpha_1}^{\alpha} dm_a} \quad (44)$$

În care  $\alpha_1$  este unghiul RAC la deschiderea supapei putându-se neglija schimbul instantaneu de impuls.

Relația poate fi folosită pentru estimarea mișcării încărcăturii proaspete la sfârșitul procesului de umplere.

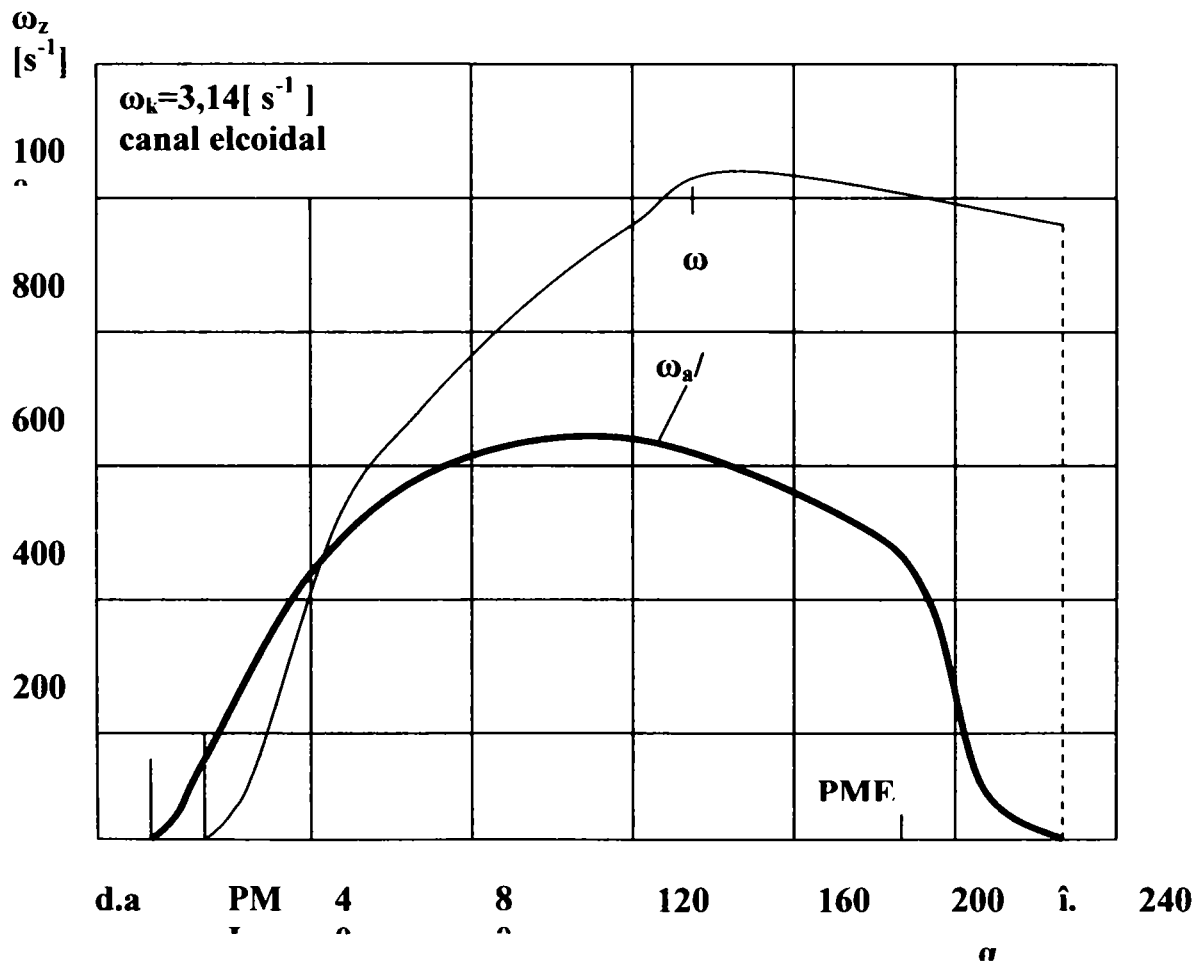


Fig. 30 Vitezele unghiulare absolută și relativă ale fluidului [1]

În figura 30 sunt prezentate valorile vitezei  $\omega_z$  calculate cu relația (44) și a vitezelor raportate  $\omega_a/\omega_k$  unde  $\omega_k$  este viteza unghiulară a încărcăturii proaspete la intrarea în cilindru.

Masele de aer care intră în cilindru au fost determinate cu un calcul al schimbului de încărcătură.

Se ajunge aproape la același rezultat dacă se acceptă o relație de proporționalitate între masa de aer introdusă și viteza pistonului, schimbul de încărcătură având loc între PMI și PME.



Viteza axială obținută la măsurători staționare în cilindru este egală cu viteza medie a pistonului putându-se opera cu relația:

$$c_{ax} \cong c_m = \frac{S \cdot \omega_k}{\pi} \quad (45)$$

Pentru calcularea valorilor proprii condițiilor reale din motor poate servi:

$$\omega_a = \frac{\pi}{S} \cdot \left(\frac{\omega_a}{\omega_k}\right)_{max} \cdot \frac{dx}{d\tau} \quad (46)$$

cu masa elementară introdusă:

$$d_{m_a} = \rho_a \cdot A_k \cdot \frac{dx}{d\tau} \cdot d\tau = \rho_a \cdot A_k \cdot \frac{dx}{d\tau} \cdot \frac{d\alpha}{\omega_k} \quad (47)$$

și cu integrala ei:

$$\int_0^x d_{m_a} = \rho_a \cdot A_k \cdot S \quad (48)$$

din (44) și aplicând (32) se obține pentru viteza unghiulară a încărcăturii totale din cilindru:

$$\omega_{zg} = \pi \cdot \omega_k \cdot \int_0^{\pi} \left(\frac{\omega_a}{\omega_k}\right)_{max} \cdot \rho^2(\alpha) \cdot d\alpha \quad (49)$$

Un interes deosebit îl prezintă curgerea în camera de ardere pe durata formării amestecului și al arderii. Datorită cupei din piston fluidul motor se deplasează spre centrul acesteia, viteza sa unghiulară crescând cu deplasarea pistonului în cursa de comprimare.

Cercetări experimentale au dovedit că cel puțin pentru poziția pistonului în apropierea PMI, turbionul format se rotește ca și un corp solid, viteza sa putându-se calcula cu acceptarea unui impuls constant.

Aerul se va roti cu viteză unghiulară constantă în camera din mijloc  $V_{Ml}$  - figura 31.

$$\omega_M = \omega_{Ml} \cdot \frac{\xi_{Ml}}{I_{Ml}} \quad (50)$$

Pentru impulsul de rotație al zonei din mijloc avem:

$$\xi_{Ml} = \xi_{zg} - \xi_R = \omega_{zg} \cdot I_{z1} - \xi_R \quad (51)$$

În aceste relații  $I_{Ml}$  și  $I_{z1}$  sunt momentele de inerție  $I_{Ml}$  și  $I_{z1}$  sunt proprii aerului din zona mijlocie a cupei și încărcăturii din cilindru la PME. Presupunând că aerul din toate straturile, care au forma unei camere inelare, este comprimat uniform, volumul inelului  $V_R$  al masei de aer la o anumită poziție a pistonului la începutul comprimării poate fi regăsit în zona marcată cu  $V_R^*$  în figura 31. Pentru acest volum inelar se poate scrie relația (52) unde  $\varepsilon_x$  reprezintă raportul de comprimare pentru diferite poziții ale pistonului.

$$V_R^* = \frac{\pi}{4} (D^2 - D^{*2}) \cdot (h_0 + S) = \varepsilon_x \cdot V_R \quad (52)$$

Pentru impulsul de rotație al aerului din camera inelară se poate scrie:

$$\xi_R = \omega_{zg} \cdot I_{V_R} \quad (53)$$

iar pentru viteza unghiulară a aerului din cupă:

$$\omega_M = \frac{I_{z1} - I_{VR}}{I_{M1}} \cdot \omega_{zg} \quad (54)$$

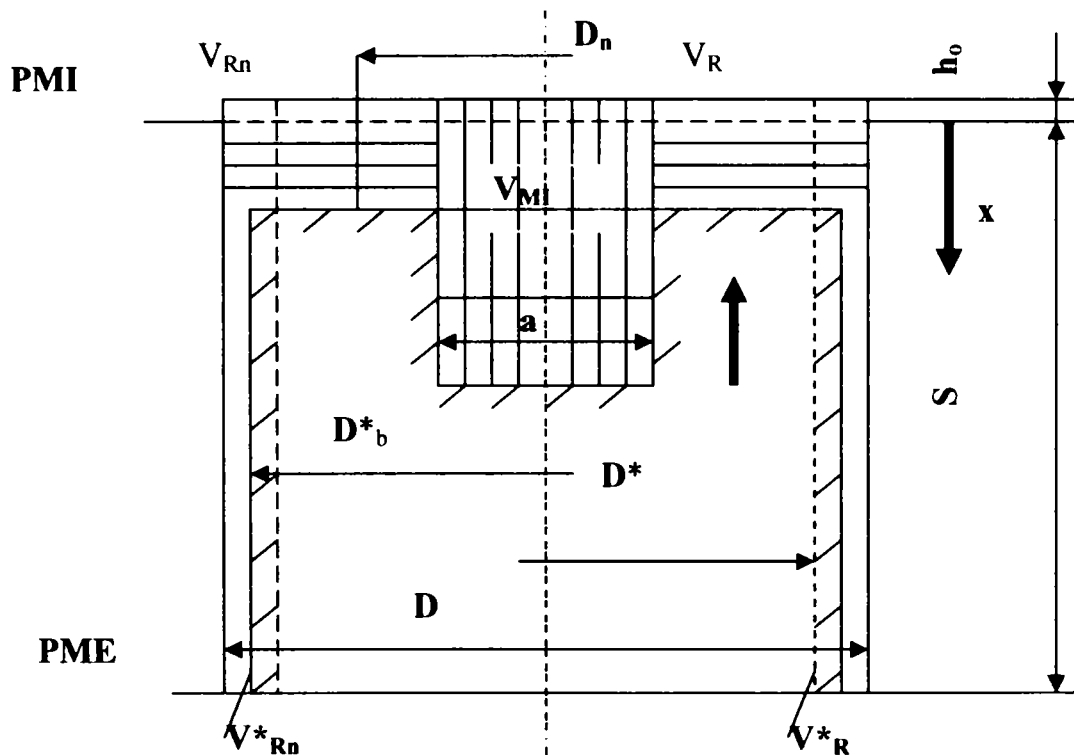


Fig. 31 Schema camerei de ardere

Pentru un diametru al inelului  $D_n > a$  putem scrie pentru viteza periferică:

$$c_{u,n} \cdot \frac{D_n}{2} = c_{u,D_n^*} \cdot \frac{D_n^*}{2} \quad (55)$$

și cu

$$c_{u,D_n^*} = \frac{D_n^*}{2} \cdot \omega_{zg} \quad (56)$$

și folosind relația (52) rezultă:

$$c_{u,n} = \frac{1}{2 \cdot D_n} \cdot \left( D^2 - \frac{4 \cdot \varepsilon_x \cdot V_{R,n}}{\pi(h_0 + S)} \right) \cdot \omega_{zg} \quad (57)$$

Vitezele unghiulare calculate cu relația (54) sunt valori medii deoarece viteza unghiulară a aerului la partea superioară a cupei calculată ca mai sus va scădea în camera de ardere din piston prin contactul cu masa de gaze din acesta.

$$\omega_{R,a} = \omega_{zg,D_n^*}$$

Se poate considera că scăderea pentru  $\omega_M$  este liniară de la partea superioară a cupei spre fundul ei.

Energia de rotație a încărcăturii se majorează prin deplasarea pistonului, acest efect putând fi neglijat în primă instanță [2].

Figura 32 prezintă date de calcul privind viteza periferică în cupă și în camera inelară funcție de poziția pistonului. În timpul comprimării viteza unghiulară a fluidului din cupă crește; turbionul din camera inelară se transformă într-un vârtej cu energie potențială, al cărui miez este chiar aerul din zona de mijloc.

Viteza  $\omega_M$  pentru fluidul de la diametrul exterior al cupei crește până la de cca. cinci ori spre sfârșitul cursei de comprimare.

Figura 33 prezintă rezultatele unor cercetări teoretice ce vizează influența câtorva parametrii constructivi asupra vitezei unghiulare a aerului din cupă, dependențele fiind redată prin mărimi relative. Raportul de comprimare nu influențează practic turbionul, intensitatea vârtejurii din camera de ardere crește cu raportul  $S/D$  și scade cu  $h_0/S$  și  $a/D$ .

Aceasta înseamnă că dacă jocul piston-cilindru crește ( $D$  se micșorează la  $D^*$  de exemplu – figura 31) fluidul motor care are acces în spațiu inelar va participa mai târziu la formarea amestecului și ardere pe care le va înrăutăți și va diminua turbionul determinat de cupa din piston.

Dacă se are în vedere legătura dintre viteza de rotație a aerului din cupă și calitatea amestecului se pune problema frecvenței optime a turbionului. Teoretic, intensitatea turbionului din cupă la PMI poate fi

apreciată prin raportul  $D_{MoptPMI} = \frac{\omega_{MoptPMI}}{\omega_k}$  unde indicele  $M$  semnifică

raportarea parametrilor la cupa din piston. Procesul de amestecare în cazul injecției directe poate avea loc în două situații caracteristice extreme:

- combustibilul ajunge în cea mai mare parte pe peretele cupei pentru ca mai târziu prin amestecare progresivă cu aerul să ardă
- combustibilul este repartizat în camera de ardere fără să atingă pereții.

În ambele situații intensificarea vârtejurii favorizează amestecarea și arderea.

Viteza periferică a aerului din cupă crește aproximativ proporțional cu viteza medie a pistonului [6]. Cercetări experimentale [73] au dovedit că similar evoluează și cota parte din volumul de combustibil evaporat pe unitatea de suprafață explicabil prin faptul că nelinearitatea dintre viteza de curgere și transferul de căldură convectiv este compensat prin creșterea temperaturii camerei de ardere, influența radiației flăcărilor fiind nesemnificativă. Cu majorarea vitezei pistonului crește și durata unghiulară a injecției ceea ce majorează suprafața acoperită cu filmul de combustibil,

demonstrată și experimental. În ansamblu cantitatea de combustibil evaporată crește cu viteza medie a pistonului  $c_m$  mai mult decât viteza turbionului. În domeniul turațiilor mari s-ar putea lucra cu turbionul mai puțin sever ceea ce ar diminua pierderile gazodinamice și pierderile de căldură ale fluidului proaspăt. În concordanță cu date experimentale un canal în chiulasă optimizat pentru un anumit domeniu de turații, duce la înrăutățirea arderii la turații mai mici, fiind în acest sens necesară găsirea unui compromis. Conform rezultatelor obținute în [73], după date de stand se poate aproxima pentru valorile optime relativ la depunerea combustibilului pe pereții cupei, folosindu-se relația:

$$D_{MWoptPMI} \cong 15 \left( \frac{c_{mB}}{c_m} \right)^{0.6} \quad (58)$$

unde viteza medie a pistonului este  $c_{mB} \cong 10 \frac{m}{s}$ .

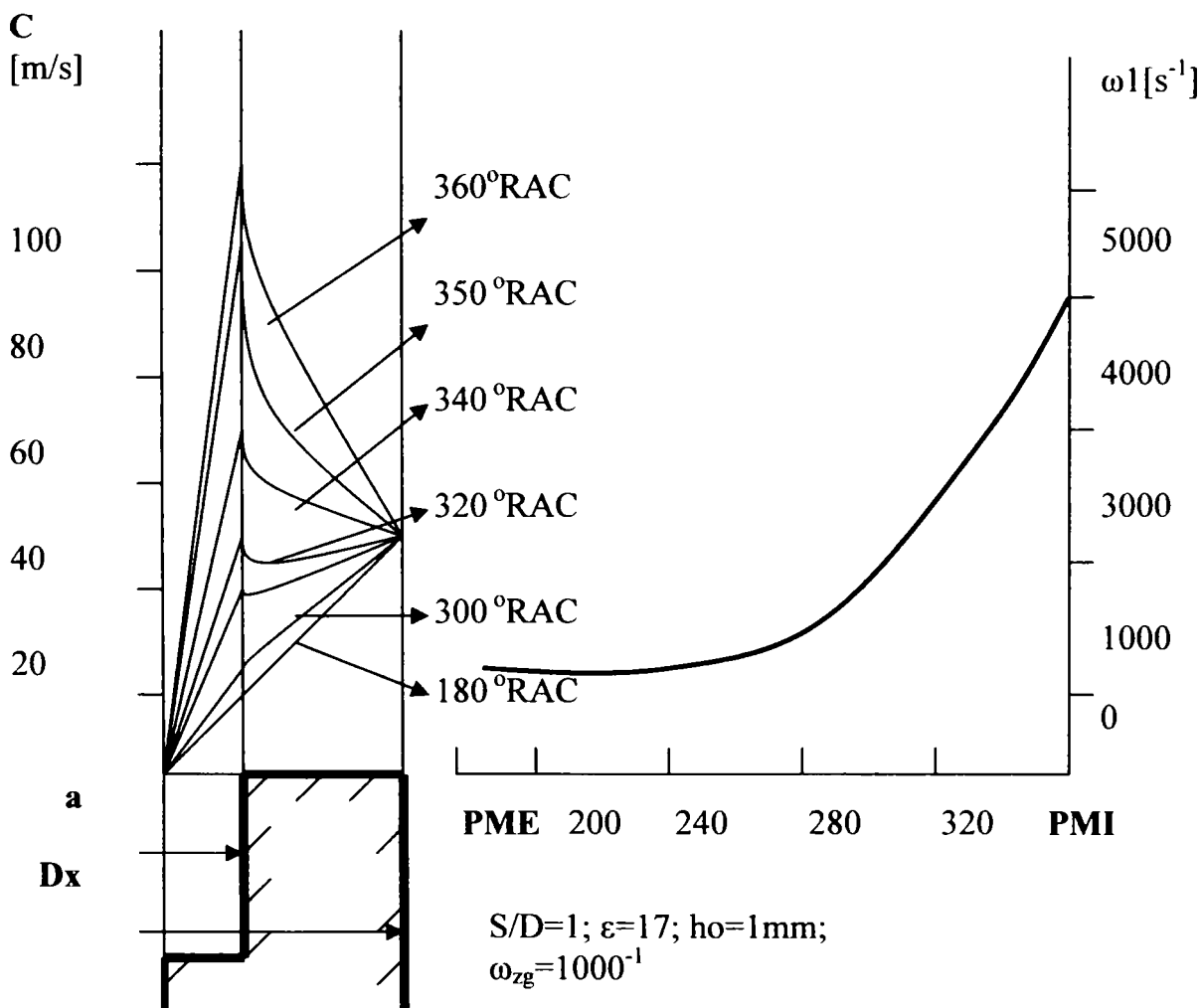


Fig. 32. Parametrii cinematici ai fluidului motor în cursa de comprimare [73]

La injecție volumică (indice  $L$ ) se pornește de la ipoteza că se deține o distribuție optimă a combustibilului dacă particulele acestuia preluate de turbion ajung în sectorul cu aer dintre două jeturi de combustibil. Un

turbion prea sever, poate avea un efect negativ dacă o particulă de combustibil care arde sau una deja arsă ajunge în jetul de combustibil din aval și deranjează formarea amestecului; pe de altă parte este însă favorizată alimentarea cu oxigen a zonelor de reacție și prin aceasta arderea funinginii datorită circulației intense a gazelor. Încercările dovedesc că optimul reclamă un turbion mai intens decât cel calculat pentru o distribuție corespunzătoare a amestecului. Dacă se notează unghiul sectorului cu  $\alpha_s$  și durata unghiulară a injecției la sarcină plină cu  $\alpha_{ED}$  [ $^{\circ}$ RAC] atunci pentru piston în PMI, cifra de turbionare optimă este:

$$D_{MLOptPMI} \cong 2,0 \cdot \frac{\varphi_s}{\varphi_{ED}} \quad (59)$$

Această cifră este mai mică decât cea proprie cazului depunerii combustibilului pe pereți, deoarece la injectoarele multijet, exceptând motoarele cu alezaje foarte mari, nu se poate evita depunerea combustibilului pe pereți este necesar a se ajunge la un compromis și în ceea ce privește frecvența proprie a vârtejului.

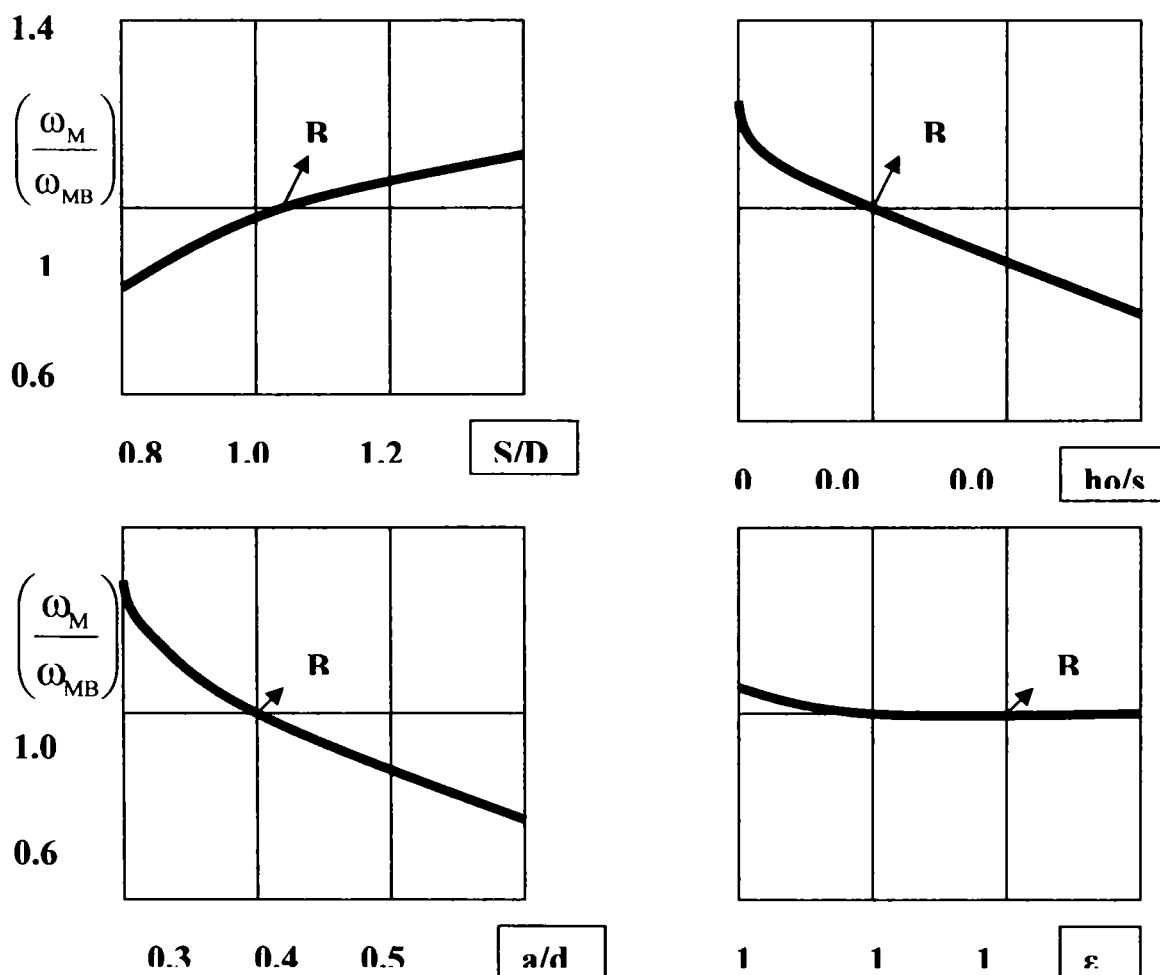


Fig. 33 Influența unor parametrii constructivi asupra vitezei unghiulare a aerului din cupă [73].

Dacă se notează cu  $m_{c\alpha}$  cantitatea de combustibil parțial injectată și cu  $m_c$  cantitatea totală de combustibil injectat valoarea informativă a cifrei de turbionare este:

$$D_{MoptPME} \cong D_{MLoptPME} + \frac{m_{c\alpha}}{m_c} (D_{MWoptPME} - D_{MLoptPME}) \quad (60)$$

care este suficient de bine confirmată experimental.

Analiza proceselor de curgere în camera de turbionare (vârtej) se poate face pornind de la figura 34 .

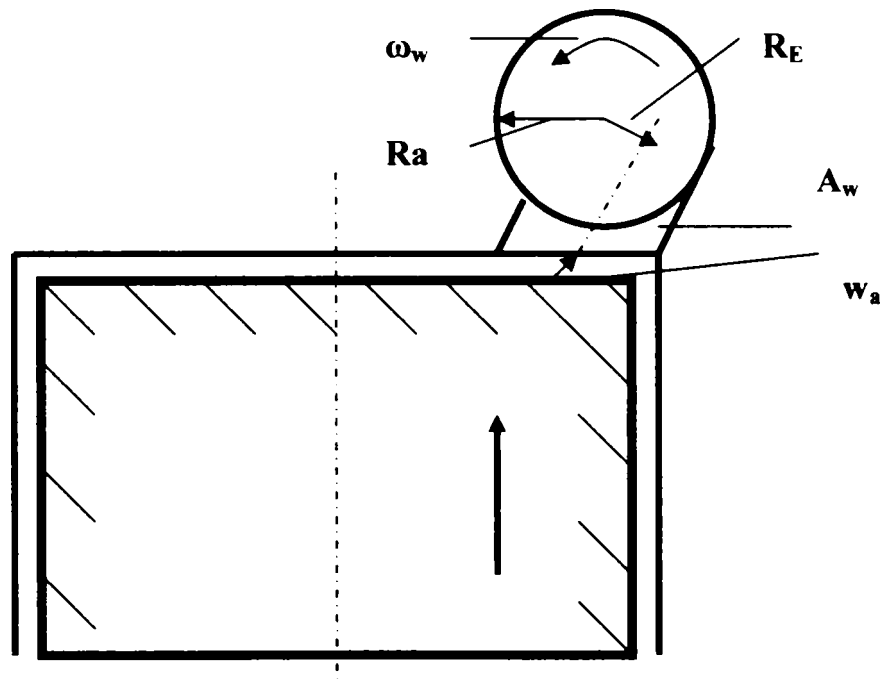


Fig. 34 Schema curgerii în camera de vârtej [73].

Masa de fluid  $dm_a$  care curge printr-o secțiune efectivă  $\mu A_w$  efectuează o mișcare de rotație evaluată tot în ipoteza deplasării unui corp compact, solid. Dacă se neglijează pierderile atunci viteza unghiulară a vârtejului pentru piston în PME se poate calcula cu:

$$\omega_w = \frac{1}{I_w} \cdot \int_{\pi}^{\alpha} R_a \cdot w_a \cdot d m_a \quad (61)$$

unde  $I_w$  este momentul de inerție al masei de aer  $m_w$  din camera de turbionare:

$$I_w = m_w R_T^2 \quad (62)$$

cu  $R_T$  raza de inerție,  $R_T = 0,63 R_w$  la camera sferică.

Dacă se neglijează diferența de presiune între camera de vârtej  $V_w$  și cilindru  $V_z$  se poate scrie prin introducerea funcțiilor  $f(\alpha)$  și  $\rho(\alpha)$  după (31) și (32) și folosind (103) volumul de fluid ce intră în camera divizată:

$$\frac{dV_a}{d\tau} = \frac{V_w}{V_w + V_z} \cdot \frac{dV_z}{d\tau} = - \frac{V_w}{1 + f(\alpha)} \cdot \omega_k \cdot \rho(\alpha) \quad (63)$$

Viteza curentului se calculează din relația:

$$w_a = \frac{1}{\mu \cdot A_w} \cdot \frac{dV_a}{d\tau} \quad (64)$$

și densitatea gazului (cu  $V_k$  – volumul de comprimare):

$$\rho_w = \rho_z = \rho_1 \cdot \frac{V_h + V_k}{V_h \left[ \frac{1}{\varepsilon - 1} + f(\alpha) \right]} \quad (65)$$

cu  $V_h$  – volumul cilindreei.

Din relațiile (61) și (65) se obține pentru cifra de turbionare în camera de vârtej:

$$D_w = \frac{\omega_w}{\omega_k} = K_w \cdot \left[ \frac{1}{\varepsilon - 1} + f(\alpha) \right] \int_0^\alpha \frac{\rho^2(\varphi)}{\pi \left[ \frac{1}{\varepsilon - 1} + f(\alpha) \right]^3} \cdot d\alpha \quad (66)$$

unde

$$K = \frac{R_a}{R_f^2} \cdot \frac{\sigma \cdot V_h}{\mu \cdot A_w \cdot (\varepsilon - 1)} \quad (67)$$

este tot o mărime adimensională iar  $\sigma = V_w/V_k$  raportul între volumul camerei auxiliare și cel al camerei de ardere.

Exemplul de calcul expus grafic în figura 35 dovedește că cifra de turbionare este mai mare la camerele de vârtej decât la cupa în piston a motoarelor cu injecție directă.

Valorile mai mari pentru  $D_w$  sunt necesare deoarece turbionul de aer trebuie să efectueze cel puțin o rotație în timpul injecției, la sarcină plină. Dacă se are în vedere numai condițiile de formare a amestecului în camera de vârtej valorile lui  $D_w$  s-ar putea limita pentru a avea valori minime ale lucrului mecanic al curgerii și ale pierderilor de căldură.

Deoarece însă la sarcină plină 70% din energie se eliberează prin ardere în camera principală fiind necesare disponibilități mari de energie pentru desăvârșirea formării amestecului în acest compartiment, este avantajos un canal de legătură cu secțiune mai mică. La m.a.c. de autoturism unde camera de vârtej are aplicații se recomandă ca secțiunea canalului de legătură să fie 0,8...1,2 % din suprafața pistonului.

Pentru calculul aproximativ al energiei disipate prin curgeri, preluată tot de la piston, se pot folosi (63) la (65). Se are în vedere cazul general când diferența de presiune între cele două camere nu poate fi neglijată, situație valabilă în special la motoarele la care secțiunea canalului de legătură nu depășește 0,3...0,5 % din suprafața pistonului.

Pentru variația de presiune din cilindru în timpul comprimării se poate scrie conform ecuațiilor gazodinamicii:

$$dp_z = p_z (-x \cdot \sqrt{2R} \cdot \sqrt{T_z} \cdot \alpha_w \cdot A_w \cdot \frac{\psi}{V_z} d\tau - \frac{dV_z}{V_z}) \quad (68)$$

unde  $\alpha_w$  este coeficientul de debit și

$$\psi = \sqrt{\frac{\chi}{\chi-1} \left[ \left( \frac{p_w}{p_z} \right)^{\frac{2}{\chi}} - \left( \frac{p_w}{p_z} \right)^{\frac{\chi+1}{\chi}} \right]} \quad (69)$$

$\chi$  având indicele "a" la curgerea dinspre cilindru spre camera auxiliară și "e" la curgerea inversă când și raportul presiunilor se inversează. Diferențele între valorile mărimilor  $\chi$  și  $R$  în cilindru și camera auxiliară se neglijează.

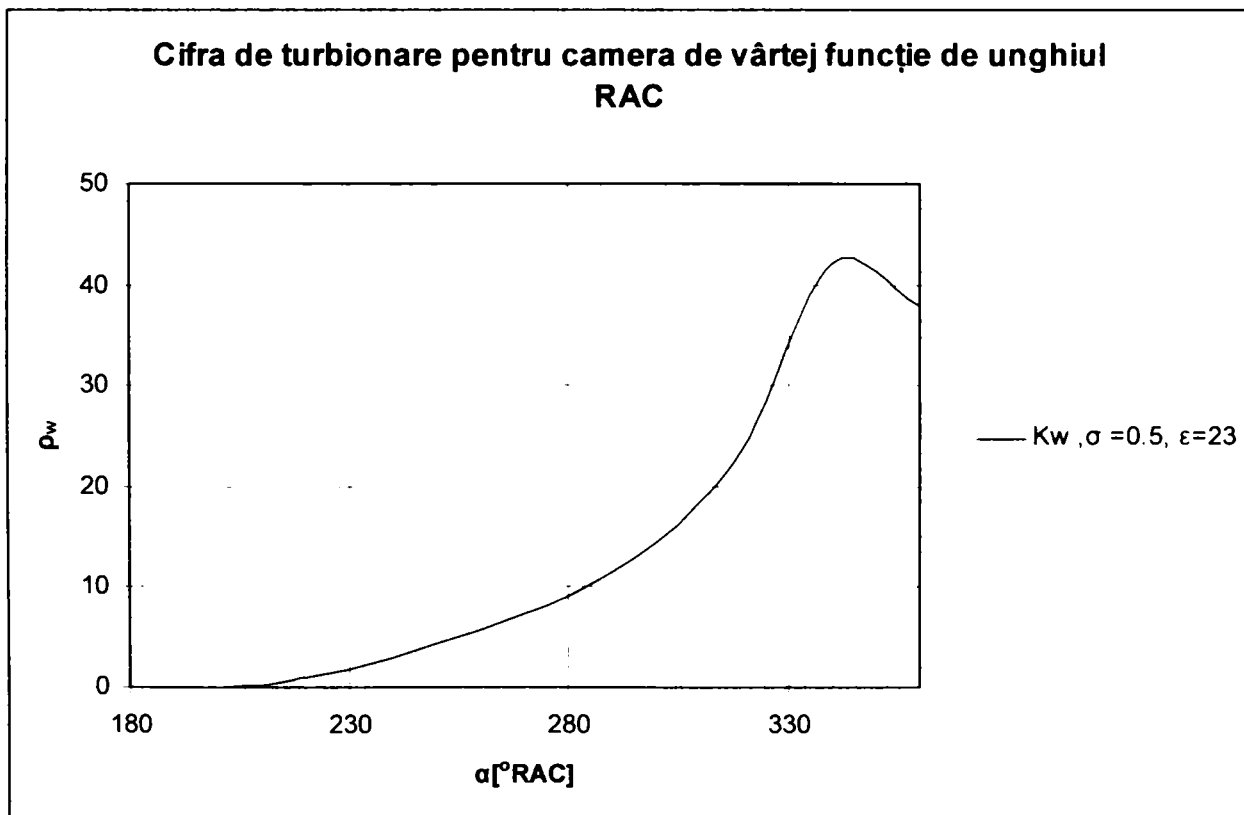


Fig. 35 Cifra de turbionare pentru camera de vârtej funcție de unghiul RAC [73]

Mărimile de stare din camera auxiliară și cilindri considerate constante la începutul comprimării vor fi notate cu indicele 1.

Folosind relația adiabatei:

$$T_z = T_1 \cdot \left( \frac{p_z}{p_1} \right)^{\frac{\chi-1}{\chi}} \quad (70)$$

precum și cea a variației volumului cilindrului:

$$V_z = A_k \cdot S \cdot \left[ \frac{1-\sigma}{\epsilon-1} + f(\alpha) \right] \quad (71)$$

cu  $A_k$  – suprafața pistonului și pentru intervalul infinit mic de timp:



$$d\tau = \frac{S}{\pi \cdot c_m} \cdot d\alpha \quad (72)$$

se obține printr-un formalism matematic adecvat pentru variația presiunii din cilindru:

$$\frac{d(P_z/P_1)}{d\alpha} = \frac{1}{K} \cdot \frac{\chi}{\pi} \cdot \frac{\sqrt{2RT_0} \cdot \psi \cdot (P_z/P_1)^{\frac{3\chi-1}{2\chi}}}{(1-\sigma)/(\varepsilon-1)+f(\alpha)} - \chi \frac{P_z}{P_1} \cdot \frac{\rho(\alpha)}{(1-\sigma)/(\varepsilon-1)+f(\alpha)} \quad (73)$$

unde:

$$K = \frac{A_K}{\alpha_w \cdot A_w} \cdot \sqrt{\frac{T_0}{T_1}} \cdot c_m \quad (74)$$

este o mărime caracteristică de asemănare a fenomenelor de curgere și  $T_0$  temperatura apreciată a mediului ambiant la regim critic de curgere funcția  $\psi$  devine:

$$\psi = \left(\frac{2}{\chi+1}\right)^{\frac{1}{(\chi-1)}} \cdot \sqrt{\frac{\chi}{\chi-1}} \quad (75)$$

Corespunzător pentru presiunea în camera auxiliară:

$$\frac{d(P_w/P_1)}{d\alpha} = \frac{1}{k} \cdot \frac{\chi}{\pi} \cdot \sqrt{2RT_0} \cdot \psi \cdot (P_z/P_1)^{\frac{3\chi-1}{2\chi}} \cdot \frac{\varepsilon-1}{\sigma} \quad (76)$$

Pentru viteza de curgere spre camera auxiliară avem:

$$w_a = \sqrt{\frac{2\chi}{\chi-1} \cdot R \cdot T_z \left[1 - \left(\frac{P_w}{P_z}\right)^{\frac{\chi-1}{\chi}}\right]} \quad (77)$$

din care:

$$w_a = \sqrt{RT_1} \cdot \left\{ \sqrt{\frac{2\chi}{\chi-1}} \cdot \sqrt{\left(\frac{P_z}{P_1}\right)^{\frac{\chi-1}{\chi}} - \left(\frac{P_w}{P_1}\right)^{\frac{\chi-1}{\chi}}} \right\} = \sqrt{RT_1} \cdot Z_1 \quad (78)$$

Viteza de curgere reală se penalizează cu coeficientul de pierderi, pentru lucrul mecanic de curgere datorat deplasării pistonului fiind însă hotărâtoare viteza calculată izentropic ca mai sus.

Densitatea  $\rho_1$  raportată la cilindrul  $V_h$  considerând că curgerea are loc în regim critic poate fi evaluată după:

$$\frac{1}{\rho_1 \cdot V_h} \cdot \frac{dm_a}{d\alpha} = \frac{\sqrt{2RT_0}}{\pi k} \cdot \psi \cdot (P_z/P_1)^{\frac{\chi+1}{2\chi}} = Z_2 \quad (79)$$

Pentru lucrul mecanic de curgere se poate scrie:

$$dW_{BS} = \frac{1}{2} w_a^2 \cdot dm_a \quad (80)$$

și pentru pierderile totale de presiune în timpul comprimării:

$$\frac{P_{BS}}{P_1} = \int_{\pi}^{2\pi} \frac{1}{P_1 V_h} \cdot \frac{dW_{BS}}{d\alpha} d\alpha = \frac{1}{2} \int_{\pi}^{2\pi} Z_1^2 Z_2 d\alpha \quad (81)$$

Pierderile de presiune în timpul curgerii cresc proporțional cu presiunea de la începutul comprimării.

Calcululele efectuate pentru poziția pistonului până imediat după PMI (unde presiunile în cele două camere devin egale) sunt corecte doar până la inițierea arderii. Vitezele foarte mari, datorită diferențelor ridicate de presiune dintre cele două camere, sunt favorizante pentru formarea amestecului care se inițiază în camera auxiliară și se desăvârșește în cea principală.

Evoluția pierderilor de presiune la motoarele cu injecție indirectă

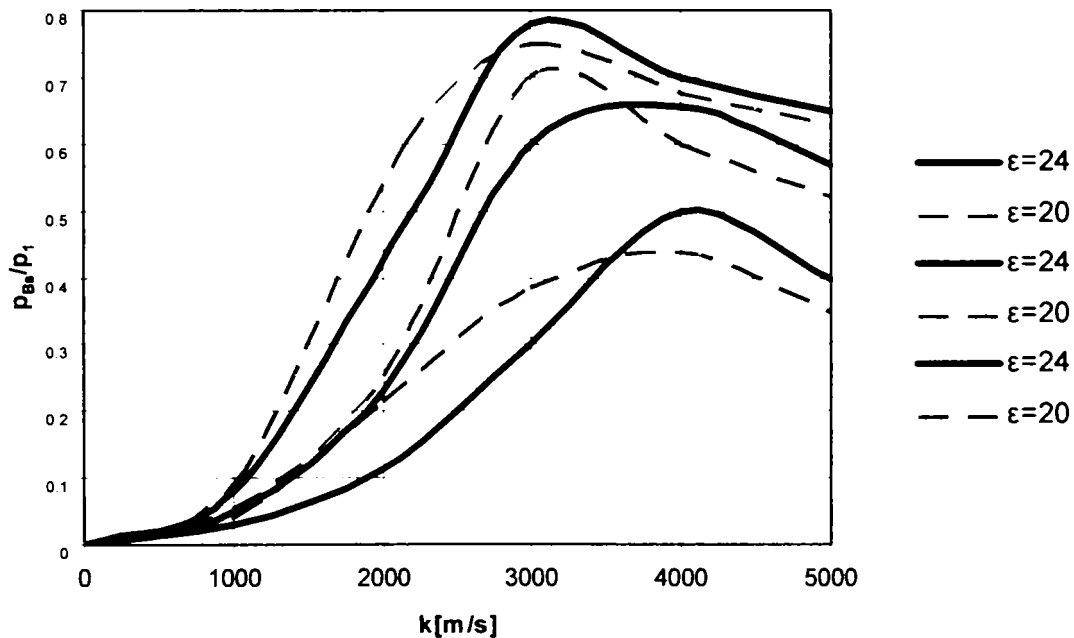


Fig. 36. Evoluția pierderilor de presiune la motoare cu injecție indirectă.[73]

Pierderile de presiune consistente, obținute prin calcul și reprezentate în figura 36 conduc la majorarea consumului de combustibil și a pierderilor de căldură la motoarele cu cameră divizată comparativ cu cele cu cameră unitară. Condițiile de formare a amestecului sunt însă incontestabil mai bune la injecția indirectă ceea ce majorează randamentul indicat și reduce emisiunile de funingine, parametrii ce nu mai sunt atât de sever influențați ca și la injecția directă dacă momentul injecției este diferit de cel optim.

Raportul între volumul camerei de vârtej și cel al camerei principale este în general  $\sigma = 0,5$ . Date experimentale și teoretice recomandă ca acest raport la camerele divizate să se adopte după relația

$$\sigma \cong 0,02(\varepsilon - 1) \quad (82)$$

Modele de calcul mai evoluate recurg la descrierea curgerii din canalul de legătură în regim nestaționar cu metodele caracteristicii și ale elementului finit .

În ori și ce caz informațiile deținute în legătură cu mișcările aerului din camera de ardere permit controlul formării amestecului și cu aceasta și al arderii încă din faza de proiectare. Un astfel de model este prezentat în figura 37.

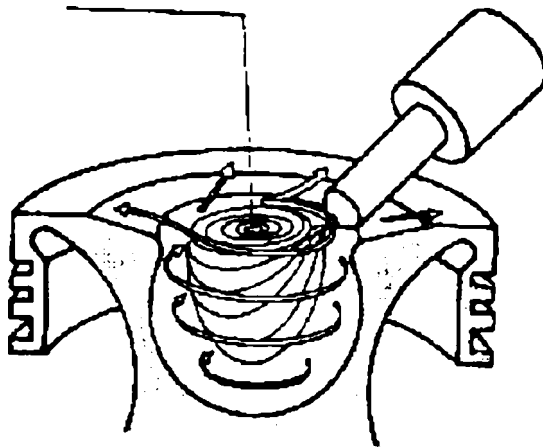


Fig. 37 Forma a pistonului pentru generarea mișcărilor aerului [73]

## 2.1.4. STADIUL ACTUAL ÎN DOMENIUL CONTROLULUI ARDERII LA M.A.C.

### 2.1.4.1. Generalități asupra formării amestecului și arderii în motorul cu aprindere prin comprimare

Arderea în motorul diesel față de arderea în m.a.s. are următoarele particularități [73]:

- Coeficientul excesului de aer local  $\lambda$  variază în limite foarte largi, de la 0 la  $\infty$ , motorul dispunând de un amestec voit neomogen, spre deosebire de motorul cu aprindere prin scânteie, pentru care  $\lambda \cong \text{const}$ .  
În cazul m.a.c. cu admisiune normală, coeficientul global al excesului de aer variază între 1,4 și 2 situație posibilă datorită faptului că nu există restricții pentru  $\lambda$  în ceea ce privește aprinderea amestecului. Aceasta face ca, chiar dacă de la ciclu la ciclu, nucleul de flacără să nu apară în același loc, să fie undeva condițiile locale create, astfel încât arderea să se inițieze și să se dezvolte. Se reduce sever dispersia ciclică, favorizantă pentru tracțiunea rutieră pentru care exploatarea motorului are loc la sarcină și turație variabilă.
- Durata formării amestecului este de 5-8 ori mai redusă decât la m.a.s., extinderea ei fiind de numai 40...80 [ $^{\circ}$  RAC] față de cca.360 [ $^{\circ}$  RAC] cât este în cazul m.a.s. această durată redusă de formare a amestecului face

ca m.a.c. să funcționeze cu  $\lambda \in (0, \infty)$  și în nici un caz cu  $\lambda < 1$ , adică cu amestec bogat.

- Aprinderea polistadială se inițiază prin formarea unor nuclee de flacără înaintea terminării globale a formării amestecului, ea fiind controlată de injectarea unei doze bine controlate de combustibil fin pulverizat. La periferia jetului (anvelope) unde  $\lambda \cong 0,1$  apare flacăra rece care evoluează spre flacăra albastră ( $\lambda < 1$ ) și apoi caldă ( $\lambda > 1$ ). Pentru formarea amestecului și de aici a arderii, sunt determinante procesele de injecție a combustibilului, de constituire a jetului și deplasarea picăturii sub efectul mișcărilor organizate din cilindru, probleme ce vor fi inventariate în continuare.

#### 2.1.4.2. Determinarea caracteristicii de degajare a căldurii

##### ➤ *Metoda determinării caracteristicii de degajare a căldurii*

Legea sau caracteristica de degajare a căldurii s-a definit în sinteză:

$$\xi \text{ sau } \xi_c = \frac{m_{ca} \cdot H_i}{m_c \cdot H_i} = \frac{Q_1}{Q_2} \quad (83)$$

unde  $Q_1$  este căldura degajată până la un moment dat iar  $Q_2$  este căldura degajată pe ciclu.

Pentru analiza procesului de ardere în m.a.c. prezintă importanță viteza de degajare a căldurii:

$$\xi_r = \frac{d\xi_r}{d\alpha} \quad (84)$$

Diagrama  $p - V$  servește pentru a calcula caracteristica de degajare a căldurii din care prin derivarea numărătorului se obține viteza de degajare a căldurii.

Stabilirea căldurii utile se poate face pornind de la ecuația principiului I al termodinamicii:

$$dq = du + dL = du + pdV \quad (85)$$

Integrarea analitică a diagramei  $p - V$  nu este posibilă deoarece aceasta nu este redată sub forma unei funcții analitice.

Se aplică metoda diferențelor finite ( $i; i+1$ ):

$$q_{u,i+1} = \frac{p_{i+1}V_{i+1} - p_iV_i}{x_{i,i+1}} + \frac{p_{i+1} + p_i}{2}(V_{i+1} - V_i) \quad (86)$$

$$\chi = \frac{c_p}{c_v}; q_{u,1,2} = \frac{p_2V_2 - p_1V_1}{\chi_{1,2}} + \frac{p_2 + p_1}{2}(V_2 - V_1) \quad (87)$$

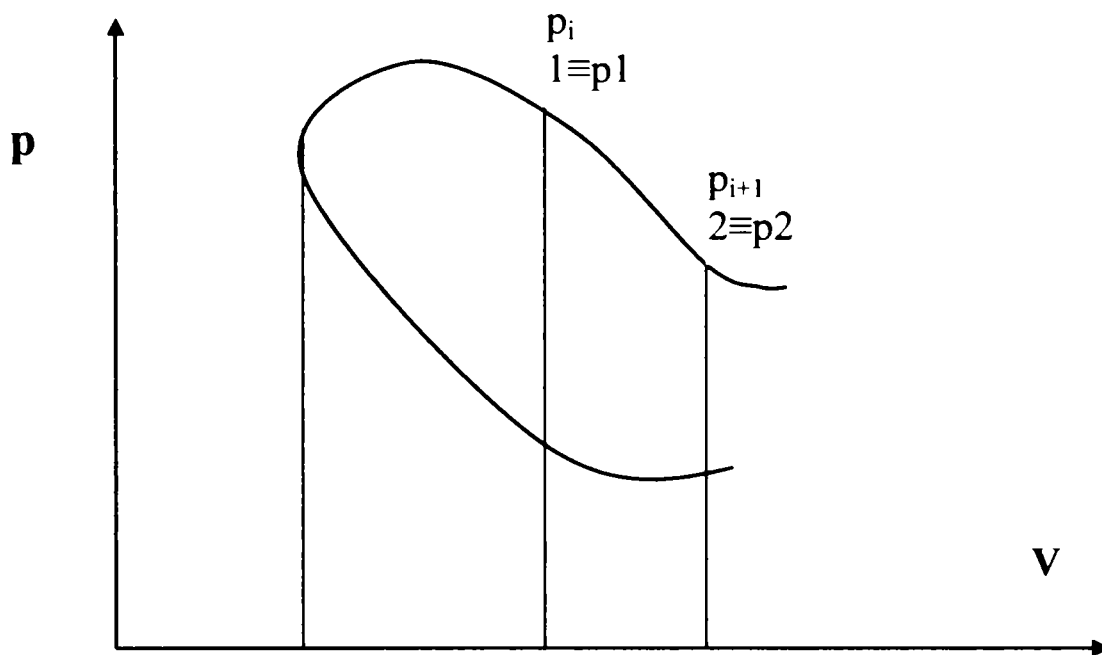


Fig. 38 Diagrama indicată [73]

Dacă printr-o metodă oarecare se determină care este căldura pierdută prin cedare către pereți:

$$q = q_u + q_p \quad (88)$$

Cunoscând valoarea lui  $q_u$  la un moment dat se poate determina:

$$\xi_r = \frac{q_a}{q} \quad (89)$$

Prin această metodă se poate determina caracteristica de degajare a căldurii. Dacă  $m_{ca_i}$  este cantitatea de combustibil injectată până la un moment dat:

$$\xi_i = \frac{m_{ca_i}}{m_{ci}} \quad (90)$$

În figura 39 este reprezentată caracteristica degajării de căldură și caracteristica de injecție, precum și viteza de degajare a căldurii pentru care sunt de remarcat două maxime:

$\xi_{\max I}$  - determinat de arderea amestecurilor preformate

$\xi_{\max II}$  - determinat de arderea difuzivă.

Se dau și alte detalii în legătură cu evaluarea procesului de ardere pe baza legii de degajare a căldurii.

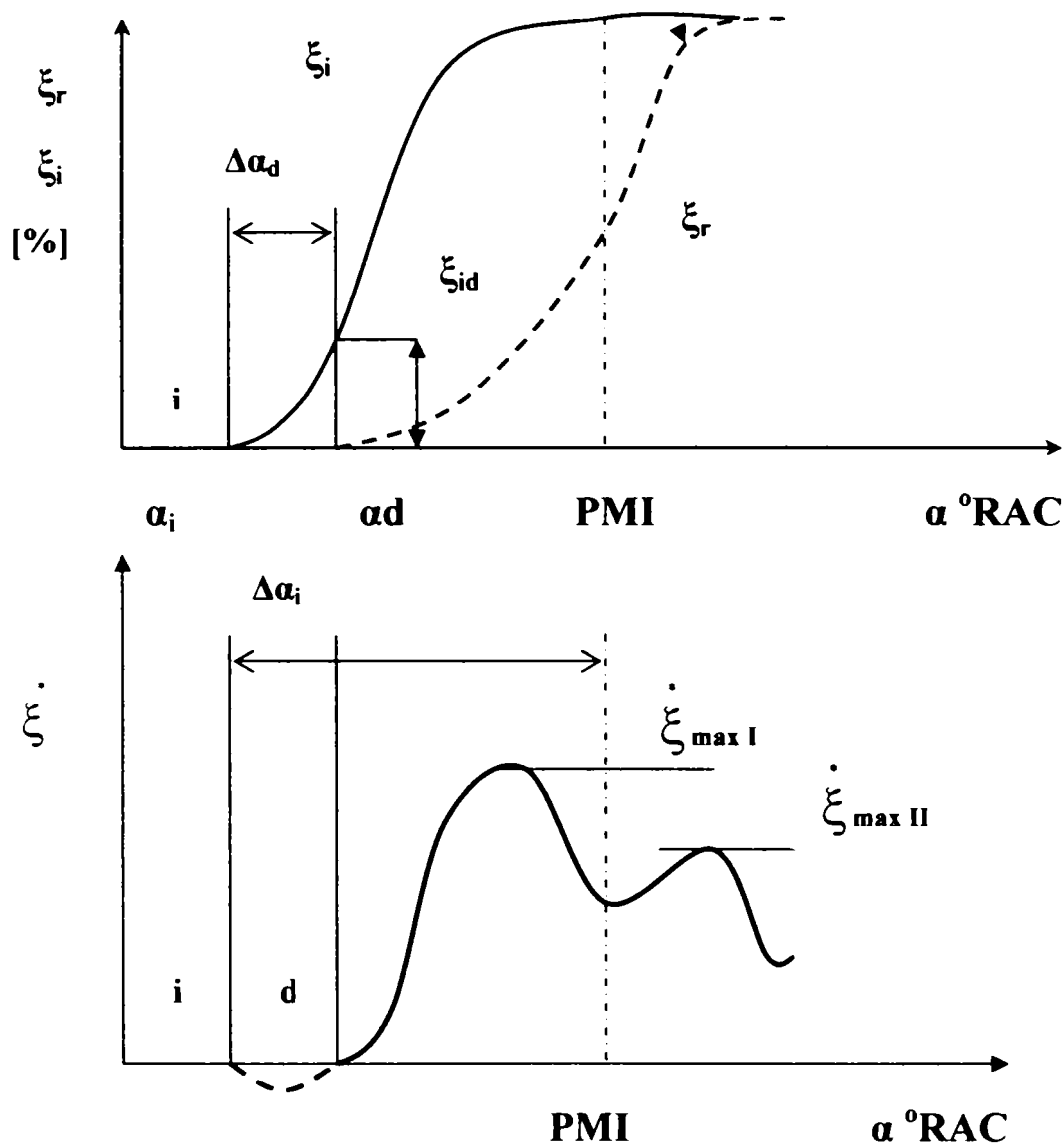


Fig. 39 Caracteristica de degajare a căldurii și de injecție.[73]

- **Teoria explicativă a arderii cu motorul cu aprindere prin comprimare**  
 Formarea amestecului în m.a.c. are loc prin injecția combustibilului în aerul comprimat în procesul de comprimare la presiuni de 30 – 40 [bar] corespunzător unei temperaturi  $t = 500 - 600$  [ $^{\circ}\text{C}$ ].  
 În figura 40 este reprezentat (structural) jetul de combustibil și totodată distribuția calitativă a combustibilului, în camera de ardere sub formă de amestec ca și combustibil unde:

- $L_p$  – lățimea de pătrundere a jetului;
- $B$  – lățimea jetului;
- $\tau$  - evazarea unghiului de dispersie;
- 1 – nucleul jetului în fază lichidă;
- 2 - anvelopa jetului sub formă de picături;
- 3 – zona amestec performant inflamabil;
- 4 – zona amestecuri sărace ce nu se pot aprinde.

În interiorul zonei nucleului jetului aflat în fază lichidă coeficientul excesului de aer  $\lambda = 0$  pentru ca în zona amestecurilor sărace să ajungă  $\lambda \Rightarrow \infty$ .

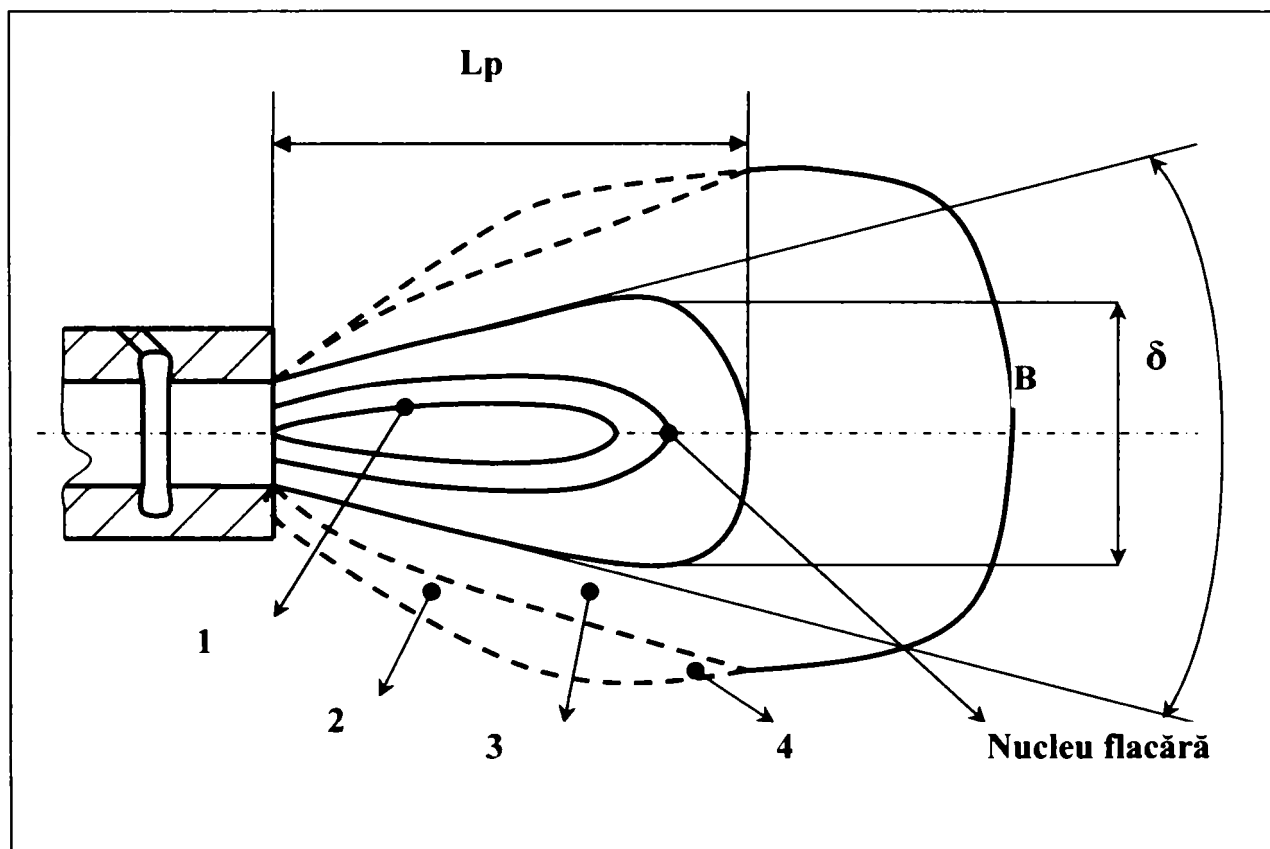


Fig. 40 Structura jetului de combustibil [73]

Aprinderea polistadială este posibilă când  $\lambda \cong 0,1$  această condiție fiind realizabilă aproape de exteriorul anvelopei jetului formată din picături a căror mărime scade spre exterior. În continuare pentru a se trece de la stadiul de flacără rece cu  $\lambda \cong 0,1$  la cel de flacără albastră, prin vaporizarea combustibilului și a pătrunderii aerului din exterior  $\lambda$  crește rămânând mică  $\lambda < 1$  pentru ca la stadiul de flacără caldă  $\lambda > 1$ . De la nucleul de flacără format flacăra se propagă aprinzând partea exterioară a jetului respectiv zona amestecului preformat.

I. *Procesul de aprindere este caracterizat prin durata întârzierii la declanșarea arderii rapide  $\Delta\alpha_d$  care în timp este:*

$$\tau_d = \tau_{df} + \tau_{dc} \text{ [s]} \quad (91)$$

unde:

$\tau_{df}$  - durata în timp fizică la întârzierea declanșării arderii rapide;

$\tau_{dc}$  - durata în timp chimică la întârzierea declanșării arderii rapide.

La rândul său subfaza fizică poate fi împărțită în trei etape:

- perioada prelucrării:  $\tau_{dp}[s] \cong 0$  - fiind scurtă
- perioada vaporizării  $\tau_{dv}[s]$
- perioada amestecării  $\tau_{dam}[s]$  - cea mai mare

În context:

$$\tau_{df} = \tau_{dv} + \tau_{am} \cong (0,2 \div 0,8)[ms] \quad (92)$$

Subfaza chimică ( $\tau_{dc}$ ) corespunde desfășurării reacțiilor polistadiale la  $p$ ,  $T$  mici. Relații pentru calculul întârzierii timpului la declanșarea arderii rapide care este asimilată chiar cu întârzierea la autoaprindere.

Cele de mai sus permit concluzia că  $\Delta\alpha_d$  este funcție de calitate fizico-chimice, cifra cetanică, indicele Diesel,  $p_\beta$ ,  $T_\beta$ , finețea pulverizării.

De reținut că aprinderea în m.a.c. este polistadială și neizotermă.

*II. Faza arderii rapide  $\Delta\alpha_r$ , este caracterizată printr-o viteză de degajare a căldurii:*

$$\xi_r = 0,04 \div 0,06 \left[ \frac{kJ}{kJ \cdot ^\circ RAC} \right] = 4 \div 6 \left[ \frac{\%}{^\circ RAC} \right] \quad (93)$$

valori mai mari ca la m.a.s. la care:

$$\xi_{max} = 0,02 \div 0,04 = 2 \div 4 \left[ \frac{\%}{^\circ RAC} \right]. \quad (94)$$

Căldura degajată în perioada  $\Delta\alpha_r$ ,  $\xi_r$ , ținând seama de durata redusă a arderii și de efectele arderii amestecurilor preformate variază între:

$$\begin{aligned} \xi_{rmax} &= 0,2 \div 0,5 \\ \xi_{rmas} &= 0,7 \div 0,8 \end{aligned} \quad (95)$$

Desfășurarea arderii la m.a.c. în această perioadă este caracterizată de arderea amestecurilor preformate în perioada întârzierii la declanșarea arderii rapide  $\Delta\alpha_d$ .

La periferia jetului apar 1 – 2 nuclee de flacără evidențiate experimental și de la care flacără se propagă cu  $W_{fmax} = 100...200m/s$  în amestecul preformat în timp ce la m.a.s.  $w_{mas} = 30 \div 40m/s$ .

Viteza mare de propagare a flăcării depășește valoarea vitezei de propagare de la flacără turbulentă apărând o accelerare chimică suplimentară având în vedere că amestecul preformat în m.a.c. în perioada propagării flăcării în masa sa se află într-un stadiu avansat de pregătire chimică, parcurse fiind studii intermediare. Ținând seama de accelerarea chimică suplimentară, mecanismul de ardere din faza arderii rapide  $\Delta\alpha_r$  este un mecanism mixt de flacără flacără



turbulentă accelerată chimic suplimentar similar cu arderea cu detonație de la m.a.s.

Dacă  $\Delta\alpha_d$  crește (cum ar fi de exemplu cazul folosirii bezinei în m.a.c.), prin acumularea unei cantități mari de amestecuri preformate se ajunge ca arderea să aibă un caracter extrem de violent cu  $\Delta\alpha_r = 2..4[^\circ RAC]$  care determină apariția detonației diesel – D.D. Cauza detonației diesel este aceeași ca la arderea detonantă în m.a.s. Viteza de propagare a flăcării în amestecurile preformate inflamabile ale m.a.c. ( $\lambda$  permite aprinderea și arderea lor) se explică prin pregătirea chimică pe care aceste amestecuri o au mult mai avansată față de amestecurile de ardere ale m.a.s.

În cazul m.a.s. frontul de aprindere al flăcării se propagă în amestecurile care au o pregătire chimică mai puțin avansată, propagarea flăcării fiind determinată de propagarea flăcării turbulente.

În cazul m.a.c. peste propagarea flăcării turbulente se suprapune și o accelerare chimică suplimentară a flăcării reci, fapt ce a determinat pe unii cercetători să considere că se produc aprinderi succesive în amestecul preformat inflamabil (m.a.c.).

Transformarea polistadială pe care o suportă amestecul spre deosebire de arderea detonantă m.a.s., se desfășoară la m.a.c. la începutul arderii; nu s-au constatat unde de șoc și de detonație ca la m.a.s. fapt explicat prin cuprinderea întregii mase de amestec de către arderea violentă “ardere cu detonație diesel”.

Durata poate ajunge:  $\Delta\alpha_r = 2..4[^\circ RAC]$ .

Benzina nu se poate utiliza în m.a.c. în cazul repartiției volumice a combustibilului dar este utilizabilă în cazul repartiției peliculare când se asigură arderea amestecului.

Arderea rapidă la m.a.c. este în cea mai mare parte promovată de mecanismul cinetic.

### III. Faza arderii moderate $\Delta\alpha_m$ .

În această perioadă arde combustibilul care nu a ars în faza  $\Delta\alpha_r$  și combustibilul care se mai injectează în continuare.

Această perioadă  $\Delta\alpha_m$  se caracterizează prin:  $\xi_r = 0,01 \div 0,02$  adică o viteză de degajare a căldurii mică.

$\Delta\alpha_{m1} = 3 \div 15[^\circ RAC]$  cu  $p \cong const$ ;  $p = \frac{dp}{d\alpha} = 0$  - procesul corespunde unei transformări izobare.

$\Delta\alpha_{m2} = 30..60[^\circ RAC]$ ; presiunea scade  $p < 0$  - corespunzător unei transformări izoterme.

La arderea moderată  $\Delta\alpha_m$  deflagrează combustibilul aflat în zona centrală a jetului în fază lichidă, fiind posibilă arderea numai prin vaporizarea picăturilor de combustibil și prin difuzarea lor astfel ca să aibă posibilitate de ardere.

Desfășurarea arderii moderate este determinată de un mecanism difuziv adică depinde de viteza de amestecare  $w_{am}$  a combustibilului cu aerul.

Apariția norilor de funingine caldă stabiliți prin filmarea interioară a camerei de ardere în m.a.c. arată că în anumite zone datorită amestecării nesuficiente a combustibilului cu oxigenul din aer, combustibilul nu arde complet rezultând particule de substanțe carbonoase.

Arderea incompletă la m.a.c. este determinată nu de lipsa de oxigen din aerul aflat în camera de ardere, coeficientul excesului de aer fiind  $\lambda > 1$  ci de utilizarea incompletă a aerului. Mecanismul difuziv devine preponderent după valorile maxime ale vitezei de degajare a căldurii sau ale vitezei de ardere. Mecanismul difuziv și mecanismul mixt de ardere a amestecului preformat coexistă și apar ambele la începutul arderii.

La mecanismul difuziv preponderentă este faza  $\Delta\alpha_m$ , viteza de reacție  $w_r$ , devenind neglijabilă față de viteza de amestecare deoarece desfășurarea sa are loc în condițiile unui amestec aprins în prealabil.

Declanșarea arderii și dezvoltarea ei este prezentată în figura 41 cu ajutorul programului de simulare.

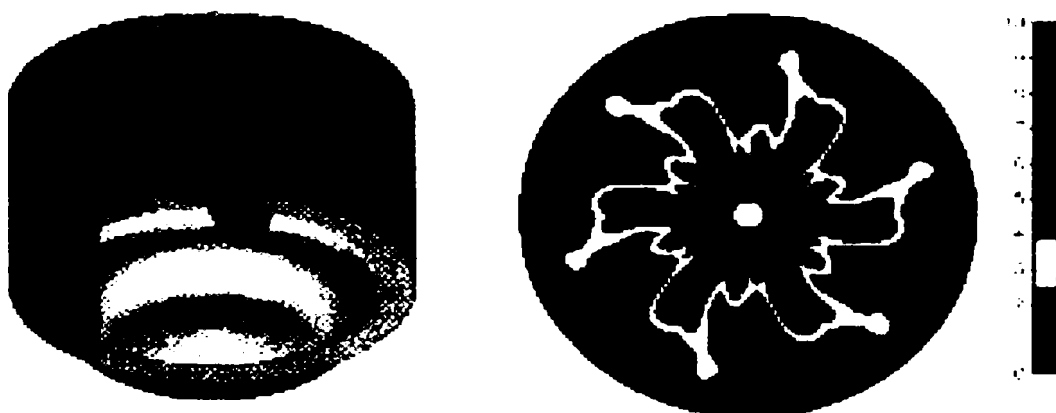


Fig. 41 Declanșarea arderii și dezvoltarea ei [129]

## 2.2. ASPECTE PRIVIND POLUAREA DE CĂTRE MOTORUL CU APRINDERE PRIN COMPRIMARE

### 2.2.1. ISTORIC ȘI TENDINȚE

Motorul cu aprindere prin comprimare a fost cunoscut ca o sursă de poluare ridicată mai ales prin imaginea de zgomot și fum însă motoarele diesel moderne oferă însă un consum de carburant redus, zgomot redus, noxe scăzute dar și o adaptabilitate mărită la tracțiune.

Lucas Diesel Systems a apreciat că tendința în următorii ani este folosirea de sistemului de injecție directă (ID) în dauna injecției indirecte (IDI) datorită avantajului consumului de carburant<sup>1</sup> deci implicit și reducerea consumului de dioxid de carbon (CO<sub>2</sub>)

Emisiile poluante din gazele de evacuare ale m.a.c. care sunt limitate prin norme legislative sunt monoxidul de carbon (CO), hidrocarburile (HC), oxizii de azot (NO<sub>x</sub>) și particulele (PT sau PM). [130]

Deasemenea dioxidul de carbon (CO<sub>2</sub>) va fi limitat prin reducerea consumului de combustibil.

Tendențele privind poluarea produsă de motoarele cu aprindere prin comprimare sunt destul de restrictive (figura 42).

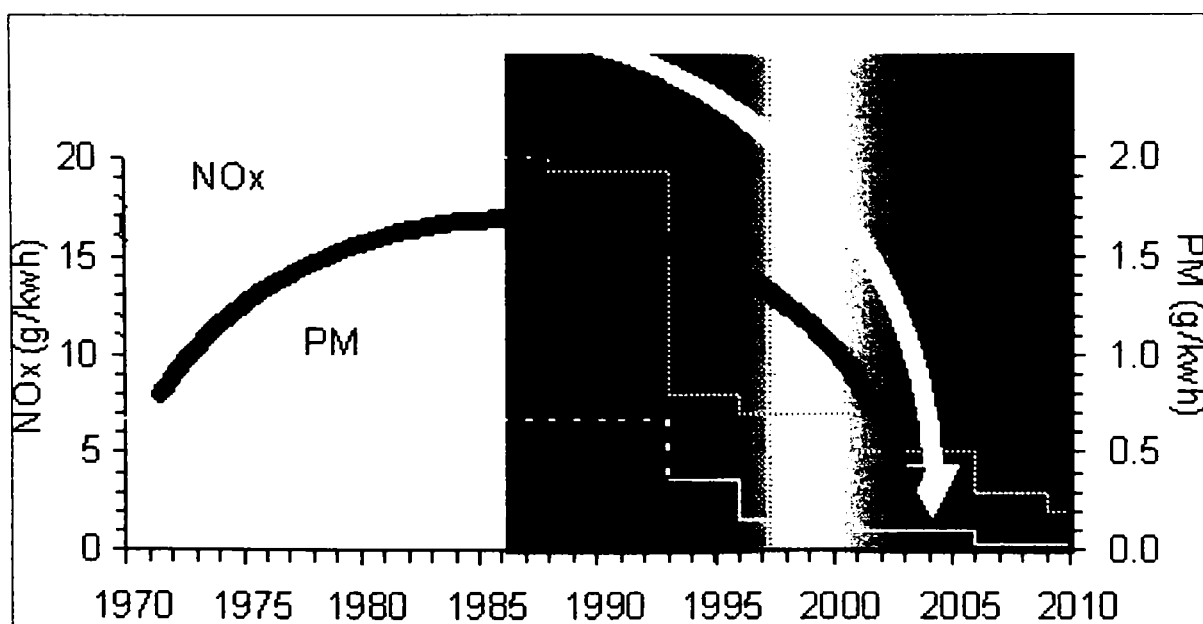
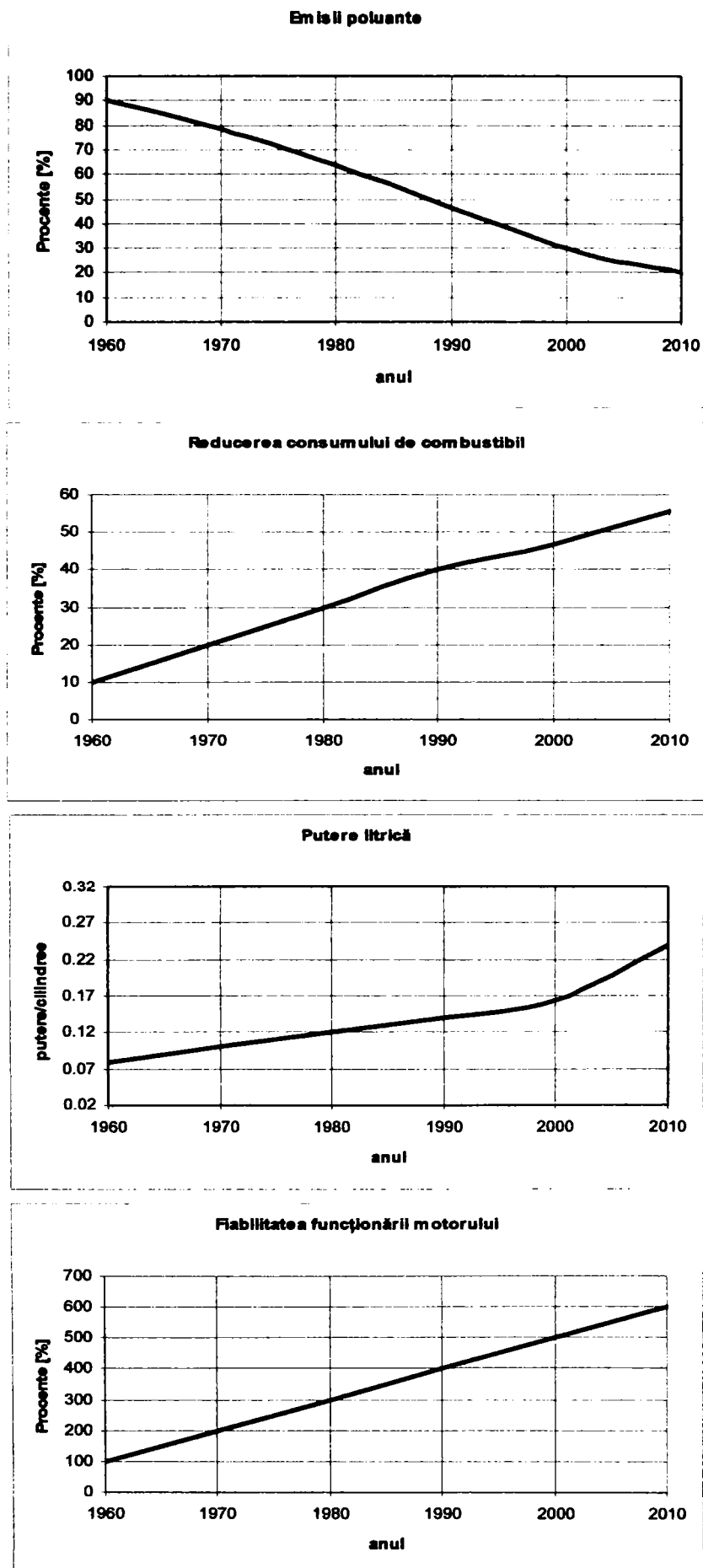


Figura 42 Tendințe de evoluție emisiilor poluante [130]

Evoluțiile în următorii ani pentru parametrii energetici, cei de poluare dar și a fiabilității motoarelor sunt prezentate în figura 43.

<sup>1</sup> DI este cu aproximativ 15% mai eficient decât IDI



**Fig. 43 Tendința de evoluție a parametrilor principali ai motoarelor diesel [130]**

## 2.2.2. ASPECTE TEHNICE PRIVIND PRODUCEREA NOXELOR LA MOTOARELE CU APRINDERE PRIN COMPRIMARE

Literatura domeniului menționează multiple aspecte legate de efectele poluante ale motoarelor. Tendința cercetărilor este de a face loc unor soluții care să îmbine performanțele energetice crescute cu măsuri de reducere a nivelului poluanților.[75]

Tabelul 1 sintetizează metodele active de reducere a emisiilor poluante.

Tabelul 1[75]

Nr. Crt.	Efect Tehnica	NO <sub>x</sub>	HC	CO	PT	Consum de combustibil	Zgomot	Durabilitate	Supra-cost
1	Supralimentare	-	+	+	+	+	+	-	+3%
2	Răcire intermediară	++	-	+	+	++	0	+	+7%
3	Întârzierea injectiei	++	-	-	-	--	++	0	/
4	Camera de ardere tip re-entrant	0	0	0	+	0	0	-	+1%
5	Raport de compresie mărit	0	+	0	-	0	0	0	/
6	Izolație termică	--	++	+	+	0	0	--	
7	Raport de vârtej variabil	0	0	0	+	0	0	-	7%
8	Consum de ulei	0	0	0	+	0	0	-	/
9	Recircularea gazelor arse	++	+	0	+	+	0	-	+5%
10	Variator de avans mecanic	+	0	0	+	+	0	-	+3%
11	Variator de avans electronic	++	+	0	+	++	0	0	+8%
12	Sistem de injecție de presiune înaltă	0	0	0	++	+	-	0	+4%
13	Sistem de injecție electronică	++	+	0	++	++	0	0	+15%
14	Turbosuflantă cu geometrie variabilă	0	0	+	+	+	0	-	+8%

**Legendă:**0-fără influență; ++-foarte eficace +-eficace – dăunător -- foarte dăunător

Este de remarcat că nivelul particulelor, mai precis al fracțiunii solubile organice (SOF), depinde în proporție de 70-90% de consumul de ulei al motorului. Scăderea de SOF se poate obține fie prin limitarea consumului de ulei la regimuri tranzitorii, fie prin îmbunătățirea arderii uleiului care pătrunde în camera de ardere.

În plus fazele distribuției influențează emisiile poluante au generat metode și tehnologii de reducere a emisiilor poluante, al căror efect este prezentat în sinteza din tabelul 1, împreună cu aprecierea efectului asupra poluanților, a consumului de combustibil, zgomotului, durabilității și a costului suplimentar, exprimat în procente, din costul de motorului de bază, datorat aplicării metodei respective.

Dezvoltarea noilor tipuri de motoare revine mai multor companii a căror cercetări s-au bazat pe modelarea și optimizarea pe calculator a fenomenelor specifice poluării. Astfel s-a ajuns la aplicarea următoarelor soluții:

- *Sistemul de injecție Common Rail Control (CR)* folosește o pompă care realizează o presiune înaltă de injecție de 1500 bar pentru a se obține o bună pulverizare respectiv o fină amestecare a combustibilului, premize unei arderi eficiente. Astfel se obține un consum redus de combustibil și o reducere a noxelor. Tot prin creșterea presiunii de injecție la sistemul CR se obține o creștere a turației maxime în comparație cu sistemul clasic de injecție.
- *Injecția pilot* oferă un uriaș avantaj din punct de vedere al reducerii zgomotului. Injecția unei doze inițiale de combustibil față de doza principală pe fiecare din cilindrii motorului, este posibilă datorită controlului electronic al CR. Precizia sistemului permite optimizarea avansului la injecție pentru fiecare din cilindrii obținându-se nivelul optim de performanțe și de reducere emisiilor poluante.
- *Soluția, cu patru supape* pe cilindru și injecție directă, permite creșterea cu 15 % a consumului de combustibil prin optimizarea poziției injectorului ceea ce implică o îmbunătățire a arderii. Injecția directă este mai eficientă atunci când injectorul este dispus central pentru a se obține o dispunere simetrică a jetului de combustibil și o amestecare mai eficientă a combustibilului cu aerul. Acest lucru se realizează optim doar la soluția cu multi-supapă dar nu și la soluția cu două supape pe cilindru.
- O altă soluție de reducere și control al emisiilor poluante este *răcirea gazelor de evacuare* folosind sistemul de recirculare clasic, înainte ca acestea să reintre și să se amestece cu aerul proaspăt care este introdus în cilindru.

Controlul mișcărilor aerului prin arhitectura camerei de ardere respectiv a capului pistonului, trebuie făcut funcție de turație și sarcină astfel încât să nu se sacrifice curgerea fluidului motor.

La unele motoare s-au dispus arbori suplimentari pentru reducerea vibrațiilor, consumul pe kilometru a scăzut cu 15% față de motorul existent de 2,5 l, iar puterea a crescut cu 10%.

Aceste performanțe se datorează și prin folosirea geometriei variabile la sistemul de *turbosupralimentare (VGT)* obținându-se reprize bune și la turații scăzute. Folosirea răcirii gazelor evacuate înaintea introducerii acestora în cilindru prin sistemul (EGR) asigură o ardere mai eficientă.

Toate aceste soluții aplicate fac posibilă încadrarea motoarelor în normele de poluare Euro III dar satisfac și normele Euro IV.

### **2.2.3. EFECTELE ETANȘĂRII CAMEREI DE ARDERE ASUPRA PERFORMANTELOR DE POLUARE ȘI ENERGETICE**

Pentru a se realiza performanțe de poluare și energetice ridicate, amestecarea combustibilului cu aerul trebuie să fie cât mai intimă, așa încât fiecare particulă de combustibil să aibă, în imediata sa vecinătate o cantitate din aerul din care să tragă oxigenul necesar pentru ardere. Rezultă astfel necesitatea unei bune pulverizări a combustibilului în vederea asigurării calității amestecului.[5]

În acest scop, trebuie să existe concordanță între forma jetului de combustibil și forma geometrică a camerei de ardere, iar în interiorul camerei de ardere este necesar să se creeze curenți de aer foarte intenși pentru a asigura fărâmițarea jetului de combustibil și omogenizarea amestecului.

Doar realizarea acestor condiții asigură arderea completă și rapidă a întregii cantități de combustibil introdusă în cilindru, deci un randament termic satisfăcător la funcționarea motorului.

Atunci când cantitatea de combustibil injectată în cilindru nu arde complet, partea rămasă nearsă se depozitează pe pereții cilindrului, pe chiulasă și pe piston sub formă de zgură. Zgura ajunge să umple spațiul dintre segmenti și canalele acestora din piston, provocând blocarea segmentilor, ceea ce împiedică funcționarea normală a acestora pentru a asigura o bună etanșare între piston și cilindru. Zgura se poate depune și pe scaunul supapei de evacuare, cauzând închiderea defectuoasă supapei.

Lipsa de etanșitate a pistonului și a supapei are drept urmare scăpări de gaze care duc la scăderea compresiunii, încât temperatura aerului să nu se mai ridice în cilindru la valoarea necesară pentru a se produce autoaprinderea combustibilului.

Arderea incompletă a combustibilului produce mai puțină energie decât cea care corespunde puterii calorifice a acestui combustibil, randamentul arderii fiind din această cauză mai redus, emisiile poluante crescând, economia de combustibil respectiv puterea scade.

#### 2.2.4. ORIGINEA HIDROCARBURILOR LA M.A.C.

Hidrocarburile din gazele de evacuare se datorează condițiilor determinate în primul rând de imposibilitatea propagării frontului de flăcără în amestecul carburant.

Experimental s-a dovedit că întreruperea lanțului de reacții specifice arderii se poate face fie în masa de gaze supuse arderii, fie în prezența unor pereți reci existenți în incinta în care are loc arderea [73].

Desigur că redeclanșarea scânteii sau realizarea unei scânteii de prea mică intensitate, în scopul producerii primului nucleu de flăcără, constituie accidente banale, dar și acestea au efecte de poluare, fiind caracteristice unei funcționări cu dispersie ciclică avansată. Din acest motiv nu ne vom ocupa expres de ele.

Măsurări experimentale au arătat că, în raport cu presiunea în colectorul de admisiune concentrația de hidrocarburi prezentă în gazele de evacuare se modifică brusc, ceea ce ne face să apreciem că domeniile A și B sunt determinate de mecanisme distincte de stingere a flăcării (figura 44).

Stingerea flăcării în masa de gaze se înregistrează în domeniul A, la presiuni foarte mici  $p_{ca}$ , când datorită consistenței mari de gaze arse reziduale, moleculele active se pot ciocni de molecule neutre și lanțul de reacție se întrerupe. Acest fenomen poate avea loc și la presiuni mai mari,  $p_{ca}$ , dar cu prioritate în zona supapei de evacuare, unde fenomene dinamice necontrolate pot determina întoarcerea gazelor de evacuare spre cilindru.

Stingerea flăcării în masa de gaze poate determina noxe de 10 ori mai multe decât prin stingerea flăcării la perete.

Limitarea sau anularea fenomenului de stingere a flăcării în masa de gaze este posibilă pe următoarele căi :

- reducerea depresiunii în conducta de admisiune;
- întreruperea alimentării motorului cu combustibil;
- sărăcirea accentuată a amestecului, ceea ce echivalează practic cu alimentarea parțială a motorului cu combustibil;
- oxidarea hidrocarburilor ce părăsesc cilindru pe eșapament, cu reactori catalitici sau termici.

Stingerea flăcării la perete a fost pusă în evidență pentru prima dată în 1957, în cazul motoarelor cu ardere internă. Este știut faptul că în prezența unui perete rece, pe o distanță de 0,04...0,5 mm, se înregistrează un gradient sever de temperatură.



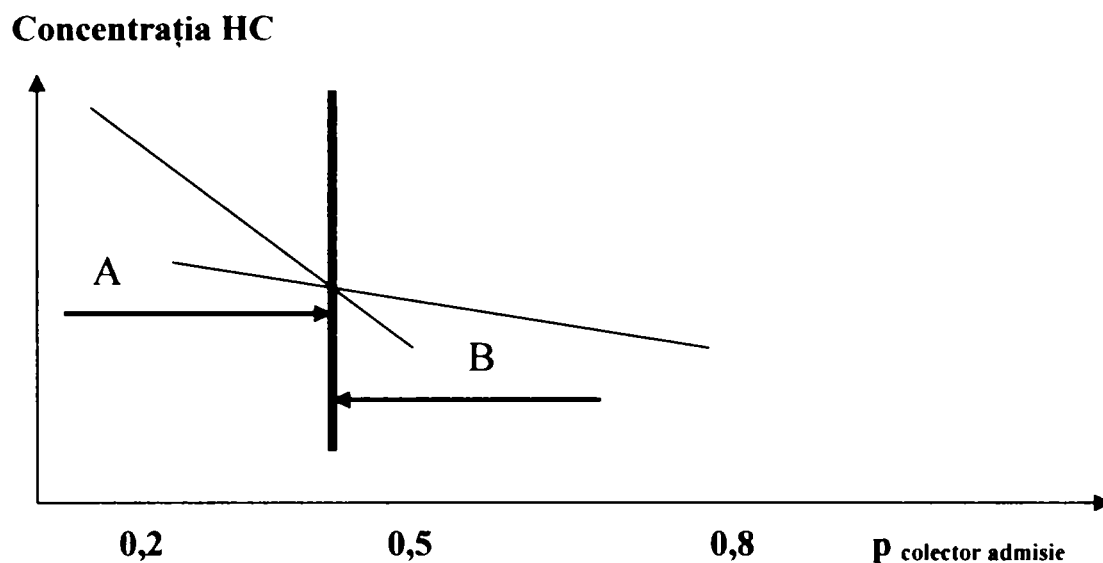


Fig. 44 Mecanisme de stingere a flăcării [73]

În figura 45 este prezentată situația unui cilindru m.a.i., în care distingem: domeniul (1) – gaze care ard; domeniul (2) – stratul limită.

Amestecul ajuns în stratul limită datorită gradientului ridicat de temperatură, va cunoaște întreruperi severe ale reacțiilor, conținutul de hidrocarburi nearsă datorită acestui fenomen atingând doar ordinul procentelor.

Pentru reducerea riscului stingerii flăcării la perete, se pot lua individual, sau combinat, prin următoarele măsuri :

- intensificarea reacțiilor de oxidare, prin asigurarea oxigenului și a unei temperaturii ridicate pentru componentele din stratul limită;
- micșorarea concentrației de hidrocarburi prin sărăcirea amestecului, până la limita stingerii flăcării în masa de gaze;
- reducerea grosimii stratului limită prin majorarea presiunii și mai ales a temperaturii gazelor care ard în apropierea peretelui;
- reducerea raportului dintre aria suprafeței camerei de ardere și cilindree;
- reducerea jocului piston – cilindru, a distanței dintre primul segment și capul pistonului și micșorarea raportului  $D/V_h$  ( $D$ -alezajul,  $V_h$ -cilindreea unitară);
- introducerea în cilindru a cotei – părți din gazele arse din eșapament, bogate în hidrocarburi;
- postarderea hidrocarburilor, în eșapament, în primul rând cu reactori catalitici sau termici.

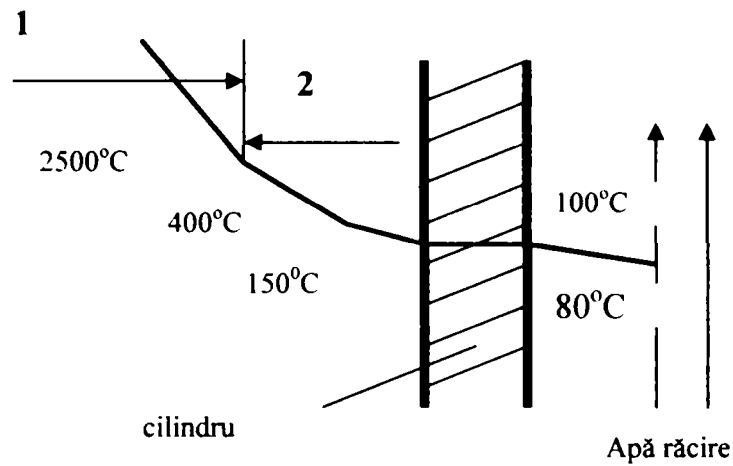


Fig. 45 Gradientul de temperatură în prezența unui perete rece [73]

Studii teoretice și experimentale mai recente [73] au arătat că fenomenul de stingere a flăcării la perete generează cantități mai mici de HC decât s-a considerat inițial, alte fenomene, cum sunt imposibilitatea propagării flăcării prin spațiile înguste din camera de ardere, absorbția și desorbția în pelicula de ulei și în depozitele solide, fiind principalele generatoare de HC. Referitor la primul fenomen s-a constatat că o serie de zone ale camerei de ardere, cum sunt zona inelară de deasupra primului segment de compresie, zona locașurilor supapelor ca și zona bujiei, au condiții improprie propagării flăcării cu temperaturi mai mici ale gazelor și cu amestecare defectuoasă.

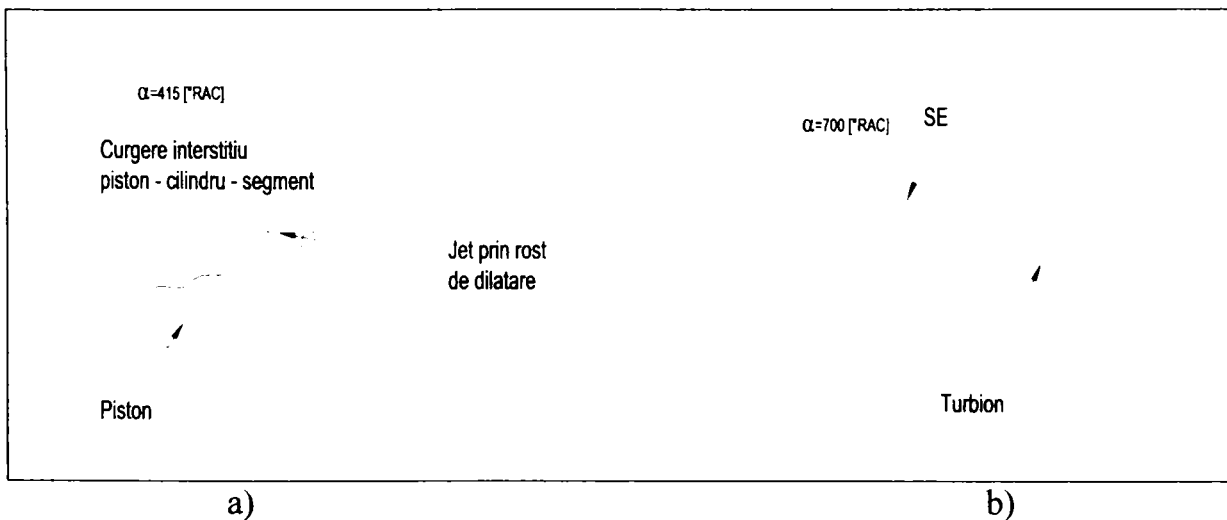


Fig. 46 Evoluția amestecului în interstiții [73]

Amestecul comburant din interstiții este transferat spre cilindru în cursa de destindere curgând cu viteze reduse (figura 46a) și scăderea temperaturii sub 1200 – 1400 [K] după începerea destinderii împiedică continuarea reacțiilor de ardere.

Pe durata evacuării apar turbioane (figura 46b) cu un conținut ridicat de hidrocarburi care se deplasează spre supapa de evacuare [73].

### 2.2.5. EFECTELE INTERSTIȚIILOR ASUPRA HIDROCARBURILOR NEARSE

Prezența combustibilului nears în gazele evacuate de motor în atmosferă demonstrează că flacăra nu poate cuprinde în întregime masa de amestec proaspăt din camera de ardere.

Această particularitate se datorează a trei fenomene:

- stingerea flăcării la intrarea în interstițiile camerei de ardere;
- absorția unei fracțiuni de combustibil în pelicula de ulei și în depozitele de pe pereții camerei de ardere;
- întreruperea propagării (stingerea) flăcării în masa de amestec din camera de ardere.

Imposibilitatea propagării flăcării în interstițiile înguste ale camerei de ardere, în primul rând spațiile dintre chiulasă-blocul cilindrilor-segmentul superior de compresie, apoi dintre chiulasă-blocul cilindrilor-garnitură și chiulasă-injector, se datorează efectului de răcire puternică a amestecului proaspăt din aceste zone, produs de pereți.

Fenomenul a fost evidențiat pentru prima dată în cadrul unor experiențe organizate cu un arzător special, prevăzut cu posibilitatea varierii distanței dintre pereți<sup>1</sup>.

Experiențele au arătat că există o distanță minimă,  $s_{cr}$ , sub care apărea stingerea flăcării laminare, datorită transferului intens de căldură în apropierea pereților, provocând oprirea reacțiilor de inițiere a arderii sau intermediare. Distanța critică  $s_{cr}$  depinde de dozaj și de temperatura inițială a amestecului. Fenomenul de stingere a flăcării în apropierea pereților reci a fost confirmat apoi prin experiențe organizate în bombe de ardere și în motoare. Înregistrările fotografice, ca și analizele chimice de înaltă precizie, au pus în evidență formarea unui strat de stingere a flăcării, adiacent pereților puternic răciți ai cilindrului și chiulasei, combustibilul cuprins în acest strat difuzează însă după trecerea flăcării în masa gazelor, care păstrează o temperatură suficient de ridicată pentru oxidarea rapidă a combustibilului.

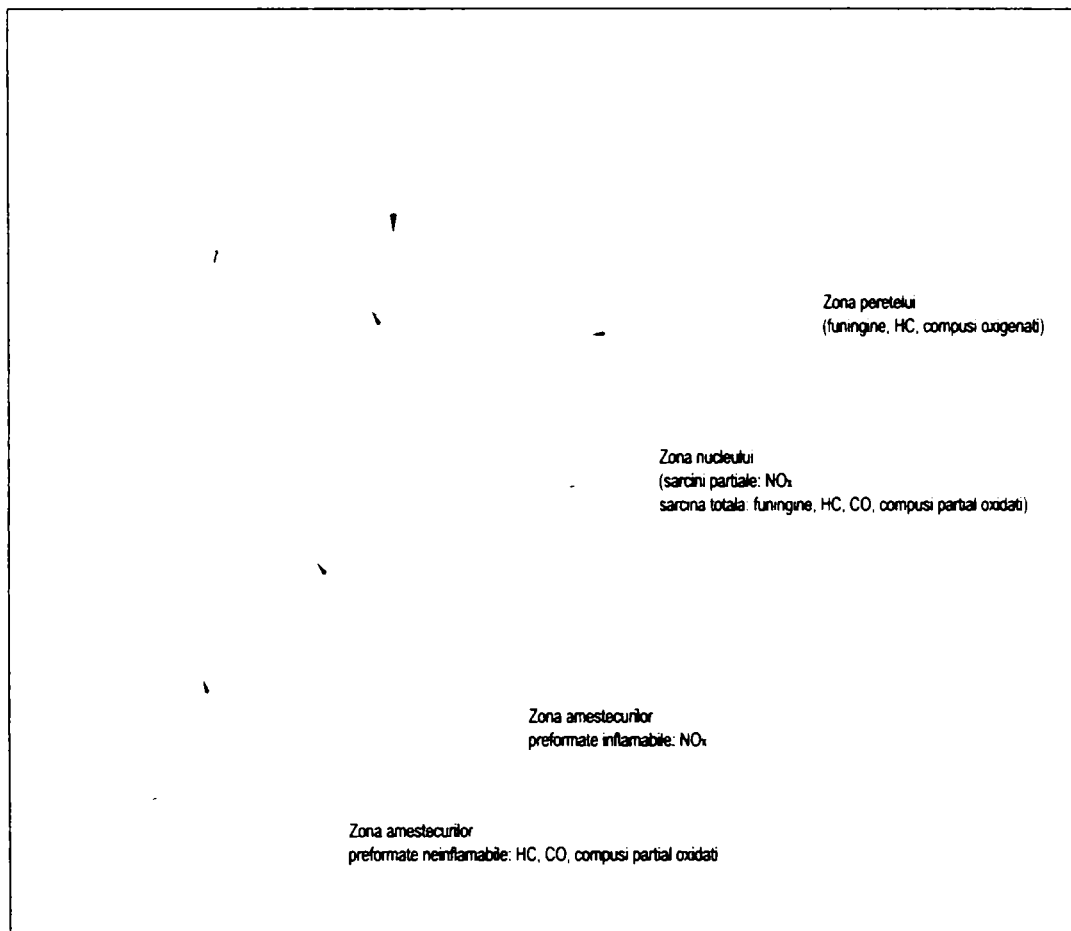
Principala sursă de combustibil nears este constituită din interstițiile camerei de ardere. La M.A.I. moderne, cu rapoarte de comprimare ridicate, masa de combustibil acumulată în aceste interstiții până în momentul când se atinge presiunea maximă, în primul rând între piston și chiulasă, poate reprezenta 10% din masa totală.

Amestecul cuprins în interstiții începe să fie transferat în cilindru în cursa de destindere, prin curgere cu viteze reduse<sup>2</sup> (figura 47), amestecul se menține în apropierea cilindrului, iar scăderea rapidă a temperaturii

<sup>1</sup> Friedman și Johnston anul 1950

<sup>2</sup> numai în dreptul rostului de dilatare a segmentului curgerea are caracter de jet

masei gazelor din cilindru sub 1200-1400 K, după ce începe evacuarea liberă, împiedică continuitatea reacțiilor. În cursa de evacuare a fost evidențiată formarea unui vârtej care conține o mare parte din combustibilul nears eliminat din interstițiul piston-cilindru (figura 48), transportându-l spre supapa de evacuare.



**Fig. 47 Formarea amestecului în interstiții [73]**

Și rolul interstițiilor în constituirea emisiilor de combustibil nears a fost evidențiat și prin experiențe speciale organizate în bombe de ardere. S-a constatat astfel că prin reducerea progresivă a volumului interstițiilor emisiile de HC din gazele arse au fost reduse de 100 ori.

Pelicula de ulei și/sau depozitele de pe pereții camerei de ardere constituie o sursă suplimentară de emisii de combustibil nears, acționând printr-un mecanism de absorbție-desorbție.

Vaporii de combustibil sunt absorbiți de filmul de ulei în cursele de admisie și compresie ale pistonului. După trecerea flăcării, în cursele de destindere și evacuare, se produce desorbția moleculelor de combustibil nears în gazele ambiante, care sunt reci pentru ca oxidarea să mai fie posibilă. Acest mecanism a fost confirmat de experiențele efectuate cu motoare sau bombe de ardere, prin compararea emisiilor rezultante cu pereții curați și cu cele rezultate după ce s-a adăugat ulei sau au fost acumulate depozite.

În gazele de ardere care funcționează cu amestecuri eterogene apar emisii reprezentând combustibil nemodificat chimic, sau provenind din transformarea primară a combustibilului (HC în cazul combustibililor de origine petrolieră).

Proporțiile între cele două categorii variază mult, în funcție de tipul motorului și regimul de funcționare.

Emisiile din prima categorie sunt provocate evident de întreruperea arderii la stingerea flăcării în interstiții și pe pereți reci sau la stingerea în volum, datorită fie unor amestecuri excesiv de bogate (cu probabilitatea mai mare în interiorul jetului de combustibil), fie excesiv de sărace (cu probabilitate mai mare în exteriorul jeturilor), iar la motoarele cu mișcare organizată a jeturilor, în aval față de jeturile de combustibil, sau cu gaze arse în exces.

Cealaltă categorie de emisii se constituie prin reacții care pot fi inițiate în amestecuri bogate sau sărace. În afara compușilor oxigenați (aldehide), în cazul combustibililor hidrocarbonați reacțiile pot conduce la formarea de HC mai grele sau mai ușoare decât HC originare. Aceste mecanisme de reacție acționează atât în perioada întârzierii la autoaprindere (la m.a.c.) cât și în cursul arderii.

Schimbul termic intens din camera de ardere și pereții acesteia duc la scăderea temperaturii procesului de ardere cu scăderea emisiilor CO, HC, PT și creșterea corespunzătoare a NO<sub>x</sub>, fiindcă este mai greu de obținut, se poate apela la metoda izolării termice a camerei de ardere, prin această izolare, se reduce întârzierea la autoaprindere.

## CAPITOLUL 3

# STUDIUL PRIVIND NIVELUL DE PERFORMANȚE ȘI COMPORTAREA ÎN SERVICIU A SEGMENTILOR DE ETANȘARE A CAMERELOR DE ARDERE LA MOTOARELE DE MIC LITRAJ CU INECȚIE DIRECTĂ

### 3.1. ASPECTE TEORETICE PRIVIND INFLUENȚA PRESIUNII DE CONTACT A SEGMENTILOR ASUPRA ETANȘĂRII

#### 3.1.1. STUDIUL SOLUȚIILOR CONSTRUCTIVE PRIVIND TIPURILE DE ELEMENTE DE ETANȘARE A CAMERELOR DE ARDERE

Cerințele de etanșare a camerelor de ardere trebuie avute în vedere ca și performanță mai ales prin faptul că în serviciu datorită influențelor unor factori<sup>1</sup> elementele de etanșare își schimbă proprietățile inițiale cu consecințe nefavorabile funcționării optime a motorului.

Elementele de etanșare a camerelor de ardere sunt segmentii pistonului iar tipul și forma constructivă a acestora fiind adaptată fiecărui motor în parte.

În construcția motorului studiat M 511 segmentii au forma de secțiune dreptunghiulară cu muchile teșite.

Se pot propune diferite soluții constructive compatibile posibile pentru acest tip de motor, însă destinația motorului nu justifică aplicarea acestora din punct de vedere al costurilor.

Segmentii (figura 48) sunt inele elastice, montate în canalele practicate pe periferia pistonului în zona regiunii port-segmenti, și au rolul de a etanșa în cilindru partea mobilă a camerei de ardere.[12]

Din punct de vedere constructiv segmentii au forma unui inel tăiat, iar datorită tăieturii, segmentul stă liber deschis, având distanța dintre capete  $s_0$ .

La montarea în cilindru, segmentul liber stă deschis și ia forma circulară, diametrul segmentului având aceeași valoare cu alezajul cilindrului iar distanța dintre capete devenind  $s < s_0$ .

Ca urmare segmentul dezvoltă o anumită presiune pe oglinda cilindrului, a cărei valoare medie este numită *presiune medie elastică*  $p_e$ .

Dimensiunile principale ale segmentului sunt:

- D-diametrul nominal

<sup>1</sup> uzură, solicitări termice, presiunii din camera de ardere

- $h$ -înălțimea
- $a$ -dimensiunea secțiunii pe direcție radială
- $s$ -rostul

Suprafața laterală a segmentului vine în contact cu cilindrul, iar suprafețele frontale vin în contact cu flancurile locașului din piston.

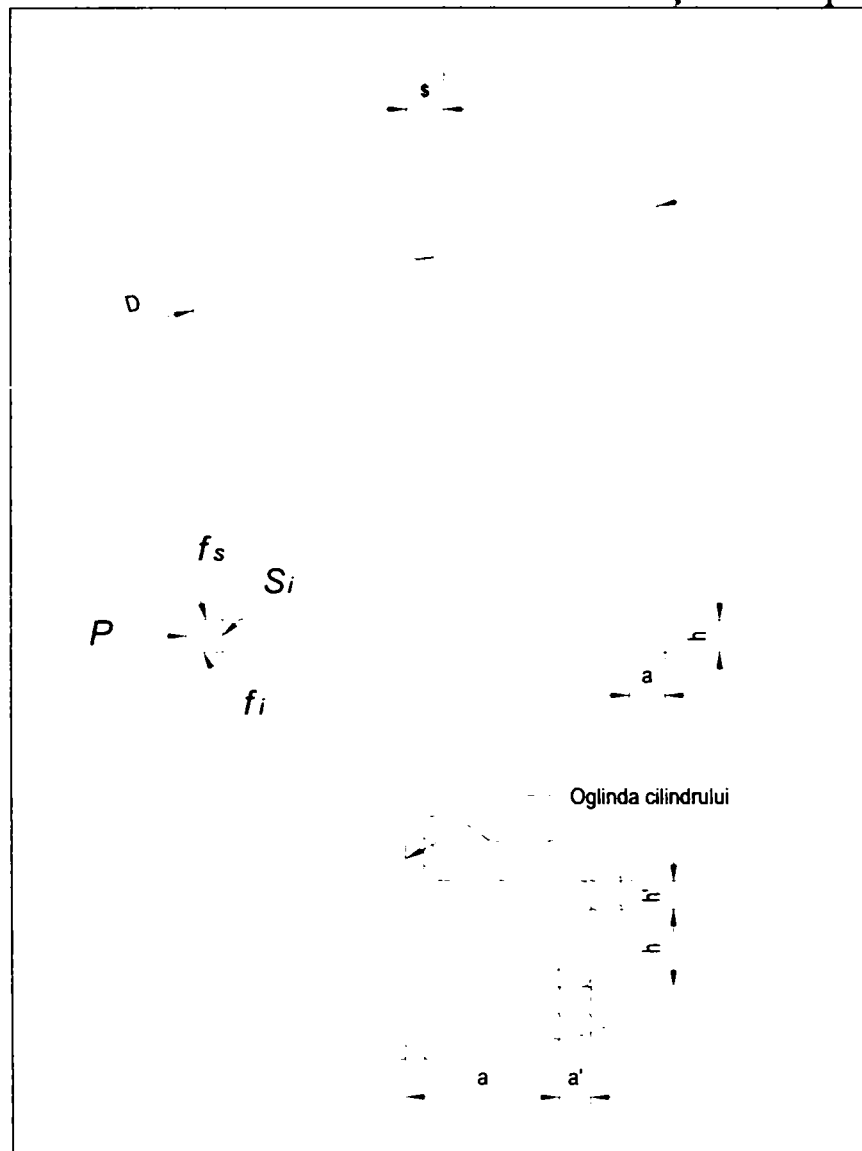


Fig. 48 Forma segmentului și așezarea lui în canalul din piston [12]

Segmentii se montează în locaș cu joc axial<sup>1</sup> și cu joc radial<sup>2</sup>.

În spatele segmentului (între suprafața  $S_1$  și canal) se infiltrază gaze, a căror presiune contribuie la aplicarea segmentului pe cilindru. Situația descrisă corespunde segmentilor numiți *autoelastici*.

Aceștia pot fi de *presiune constantă*, când presiunea dezvoltată are aceeași valoare în orice punct al periferiei segmentului, sau de *presiune variabilă*, când se realizează o anumită distribuție a presiunii dezvoltate pe

<sup>1</sup> Notat în diferite surse fie  $\Delta h$  fie  $h'$

<sup>2</sup> Notat în diferite surse fie  $\Delta a$  fie  $a'$

periferia sa. Uneori, se montează un organ elastic numit *expandor* în spatele segmentului pentru a mări valoarea presiunii.

În canalele mai apropiate de capul pistonului se dispun *segmentii de compresiune* care au rolul de etanșa camera de ardere înspre carter.

În același timp ei reglează fluxul de căldură care trece de la piston la cilindru. În canalele mai îndepărtate de capul pistonului se montează *segmentii de ungere* care dozează și distribuie uniform uleiul de pe oglinda cilindrului. Deoarece ei rad uleiul de pe cilindru, aceștia se mai numesc și *segmenti raclori*. Prin aceasta ei împiedică deplasarea uleiului dinspre carter spre camera de ardere.[14]

Ansamblul piston-segment-cilindru prezintă o deosebită importanță pentru durabilitatea motorului. Segmentul lucrează în condiții deosebit de grele<sup>1</sup>. La construcția segmentilor trebuie avute în vedere următoarele direcții de perfecționare a performanțelor acestora:

- găsirea de noi materiale pentru segmenti<sup>2</sup>;
- îmbunătățirea continuă a segmentilor clasici din fontă;
- găsirea unei astfel de formă a segmentului în stare liberă, încât în stare montată în cilindru să asigure o lege optimă de repartizare a presiunilor pe conturul său, care să conducă la menținerea cât mai îndelungată a contactului dintre segment și cilindru;
- perfecționarea procesului tehnologic de fabricație și de control.

Presiunile și temperaturile ridicate ale gazelor din camera de ardere supun segmentii la solicitări mecanice și termice ridicate.[14]

Funcția ansamblului segmentiilor este de a contribui la etanșarea cilindrului. Eficiența sistemului de etanșare ( $\Delta\eta_s$ ) se calculează cu relația:

$$\Delta\eta_s = \frac{C_a - C_s}{C_a} \cdot 100 [\%] \quad (96)$$

în care :

$C_a$ -consumul orar de aer al motorului

$C_s$ -cantitatea orară de gaze scăpate spre carter

Eficiența etanșării se consideră normală dacă  $\Delta\eta_s = 0,990-0,998$  și dacă presiunea după ultimul segment reprezintă 3-4 % din presiunea din fața primului segment.

Poziția segmentului în locaș depinde de rezultanta forțelor care acționează asupra lui atât în direcția axială cât și radială.

Rezultanta forțelor axiale care acționează asupra segmentului este:

$$F_a = \pm F_{ga} + F_G \pm F_f \quad (97)$$

în care:

<sup>1</sup> viteze de 10 m/s la m.a.c. și 20 m/s la m.a.s., temperaturi de 2000 K

<sup>2</sup> lamele de oțel, pulberi metalice sinterizate



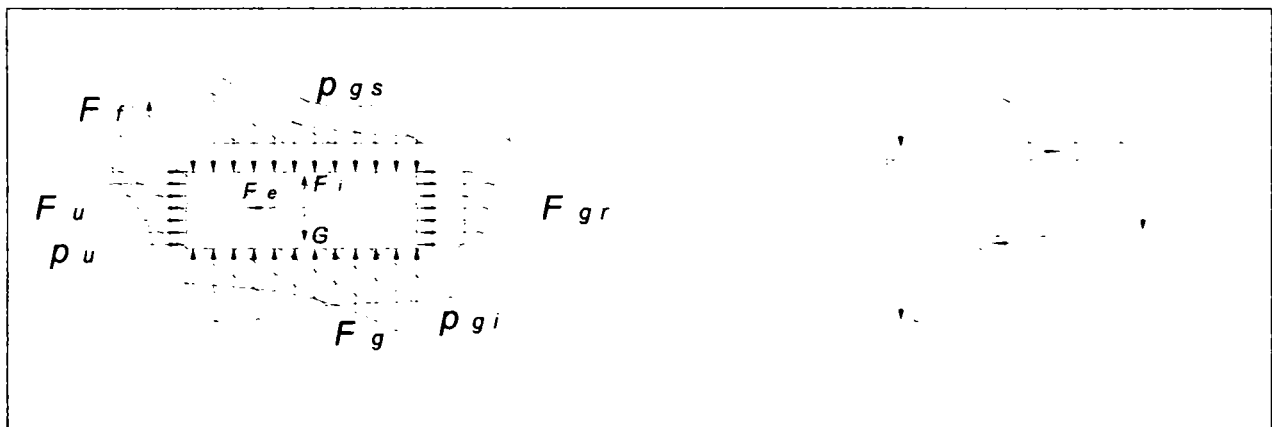
$F_{ga}$ -forța gazelor corespunzătoare presiunilor pe cele din fețe frontale;

$F_f$ -forța de frecare dintre suprafața laterală și cilindru

$F_G$ -forța de greutate a segmentului

Rezultanta  $F_a$  este variabilă ca mărime și sens, din cauză că toate componentele ei, cu excepția forței  $F_G$ , au mărime și sens variabil. Poziția în locaș a segmentului depinde de  $F_a$ .

Deplasarea segmentului între cele două flancuri ale locașului se numește *pulsația segmentului* și ea compromite etanșarea, (figura 49) realizează pompajul uleiului dinspre carter înspre camera de ardere.



**Fig. 49 Forțele care acționează asupra segmentului și scăpările de gaze în timpul pulsației segmentului [14]**

Rezultanta forțelor radiale, care acționează asupra segmentului este:

$$F_r = F_E + \Delta F_E + \Psi F_{gr} \quad (98)$$

în care:

$F_E$ -forța elastică a segmentului

$\Delta F_E$ -creșterea forței elastice a segmentului provocată de prezența filmului de ulei între segment și cilindru

$\Psi F_{gr}$ -forța corespunzătoare presiunii gazelor din spatele segmentului, care ține seama și de presiunea din pelicula de ulei ( $\Psi < 1$ ).

Pentru o eficiență maximă a etanșării se cere ca segmentul să se aplice corect cu suprafața laterală pe oglinda cilindrului, sub acțiunea forței sale elastice și a presiunii gazelor din spatele său și de asemenea cu suprafața frontală inferioară pe flancul inferior al locașului din piston.

Distribuția forțelor prezentată în figura 49 se poate generaliza pentru cazurile de soluții constructive referitoare la segmentii prezentați în figura 50.

*Segmentii de comprimare* prezentați în figura 50 sunt executați într-o mare varietate de tipuri constructive. [124]

Cea mai simplă soluție de construcție se obține când segmentul are

secțiune dreptunghiulară, muchile teșite pe înălțimea  $h_1$  evitând raclarea excesivă a uleiului. Secțiunea dreptunghiulară limitează presiunea pe care segmentul o dezvoltă pe cilindru și necesită un timp îndelungat de rodaj, din cauza ariei mari a periferiei. În consecință se utilizează la motoare cu încărcări moderate, de obicei pentru segmentul de foc. O ameliorare a condițiilor de ungere și rodaj se realizează prelucrând pe periferie striuri sau șanțuri de reținere a uleiului.

Dezavantajele generate de secțiunea dreptunghiulară se micșorează prin reducerea înălțimii  $h$ . În plus diminuarea dezavantajelor se obține la segmentii conici, care au, de obicei, periferia înclinată pe întreaga înălțime, la un unghi  $\beta = 15...60'$ , păstrând în rest dimensiunile segmentilor dreptunghiulari.

Alte soluții au numai o parte a periferiei înclinată.

Segmentii conici trebuie montați cu flancul de diametru mai mic spre chiulasă, fiind marcați electric în acest scop.

Montarea corectă asigură formarea peliculei de ulei în cursa spre PMI (efectul de pană) și raclarea uleiului în cealaltă cursă. Consumul de ulei scade, iar perioada de rodaj se scurtează.

Pentru a realiza efectul de pană la deplasarea pistonului în ambele sensuri, se construiesc segmenti dreptunghiulari cu periferia bombată valorile fiind prezentate în tabelul 2 [124], utilizați des la m.a.s. de automobil. Bombamentul  $b$  și înălțimea de măsurare  $h_2$  depind de înălțimea  $h$  a segmentului. Segmentul bombat mărește eficiența etanșării la gaze, realizând un bun contact cu cilindru, însă diminuează acțiunea de raclare. Pentru a se intensifica această acțiune, se practică o degajare pe periferie, în dreptul flancului inferior, ceea ce sporește și presiunea de aplicare a segmentului pe cilindru.

**Tabelul 2 Date constructive pentru segmenti cu periferia bombată [124]**

Înălțimea segmentului $h$ [mm]	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5
Înălțimea de măsurare $h_2$ [mm]	0,8	1,2	1,6	2,0	2,4	2,8	3,2
Bombamentul $b$ [mm]	0,003...0,012			0,005...0,016			

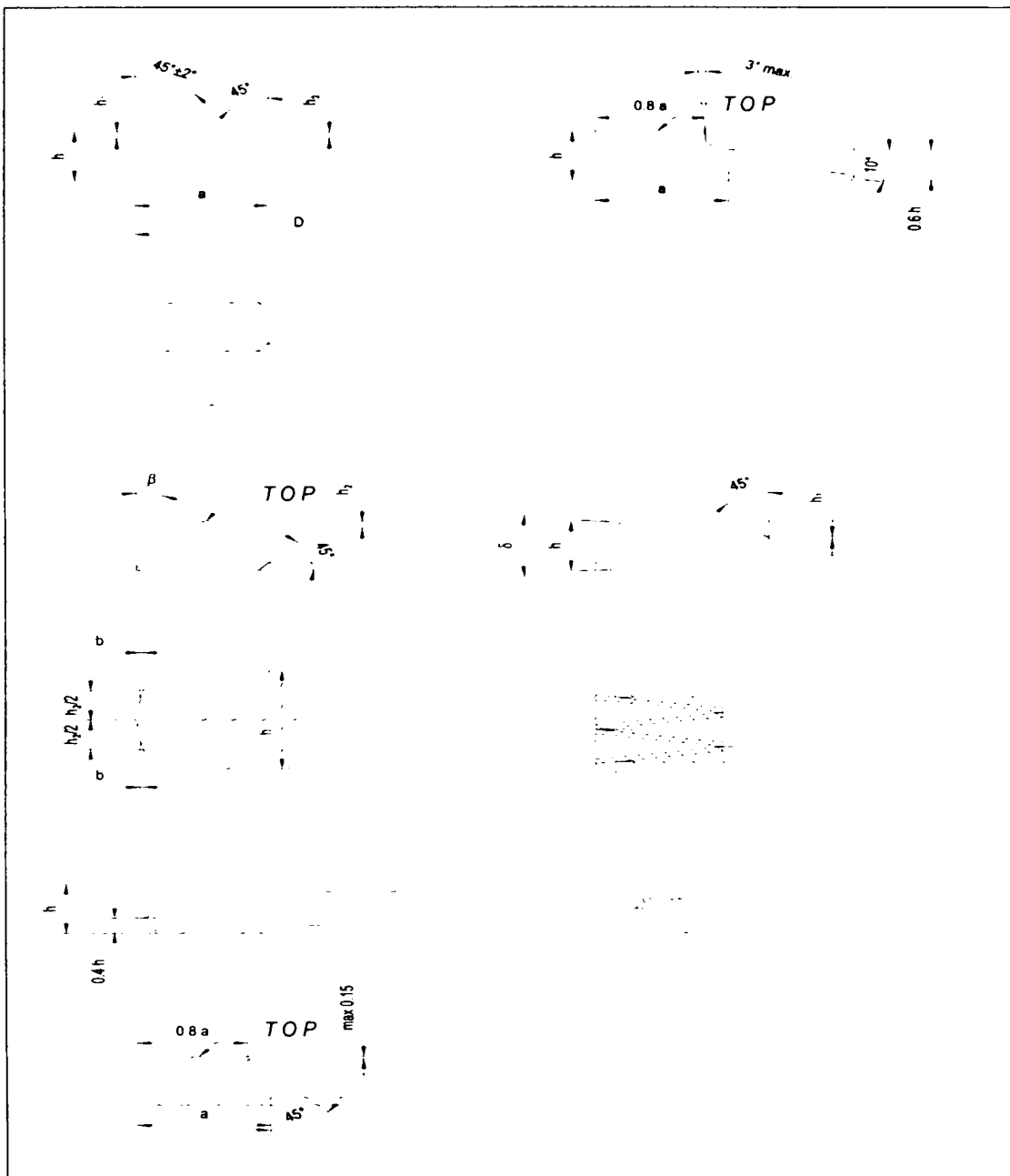


Fig. 50 Soluții constructive pentru segmentii de compresiune [124]

Segmentii de periferie cilindrică au uneori la interior o teșitură sau o degajare. În acest caz, se numesc *segmenti de răsucire*, deoarece în funcționare se răsucesc în canal, datorită asimetriei secțiunii, luând o formă apropiată de segmentii conici. Eficiența etanșării este astfel sporită. La m.a.c. americane de automobil, care folosesc doi segmenti de comprimare pe piston, se asociază pentru al doilea segment două soluții favorabile etanșării astfel: segmentul este conic și are teșitură interioară, dând *segmentul conic cu răsucire suplimentară*.

La aceleași motoare se întâlnesc și *segmenti conici cu răsucire inversă* care realizează micșorarea consumului de ulei, deși scăpările de gaze cresc.

Din segmentii cilindrici cu degajare derivă segmentii în L, utilizați la motoarele mici în doi timpi și uneori la motoarele foarte rapide de curse.

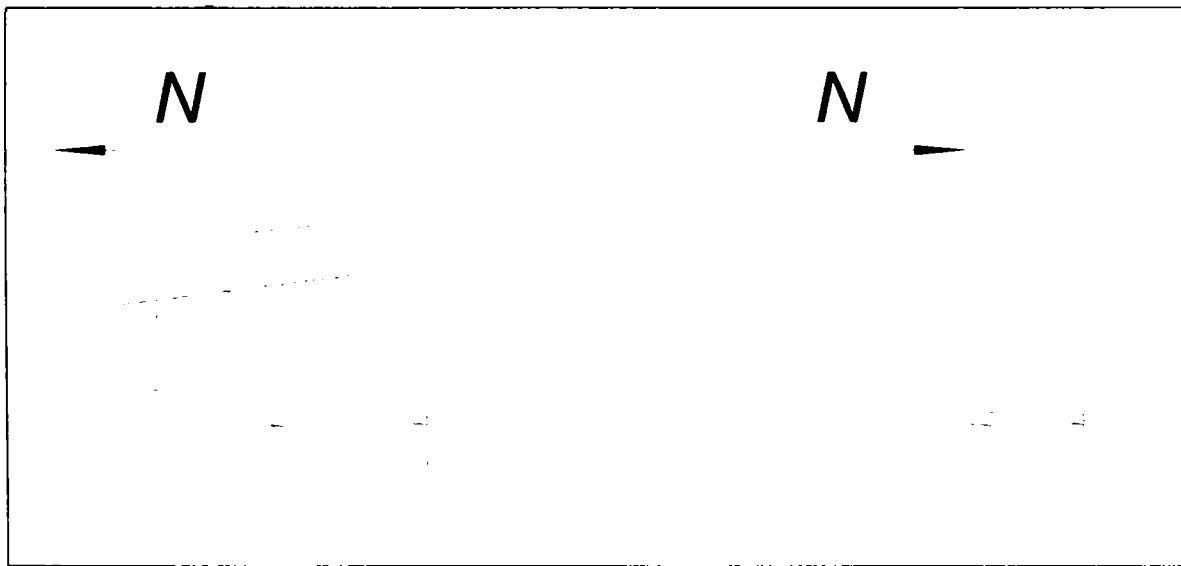
Pentru prevenirea blocării în canal, o soluție reprezintă *segmentii trapezoidali*. La deplasarea transversală a pistonului sub acțiunea forței normale  $N$ , jocul axial scade și crește alternativ, expulzând uleiul și particulele care tind să blocheze segmentul.

Dacă se mărește unghiul  $\gamma$ , efectul antiblocant se intensifică, dar se accentuează frecarea, uzura canalului și scăpările de gaze. S-a constatat o scădere a consumului de ulei când  $\gamma$  este ușor inferior înclinării canalului, la motoare cu  $p_e=0,63\dots 0,83$  [MPa] sau când  $\gamma$  depășește puțin înclinarea canalului, la motoare supralimentate cu  $p_s$  până la 1,35 [MPa].

Constructorii europeni utilizează unghiurile  $\gamma=6^\circ$  și  $\gamma=15^\circ$ .

În SUA se consideră optim domeniul  $\gamma=15\dots 20^\circ$ . Este necesară racordarea muchiilor la flancuri, cu o rază de ordinul a 0,1[mm], pentru a evita desprinderea stratului protector aplicat, de regulă, pe periferie.

Segmentii trapezoidali introduc dificultăți de prelucrare, inclusiv a canalelor. Datorită avantajelor, se utilizează totuși ca segmenti de foc la m.a.c. de transport<sup>1</sup>.



**Fig. 51 Funcționarea segmentului trapezoidal [124]**

Segmentii trapezoidali încorporează mai multe soluții: la unele motoare cu doi segmenti de comprimare pe piston, primul este trapezoidal bombat, iar al doilea este trapezoidal conic, cu sau fără răsucire suplimentară<sup>2</sup>.

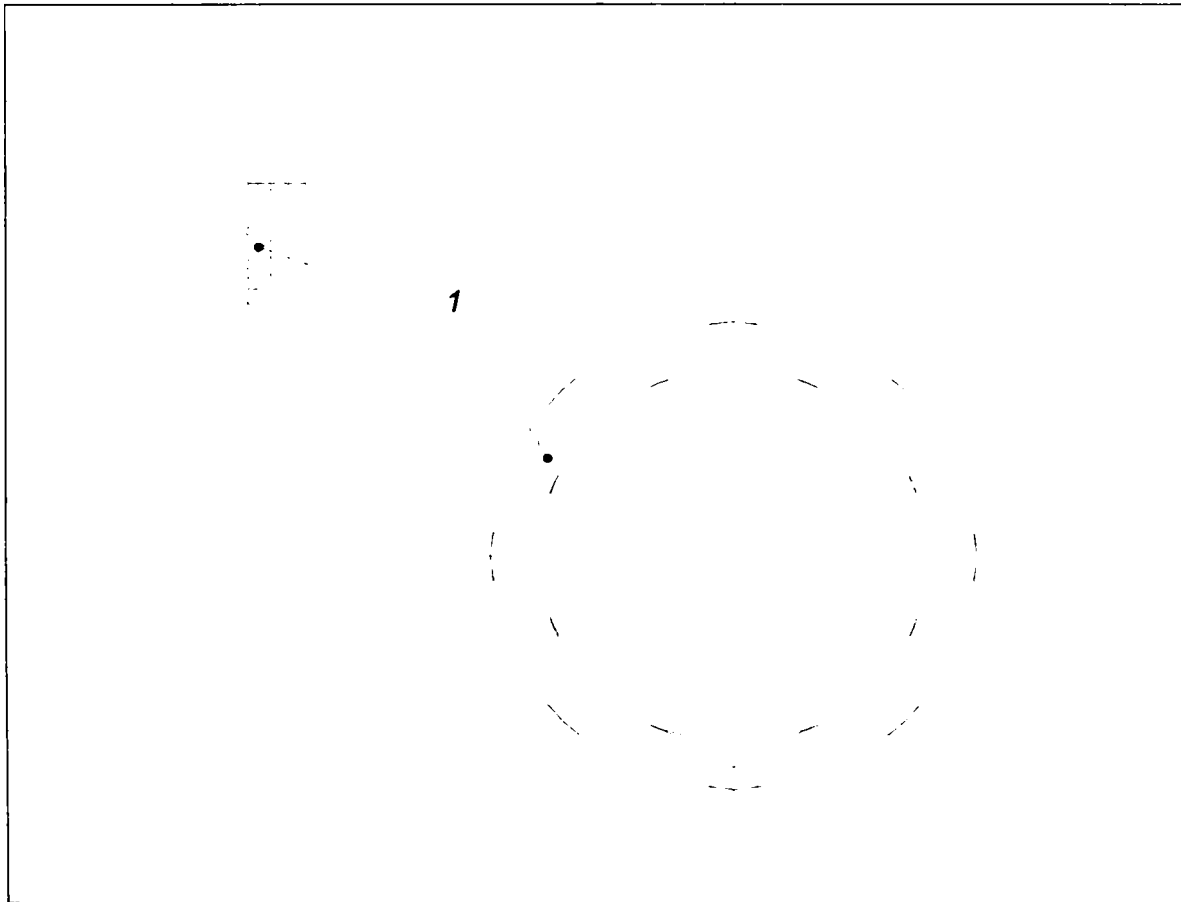
Pentru cazul motoarelor mici la care prețul de cost nu trebuie maximizat prin tehnologie și datorită faptului că destinația lor este de cele mai multe ori nu cea rutieră nu se justifică realizarea de segmenti de tipul prezentat. În unele aplicații se mai întâlnesc și segmenti realizați din

<sup>1</sup> de exemplu motorul D 2156 ce echipază autocamioanele ROMAN

<sup>2</sup> de exemplu la V8-903 Cummins, respectiv DT-4606 International Harvester

lamele de oțel, cu grosimea de 0,6...0,7 [mm] montate în pachet în canal. La unele m.a.c. navale se utilizează segmenti compuși din inele diferite

În unele cazuri constructive (figura 52) segmentul este dotat cu o piesă suplimentară denumită expandor notată pe figură cu 1, montată în fundul canalului. Expandorul este un inel elastic care are rolul să aplice segmentul pe cilindru cu o presiune uniform distribuită. Ca rezultat, calitatea etanșării nu se modifică esențial în procesul de uzare. Nu se folosește expandor pentru segmentul de foc, pentru a evita supraîncălzirea acestuia.



**Fig. 52 Construcția și montajul expandorului [124]**

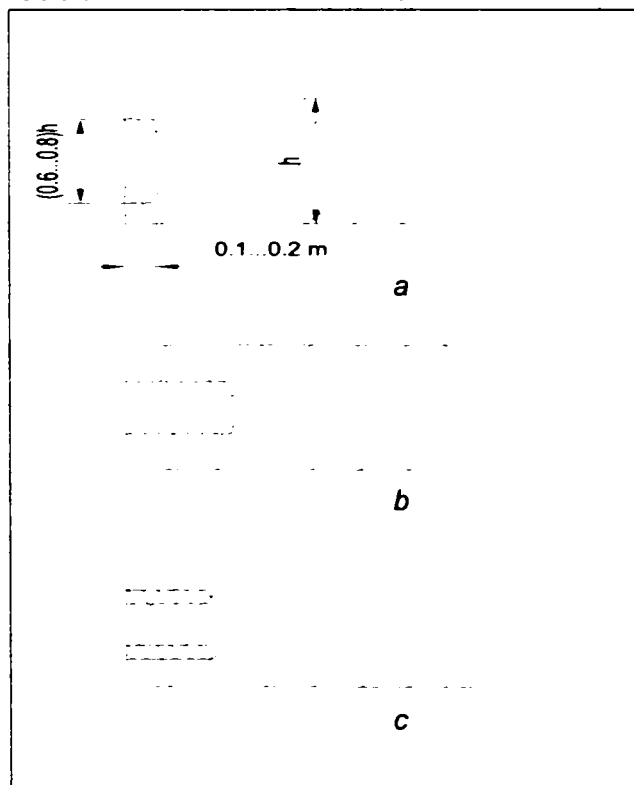
Pentru a ameliora condițiile de lucru ale segmentilor, se practică acoperiri superficiale. Rodajul se scurtează prin tratamentul de fosfatare sau de fero-oxidare, care determină formarea cristalelor de fosfat, respectiv oxid de fier pe suprafața segmentului. Acțiunea stratului protector se prelungește un timp și după rodaj, deoarece materialul moale al stratului umple golurile dintre asperități. În același scop se aplică plumbuirea, cadmierea sau cositorirea. Grosimea stratului este de 0,2...10 [ $\mu\text{m}$ ]. Rezistența la uzură se mărește prin acoperirea cu materiale mai dure decât materialul segmentului. Deosebit de eficientă este cromarea prin electroliză a periferiei, aplicată la segmentii de foc. Stratul depus, cu grosimea de 0,1...0,2[mm], are temperatura de topire ridicată<sup>1</sup> prevenind astfel griparea.

<sup>1</sup> 1900[ $^{\circ}\text{C}$ ] față de 1250[ $^{\circ}\text{C}$ ] la fontă

Întrucât uleiul n-ar adera dacă stratul ar fi lucios, i se aplică o anumită porozitate prin tehnologia de aplicare.

Cromarea micșorează de câteva ori uzura segmentului și cu 50% uzura cilindrului. Deoarece segmentii cromati se rodează greu, pot fi acoperiți cu un strat moale prezentat anterior. Dezavantajele cromării constau în prețul ridicat, dificultățile de execuție<sup>1</sup>. Se utilizează frecvent acoperirea cu molibden prin metalizare la temperatura de topire de 2650 °C. Oxizii formați în strat asigură duritate mai ridicată decât a molibdenului necombinat. Această acoperire are fragilitate pronunțată, putându-se exfolia în condiții grele de încărcare. De aceea, se aplică, de obicei, într-un locaș din zona mediană a periferiei .

Procedeul este eficient la m.a.c. navale și de locomotive care lucrează cu combustibili grei, fiind susceptibil de perfecționări privind calitățile acoperirii, reducerea uzurii cilindrului.



**Fig. 53 Soluții pentru ameliorarea condițiilor funcționale ale segmentilor [124]**

Îmbunătățirea calităților de alunecare și micșorarea uzurii de rodaj se obțin echipând segmentul cu un inel sau cu benzi de oxid de fier cu grafit (figura 53).

Rostul segmentului (figura 54a) se execută de cele mai multe ori prin tăietură dreaptă, care are avantajul simplității. La motoare mari, lente se întâlnește și tăietura înclinată (figura 54b), la unghiul  $\delta$  de 30° sau 45°, sau tăietura cu acoperire a capetelor (figura 54c). Pentru a preveni agățarea capetelor rostului în ferestrele de distribuție la motoarele în doi timpi cu

<sup>1</sup> când execuția este incorectă, consumul de ulei crește substanțial

baleiaj prin carter, se împiedică rotirea segmentului în canal, montând un știft între capete, care sunt drepte sau realizează un locaș, fie la interiorul segmentului (fi ura 54d), fie e un flanc (fi ura 54e).

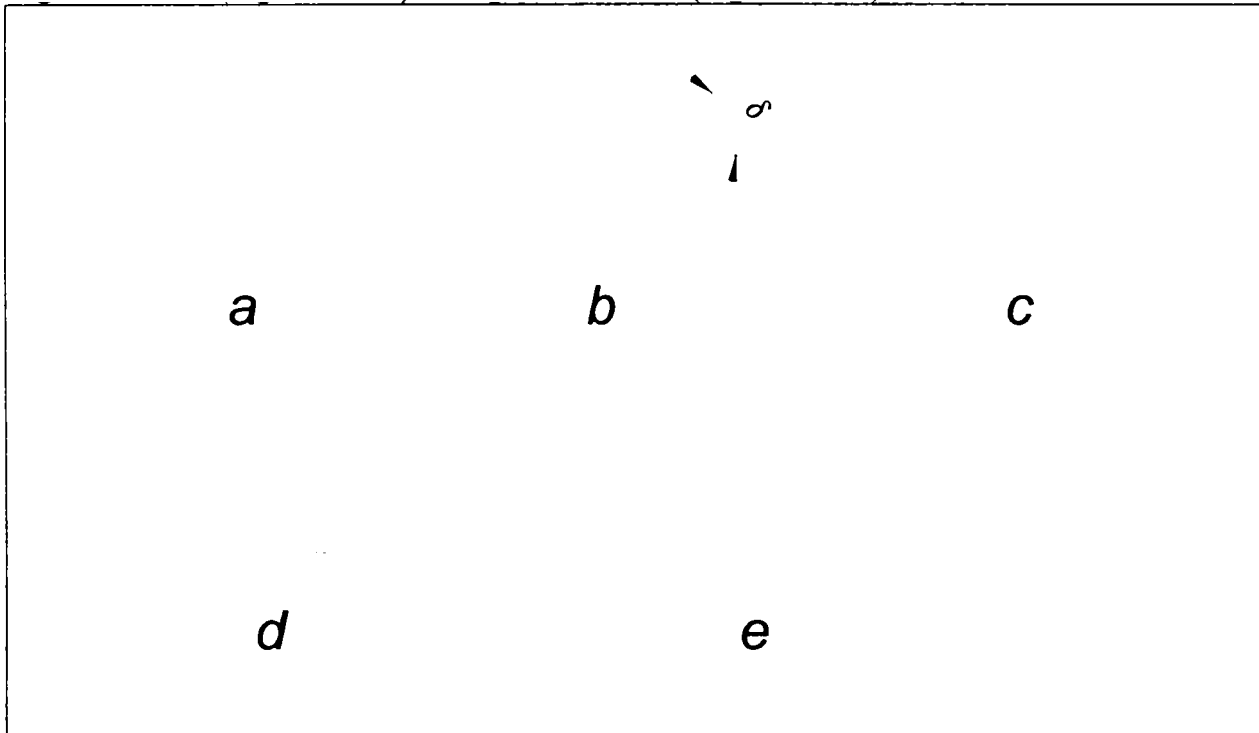


Fig. 54 Execuția rostului segmentului [124]

Segmentii de ungere realizează funcția de raclare a uleiului ajuns în zona regiunii portsegment. Se pot aplica soluții caracteristice segmentilor de comprimare, dacă în piston se prelucrează deschideri pentru evacuarea uleiului. Întrucât presiunea dezvoltată trebuie să fie mare, se preferă segmenti conici. Evacuarea uleiului este mai eficientă când se prevăd canale suplimentare în piston sub segmenti (figura 55a și 55b) și când segmentul are o degajare sub muchia de raclare și orificii radiale pe flancul inferior (fi ura 55c).

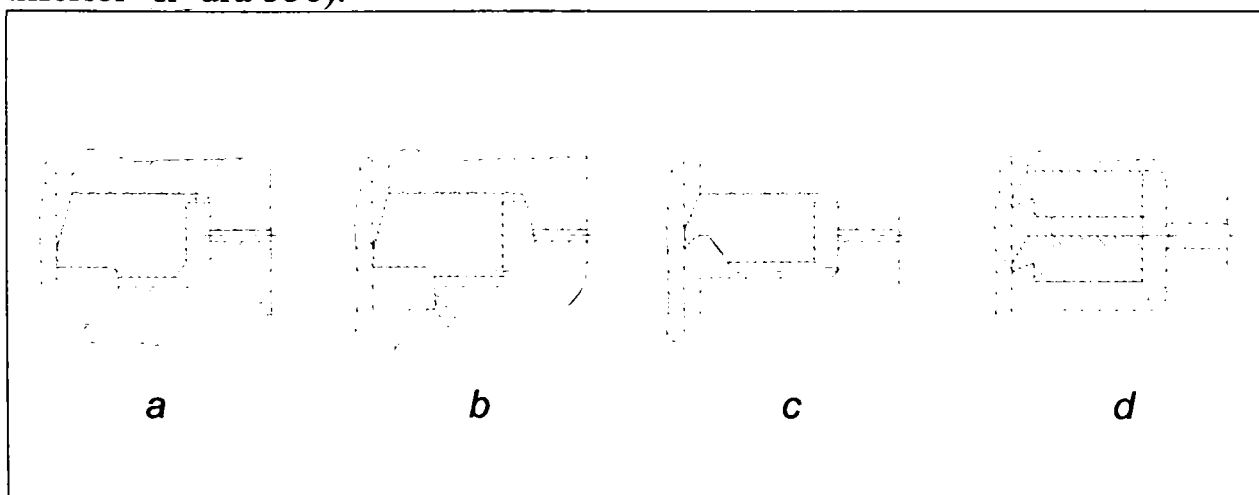
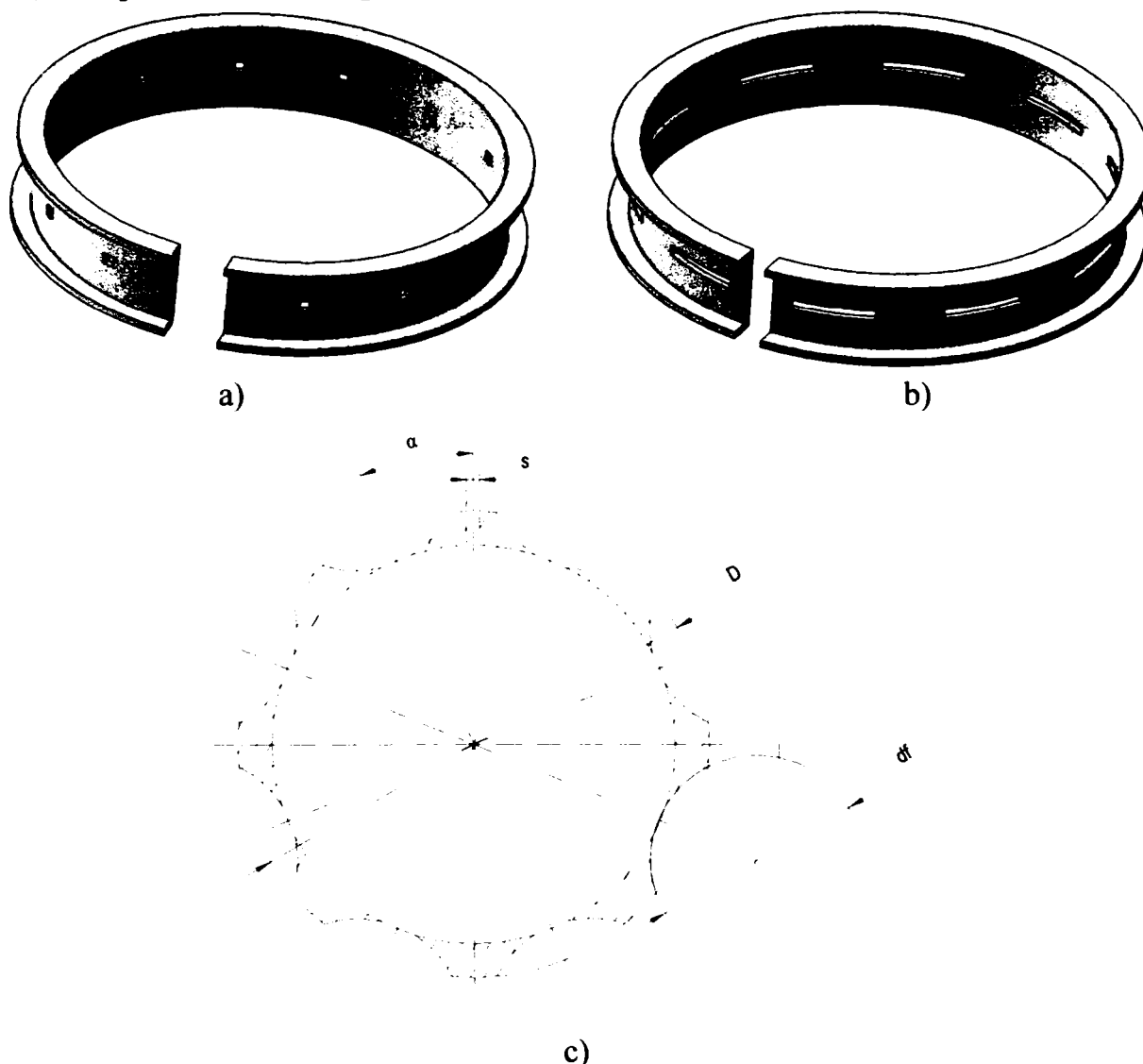


Fig. 55 Tipuri de segmenti conici [124]

Adaptarea mai ușoară a segmentiilor la profilul cilindrului rezultă montând doi segmenti identici în același canal (figura 55d). Mai răspândiți sunt segmentii de ungere cu două muchii active, care au o degajare în zona

mediană a periferiei (figura 56). Ei asigură raclarea energetică, uleiul acumulat în degajare trecând în spatele segmentului prin orificii (figura 56a) sau prin ferestre (figura 56b și 56c).



**Fig. 56 Deschiderile de evacuare a uleiului ale segmentelor cu două muchii active [124]**

Față de orificiile executate prin găurire, ferestrele se prelucrează mai comod, prin frezare. Numărul și dispunerea ferestrelor depind de diametrul cilindrului tabelul 3.

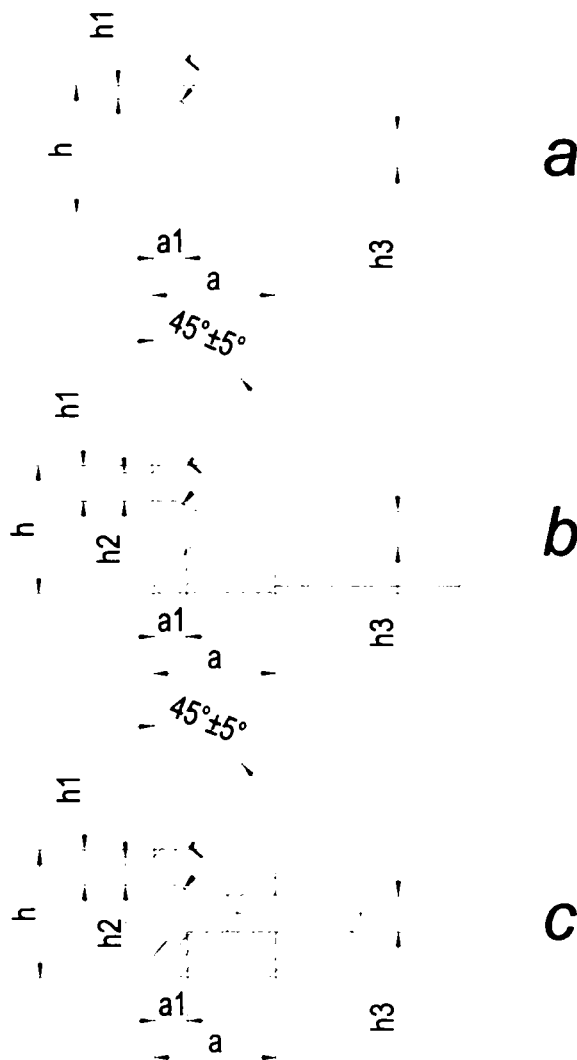
**Tabelul 3** Execuția ferestrelor segmentelor de ungere [124]

D [mm]	Numărul de ferestre z	$\alpha$	$\beta$	$D_f$ [mm]	a-b [mm]
50...58	6	$30^\circ$	$60^\circ$	45...60	2
60...104	8	$26^\circ$	$44^\circ$		
105...138	10	$22^\circ 30'$	$35^\circ$		
140...168	12	$20^\circ 30'$	$29^\circ$	55...75	4
170...200					5
200...300	14	$17^\circ 30'$	$25^\circ$	65...85	5
300...400	16	$15^\circ$	$22^\circ$		
400...520	18	$14^\circ 15'$	$19^\circ 30'$	80...110	7
520...700	20	$13^\circ 45'$	$17^\circ 30'$		



Segmentii cu ferestre pot avea flancurile neteșite (figura 57a), pentru ca rodajul să fie cât mai rapid și raclarea mai intensă, se recurge la teșituri simetrice sau paralele (figura 57b și 57c).

În ultimele decenii, s-au adoptat soluții diverse de ungere, în urma unor încercări îndelungate pe banc și exploatare, urmărind realizarea flexibilității cerute de forma imperfectă a cilindrului sau starea de uzură și asigurând astfel scăderea consumului de ulei.



**Fig. 57 Segmenți cu ferestre de evacuare a uleiului [124]**

Segmentul poate fi încadrat de două inele subțiri de 0,40...0,75 [mm] din oțel 1 (figura 58a), cele trei piese fiind acționate de expandorul 2.

Segmentii duplex (figura 58b și 58c) cuprind inelele elastice de oțel 1, cu înălțimea de 0,5 [mm], expandorul axial 2 și expandorul radial 3.

La m.a.s. de autovehicule<sup>1</sup>, se utilizează segmentii constituiți din lamelele elastice 1 și 2 și expandorul U-flex 3, care determină simultan apăsările

<sup>1</sup> M207

axială și radială, divizarea segmentului, prin care se dezvoltă o presiune medie elastică de 1,3...1,8 [MPa], fapt ce conduce la raclarea energetică a uleiului. La m.a.c<sup>1</sup>, se folosesc segmente cu arc spiroidal, care au o mare flexibilitate.

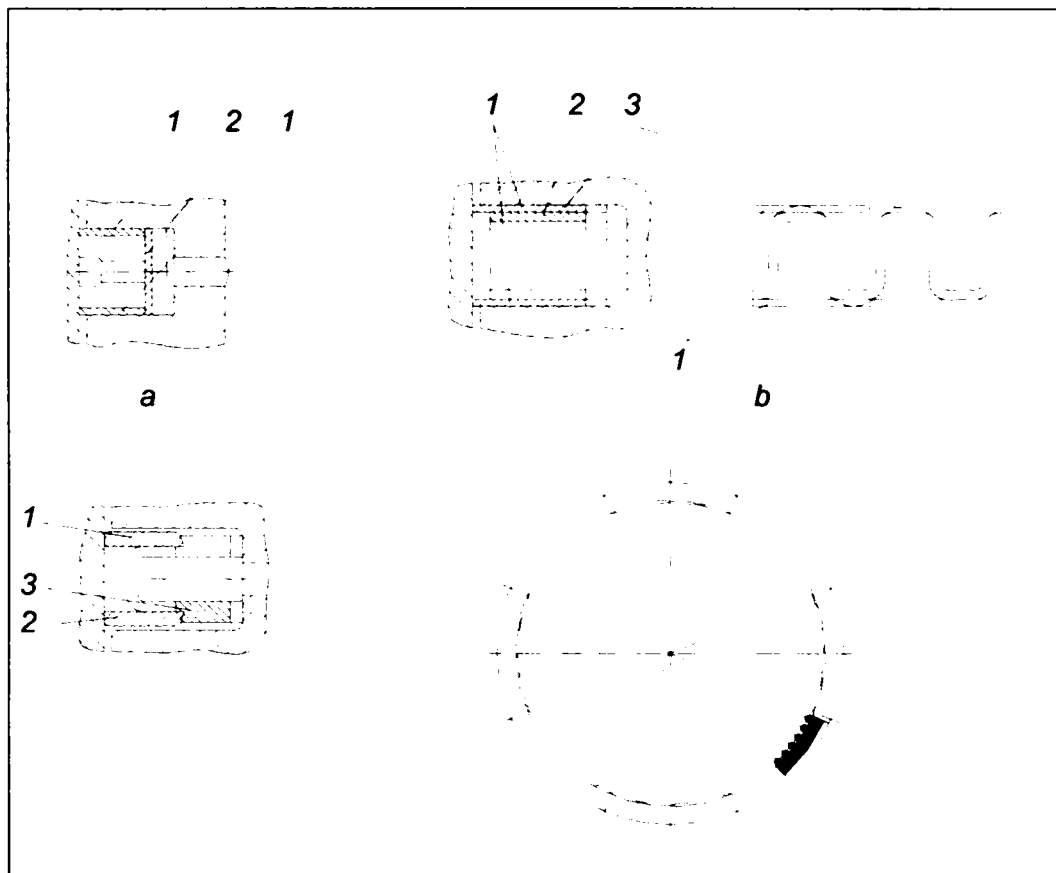


Fig. 58 Construcția segmentelor cu expandor [12]

În figura 59 este prezentată o soluție constructivă pentru un expandor.

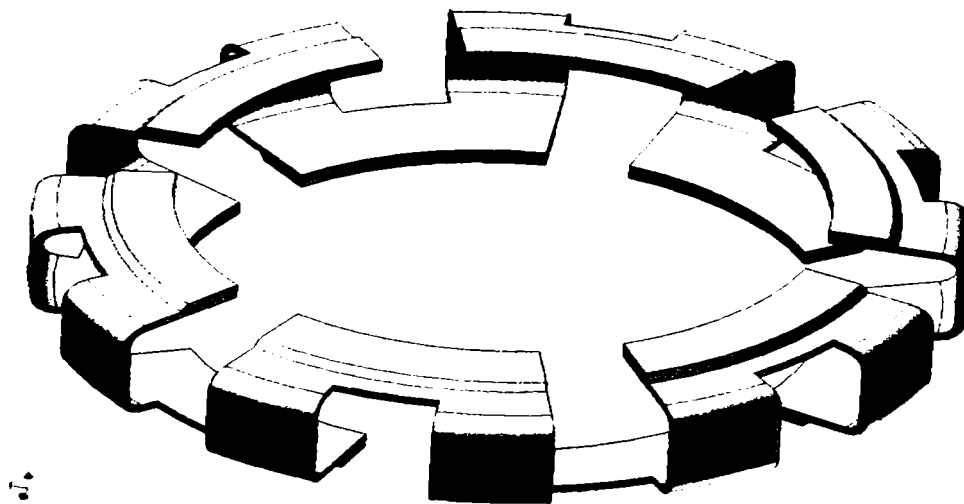
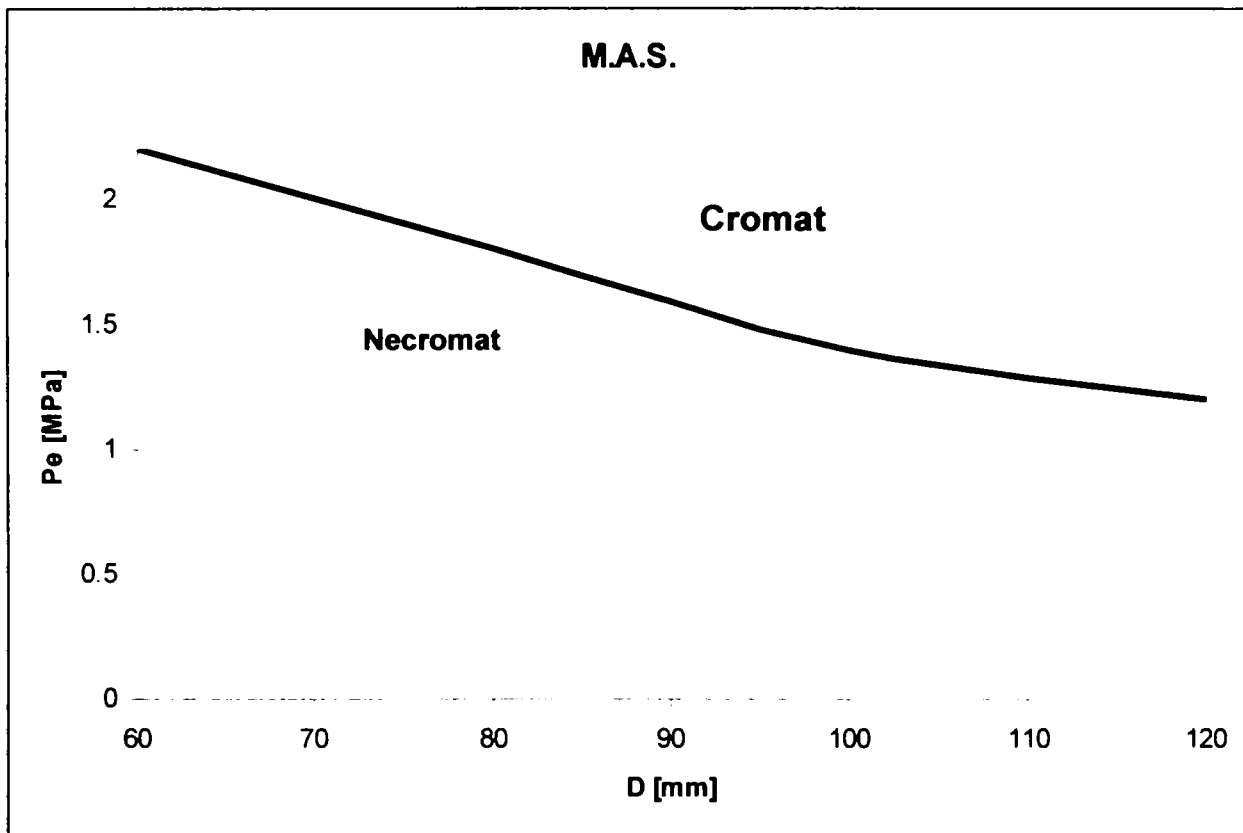


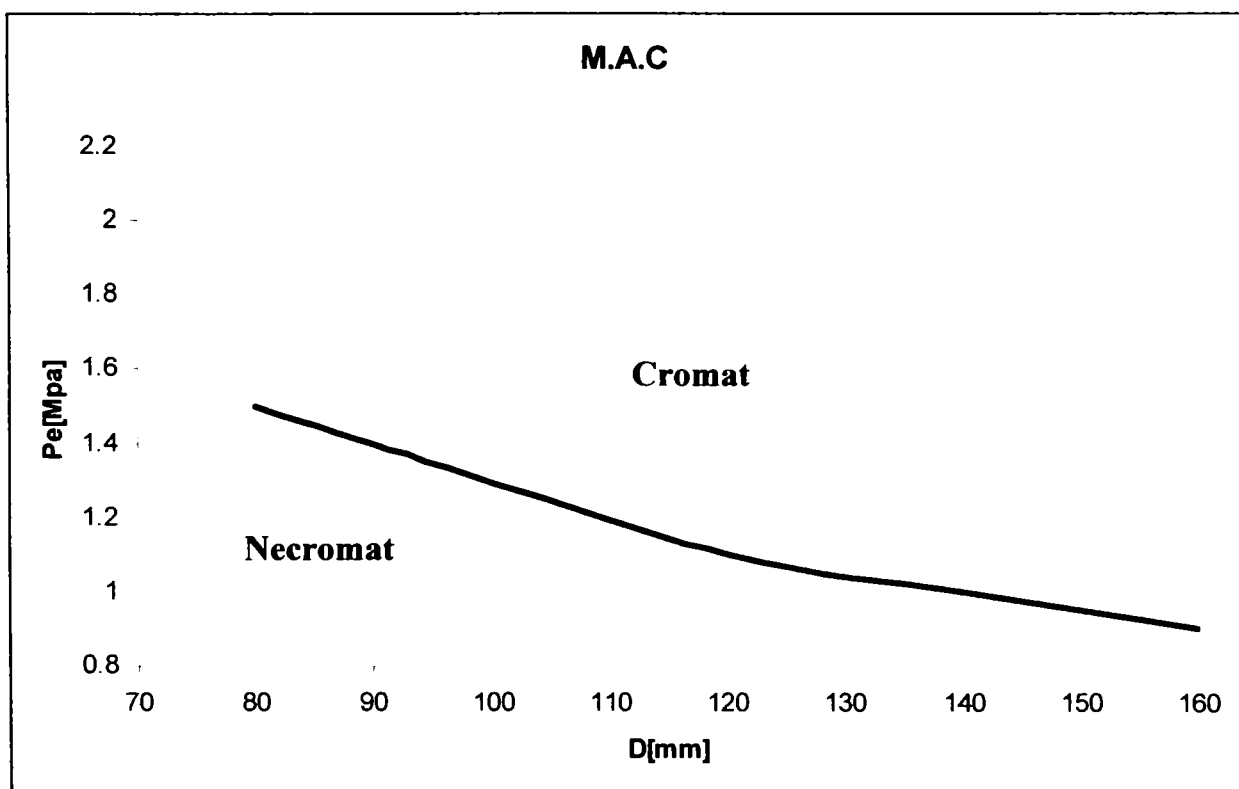
Fig.59 Soluție constructivă pentru expandor [12]

Când este necesară o presiune medie înaltă, periferia acestor segmente se acoperă cu crom sau molibden realizând performanțe ilustrate în figura 60a și figura 60b.

<sup>1</sup> D115



a)



b)

**Fig.60 Presiunea medie elastică la segmentii de ungere cu arc spiroidal la MAS și MAC [12]**

### 3.1.2. ANALIZA REALIZĂRII FUNCȚIEI DE ETANȘARE LA CAMERELE DE ARDERE

Etanșarea camerei de ardere este un fenomen complex care presupune realizarea simultană a mai multor aspecte legate atât de gazele din camera de ardere cât și de pierderile de ulei. Aceste aspecte care vor fi analizate în continuare.

#### ➤ Etanșarea la gaze

În literatura de specialitate eficiența etanșării camerei de ardere este o condiție fundamentală impusă segmentului de comprimare.

Scăpările de gaze antrenează:

- ✍ micșorarea puterii și randamentul motorului,
- ✍ mărirea consumului de combustibil,
- ✍ poluarea excesivă,
- ✍ supraîncălzirea pistonului și segmentelor
- ✍ afectarea proprietăților uleiului.

Eficiența etanșării depinde de calitatea suprafețelor segmentului, canalului din piston și cilindrului și de acțiunea forțelor preluate de segment ilustrată în figura 61 .

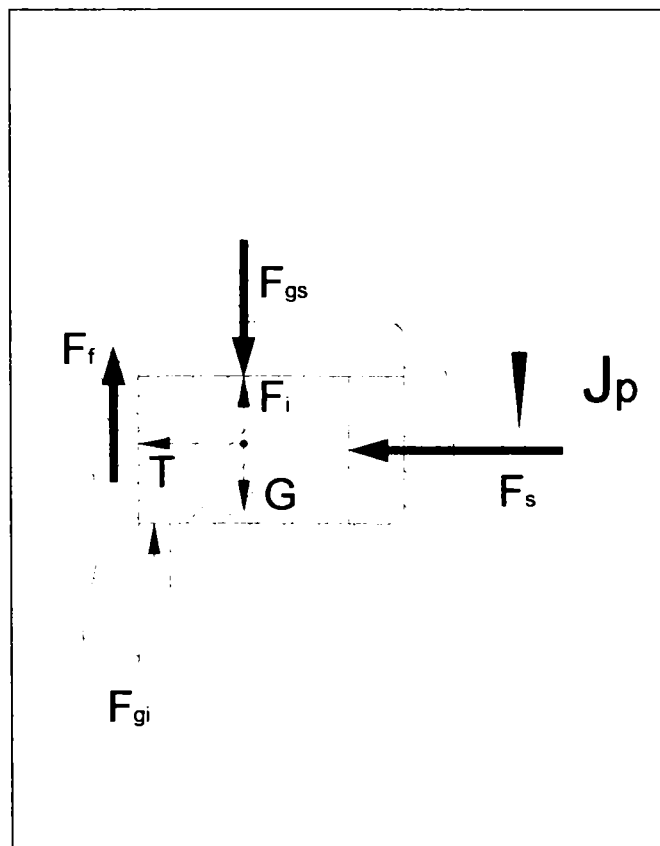


Fig. 61 Acțiunea forțelor preluate de segment [12]

Pe direcția radială, segmentul este acționat de forța elastică  $T$  și de forța  $F_s$ , datorată presiunii  $p_s$  a gazelor din spate. Forța  $T$  trebuie să fie suficient de mare, constituind principala forță care aplică segmentul pe

cilindru inclusiv în repaus. Sarcina de etanșare este ușurată în funcționare prin acțiunea forței  $F_s$ , mai ales la primul segment, unde presiunea  $p_s$  atinge o fracțiune importantă din presiunea gazelor din cilindru.

Pe direcția axială, segmentul este acționat de următoarele forțe:

- $F_{gs}$  și  $F_{gi}$  – forțele de presiune pe flancurile  $f_s$  și respectiv  $f_i$
- $F_f$  – forța de frecare cu cilindru
- $F_i$  – forța de inerție a segmentului
- $G$  – forța de greutate a segmentului

Toate aceste forțe cu excepția lui  $G$  variază în mărime,  $F_f$  și  $F_i$  având și sensul variabil.

Forța  $F_f$  exercită o influență însemnată asupra funcționării, pierderile prin frecarea segmentelor totalizând 40...50% din pierderile mecanice ale motorului.

Diferența  $\Delta F_g = F_{gs} - F_{gi}$  este pozitivă, deoarece presiunea pe flancul  $f_s$  este frecvent mai mare decât presiunea pe flancul  $f_i$ . În acest caz, rezultanta forțelor axiale  $R_a$  este îndreptată spre carter ( $R_a > 0$ ), determinând sprijinirea flancului pe canalul din piston<sup>1</sup>.

Când  $R_a > 0$  și periferia segmentului este corect așezată pe cilindru, ansamblu piston-segmenți-cilindru se comportă ca și un labirint, asigurând a etanșare deosebit de eficientă, fiind posibile scăpări de gaze numai datorită rostului segmentelor și imperfecțiunilor locale ale contactului lor cu cilindru și cu pistonul, scăpările se realizează pe un traseu prelungit și cu secțiuni mici, care creează importante rezistențe de curgere, de la valoarea  $p_0$  din camera de ardere, presiunea se reduce treptat la valorile  $p_{s1}$  – în spatele primului segment,  $p_1$  – sub el,  $p_{s2}$  și  $p_2$  în spatele și dedesubtul segmentului al doilea.

Determinarea experimentală a nivelului de uzură dezvoltată pe pachetul de segmenți confirmă corelația cu distribuția presiunii în lungul regiunii portsegmente din figura 62 în sensul că uzura este proporțională cu presiunea de contact fapt explicabil din punct de vedere tribologic.

În cazul unui piston cu trei segmenți de comprimare s-au obținut experimental valorile medii:  $p_1 \approx 0,25p_0$ ;  $p_2 \approx 0,10p_0$ ;  $p_3 \approx 0,03p_0$ , evidențiind destinderea puternică datorată primului segment, care preia sarcina principală de etanșare.

Acest fapt este relevat și de variația presiunii  $p_1$  pe ciclu motor, calculată pentru un motor cu doi segmenți de comprimare pe piston (figura 63. )

<sup>1</sup> în această poziție, ariile libere ale flancurilor, pe care se exercită presiunile sunt inegale, favorizând respectarea condiției  $\Delta F_g > 0$

Se observă căderea mare dintre presiunile  $p_0$  și  $p_1$ . Rezistențele introduse de primul segment frânează creșterea presiunii  $p_1$ , valoarea ei maximă fiind întârziată de vârful de presiune  $p_0$ .

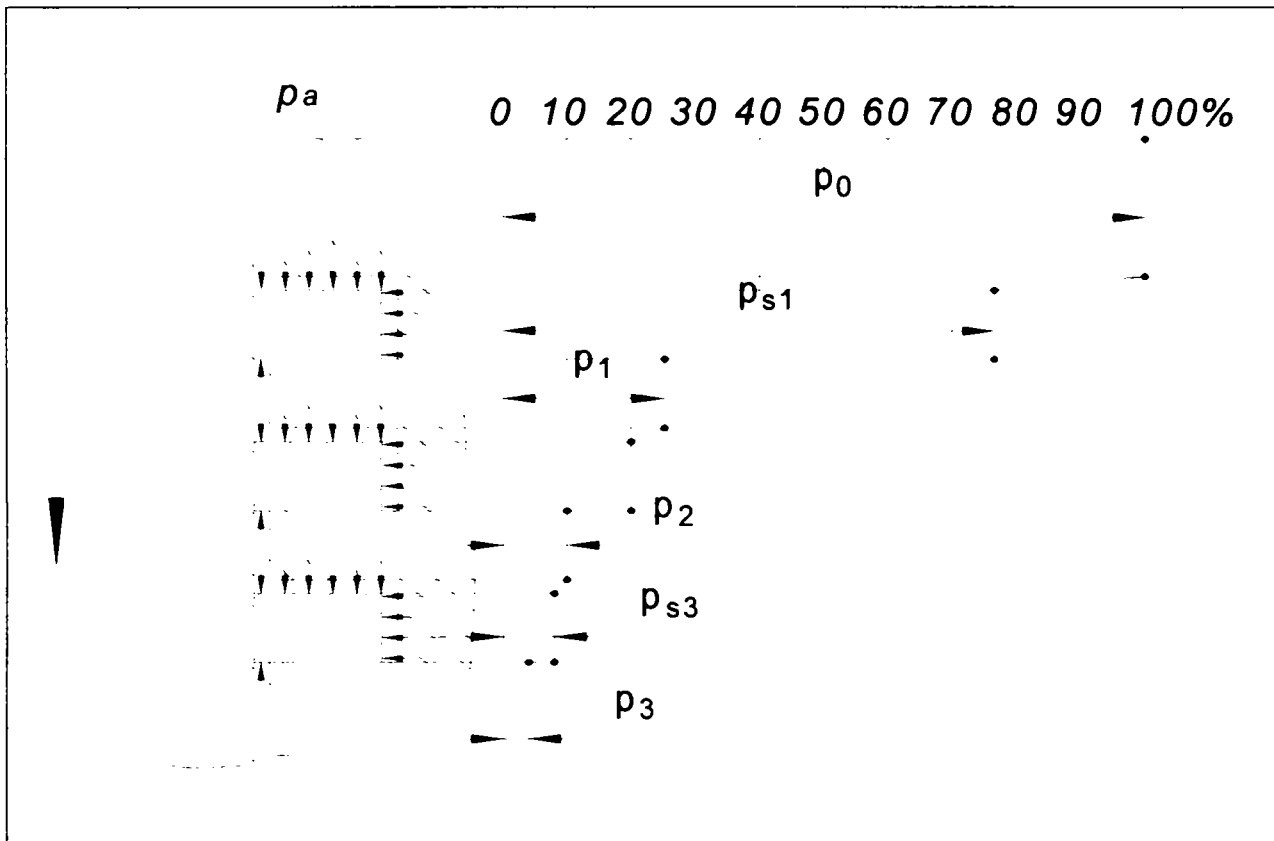


Fig. 62 .Distribuția presiunii în lungul regiunii portsegmenti [14]

#### Variația presiunii sub primul segment

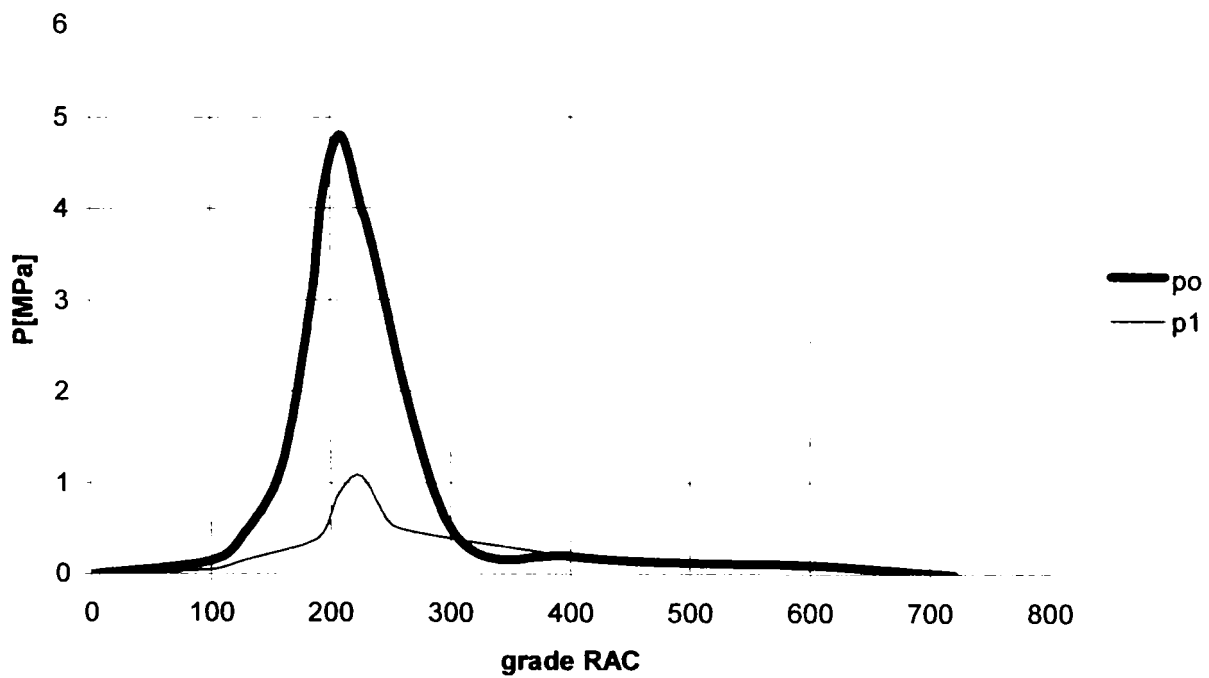


Fig. 63 Variația presiunii sub primul segment [14]

Condiția de stabilitate pe flancul  $f_i$ , care asigură etanșarea, poate fi dedusă în felul următor.

Se admite că gazele care ocupă spațiul dintre flancurile inferioare a doi segmenti se află în echilibru termodinamic, acest spațiu fiind denumit "treaptă de segment".

Numerotând segmentii unui piston de la chiulasă spre carter, o treaptă oarecare  $k$ , situată între segmentii  $k$  și  $k+1$ , încorporează (figura 64a) jocurile  $\varepsilon_k$ ,  $h_{k+1}$  și  $a_{k+1}$  și rostul  $s_{k+1}$ .

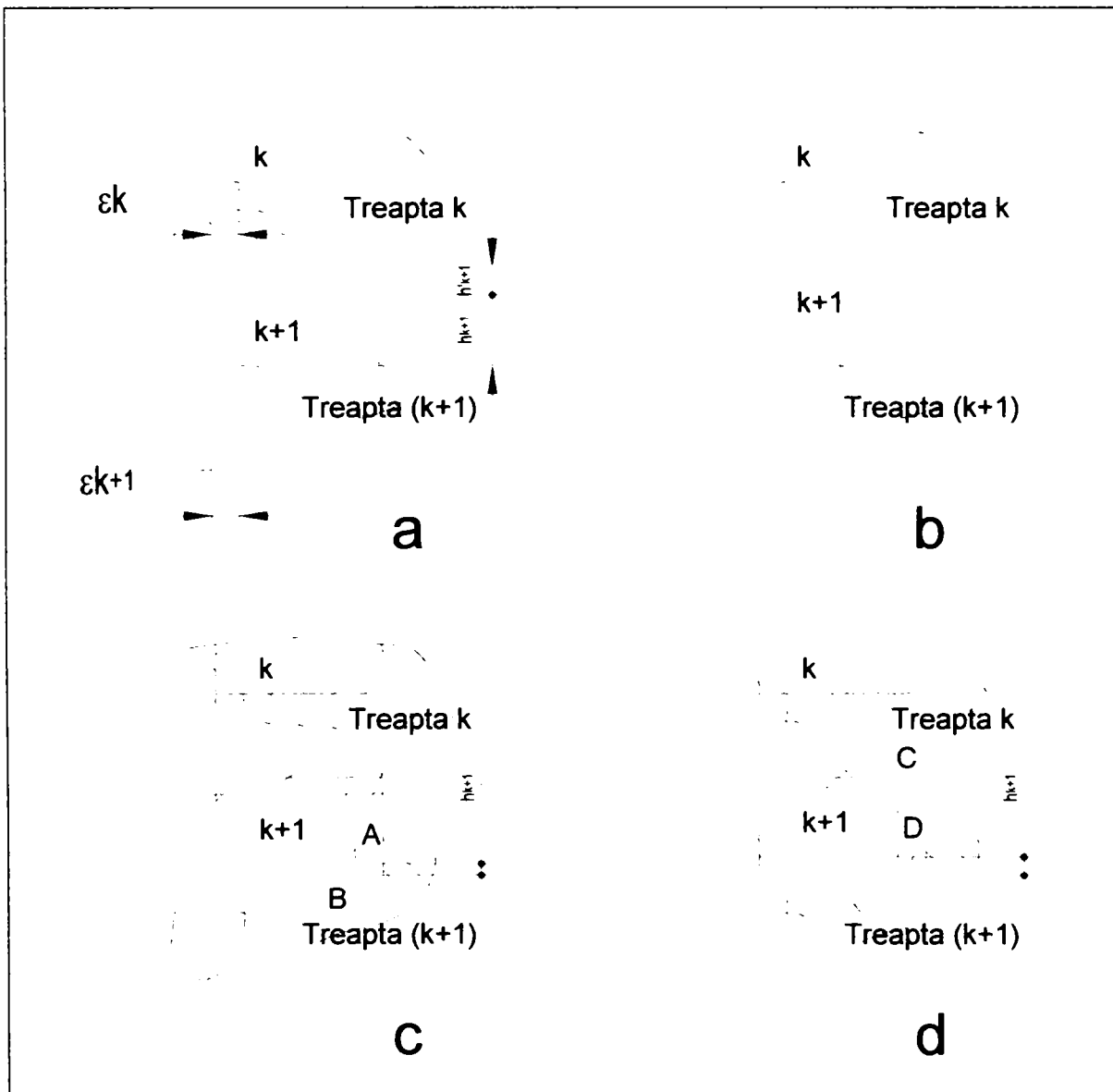


Fig. 64 Definirea treptelor de segmenti [14]

Se consideră forțele aplicate axial segmentului  $(k+1)$  ca forțe distribuite pe grosimea radială  $a_{k+1}$ , exprimate în (N/m). Forțele au expresiile în corespondență cu notațiile din figura 65a

$$F_{gs} = p_k a_{k+1} \quad (99)$$

$$F_{gi} = \beta_{k+1} p_{k+1} a_{k+1} \quad (100)$$

unde :

$p_k$  și  $p_{k+1}$  sunt presiunile din treptele  $k$  și  $k+1$ , iar

$$\beta_{k+1} = \varepsilon_{k+1} / a_{k+1}$$

Forța de frecare se calculează cu formula<sup>1</sup>:

$$F_f = \mu(p_E + p_{s,k+1}(D - 2a_{k+1})/D)h_{k+1} \quad (101)$$

unde:

$p_{s,k+1}$  este presiunea din spatele segmentului  $(k+1)$ , iar

$\mu$ -coeficientul de frecare.

Întrucât  $p_{s,k+1} = p_k$ , se obține:

$$F_f = \mu(p_E + p_k(D - 2a_{k+1})/D)h_{k+1} \quad (102)$$

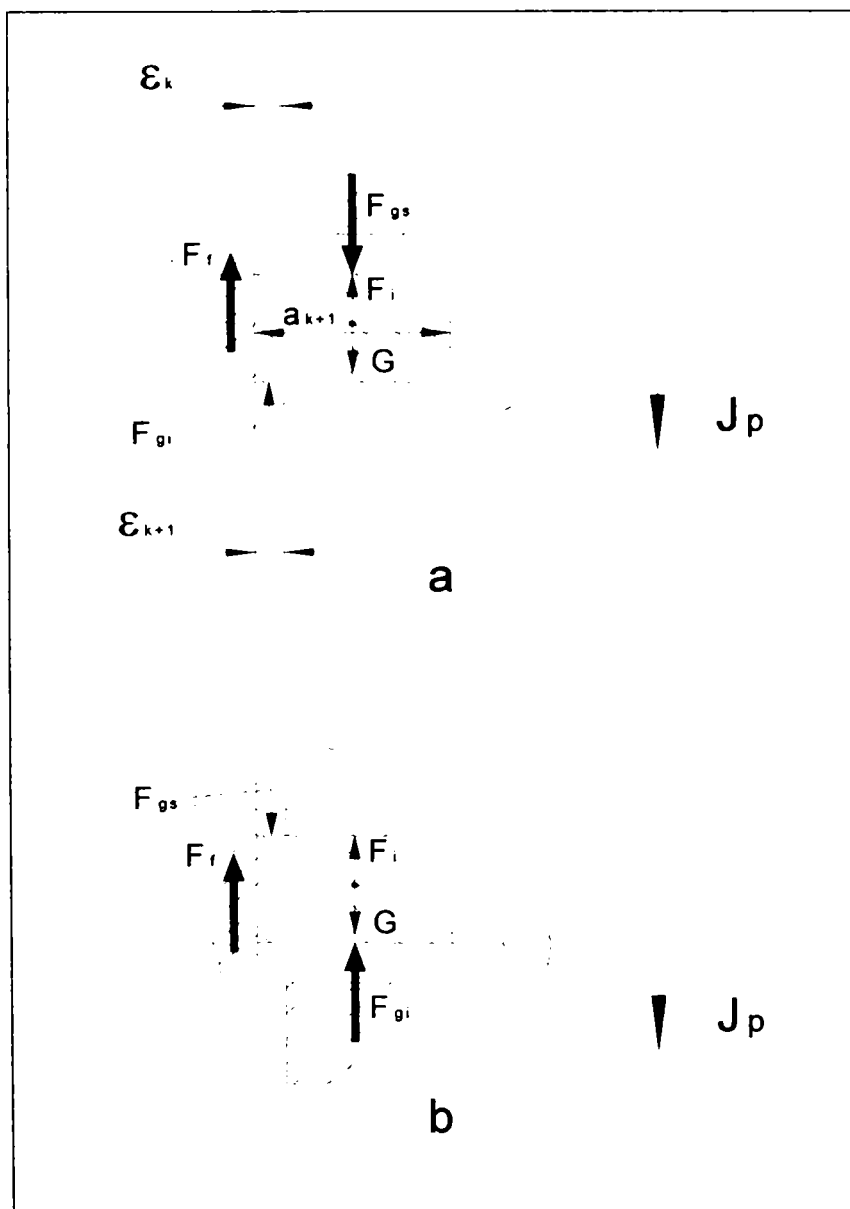


Fig.65 Schemă pentru determinarea condițiilor de stabilitate a segmentului  $(k+1)$  pe flancurile inferior (a) și superior (b) [14]

Celelalte forțe se calculează cu relațiile

$$F_i = -10^{-6} a_{k+1} h_{k+1} \rho g \quad (103)$$

$$G = 10^{-6} a_{k+1} h_{k+1} \rho g \quad (104)$$

<sup>1</sup> Segmenti pentru pistoane Editura Tehnică 1969



în care:

$\rho$  este densitatea segmentului în  $\text{kg/dm}^3$ ,

$j_p$ -acelerația pistonului în  $\text{m/s}^2$ ,

$g=9,81 \text{ m/s}^2$

Condiția de stabilitate a segmentului (k+1) pe flancul inferior se determină introducând expresiile (99 – 104) în relația:

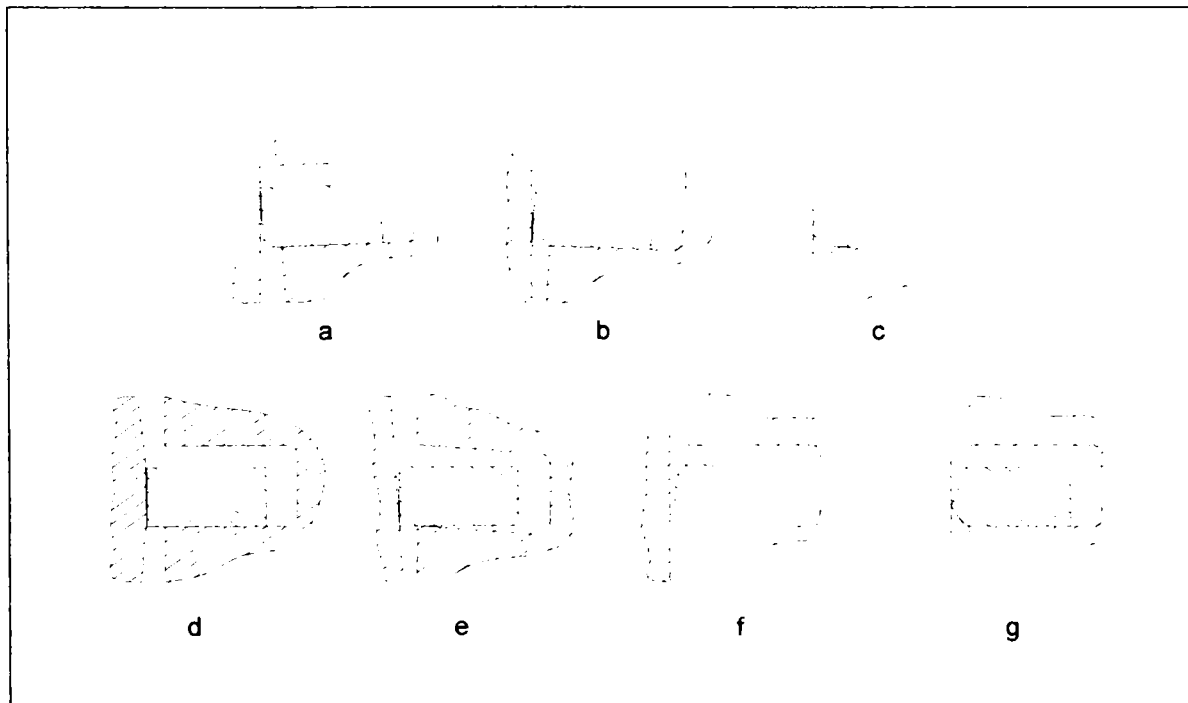
$$R_a = F_{gs} - F_{gi} \pm F_i + G > 0 \quad (105)$$

și având în vedere că  $F_i$  este reprezentată în figura 65 conform sensului ce decurge din relația 103. Rezultă astfel la al treilea termen din relația 106 .

Semnele minus și plus corespund deplasării pistonului spre **PME** respectiv **PMI**.

$$P_k - \beta_{k+1} p_{k+1} \pm \mu (h_{k+1} / a_{k+1}) (p_E + p_k (D - 2 a_{k+1}) / D) - 10^{-6} h_{k+1} \rho (j - g) > 0 \quad (106)$$

Se apreciază că etanșarea este eficientă când presiunea gazelor sub ultimul segment este de 3...4% din  $p_0$ , iar cantitatea acestor gaze este cuprinsă între 0,2 și 1% din încărcătura proaspătă admisă în cilindru. Etanșarea la gaze este afectată când apar abateri de poziție, deformări și uzuri, micșorează suprafețele de contact. Alte fenomene care slăbesc etanșarea sunt cocsarea segmentelor și griparea lor.



**Fig. 66 -Cauze de compromitere a etanșării cilindrului: [14]**

a,b-încalinarea pistonului în cilindru datorită jocurilor exagerate;c-încalinarea flancurilor canalului față de normala la axa cilindrului; d-deformarea sau uzarea cilindrului; e-cumularea defecțiunilor precedente;f-deformarea segmentului;g-uzarea segmentului

În anumite momente din ciclu motor, când diferența  $\Delta F_g$  este mică ori forțele  $F_f$  sau  $F_i$  își schimbă sensul, rezultanta  $R_a$  poate fi îndreptată spre chiulasă ( $R_a < 0$ ).

Segmentul se deplasează axial, izbind canalul cu flancul  $f_s$ . Ulterior, în cadrul aceluiași ciclu, segmentul este proiectat înapoi pe flancul  $f_i$ , când din nou  $R_a > 0$ .

Această mișcare în cadrul jocului axial reprezintă pulsația segmentului. Ea este generată de diferite cauze. Astfel, dacă forța elastică  $T$  este insuficientă, gazele se pot infiltra printre cilindru și segment și  $\Delta F_g$  tinde spre zero.

Pulsația se poate datora și defecțiunilor care slăbesc, în general etanșarea. Când pe cilindru există abundență de ulei, se creează o suprapresiune a acestuia, impietând asupra contactului dintre suprafețe și favorizând astfel pulsația.

Fenomenul de pulsație antrenează creșterea importantă a scăpărilor de gaze spre carter; față de situația în care segmentii sunt stabili pe canale, gazele dispun de secțiuni de curgere mult sporite în timpul deplasării segmentilor, ocondu-i pe flancuri și prin spate. Această consecință este evidențiată de rezultatele cercetărilor teoretice și experimentale.

### ➤ Etanșarea la ulei

În partea inferioară a oglinzii cilindrului este proiectat uleiul care scapă pe la îmbinările dintre fusurile maneton ale arborelui cotit și cuzineți. Alte surse posibile de acces al uleiului sunt barbotarea<sup>1</sup> și scăpările printre tijele supapelor și ghidurile acestora<sup>2</sup>. Astfel se acumulează ulei din abundență pe care segmentii de ungere îl repartizează pe oglindă, sub formă de peliculă<sup>3</sup>. Totodată, segmentii colectează excesul de ulei, pe care îl dirijează spre carter, frânând transportul uleiului, prin ansamblul segmentilor, spre camera de ardere și evitând generarea de suprapresiuni, care ar afecta etanșarea. Uleiul colectat este evacuat prin orificii executate în canalele portsrgmenți, și sub aceștia.

Cantitatea de ulei care trece deasupra segmentilor este arsă, constituind consumul de ulei  $C_{us}$  prin ansamblul segmentilor. S-a stabilit că ponderea principală a consumului  $C_{us}$  o deține aportul periferiilor segmentilor și cilindru<sup>4</sup>. Această parte este proporțională cu grosimea peliculei formate, cu alezajul și viteza pistonului, ceea ce înseamnă că se înregistrează consumuri cu atât mai ridicate, cu cât motorul este mai mare și mai rapid.

Altă componentă se datorează vehiculării uleiului spre camera de ardere de către înșiși segmentii. Când ei pulsează, această componentă atinge 5% din  $C_{us}$ , din cauza acțiunii de pompare schematizată în figura 67.

<sup>1</sup> când uleiul din carterul inferior depășește nivelul superior indicat de constructor

<sup>2</sup> când supapele sunt montate în chiulasă

<sup>3</sup> cantitatea corespunzătoare ungerii hidrodinamice

<sup>4</sup> circa 94,5%

Astfel la ridicarea segmentelor în canalele lor, uleiul pătrunde în spate, realizându-se creșterea presiunii, la coborârea segmentelor, uleiul trece în zonele cu presiuni joase de deasupra segmentelor. Pomparea este influențată de jocurile segmentelor în canale. Dintre acești factori, cel mai important este jocul axial al segmentelor, care îndeplinește rolul cursei de pompă. Consumul  $C_{us}$  mai cuprinde uleiul care trece prin rosturile segmentelor (0,5%).

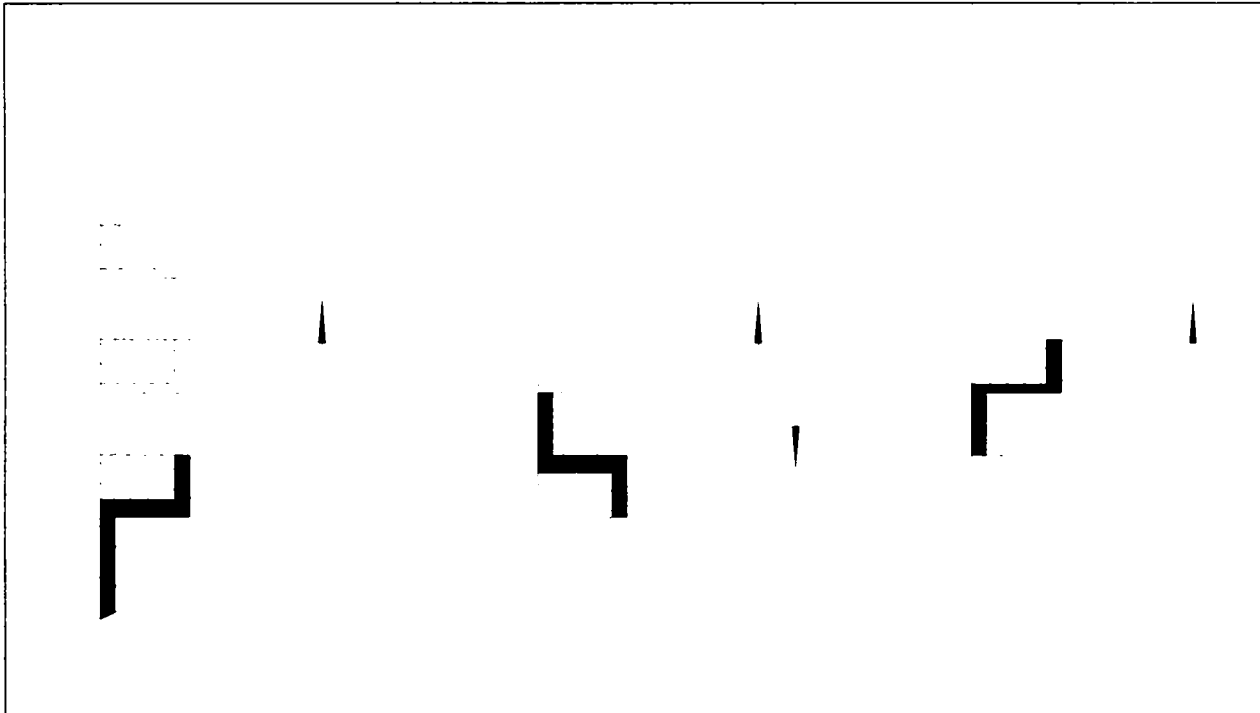


Fig. 67 Pomparea uleiului în timpul pulsației segmentelor [12]

Consumul de ulei este considerat normal când se situează până la o anumită limită, care depinde de starea tehnică a motorului și este apreciată în funcție de exigențele constructorului și beneficiarului. Valorile limită ale consumului de ulei variază de la 1//1000 km parcurși la 1//3000...4000km parcurși, în acest consum integrându-se și alte pierderi din sistemul de ungere. Un consum  $C_{us}$  ridicat antrenează consecințe dezavantajoase:

- formarea depunerilor pe pereții camerei de ardere, provocând creșterea raportului de comprimare și favorizând arderile anormale
- ancrasarea injectoarelor sau bujiilor, generând dificultăți la pornire și funcționare neuniformă
- cocsarea segmentelor

Când consumul de ulei este exagerat se observă fum albăstrui în gazele de evacuare, foarte dens în momentele de repriză.

Reducerea consumului de ulei constituie o preocupare permanentă a constructorului. Problema este complexă, deoarece ungerea cilindrului și etanșarea la ulei rezultă, în fapt, sub acțiunea globală a tuturor segmentelor și sunt influențate de numeroși factori cum sunt:

- raclarea puternică și evacuarea uleiului colectat de către segmentii de ungere
- reținerea unei cantități suficiente de ulei , de către ceilalți segmenti, pentru a asigura funcționarea ansamblului.

Gazele care se infiltrază în spatele segmentului de ungere scapă prin deschiderile de evacuare a uleiului colectat, astfel încât ele nu pot aplica pe cilindru acest segment, ce trebuie, deci, să realizeze o presiune medie elastică superioară celei caracteristice segmentilor de comprimare.

Consumul  $C_{us}$  scade la creșterea presiunii  $p_E$  (figura 68 ), deoarece astfel grosimea peliculei de ulei scade și ea.

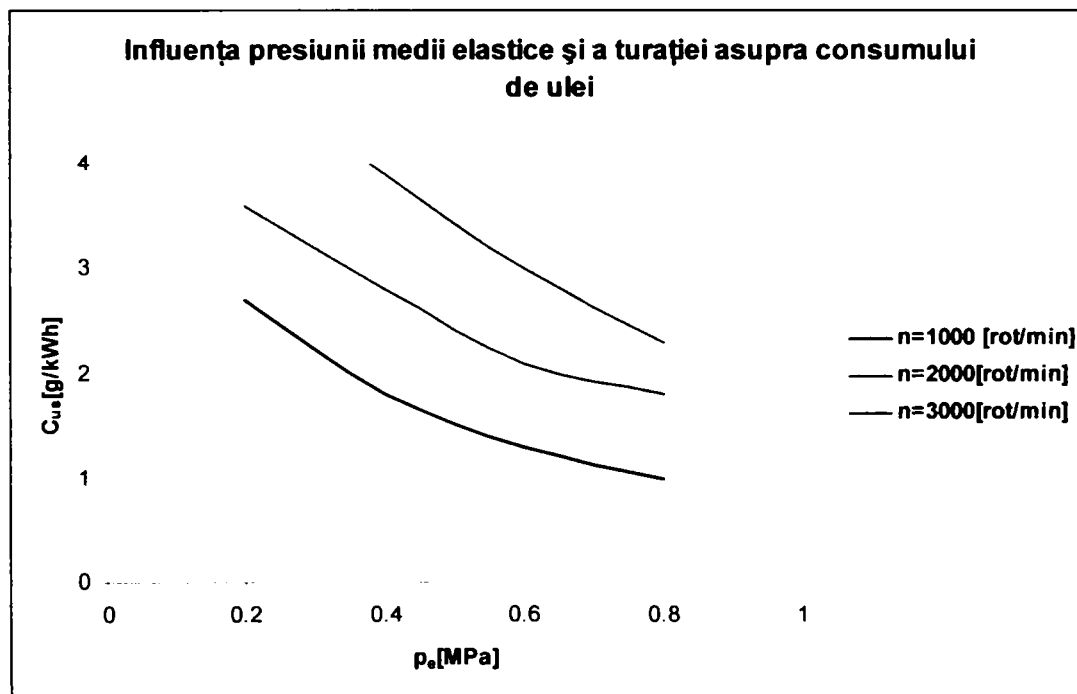


Fig. 68 Influența presiunii medii elastice și a turației asupra consumului de ulei

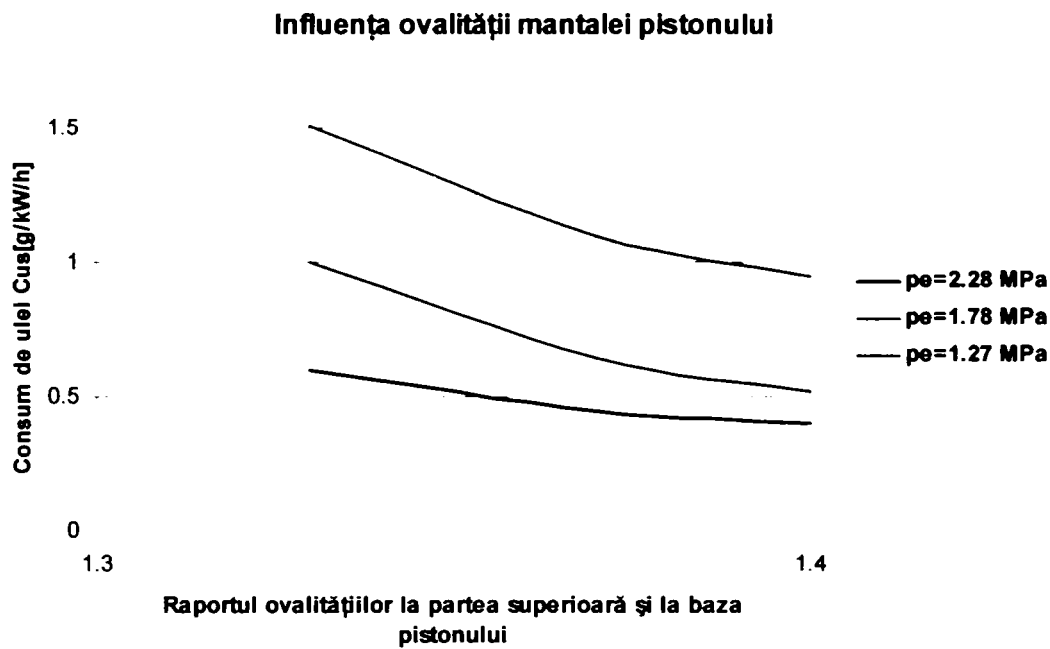
Se apreciază că un consum acceptabil rezultă la o grosime a peliculei dintre segmenti și cilindru sub  $2\mu\text{m}$ . Consumul poate fi controlat prin forma constructivă a segmentilor, montaj, dimensiunile brâurilor dintre canalele portsegmenti.

O influență importantă este exercitată de ovalitatea mantalei pistonului. Literatura domeniului<sup>1</sup> citează experimentele făcute pe un M.A.C. supralimentat, cu  $D=100$  mm și piston răcit cu ulei, la care s-au realizat diferite încercări la diverse presiuni  $p_E$  ale segmentilor de ungere, prevăzuți cu arc spiroidal.

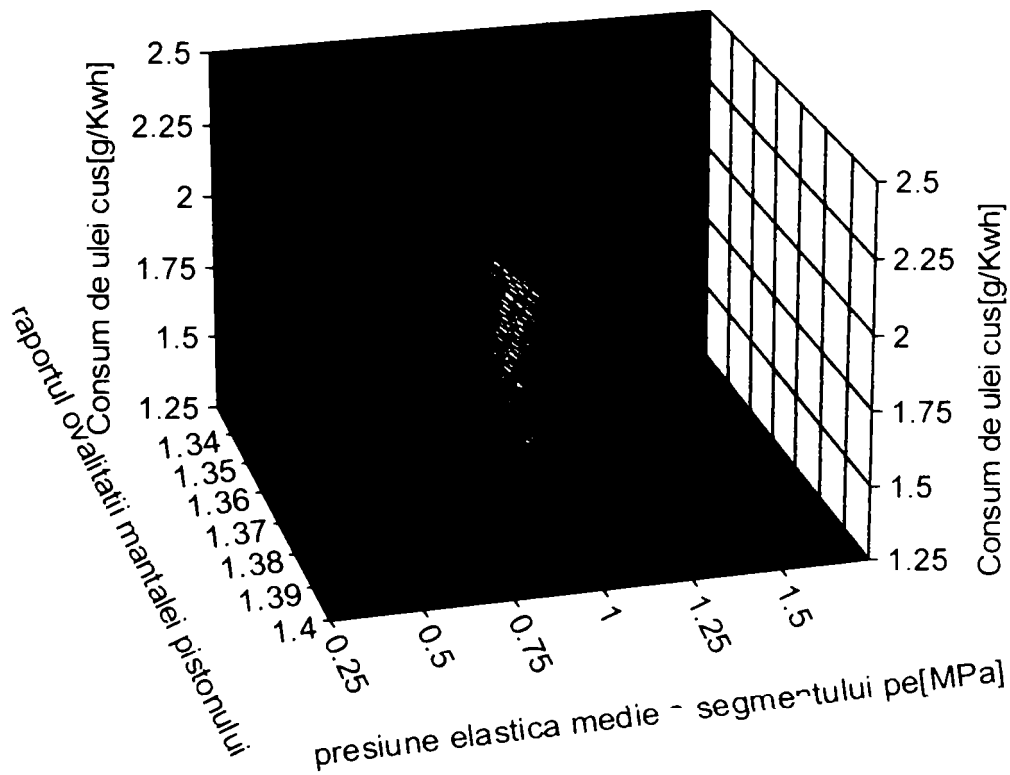
În figuraile 69 și 70 sunt date rezultatele experimentului care arată micșorarea substanțială a consumului  $C_{us}$  la mărirea ovalității mantalei cu circa 30%, la  $p_E=1,27$  MPa.

<sup>1</sup> 124-Zatreanu

Altă influență revine jocului pistonului în cilindru. La motoarele în patru timpi supralimentate, s-a constatat că jocul regiunii portsegmenti este mărit cu 0,15 mm la fiecare mm al alezajului.  $C_{us}$  scade cu 0,24...0,45 (g/kWh) și se menține redus pe o durată mare de funcționare [11].



**Fig 69 Influența ovalității pistonului asupra consumului de ulei [12]**  
ovalit-consum.prn, X , Y , Z



**Fig.70 Influența ovalității mantalei pistonului asupra consumului de ulei**

O posibilitate de micșorare a consumului  $C_{us}$ , este realizarea unui spațiu tampon de acumulare a uleiului.

Amplasarea acestui spațiu sub primul segment de comprimare, scade viteza de creștere a presiunii în zona respectivă, permițând acestui segment să se mențină stabil pe flancul inferior, ceea ce îmbunătățește și etanșarea la gaze, soluția este recomandabilă în cazul distanței mici între primii doi segmente, mai ales când canalele lor sunt executate într-o inserție a pistonului (figura 71a).

Spațiul tampon poate fi prevăzut deasupra segmentului de ungere, prin reducerea diametrului brâului pistonului cu până la 1 mm (figura 71b), realizând un “segment lichid” care frânează vehicularea uleiului spre camera de ardere.

Se obține o eficiență deosebită cumulând mai multe soluții, inclusiv constituirea unui complet de segmente care sporește etanșarea figura 72 și figura 73.

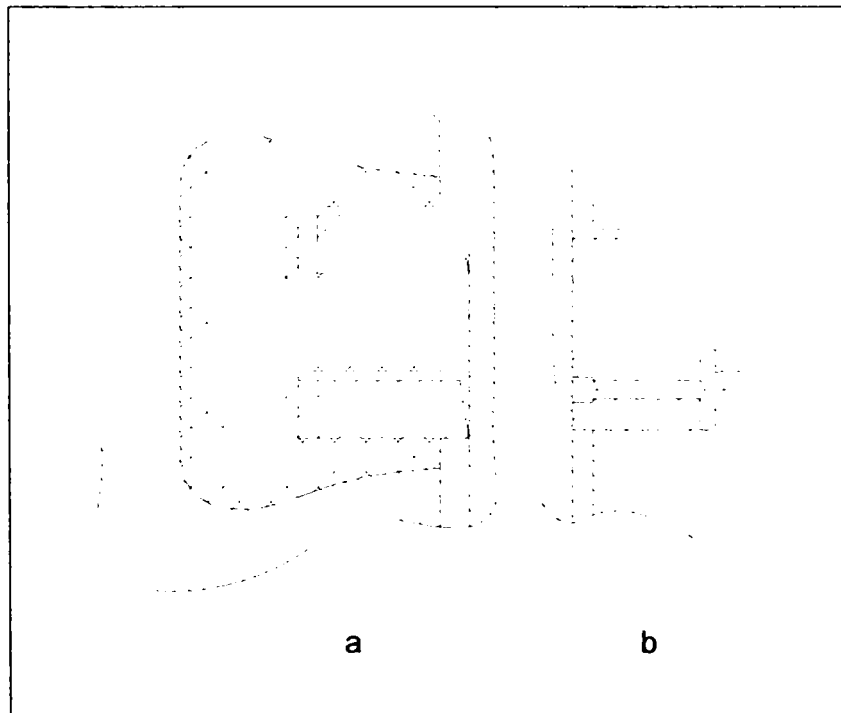


Fig. 71 Spațiu tampon de acumulare a uleiului între segmente [12]

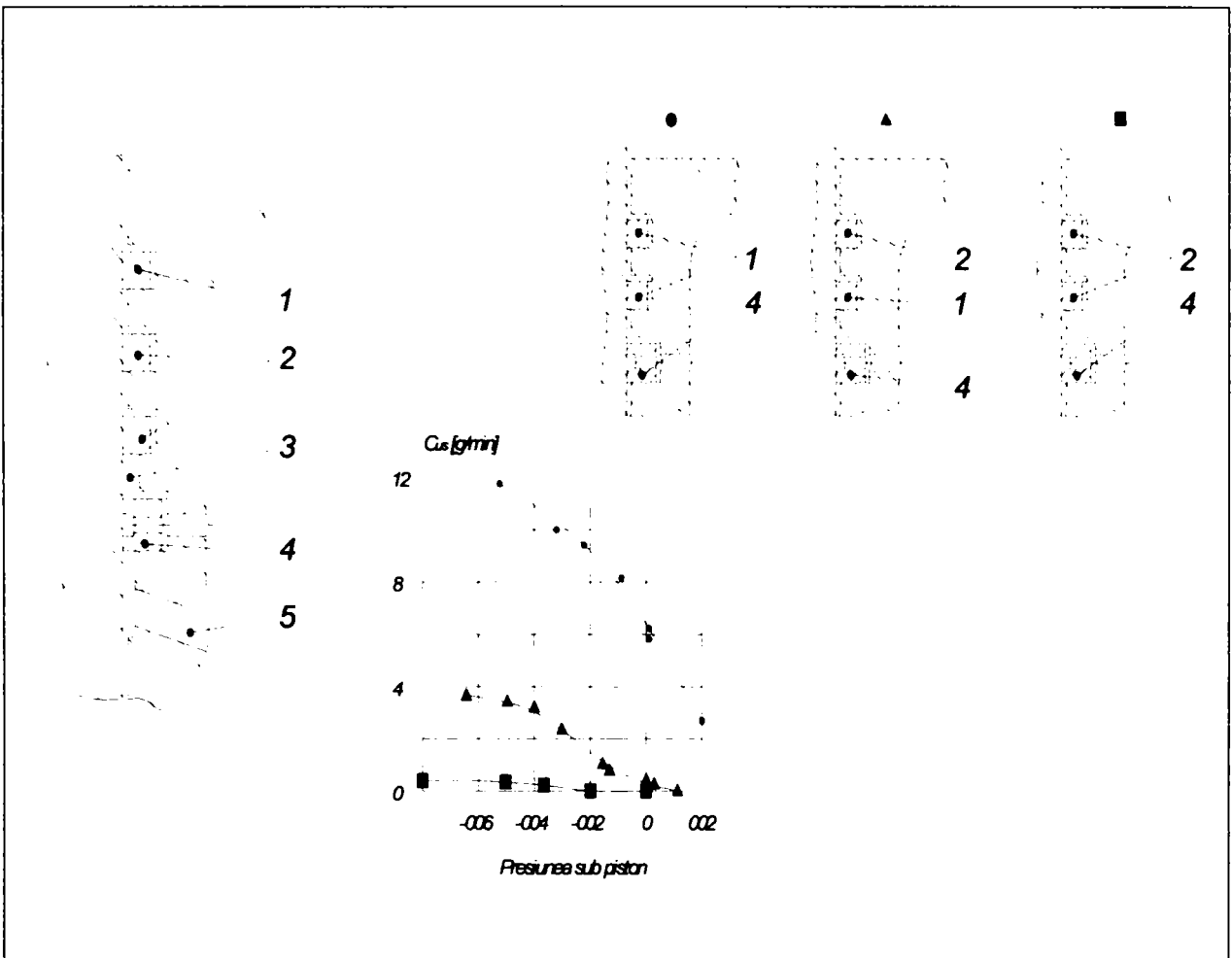


Fig. 72 Soluții constructive pentru sporirea eficienței la ulei [12]

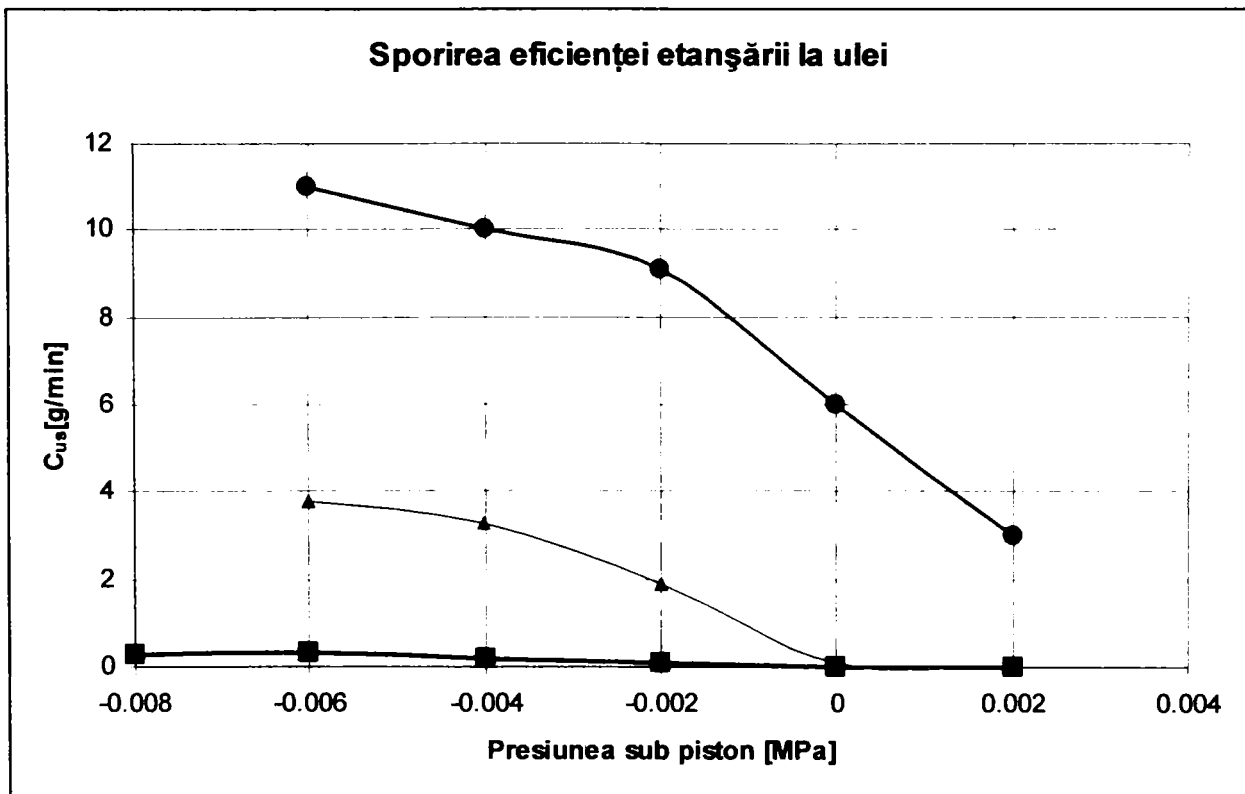


Fig. 73 Sporirea eficienței etanșării la ulei [12]

## 3.2. EVALUAREA DISTRIBUȚIEI PRESIUNILOR PE PERIFERIA SEGMENTILOR

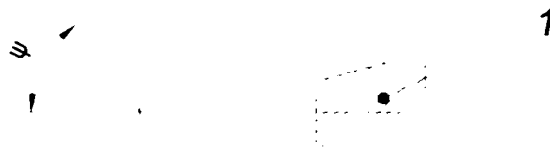
### 3.2.1 MODURI DE DISTRIBUȚIE A PRESIUNII PE PERIFERIA SEGMENTULUI

În literatura de specialitate sunt abordate din punct de vedere al presiunii elastice care o realizează asupra cilindrului, două tipuri de segmente:

- Segmente de presiune constantă
- Segmente de presiune variabilă

Din punct de vedere tehnologic segmentele din prima categorie poartă denumirea de *segmente rotunde*, deoarece se toarnă în forme circulare, individual sau în bușe. După prelucrarea la diametrul exterior  $D$ , se taie rostul, apoi segmentul este deschis de un dispozitiv 1 ca în figura 74.

Prin aplicarea tratamentului de termofixare, se elimină tensiunile interne create la desfacere. La desprindere, segmentul păstrează forma dobândită în dispozitiv, care constituie forma liberă.



**Fig. 74 Realizarea formei libere a segmentului de presiune constantă [12]**

În realitate, apar abateri de la forma liberă teoretică și deci de la distribuția constantă a presiunii, deoarece termofixarea nu înlătură complet tensiunile din material.

*Distribuția presiunii* se modifică în funcționare, din două cauze:

- segmentele și cilindrul se uzează, schimbându-și condițiile de contact;
- segmentul este aplicat pe cilindru nu numai de forța sa elastică, ci și de gazele infiltrate în spate.

Pentru acest caz presiunea este  $p = p_E(1 + \gamma)$ , unde  $\gamma = p_s/p_E$ .



Asemenea situații se apreciază:

- cu ajutorul uzurii relative  $u_r/a$  a periferiei segmentului (figura 75 ) și
- cu ajutorul presiunii  $p_r/p$  dintre segment și cilindru (figura 76 ) după timpul  $\tau$  .

Prin cercetări<sup>1</sup> s-au determinat parametri de-a lungul periferiei în funcție de unghiul  $\psi$ , măsurat față de raza situată pe axa de simetrie a segmentului, în partea opusă rostului.

Se observă în figura 75 că deși segmentul inițial dezvoltă o presiune constantă, diferitele lui secțiuni se uzează inegal în timpul  $\tau$ .

Uzura maximă se produce în jurul unghiului  $\psi=135^\circ$  și crește o dată cu  $p_s$ .

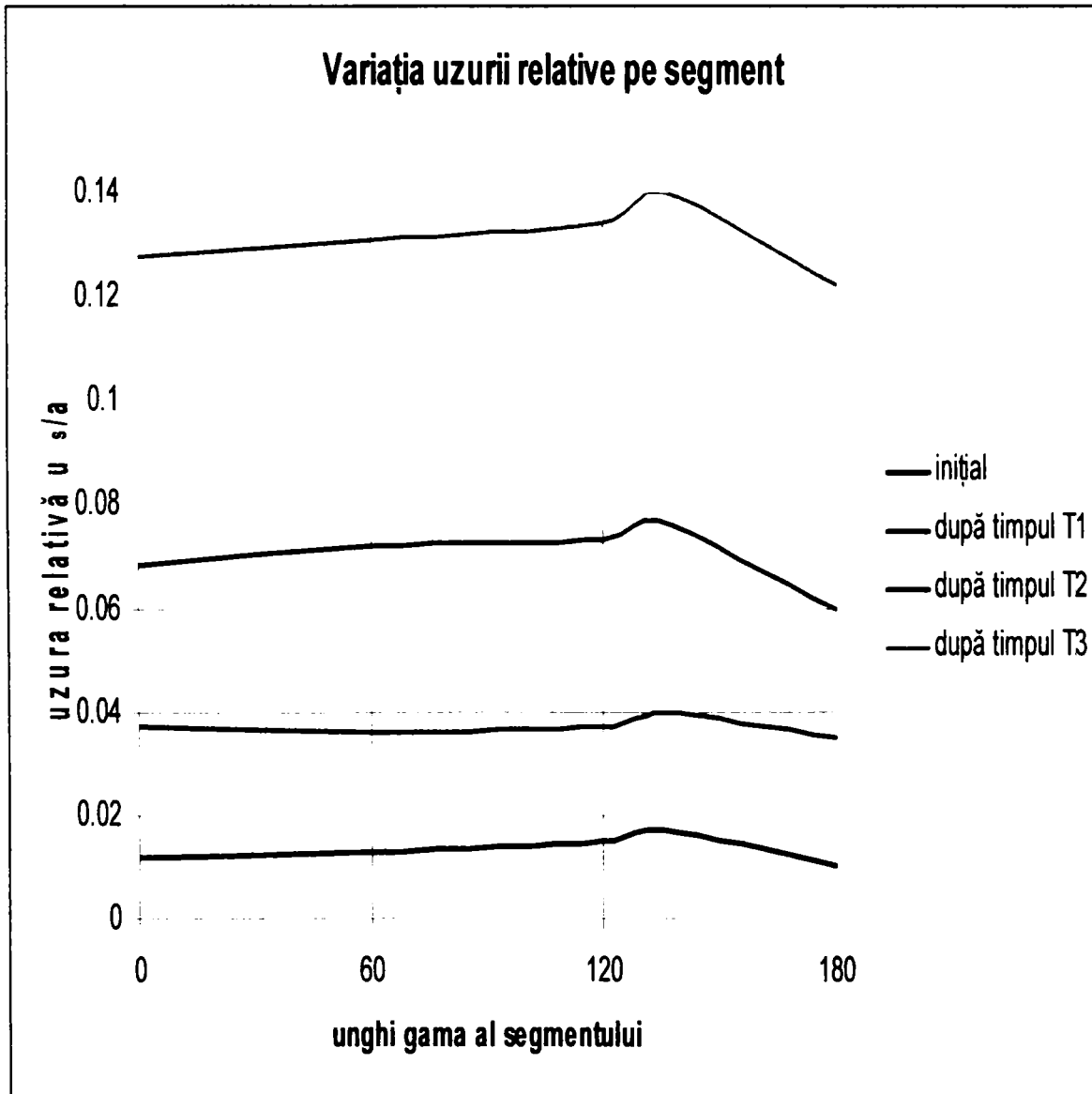
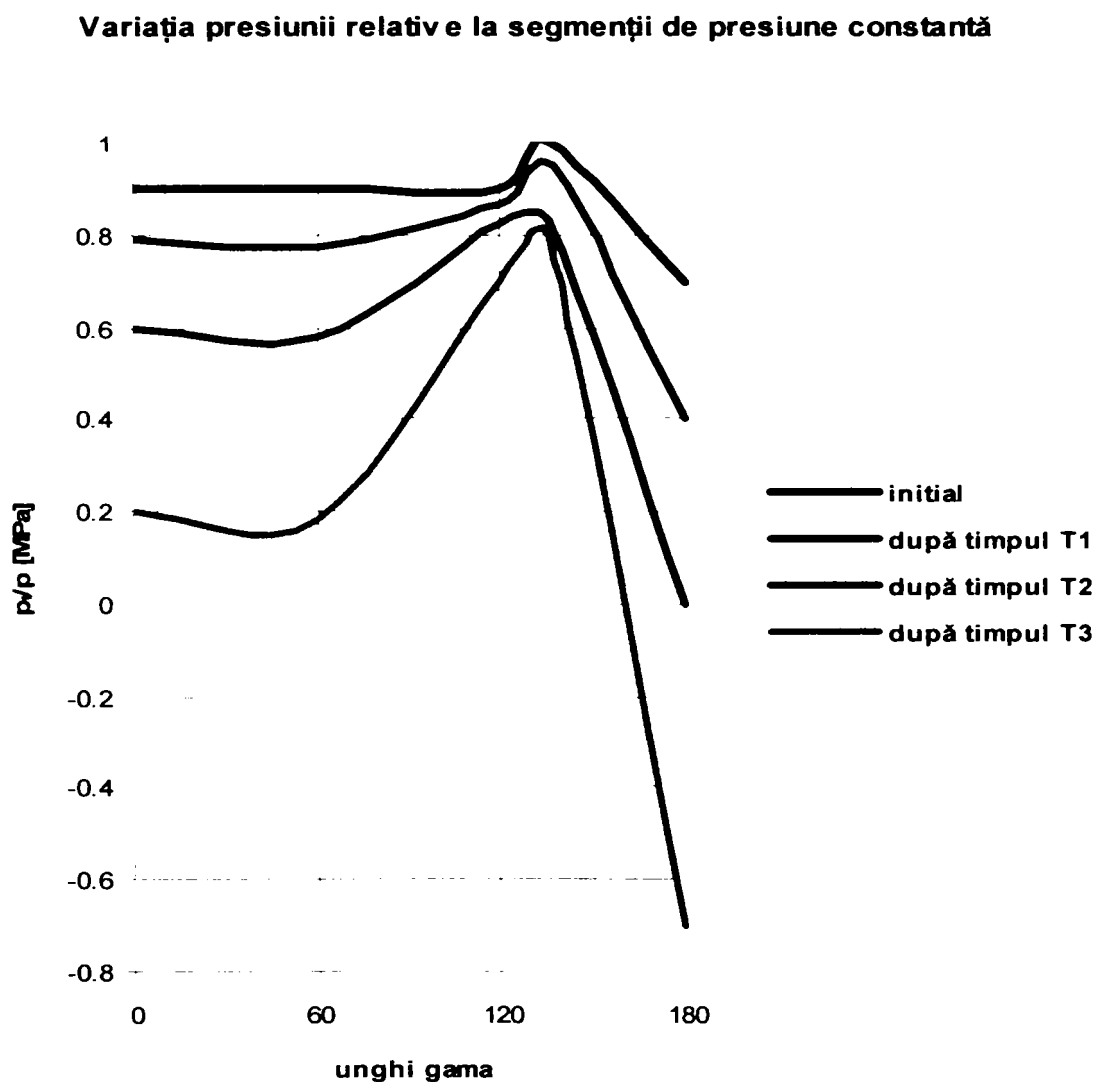


Fig. 75 Variația uzurii relative [109]

Datorită uzurii, are loc o redistribuire a presiunii pe periferie, care ia cea mai mare valoare în zona de uzură maximă.

<sup>1</sup> efectuate de B.I. Ghințburg [13]

În funcție de parametrii  $p_s$  și  $\tau$ , presiunea relativă la capetele segmentului poate deveni negativă, ceea ce corespunde desprinderii zonelor de lângă rost de pe cilindru și compromite etanșarea fapt ce s-a dovedit un dezavantaj al acestei categorii de segmente.



**Fig. 76 Variația presiunii relative la segmente de presiune constantă [109]**

A doua categorie sunt segmente cu presiune distribuită neuniformă pe circumferința segmentului, acest tip de segmente prin construcția lor urmăresc diminuarea dezavantajelor primei categorii.

S-a trecut la segmente cărora li se asigură din fabricație o distribuție neuniformă a presiunii, în așa fel încât valorile ei inițiale să compenseze modificările survenite treptat prin uzare.

Se obțin astfel segmente de *presiune variabilă* figura 77, numite și *segmente nerotunzi sau ovali*.

Tehnologic această categorie de segmente se obține prin turnarea în forme speciale, cel mai des individual, și se prelucrează după o tehnologie

complexă, care cuprinde, între altele, strunjirea ovală prin copiere. În final fibra medie are în stare liberă forma teoretică ce asigură distribuția de presiune calculată.

Se înțelege că segmentii de presiune variabilă sunt mai costisitori, însă au o durabilitate mărită (de două ori sau mai mult), menținându-și capacitatea inițială de etanșare un timp îndelungat.

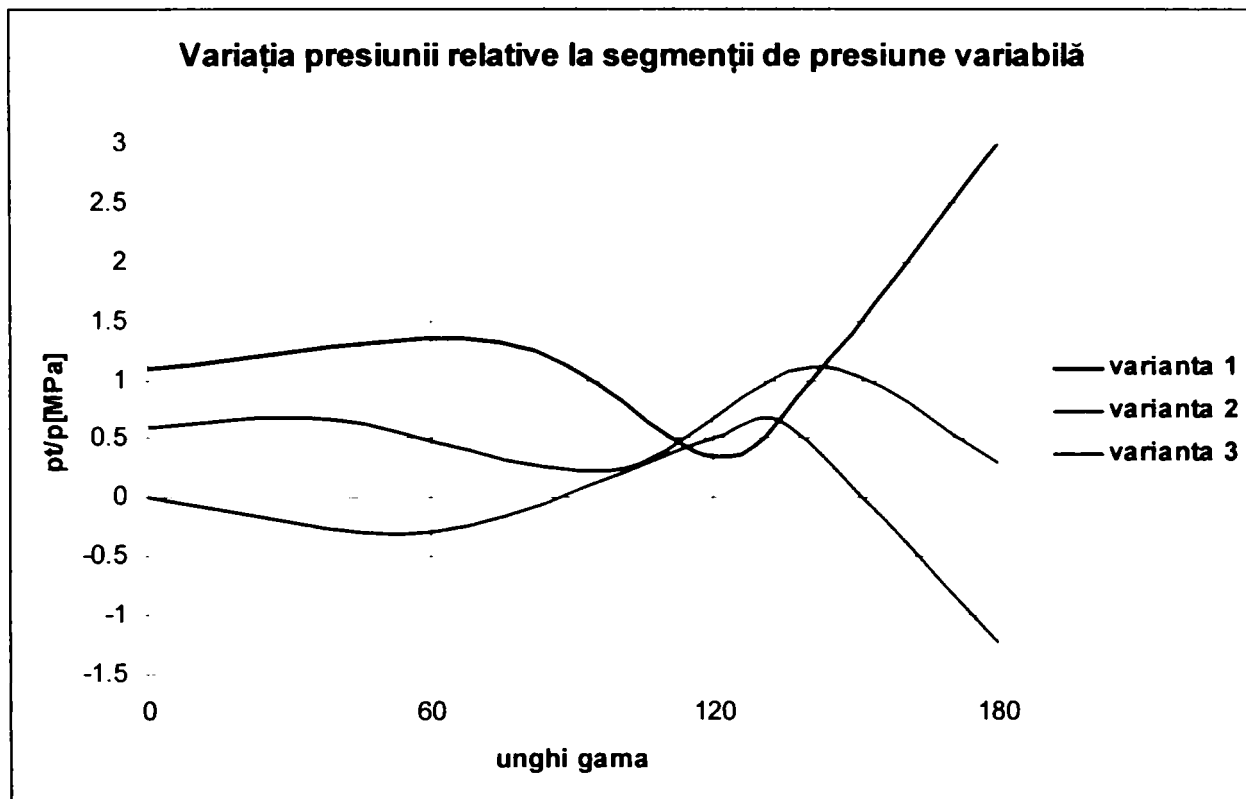


Fig. 77. Variația presiunii relative la segmentii de presiune variabilă [109]

În prezent, segmentii de presiune variabilă au o mare răspândire, fiind utilizați în exclusivitate la motoarele de autovehicule.

Distribuția presiunii ( $p_s$ ) trebuie stabilită corespunzător tipului de motor.

În figura 78a se arată distribuțiile de presiuni la segmentii utilizați la gama de motoare românești<sup>1</sup> în figura 78b distribuția adecvată în cazul  $\gamma=2..10$  și în figurile 78c și 78d distribuție care conduc la o mai mare regularitate în evoluția uzurii, printr-o variație lină a presiunii.

Determinarea legii de distribuție variabilă a presiunii s-a determinat inițial din distribuția constantă a presiunii, de valoare  $p$ , adăugând acesteia o corecție egală și de semn contrar variației pe care o are presiunea relativă  $p_r/p$  la un anumit raport  $\gamma$ .

<sup>1</sup> tip D115

Varianta a

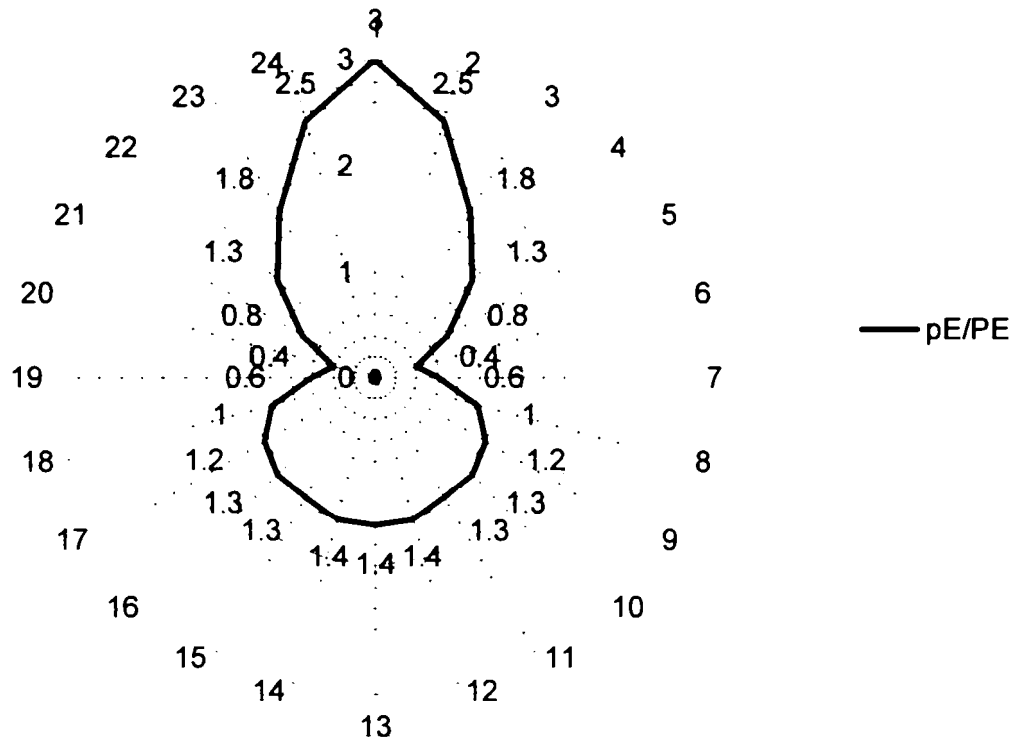


Fig.78 a

Varianta b

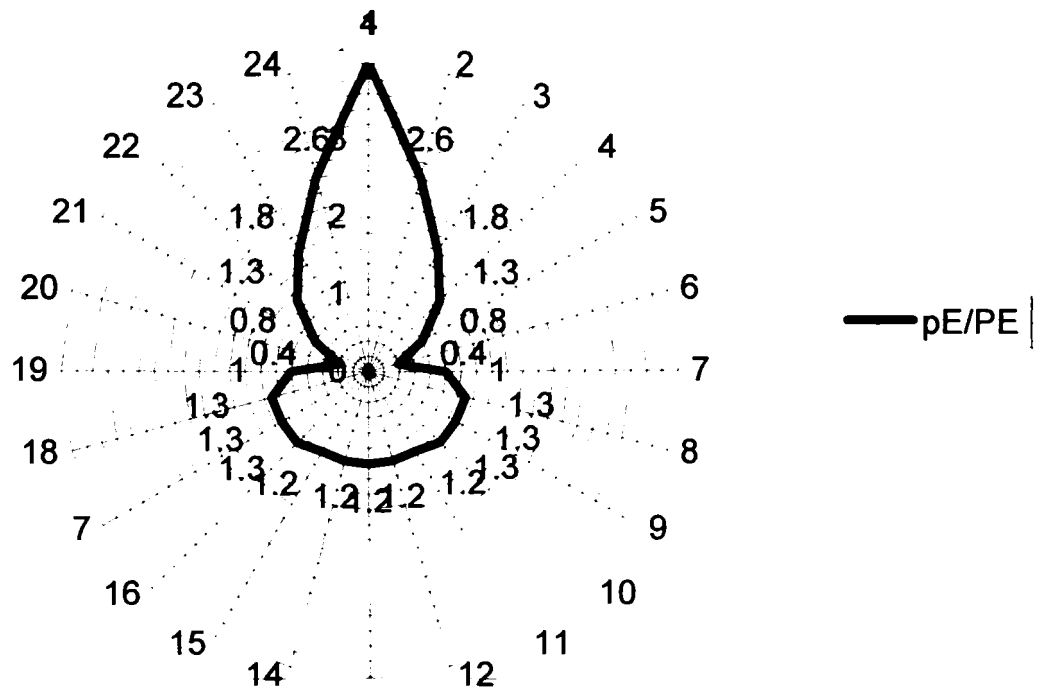
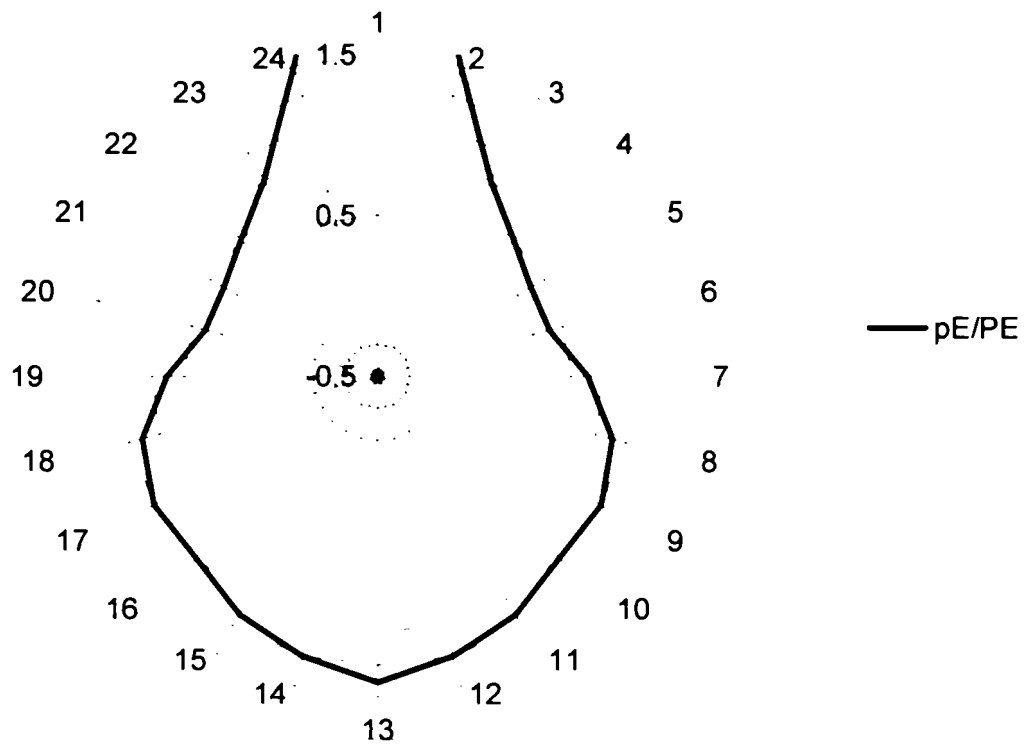


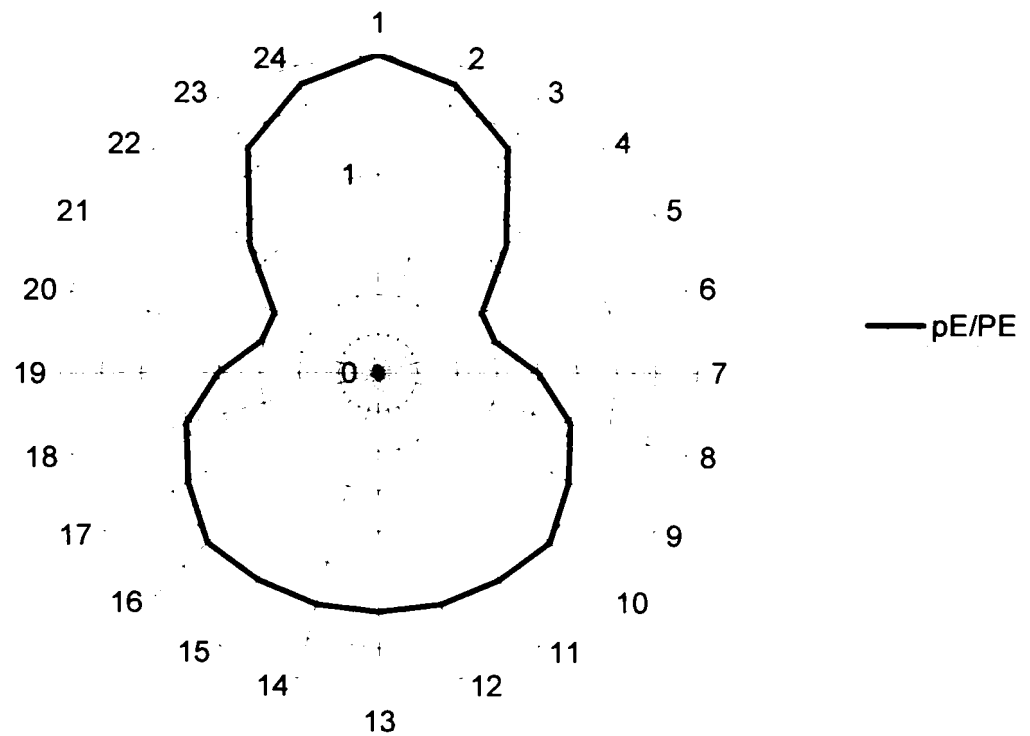
Fig 78 b

**Varianta c**



**Fig 78 c**

**Varianta d**



**Fig. 78 Distribuții de presiune pe periferia segmentelor [109]**

Notând cu  $\overline{p_r}$  presiunea medie după timpul  $\tau$ , se obține presiunea corectată

$$\overline{p_r} = p + (\overline{p_r} - p_r). \quad (107)$$

Necesitățile execuției reclamă exprimarea analitică a presiunii dezvoltate de segment pentru o anumită distribuție, ceea ce revine la stabilirea ecuației datorate elasticității proprii  $p_{E\psi}$ , dintr-o secțiune oarecare a periferiei, precizată de unghiul  $\psi$  (figura 79).

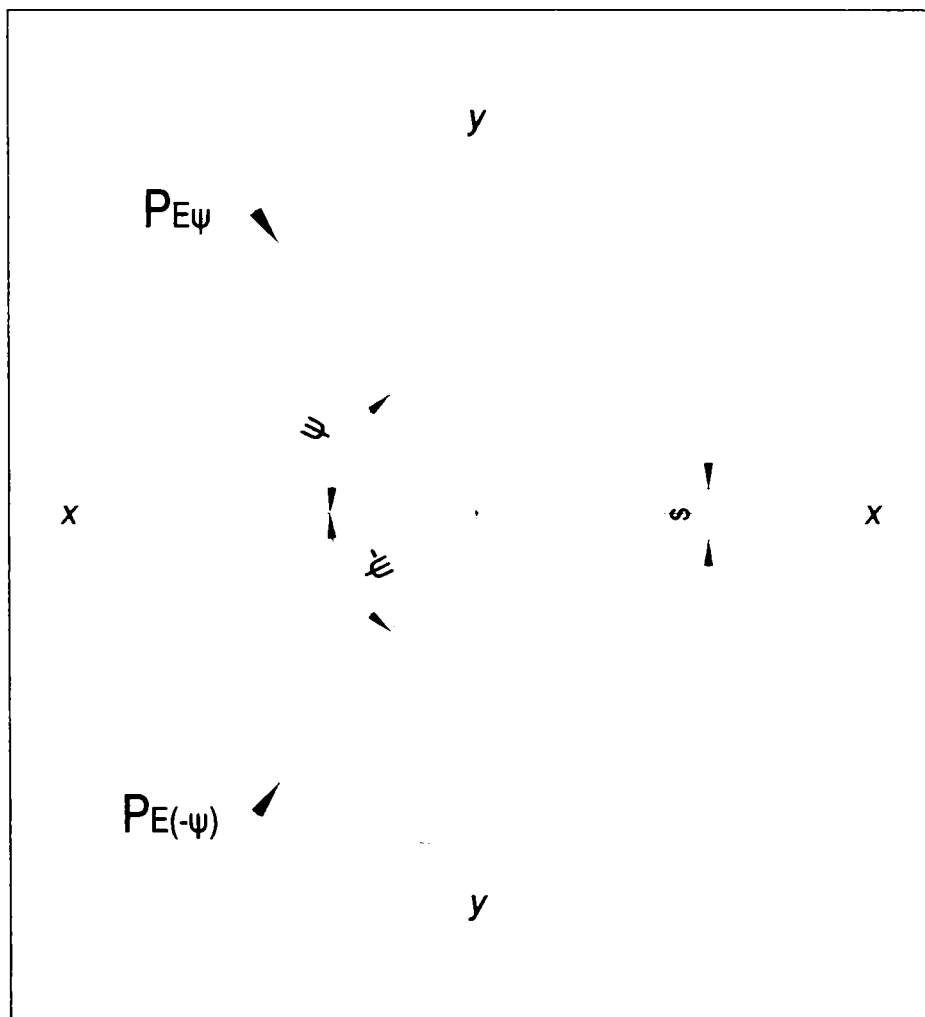


Fig. 79 Schemă pentru stabilirea expresiei presiunii dezvoltate de segment [109]

Deoarece funcția  $p_{E\psi}$  este periodică, de perioadă  $2\pi$  (unghiul  $\psi$  variază între  $-\pi$  și  $\pi$ ), se utilizează dezvoltarea ei în serie Fourier, deci :

$$p_{E\psi} = p_0 + p_1 \cdot \cos \psi + p_2 \quad (108)$$

$$p_{E\psi} = p_0 + p_1 \cos \psi + p_2 \cos 2\psi + \dots + p_n \cos n \psi + q_1 \sin \psi + q_2 \sin 2\psi + \dots + q_n \sin n \psi \quad (109)$$

unde  $p_0, p_1, p_2, q_1, q_2, q_3, \dots$  sunt constante.

În raport cu axa xx care trece prin mijlocul rostului, încărcarea segmentului este simetrică astfel că  $p_{E\psi}$  este o funcție pară -  $p_{E\psi} = p_{E(-\psi)}$  deci se îndeplinește condiția  $q_1=q_2=\dots=q_n=0$  astfel ecuația (109) devine

$$p_{E\psi} = p_0 + p_1 \cos \psi + p_2 \cos 2\psi + \dots + p_n \cos n\psi \quad (110)$$

Sub acțiunea presiunilor de pe periferie, segmentul este în echilibru ceea ce înseamnă că rezultantele presiunilor după cele două axe sunt nule. Simetria de încărcare anulează rezultanta după axa yy

$$-p_{E\psi} \cos(\pi/2 - \psi) = p_{E(-\psi)} \cos[-(\pi/2 - \psi)]. \quad (111)$$

Condiția de echilibru după axa xx este:

$$\int_0^{\pi} p_{E\psi} \cos \psi d\psi = 0, \quad (112)$$

sau având în vedere ecuația 110 .

$$p_0 \int_0^{\pi} \cos \psi d\psi + p_1 \int_0^{\pi} \cos^2 \psi d\psi + p_2 \int_0^{\pi} \cos \psi \cos 2\psi d\psi + \dots + p_n \int_0^{\pi} \cos \psi \cos n\psi d\psi = 0 \quad (113)$$

deoarece

$$\int_0^{\pi} \cos \psi d\psi = 0; \quad \int_0^{\pi} \cos^2 \psi d\psi = \frac{\pi}{2}; \quad \int_0^{\pi} \cos \psi \cos n\psi d\psi = 0;$$

Această condiție este îndeplinită dacă se anulează al doilea termen, deci dacă  $p_1=0$ . astfel ecuația ia forma

$$p_{E\psi} = p_0 + p_2 \cos 2\psi + \dots + p_n \cos n\psi \quad (114)$$

Presiunea  $p_{E\psi}$  se exprimă în funcție de presiunea medie elastică

$$p_E = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} p_{E\psi} d\psi = \frac{1}{2\pi} \left( p_0 \int_0^{2\pi} d\psi + p_2 \int_0^{2\pi} \cos 2\psi d\psi + \dots + p_n \int_0^{2\pi} \cos n\psi d\psi \right) \quad (115)$$

Întrucât  $\int_0^{\pi} \cos^2 \psi d\psi = 0$ , se obține  $p_E = p_0$ , iar expresia presiunii dezvoltate de segment rezultă ca fiind:

$$p_{E\psi} = p_E \left( 1 + \sum_{n=2}^{\infty} \nu_n \cos n\psi \right) \quad (116)$$

unde  $\nu_n = \frac{p_n}{p_E}$

Paranteza din expresia (116) reprezintă coeficientul de corecție a presiunii medii  $p_E$ , la segmentii de presiune variabilă.

În practică, se consideră un număr finit de termeni ai sumei din relația (116).

Fiindcă această sumă este rapid convergentă, se limitează numărul de termeni luat în considerare până la  $2u=10\dots 12$ .

În realitate la alegerea segmentilor se ține seama de segmenti similari produși de diferiți producători ținând seama de presiunea medie a segmentilor.

De exemplu pentru calculul<sup>1</sup> presiunii medii se pot folosi relațiile:

$$p_m = \frac{F_{tm}}{r_m h} \quad (117)$$

$$p = \frac{2F_t}{dh} [\text{N/mm}^2] \quad (118)$$

$$E = 14,14 \frac{F_t \left(\frac{d-a}{mh}\right)^3}{mh} [\text{N/mm}^2] \quad (119)$$

$$E = \frac{0,375\pi(d-a)^3}{ml} F_t [\text{N/mm}^2] \quad (120)$$

$$I = \frac{ha^3}{12} [\text{mm}^4] \quad (121)$$

Pentru cazul motorului M 511 segmentii de compresie sunt de tipul 001 KA și au parametrii  $d=85$  mm,  $h=2$  mm,  $F_t=15,6$  conform DIN 70910 rezultă o presiune medie elastică:  $p=0,183$  N/mm<sup>2</sup>. [136]

Pentru a exemplifica și completa studiul stadiului actual în ce privește distribuția presiunii pe periferia segmentilor am considerat că rezultatele studiului experimental întreprins în cercetările efectuate pentru rezolvarea acestei teze confirmă modurile de distribuție menționate în literatura domeniului, așa cum este redat detaliat în capitolul 5.

---

<sup>1</sup> Kolbenring-Handbuch, dipl.Ing.G.E.Duck, Mitautor: Dr.Ing.H.Beyer, Dipl.-Phys. A.Mierbach, Herausgegeben von der Goetze A.G. 5093 Burscheid-1997



### 3.3. COMPORTAREA ÎN SERVICIU A SEGMENTELOR AFLAȚI ÎN DIFERITE STADII DE UZURĂ SUB ASPECTUL SIGURANȚEI ÎN FUNCȚIONARE

În funcționare se regăsesc de trei tipuri fundamentale de uzare a segmentelor:[14]

- uzare adezivă sau de contact;
- uzare corosivă;
- uzare abrazivă.

Mai rar s-au observat cazuri de uzare prin oboseală superficială<sup>1</sup>. Astfel primul segment suportă o uzare adezivă mai intensă decât segmentii inferiori.

Aceste diferențe sunt cauzate de presiunea din spatele segmentului, temperatura și durata regimului hidrodinamic de ungere.

Spre sfârșitul cursei de comprimare și începutul cursei de destindere, când grosimea stratului de ulei este minimă, segmentul de etanșare este aplicat pe cilindru de o presiune  $p_r$  superioară.

Regimul termic ridicat pe de o parte reduce vâscozitatea uleiului și ușurează apariția frecării semifluide, pe de altă parte la temperaturi ridicate straturile superficiale ale materialului se oxidează, au o rezistență mecanică mai mică și sunt smulse cu ușurință de pe suprafața laterală.

Cantitatea mai mică de ulei care ajunge la primul segment reduce porțiunea segmentului pe care se efectuează ungerea.

Creșterea turației intensifică procesul de uzare, deoarece în aceeași unitate de timp segmentul traversează un număr mai mare de PMI.

Referitor la primul segment în figura 80 este reprezentată variația uzurii abrazive datorată particulelor din aer iar în figura 81 este reprezentată variația uzurii corozive datorată temperaturii motorului.

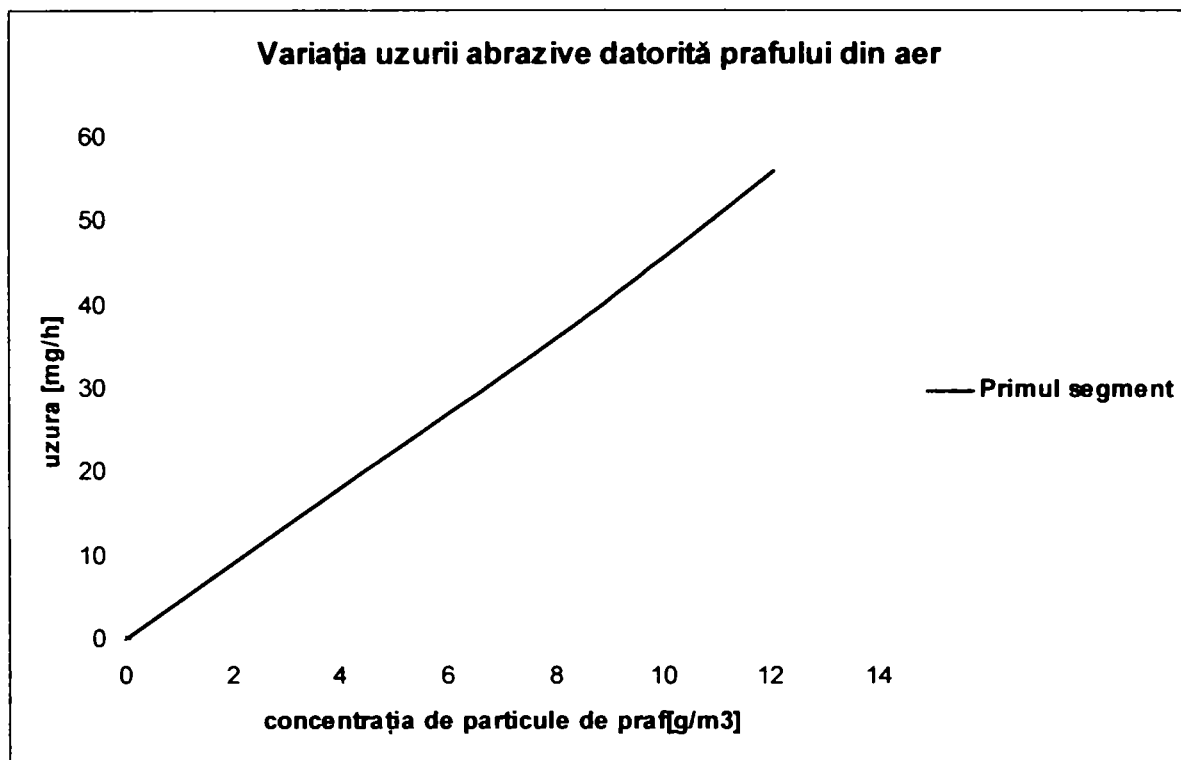
Este de remarcat că în prima situație variația este liniară iar în al doilea caz uzura nu mai progresa după ce se atinge un prag.

Siguranța în funcționare este compromisă de blocarea segmentului, care provocată de deformările canalului sau pistonului, de particulele mecanice care pătrund între segment și flancuri de substanțele consistente (depuneri carbonoase) care se formează în canalele segmentului prin oxidarea uleiului.

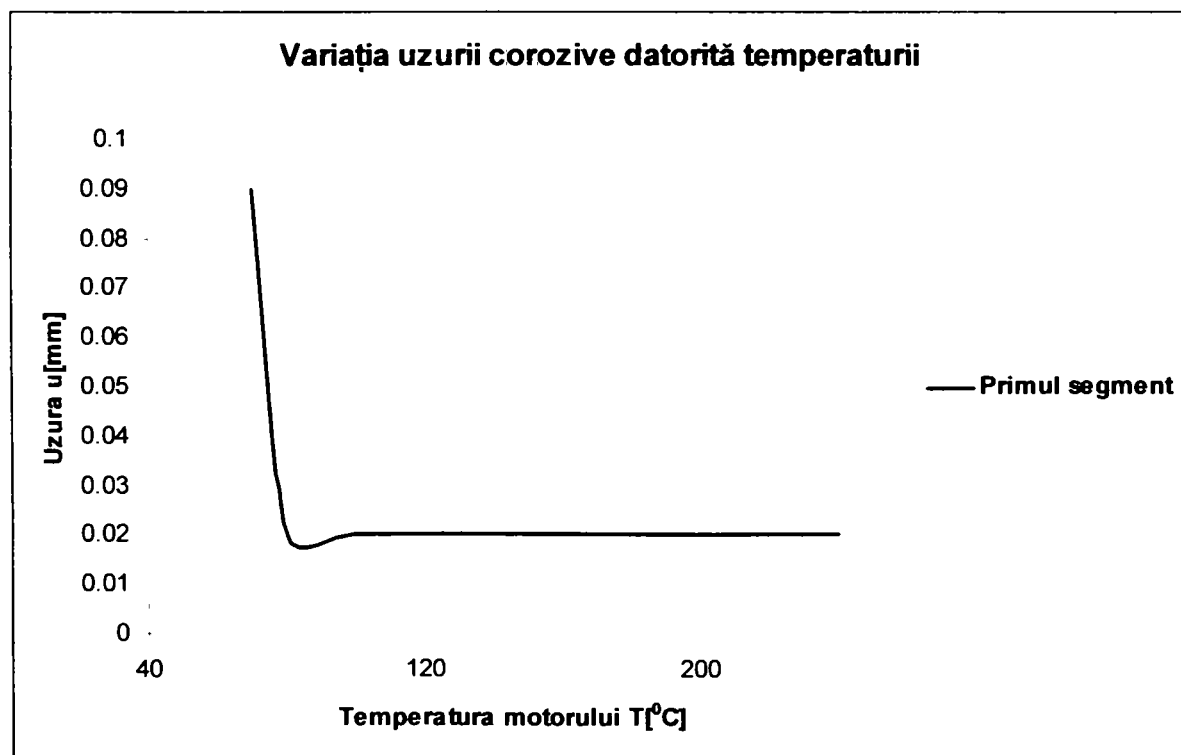
Micșorarea jocurilor axiale reduce durata de funcționare a motorului până la blocarea segmentului deoarece acțiunea particulelor mecanice, a depunerilor sau a deformațiilor este mai intensă.

---

<sup>1</sup> După Grunwald



**Fig. 80** Variația uzurii abrazive datorată particulelor din aer [14]



**Fig. 81** Variația uzurii corozive datorată temperaturii motorului [14]

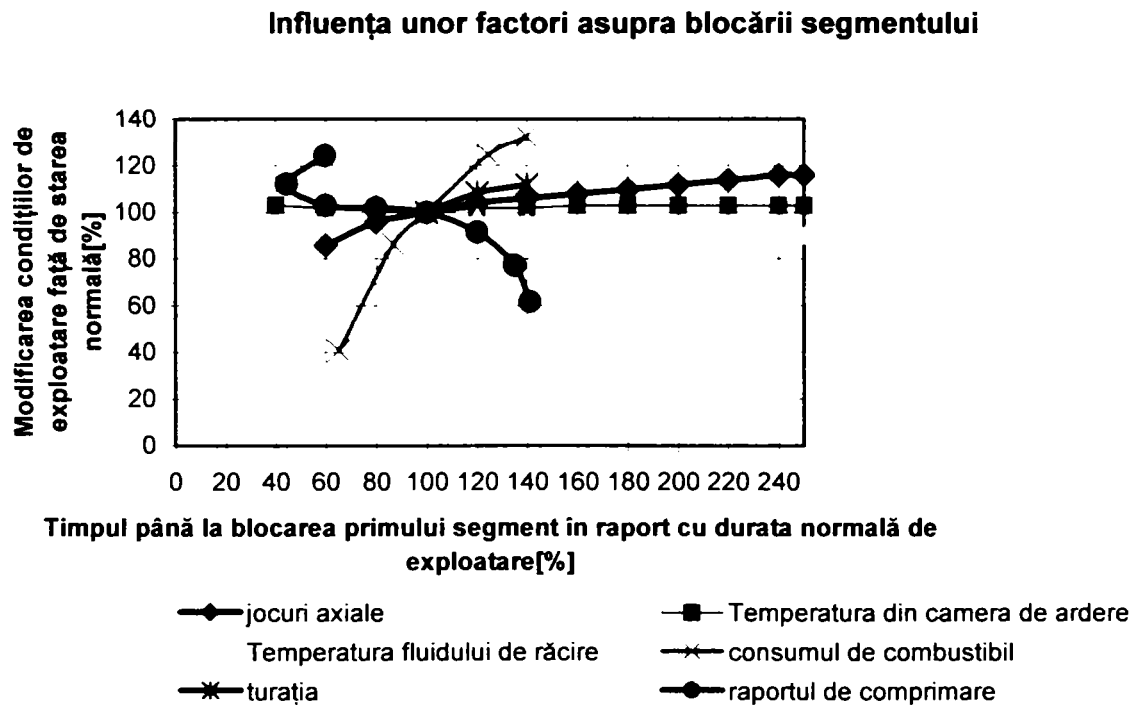
Blocarea segmentului în canal este puternic influențată de calitatea și consumul de ulei.

Dacă uleiul dizolvă și îndepărtează depunerile carbonoase din canal, un consum mai mare de ulei mărește durata până la care are loc blocarea segmentului.

Dacă consumul de ulei este exagerat, atunci uleiul trece în camera de ardere, se transformă în calamină, iar particulele dure se întorc prin jocuri înapoi în canal și blochează segmentul.

Consumul de ulei optim la care se obține un timp maxim de exploatare până la blocare a fost evidențiat pe cale experimentală.

Influența diverșilor factori asupra pericolului de blocare se arată în figura 82<sup>1</sup>



**Fig. 82 Influența unor factori asupra uzurii și blocării segmentului [14]**

Datorită creșterii puterii pe cilindru  $P_{e1}$  gripajului segmentului a devenit un fenomen frecvent. Factorii care influențează acest fenomen sunt prezentați în tabelul 15.

Uzura pieselor ce formează camera de ardere este determinată de factori exteriori (presiune, temperatură, viteză de frecare, lubrifiant, coroziune) și de factori interiori (structura și proprietățile fizico-chimice ale aliajului).

Tipul de uzură a cilindrilor diferă, obținându-se în evoluția procesului o formă specifică fiecărui tip de uzură. În figurile 83a, 83b, 83c, 83d se prezintă câteva epure caracteristice de uzură a cilindrilor.

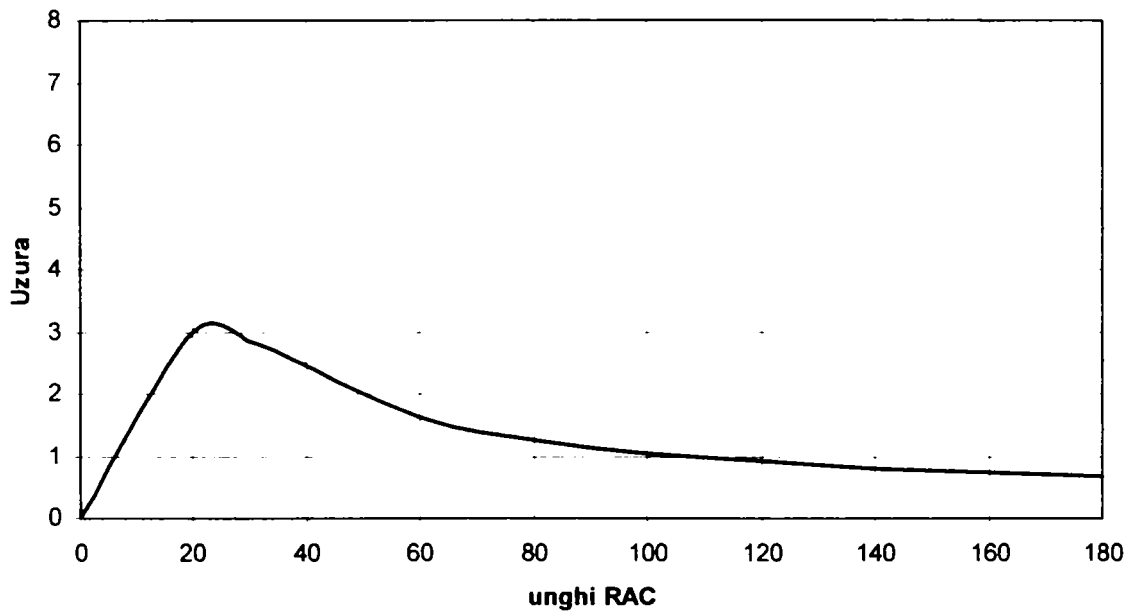
<sup>1</sup> Grunwald pag.451

Tabelul 4 -Factori care produc gripajul segment-cilindru [14]

Organul sau procesul unde se manifestă sau este cauză a gripajului	Factorul de influență asupra gripajului
1.Segmentul	<ul style="list-style-type: none"> <li>-Tipul</li> <li>-Forma</li> <li>-Jocul axial</li> <li>-Jocul radial</li> <li>-Poziția pe piston</li> <li>-Distribuția de presiune</li> <li>-Rugozitatea suprafețelor conjugate</li> <li>-Natura suprafețelor</li> <li>-Stratul de protecție</li> <li>-Temperatura</li> <li>-Mișcarea</li> </ul>
2.Cilindrul	<ul style="list-style-type: none"> <li>-Materialul și stratul de acoperire</li> <li>-Temperatura</li> <li>-Deformații termice</li> <li>-Deformații mecanice</li> </ul>
3.Pistonul	<ul style="list-style-type: none"> <li>-Materialul</li> <li>-Rugozitatea canalului</li> <li>-Rugozitatea mantalei</li> <li>-Deformarea canalului</li> <li>-Jocurile radiale</li> <li>-Temperatura și/sau diferențele de temperatură</li> <li>-Viteza</li> <li>-Accelerația</li> <li>-Mișcarea transversală</li> </ul>
4.Motorul	<ul style="list-style-type: none"> <li>-Dimensiunile fundamentale</li> <li>-<math>\psi=S/D</math></li> <li>-Turația</li> <li>-Simultaneitatea deschiderii a supapelor</li> <li>-Aranjarea cilindrilor</li> <li>-Răcirea</li> <li>-Răcirea aerului admis</li> </ul>
5.Ungerea	<ul style="list-style-type: none"> <li>-Tipul uleiului</li> <li>-Vâscozitatea</li> <li>-Aditivul</li> <li>-Consumul de ulei</li> <li>-Diluarea uleiului</li> <li>-Oxidarea uleiului</li> </ul>
5.Arderea	<ul style="list-style-type: none"> <li>-Randamentul</li> <li>-Temperatura gazelor</li> <li>-Viteza de creștere a presiunii</li> <li>-Presiunea maximă</li> <li>-Presiunea medie <math>p_e</math></li> <li>-Sistemul de injecție</li> <li>-Dozajul</li> </ul>
7.Regimul de funcționare	<ul style="list-style-type: none"> <li>-Felul serviciului</li> <li>-Condițiile atmosferice</li> <li>-Întreținerea motorului</li> <li>-Sistemele auxiliare</li> </ul>

La pătrunderea particulelor de praf abrazive (cu aerul proaspăt) are loc o uzură mai pronunțată în jurul PMI ( de circa cinci ori mai mare decât cea produsă în partea de mijloc a cilindrului și în zona PME). Această epură a uzurii cilindrilor este cel mai des întâlnită în exploatare, fiind numită uzură normală (figura 83a .)

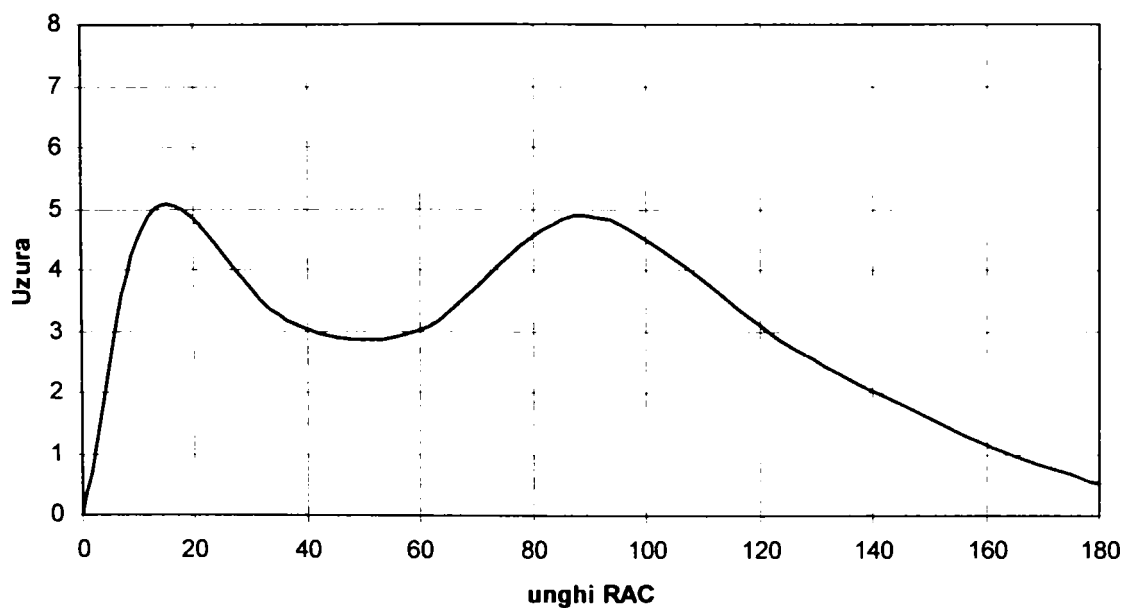
#### Varianta a



**Figura 83a Epure caracteristice de uzură a cilindrilor [109]**

Câteodată apare cazul de uzură, care prezintă două maxime suplimentare ale uzurii. Acestea se explică prin schimbarea direcției de mișcare a segmentelor la trecere prin punctele moarte (figura 83b).

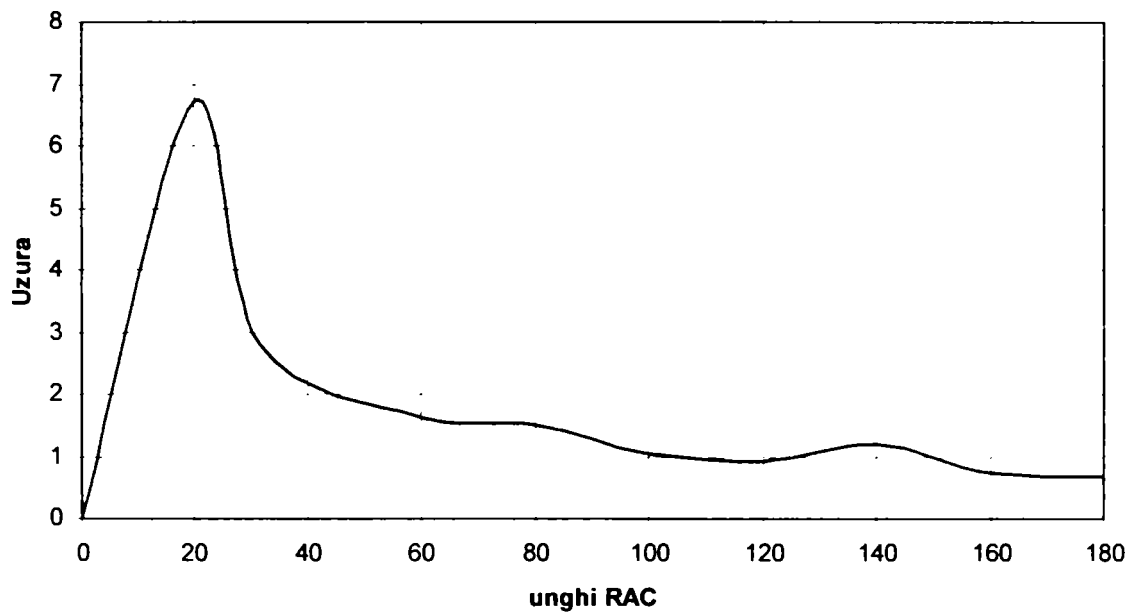
#### Varianta b



**Figura 83b Epure caracteristice de uzură a cilindrilor [109]**

Uzura cilindrilor denumită „forma de butoi” rezultă atunci când motorul funcționează cu ulei uzat cu multe impurități (figura 92c).

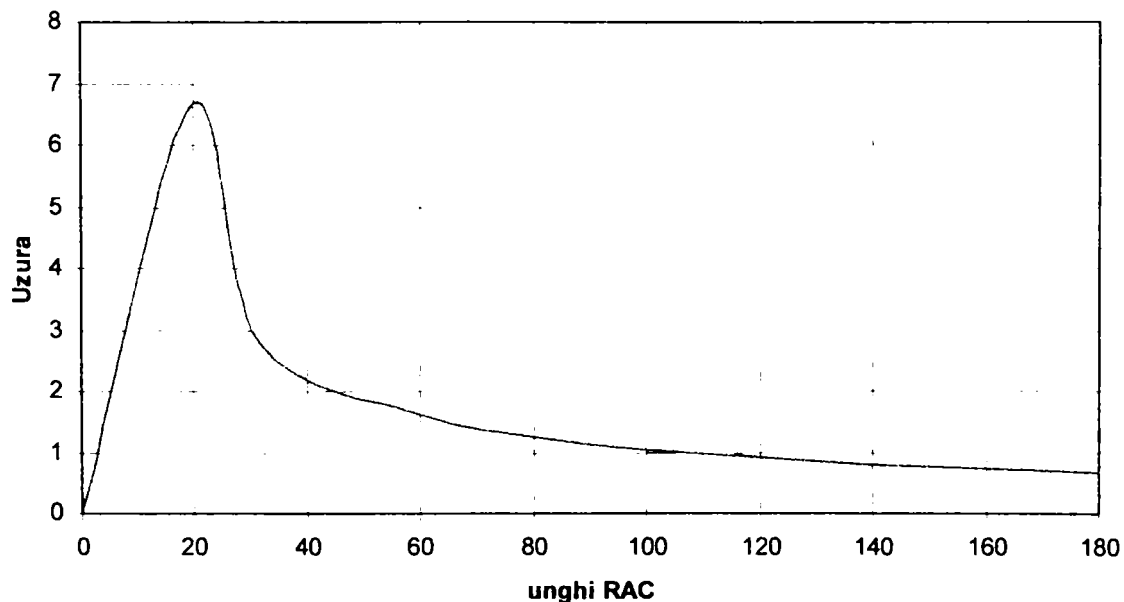
#### Varianta c



**Figura 83c Epure caracteristice de uzură a cilindrilor [109]**

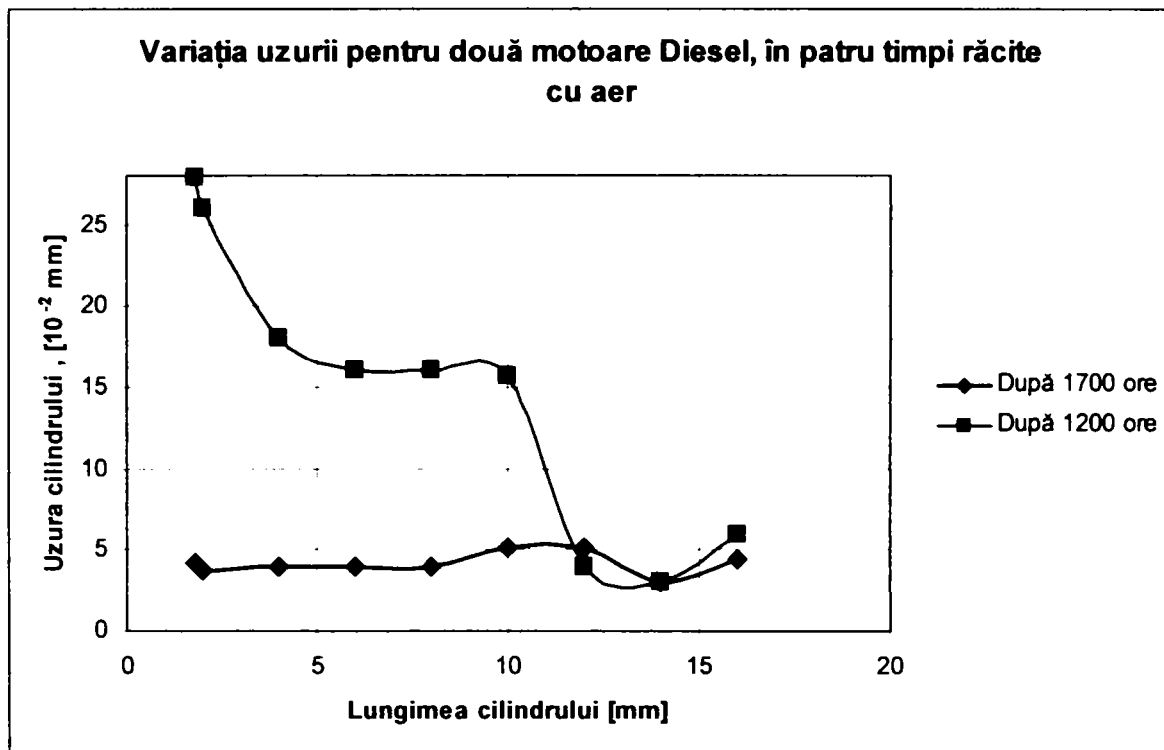
În figura 83d este redată uzura cilindrilor în cazul motoarelor la care segmentul de compresie este cromat cu un strat de 0,12-0,20 mm.

#### Varianta d



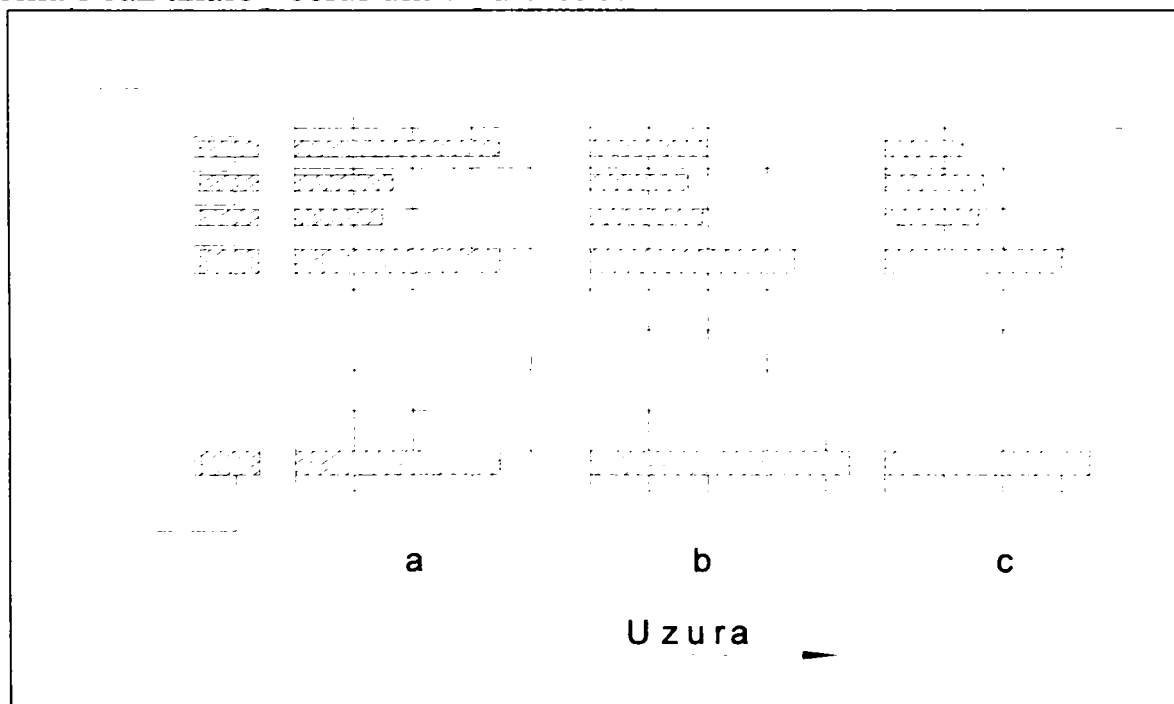
**Figura 83d Epure caracteristice de uzură a cilindrilor [109]**

Variația uzurii la două motoare Diesel mici răcite cu aer este aceeași ca tendință după un număr de funcționare. Se remarcă faptul că după un număr suficient de mare de ore de funcționare (1700) cum este prezentat în figura 84, uzura este stabilizată pe întreaga lungime a cilindrului.



**Fig. 84 Variația uzurii pentru două motoare Diesel răcite cu aer [109]**

Caracterul uzurii segmentelor de piston<sup>1</sup> (figura 85 ) corespunde situațiilor redată în figura 83. Cazurile din figura 83a și 83b corespund celor din figura 85a și 85b. Uzura din figura 85c corespunde segmentelor croma i caz analo celui din fi ursa 83d.

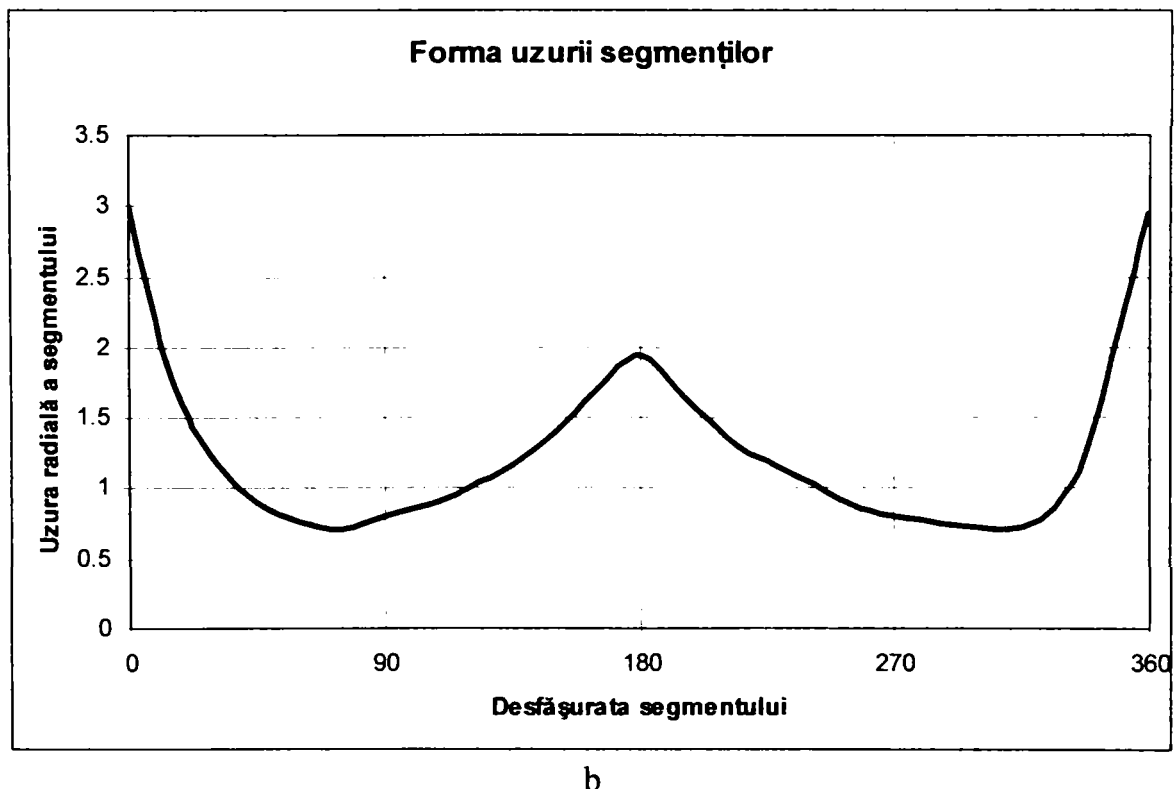
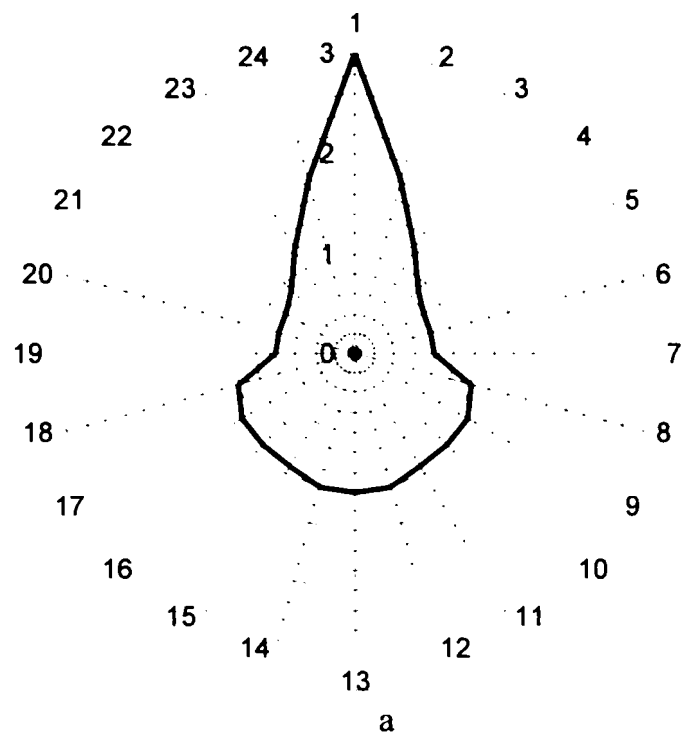


**Figura 85 Caracterul uzurii segmentelor de piston [109]**

Epura presiunii de contact și forma uzurii radiale a unui segment de compresie este redată în figura 86a respectiv 86b.

<sup>1</sup> după B.Popa, „Rodarea și Uzura motoarelor cu ardere internă”

## Epura presiunii de contact



**Fig. 86 Epura presiunii de contact și forma uzurii radiale a unui segment de compresie [109]**

Segmentii de piston, fiind în contact cu pereții cilindrului sub o presiune care depășește cu mult presiunea ce acționează asupra pistonului



și uzura lor va fi mai mare. Segmentii se uzează radial uniform sau neuniform, se rotunjesc pe fața de contact cu cilindrul, suferă pete de coroziune, se rup la partea opusă fantei sau formează muchii tăietoare.

Uzura radială uniformă este cea mai întâlnită și se explică prin tendința de rotire a segmentului în timpul funcționării motorului.

Uzura radială neuniformă indică faptul că segmentul a fost împiedicat a se roti.

Uzura radială numai la capetele segmentului este un efect al bătăi radiale a segmentului, când tensiunea radială a segmentului este prea mică.

Caracterul variației uzurii în funcție de lățimea segmentului după încercările lui A.H.Brennecke este prezentat în figura 87.

În procesul de lucru, grupul cilindru-piston-segmenti se uzează în prezența unui mediu coroziv, care ia naștere la arderea amestecului când se formează gaze.

Când temperatura pereților cilindrului se apropie de temperatura punctului de rouă al produselor de ardere, vaporii de apă se condensează pe pereți, formând în prezența gazelor, acizi (acid carbonic, sulfuric) care accentuează uzura.

La temperaturi reduse ale pereților se amplifică rolul proceselor electrochimice (pile galvanice locale), care distrug structura stratului din grupul cilindru-piston-segmenti). Intensitatea uzurii este inegală pe lungimea cilindrului, uzura maximă având loc în zona de frecare a primului segment de compresie.

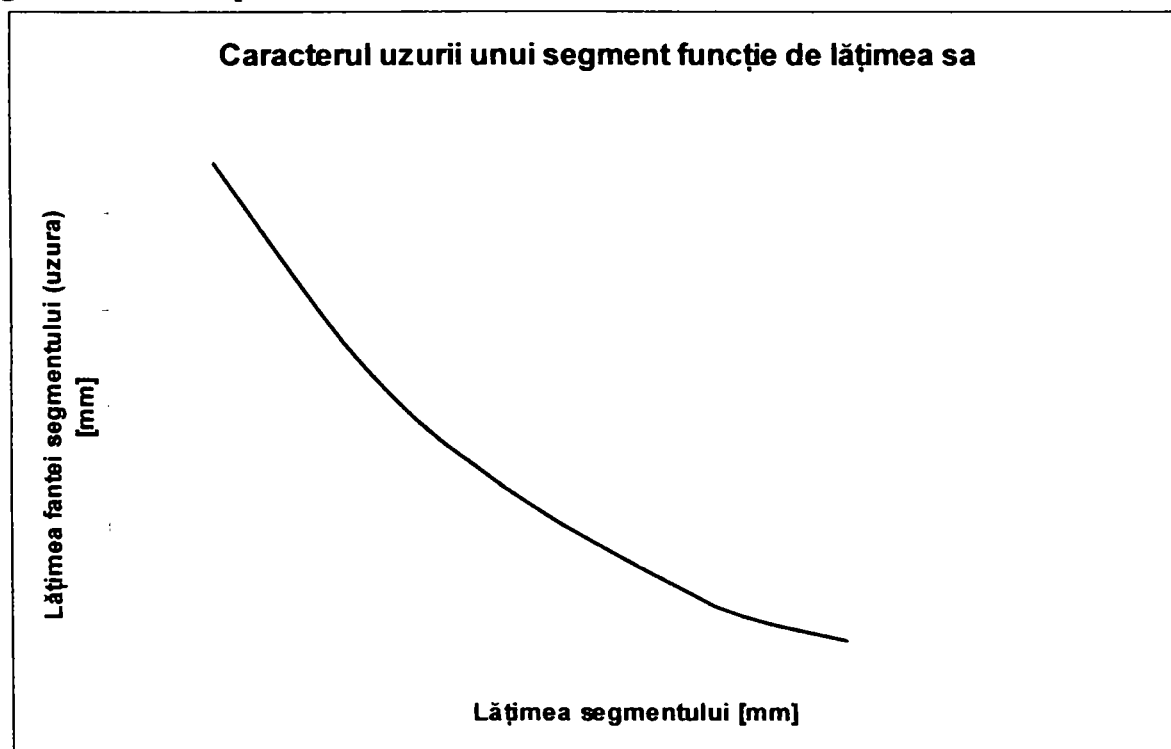


Figura 87 Caracterul uzurii unui segment în funcție de lățimea sa [109]

Felul și mărimea uzurii cilindrilor respectiv a cămășilor cilindrilor depinde în mare măsură de regimul termic, de particularitățile constructive ale motorului și de intensitatea diferită de răcire a cilindrilor. Intensitatea uzurii este inegală pe lungimea cilindrilor, uzura maximă având în zona de frecare a primului segment de compresiune.

Uzura cilindrilor în zona punctului mort interior este în general mai pronunțată decât în zona punctului mort exterior, unde pelicula de ulei se menține continuu, lipsind și presiunea suplimentară a gazelor asupra segmentilor.

În zona punctului mort interior are loc o uzură mai pronunțată din cauza temperaturii și presiunii ridicate în perioada de ardere, diluării locale a peliculei de ulei de către amestecul carburant care pătrunde cu viteză mare în perioada admisiunii.

Pentru a cunoaște cauzele uzurii trebuie avut în vedere premisele mecanismului uzurii cilindrilor, pistoanelor și segmentilor care se rezumă la următoarele:

- Prescripțiile de proiectare și tehnologia execuției să fie respectate cu rigurozitate;
- La asamblarea celor trei elemente să fie evitate solicitările asimetrice, care, sub influența forțelor de inerție pot fi mult amplificate;
- Accesul lubrifiantului, când pistonul este în apropierea punctului mort interior, să nu fie împiedicat la funcționarea de regim și mai ales la pornire;
- Rugozitatea suprafețelor poate fi favorabilă sau nu în funcție de valoarea absolută a înălțimii asperităților și de duritatea suprafețelor. La o valoare optimă a rugozității (sau când se asigură o ungere hidrodinamică), suprafața reală de contact are un caracter mixt, material-lichid, particulele abrazive intrând în asperități, acțiunea lor fiind anihilată;
- Abraziunea duce la uzură de câteva ori mai mare decât coroziunea;
- În condiții egale piesa mobilă se uzează mai mult decât piesa fixă. Conform acestui principiu, segmentul se va uza cel mai mult, deoarece din punct de vedere funcțional se comportă ca o piesă mobilă. Aceasta explică prin faptul că pentru piesa mobilă este caracteristic faptul că un punct de pe suprafața fixă, ale cărei puncte vin succesiv în contact cu suprafața mobilă. În cazul ansamblului cilindru-piston-segmentii, segmentii joacă rolul de piese mobile față de cilindru, deoarece fiecare punct al acestora rămâne în contact permanent cu suprafața cilindrului, în timp ce diferitele puncte ale acestuia vin în contact succesiv.
- Uzura de contact și oboseală nu constituie forme pronunțate de uzură.

În ceea ce privește uzura segmentilor de piston, la pornirea motorului se pot menționa următorii factori care au o influență pregnantă:

- Uzura la pornire se într-un motor se datorează în primul rând produselor corozive prezente în uleiul de ungere, iar nu condensării gazelor de ardere în perioada de oprire;
- Produsele corozive prezente în camera de ardere și reținute după oprirea motorului în uleiul din zona segmentilor au un efect mult mai pronunțat asupra uzurii la pornire decât cele dizolvate în uleiul din carter
- Uzura la pornire este accentuată de efectul coroziunii, asociat de abraziune datorită produselor de coroziune, în timpul perioadei de funcționare inițiale după o nouă pornire la rece;
- Uzura datorită coroziunii și cea care este provocată de natura abrazivă a produselor coroziunii nu pot fi separate cantitativ. Efectul abraziv al produselor coroziunii asupra segmentilor este limitat în perioada inițială de funcționare, produsele respective fiind deplasate din zona segmentilor;
- Produsele de coroziune conținute în uleiul de carter nu reprezintă un efect sensibil asupra uzurii segmentilor la pornire.

În ceea ce privește dependența uzurii de presiunea segmentilor este de remarcat că epura distribuției presiunii segmentilor pe peretele cilindrului manifestă o mare influență asupra capacității de lucru a segmentilor.

Este cunoscut faptul că segmentii pistonului sunt apăsați pe peretele cilindrului de *elasticitatea proprie* și de *presiunea gazelor*.

Presiunea gazelor influențează segmentii pe o porțiune mică a cursei pistonului, în apropiere de PMI, pe partea cea mai mare ciclului segmentii, fiind apăsați pe peretele cilindrului, datorită elasticității proprii contribuind la uzura acestora. Prin aceasta se justifică necesitatea determinării presiunii pe care o manifestă segmentii pe pereții cilindrului, datorită elasticității proprii.

## CAPITOLUL 4

# EVALUAREA PRIN CALCUL A PERFORMANTELOR MOTOARELOR CU APRINDERE PRIN COMPRIMARE ÎN CORELAȚIE CU COMPORATAREA ÎN SERVICIU A CAMERELOR DE ARDERE

### 4.1. ELEMENTE PRIVIND CALCULUL CICLULUI REAL PENTRU MOTOARELE DIESEL DE MIC LITRAJ

#### 4.1.1. CONSIDERAȚII GENERALE

Evaluarea prin calcul a ciclului real pentru motoarele diesel de mic litraj are o importanță deosebită în ultima perioadă prin posibilitatea de a atinge performanțele unei evaluări experimentale, iar prin confirmarea suprapunerilor datelor experimentale cu cele simulate să se poată dezvolta ulterior modele de cercetare. [18]

Necesitatea perfecționării constructiv-funcționale a motoarelor cu ardere internă a determinat, o continuă căutare în vederea găsirii 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 motoarelor cu ardere internă se poate realiza numai pe baza unor modele matematice specifice, capabile să cuprindă multitudinea de factori ce influențează fenomenele definitorii.

Modelele matematice se bazează pe modele fizice, fenomenologice, și cuprind exprimarea matematică a acestora cât și metoda efectivă de rezolvare. Evaluarea ciclului real de funcționare al m.a.i. este principalul obiectiv al colectivelor de cercetători și ingineri angrenați în activitățile de proiectare, construcție și exploatare a motoarelor.

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) are la bază o continuă perfecționare 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, astăzi, ca urmare a dezvoltării impetuase a modelelor matematice de

simulare a funcționării motoarelor și datorită utilizării calculatoarelor electronice cu mare putere de calcul, se folosesc tot mai intens metodele teoretice 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, experimentele fiind necesare doar pentru validarea predicțiilor calculelor. 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 și să se diversifice odată cu progresul științelor fundamentale, și cu apariția culegerii și prelucrării automate a datelor experimentale pe calculator.

Metodele teoretice de evaluare a ciclului real s-au dezvoltat în special în ultimii 25 de ani odată cu apariția și perfecționarea calculatoarelor electronice, și constau în utilizarea metodelor numerice de rezolvare a sistemelor complexe de ecuații ce descriu fenomenele reale ce guvernează funcționarea m.a.i. Funcție de gradul de cunoaștere a diverselor procese ce concură la descrierea ciclului real, de cele mai multe ori se apelează la simplificarea ecuațiilor prin utilizarea unor modelări analitice.

În prezent există pachete de programe, bazate pe modele multidimensionale, ce pot fi aplicate la toate tipurile de motoare cu ardere internă, cum ar fi programul FIRE, sau pachetul de programe KIVA II<sup>1</sup> care permite simularea evoluțiilor fenomenelor tranzitorii, multidimensionale ce intervin practic în orice proces fizico-chimic real.

Ținând cont de prețurile prohibitive ale programelor de firmă, elaborarea de programe specializate, proprii, de simulare a ciclului real, prezintă un interes deosebit mai ales în cazul problemei stabilirii soluției energetice optime. O importanță deosebită au și rezultatele obținute pentru consumul specific și pentru coeficientul excesului de aer, rezultate care permit evaluarea performanței ecologice a motorului studiat.

Pentru simularea funcționării unui motor cu ardere internă trebuie soluționate cât mai exact și pe cât posibil următoarele:

- modelarea și calculul în regim dinamic al schimbului de căldură;
- modelarea și calculul pierderilor de energie, sub formă de căldură prin pereți;
- modelarea și calculul pierderilor prin frecări;

---

<sup>1</sup> ce poate fi utilizat pe calculatoarele având structura hard special concepută pentru a facilita simularea evoluțiilor multiplilor parametrii ce intervin în descrierea proceselor fizico-chimice reale

- modelarea și calculul influenței prezenței diferitelor agregate cum ar fi compresor, turbocompresor, răcitor intermediar, regulator;
- modelarea și calculul procesului de ardere care în cazul motoarelor cu aprindere prin comprimare este direct influențat de modul în care se realizează injecția de carburant.

Rezolvarea dezideratelor expuse anterior trebuie făcută în concordanță cu arhitectura motorului, înțelegând prin aceasta atât datele geometrice ce definesc motorul cât și forma tuturor volumelor implicate, concomitent cu schema de interconectare.

Posibilitatea evaluării legilor de degajare a căldurii pentru motoarele diesel se poate realiza și cu ajutorul unui model original de cuantificare a arderii norului de picături cu luarea în considerare a majorității factorilor ce influențează evoluția acestuia, model bazat pe rezultatele teoretice și experimentale ale lui Hiroyasu și Levich cu privire la geneza și evoluția norului de picături, pe rezultatele lui Kamimoto privind evaluarea diametrului mediu Sauter la injectoarele mecanice, pe teoria lui Tanasawa cu privire la legile ce cuantifică repartitia dimensională a picăturilor, rezultate unanim acceptate de comunitatea științifică internațională, coroborat cu o abordare simplificată a procesului de ardere.

#### 4.1.2. SIMULAREA CICLULUI REAL CU UTILIZAREA LEGILOR FORMALE DE DEGAJARE A CĂLDURII

În figura 88 se prezintă schema de principiu pentru calculul proceselor 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 modelului ciclului real.[18]

Cilindrul se consideră ca un sistem nestaționar deschis. Masa  $m$  și energia internă  $u$  din cilindru, se modifică cu masa elementară  $m_g$ , respectiv energia elementară  $E_g$ , transferată spre sau de la cilindru prin frontiera sistemului<sup>1</sup>. Se pot scrie relațiile:

$$\begin{aligned} dm &= dm_g \\ du &= dE_g \end{aligned} \tag{122}$$

Lucrul mecanic  $W$  cedat pistonului este :

$$\frac{dW}{d\varphi} = -p \frac{dV}{d\varphi} \tag{123}$$

unde:

$p$  - reprezintă presiunea din cilindru

<sup>1</sup> reprezentată punctat în schema de principiu

$V$  - volumul descris de piston

$\varphi$  - unghiul RAC corespunzător poziției de pe segment

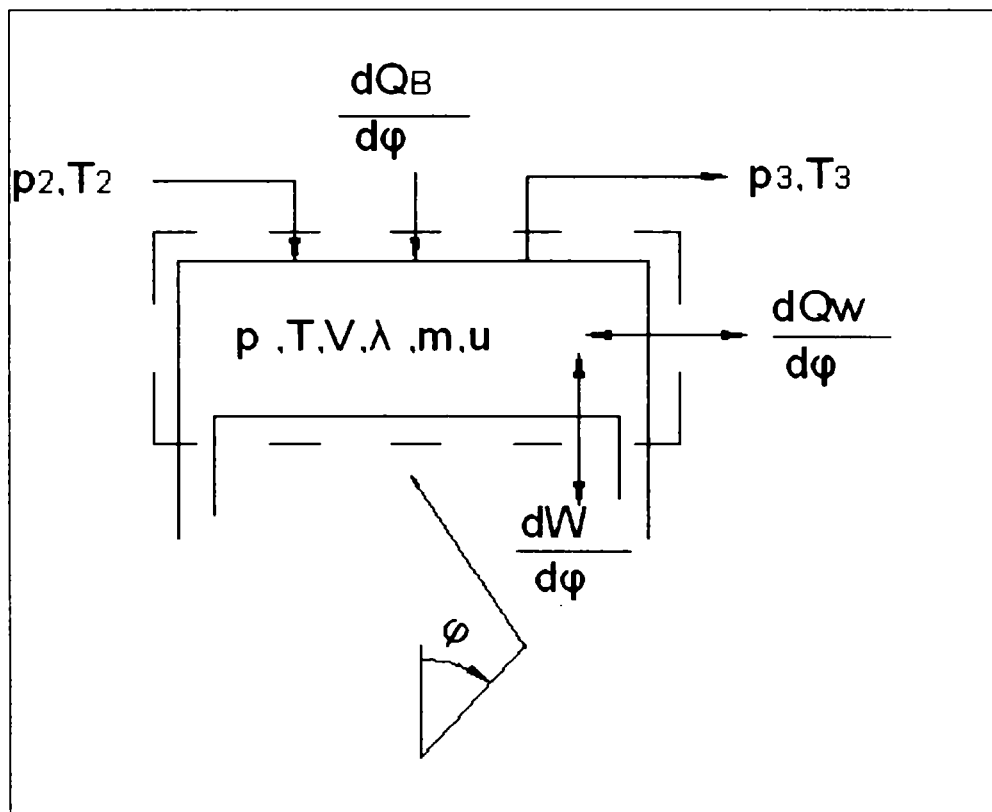


Fig.88 Schema de calcul a proceselor din cilindru [18]

Fluxul de căldură care părăsește sistemul prin suprafața cilindrului este dat de egalitatea:

$$\frac{dQ_{wi}}{d\varphi} = \frac{1}{\omega_M} A_i \alpha (T_{wi} - T) \quad (124)$$

Fluxul total de căldură cedat pereților, se calculează ca sumă a fluxurilor prin corpul pistonului ( $I=1$ ), chiulasa ( $I=2$ ) și prin cămașa cilindrului ( $I=3$ ).  $A_i$  reprezintă suprafețele de contact, iar  $T_{wi}$  temperaturile la perete corespunzătoare.

Coefficientul de schimb de căldură  $\alpha$  rezultă din relația lui Woschni, și este dependent de starea gazului din cilindru, viteza pistonului și procesul de ardere:

$$\alpha = 0.12793 \cdot D^{-0.2} p^{0.8} T^{-0.53} \left[ c_1 \cdot c_m + c_2 \frac{V_H T_{11}}{p_{11} V} (p - p_0) \right] \left[ \frac{KW}{m^2 K} \right] \quad (125)$$

Semnificația mărimilor din relație este următoarea:

$c_1$  - factor de proporționalitate între viteza periferică a gazului și viteza medie a pistonului, se exprimă în funcție de viteza produsă de admisia dirijată prin:

$$c_1 = a + b \frac{c_u}{c_m} \quad (126)$$

unde:  $a=2.28$ ,  $b=0.308$  pentru cilindru închis și  
 $a=6.18$ ,  $b=0.417$  pentru cilindru deschis

$c_2$  - este egal cu 0.00324 pentru injecție directă și cu 0.00622 pentru motoare cu anticameră;

$T$ ,  $p$ ,  $V$  cu indicii „11” reprezintă temperatura, presiunea și volumul la începutul comprimării;

$p$  și  $p_0$  reprezintă presiunea din cilindru corespunzătoare ciclului cu ardere, respectiv presiunea în cilindru la ciclul fără ardere;

Presiunea pentru ciclul fără ardere se calculează după relația politropei :

$$\frac{p_0}{p_{11}} = \left( \frac{V_{11}}{V} \right)^n \quad (127)$$

unde exponentul politropic  $n$  se calculează înaintea arderii.

Observație:

Termenul al doilea din paranteza dreaptă a ecuației (125) reprezintă influența arderii și lipsește în absența ei.

Energia combustibilului pe întregul ciclu este dată de relația:

$$Q_c = m_B H_u \eta_u \quad (128)$$

în care  $m_B$ ,  $H_u$ ,  $\eta_u$  reprezintă cantitatea de combustibil introdusă pe ciclu, puterea calorică inferioară respectiv randamentul arderii.

Întârzierea la injecție, adică unghiul dintre declanșarea injecției și injecția propriu-zisă, pentru un regim diferit de cel pentru care s-a determinat experimental întârzierea la injecție pe baza vitezei de propagare a undei prin conducta de alimentare cu combustibil a injectorului (notat cu indicele 0) se calculează cu relația:

$$\Delta\varphi_{11} = \Delta\varphi_{11_0} \left( \frac{n}{n_0} \right) \quad (129)$$

În faza dintre începutul injecției propriu-zise și a arderii intervine pulverizarea, vaporizarea și reacțiile pregătitoare de ardere care în final conduc la autoaprindere și la degajare de căldură.

Pentru calculul influențelor acestor procese se folosesc relații cu caracter experimental.

Dupa Sitkei [30] întârzierea la autoaprindere  $\tau$ , adică timpul dintre începutul injecției propriu-zise și al arderii se poate calcula cu relația:



$$\tau = \left[ 0.5 + 0.135 \frac{\exp\left(\frac{7800}{RT}\right)}{p^{0.7}} + 4.8 \frac{\exp\left(\frac{7800}{RT}\right)}{p^{1.8}} \right] \cdot 10^{-3} \quad [\text{s}] \quad (130)$$

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

Procesul de ardere se calculează cu legea lui Vibe, pornind de la relația:

$$x = 1 - e^{-ay^{m+1}} \quad (131)$$

unde

$$x = \frac{Q_c(\varphi)}{Q_{ctot}}$$

$$y = \frac{\varphi - \varphi_{ia}}{\varphi_{sa} - \varphi_{ia}}$$

„ $m$ ” este numit factor de formă și se determină cu ajutorul rezultatelor experimentale.

„ $a$ ” este fixat pentru toate cazurile la valoarea  $a=6.908$  valoare ce decurge din ipoteza că la sfârșitul arderii ( $y=1$ ) mai rămâne de introdus în cilindru o miime din căldura degajată pe ciclu ( $x=0.999$ )

Condiția  $y=1$  și  $x=1$  dă pentru „ $a$ ” valoarea infinit.

Semnificația mărimilor ce apar în funcția de ardere stabilită de Vibe este următoarea:

$Q_c$  și  $Q_{ctot}$  - cantitatea de căldură dezvoltată până la momentul  $\alpha$  respectiv cantitatea de căldură dezvoltată prin arderea combustibilului pe ciclu.

$\varphi$ ,  $\varphi_{ia}$  și  $\varphi_{sa}$  - unghiul RAC curent, unghiul RAC de început al arderii respectiv unghiul RAC de sfârșit al arderii.

Parametrul de forma „ $m$ ” caracterizează alura funcției de ardere, cu ajutorul lui realizându-se cu succes acordarea legii de ardere Vibe cu cea experimentală în măsura în care ceilalți parametrii sunt cunoscuți.

Legea de ardere Vibe este definită de derivata funcției de ardere având forma:

$$\frac{dx}{dy} = a(m+1)y^m e^{-ay^{m+1}} \quad (132)$$

Înlocuind în ultima relație variabilele, conform definiției lor, se obține forma dezvoltată a legii de ardere Vibe:

$$\frac{dQ_c(\varphi)}{d\varphi} = \frac{Q_{ctot}}{\Delta\varphi_a} a(m+1) \left( \frac{\varphi - \varphi_{ia}}{\Delta\varphi_a} \right) e^{-a \left( \frac{\varphi - \varphi_{ia}}{\Delta\varphi_a} \right)^{(m+1)}} \quad (133)$$

După cum se observă această relație este definită de patru parametri:

- cantitatea de căldură dezvoltată prin arderea combustibilului pe ciclu [KJ]
- durata [în grade RAC] arderii
- momentul de început al arderii [RAC]
- parametrul de forma Vibe  $m$  [adimensional]

Woschni și Anisits au dezvoltat o metoda de evaluare a variațiilor parametrilor legii de ardere Vibe cu regimul de lucru al motorului, făcând posibilă predicția modului de funcționare a motorului și la alte regimuri decât cel pentru care a fost inițial acordată legea de ardere. Presupunând cunoscuți parametrii ce definesc legea de ardere Vibe, la un anumit regim se obțin parametri corespunzători pentru un alt regim (notați cu indicele 1) după cum urmează :

$$\Delta\varphi_{a1} = \Delta\varphi_a \left(\frac{\lambda}{\lambda_1}\right)^{0.6} \left(\frac{n_1}{n}\right)^{0.5}$$

$$m_1 = m \left(\frac{\Delta\varphi_a}{\Delta\varphi_{a1}}\right)^{0.5} \left(\frac{n}{n_1}\right)^{0.3} \frac{p_1 T}{p T_1} \quad (134)$$

$$\varphi_{a1} = \varphi_u + (\Delta\varphi_u) \frac{n_1}{n} + \Delta\varphi_a \quad \text{unde} \quad \Delta\varphi_a = 6n10^{-3} 1.3e^{\frac{990}{T_i}} p_i^{-0.35}$$

În relațiile de mai sus s-a notat cu:

- $n$  - turația motorului,
- $\lambda$  - coeficientul excesului de aer;
- $p$  - presiunea în momentul injecției
- $T$  - temperatura din momentul injecției.

Primul termen al membrului doi al penultimei relații reprezintă momentul de început al injecției, cel de-al doilea întârzierea la producerea injecției, iar cel de-al treilea întârzierea la aprindere. Variația masei din cilindru închis la motorul diesel se calculează numai din cea a masei de combustibil care este legată de procesul de ardere, în sensul că este introdusă proporțional cu procesul de ardere, fiind neglijate pierderile prin neetanșeități<sup>1</sup>.

Fluxul masic, în timpul schimbului de încărcătură prin frontierele libere ale sistemului<sup>2</sup> rezultă din relația:

$$\frac{dm_{A,E}}{d\varphi} = \pm \frac{1}{\omega_M} \mu_{E,A} \cdot A_{E,A} \cdot \sqrt{2p_1 \rho_1} \cdot \psi \quad (135)$$

unde:

<sup>1</sup> la segmenti și supape

<sup>2</sup> supapa de evacuare E, și de admisie A

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

este funcția de debit, semnul + luându-se în relația (135) pentru fluxul de masă care intră în cilindru. Indicele I este pentru presiunea 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  $\mu_{E,A}$ , stabiliți experimental.

Pe lângă legile de conservare a masei și energiei, mai avem la dispoziție și ecuația de stare:

$$pV = mRT \quad (136)$$

Pentru variația energiei interne U se utilizează relația :

$$\frac{dU}{d\varphi} = m \frac{du}{d\varphi} + u \frac{dm}{d\varphi} \quad (137)$$

cu „u” s-a notat energia internă specifică, pentru a cărei evaluare se utilizează o relație de forma :

$$u = u(T, \lambda) \quad (138)$$

care poate fi explicitată ca<sup>1</sup>

$$u = 0.14455 \times \left[ - \left( 0.0975 + \frac{0.0485}{\lambda^{0.75}} \right) t^3 10^{-6} + \left( 7.768 + \frac{3.366}{\lambda^{0.8}} \right) t^2 10^{-4} + \left( 4.896 + \frac{0.464}{\lambda^{0.93}} \right) + 1356.8 \right] \quad (139)$$

de unde se obține variația energiei interne specifice prin calculul derivatelor parțiale:

$$\frac{du}{d\varphi} = \frac{\partial u}{\partial T} \frac{\partial T}{\partial \varphi} + \frac{\partial u}{\partial \lambda} \frac{\partial \lambda}{\partial \varphi} \quad (140)$$

coeficientul excesului de aer rezultă din:

$$\lambda = \frac{m_L}{m_B} \frac{1}{L_{min}} \quad (141)$$

cu care prin derivare se obține variația coeficientului de exces de aer în funcție de unghiul RAC :

$$\frac{d\lambda}{d\varphi} = \frac{1}{L_{min}} \left( \frac{1}{m_B} \frac{dm_L}{d\varphi} - \frac{m_L}{m_B^2} \frac{dm_B}{d\varphi} \right) \quad (142)$$

Se obține astfel următorul sistem de ecuații diferențiale:

<sup>1</sup> după E. Justi [7]

$$\begin{cases} \frac{dm}{d\varphi} = \frac{dm_B}{d\varphi} + \frac{dm_A}{d\varphi} + \frac{dm_E}{d\varphi} \\ \frac{dT}{d\varphi} = \frac{1}{mC_v} \left( \frac{dQ_B}{d\varphi} + \frac{dQ_w}{d\varphi} - p \frac{dV}{d\varphi} + \frac{dm_A}{d\varphi} h_a + \frac{dm_E}{d\varphi} h \right) - \\ \quad - \frac{1}{mC_v} \left( u \frac{dm}{d\varphi} + m \frac{\partial u}{\partial \lambda} \frac{d\lambda}{d\varphi} \right) \end{cases} \quad (143)$$

unde unii din termeni nu se iau în considerare în anumite etape de funcționare a motorului. Introducând prima ecuație (142) în cea de a doua, se obține :

$$\begin{aligned} \frac{dT}{d\varphi} = \frac{1}{mC_v} \left[ \frac{dQ_B}{d\varphi} + \frac{dQ_w}{d\varphi} - p \frac{dV}{d\varphi} + (h_a - u) \frac{dm_A}{d\varphi} \right] + \\ + \frac{1}{mC_v} \left[ (h - u) \frac{dm_E}{d\varphi} - m \frac{\partial u}{\partial \lambda} \frac{d\lambda}{d\varphi} - \frac{dm_B}{d\varphi} u \right] \end{aligned} \quad (144)$$

Temperatura  $T$  a gazelor din cilindru se folosește la calculul temperaturii gazului de evacuare, care se calculează utilizând variația căldurii în galeria de evacuare, după următoarea relație :

$$\frac{dQ_{EK}}{d\varphi} = m_E C_p (T_E - T) \frac{1}{\omega_M} \quad 145$$

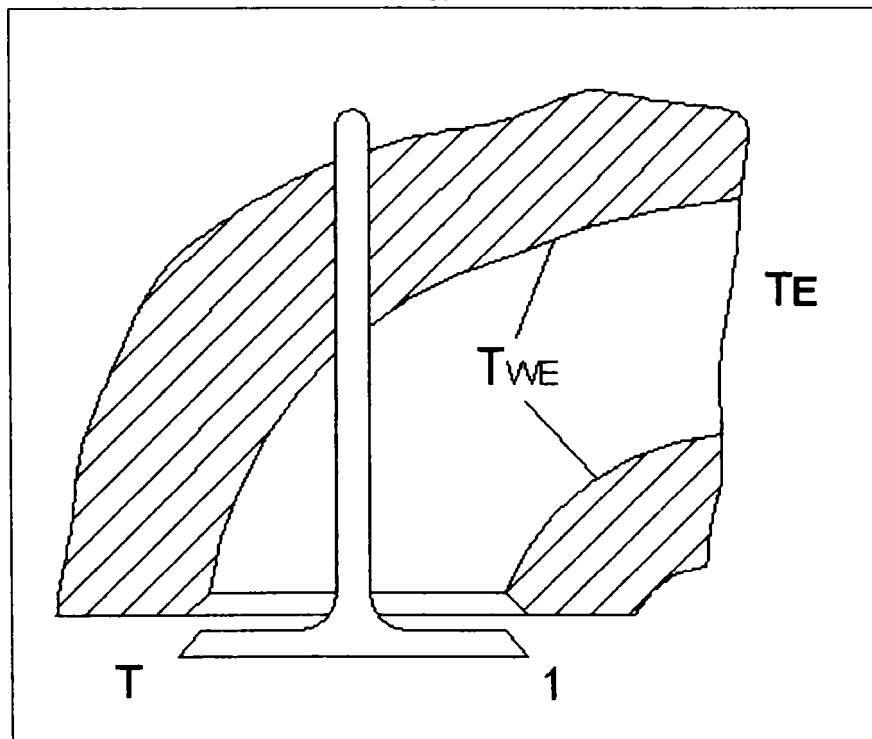


Fig. 89 Canal de evacuare

Temperatura necunoscută din secțiunea 2 din figura 89 se calculează ținând cont de faptul că pentru un element de suprafață  $dA$  este valabilă relația :

$$\frac{dQ}{dA} = \alpha_{EK} (T_{WE} - T) = n_E C_p \frac{dT}{dA} \quad (146)$$

de unde obținem:

$$\frac{dT}{dA} = \frac{dQ}{dA} \frac{1}{n_E C_p} = \alpha_{EK} (T_{WE} - T) \frac{1}{n_E C_p} \text{ respectiv } \int_{T_{WE}}^{T_E} \frac{dT}{T_{WE} - T} = \int_{(A)} \frac{\alpha_{EK}}{n_E C_p} dA$$

Prin integrare și prelucrare se obține :

$$T_E = T_{WE} + (T - T_{WE}) \exp\left(\frac{A_{EK} \alpha_{EK}}{n_E C_p}\right) \quad (147)$$

Coeficientul de transfer de căldură se obține din relația următoare :

$$\alpha_{EK} = 0.00179102 \left(1 - 0.797 \frac{r}{d}\right) \cdot n_E^{0.5} \cdot \frac{T^{0.41}}{D^{1.5}} \quad (148)$$

unde:

$r$  reprezintă ridicarea supapei de evacuare,  
 $d$  - diametrul scaunului supapei de evacuare.

#### 4.1.3. ASPECTE PRIVIND LEGILE FORMALE DE DEGAJARE A CĂLDURII

Un aspect esențial al calculului ciclului real de funcționare al m.a.i. îl constituie modelarea arderii ce are loc în cilindrul motorului. Problema este relativ mai ușor de rezolvat în cazul unui motor cu aprindere prin scânteie (m.a.s.), la care amestecul din camera de ardere este omogen, și devine complicată în cazul motoarelor diesel, datorită neomogenității ridicate a amestecului.

Procesul de ardere este deosebit de complex, el fiind influențat de un număr foarte mare de factori, de care însă nu se poate ține întotdeauna seama la stabilirea unei legi de ardere teoretice universale. De aceea, până în prezent, nu s-a realizat o descriere matematică care să țină seama de toate fenomenele singulare, cum sunt: injecția combustibilului, pulverizarea, distribuția combustibilului în camera de ardere, amestecarea și vaporizarea sa, și în sfârșit, aprinderea amestecului carburant. Au existat numeroase încercări în acest sens, care au reușit într-o oarecare măsură și clarificarea unor aspecte care intervin înaintea și în timpul procesului de ardere.

Primele încercări de modelare a arderii după o lege teoretică au ținut cont de faptul că la începutul procesului de ardere există o tendință de creștere a cantității de energie dezvoltate pe gradul RAC ( $dQ/da$ ), iar către sfârșitul arderii se remarcă o tendință de scădere a acestui parametru. Ca urmare legea

de degajare a căldurii a fost reprezentată sub forma unui triunghi, după cum rezultă din figura 90.

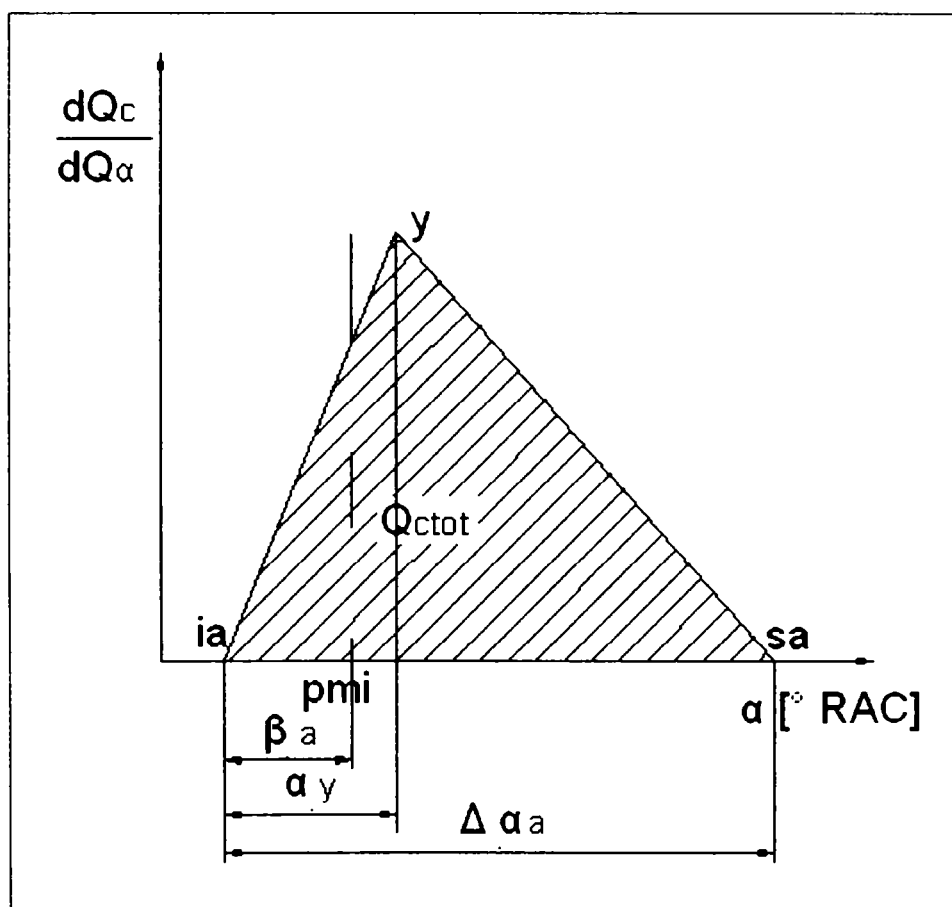


Fig. 90 Legea simplă de degajare a căldurii [18]

Deși acest mod de abordare a problemei pare relativ simplist, el a fost utilizat o perioadă destul de îndelungată pentru modelarea arderii, legea de degajare a căldurii fiind caracterizată de următorii parametri:

- suprafața triunghiului, ca măsură a energiei dezvoltate prin arderea combustibilului;
- durata arderii:  $\Delta\alpha_a = \alpha_{sa} - \alpha_{ia}$ ;
- unghiul de avans la declanșarea arderii:  $\beta_a = 360 - \alpha_{ia}$ ;
- intervalul unghiular dintre momentul de început al arderii și momentul atingerii maximumului curbei de degajare a căldurii (vârful triunghiului),  $\alpha_y$ .

Chiar și utilizând această lege simplă de ardere, prin varierea diferiților parametri caracteristici se pot trage concluzii privind factorii de influență asupra procesului de ardere.

Bineînțeles cercetări efectuate în domeniu au căutat să înlocuiască acest tip de variație a cantității de energie dezvoltate prin ardere pe gradul RAC cu legi mai complexe care să se apropie cât mai mult de curba reală de ardere.

Cea mai bună aproximare în acest sens o realizează metoda propusă de

Vibe, care deși a fost stabilită pentru cazul unui amestec omogen în cilindru, situație caracteristică m.a.s., poate fi extinsă cu rezultate acceptabile și în cazul m.a.c. Funcția de ardere, stabilită de Vibe permite calculul căldurii momentane dezvoltate prin arderea combustibilului pe baza următoarei relații:

$$x = 1 - e^{-a \cdot y^{m+1}} \quad (149)$$

unde:  $x$  - raportul dintre cantitatea de căldură dezvoltată prin arderea combustibilului până la momentul  $\alpha$  pe ciclu și cantitatea totală de căldură dezvoltată prin arderea combustibilului pe ciclu;

$$x = \frac{Q_{ca}}{Q_{ctot}} \quad (150)$$

respectiv:

$$y = \frac{\alpha - \alpha_{ia}}{\alpha_{sa} - \alpha_{ia}} \quad (151)$$

unde:  $\alpha$  - poziția curentă a manivelei motoare [ $^{\circ}$ RAC]

$\alpha_{ia}$  - poziția manivelei motoare la începutul arderii [ $^{\circ}$ RAC]

$\alpha_{sa}$  - poziția manivelei motoare la sfârșitul arderii [ $^{\circ}$ RAC]

În figura 91 este reprezentată grafic dependența  $x=f(y)$

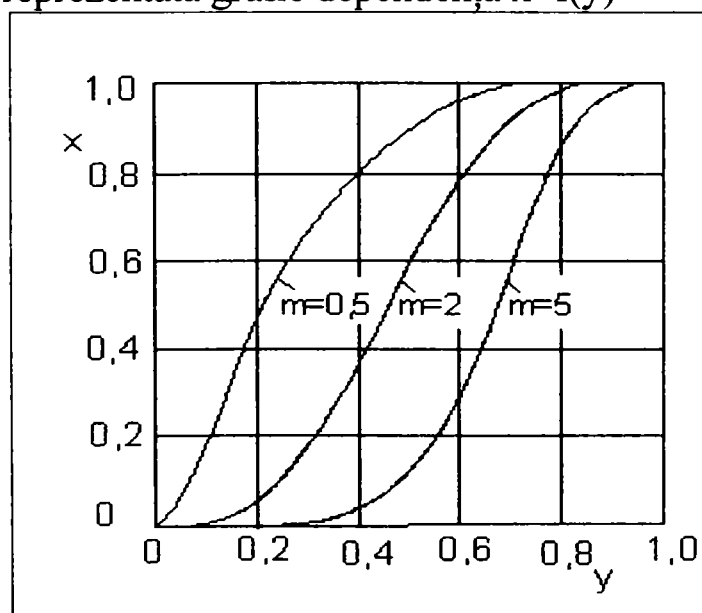


Fig. 91 Legea de degajare a căldurii după Vibe [18]

Pentru stabilirea valorii factorului  $a$ , care ține cont de gradul de perfecțiune al arderii, se impune condiția limită la sfârșitul arderii:

$$y = 1 \Rightarrow x = 1$$

condiție care nu este însă îndeplinită decât dacă  $a = \infty$ , lucru care se datorează funcției exponențiale din relația (149).

Dacă se acceptă însă o eroare de 0,1 %, adică dacă se pune condiția:

$$y = 1 \Rightarrow x = 0.999$$

se obține  $a = 6,908$ , valoare care va fi de altfel utilizată în calcule.

Parametrul de formă  $m$  caracterizează alura funcției de ardere și "centrul de greutate al arderii". Cu ajutorul acestuia se poate obține o bună aproximare a legii de ardere determinate experimental cu ajutorul unei legi de tip Vibe.

Legea de ardere Vibe se obține prin prelucrarea funcției de ardere (149), sub forma:

$$\frac{dx}{dy} = a \cdot (m + 1) \cdot y^m \cdot e^{-a \cdot y^{m+1}} \quad (152)$$

Reprezentarea grafică a ecuației (152) este prezentată în figura 92, care redă legea de variație a căldurii totale degajate.

Datorită vârfului ce caracterizează legea de ardere a motoarelor cu aprindere prin comprimare la începutul arderii, pentru acest tip de motoare se obțin valori uzuale pentru  $m$  în intervalul 0,1...1,2, în timp ce pentru motoarele cu aprindere prin scânteie valoarea parametrului de formă este aproximativ 1,8.

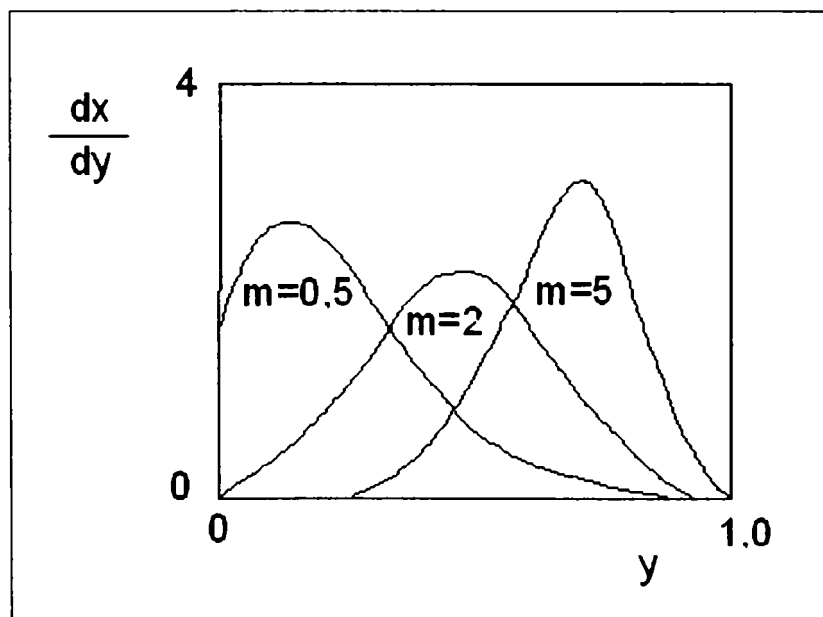


Fig. 92 Legea de variație a căldurii degajate [18]

Înlocuind în relația (152) expresiile lui  $x$ , respectiv  $y$ , date în relațiile (150) și (151), se obține expresia completă pentru legea de ardere:

$$\frac{dQ_{ca}}{d\alpha} = \frac{dQ_{ctot}}{\Delta\alpha_a} \cdot a \cdot (m + 1) \cdot \left( \frac{\alpha - \alpha_{ia}}{\Delta\alpha_a} \right)^m \cdot e^{-a \cdot \left( \frac{\alpha - \alpha_{ia}}{\Delta\alpha_a} \right)^{m+1}} \quad (153)$$

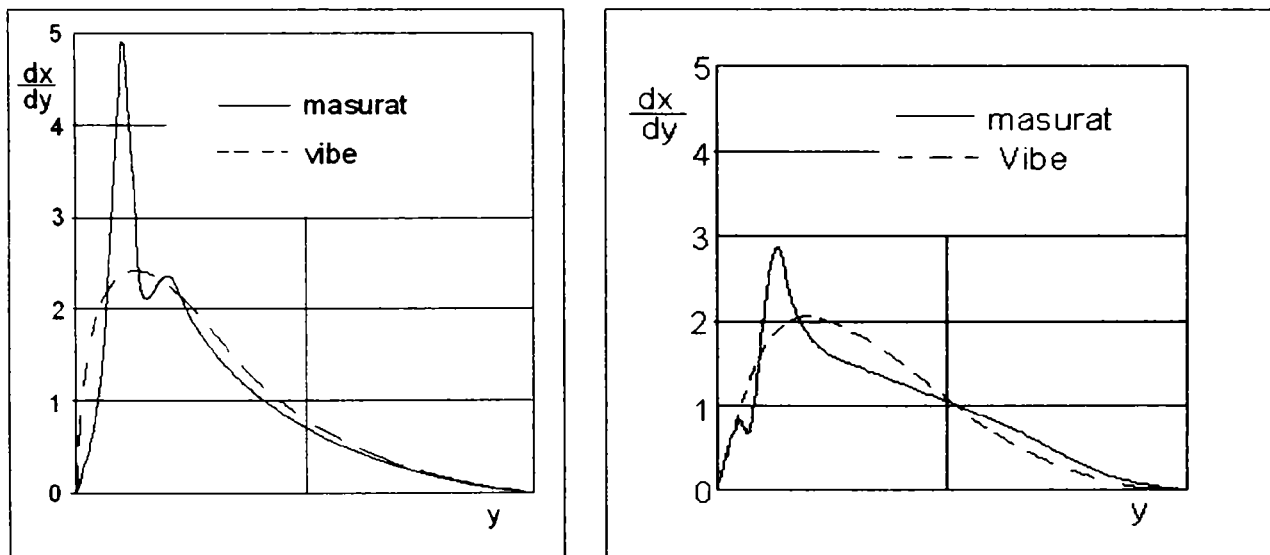
Din această relație se vede că legea de ardere este de fapt definită prin patru parametri:

- cantitatea de căldură dezvoltată prin arderea combustibilului pe ciclu,  $Q_{ctot}$  [kJ/ ciclu cilindru];
- durata unghiulară a arderii,  $\Delta\alpha_a$  [°RAC];
- momentul de început al arderii,  $\alpha_{ia}$  [°RAC];
- parametrul de formă Vibe  $m$ .



În figura 93 *a* și *b* sunt prezentate legile de ardere obținute pe cale experimentală, prin analiza legii de evoluție a presiunii, pentru două tipuri de motoare diesel funcționând la sarcină plină. Comparativ, în aceleași figuri sunt prezentate legile de ardere obținute prin relația propusă de Vibe, relație în care s-a introdus valoarea parametrului de formă  $m$  determinată pe baza legii reale de ardere.

Dacă în cazul motoarelor diesel cu cameră separată de vârtej se constată o aproximare suficient de bună a legii reale de ardere de către legea de tip Vibe, acest lucru este de altfel valabil și în cazul m.a.s. și al m.a.c. cu injecție directă și distribuție peliculară a combustibilului (procedul M), în cazul m.a.c. cu injecție directă cu distribuție a combustibilului în masa de aer din camera de ardere există diferențe însemnate între cele două legi de ardere.



a) cu injecție directă

b) cu cameră separată de vârtej

Fig. 93 Legi de ardere pentru un motor diesel [18]

În această situație se utilizează o lege Vibe de ordinul II, definită de relația:

$$x = x_1 + x_2 = \beta \cdot (1 - e^{-a \cdot y_1^{m_1+1}}) + (1 - \beta)(1 - e^{-a \cdot y_2^{m_2+1}}) \quad (154)$$

unde:

$$x_1 = \frac{Q_{ca1}}{Q_{ctot1}} = \frac{Q_{ca1}}{\beta \cdot Q_{ctot}} \quad x_2 = \frac{Q_{ca2}}{Q_{ctot2}} = \frac{Q_{ca2}}{(1 - \beta) \cdot Q_{ctot}} \quad (155)$$

respectiv:

$$y_1 = \frac{\alpha - \alpha_{ia}}{\Delta \alpha_{a1}}; \quad y_2 = \frac{\alpha - \alpha_{ia}}{\Delta \alpha_{a2}}; \quad \Delta \alpha_{a2} \approx \Delta \alpha_a \quad (156)$$

Factorul  $\beta$  definește procentul din cantitatea totală de combustibil pe ciclu care se aprinde în perioada corespunzătoare primului termen al legii Vibe de ordinul II.

#### 4.1.4. CALCULUL CICLULUI REAL DE FUNCȚIONARE AL UNUI MOTOR DIESEL CU INECȚIE DIRECTĂ PE BAZA MODELULUI DE ARDERE A NORULUI DE PICĂTURI

##### 4.1.4.1. Studiul pentru calculul ciclului real pe baza modelului de ardere

Modelul de ardere a norului de picături, permite evaluarea vitezei de degajare a căldurii și a timpului de întârziere la autoaprindere. Pentru a-l putea aplica s-a realizat programul INPOSER de simulare a inecției. Rezultatele programului INPOSER sunt utilizate pentru a calcula *diametrul mediu Sauter, timpul de spargere, viteza inițială și masa fiecărei doze de combustibil considerate.*

Programul de calcul permite simularea concomitentă atât a inecției cât și a arderii, determinându-se astfel și influențele reciproce. Programul are la bază metodologia de calcul a ciclului utilizată în programul PROMIP fiind completat cu relațiile de modelare a sistemului motor-consumator, în scopul de a permite simularea regimurilor dinamice, pe de o parte, și de a determina timpul real pe de alta deoarece reprezentarea mărimilor în raport cu timpul real ușurează comparațiile cu rezultatele experimentale. Acest program rezolvă alternativ două sisteme de ecuații diferențiale ordinare (unul care are șapte ecuații pentru inecție, iar cel de-al doilea de cinci ecuații pentru motor).

Pentru calculul variației vitezei unghiulare se utilizează următoarele relații:

$$\frac{d\omega_M}{d\varphi} = \frac{1}{\omega_M (J_{\text{motor}} + J_{\text{consumator}})} \left( p \frac{dV}{d\varphi} \cdot \frac{(p_R + p_E)}{720} V_H \right) \quad (157)$$

$$\frac{dt}{d\varphi} = \frac{1}{\omega_M} \quad (158)$$

unde:

$\omega_M$  - reprezintă viteza unghiulară

J - momente de inerție

p - presiunea momentană

V - volumul momentan

$V_H$  - cilindra

$p_E$  - presiunea medie efectivă estimată

$p_R$  - presiunea piederilor prin frecare momentană

Datele de intrare necesare acestui program se obțin prin juxtapunerea datelor utilizate în programele PROMIP și INPOSER, fiind necesare în plus următoarele:

- momentul de inerție al sistemului motor consumator
- viteza unghiulară medie nominală
- temperatura motorinei
- raportul (considerat constant) dintre diametrul mediu maxim și diametrul mediu Sauter
- coeficienții  $t$  și  $s$  din legea de distribuție a picăturilor,
- pasul de parcurgere a injecției
- momentul de început al injecției
- temperatura paracritică

Pe baza rezultatelor obținute cu programul de simularea injecției se obține caracterizarea fiecărei tranșe de combustibil utilizând relațiile lui Levich-Hiroyasu:

$$t_s = 28.65 \frac{\rho_L d_o}{\sqrt{\rho_g \Delta p}} \quad (159)$$

$$0 \leq t \leq t_s \Rightarrow L_p = 0.39 \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho_L}} \quad (160)$$

$$t_s \leq t \Rightarrow L_p = 2.95 \left( \frac{\Delta p}{\rho_g} \right)^{0.25} \sqrt{d_o t} \quad (161)$$

unde:

$t$  este timpul [s]

$t_s$  - timpul de spargere [s]

$L_p$  - penetrația [m]

$\Delta p$  - diferența dintre presiunea de injecție și presiunea mediului gazos  $p_a$

$\rho_{gM}$   $\rho_L$  - densitățile gazului și lichidului [ $\text{kg/m}^3$ ]

$d_o$  - diametrul ajutorului

Pentru diametru mediu Sauter Hiroyasu propune una dintre relațiile:

$$D_{32} = d_{\max} 4.12 \text{Re}^{0.12} \text{We}^{-0.75} \mu^{0.54} \rho^{0.18} \quad (162)$$

$$D_{32} = d_{\max} 0.38 \text{Re}^{0.25} \text{We}^{-0.72} \mu^{0.37} \rho^{-0.47} \quad (163)$$

unde numerele  $\text{Re}$  și  $\text{We}$  variază cu viteza și proprietățile fizice ale lichidului, iar simplexurile densitate și vâscozitate dinamică sunt raportul dintre mărimile corespunzătoare fazei lichide și fazei gazoase.

#### 4.1.4.2. Principiul de determinare a legii de ardere utilizând metoda de modelare a norului cu picături

Arderea fiecărei tranșe se bazează pe un model de ardere a unei singure picături respectiv, pe un model de evaluare a evoluției legii de distribuție dimensională a picăturilor ce aparțin aceleiași tranșe (figura 94 ).

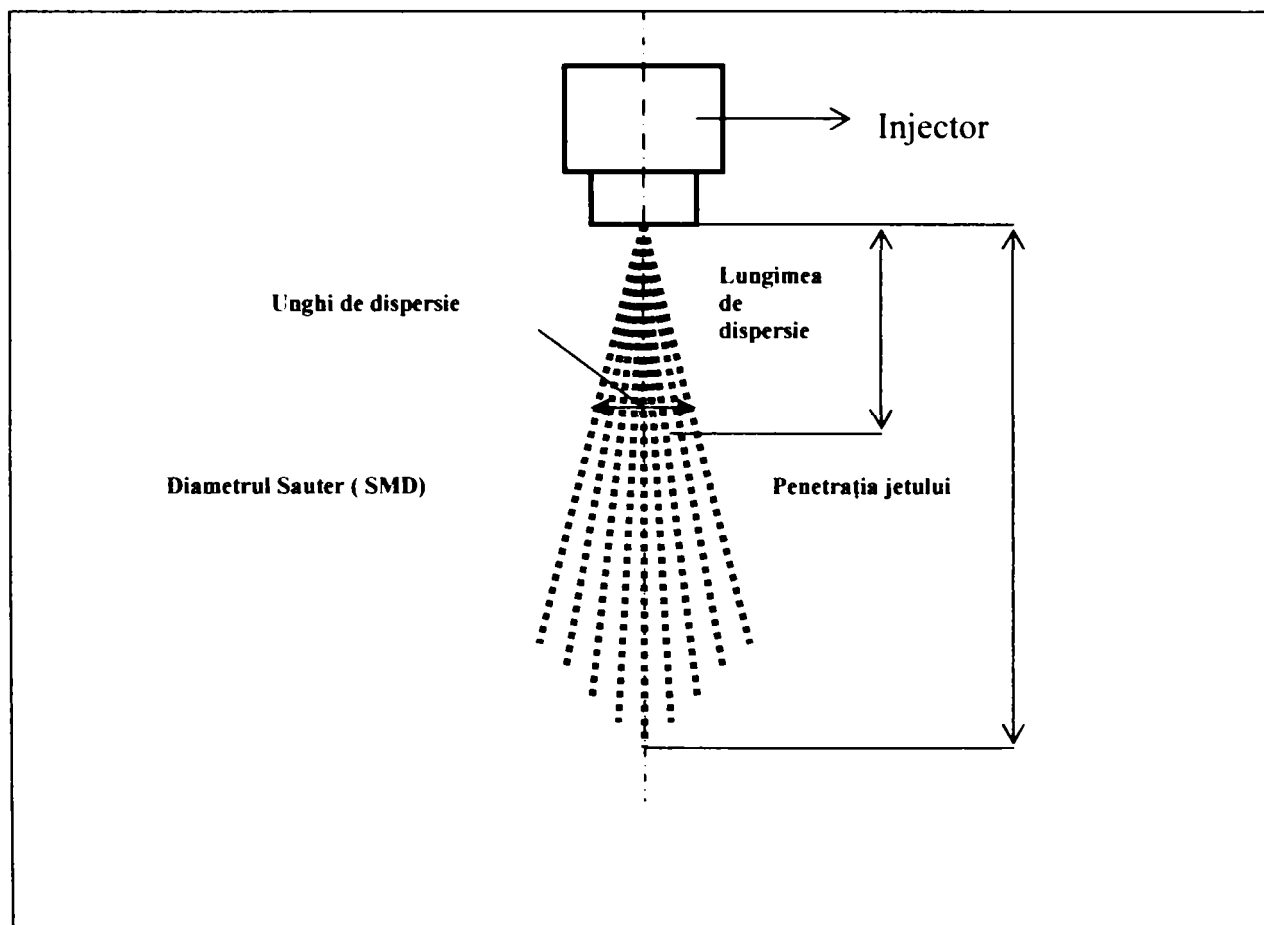


Figura 94 Jetul de combustibil norul de picături [18]

Modelul utilizat presupune că viteza de ardere este egală cu cea de vaporizare adoptând ca și V.G. McDonell și G.S. Samuelsen pentru viteza masică instantanee de vaporizare a unei picături într-un mediu convectiv ,relația:

$$\frac{dm}{dt} = 2\pi D \left( \frac{\alpha}{c_p} \right)_s \ln(1 + B_{T(M)}) \left( 1 + \sqrt[3]{Re_p} \sqrt[3]{Pr_g} \right) \quad (164)$$

unde

D este diametrul picăturii

$\alpha$  - coeficientul de conductivitate termică

$c_p$  - căldura specifică

Re - criteriul Reynolds

Pr - criteriul Prandl

B - numărul de transfer care poate fi formulat pe baza transferului termic sau masic astfel:

$$B_{T(M)} = B_T = \frac{c_{ps}(T_\infty - T_s)}{H_s} \quad (165)$$

$$B_{T(M)} = B_M = \frac{Y_{cs}}{1 - Y_{cs}} \quad (166)$$

În relațiile de mai sus indicele  $s$  se referă la suprafața picăturii iar  $\infty$  se referă la mediu.  $Y$  reprezintă concentrația masică de carburant.

În cazul arderii se utilizează numărul de transfer formulat pe baza transferului termic, gradientii termici fiind dominanți.

Ultimul factor al relației reprezintă de fapt corelația Ranz Marschal aplicată picăturii de diametru  $D$ . El introduce dependența vitezei de vaporizare(ardere) de viteza picăturii față de mediu permițând cuantificarea existenței unui câmp de viteze în interiorul camerei de ardere (presupus uniform, păstrând ipoteza omogenității). Pentru a lega mișcarea picăturii de cea a norului de picături vom modifica acest factor, calculându-l în raport cu diametru  $D_{32}$  pentru toate picăturile acest fapt simplificând considerabil calculele și simulând într-un mod empiric influențele reciproce dintre picăturile norului (Considerarea aceleiași corecții pentru toate picăturile aceleiași tranșe echivalează cu o mediere a influenței vitezelor picăturilor asupra procesului de vaporizare toate picăturile au aceeași viteză egală cu viteza de penetrație a tranșei, asupra fiecărei picături acționează aceleași forțe aerodinamice și anume forțele aerodinamice corespunzătoare diametrului virtual specific tranșei  $D_{32}$ ). Remarcăm faptul că formula lui McDonnell este un caz particular al formulelor lui Faeth, ea obținându-se presupunând că valoarea criteriului Lewis este 1 ( $Le=1$  adică transferul de căldură are aceeași intensitate cu transferul de masă) și cu utilizarea corecției Ranz-Marschal pentru evaluarea transferurilor convectiv.

Cu această modificare, exprimând masa funcției de densitate și volum, în final obținem relația corespondentă legii diametrelor, pentru cazul ipotezelor enunțate:

$$D \frac{dD}{dt} = \frac{4}{\rho_l} \left( \frac{\alpha}{c_p} \right)_s \ln(1+B) \left( 1 + 0.3 \sqrt{Re_{p,32}} \sqrt{Pr_g} \right) \quad (167)$$

$$D^2 = D_m^2 - \int_0^t \frac{8}{\rho_l} \left( \frac{\alpha}{c_p} \right)_s \ln(1+B) \left( 1 + 0.3 \sqrt{Re_{p,32}} \sqrt{Pr_g} \right) dt \quad (168)$$

Observăm că din relația sub formă diferențială se poate obține viteza de variație a diametrului picăturii care se află în directă corelație cu viteza frontului de flacără se înconjoară picătura față de centrul picăturii. Aparent această viteză tinde la infinit odată cu apropierea valorii diametrului de zero. În realitate acest diametru nu poate atinge valoarea zero (diametrul minim teoretic fiind cel al unei singure molecule de carburant), ca atare nici viteza de deplasare a frontului de flacără nu poate fi infinită.

Pentru a surprinde influența variației parametrilor mediului asupra picăturii vom accepta că relația își păstrează forma indiferent de valorile acestora. Aceasta revine de fapt la considerarea că parametrii mediului constanți pe pas și variabili de la pas la pas (fără a considera influențele variabilității acestora asupra formei formulei). Variabilitatea parametrilor mediului de la pas la pas modelează practic indirect influența arderii în comun a picăturilor (această variabilitate este datorată și arderii fiecărei picături în parte). Modelul ia în considerare influențele directe între picături doar prin presupunerea că factorul de corecție Ranz-Marschal este același pentru toate picăturile aparținând aceleiași tranșe.

Se obține în final viteza masică de ardere a norului de picături aparținând aceleiași tranșe exprimată în relația:

$$\frac{dm_a}{dt}(\tau) = 1.5 \frac{m}{VI} \frac{F(\tau)}{D_{32}^2} \int_{\bar{D}_1}^{\bar{D}_{\max}} (\bar{D}^2 - \bar{D}_1^2(\tau))^{0.5} \bar{D}^{-1} \exp(-B\bar{D}^3) d\bar{D} \quad (169)$$

unde:

$$VI = \int_0^{\bar{D}_{\max}} \bar{D}^{1+3} \exp(-B\bar{D}^3) d\bar{D}$$

iar F caracterizează legea de ardere adoptată pentru o singură picătură

Prin sumarea contribuției fiecărei tranșe se obține legea de degajare a căldurii.

Această metodă de determinare a legii de ardere utilizând norul cu picături de combustibil permite evaluarea arderii ținând cont de influențele directe între picături.

## 4.2. CALCULUL PIERDERILOR PRIN NEETANȘEITĂȚI LA AJUSTAJUL SEGMENTEI - CILINDRU

Calculul pierderilor prin neetanșeități are o importanță prin faptul că odată cu apariția uzurilor pot produce schimbări a formării amestecului aer-combustibil în camera de ardere cu consecințe asupra arderii care ulterior afectează eficiența termodinamică. Acest lucru poate influența performanțele energetice și de poluare ale motorului.[124]

Calculul pentru aceste influențe cu considerarea pulsației, este prezentat în continuare.

S-a elaborat un model al proceselor gazodinamice din regiunea portsegmentei, bazat pe împărțirea acesteia în trepte (vezi figura 64 pag 91<sup>1</sup>) acceptând următoarele ipoteze:

- ∞ Pentru treapta k, având configurația din figura 64a, când segmentul (k+1) se află pe flancul inferior, există numai jocul  $\epsilon_k$ , la fel și dacă segmentul (k+1) ajunge pe flancul superior (figura 64b).
- ∞ Pentru o poziție intermediară, în care segmentul se deplasează cu distanța  $x_{k+1}$  care îndeplinește condiția  $0 < x_{k+1} < 0,5h_{k+1}$  (figura 64c), jocul  $a_{k+1}$  și rostul  $s_{k+1}$  sunt păstrate de treapta k, ce se separă de treapta (k+1) prin flancul inferior al segmentului (k+1) și suprafața cilindrică cu generatoarea AB
- ∞ în momentul când deplasarea segmentului ia valoarea  $x_{k+1} = 0,5h_{k+1}$ , conținutul spațiilor amintite este cedat izoterm și izobar treptei (k+1);
- ∞ pentru pozițiile în care deplasarea segmentului satisface condiția  $0,5h_{k+1} < x_{k+1} < h_{k+1}$ , (figura 64d), treptele k și (k+1) sunt separate prin flancul superior al segmentului (k+1) și suprafața cilindrică cu generatoarea CD

Pentru a analiza curgerea gazelor prin treapta k, se admite că în motor evoluează gaze reale, iar curgerea dintr-o treaptă în alta este adiabatică. Se presupune că energia cinetică a gazelor se transformă integral în căldură în momentul când ele pătrund într-o treaptă. Astfel bilanțul energetic al treptei k este:

$$dU_k = -dQ_k - 10^{-3} p_k dV_k + dE_k \quad (170)$$

și arată că variația energiei interne  $U_k$ , în kJ, a gazelor din treaptă se datorează schimbului de căldură dintre acestea și mediile înconjurătoare, lucrului mecanic rezultat prin variația volumului  $V_k$ , în m<sup>3</sup>, al treptei precum și aportului de energie prin curgerea între treapta k și cele învecinate. Neglijând variația căldurilor specifice cu temperatura, se poate scrie

$$dQ_k = d(v_k C_{v,k} T_k) = v_k C_{v,k} + C_{v,k} dT_k dv_k \quad (171)$$

<sup>1</sup> După studiul efectuat de Zătreanu în teza de doctorat

unde  $v_k$  este cantitatea de gaze din treapta  $k$ , în kmol,

$C_{v,k}$  căldura specifică la volum constant a acestor gaze în kJ/kmol K

$T_k$  temperatura lor, în K

Din (170) și (171) se deduce

$$dT_k = \frac{1}{v_k C_{v,k}} (-dQ_k - 10^{-3} p_k dV_k + dE_k - C_{v,k} T_k dv_k) \quad (172)$$

În funcție de valorile presiunilor din treptele  $(k-1)$ ,  $k$  și  $(k+1)$  sunt posibile patru cazuri de curgere. Aportul de energie  $dE_k$  depinde de relațiile caracteristice fiecărui caz între aceste presiuni și este dat de suma algebrică a două componente de forma  $dE_{q,r} = C_{p,q} T_q dv_{q,r}$ ; în fiecare componentă unul din indicii  $q$  și  $r$  se referă la treapta  $k$ , iar celălalt la treapta  $(k-1)$  sau la treapta  $(k+1)$ ;  $dE_{q,r}$  este aportul de energie prin curgerea din treapta  $q$  în treapta  $r$ ;  $C_{p,q}$  –căldura specifică la presiune constantă a gazelor din treapta  $q$ , în (kJ/kmol K), la temperatura  $T_q$ , în (K).

Cantitatea elementară de gaze schimbată de două trepte se calculează cu relația:

$$dv_{q,r} = \frac{1}{6nM_q} \sqrt{\frac{2}{M_q} \frac{\mu_{q,r} f_{q,r}}{V_{q,r}}} \sqrt{C_{p,q} T_q - C_{p,q,r} T_{q,r}} d\alpha \quad (173)$$

în care :

$\alpha$  este unghiul de rotație al arborelui cotit, în ( $^{\circ}$ RAC);

$M_q$ -masa molară a gazelor din treapta  $q$  în (kg/kmol)

$n$  - turația, în (rot/min)

$V_{q,r}$  - în ( $m^3/kg$ )

$C_{p,q,r}$  –căldura specifică în (kJ/kmol K)

$T_{q,r}$  - temperatura în (K)

Căldura specifică la presiune constantă și temperatura gazelor ce părăsesc treapta  $q$  la ieșirea din secțiunea  $f_{q,r}$ , în ( $m^2$ ), unde pierderile sunt apreciate prin coeficientul de debit  $\mu_{q,r}$

Cantitatea dată de (173) intervine în calculul componentei  $dE_{q,r}$ , a aportului de energie prin curgere. Suma algebrică a două componente de forma (173) exprimă variația  $dv$ , ce reprezintă bilanțul treptei  $k$ .

În tabelul 5 se prezintă cele patru cazuri de curgere posibile și ecuațiile de bilanț energetic și masic corespunzătoare.

Modelul descris se folosește pentru a determina, pe durata unui ciclu motor, variația stării gazelor în treptele de segmenti și cantitatea de gaze care trece de ultima treaptă  $(m-1)$  și deci pătrunde în carter. Dacă pistonul are  $m$  segmenti, între ei sunt cuprinse treptele  $1,2,3,\dots(m-1)$ <sup>1</sup>.

<sup>1</sup> Gazele din cilindru și din carter 0 și respectiv  $m$



Se împarte perioada ciclului în intervale  $\Delta\alpha$ . La sfârșitul unui interval oarecare  $\tau$ , cuprins între momentele  $\tau-1$  și  $\tau$ , mărimile caracteristice ale gazelor din treapta  $k$  se calculează cu relațiile:

$$T_{k,\tau} = T_{k,\tau-1} + \frac{\Delta T_{k,\tau-1}}{\Delta\alpha} \Delta\alpha \text{ [K]} \quad (174)$$

$$v_{k,\tau-1} = v_{k,\tau-1} + \frac{\Delta v_{k,\tau-1}}{\Delta\alpha} \Delta\alpha \text{ [kmol]} \quad (175)$$

$$p_{k,\tau} = 10^{-3} \frac{v_{k,\tau} RT_{k,\tau}}{V_{k,\tau}} \text{ [MPa]} \quad (176)$$

în care  $R=8,314$  [kJ/kmol K] este constanta gazelor, variațiile  $\Delta T_{k,\tau-1}/\Delta\alpha$  și  $\Delta v_{k,\tau-1}/\Delta\alpha$  respectă ecuațiile de bilanț din tabelul 5. În relațiile din tabel semnificația coeficienților este următoarea:

$$\chi_k = \frac{C_{p,k}}{C_{v,k}} \quad (177)$$

$$A_k = \frac{1}{v_k C_{v,k}} \left( \frac{dQ_k}{d\alpha} + 10^{-3} p_k \frac{dV_k}{d\alpha} \right); \quad (178)$$

$$B_k = \left( \frac{C_{p,k-1}}{C_{v,k}} T_{k-1} - T_k \right) \frac{dv_{k-1,k}}{d\alpha}; \quad (179)$$

$$D_k = \left( \frac{C_{p,k+1}}{C_{v,k}} T_{k+1} - T_k \right) \frac{dv_{k+1,k}}{d\alpha} \quad (180)$$

Aplicând relațiile 174...176 se află succesiv mărimile de stare din treptele 1...(m-1) la finele primului interval de calcul, a cărui origine (momentul 0), se va lua la motoarele în patru timpi, în PME de la începutul cursei de comprimare. Procedând la fel pentru intervalul al doilea și pentru toate celelalte intervale, se obțin variațiile presiunilor și temperaturilor pe ciclu motor.

Dacă  $\Delta v_{m,\tau}$  este cantitatea de gaze de carter între momentele 0 și  $\tau-1$ , cantitatea schimbată până la sfârșitul intervalului  $\tau$  are expresia:

$$\Delta v_{m,\tau-1} = \Delta v_{m,\tau-1} + \frac{\Delta v_{m-1,m,\tau-1}}{\Delta\alpha} \Delta\alpha; \text{ [kmol]} \quad (181)$$

când  $p_{m-1,\tau-1} > p_{m,\tau-1}$  respectiv

$$\Delta v_{m,\tau-1} = \Delta v_{m,\tau-1} - \frac{\Delta v_{m,m-1,\tau-1}}{\Delta\alpha} \Delta\alpha \text{ [kmol]} \quad (182)$$

când  $p_{m-1,\tau-1} < p_{m,\tau-1}$  al doilea termen din relațiile 181 și 182 se calculează conform ecuației 173 pentru momentul ( $\tau-1$ ). Utilizând una din expresiile 181, 182, în fiecare interval, rezultă în final cantitatea de gaze care scapă în carter pe durata ciclului motor.

Tabelul 5

Cazul	Relațiile dintre presiuni	Bilanțul energetic	Bilanțul masic
1	$p_{k-1} > p_k$	$\frac{dT_k}{d\alpha} = -A_k + \frac{1}{v_k} \left[ B_k - (\chi_{k-1}) T_k \frac{dv_{k,k-1}}{d\alpha} \right]$	$\frac{dv_k}{d\alpha} = \frac{dv_{k-1,k}}{d\alpha} - \frac{dv_{k,k-1}}{d\alpha}$
2	$p_{k-1} > p_k$	$\frac{dT_k}{d\alpha} = -A_k + \frac{1}{v_k} [B_k - D_k]$	$\frac{dv_k}{d\alpha} = \frac{dv_{k-1,k}}{d\alpha} + \frac{dv_{k+1,k}}{d\alpha}$
3	$p_{k-1} < p_k$	$\frac{dT_k}{d\alpha} = -A_k + \frac{1}{v_k} \left[ (\chi_{k-1}) T_k \frac{dv_{k,k-1}}{d\alpha} - D_k \right]$	$\frac{dv_k}{d\alpha} = - \frac{dv_{k,k-1}}{d\alpha} + \frac{dv_{k+1,k}}{d\alpha}$
4	$p_{k-1} < p_k$	$\frac{dT_k}{d\alpha} = -A_k + \frac{\chi_{k-1}}{v_k} T_k \left[ \frac{dv_{k,k-1}}{d\alpha} + \frac{d_{k,k-1}}{d\alpha} \right]$	$\frac{dv_k}{d\alpha} = - \frac{dv_{k,k-1}}{d\alpha} - \frac{dv_{k,k+1}}{d\alpha}$

Pentru calcule, trebuie cunoscută variația presiunii  $p_0$ , și mărimile care condiționează schimbul de căldură. Se presupune că treptele 1..m conțin, inițial, numai gaze arse, ale căror mărimi se apoximează după date statistice. Se admite că atât compoziția cât și mărimile de stare ale gazelor din carter rămân invariabile.

Se mai consideră următoarele:

- ☞ în cilindru se află inițial, numai încărcătură proaspătă, a cărei temperatură se alege statistic,
- ☞ compoziția gazelor din cilindru nu se modifică până la amorsarea arderii,
- ☞ arderea decurge în tranșe, corespunzătoare intervalelor  $\Delta\alpha$ , între începutul și momentul  $\tau$  fiind arsă fracțiunea  $\xi_\tau$  din combustibil.

În momentul  $\tau$ , cilindru conține cantitatea de încărcătură proaspătă:

$$v'_{0,\tau} = (1 - \xi_\tau) v_{0,d} \quad (183)$$

și cantitatea de gaze arse:

$$v''_{0,\tau} = (1 + \Delta\xi_\tau) \xi_\tau v_{0,d} \quad (184)$$

unde:

$v_{0,d} = v'_{0,d}$  este cantitatea de încărcătură proaspătă din cilindru în momentul amorsării arderii;

factorul  $\delta$ , depinzând de compoziția combustibilului și de excesul de aer, exprimă variația molară relativă pe durata arderii.

După încheierea arderii, compoziția în cilindru rămâne invariabilă (gaze arse) până în momentul în care începe ridicarea supapei de admisiune. Se admite, că din acest moment, cilindru conține numai încărcătură proaspătă.

Compoziția gazelor din treptele 1...(m-1) este variabilă, din cauza schimburilor de substanță între trepte.

Cantitatea  $v_{k,\tau}$  de gaze aflate în treapta k la finele intervalului  $\tau$  cuprinde încărcătură proaspătă cu participația:

$$\rho'_{k,\tau} = \frac{\Delta v'_{k,\tau}}{v_{k,\tau}} \quad (185)$$

și gaze arse de participația:

$$\rho'' = 1 - \rho'_{k,\tau}, \quad (186)$$

în care  $\Delta v'_{k,\tau}$  fiind cantitatea de încărcătură proaspătă acumulată între momentele 0 și  $\tau$  (tabelul 6 )

Tabelul 6

Cazul	Relațiile dintre presiuni		Cantitatea
1	$p_k > p_{k-1}$	$p_k > p_{k+1}$	$\Delta v'_{k,r-1} = \Delta v'_{k,r-1} + \left( \rho'_{k-1,r-1} \frac{\Delta v_{k-1,k,r-1}}{\Delta \alpha} - \rho'_{k,r-1} \frac{\Delta v_{k,k+1,r-1}}{\Delta \alpha} \right) \Delta \alpha$
2	$p_k > p_{k-1}$	$p_k < p_{k+1}$	$\Delta v'_{k,r-1} = \Delta v'_{k,r-1} + \left( \rho'_{k-1,r-1} \frac{\Delta v_{k-1,k,r-1}}{\Delta \alpha} + \rho'_{k,r-1} \frac{\Delta v_{k,k+1,r-1}}{\Delta \alpha} \right) \Delta \alpha$
3	$p_k < p_{k-1}$	$p_k < p_{k+1}$	$\Delta v'_{k,r-1} = \Delta v'_{k,r-1} - \left( \rho'_{k-1,r-1} \frac{\Delta v_{k-1,k,r-1}}{\Delta \alpha} - \rho'_{k,r-1} \frac{\Delta v_{k,k+1,r-1}}{\Delta \alpha} \right) \Delta \alpha$
4	$p_k < p_{k-1}$	$p_k > p_{k+1}$	$\Delta v'_{k,r-1} = \Delta v'_{k,r-1} - \left( \rho'_{k-1,r-1} \frac{\Delta v_{k-1,k,r-1}}{\Delta \alpha} \Delta \alpha \right)$

Pentru comprimare, considerată politropică, temperatura la sfârșitul intervalului  $\tau$  se calculează cu relația:

$$T_{0,\tau} = T(p_{0,\tau}/p)^m, \quad (187)$$

în care

$$p = p_{0,0};$$

$$T = T_{0,0};$$

$$m = (m_c - 1)/m_c,$$

$m_c$  fiind exponentul mediu ales.

Se presupune că în timpul arderii încărcătura proaspătă și gazele arse ocupă două zone la presiuni momentane egale, separate prin frontul flăcării (amestec neomeogen). Schimburile termice între aceste zone sunt neglijabile.

Astfel, încărcătura nersă execută o comprimare adiabatică în fiecare interval  $\tau$ , la sfârșitul lui având temperatura  $T_{0,\tau}$  dată de relația (187), unde  $p = p_{0,d}$ ;  $T = T_{0,d}$ ;  $m = (\chi_{0,\tau-1} - 1)/\chi_{0,\tau-1}$ ,  $\chi_{0,\tau-1}$  fiind calculat la temperatura inițială  $T_{0,\tau-1}$ .

Se admite că tranșa aferentă fiecărui interval are temperatura flăcării:

$$T_f = T_{0,d} + Q_i / (v'' C_{v,d}), \quad (188)$$

unde:

$Q_i$  este puterea calorică inferioară a combustibilului, în kJ/kg;

$v''$  - cantitatea produsă prin arderea stoichiometrică, în kmol/kg;

$C_{v,d}$  - căldura specifică calculată la  $T_{0,d}$ .

Gazele produse în intervalul  $\tau$  se destind adiabatic până la presiunea  $p_{0,\tau}$ , iar gazele arse anterior sunt comprimate adiabatic între  $p_{0,\tau-1}$  și  $p_{0,\tau}$ . Pentru amestecul format din aceste categorii, rezultă temperatura:

$$T_{0,\tau}'' = \frac{\xi_{\tau-1} T_{0,\tau-1}'' + (\xi_{\tau} - \xi_{\tau-1}) T_F^{1/\chi_f} T_{0,\tau}^{(\chi_f-1)/\chi_f}}{\xi_{\tau}} \left( \frac{p_{0,\tau}}{p_{0,\tau-1}} \right)^{(\chi_f-1)/\chi_f} \quad (189)$$

$\chi_f$  fiind determinat la  $T_f$

Între sfârșitul arderii și momentul SE când începe ridicarea supapei de evacuare, se admite că volumul  $V_{0,\tau} = V_{c,\tau}$ .

$V_c$  este volumul cilindrului la finele intervalului  $\tau$ . Temperatura  $T_{0,\tau}$  rezultă din ecuația de stare.

Se presupune că gazele se destind politropic de la  $p_{SE}$  și  $T_{SE}$  până când ating parametrii evacuării izobare ( $p_{ev}$ ,  $T_{ev}$ ).

Între aceste momente, temperatura are expresia (187), în care  $p = p_{ev}$ ;  $T = T_{ev}$ ;  $m = \lg(T_{SE}/T_{ev})/\lg(p_{SE}/p_{ev})$ . În continuare,  $T_{0,\tau} = T_{e,v}$  până începe ridicarea supapei de admisiune.

În prima parte a admisiunii, considerată transformarea politropică. Temperatura  $T_{0,\tau}$  se calculează cu (187) , pentru  $p = p_{0,0}$  ;  $T = T_{0,\tau}$  ; și  $m = \lg(T_{ev}/T_{0,0})/\lg(p_{e,v}/p_{0,0})$ . Mai departe,  $T_{0,\tau} = T_{0,0}$ .

Pentru a surprinde în calcul influența pulsației segmentelor, se utilizează ecuațiile care descriu dinamica acestora determinată prin condițiile de stabilitate de flancuri și ecuația deplasării axiale.

Condiția de stabilitate pe flancul inferior are forma (105) . Condiția de stabilitate pe flancul superior se înscrie având în vedere că, în această poziție (figura 65b) , forțele de presiune pe segmentul (k+1) sunt:

$$F_{gs} = \beta_k p_k a_{k+1} \quad (190)$$

unde  $\beta_k = \varepsilon_k / a_{k+1}$  și

$$F_{gi} = p_k a_{k+1} \quad (191)$$

Iar forța de frecare (101) devine

$$F_f = \mu \left( p_E + \frac{D - 2a_{k+1}}{D} p_{k+1} \right) h_{k+1} \quad (192)$$

Rezultă astfel:

$$\beta_k p_k - p_{k+1} \mu \frac{h_{k+1}}{a_{k+1}} \left( p_E + \frac{D - 2a_{k+1}}{D} p_{k+1} \right) - 10^{-6} h_{k+1} \rho (j_p - g) < 0 \quad (193)$$

*Ecuația deplasării axiale a segmentului* exprimă echilibru dinamic al forțelor care acționează asupra sa axial. Ea se determină observând că, pentru segmentul (k+1) aflat în mișcare (figura 95) , forțele de presiune sunt date de relațiile (99) și (191), iar forța de inerție este:

$$F_i = -10^{-6} a_{k+1} h_{k+1} \rho \frac{d^2 x}{dt^2} \quad (194)$$

$\frac{d^2 x}{dt^2}$  fiind accelerația absolută a segmentului, celelalte forțe aplicate axial, adică  $F_f$  și  $G$ , au expresiile (101), și respectiv (104).

Considerând sistemul de coordonate  $x_{k+1} 0_{k+1} y_{k+1}$  legat indeformabil de piston, cu originea în centrul secțiunii segmentului (k+1) sprijinit pe flancul inferior se obține deplasarea absolută

$$x = x_{0_{k+1}} - x_{k+1} = x_{p,k+1} - \left( \frac{h_{k+1}}{2} + x_{k+1} \right) \quad (195)$$

iar din (194) și (195) se deduce:

$$F_i = -10^{-6} a_{k+1} h_{k+1} \rho \left( j_p - \frac{d^2 x_{k+1}}{dt^2} \right) \quad (196)$$

presupunând pozitive forțele îndreptate în sensul  $0_{k+1} x_{k+1}$ , ecuația deplasării axiale a segmentului (k+1) rezultă

$$-p_k + p_{k+1} \mu \mu \frac{h_{k+1}}{a_{k+1}} \left( p_E + \frac{D - 2a_{k+1}}{D} p_{s,k+1} \right) + 10^{-6} h_{k+1} \rho \left( j_p - \frac{d^2 x_{k+1}}{dt^2} - g \right) = 0 \quad (197)$$

unde al treilea termen este negativ sau pozitiv, după cum segmentul se deplasează spre PMI, respectiv spre PME.

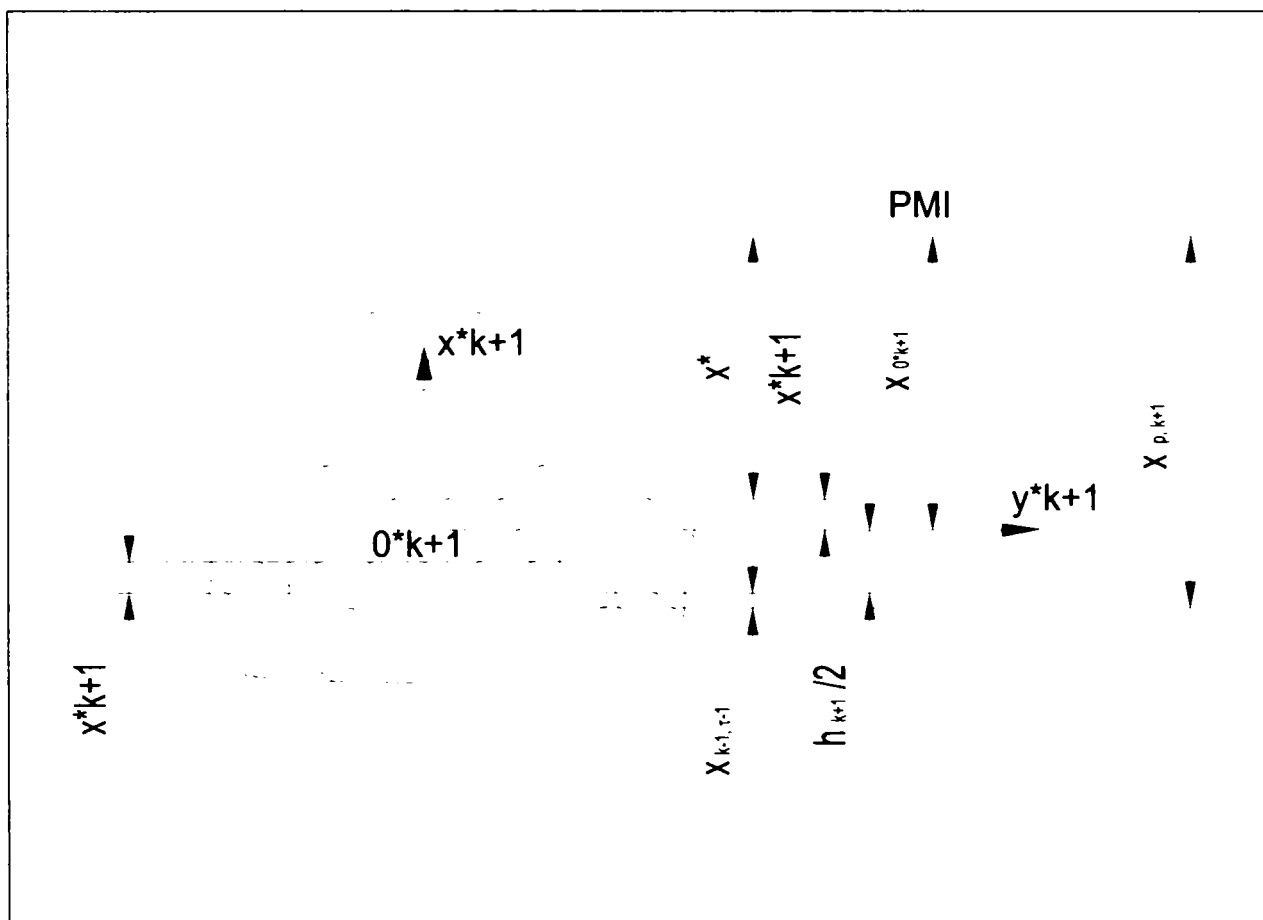


Fig. 95 Poziția instantanee a segmentului (k+1) [124]

La inițierea calculelor forțele de inerție ale segmentelor<sup>1</sup> sunt orientate spre carter și au valori mari, deoarece în PME accelerația pistonului trece prin valoarea minimă  $j_{pmin}$ , calculată cu relația  $j_{pmin} = 10^{-3} \omega^2 (1 - \Lambda)$ .

Datorită acestui fapt, condițiile de forma (105) sunt îndeplinite în momentul 0, segmentii fiind așezați pe flancurile inferioare.

Aceste condiții trebuie verificate la începutul intervalului al doilea și al celor următoare.

În intervalele în care sunt satisfăcute, poziția segmentelor nu se modifică, ceea ce înseamnă că nu există lucru mecanic în bilanțul energetic (tabelul 21), iar suprafețele de schimb de căldură și secțiunile de curgere se calculează conform alcătuirii treptelor din figura 64a.

<sup>1</sup> conform relației 103

Infirmary condiției de forma (105) pentru un segment denotă că el se ridică în canalul din piston. Pe intervalul respectiv trebuie calculată deplasarea acelu segment, integrând ecuația de forma (177)

Deoarece se lucrează cu intervale de  $\Delta\alpha = 1^\circ \text{RAC}$ , la integrare se neglijează variația presiunilor pe interval.

Presupunând că segmentul (k+1) se află în mișcare ascendentă la începutul intervalului  $\tau$  (figura 96) se notează cu  $x_{k+1}^*$  deplasarea sa măsurată față de momentul inițial ( $\tau-1$ ).

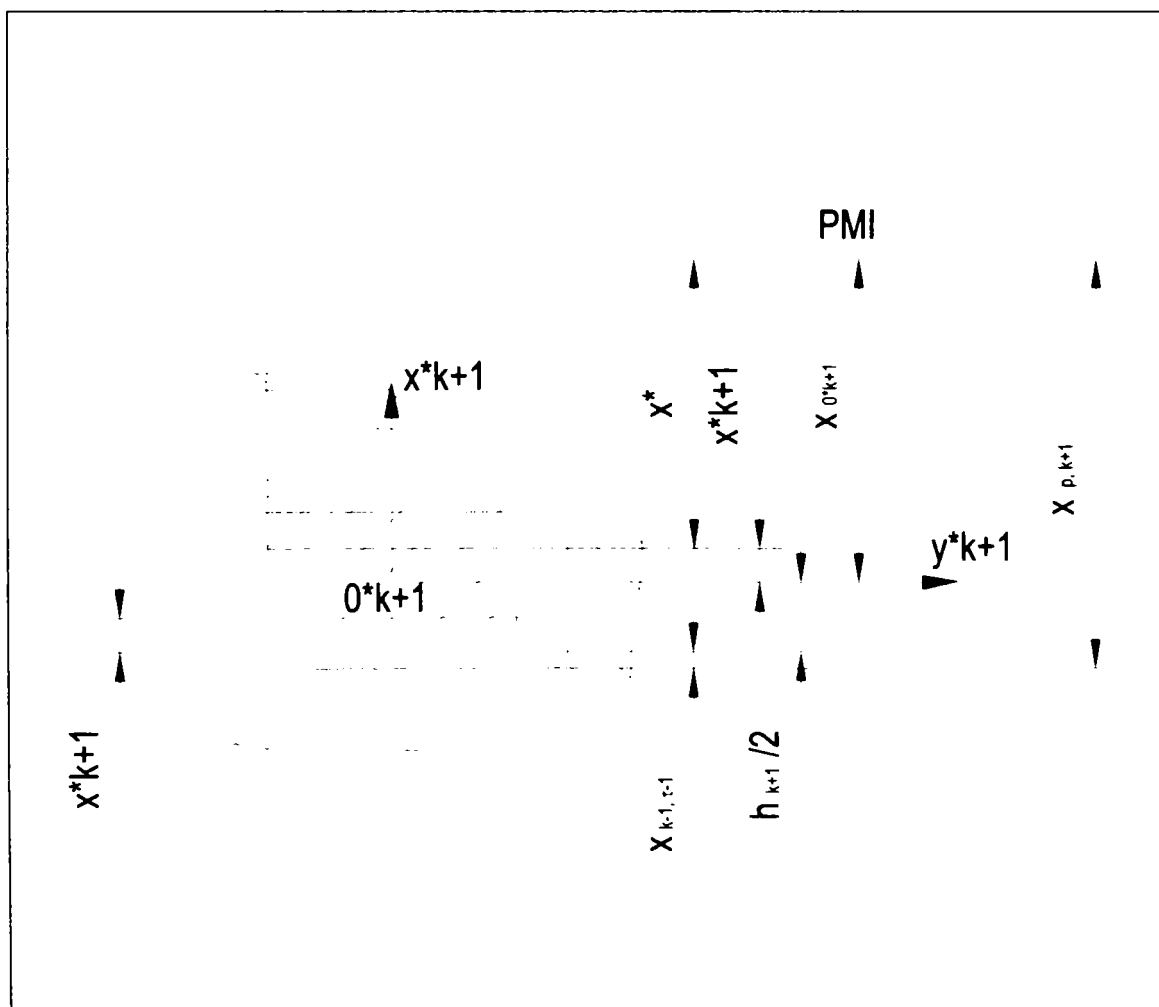


Fig. 96 Deplasarea ascendentă a segmentului (k+1) față de o poziție oarecare [124]

Adoptarea acestei notații revine la considerarea sistemului de coordonate auxiliar  $x_{k+1}^*, 0_{k+1}^*, y_{k+1}^*$  decalat înainte  $x_{k+1, \tau-1}^*$  față de sistemul legat indeformabil de piston. Deplasarea absolută a segmentului devine:

$$x^* = x_{p, k+1} - \left( \frac{h_{k+1}}{2} + x_{k+1, \tau-1}^* + x_{k+1}^* \right), \quad (198)$$

iar forța de inerție este:

$$F_i = -10^{-6} a_{k+1} h_{k+1} \rho \left( j_p - \frac{d^2 x_{k+1}^*}{dt^2} \right) \quad (199)$$



pe intervalul  $\tau$ , ecuația deplasării segmentului ia forma:

$$\frac{d^2 x_{k+1}^*}{dt^2} = 10^6 \frac{P_{k+1,\tau-1} - P_{k,\tau-1}}{h_{k+1}\rho} - g - 10^6 \frac{\mu}{a_{k+1}\rho} \left( p_E + \frac{D - 2a_{k+1}}{D} p_{s,k+1,\tau-1} \right) + j_p \quad (200)$$

Deplasarea  $x_{k+1,\tau}^*$  pe intervalul  $\tau$ , dedusă prin integrarea ecuației (200) are expresia (1) din tabelul 7  
)

Tabelul 7 Deplasarea segmentului (k+1)

Intervalul	Deplasarea pe interval	Viteza inițială
$\tau$ (oarecare)	$x_{k+1,\tau}^i = \pm \left[ 10^6 \frac{P_{k+1,\tau-1} - P_{k,\tau-1}}{h_{k+1,\rho}} - g \mu \right. \\ \left. \pm 10^6 \frac{\mu}{a_{k+1,\rho}} \left( p_E - \frac{D - 2a_{k+1}}{D} P_{s,k+1,\tau-1} \right) \right] \frac{(\Delta\alpha)^2}{72n^2} \mu$ $\mu (W_{k+1,\tau-1} - W_{p,\tau-1}) \left( \frac{\Delta\alpha}{6n} \right) \pm x_{p,\tau} \mu x_{p,\tau-1} \text{ [m]} \quad (1)$	$W_{k+1,\tau-1} = \left[ 10^6 \frac{P_{k+1,\tau-2} - P_{k,\tau-2}}{h_{k+1,\rho}} - g \mu \right. \\ \left. \pm 10^6 \frac{\mu}{a_{k+1,\rho}} \left( p_E - \frac{D - 2a_{k+1}}{D} P_{s,k+1,\tau-2} \right) \right] \frac{\Delta\alpha}{6n} + \\ + (W_{k+1,\tau-2} + W_{p,\tau-1} - W_{p,\tau-2}) \text{ [m/s]} \quad (3)$
$\tau = \bar{\tau} + 1$ (al doilea interval în care segmentul pulsează)	$W_{k+1,\tau-1} = W_{k+1,\tau} = \left[ 10^6 \frac{P_{k+1,\tau-1} - P_{k,\tau-1}}{h_{k+1,\rho}} - g \mu \right. \\ \left. \pm 10^6 \frac{\mu}{a_{k+1,\rho}} \left( p_E - \frac{D - 2a_{k+1}}{D} P_{s,k+1,\tau-1} \right) \right] \frac{\Delta\alpha}{6n} + \\ + (W_{p,\tau} - W_{p,\tau-1}) \text{ [m/s]} \quad (4)$	$W_{k+1,\tau-1} = W_{k+1,\tau} = \left[ 10^6 \frac{P_{k+1,\tau-1} - P_{k,\tau-1}}{h_{k+1,\rho}} - g \mu \right. \\ \left. \pm 10^6 \frac{\mu}{a_{k+1,\rho}} \left( p_E - \frac{D - 2a_{k+1}}{D} P_{s,k+1,\tau-1} \right) \right] \frac{\Delta\alpha}{6n} + \\ + (W_{p,\tau} - W_{p,\tau-1}) \text{ [m/s]} \quad (4)$
$\bar{\tau}$ (primul interval în care segmentul pulsează)	$x_{k+1,\tau}^i = \pm \left[ 10^6 \frac{P_{k+1,\tau-1} - P_{k,\tau-1}}{h_{k+1,\rho}} - g \pm \right. \\ \left. \pm 10^6 \frac{\mu}{a_{k+1,\rho}} \left( p_E - \frac{D - 2a_{k+1}}{D} P_{s,k+1,\tau-1} \right) \right] \frac{(\Delta\alpha)^2}{72n^2} \pm$ $\pm (W_{k+1,\tau-1}) \left( \frac{\Delta\alpha}{6n} \right) \pm x_{p,\tau} \pm x_{p,\tau-1} \text{ [m]} \quad (2)$	$W_{k+1,\tau-1} = 0 \quad (5)$

În calculul schimbului de căldură și al secțiunilor de curgere pe intervalele în care segmentul se deplasează, se ia valoarea medie  $x_{k+1,\tau}^*/2$ .

Pentru a determina variația volumului treptei k, se utilizează întreaga deplasare  $x_{k+1,\tau}^*$ .

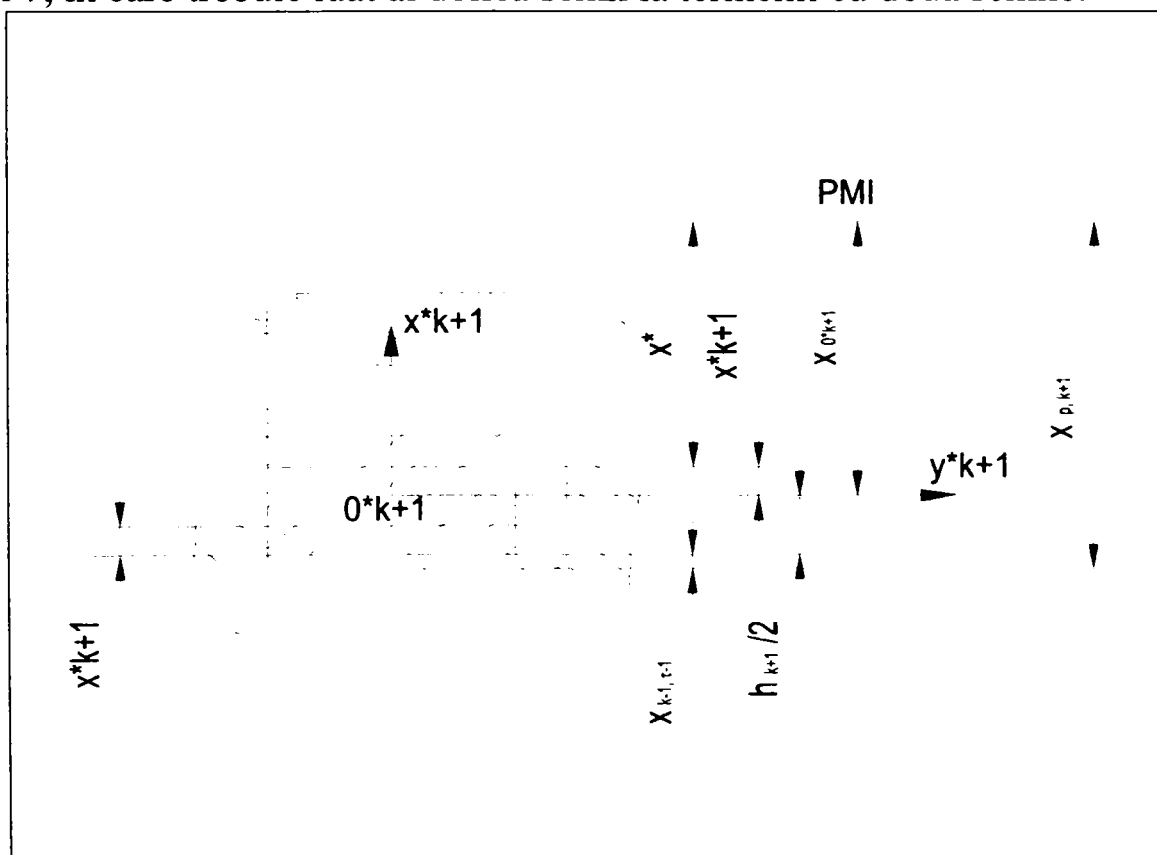
Calculul se desfășoară în acest mod pentru fiecare segment care pulsează, până când el parcurge jocul axial respectiv.

Din acel moment, mărimile ce depind de poziția segmentelor se determină conform figurii 64b.

La începutul intervalelor următoare, se verifică stabilitatea pe flancul superior a fiecărui segment care s-a ridicat pe canal; în acest scop se aplică o condiție de forma (193), în care termenul al treilea este negativ sau pozitiv, după cum pistonul se deplasează spre PME, respectiv PMI.

Când această condiție nu este îndeplinită pentru un segment ce s-a ridicat anterior, el se află în mișcare descendentă.

Deplasarea pe interval se deduce atunci tot pe baza ecuației (200), plasând originea la începutul intervalului (fig.97) se utilizează relațiile din tabelul 7, în care trebuie luat al doilea semn la termenii cu două semne.



**Fig.97 Deplasarea ascendentă a segmentului (k+1) față de o poziție oarecare refăcut desenul [124]**

În general, mărimile obținute la sfârșitul ultimului interval nu coincid cu cele adoptate la momentul 0.

Scăpările de gaze în carter depind de rostul segmentilor  $s$ . O creștere de 55% a acestuia conduce la mărirea cu 32% a cantității  $\Delta v_m$  (figura 98a). De asemenea, scăpările se majorează o dată cu jocul radial  $\varepsilon$  dintre piston și cilindru (figura 98b).

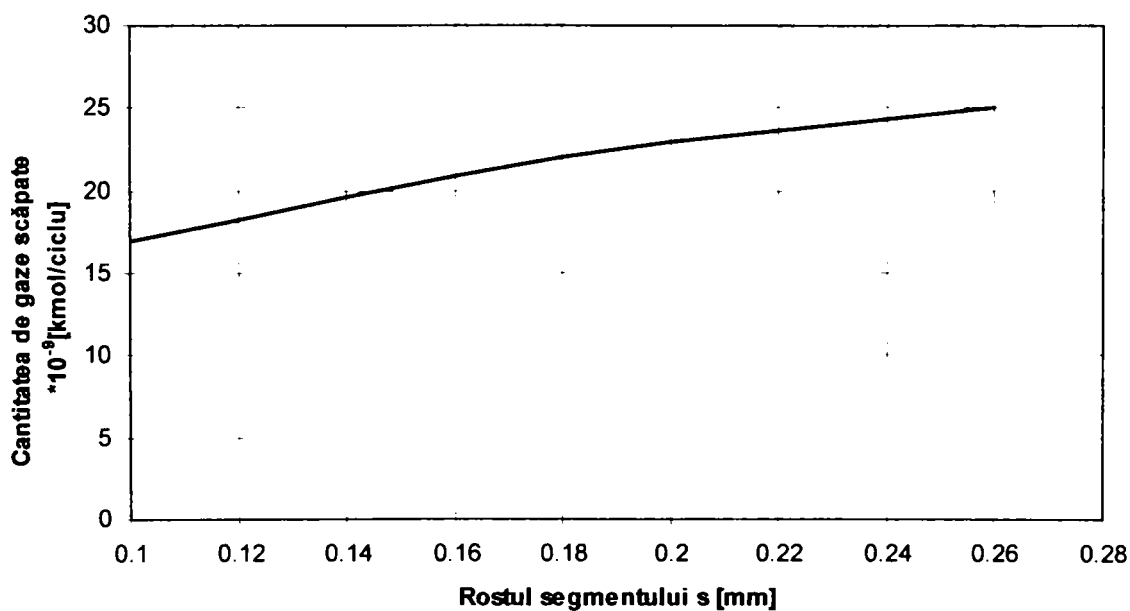
La creșterea turației,  $\Delta v_m$  se micșorează, însă debitul de gaze scăpate  $C_m$  în (l/min), se mărește (figura 99).

Această constatare se explică prin reducerea timpului de curgere, respectiv prin creșterea numărului de cicluri efectuate în unitatea de timp, la mărirea turației.

Influența este mai complexă, deoarece variația antrenează schimbarea zonelor din ciclu în care segmentii pulsează; curgerea gazelor prin secțiuni sporite între treptele de segmenti are loc astfel începând de la nivelele diferite de presiuni.

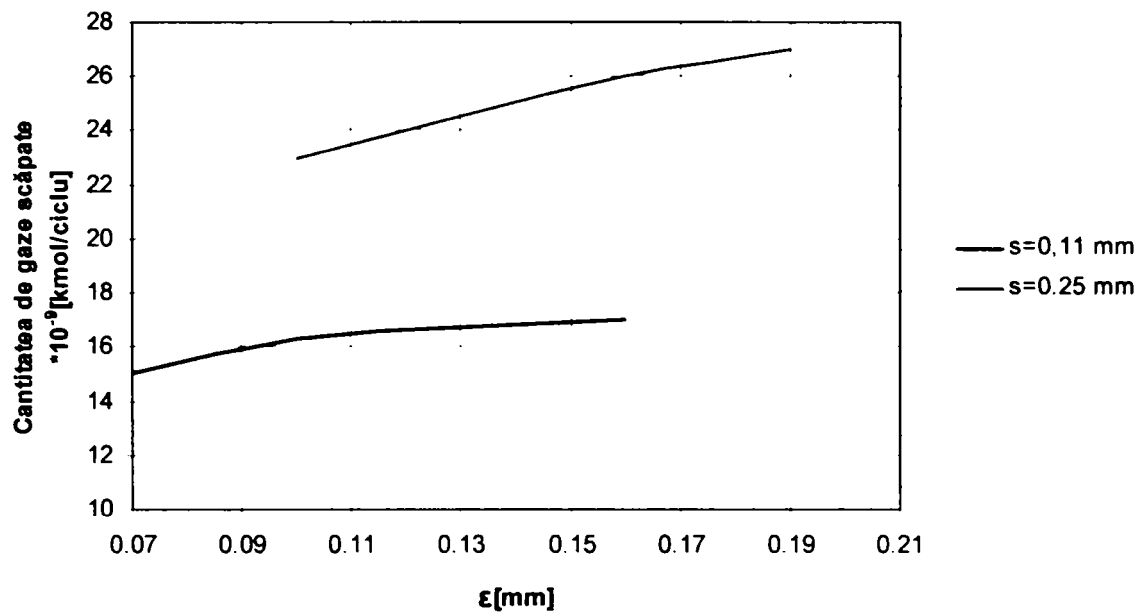
Unele calcule arată că, dacă secțiunea  $f = s\varepsilon$  a rostului este mică, debitul de gaze scăpate devine aproape independent de turație (figura 100).

Variația scăpărilor de gaze cu rostul segmentului



a)

### Variația scăpărilor de gaze cu $\epsilon$



b)

Fig. 98 Influențe asupra cantităților de gaze scăpate [124]

### Variația scăpărilor de gaze cu turația

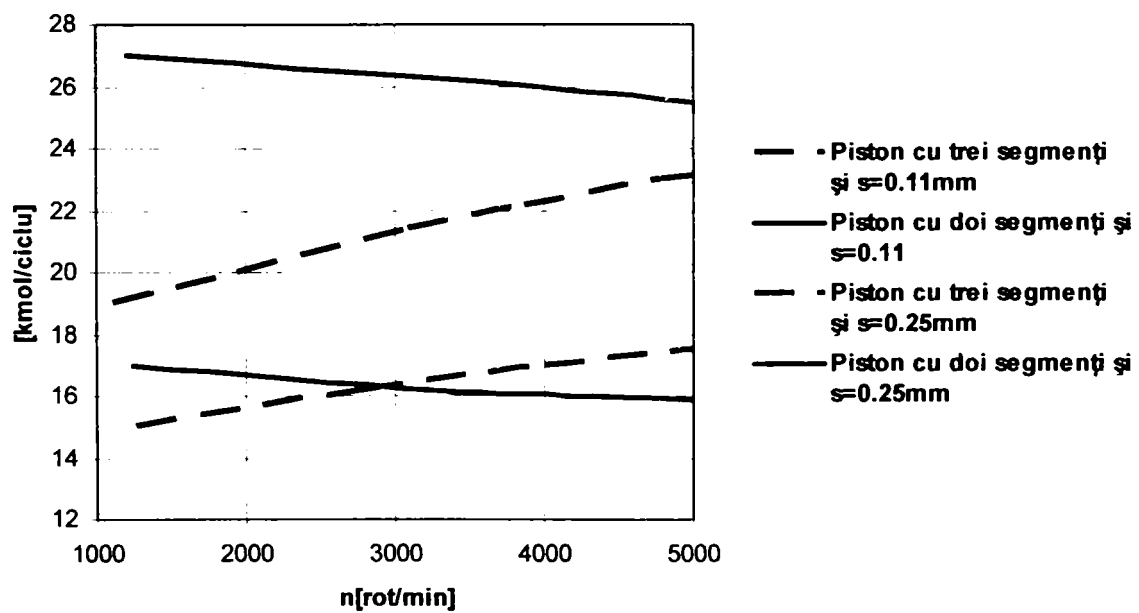
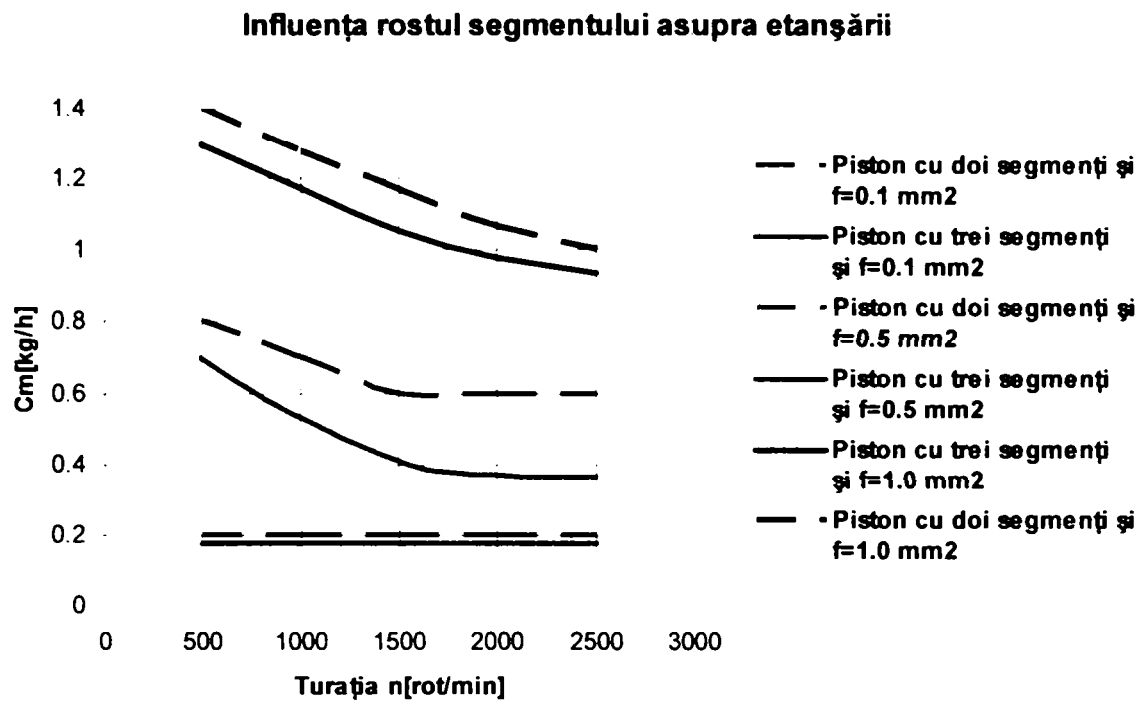


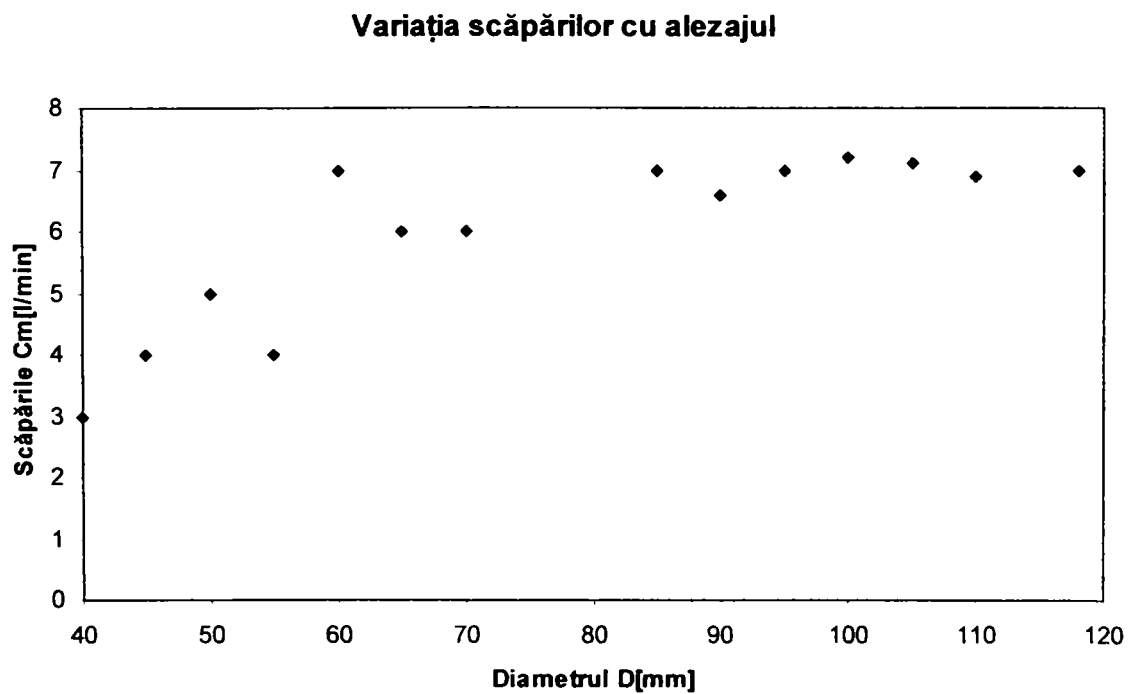
Fig. 99 Variația scăpărilor de gaze cu turația [124]

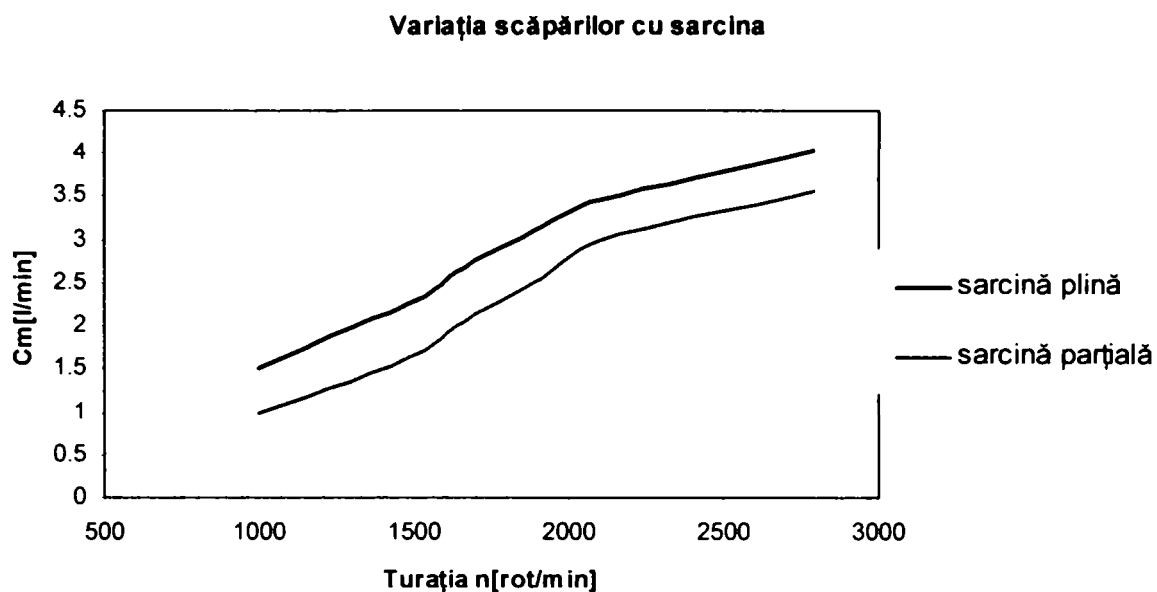


**Fig.100 Influența secțiunii rostului asupra etanșării [124]**

Rezultatele experimentărilor efectuate pe un număr mare de motoare de automobil relevă creșterea debitului de scăpări pe cilindru  $C_m$  la mărirea alezajului (figura 101a)

Scăpările măsurate [124.] sunt mai mici la sarcină parțială decât la sarcina plină (figura 101 b).





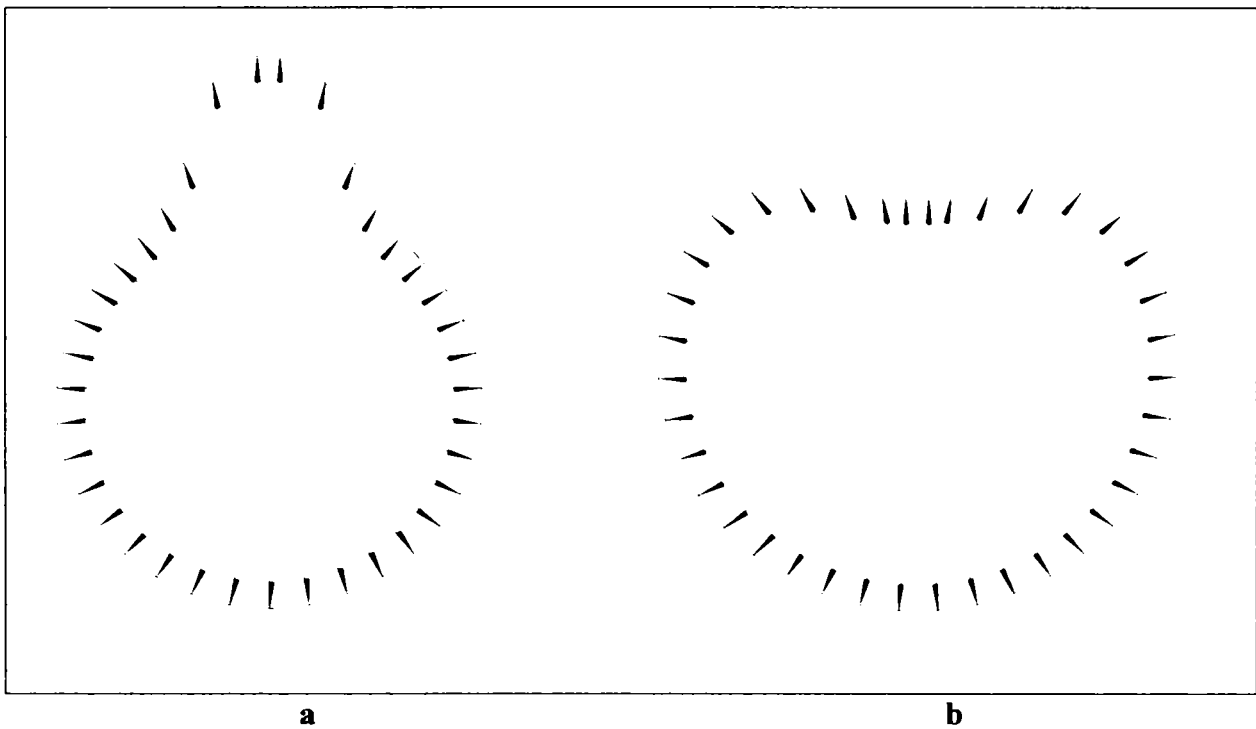
b)

Fig. 101 Variația scăpării de gaze cu alezajul [124]

Pe lângă afectarea etanșării la gaze, pulsația compromite și funcția de etanșare segmentilor de ungere, rezultând creșterea consumului de ulei.

Din cauza contactului prelungit al segmentilor și canalelor lor cu gazele scăpate în condițiile pulsației, se depășesc temperaturile normale, impetând asupra durabilității. Suprafețele flancurilor segmentilor și canalelor se uzează datorită izbiturilor repetate dintre ele și astfel jocul axial crește, ceea ce sporește consecințele pulsației. Pulsația excesivă poate duce la ruperea segmentilor.

Pentru combaterea pulsației, se recomandă ca masa segmentilor să fie redusă, îndeosebi la motoarele rapide, pentru ca forțele lor de inerție să fie moderate; există astfel tendința de a micșora înălțimea segmentului, secțiunea necesară fiind obținută prin mărirea grosimii radiale. Altă măsură constă în asigurarea unor caracteristici elastice ale segmentilor corespunzătoare corecte pe cilindru. În acest sens, sunt favorabili segmentii de presiune variabilă. Se realizează o distribuție a presiunii pe periferia segmentului având valoarea maximă în zona rostului (figura 102a), unde probabilitatea de amorsare a pulsației este mai mare, deoarece capetele segmentului se uzează mai rapid.



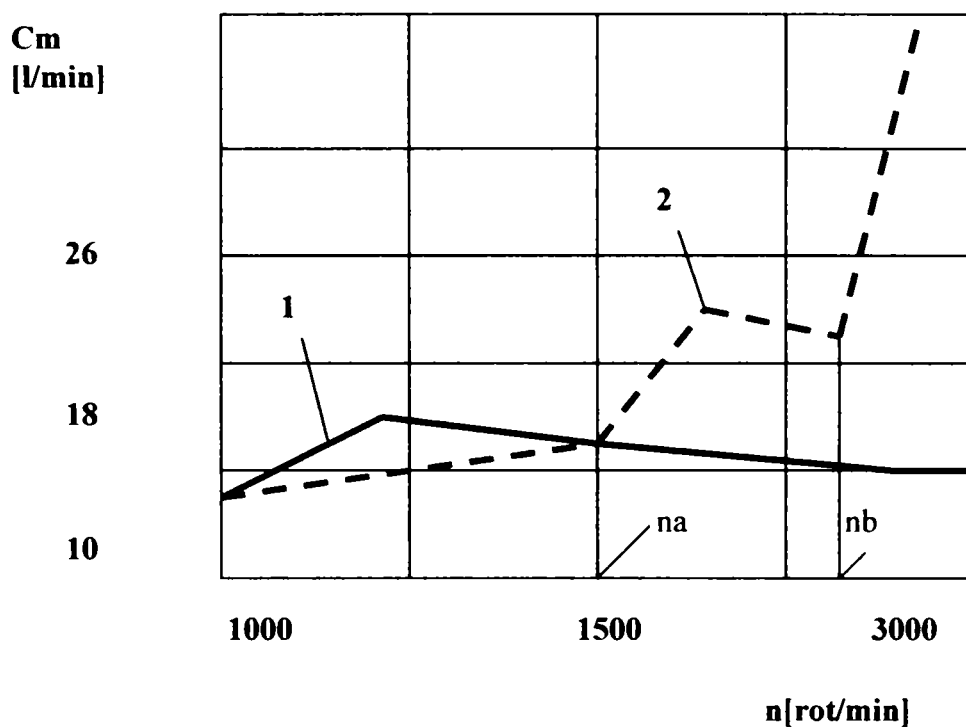
**Fig. 102 Modelul distribuției variabile [124]**

În anumite condiții de funcționare, etanșarea la gaze se deteriorează substanțial, prilejuind creșterea bruscă și neobișnuită a scăpărilor de gaze. Se remarcă apariția unui fum albicios la îmbinările carterului și un zgomot funcțional surd.

Deficiența se datorează fenomenului de vibrație a segmentelor, încercările experimentale arată că, inițial, intră în vibrație segmentii inferiori (figura 103), iar la o turație superioară ( $n_B > n_A$ ) vibrează primul segment.

Întrucât acesta deține rolul principal în etanșare, vibrația lui antrenează creșterea considerabilă a scăpărilor, compromițând iremediabil etanșarea





**Fig.103 Influența vibrației asupra scăpărilor de gaze:  
1-fără vibrație; 2-cu vibrație [124]**

Prin aceste metode de evaluare a pierderilor odată cu deplasarea pistonului de la PMI la PME se pot corobora cu calculul ciclului real de funcționare lucru permis cu ajutorul programului Wordstar Profesional Realese 4 [18].

O aplicație a acestui program precum și rezultatele sunt dezvoltate/aplicate în capitolul 7 .

## CAPITOLUL 5

### METODE ȘI INSTALAȚII EXPERIMENTALE

#### 5.1. PROIECTAREA EXPERIMENTULUI

Cercetarea experimentală are ca obiectiv de bază studiul comportării în serviciu a camerei de ardere a motorului M-511 și compararea rezultatelor cu cele obținute prin calcul pe modele teoretice. Astfel s-au întreprins mai multe etape de încercări și determinări în condiții speciale pentru a se atinge obiectivele experimentului, ținându-se seama de metodele consacrate de încercare folosite la determinările specifice motoarelor cu ardere internă.

Încercările efectuate au fost conduse astfel încât să se poată stabili corelația între comportarea unor factori constructivi ai camerelor de ardere asupra performanțelor energetice dar mai ales de poluare a motorului studiat.

În prima etapă a încercărilor s-a determinat *presiunea elastică*  $p_e$  a elementelor de etanșare a camerelor de ardere (segmentii motorului) datorită importanței păstrării performanțelor inițiale și în serviciu a acestora. Determinările au fost realizate pentru toate seturile de segmenti atât pentru cazul segmentilor noi (N1) cât și pentru cazul seturilor de segmenti uzați (U1,U2,U3), cazuri prezentate în capitolul 5.2.2.. Tot în această etapă au fost realizate măsurători de greutate atât pentru segmentii noi cât și uzați stabilindu-se o metodă de apreciere a uzurii, precum și o confirmare a stării a camerei de ardere posibil de evidențiat chiar și vizual.

În etapa a doua s-a realizat determinarea *parametrilor energetici* și *de poluare* ai motorului funcție de segmentii montați pe motor. Astfel s-a determinat:

- Puterea efectivă  $P_e$  [kW]
- Momentul motor efectiv [Nm]
- Consumul orar de combustibil  $c_h$  [kg/h]
- Consumul efectiv de combustibil  $c_e$  [kg/kwh]
- Doza ciclică de combustibil  $d_c$  [kg/ciclu]
- Gradul de fum Bosch (Opacitatea) [%]
- Gradul de absorbție, sau gradul de fum Hartridge[  $m^{-1}$ ]

Tot în această etapă odată cu fiecare încercare s-au achiziționat prin intermediul plăcii de achiziție *presiunea din cilindru* pentru fiecare grad RAC. Astfel s-a reușit determinarea corelării între evoluția presiunii din camera de ardere și gradul de etanșare a acesteia, precum și *presiunea de*

injecție pentru fiecare grad RAC. Organigrama programului experimental este prezentată în figura 104.

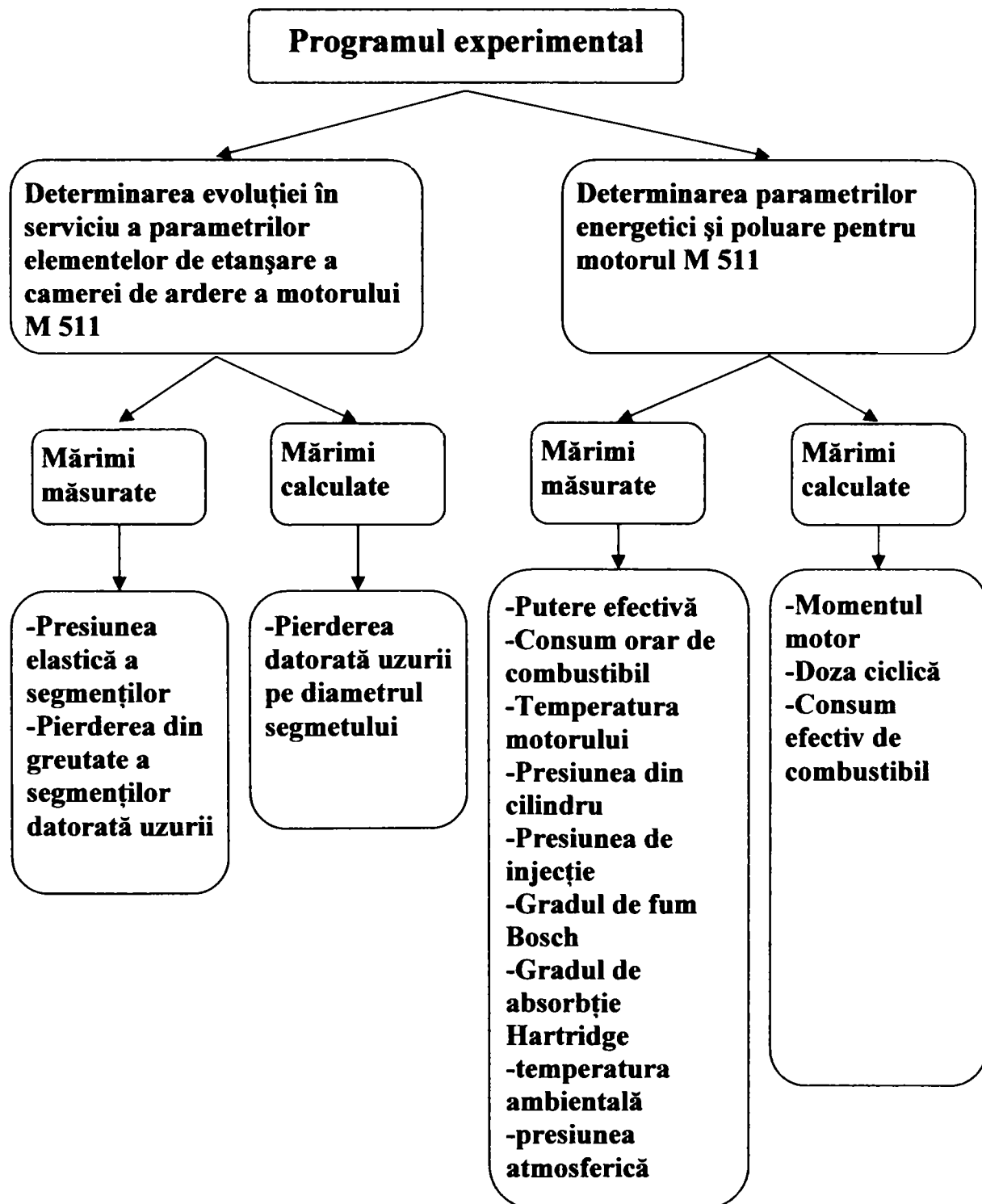


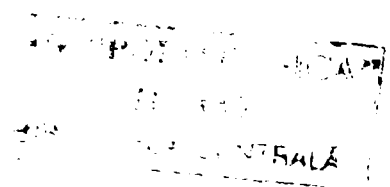
Fig. 104 Organigrama încercărilor

*Programul experimental* pentru a doua etapă a fost realizat pentru mai multe regimuri de încercare:

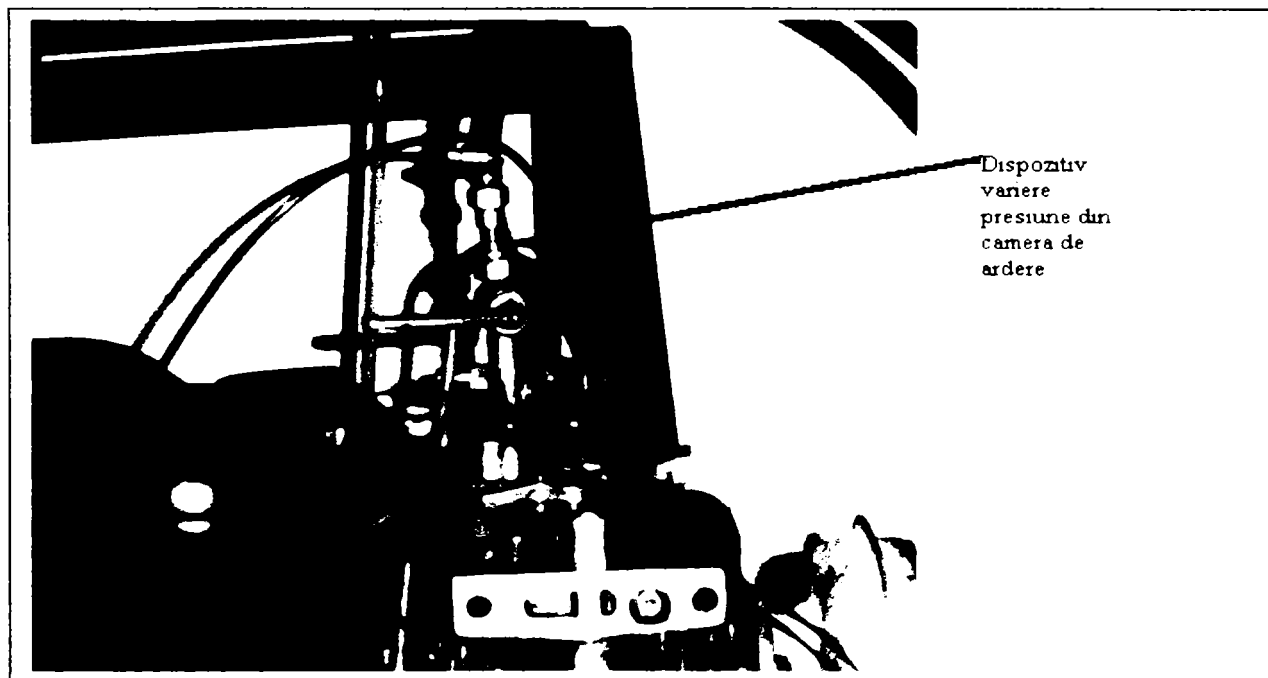
*-regim 1-caracteristica de mers în gol*

*-regim 2-caracteristica de regulator la sarcină parțială*

*-regim 3-caracteristica de regulator la sarcină parțială la presiune de injecție ridicată*



**Metoda propriu-zisă** de încercare a avut ca scop verificarea pe o instalație experimentală parțial automatizată, aflată în dotarea laboratorului Motoare cu Ardere Internă a catedrei TMT-AR. Echiparea standului precum și a instalațiilor auxiliare a fost realizată de către autor, obținându-se astfel parametri stabiliți la obiectivele încercărilor.



**Fig. 105 Dispozitiv de variere-captare a presiunii din camera de ardere**

Pentru **modelarea experimentală** a pierderilor prin neetanșeități a fost propusă o metodă originală, folosind un dispozitiv de variere a presiunii din camera de ardere proiectat de autor și prezentat în figura 105, care poate fi considerat de bună acuratețe pentru un studiu experimental pertinent datorită faptului că rezultate convergente s-au obținut și experimental în cazul pachetelor de segmenti cu diferite grade de uzură.

Studiul poate fi extins pentru mai multe motoare la care echiparea să fie tratată probabilistic<sup>1</sup>.

**Programul experimental** a fost realizat astfel încât fiecare caz de încercare a fost repetat de un număr convenabil de ori și valorile prezentate în tabele reprezintă media acestor determinări.

## **5.2. MĂSURAREA PRESIUNII RADIALE A SEGMENTUL DE COMPRIMARE ȘI EVALUAREA UZURII**

### **5.2.1. DISPOZITIVE DE MĂSURAT PRESIUNEA RADIALĂ A SEGMENTILOR**

<sup>1</sup> Echipare cu pachete de segmenti noi aleși aleator, acest fapt determină caracterul probabilistic al toleranțelor

Controlul variației presiunilor pe conturul segmentelor este absolut necesar în cazul segmentelor nerotunzi, la care forma segmentului în stare liberă a fost stabilită prin calcul, pentru ca presiunea cilindrului să varieze după curba dată.

Fără această verificare întregul proces tehnologic destul de exigent al executării segmentelor nerotunzi care sunt superiori segmentelor rotunzi, rămâne fără efect.

Pentru determinarea variației presiunii pe conturul segmentului se cunosc diverse aparate cu care se execută măsurători pe cale mecanică, hidraulică și piezoelectrică.

Producătorii de segmente, în cadrul lucrărilor de dezvoltare a unor produse ca și cercetările în privința construcției de motoare și a verificărilor pe care le fac sunt puși permanent în fața problemei de a determina care sunt adevăratele presiuni cu care se apasă segmentii pe peretele cilindrului și repartitia acestei presiuni pe conturul segmentului.

Acestea sunt foarte importante pentru comportarea segmentului în timpul funcționării și o măsurare corectă a presiunii radiale este cu atât mai importantă cu cât se cer etanșări mai bune și viteze ale pistonului mai mari.

Problema care se pune în cazul măsurării presiunii pe conturul segmentului este deosebit de greu de rezolvat pentru ca măsurarea presiunii exercitate de punctele de pe conturul unui segment, care este el însuși tensionat, asupra peretelui cilindrului care-l înconjoară, trebuie făcut în așa fel încât să nu aibă nici o deplasare relativă a punctelelor respective, aceasta pentru că orice deplasare a unui punct din poziția sa inițială modifică nu numai mărimea presiunii în locul respectiv, ci și modul de repartizare a presiunii pe întregul contur al segmentului.

Deci presiunile exercitate de segment asupra peretelui cilindrului trebuie măsurate doar în condițiile unor deplasări radiale foarte mici, practic neînsemnate, sau aceste deplasări trebuie compensate în întregime.

Printre dispozitivele/echipamentele de încercări/măsurare a presiunii radiale, în practica și cercetare, se disting două mari grupe:

- Aparat/Dispozitive de măsură într-un singur punct
- Aparat/Dispozitive de măsură pentru mai multe puncte.

#### **5.2.1.1. Aparat/Dispozitive de măsură într-un singur punct**

Cu aceste aparate se realizează determinarea presiunii într-un punct singular prin intermediul unui element de măsură unic, apoi prin rotirea segmentului de probă în sensul măsurării cu același unghi se obține câte o determinare în alte puncte rezultând valori măsurate apropiate de adevărata repartitie de presiuni.

Principiul de lucru al acestor aparate este în general următorul:

- segmentul care trebuie verificat este așezat într-un inel de măsurare care este prevăzut cu un orificiu, permițând pătrunderea elementului de măsurare a presiunii. Pentru măsurarea presiunii în punctul respectiv se mărește presiunea de apăsare a elementului respectiv până când segmentul se ridică de pe inel cu o anumită valoare stabilită, foarte mică. Aceste dispozitive lucrează deci cu o deformare necompensată a segmentului care se verifică.

Presiunea de apăsare poate fi realizată în cele mai diverse metode astfel:

- **metoda mecanică:** este mai simplă și mai puțin exactă fapt pentru care o citez dar menționez ca nu o consider adecvată cu toate că este dată în literatura domeniului.
- **metoda hidraulică:** în acest caz, presiunea în punctul de măsurare se realizează și se citește prin intermediul unui compartiment de presiune prevăzut cu un manometru, aparat utilizat de producătorul de segmente GOETZE (figura 106)

Semnificația notațiilor din figură este următoarea:

- A-inel calibrat pentru fixarea segmentului
- B-segment supus verificării
- C-tija care transmite presiunea asupra segmentului
- D-tija prelungitoare a ceasului comparator
- E-ceas comparator
- F-șurub de reglaj
- G-piulița de margine
- H-compartiment cu ulei de presiune
- J-manometru pentru măsurarea presiunii uleiului
- K-dispozitiv de descărcare

Funcționarea instalației are loc în modul următor: segmentul D se introduce în inelul calibrat A.

Prin intermediul șurubului de reglare F și a piuliței G se crează în compartimentul H o presiune care este transmisă segmentului prin tija C și printr-o membrana manometrului unde poate fi citită.

Comparatorul E înregistrează deplasarea relativă a segmentului, ridicarea sa de pe suprafața interioară a inelului calibrat.

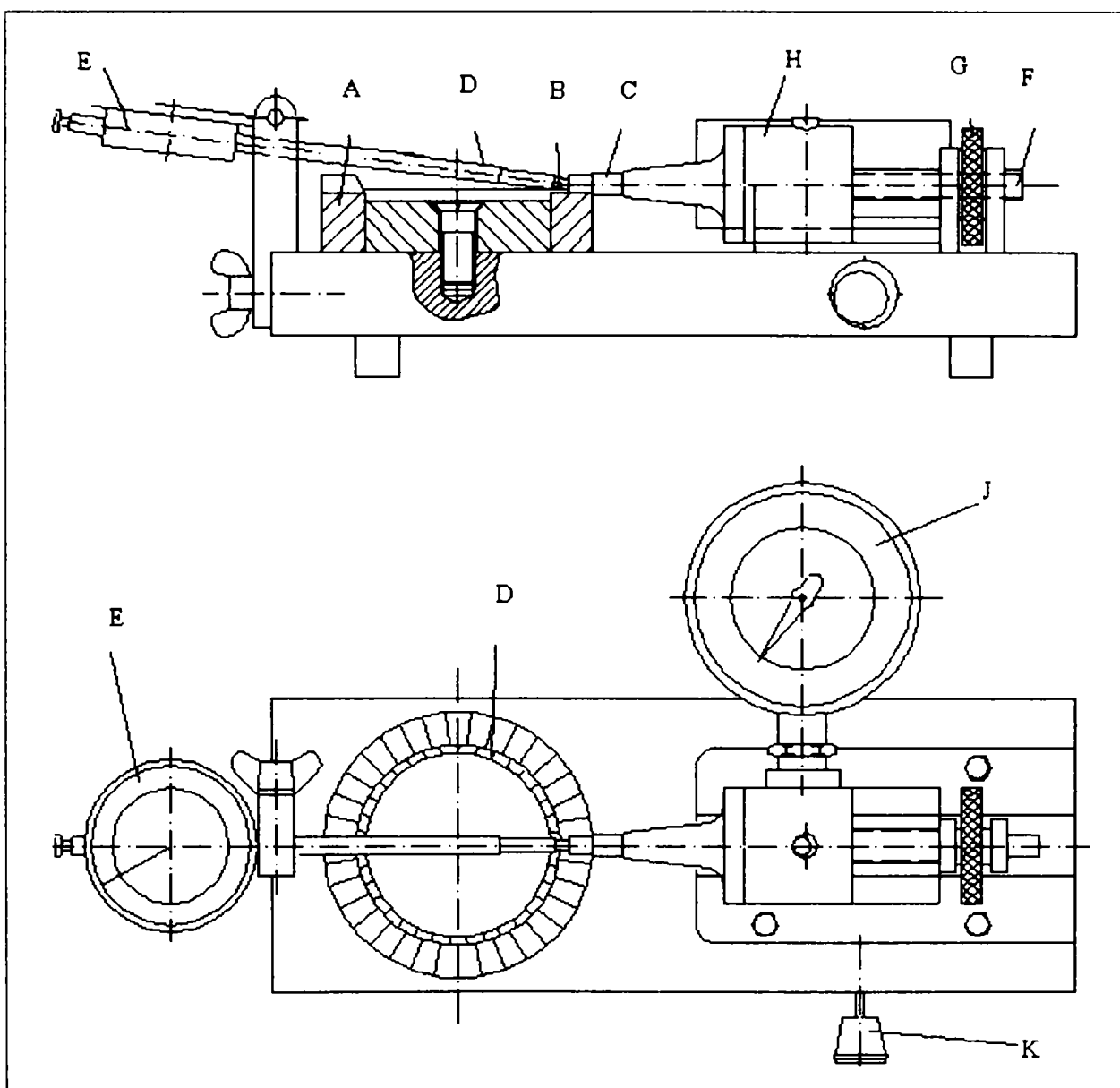


Fig. 106 Dispozitiv determinare presiune segmenti [136]

În afară de dispozitivul prezentat mai există și altele lucrând cu presiune cu ulei sau pneumatic, printre acestea se figurând și dispozitivul Williams Young.

Acestea utilizează un inel calibrat care prevăzut într-un loc cu un orificiu radial, poziționat spre suprafața laterală a segmentului de verificat, care e acoperită de către suprafața interioară a inelului.

Prin orificiul inelului se introduce ulei sub presiune care crește progresiv, până când segmentul se ridică și uleiul iese.

Pentru înregistrarea presiunii în mai multe puncte, segmentul va fi rotit în inel cu un anumit unghi.

Și în acest caz lucrul este complicat: pot fi verificați doar segmenti dreptunghiulari din cauza vâscozității uleiului, care au suprafața laterală perpendiculară pe flancuri.

➤ **metoda piezoelectrică** arată în ce măsură depind presiunile măsurate cu un astfel de dispozitiv de măsură într-un singur punct de deplasare

aleasă pentru segment, rezultă dintr-o verificare ce se poate face cu un aparat piezoelectric de mare precizie la care se stabilește valoarea deplasării segmentului la diferite valori ale presiunii.

#### **5.2.1.2. Aparat/dispozitive de măsurare simultană a presiunii în mai multe puncte**

Aparate/Dispozitive de măsură pentru mai multe puncte care utilizează un număr mare de elemente de măsură pentru presiune și permit prin aceasta măsurarea simultană a presiunii radiale într-un număr mare de puncte de pe circumferință, obținându-se prin aceasta o imagine imediată a repartiției presiunilor radiale.

Dispozitivele de acest tip fac posibil lucrul foarte rapid. S-a stabilit totuși că utilizarea practică a unor astfel de dispozitive este foarte grea și că nu există în acest sens un dispozitiv destul de rapid și de corect.

Aceste dispozitive sunt mai perfecționate decât cele prezentate anterior. Segmentul care trebuie verificat, fixat strâns într-un inel calibrat este susținut, în varianta prezentată de EXILINE, de 18 bolțuri distribuite în mod egal pe circumferința, radial, forța care se exercită asupra fiecărui bolț este măsurată cu un element fixat în inelul calibrat. Rezultatele se înregistrează vizual pe 18 piezometre situate unul lângă altul. Rapiditatea cu care se fac încercările, după ce aparatul a fost etalonat corect, face util acest dispozitiv și pentru supravegherea producției.

#### **5.2.2. DISTRIBUTIA PRESIUNII PE PERIFERIA SEGMENTILOR MOTORULUI M511 DETERMINATA EXPERIMENTAL**

Încercările de determinare a distribuției presiunii elastice a segmentelor s-au efectuat în laboratorul de Calculul și Construcția Motoarelor din cadrul Catedrei TMT-AR a Facultății de Mecanică Timișoara.

Obiectivele experimentului au fost orientate spre studiul:

- distribuției presiunii elastice;
- determinarea valorilor presiunii în cazul mai multor seturi de segmente aflate în diferite nivele de uzură.

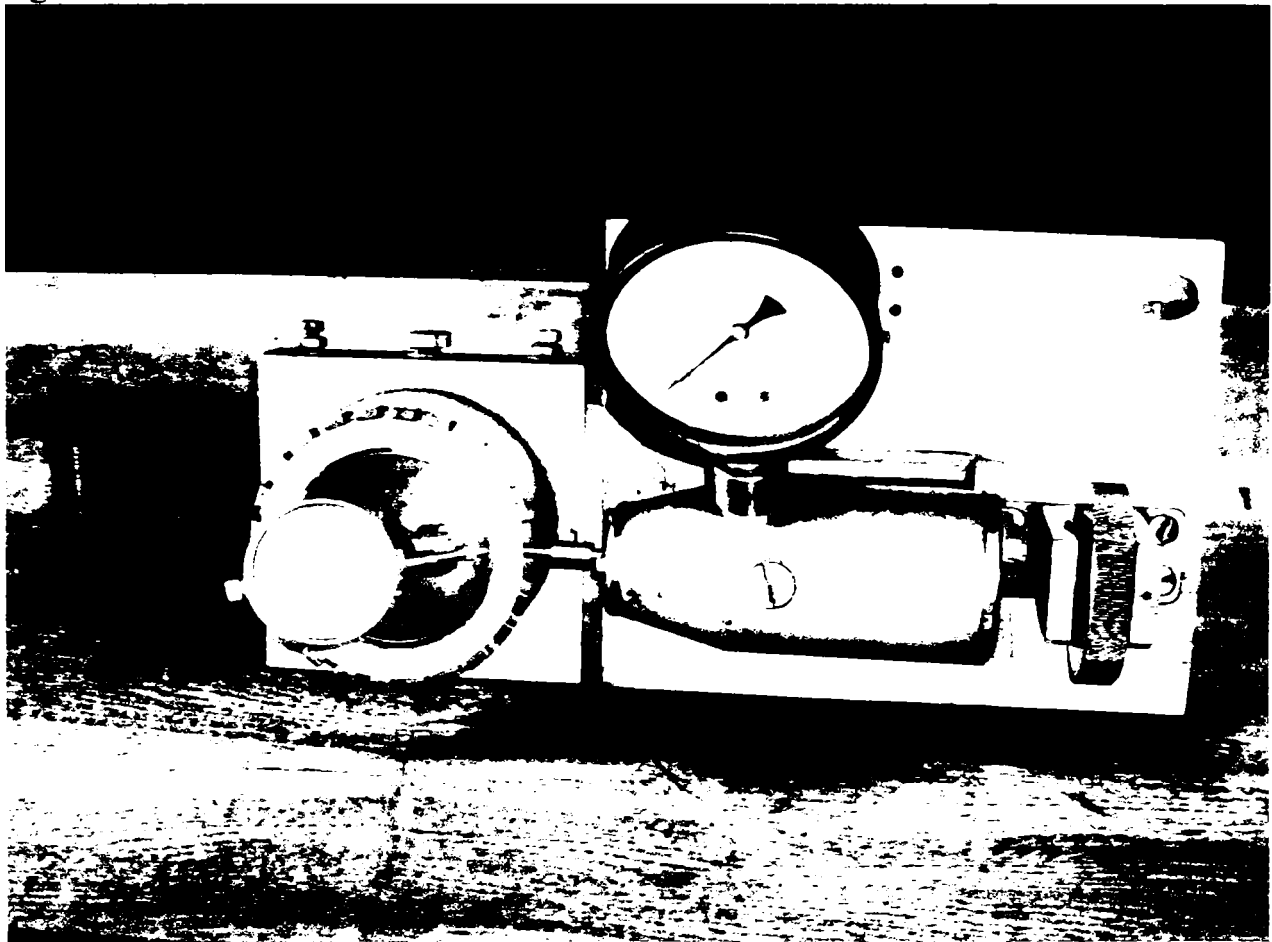
Aparatul a fost conceput și realizat atât pentru reducerea frecărilor care sunt inerente în cazul aparatului mecanic și s-a realizat inelul cu cele 24 de fante pentru a putea fi folosit în cazul segmentelor motorului M 511.

Experimentul s-a concentrat asupra unor seturi de segmente cu care este echipat motorul diesel de mic litraj M 511.

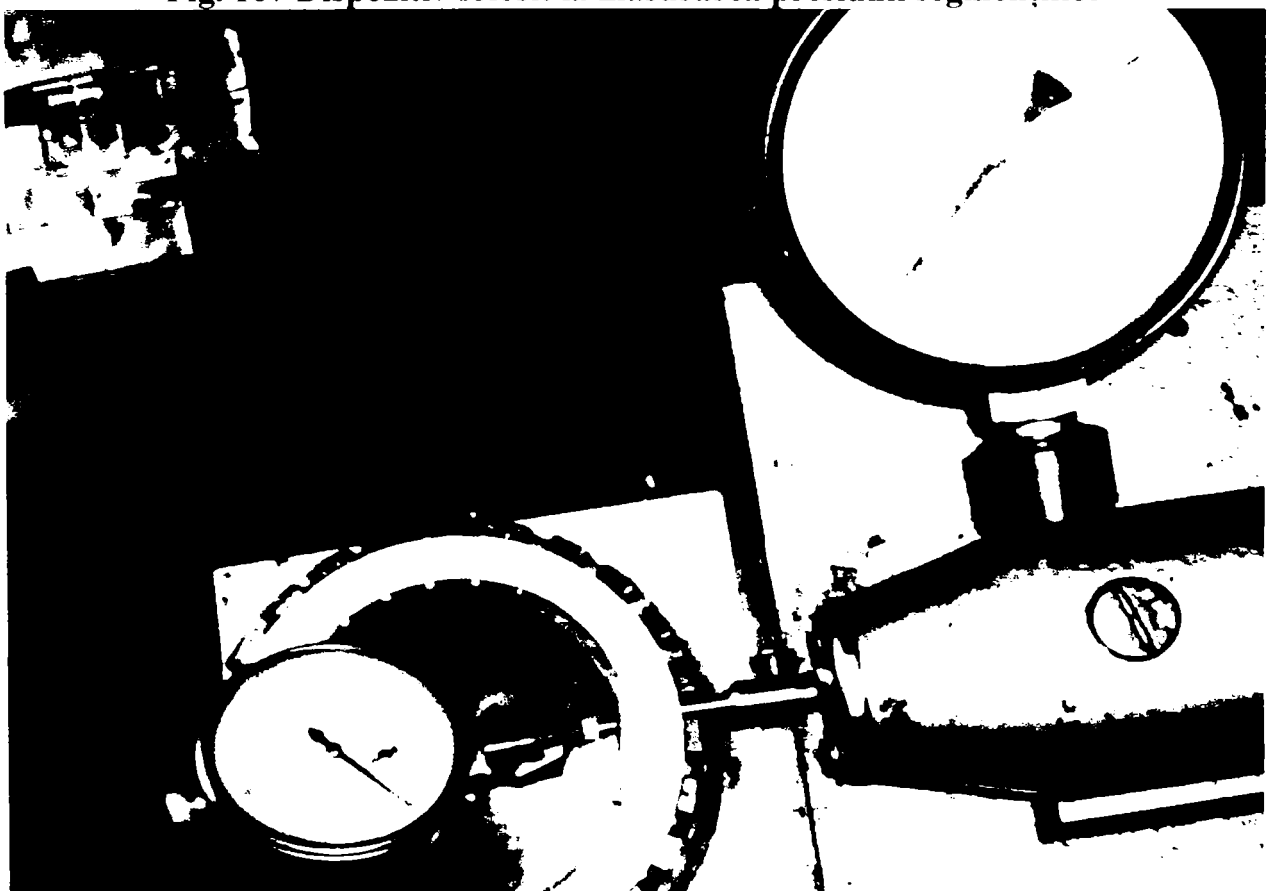
În scopul determinării experimentale a distribuției presiunii elastice a segmentelor, precum și a valorilor presiunii în cazul unor mai multe seturi de segmente utilizați la motorul diesel de mic litraj M 511 care echipează



standul experimental prezentat principal în figura 106 și în detaliu în figurile 107, 108.



**Fig. 107** Dispozitiv folosit la măsurarea presiunii segmentilor



**Fig.108** Măsurarea presiunii elastice a segmentilor

Seturile de segmente alese pentru a fi încercate au fost în număr de trei, starea lor fiind după cum urmează:

- un set de segmente noi;
- două seturi de segmente în stare uzată dar fără a depăși limita admisibilă de uzură.

Pentru identificarea acestor seturi și pentru referirea la acestea s-au acceptat următoarele notații:

N1 pentru setul nou;

U1, respectiv U2 seturile cu uzură.

Identificarea fiecărui segment din fiecare set este dată prin notarea lor cu C1, C2, C3. Tipul acestor segmente este de compresie, C1 fiind primul segment de etanșare.

În continuare se face o prezentare sintetică a valorilor presiunilor și a distribuției acestora pentru cazurile detaliate după cum urmează.

Tabelul 8 Valorile presiunii pentru segmenti noi setul N1 segmentul C1

punctul	Presiune [MPa x10 <sup>5</sup> ]
1	0.28
2	0.2
3	0.18
4	0.18
5	0.18
6	0.17
7	0.21
8	0.2
9	0.21
10	0.22
11	0.22
12	0.21
13	0.21
14	0.22
15	0.22
16	0.21
17	0.22
18	0.2
19	0.21
20	0.22
21	0.18
22	0.16
23	0.2
24	0.22

media presiunilor

0.205

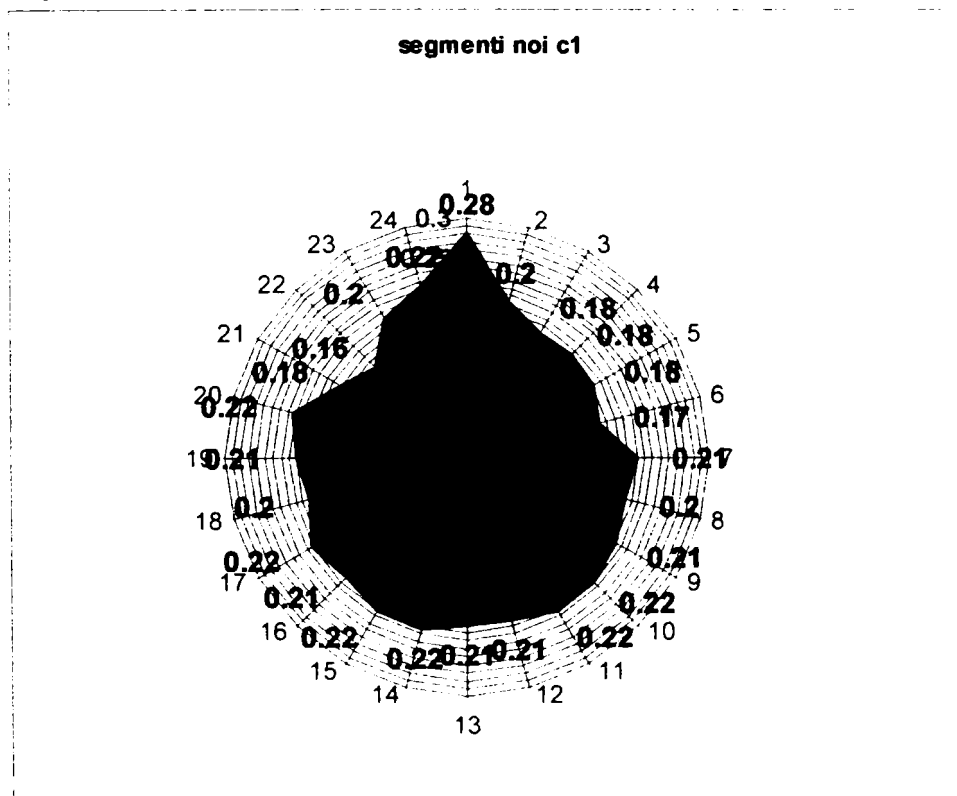


Fig. 109 Distributia presiunilor pentru segmentul nou C1

Tabelul 9 Valorile presiunii pentru segmenti noi setul N1 segmentul C2

punctul	Presiune [MPa x10 <sup>5</sup> ]
1	0.2
2	0.2
3	0.21
4	0.28
5	0.3
6	0.18
7	0.2
8	0.3
9	0.22
10	0.18
11	0.32
12	0.28
13	0.16
14	0.14
15	0.14
16	0.3
17	0.16
18	0.16
19	0.2
20	0.18
21	0.12
22	0.14
23	0.14
24	0.12
<b>media presiunilor</b>	<b>0.201</b>

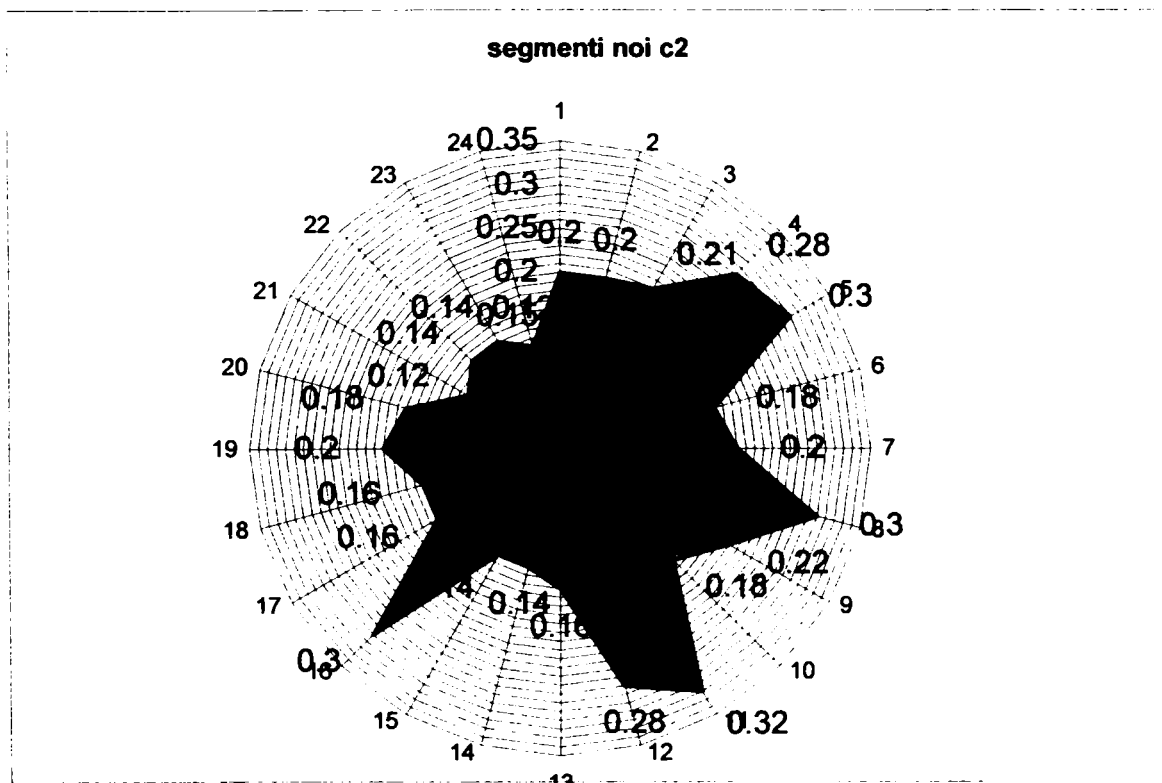


Fig. 110 Distribuția presiunilor pentru segmentul nou C2

Tabelul 10 Valorile presiunii pentru setul N1 segmentul C3

punctul	Presiune [MPa x10 <sup>5</sup> ]
1	0.12
2	0.09
3	0.09
4	0.09
5	0.09
6	0.08
7	0.07
8	0.06
9	0.05
10	0.05
11	0.05
12	0.06
13	0.06
14	0.048
15	0.04
16	0.05
17	0.04
18	0.08
19	0.07
20	0.04
21	0.06
22	0.09
23	0.1
24	0.1

media presiunilor

0.069917

segmenti noi c3

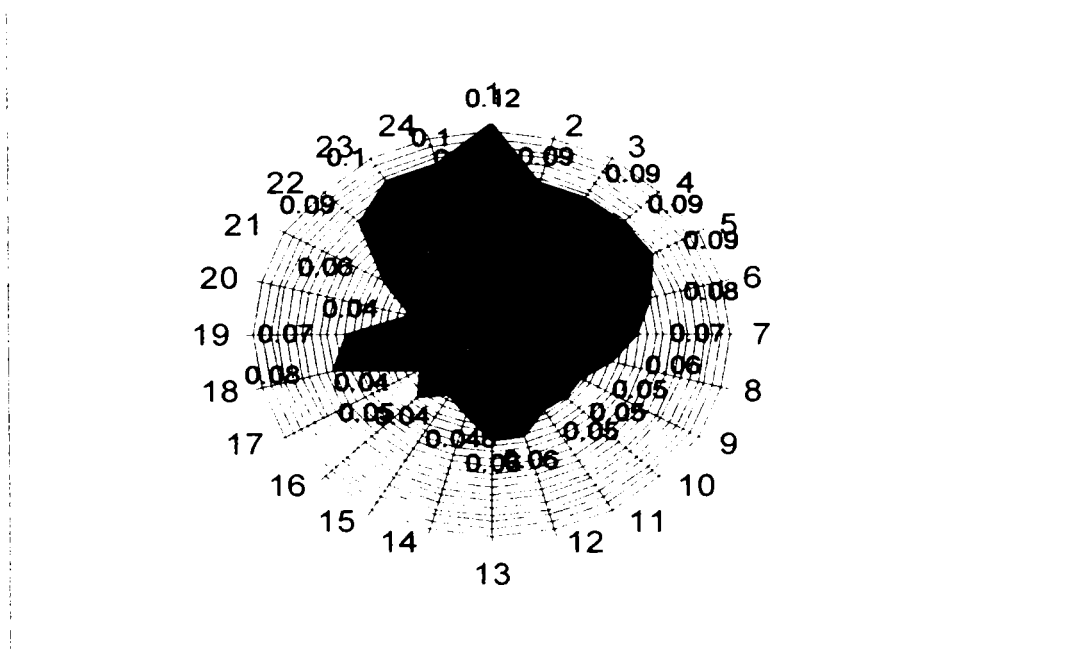


Fig.111 Distribuția presiunilor pentru segmentul nou C3

Tabelul 11. Valorile presiunii pentru setul uzat U1 segmentul C1

punctul	Presiune [MPa x10 <sup>5</sup> ]
1	0.1
2	0.12
3	0.13
4	0.13
5	0.11
6	0.08
7	0.09
8	0.15
9	0.18
10	0.22
11	0.18
12	0.22
13	0.22
14	0.18
15	0.16
16	0.15
17	0.16
18	0.18
19	0.25
20	0.17
21	0.07
22	0.08
23	0.06
24	0.02

media presiunilor **0.142**

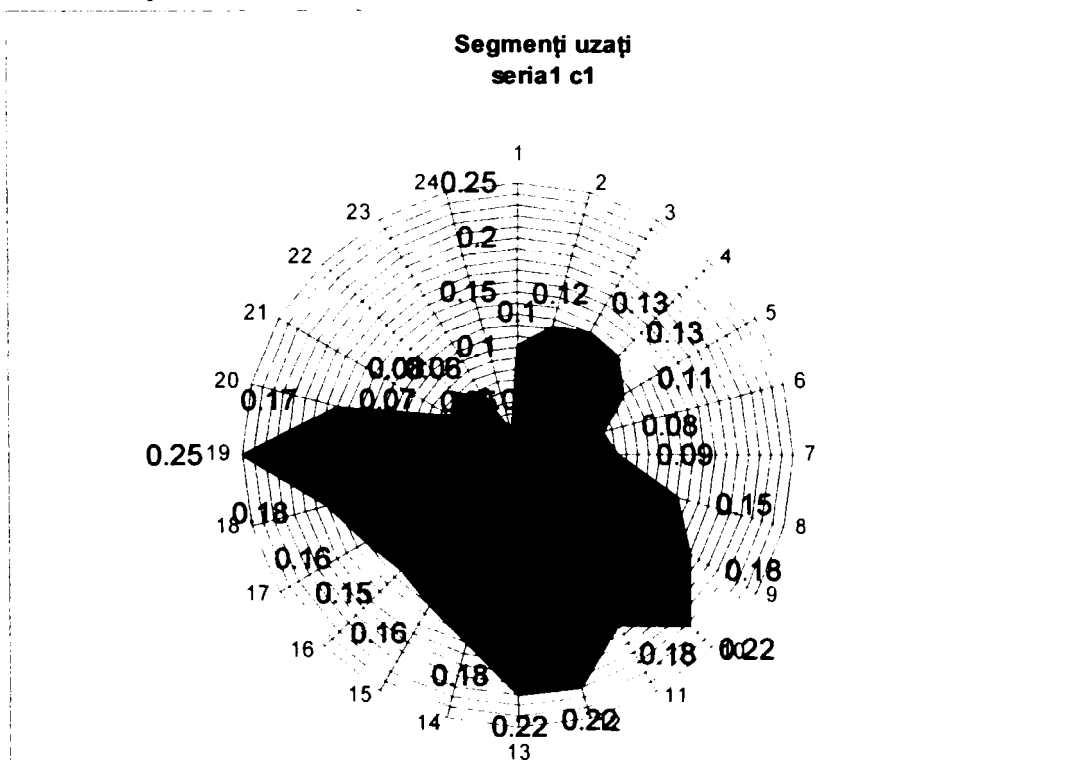


Fig. 112 Distributia presiunilor pentru segmentul uzat C1 setul U1

Tabelul 12 Valorile presiunii pentru segmenti uzați setul U1 segmentul C2

punctul	Presiune [MPa x10 <sup>5</sup> ]
1	0.16
2	0.16
3	0.15
4	0.15
5	0.16
6	0.18
7	0.19
8	0.19
9	0.2
10	0.21
11	0.23
12	0.24
13	0.24
14	0.24
15	0.23
16	0.22
17	0.21
18	0.2
19	0.18
20	0.17
21	0.15
22	0.15
23	0.15
24	0.16
<b>Media</b>	<b>0.188</b>

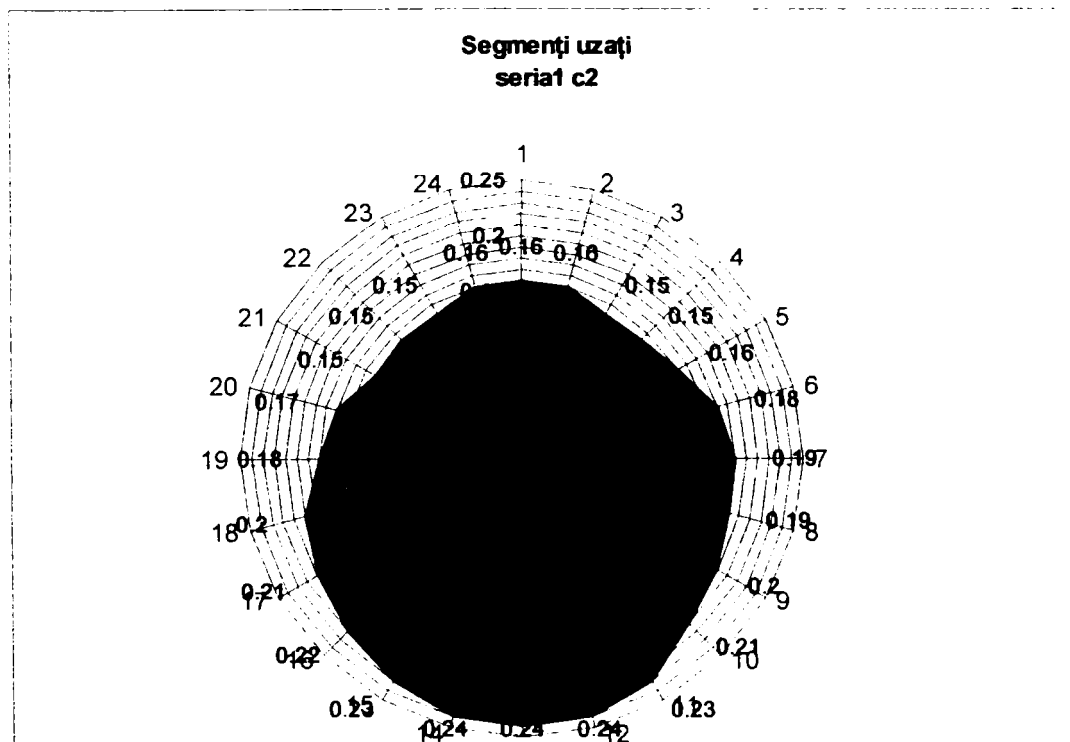


Fig. 113 Distribuția de presiuni pentru segmenti uzați seria U1 segmentul C2

Tabelul 13 Valorile presiunii pentru setul U1 segmentul C3

punctul	Presiune [MPa x10 <sup>5</sup> ]
1	0.16
2	0.16
3	0.17
4	0.18
5	0.19
6	0.21
7	0.22
8	0.23
9	0.24
10	0.26
11	0.27
12	0.28
13	0.3
14	0.29
15	0.27
16	0.25
17	0.22
18	0.2
19	0.19
20	0.18
21	0.17
22	0.15
23	0.15
24	0.16

media presiunilor

0.2125

segmenti uzati  
seria 1 C3

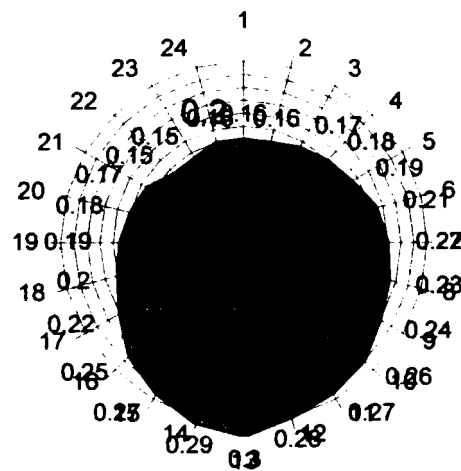


Fig. 114 Distribuția de presiuni pentru segmenti uzați seria 1 c3



Tabelul 14 Valorile presiunii pentru setul U2 segmentul C1

punctul	Presiune [MPa x10 <sup>5</sup> ]
1	0.12
2	0.12
3	0.13
4	0.13
5	0.12
6	0.1
7	0.3
8	0.27
9	0.18
10	0.22
11	0.24
12	0.4
13	0.25
14	0.18
15	0.16
16	0.15
17	0.16
18	0.18
19	0.25
20	0.17
21	0.15
22	0.13
23	0.11
24	0.12

media

0.180833

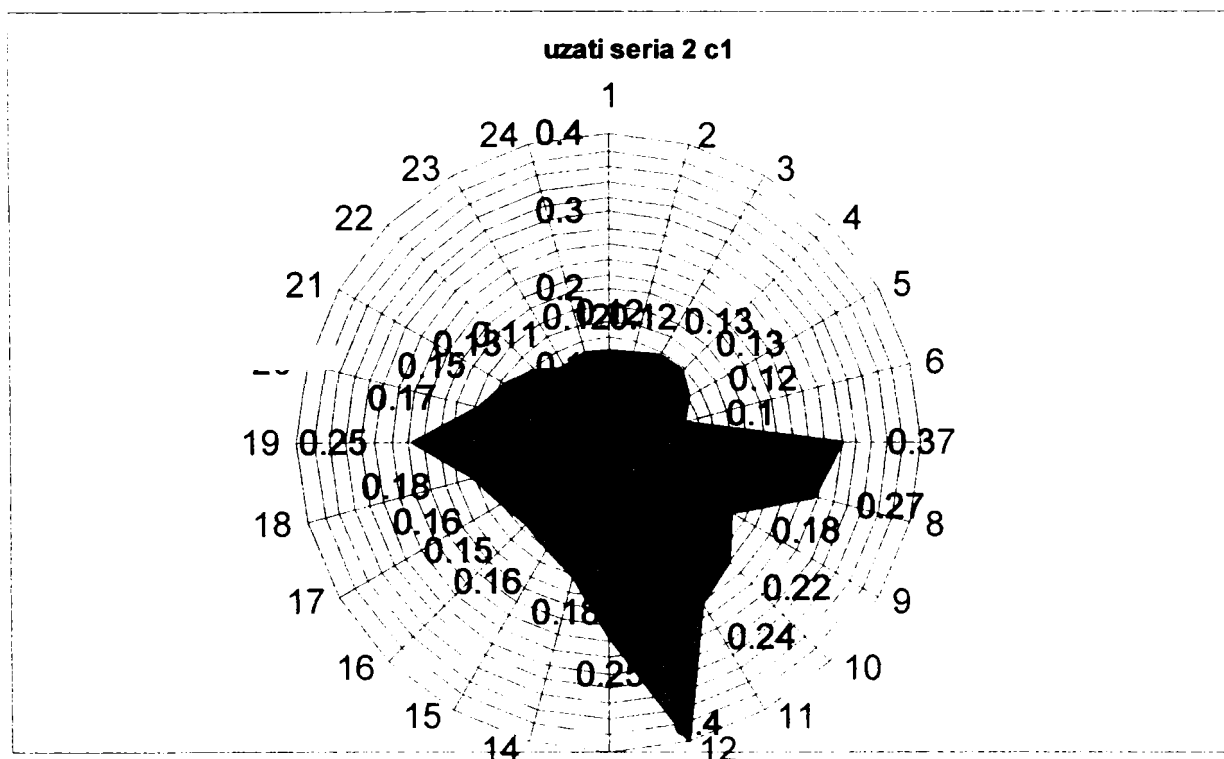


Fig. 115 Distribuția de presiuni pentru segmenti uzati seria 2 c1

Tabelul 15 Valorile presiunii pentru setul U2 segmentul C2

punctul	Presiune [MPa x10 <sup>6</sup> ]
1	0.08
2	0.12
3	0.13
4	0.13
5	0.16
6	0.22
7	0.25
8	0.23
9	0.18
10	0.18
11	0.18
12	0.3
13	0.25
14	0.18
15	0.16
16	0.15
17	0.16
18	0.22
19	0.25
20	0.17
21	0.12
22	0.13
23	0.12
24	0.08

media

0.172916667

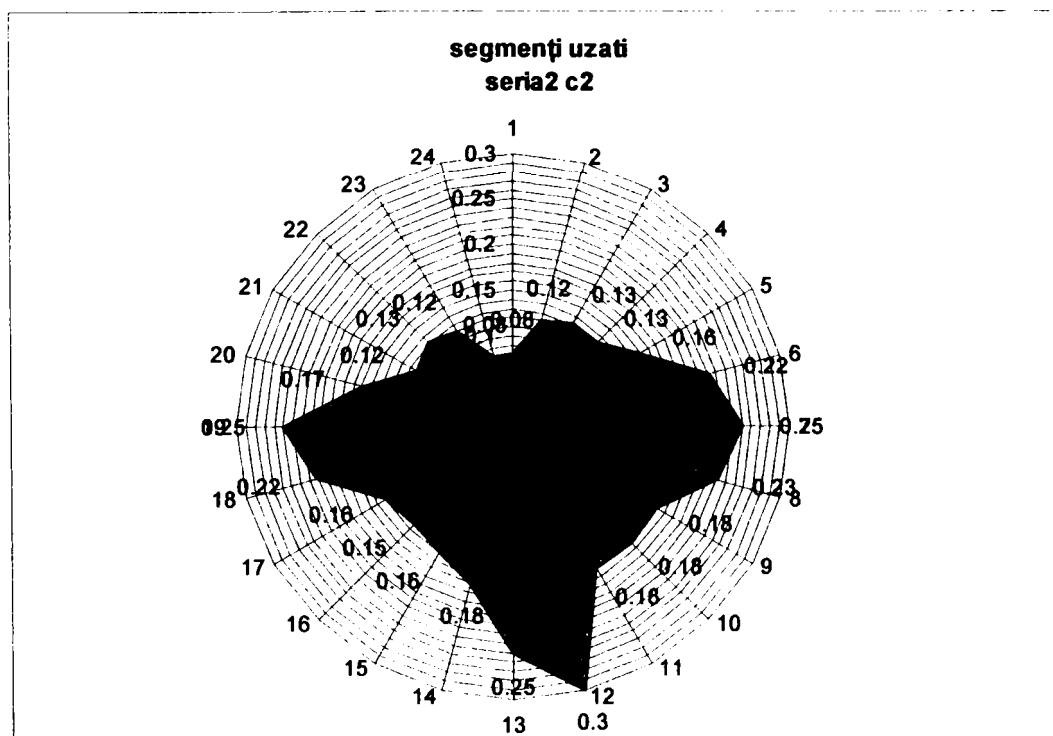


Fig. 116 Distribuția de presiuni pentru segmenti uzati seria 2 segmentul C2

Tabelul 16 Valorile presiunii pentru setul U2 segmentul C3

punctul	Presiune [MPa x10 <sup>5</sup> ]
1	0.02
2	0.12
3	0.13
4	0.13
5	0.16
6	0.2
7	0.3
8	0.25
9	0.18
10	0.22
11	0.18
12	0.3
13	0.25
14	0.18
15	0.16
16	0.15
17	0.21
18	0.19
19	0.25
20	0.17
21	0.12
22	0.13
23	0.06
24	0.02
<b>media</b>	<b>0.17</b>

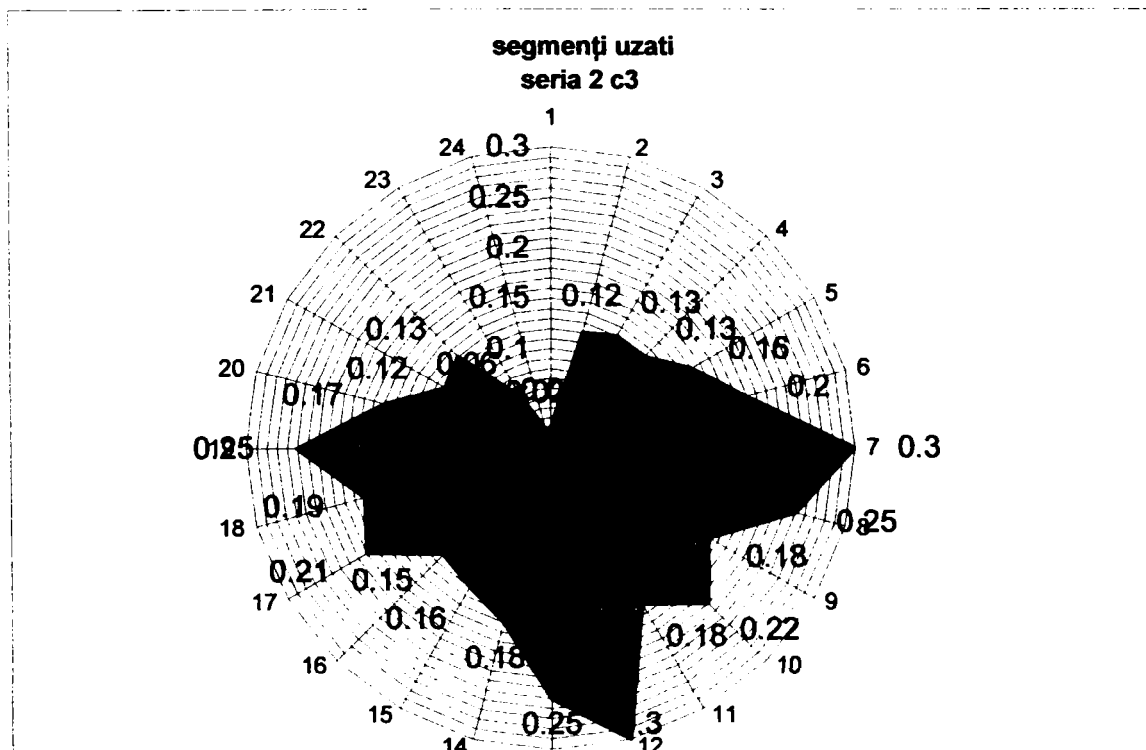


Fig. 117 Distribuția de presiuni pentru segmenti uzati seria 2 c3

### 5.2.3. DETERMINAREA UZURII PRIN CÂNTĂRIREA SEGMENTILOR

O posibilitate de evaluare a uzurii segmentilor este cântărirea segmentilor pentru o evaluarea globală a uzurii.

Aprecierea prin cântărire presupune folosirea unor instrumente de cântărit de precizie ridicată 0,0001% cum ar fi cântarul electronic de tip Sartorius .

Analiza prin cântărire s-a realizat cântărind segmentii înainte de montajul lor în motor respectiv după folosirea lor în timp.

Astfel cele trei seturi de segmenti au fost numerotate astfel:

- 1.segmenti noi
- 2.segmenti uzati 1
- 3.segmenti uzati 2

Seturile de segmenti nu au avut abateri mai mari de 2% între ele, luându-se din aceeași gamă.

Analiza prin cântărire s-a făcut astfel:

- segmenti noi
- segmenti uzati

**Tab 17 Variația maselor segmentilor**

A.SEGMENTI NOI		B.SEGMENȚI UZAȚI VAR.1		C.SEGMENȚI UZAȚI VAR.2	
masa[grame]		masa[grame]		masa[grame]	
C1	12.5097	C1	11.9956	C1	10.3096
C2	12.0532	C2	12.0335	C2	11.9967
C3	11.7016	C3	11.0627	C3	11.5814
media	12.08817	media	11.69727	media	11.2959

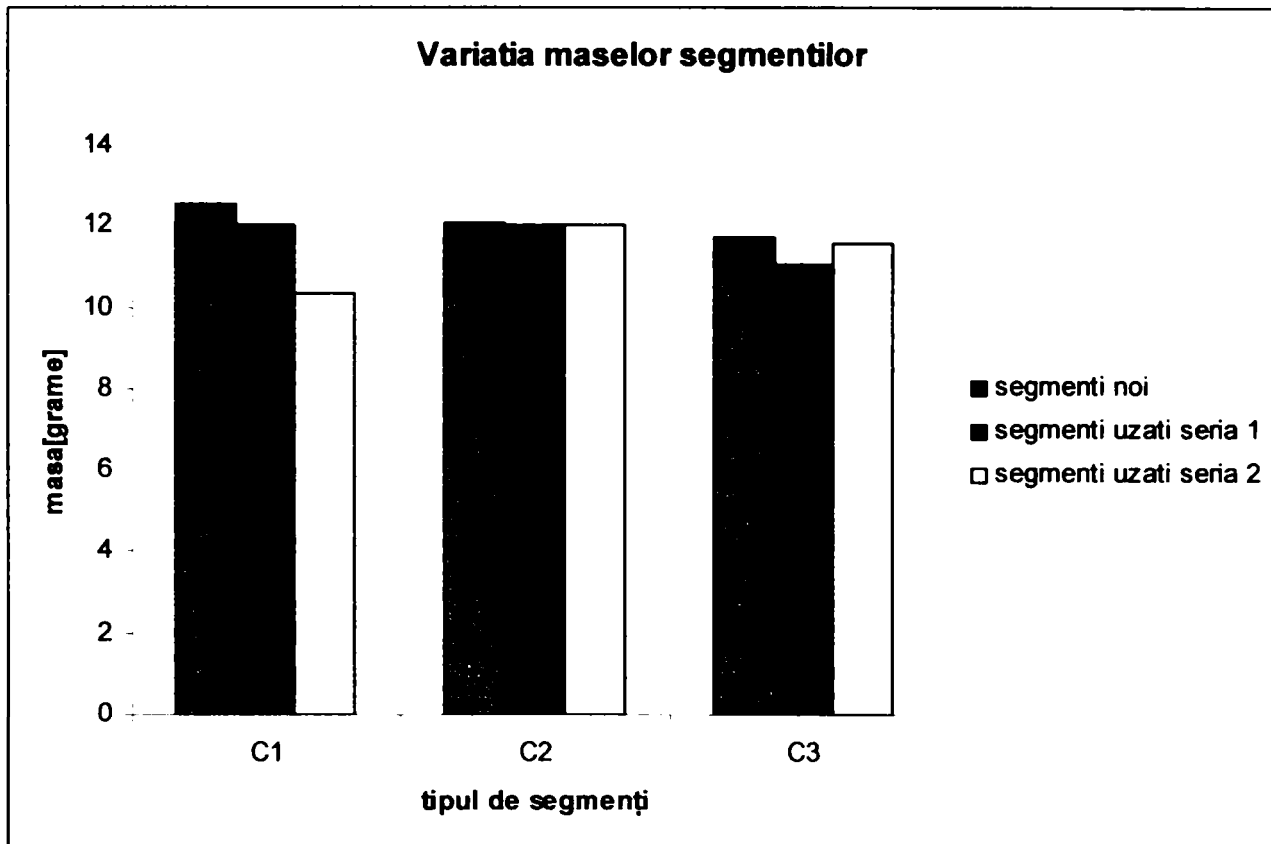


Fig.118 Variația maselor segmentilor

Tab 18. Diferența dintre masele segmentilor

Segmentul Diferența Dintre mase la segmenti	C1	C2	C3
noi-uzati1	0.5141[g]	0.0197[g]	0.0565[g]
noi -uzati2	2.2001[g]	0.0565[g]	0.1202[g]

Pentru aprecierea uzurii segmentilor funcție de masa pierdută și micșorarea diametrului  $D$  al segmentului s-a considerat că uzura majoră s-a realizat doar pe suprafața laterală a segmentului astfel obținându-se o metodă de apreciere a scăderii diametrelor s-a realizat astfel :

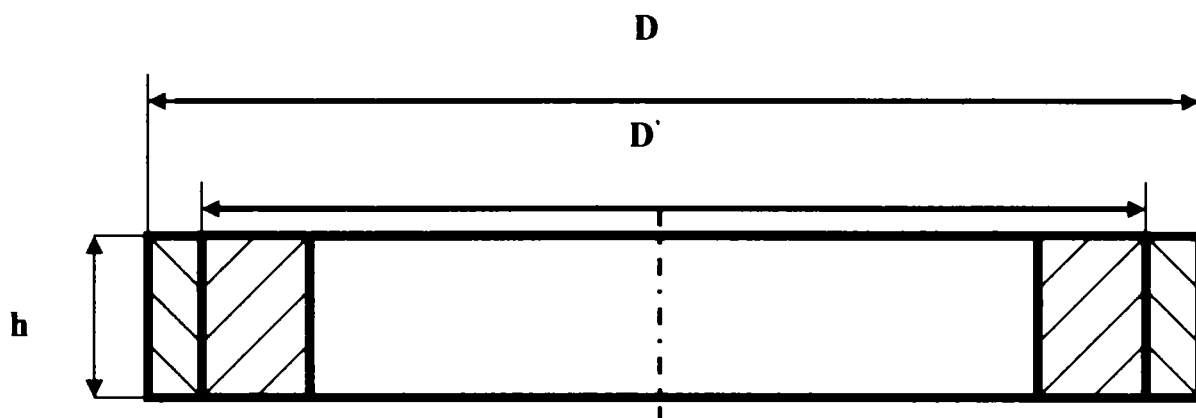


Fig.119 Segmentul nou cu diametrul  $D$  și segmentul uzat cu diametrul  $D'$

- masa pierdută între segmentul nou și segmentul uzat este  $m=0,514$  grame
- Segmentul nou are diametrul  $D=85$  mm
- Segmentul uzat are diametrul  $D'$  se va determina
- înălțimea segmentului este  $h=2$  mm
- variația volumelor exterioare a celor doi segmenti noi respectiv uzați este:

$$\Delta V = V - V' = \frac{\pi \cdot h}{4} \cdot (D^2 - D'^2) \quad (201)$$

- variația maselor a celor doi segmenti noi respectiv uzați este:

$$\Delta m = \Delta V \cdot \rho \quad (202)$$

unde  $m$ -masa segmentului

$\rho$ -densitatea segmentului

- determinând diametrul  $D'$  din relațiile ( ) și ( ) rezultă :

$$D' = \sqrt{D^2 - \frac{m}{\rho} \cdot \frac{4}{\pi \cdot h}} \quad (203)$$

- înlocuind se obține  $D'=84,974$  mm

$$\text{-uzura va fi: } u = \frac{D - D'}{2} \quad (204)$$

Pentru o pierdere de masă de 0.514g uzura va fi de 0,013 mm.

Din aprecierea comportării etanșării camerelor de ardere se poate observa o uzură în zona rosturilor figura 120 precum și ciupituri ale segmentului de compresie C1 cu exfolierea stratului cromat figura 121. Deasemenea în zona capului pistonului se pot observa depuneri carbonoase datorate unei arderi neeficiente lucru observat în zona jeturilor de combustibil figura 122. Zona cilindrului pistonului nu are efecte sesizabile figura 123, lucru certificat și de măsurătorile intermediare.

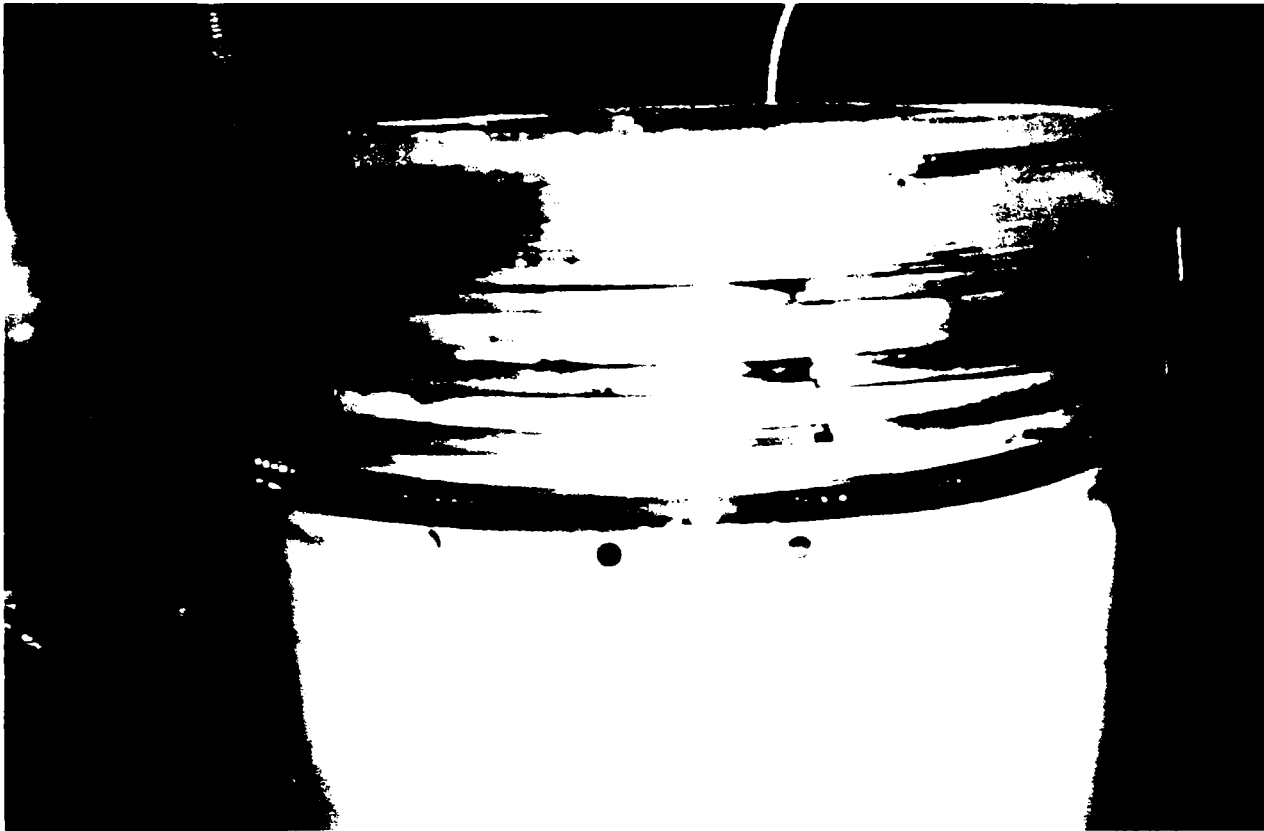


Fig.120 Uzura în zona rosturilor



Fig. 121 Uzura segmentelor

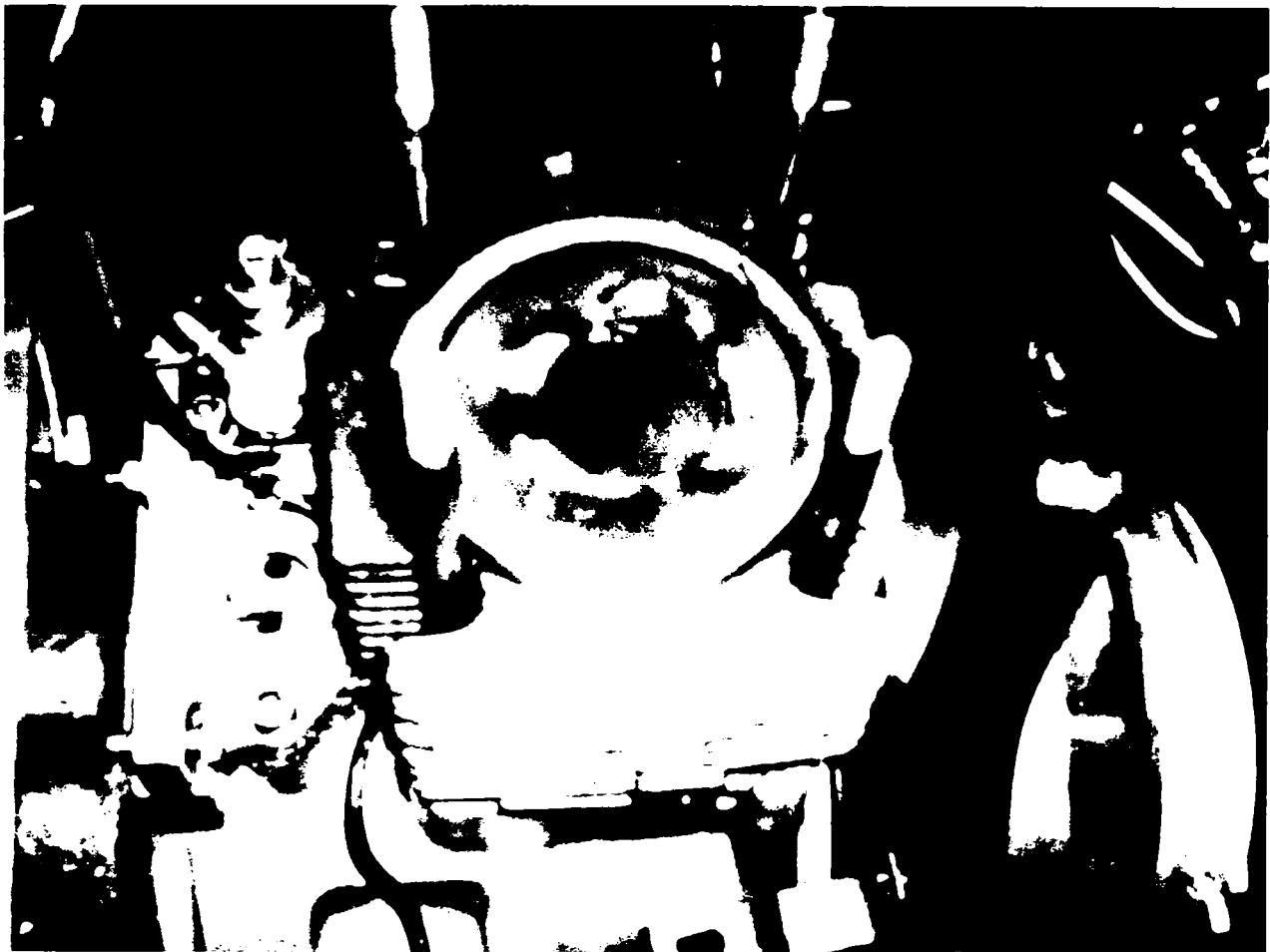


Fig. 122 Depuneri carbonoase pe capul pistonului



Fig.123 Clindrul motorului





**Fig. 124 Capul pistonului și cilindrul motorului**

### 5.3. INSTALAȚIE EXPERIMENTALĂ PENTRU ÎNCERCAREA MOTOARELOR DIESEL DE MIC LITRAJ TIP M 511

Instalația experimentală, respectiv încercările au fost realizate în Laboratorul de Motoare al catedrei TMT-AR al Facultății de Mecanică în scopul verificării, respectiv controlului proceselor din motorul diesel de mic litraj M511.

Structura generală a standului proiectat pentru încercarea motorului Diesel M511 în condițiile redării comportamentului în serviciu a etanșării camerelor de ardere, este redată în figura 125.

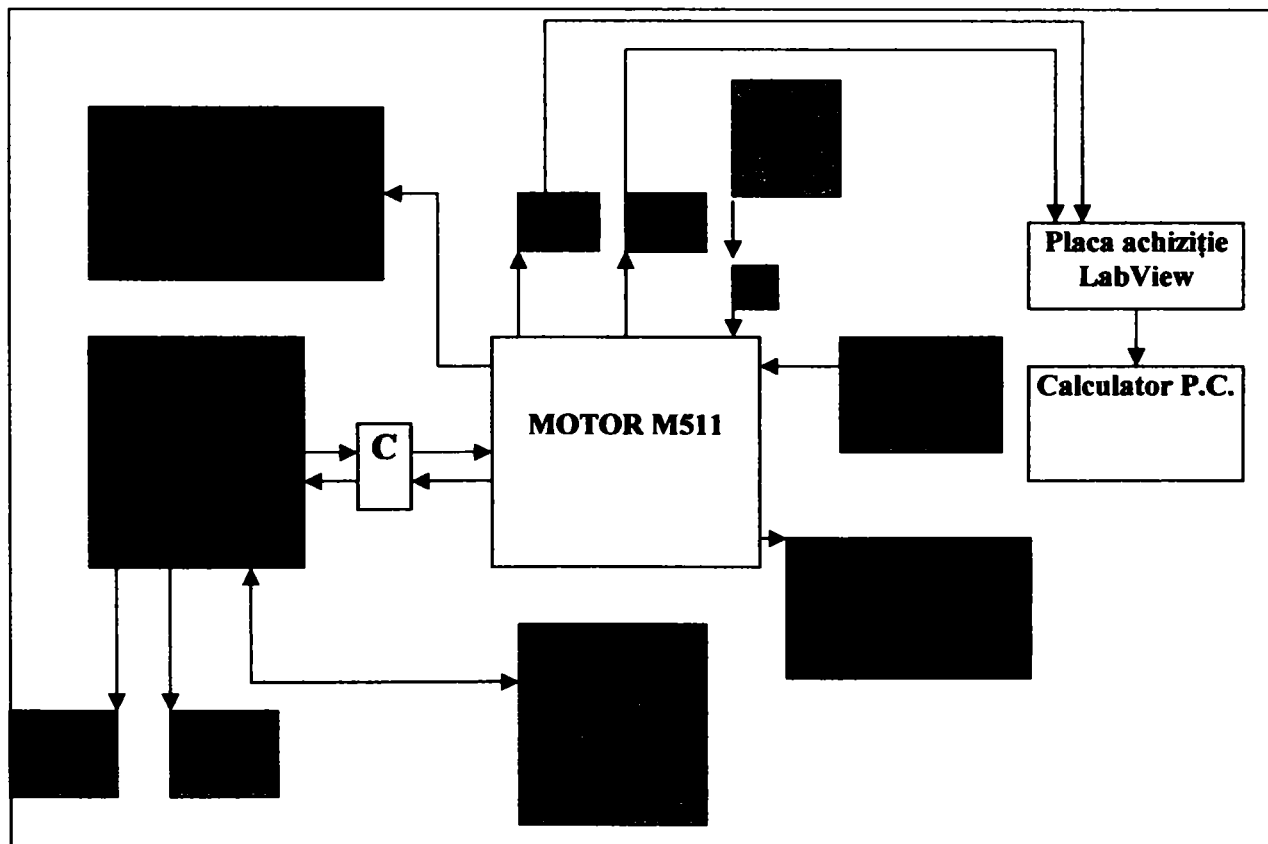


Figura 125 Schema bloc a standului

În figura 126 este prezentat ansamblul standului de probă al motorului M511.

Pe post de frână (figura 127) 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 la 2500 rot/min, cuplat cu motorul prin intermediul cuplajului C (figura 127).

Variația momentului de frânare se realizează prin intermediul rezistenței variabile  $R_s$  (figura 128.), și funcționează astfel: pe măsură ce lamelele se introduc în apă, rezistența scade iar puterea debitată pe rezistență crește.

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



**Figura 125 Stand de probă ansamblu motor**

Pentru a cuantifica și pierderile pe generatorul electric astfel încât puterea efectivă a motorului diesel să fie determinată exact s-a folosit relația de calcul a pierderilor [116]:

$$f(n,\chi)=y_0+a\cdot n+b\cdot\chi+c\cdot n^2+d\cdot\chi^2 \quad (205)$$

unde :

$\chi$  este sarcina măsurată la mașina electrică

$n$ -turația

$$y_0=-399,7544$$

$$a=0,3746$$

$$b=0,5123$$

$$c=-3,9922e-5$$

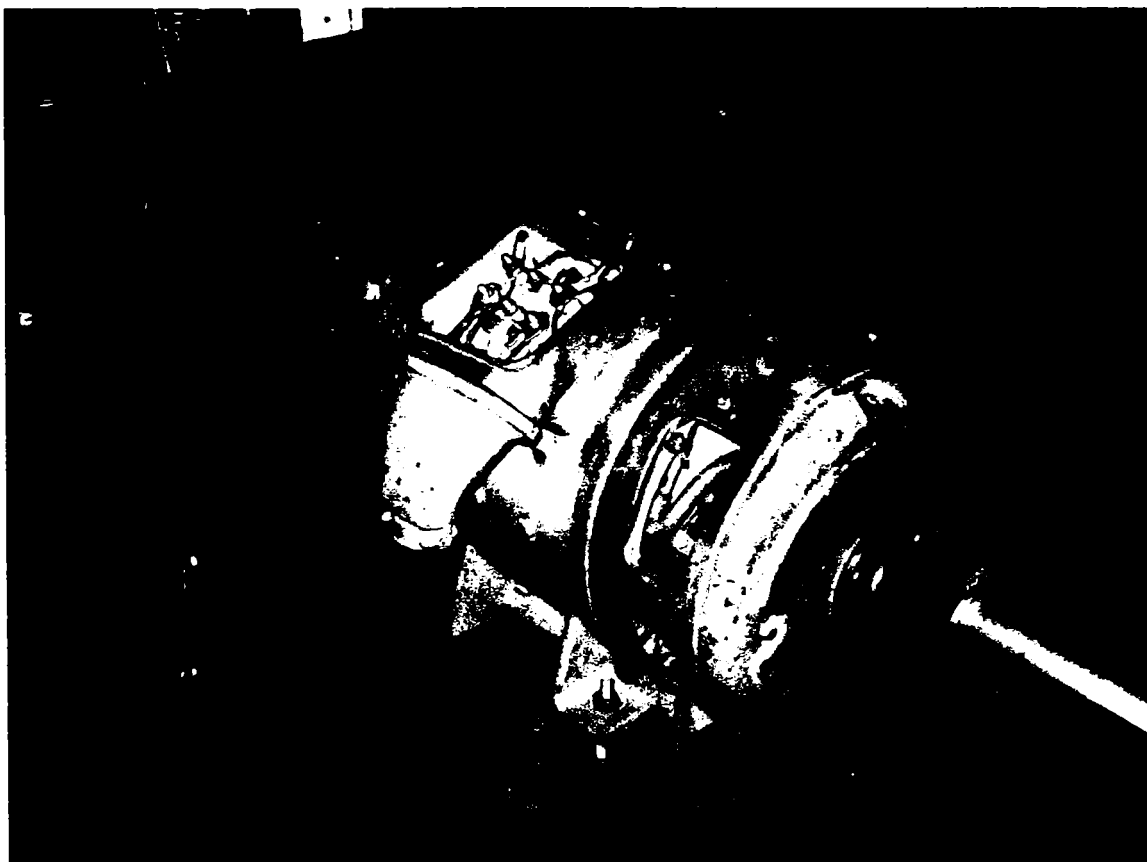
$$d=-1,1733e-4$$

Excitația G.C.C. s-a realizat de la o sursă de tensiune de curent continuu separată care permite controlul curentului de excitație. Acesta nu trebuie să depășească 1 A, deoarece rezistența înfășurării de excitație este de 120 ohmi rezultă că tensiunea de excitație poate ajunge la 110-120 V.

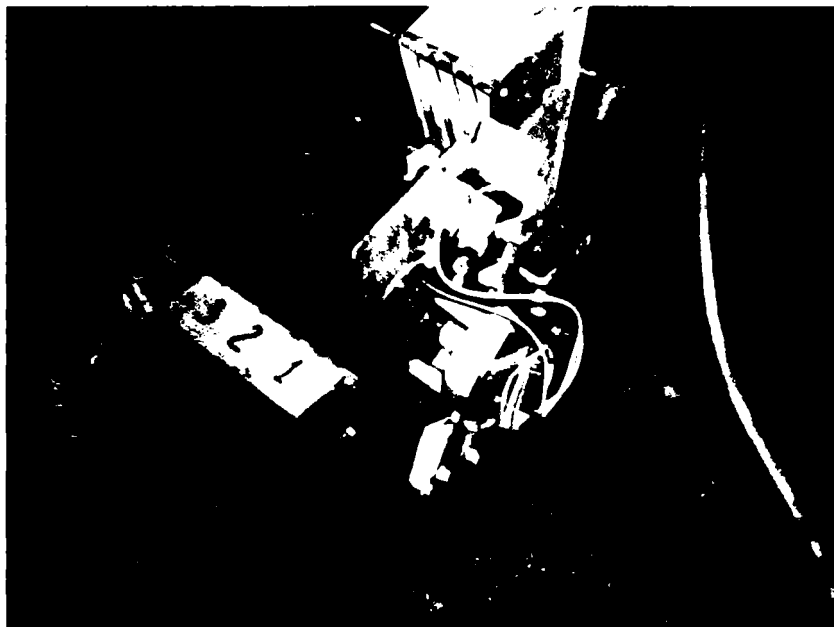
Parametrii motorului (presiunea indicată din cilindru, presiunea de injecție) sunt achiziționați prin intermediul a două traductoare de presiune (T.P.1 și T.P.2 de pe schemă), T.P.1 fiind de tip Kistler iar T.P.2 fiind de tip Elkon, montat pe conducta de înaltă presiune.



**Fig. 126 Ansamblul motor - cuplaj - frână**

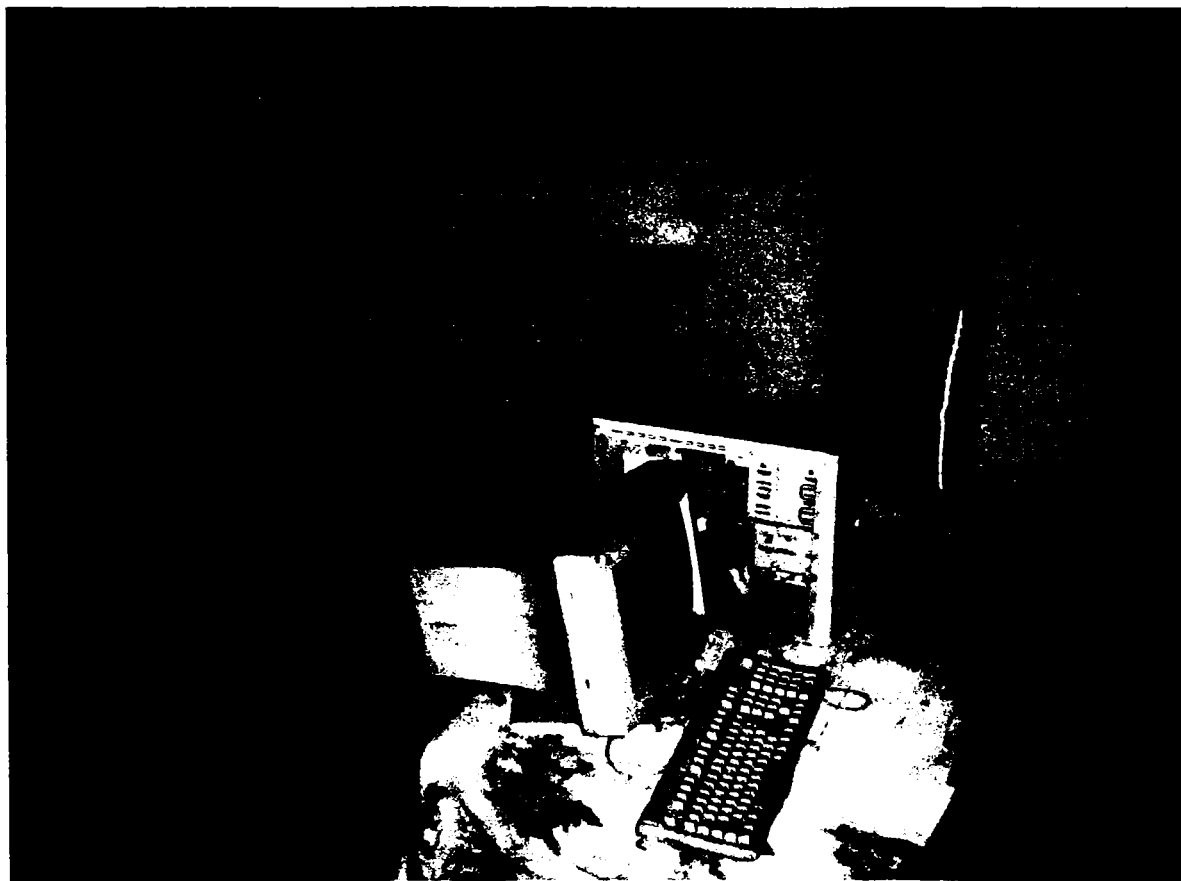


**Fig. 127 Frâna electrică (motor electric generator de curent continuu)**



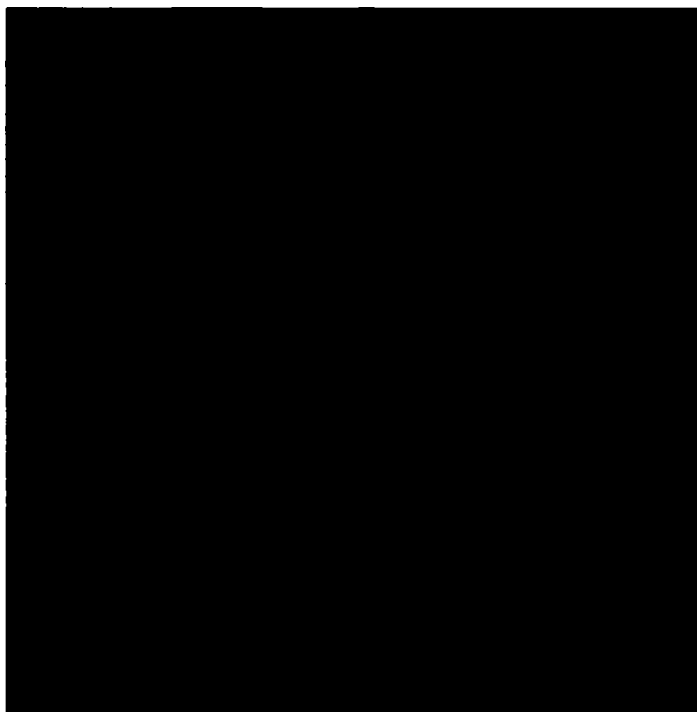
**Fig. 128 Comanda rezistenței frânei electrice**

Semnălele acestor traductoare sunt introduse într-un convertor de semnal și apoi sunt colectate într-un dispozitiv de achiziție de tip LabView 6i (figura 129). Acesta preia semnalele de la convertoare iar cu ajutorul programului de achiziție de date LabView 6.i sunt stocate datele în fișiere ASCII prelucrabile ulterior.



**Fig. 129 Calculator PC și placă achiziție LabView**

Motorul diesel este alimentat cu combustibil dintr-un rezervor prin intermediul unui vas gradat (figura 130).



a) Ansamblu rezervor-vas gradat conducte

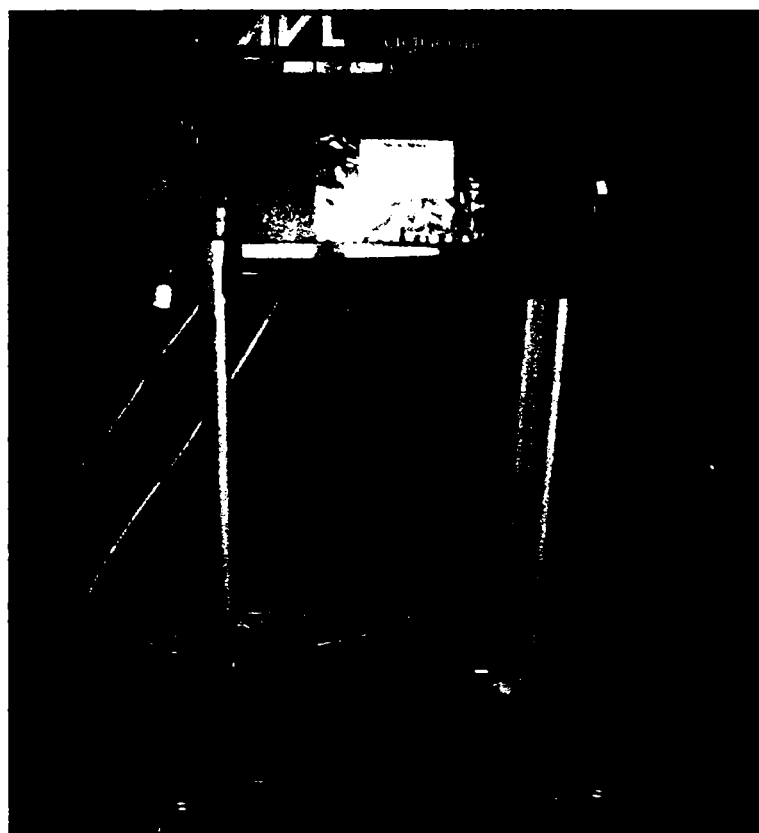


b) Vas gradat

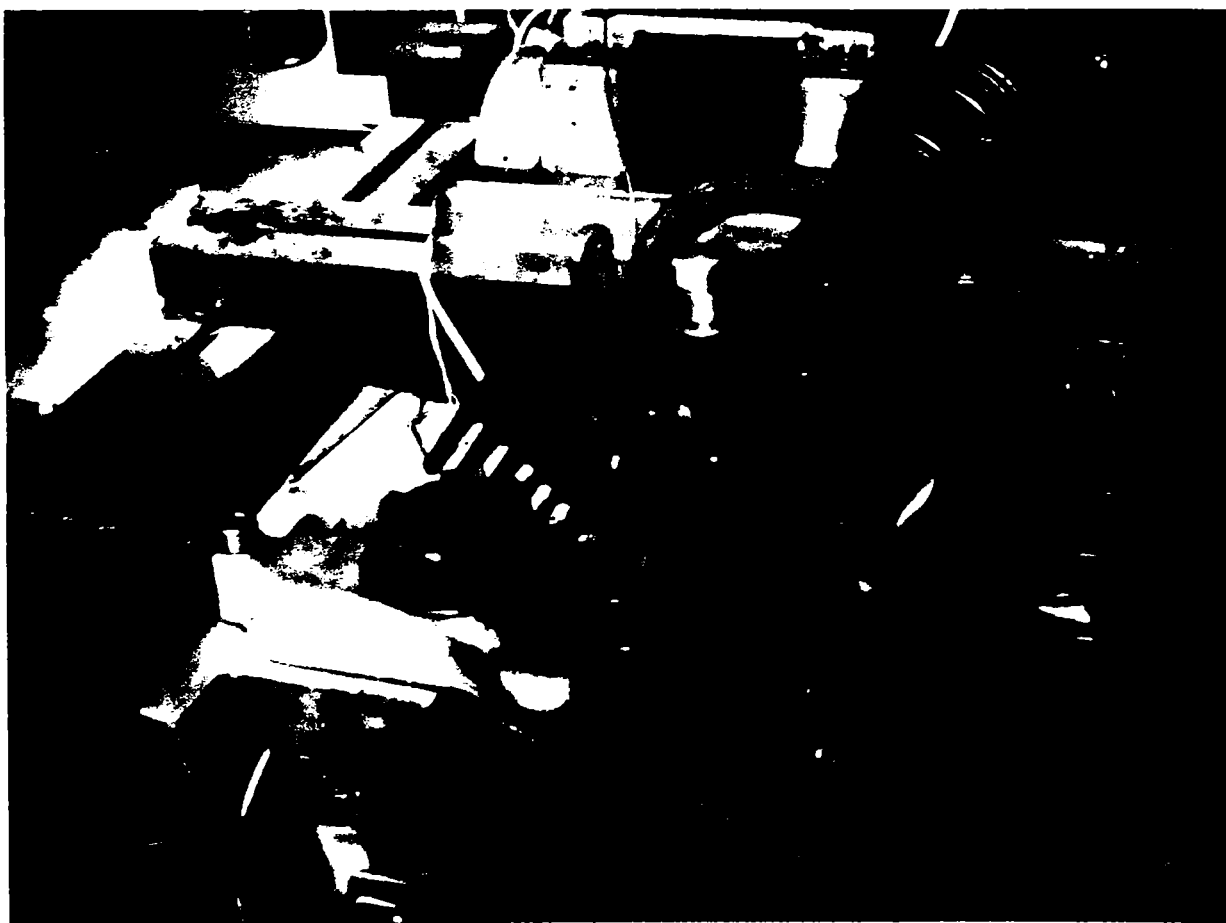
**Fig. 130 Rezervor de combustibil și vas gradat pentru măsurare consum de combustibil**

Dacă se dorește măsurarea consumului se întrerupe robinetul R și se cronometrează timpul în care se măsoară o anumită cantitate de combustibil. Pentru măsurarea turației motorului  $n[\text{rot}/\text{min}]$  și a gradului de fum este utilizat un aparat de tip AVL (figura 131).

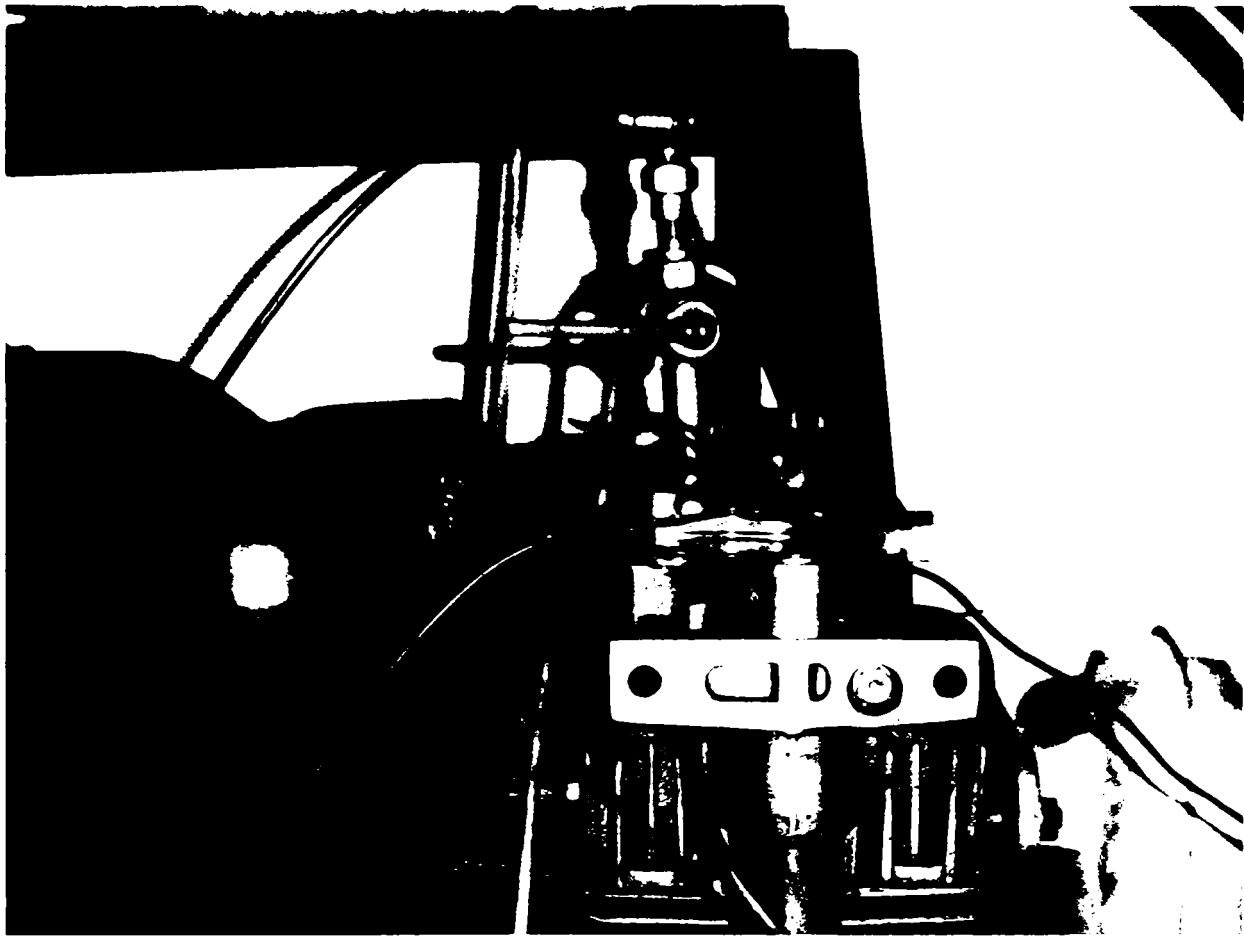
Pentru simularea și controlarea gradului de etanșare a camerei de ardere s-a montat un dispozitiv de captare a presiunii D care permite montarea unor orificii calibrate în camera de ardere, prin aceste orificii pierzându-se fluid motor și astfel și fiind modelate performanțele camerei de ardere și sunt controlate mărimile influențate (figura 132, figura 133).



**Fig. 131 Aparat determinare noxe tip AVL DiCom**



**Fig. 132 Cameră de ardere și dispozitiv captare a presiunii**



**Fig. 133** Ansamblu dispozitiv modelare uzură cameră de ardere



## 5.4. METODE DE ÎNCERCARE

Încercările efectuate au avut ca și scop determinarea legăturii dintre formarea amestecului și arderii asupra comportării în serviciu a camerelor de ardere. Acest lucru s-a realizat prin determinarea consecințelor eficienței etanșării camerelor de ardere la motoarele cu aprindere prin comprimare de mic litraj.

Datele experimentale referitoare la eficiența etanșării datorate presiunii elastice de contact  $p_e$  obținute pe standul de încercare, au fost coroborate și cu cele obținute la determinarea uzurilor segmentelor prin cântărire.

Astfel cele seturile de segmente utilizate pentru încercări au fost selectate funcție de uzură și presiune elastică.

Pierderile prin interstițiul segment-cilindru au fost cuantificate printr-un dispozitiv de captare a presiunii ce se află montat în camera de ardere (figura 136). Construcția dispozitivului are posibilitatea de montare a unor orificii calibrate care permit simularea curgerii prin interstițiul segment-cilindru.(figura 135)

Au fost utilizate șase diuze cu diferite diametre din următorul șir de valori exprimate în mm:

1.0            1.5            2.0            2.5            3.0            3.5

Diuzele au dimensiunile orificiilor în câmpul H6 de toleranțe.

Diuzele sunt prezentate în figura 134:



**Fig.134 Orificii calibrate**

Construcția acestui dispozitiv este prezentată mai jos :

- 1-dispozitiv montat în chiulasa camerei de ardere
- 2-robinet închidere
- 3-orificiu calibrat(diuză)
- 4-furtun legătură chiulasă-carter

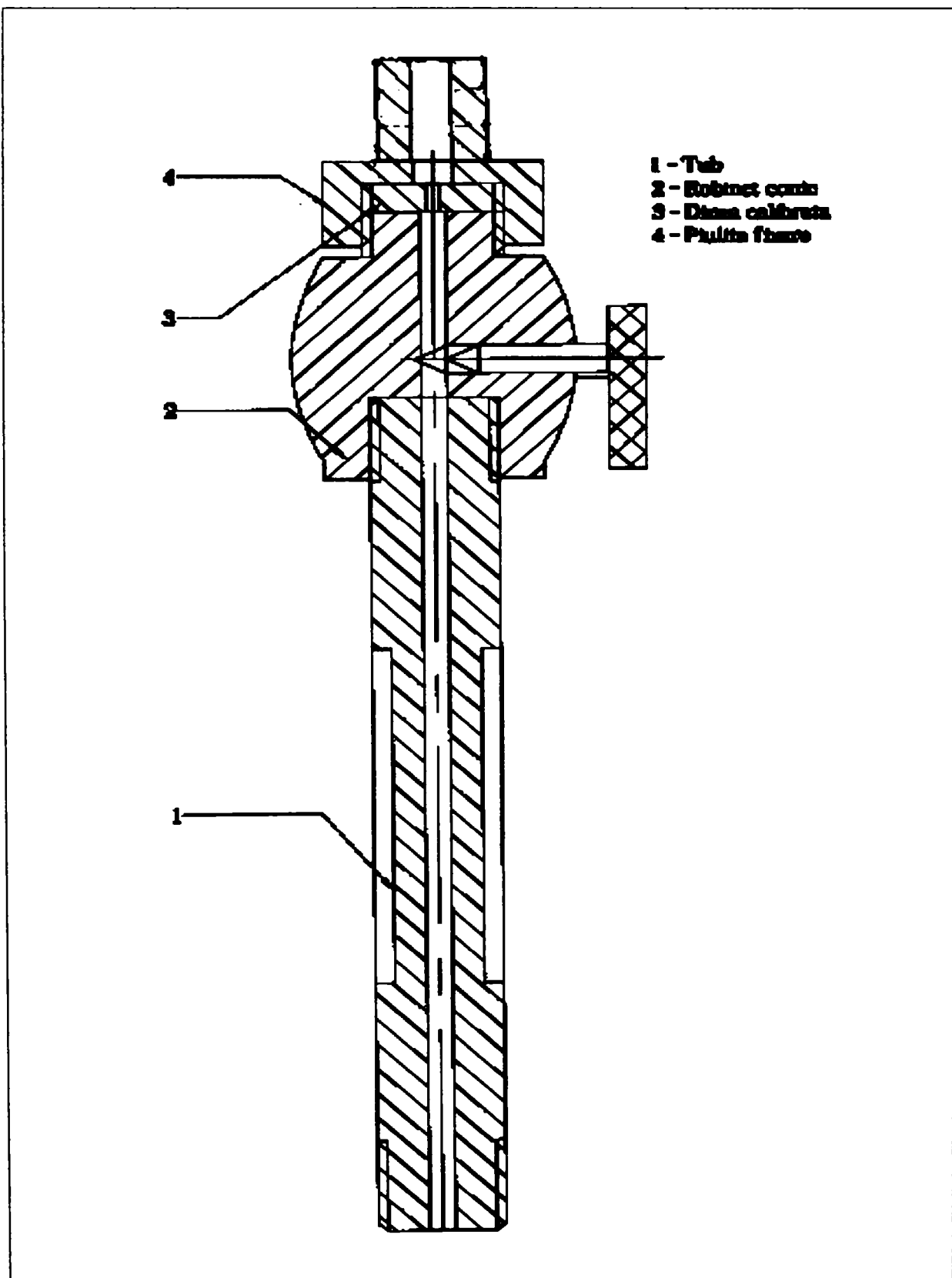
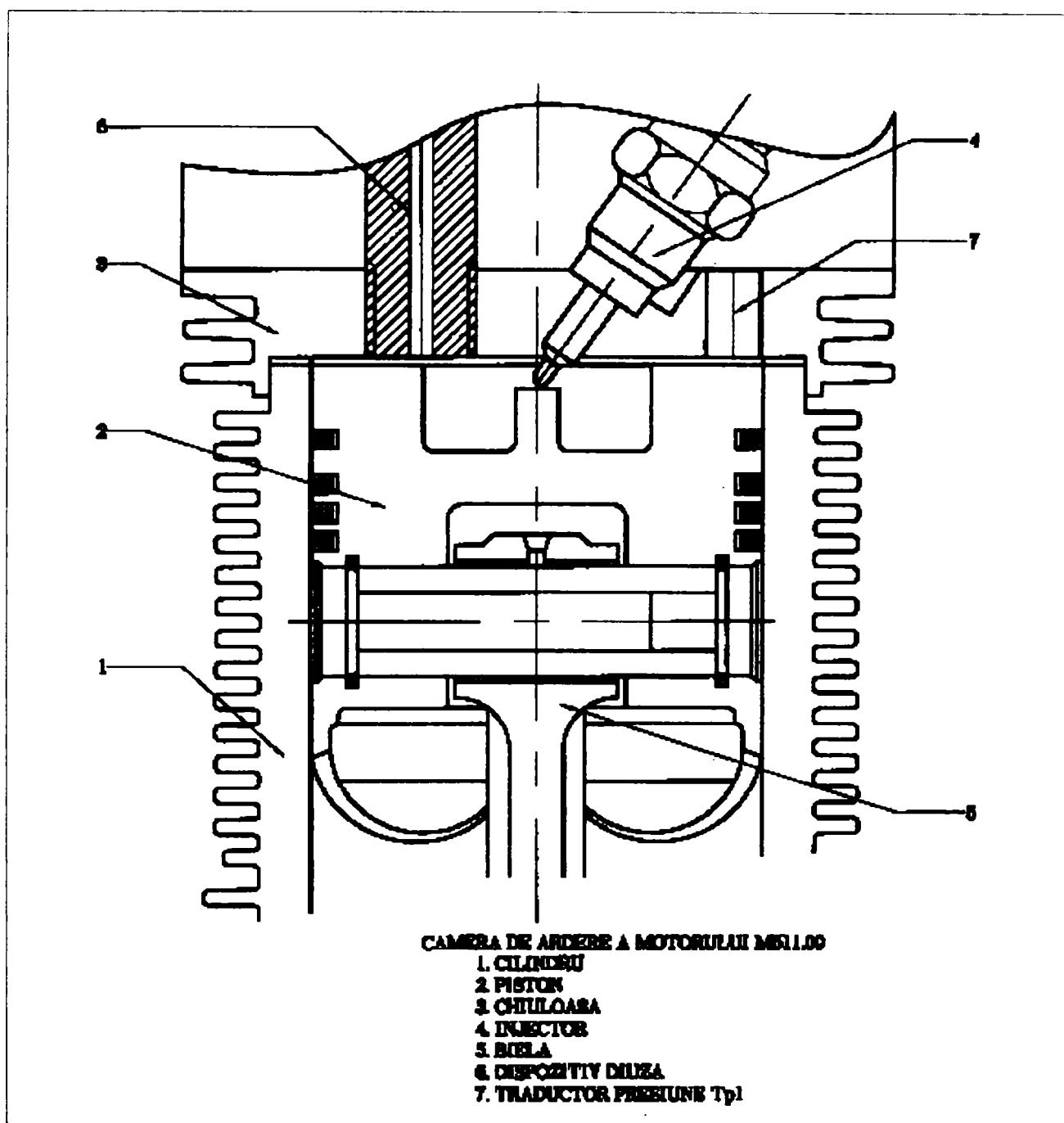


Fig. 135 Dispozitiv de captare a presiunii din cilindru



**Fig. 136** Secțiune din camera de ardere a motorului M 511

Încercările au fost realizate cu determinarea parametrilor energetici obținuți pe caracteristica de regulator la sarcini parțiale, precum și a celor de poluare prin determinarea gradului de fum Bosch (opacitate) pentru toate cazurile:

1. segmenti noi
2. segmenti uzați
3. segmenti noi cu diuze
4. segmenti noi cu diuze și presiune de injecție ridicată la 200 bar.

Determinările externe au fost coroborate cu datele achiziționate prin intermediul sistemului de achiziție LabView 6.6i, care permite achiziția presiunii din cilindru  $p_{cil}$ , precum și achiziția presiunii de injecție  $p_{inj}$ .

Aceste date achiziționate vor putea fi comparate cu cele obținute prin datele simulate prin intermediul programului Wordstar Profesional Release 4.

Juxtapunerea datelor obținute prin achiziție cu cele obținute prin simulare, cu ajutorul programului de simulare [18] se confirmă. Situația echipării cu segmenti noi la care uzura a fost modelată numai prin diferite calibre de diuze s-a dovedit corectă din punct de vedere al modelării uzurii fapt ce poate fi confirmat cu situația segmenti uzați (segmenti noi cu modelare cu diuză 2mm este echivalentă fapt confirmat prin alura diagramei p-v cu situația segmentilor uzați 1.

Simularea funcționării motorului la uzuri mari ale segmentilor presupune pornirea motorului echipat cu segmenti încadrați în uzura admisibilă astfel încât motorul să poată fi pornit.

## 5.5. PREGĂTIREA ACHIZIȚIEI DE DATE DE LA MOTORUL M511

Un instrument de măsură virtual este compus dintr-o parte hardware<sup>1)</sup> și o parte software care permite configurarea instrumentului după dorința utilizatorului.

Achiziția de date reprezintă preluarea și stocarea unor parametri caracteristici unui anumit proces sau fenomen cu ajutorul instrumentelor virtuale.

Principiul de achiziție constă în mijlocul prin care semnalele fizice cum sunt: presiunea, temperatura, curentul electric sunt convertite în formate digitale și stocate pe o unitate de memorie. Datele achiziționate pot fi prelucrată și interpretate în proces sau post proces.

Datorita multitudinii de soluții hardware și software apărute pe piața alegerea unui instrument de măsură și control virtual este relativ ușoară depinzând doar de cantitatea de informație și de nivelul de precizie dorit.

În cazul de față dotarea folosită pentru achiziționarea datelor, respectiv a parametrilor funcționali ai motorului (figura 137) constă din:

- placă de achiziție DAQ - producător National Instruments;
- computer (PC) Intel Pentium III;
- software-ul LabView;

Etapele parcurse la achiziția datelor cu ajutorul instrumentelor virtuale sunt prezentate în continuare.

➤ **Pasul unu:** Montarea trusei de achiziție date.

Componentele hardware conținute de trusa de achiziție a datelor sunt:

- Placa achiziție de date NI PCI 6013
- Magistrala de transfer a datelor
- Blocul conector

<sup>1</sup> în principal un convertor analogic sau digital



Fig. 137 Dotarea folosită pentru achiziționarea datelor

➤ **Pasul doi:** Montarea traductoarelor de presiune.

Parametrii motorului (presiunea indicată din cilindru, presiunea de injecție) sunt achiziționați prin intermediul a două traductoare de presiune.

Aceste traductoare sunt de doua tipuri :

- De tip Kistler pentru presiune indicată din cilindru.
- De tip Elkon pentru presiunea de injecție.

Montarea acestor două traductoare se face astfel: în cilindrul motorului M 511 traductorul Kistler și pe conducta de înaltă presiune traductorul Elkon.

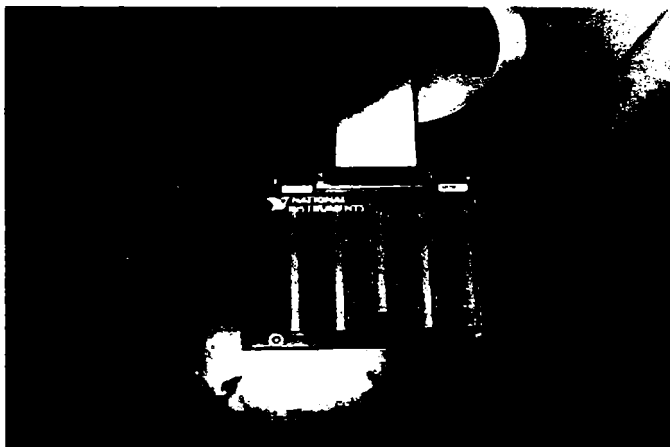
Semnalele acestor traductoare sunt introduse într-un convertor de semnal și apoi sunt colectate într-un dispozitiv de achiziție de tip DAQ.

➤ **Pasul trei:** Conectarea traductoarelor cu placa de achiziție.

Conectarea se face direct pe pini prevăzuți în blocul conector al plăcii de achiziție (figura 138) după schema electrică (figura 139) dată de producător în cartea tehnică a truse de achiziție a datelor.



Fig.138 Conectarea traductorilor cu placa de achiziție.



a)

ACH8	34	68	ACH0
ACH1	33	67	AIGND
AIGND	32	66	ACH9
ACH10	31	65	ACH2
ACH3	30	64	AIGND
AIGND	29	63	ACH11
ACH4	28	62	AISENSE
AIGND	27	61	ACH12
ACH13	26	60	ACH5
ACH6	25	59	AIGND
AIGND	24	58	ACH14
ACH15	23	57	ACH7
DAC0OUT1	22	56	AIGND

b)

Fig.139 Schema electrică a unei porțiuni de bloc conector

➤ **Pasul patru:** Instalarea aplicațiilor.

După montarea tuturor componentelor hardware se trece la pasul următor, adică instalarea echipamentului cu ajutorul driver-ului conținut în pachetul primit de la producător, precum și de configurarea canalelor ce urmează a fi folosite ulterior. Această etapă presupune instalarea driver-ului și a programelor software, furnizate

de producător odată cu trusei de achiziție a datelor, în modul clasic de instalare a oricărui soft în sistemul de operare Windows.

Pachetul software conține următoarele aplicații :

- Driver-ul plăcii de achiziție;
- Programul Measurement & Automation Explorer;
- Programul LabVIEW;

Driver-ul plăcii de achiziție reprezintă un cod mașină care face legătura între componentele hardware ale computerului și permite utilizarea corespunzătoare a acesteia.

Programul *Measurement & Automation Explorer* permite configurarea canalelor și a plăcii de achiziție.

➤ **Pasul cinci:** Configurarea canalelor.

Configurarea canalelor (figura 140) se face cu ajutorul aplicației *Measurement & Automation Explorer*. Aceasta presupune definirea precum și setarea parametrilor canalului dorit a fi folosit pentru a efectua o achiziție a unei mărimi.

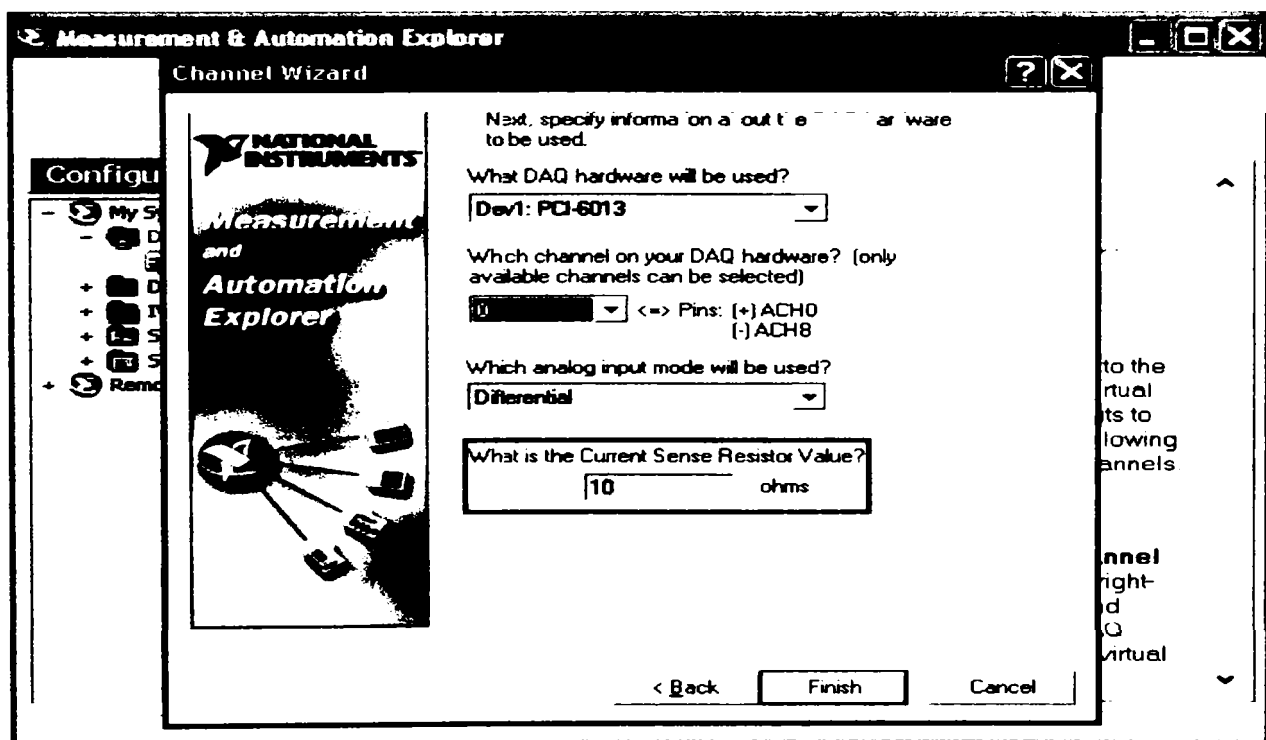


Fig. 140 Configurarea canalelor

➤ **Pasul șase:** Realizarea programului de captare a datelor.

În modul clasic de lucru pe un sistem de calcul cu Mouse-ul se alege pictograma corespunzătoare mediului de lucru sau prin alegerea succesivă a opțiunilor: *Start / Programs / National Instruments LabView / LabView* ceea ce are ca efect deschiderea meniului din figura de mai jos.

Se alege opțiunea – *DAQ Solution* – (figura 141) pentru afișarea soluțiilor din galeria de soluții pe care o conține aplicația sau opțiunea – *Open VI* – pentru deschiderea unui VI existent.

Revenirea în meniul principal respectă principiile de lucru în mediul Windows.

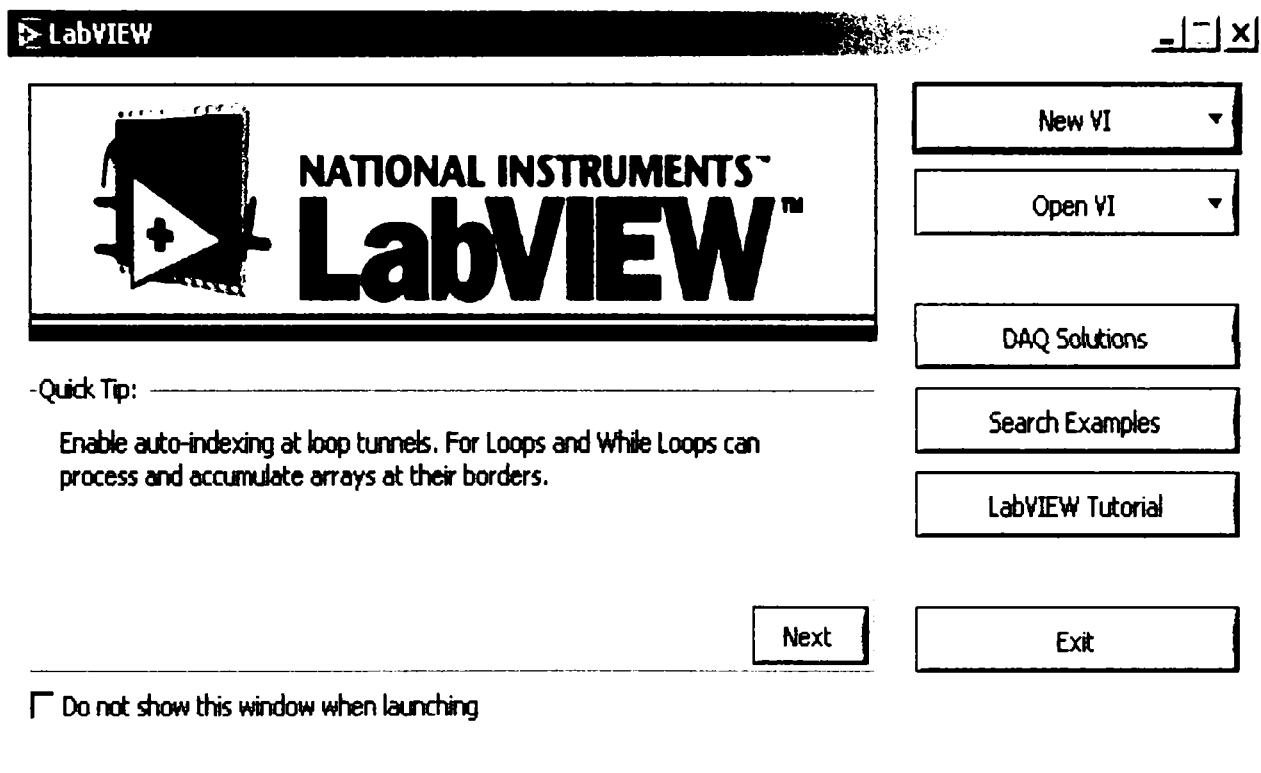


Fig.141 Meniul după lansarea mediului LabView

După alegerea unei soluții predefinite a acestui program se trece la adaptarea și modelarea acestuia la cazul studiat de noi.

Modelarea aplicației se efectuează cu ajutorul uneltelor generale (Tools Palette) ce permit crearea, editarea sau trasarea execuției instrumentelor virtuale specifice softului LabVIEW

După realizarea programului interfața se prezintă ca în figura 142.



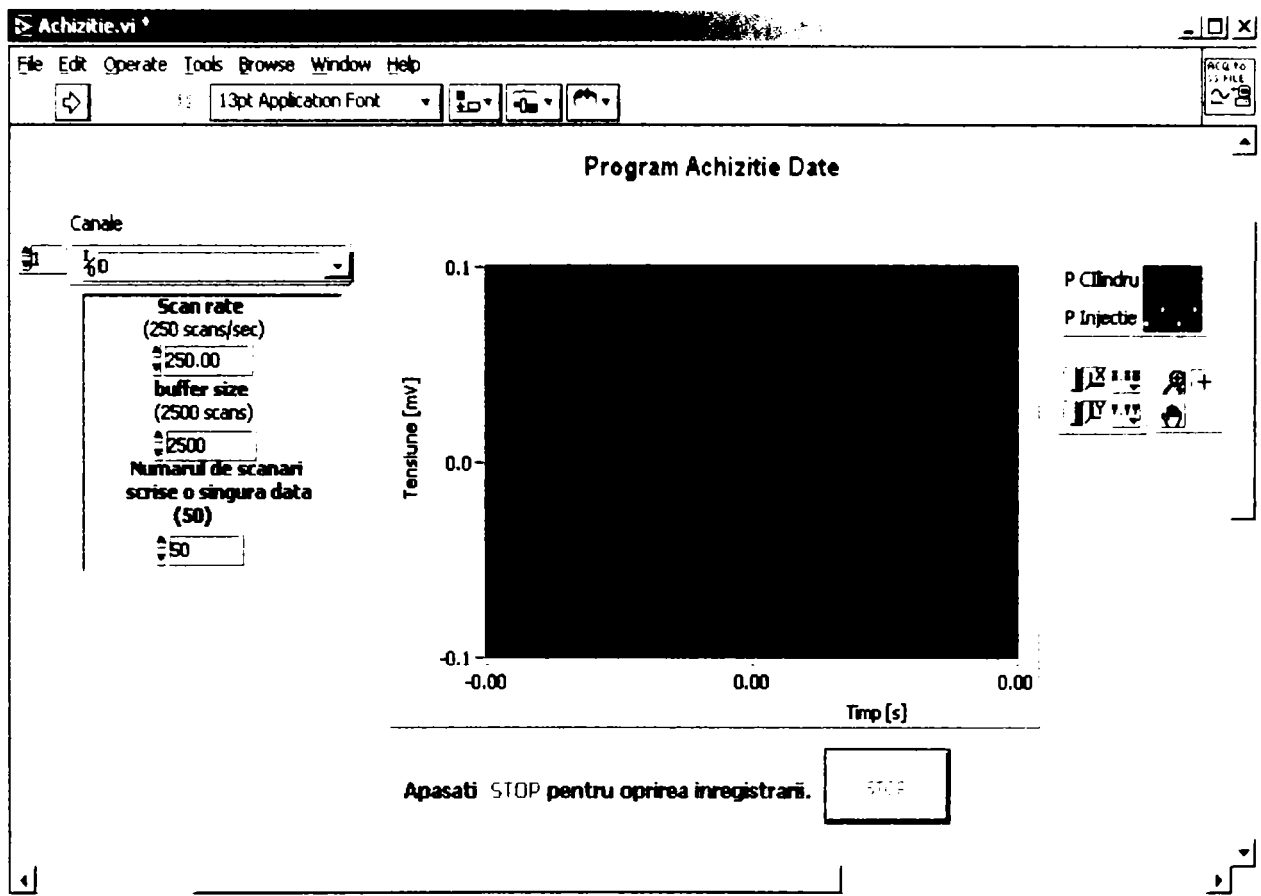


Fig. 142 Interfață programului

Diagrama (codul sursa al programului) se prezintă ca în figura 143.

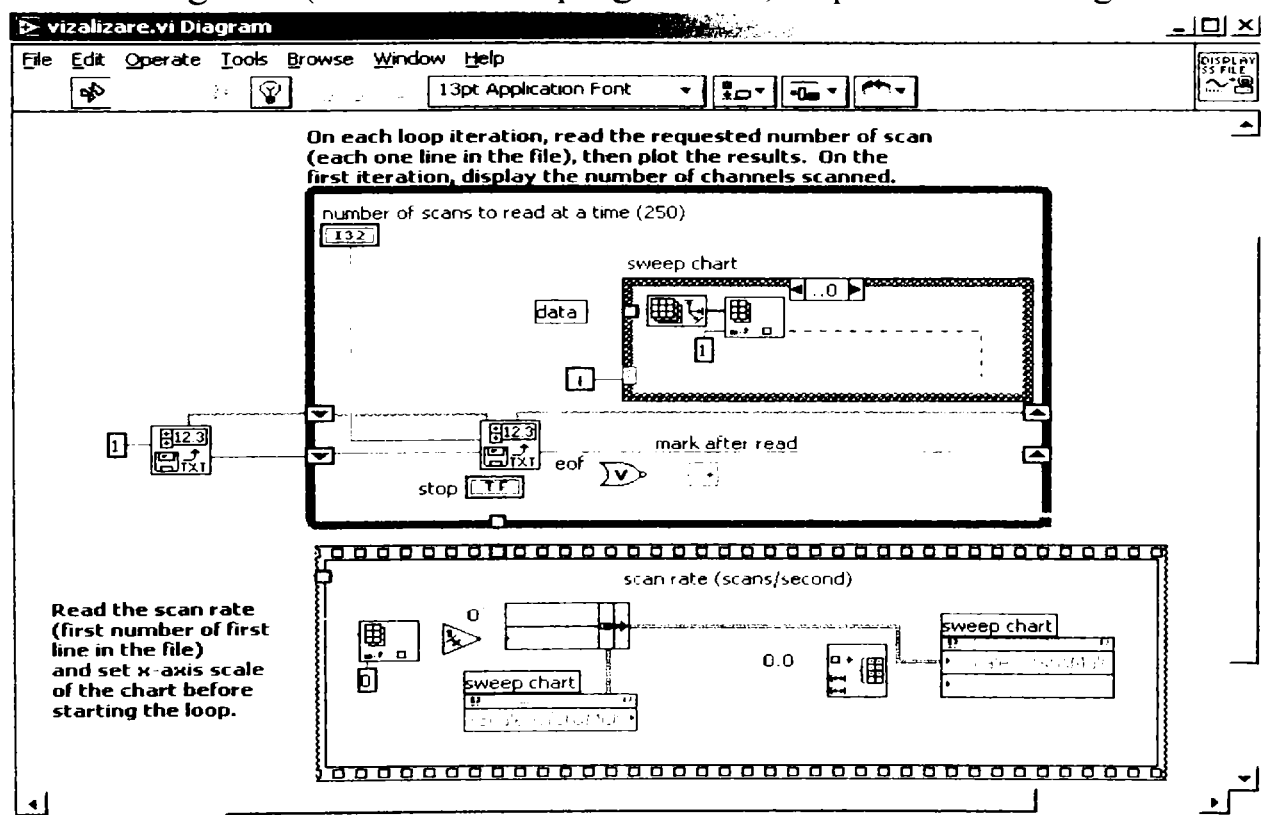


Fig. 143 Codul sursa al programului de achiziție 143

➤ **Pasul șapte:** Achiziția propriu-zisă a datelor.

Pentru achiziția datelor se procedează în felul următor :

- ☞ Se pornește<sup>1</sup> aplicația **achiziție.vi**;
- ☞ Se setează parametrii doriți ( Canal / Scan rate / Buffer size / Număr de scanări );
- ☞ Se rulează programul apăsând butonul **Run**;
- ☞ Se introduce numele fișierului dorit pentru a salva datele achiziționate, precum și calea de acces la memorie.
- ☞ Se vizualizează graficul mărimilor analizate.
- ☞ Se oprește din lucru aplicația cu ajutorul butonului



Setarea parametrilor presupune :

- ☞ alegerea din caseta **Canale** (figura 144) a canalelor dorite a fi monitorizate și care au fost definite anterior la instalarea softului Measurement & Automation Explorer.

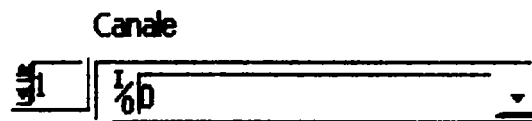


Fig.144 Selectare canale

- ☞ introducerea unor valori (figura 145) pentru parametrii specificații în caseta respectivă: **Scan rate**<sup>2</sup>, **Buffer size**<sup>3</sup>, **Numar de scanari scrise**<sup>4</sup>;

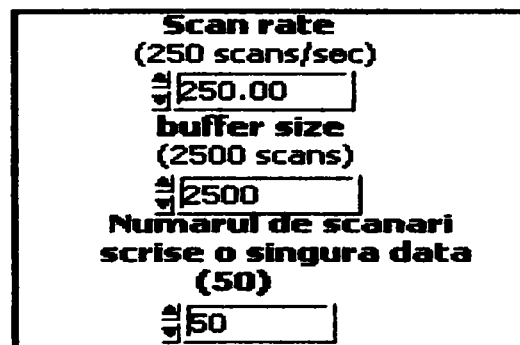


Fig. 145 Declarare parametri

Referitor la Buffer size, această valoare trebuie să fie egală sau multiplul valorii introduse la secțiunea Scan rate pentru a nu omite nici o scanare.

Se rulează acesta apăsând butonul **Run**. În urma acestei comenzi aplicația va deschide o fereastră de dialog în care se introduce locația și numele fișierului în care se dorește salvarea datelor achiziționate.

<sup>1</sup> Pornirea aplicației **Achiziție.vi** se face în modul clasic de pornire a oricărei aplicații din mediul Windows.

<sup>2</sup> numărul de scanări pe care instalația le citește într-o secundă;

<sup>3</sup> mărimea memoriei tampon alocate pentru citirea scanărilor respective;

<sup>4</sup> numărul scanărilor scrise în fișier la o citire

Aplicația rulează în mod continuu până la apăsarea butonului




➤ **Pasul opt:** Interpretarea și vizualizarea rezultatelor.

Datele achiziționate sunt stocate într-un fișier ASCII în memoria PC-ului. Acest fișier se poate deschide apoi cu orice program ce recunoaște aceste date.

Datele stocate pot fi interpretate ulterior cu diferite programe ce permit trasarea și vizualizarea graficelor.

Pentru interpretarea datelor cu ajutorul softului LabVIEW se procedează în felul următor :

- ☞ Se pornește aplicația **vizualizare. vi**;
- ☞ Setarea parametrilor;
- ☞ Se rulează programul apăsând butonul **Run**;
- ☞ Se introduce calea de acces numele fișierului dorit pentru a încărca datele achiziționate anterior.
- ☞ Se vizualizează graficul mărimilor analizate.
- ☞ Se oprește din lucru aplicația apăsând butonul .

Pornirea aplicației **vizualizare. vi** se face în modul clasic de pornire a oricărei aplicații din mediul Windows.

Setarea parametrilor presupune introducerea numărului de valori ce trebuie afișat la o singură citire.

Se rulează această aplicație apăsând butonul **Run**, în urma acestei comenzi aplicația va deschide o fereastră de dialog în care se introduce locația și numele fișierului din care se dorește citirea datelor achiziționate.

Se vizualizează graficul mărimilor analizate (figura 146).

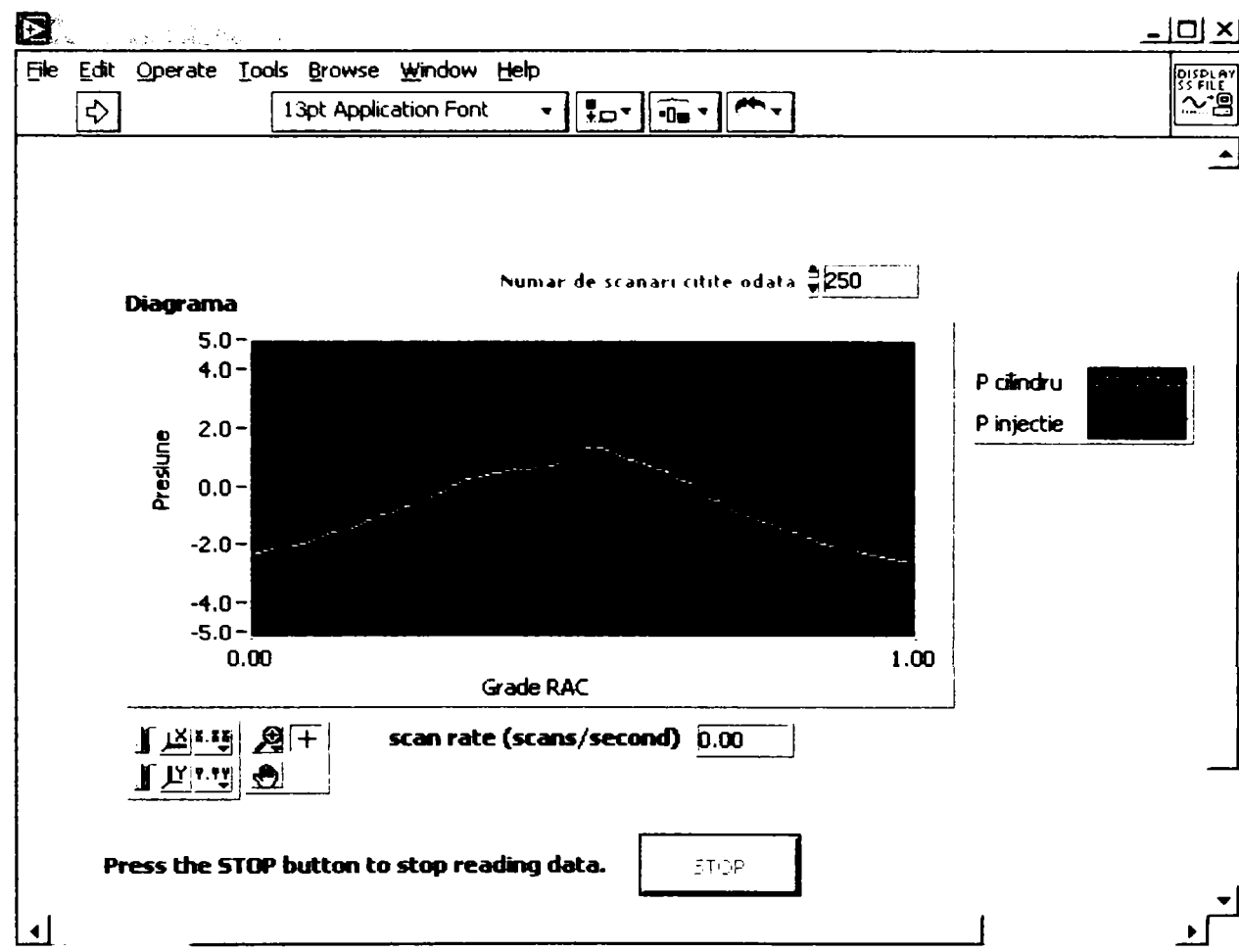
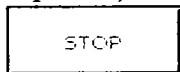


Fig. 146 Vizualizare grafic mărimi analizate

Aplicația rulează în mod continuu până la apăsarea butonului



## 5.6. ACHIZIȚIA PRESIUNII DIN CILINDRU ȘI A PRESIUNII DE INECȚIE PENTRU MOTORUL M511

Pentru un caz concret, la un monocilindru diesel M 511 cu o turație maximă  $n=3000$  rot/min, având parametrii prezentați la capitolul 5.3 achiziția datelor (reprezentând presiune din cilindru și presiune de inecție) precum și interpretarea acestora se efectuează în felul următor:

- ❖ Se definesc canalele „ *pcil* ” și „ *pinj* ” cu ajutorul softului Measurement & Automation Explorer .
- ❖ Se pornește aplicația **achiziție .vi**;
- ❖ Se alege cele două canale definite anterior **pcil** și **pinj** în caseta canale;
- ❖ Se introduc parametrii după cum urmează:
 

Scan rate	18000
Buffer size	36000
Număr de scanări	10000

- ❖ Se rulează aplicația apăsând butonul **Run** ;
- ❖ Se introduce numele fișierului in care dorim salvarea datelor „**Date1**” ;
- ❖ Se vizualizează graficul conținând cele doua presiuni achiziționate;
- ❖ Se încheie achiziționarea datelor apăsând butonul **STOP**;
- ❖ Se închide aplicația **achiziție .vi**.

In acest mod după închiderea aplicației datele achiziționate in acest mod sunt salvate in fișierul **Date1** in format ASCII. Deschiderea acestui fișier de date in vederea vizualizării, interpretării si prelucrării se poate face fie cu aplicația **vizualizare. vi** care este o alta aplicație a softului **LabVIEW** creata si modificata special pentru cazul studiat, fie cu ajutorul programului **Excel**, program ce aparține softului **Microsoft Office** si care permite o buna vizualizare a datelor precum si prelucrarea acestora sub formă de grafice ale presiunilor măsurate anterior.

Interfața grafică ce permite interacțiunea cu instrumentul virtual de achiziție de date adică programul **Achiziție. vi** se prezintă sub forma din figura 147:

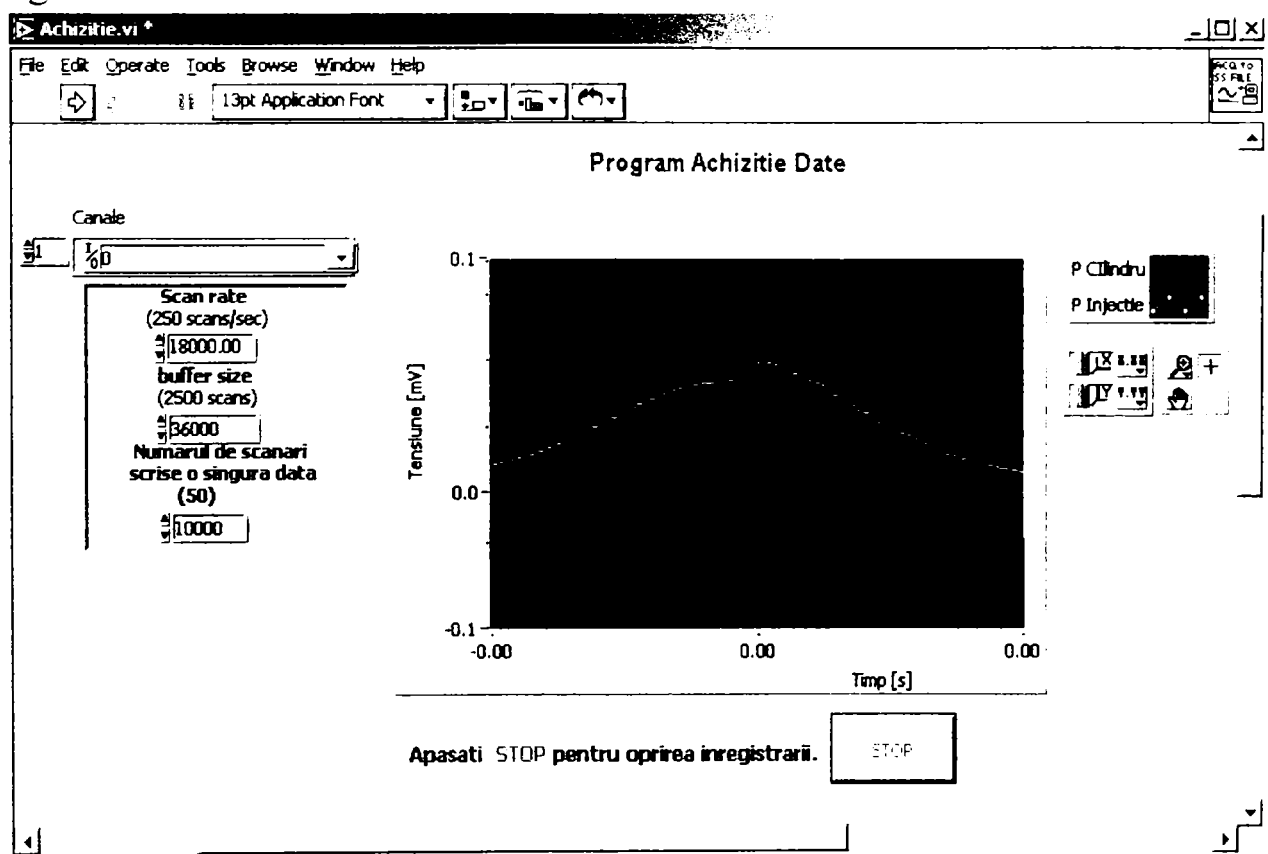


Fig. 147 Interfața de achiziție date

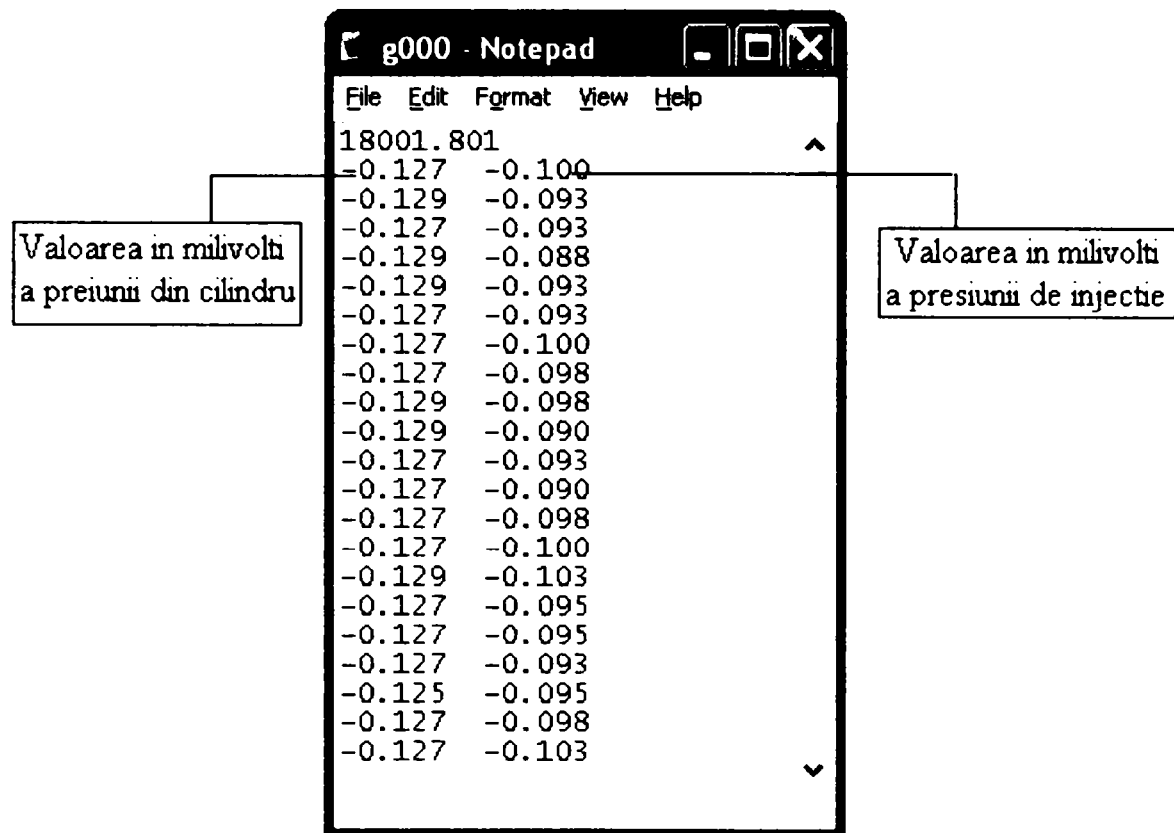


Fig. 148 Forma unui fișier de date achiziționate

Vizualizarea datelor achiziționate (figura 148) din fișierul **Date1** se poate face cu ajutorul aplicației **Vizualizare. vi** din mediul LabVIEW în felul următor:

- ❖ Se pornește aplicația ca orice alta aplicație din mediul Windows.
- ❖ Se apăsă butonul **Run** din meniul aplicației.
- ❖ Se introduce calea și numele fișierului dorit spre vizualizare **Date1**.
- ❖ Se vizualizează graficul presiunilor în funcție de  $^{\circ}$ RAC.

**Observație :** pe abscisa și ordonata graficului nu sunt afișate valorile presiunilor respectiv ale  $^{\circ}$ RAC, valorile afișate sunt echivalentul acestora exprimat în milivolți respectiv milisekunde (figura 148).

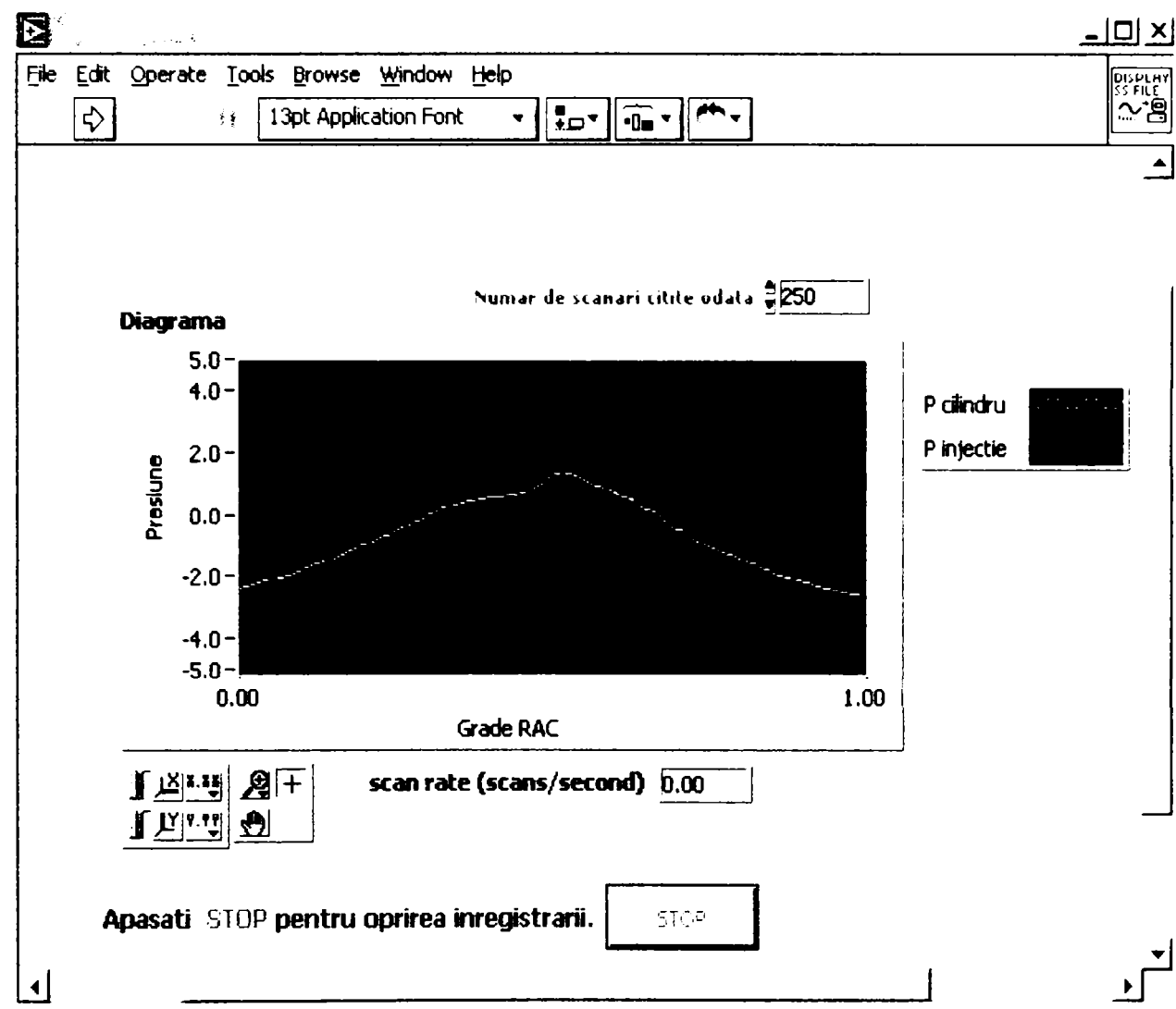


Fig. 148 Vizualizarea graficului presiunilor.

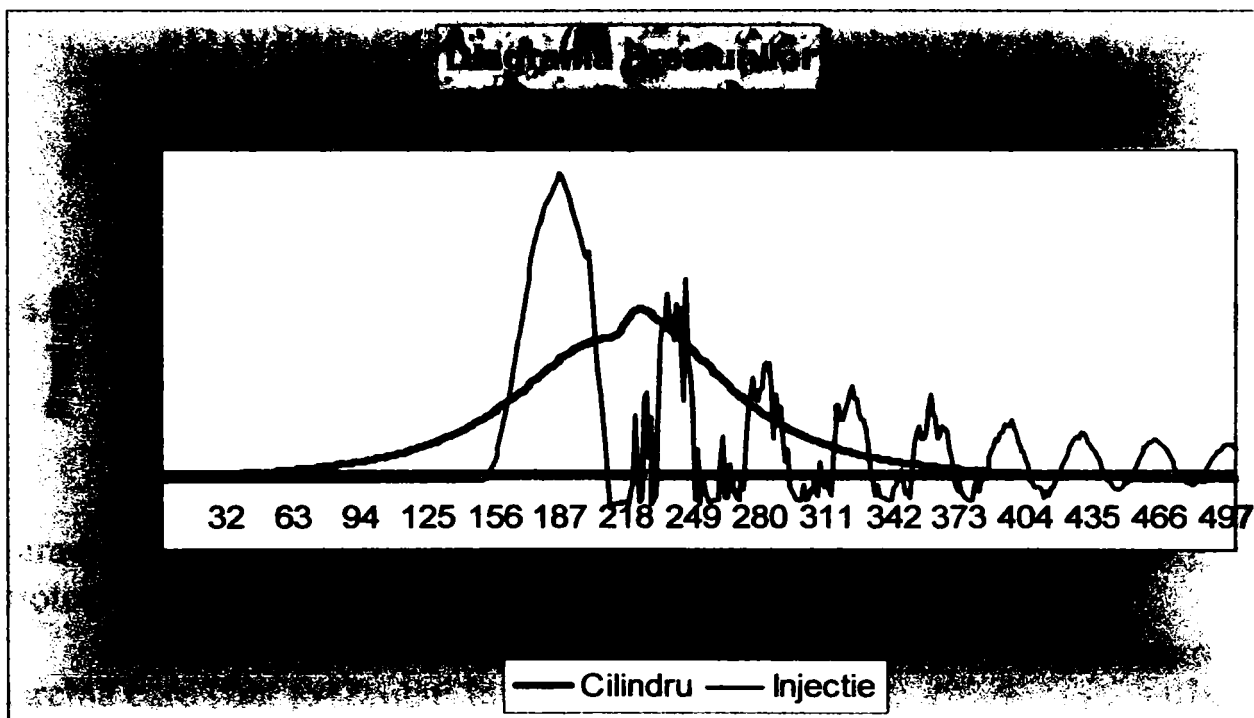
## 5.7. PRELUCRAREA DATELOR ACHIZIȚIONATE EXPERIMENTAL

Prelucrarea datelor experimentale achiziționate cu ajutorul programului **Achiziționare.vi** și stocate în fișierul **Date1** se poate efectua și cu ajutorul softului **Excel**.

Pentru analizarea datelor cu ajutorul acestui soft se procedează în felul următor:

- ☞ Fișierul **Date 1** se deschide cu softul Microsoft Excel, se observa ca pe prima coloana (coloana A) a primei foi de lucru sunt afișate valorile presiunii din cilindru convertite în mV iar pe coloana B sunt afișate valorile presiunii de injecție convertite la fel în mV.
- ☞ După deschiderea fișierului datele se pot prelucra și analiza cu metode specifice mediului de lucru Excel:
  - tabele de prezentare,

- diferite forme de grafice și diagrame (figura 149), se pot aplica de altfel formule de calcul ale unor parametri ai motorului ținând cont de valorile acestor presiuni.



**Fig. 149 Prelucrarea datelor achiziționate cu programul Excel**

In urma obținerii diagramei indicate se pot face prelucrări de date pentru evidențierea unor parametrii experimentali indirecti.



## CAPITOLUL 6

### REZULTATE ALE CERCETĂRII EXPERIMENTALE PRIVIND COMPORTAREA ÎN SERVICIU A CAMERELOR DE ARDERE ÎN CORELAȚIE CU PERFORMANȚELE TERMOGAZODINAMICE ALE MOTORULUI M 511

#### 6.1. INDICI DE PERFORMANȚĂ ENERGETICI ȘI DE POLUARE OBTINUȚI LA FUNCȚIONAREA MOTORULUI M 511 PE CARACTERISTICA DE REGULATOR

Prezentarea datelor experimentale se face pornind de la caracteristicile de performanță obținute și garantate de producătorul de motoare M 511 Aerostar Bacău.

Pornind de la indicii de performanță energetici pe caracteristica de sarcină care sunt prezentați în Anexa 1 au fost ridicate diferite caracteristici pentru a putea compara comportamentul camerelor de ardere.

Încercările efectuate au avut ca și scop determinarea legăturii dintre formarea amestecului și arderii asupra comportării în serviciu a camerelor de ardere. Acest lucru s-a realizat prin determinarea consecințelor eficienței etanșării camerelor de ardere la motoarele cu aprindere prin comprimare de mic litraj.

Datele experimentale referitoare la eficiența etanșării datorate presiunii elastice de contact au fost coroborate cu cele obținute pe standul de încercare.

Metodicile de lucru au fost expuse în capitolul 5 astfel seturile de segmente au fost selectate funcție de uzură și presiunea elastică a segmentelor de comprimare în:

1. segmente noi
2. segmente uzate

Pierderile prin interstițiul segment-cilindru au fost cuantificate printr-un *dispozitiv de captare-variere a presiunii* ce se află montat în camera de ardere. În construcția dispozitivului se află posibilitatea de montare a unor orificii calibrate care permit simularea-modelarea curgerii prin interstițiul segment-cilindru. Numărul de diuze a fost de 6 cu diferite diametre<sup>1</sup> :

Încercările au fost realizate cu determinarea parametrilor energetici

---

<sup>1</sup> 1mm, 1,5mm, 2mm, 2,5mm , 3mm , 3.5mm.

obținuți pe caracteristica de regulator de turație, precum și a celor de poluare prin determinarea gradului de fum (opacitate) pentru toate cazurile:

1. segmenti noi
2. segmenti uzati
3. segmenti noi cu diuze
4. segmenti noi cu diuze și presiune de injecție ridicată la 200 bar

Determinările externe au fost coroborate cu datele achiziționate prin intermediul sistemului de achiziție LabView 6.6i , care permite achiziția presiunii din cilindru  $p_{cil}$ , precum și achiziția presiunii de injecție  $p_{inj}$ . Aceste date achiziționate vor putea fi comparate cu cele obținute prin datele simulate prin intermediul programului Wordstar.

În cazul juxtapunerii datelor obținute prin achiziție cu cele obținute prin simulare, se pot obține date complexe confirmabile cu ajutorul programului de simulare.

### **6.1.1. CARACTERISTICA DE REGULATOR LA SARCINĂ PARȚIALĂ PENTRU SEGMENTI NOI**

Performanțele energetice cât și cele de poluare sunt prezentate pentru setul de segmenti noi obținându-se astfel caracteristica de regulator de turație la sarcină parțială pentru puterea efectivă  $P_e$  (figura 150) , moment motor efectiv  $M_e$  (figura 151), consum orar de combustibil cc (figura 153), doza ciclică de combustibil ( figura 152), consum efectiv de combustibil (figura 154), grad de fum Bosch (figura 155), grad de absorbție Hartridge (figura 156) respectiv particule (figura 157). Se pot observa tendințe asemănătoare cu cele obținute de producătorul de motoare M 511, cu specificația că la obținerea rezultatelor încercărilor s-au păstrat condițiile de încercare pentru toate cazurile studiate abaterile fiind în limita admisă.

**Putere efectivă  
caracteristica de regulator la sarcină parțială  
segmenti noi**

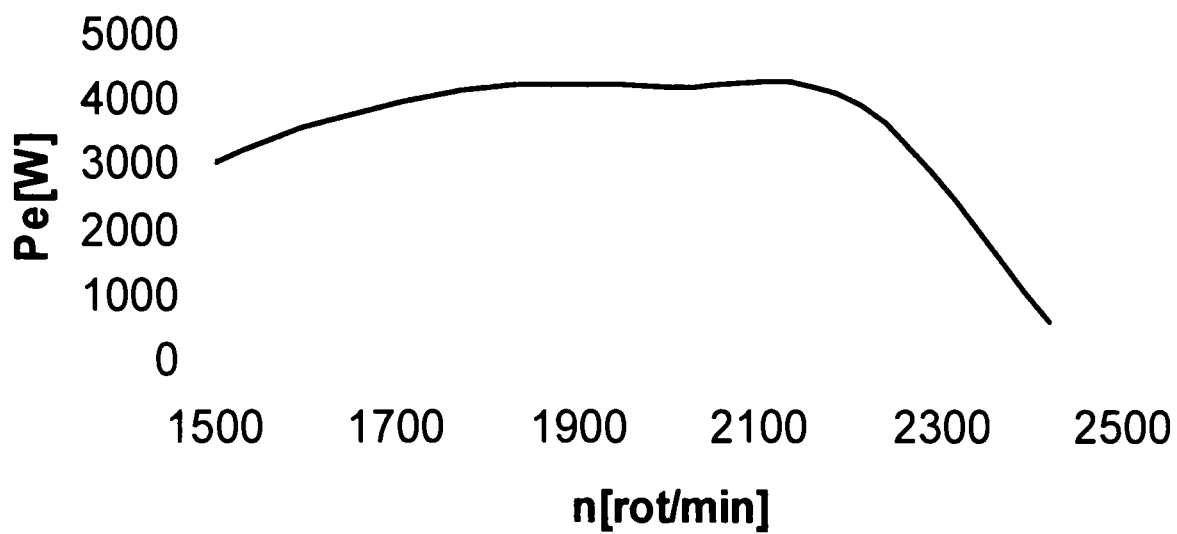


Fig. 150 Putere efectivă segmenti noi

**Moment motor efectiv  
caracteristica de regulator la sarcină parțială  
segmenti noi**

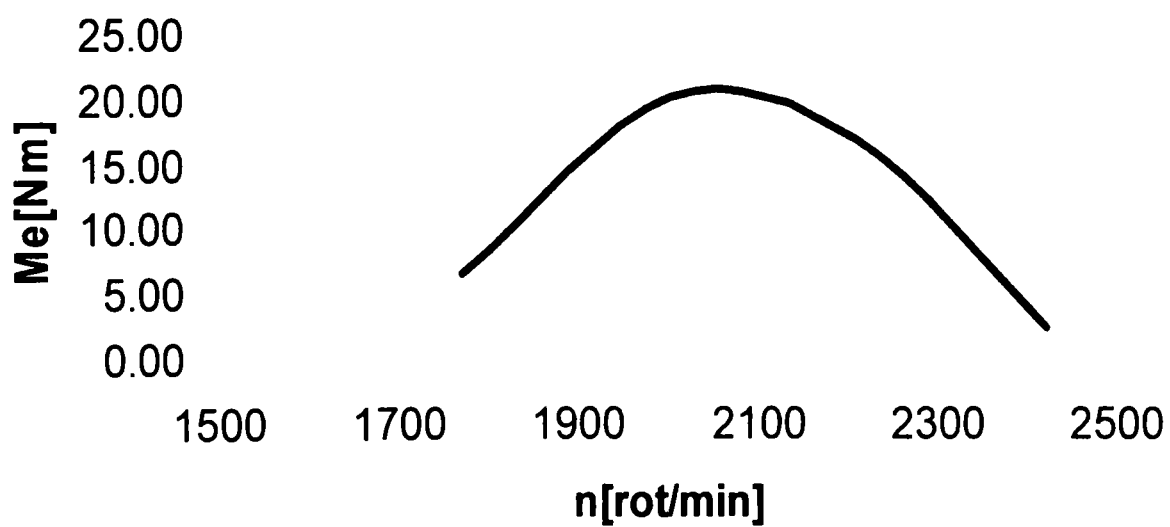


Fig. 151 Moment motor efectiv segmenti noi

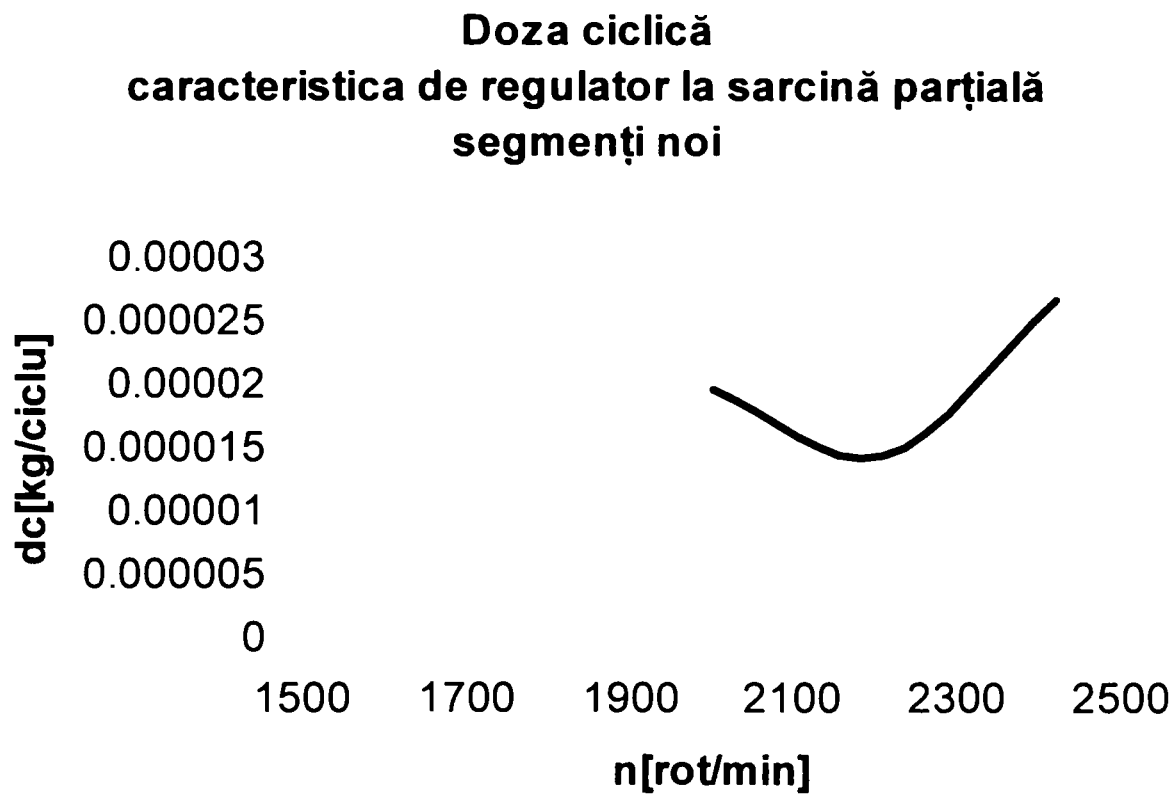


Fig. 152 Doză ciclică segmenti noi

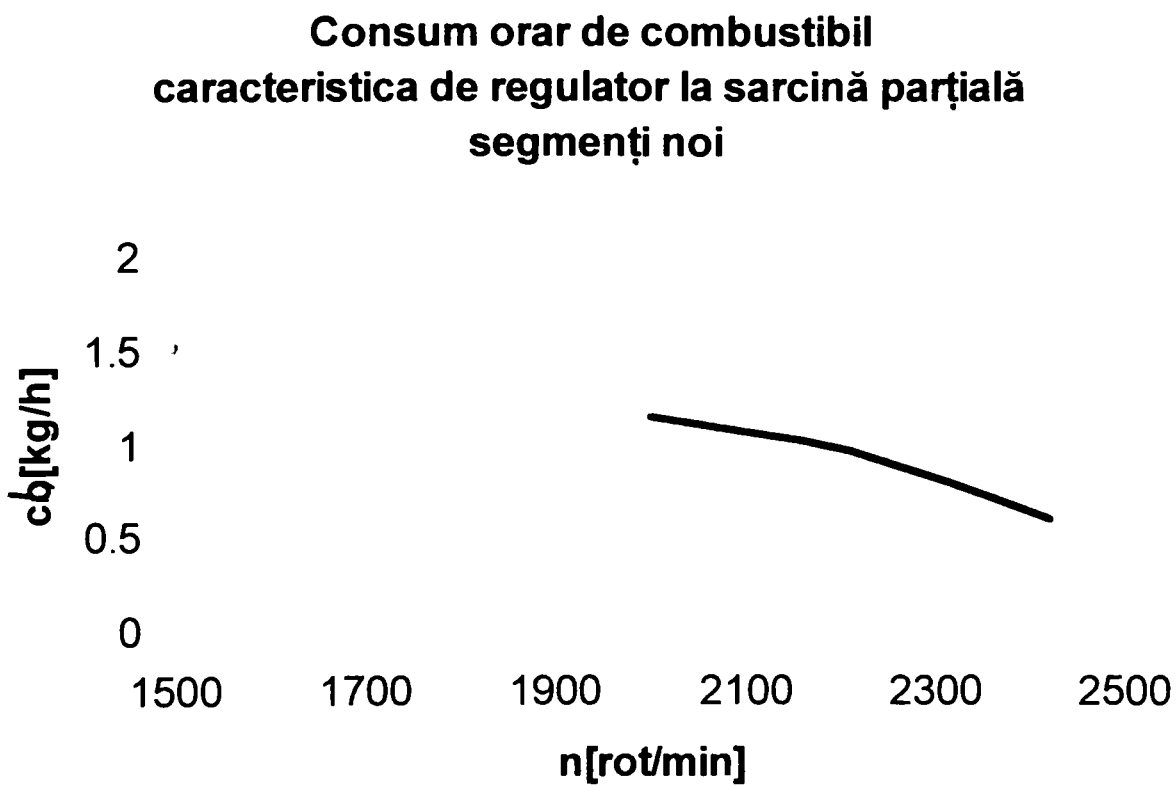


Fig. 153 Consum orar de combustibil segmenti noi

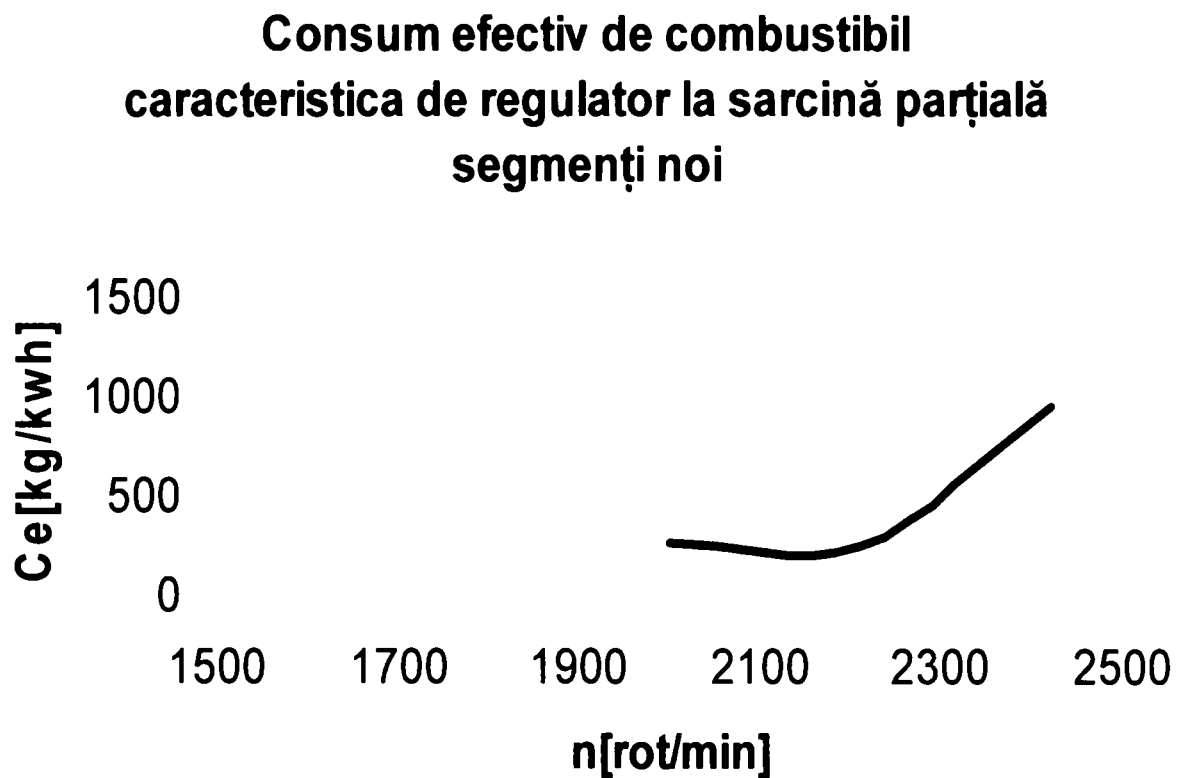


Fig. 154 Consum efectiv de combustibil segmenti noi

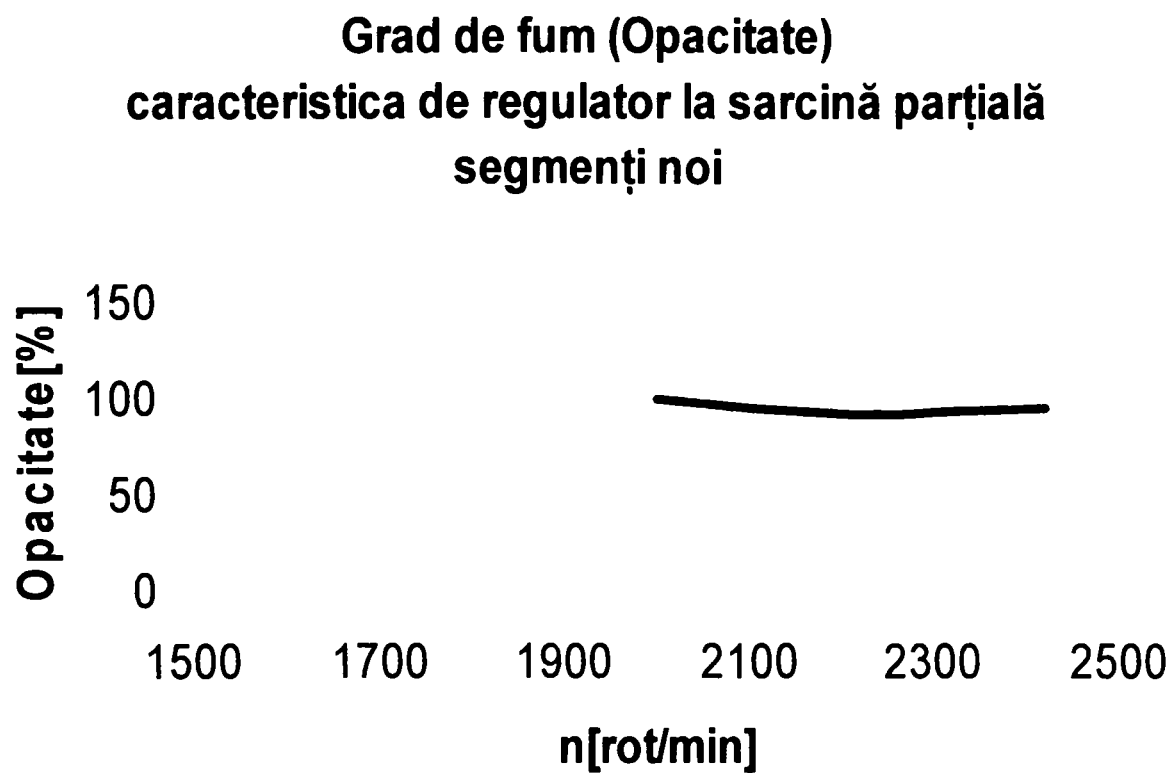


Fig. 155 Grad de fum Bosch (Opacitate) segmenti noi

**Grad de absorbție Hartdridge  
caracteristica de regulator la sarcină parțială  
segmenti noi**

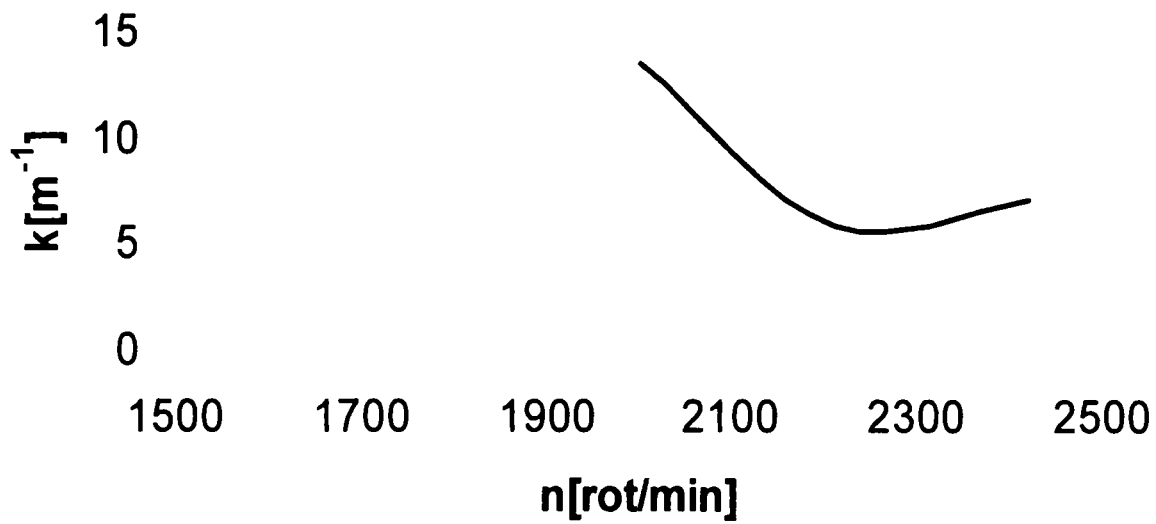


Fig. 156 Gradul de absorbție Hartridge (K) segmenti noi

**Particule  
caracteristica de regulator la sarcină parțială  
segmenti noi**

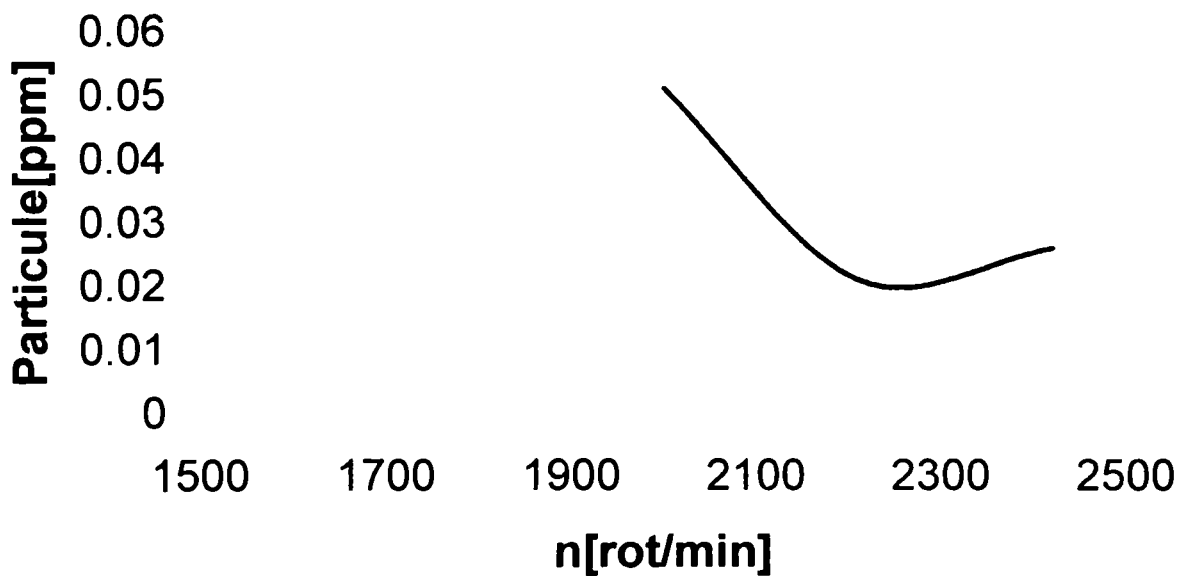


Fig. 157 Particule ppm

Pierderile rezultate la etanșarea camerelor de ardere datorate fie uzurii, fie pierderii elasticității segmentilor influențează condițiile de formare a amestecului respective al arderii din camera de ardere.

Modelarea cu ajutorul dispozitivului de variere-captare sunt cuantificate prin metoda prezentată în capitolul 5.2.3 astfel :

#### **1.Segmenți noi cu diuze:**

1. diuză 1mm-uzură 0,0029 mm la ajustajul segmenti-cilindru
2. diuză 1,5mm-uzură 0,0066 mm la ajustajul segmenti-cilindru
3. diuză 2mm-uzură 0,0117 mm la ajustajul segmenti-cilindru
4. diuză 2,5mm-uzură 0,0183 mm la ajustajul segmenti-cilindru
5. diuză 3mm-uzură 0,0264 mm la ajustajul segmenti-cilindru
6. diuză 3,5mm-uzură 0,036 mm la ajustajul segmenti-cilindru

#### **2.segmenti uzați (setul de segmenti uzați)**

### **6.1.2. CARACTERISTICA DE REGULATOR LA SARCINĂ PARȚIALĂ PENTRU SEGMENTI UZAȚI**

Sunt prezentați mai jos indicii de performanță energetici respectivi cei poluare în cazul setului de segmenti uzați după un număr 1000 de ore de funcționare pentru aceeași parametri ca și în cazul setului de segmenti noi pentru caracteristica de turație la sarcină parțială pentru puterea efectivă  $P_e$  (figura 158) , moment motor efectiv  $M_e$  (figura 159), consum orar de combustibil  $cc$  (figura 160), doza ciclică de combustibil ( figura 162), consum efectiv de combustibil (figura 161), grad de fum Bosch (figura 163), grad de absorbție Hartridge (figura 164). Ca și în cazul setului de segmenti noi alura curbelor este asemănătoare , observându-se însă o diminuare a performanțelor energetice prin scăderea puterii, creșterea consumului de combustibil , respectiv creșterea gradului de poluare.

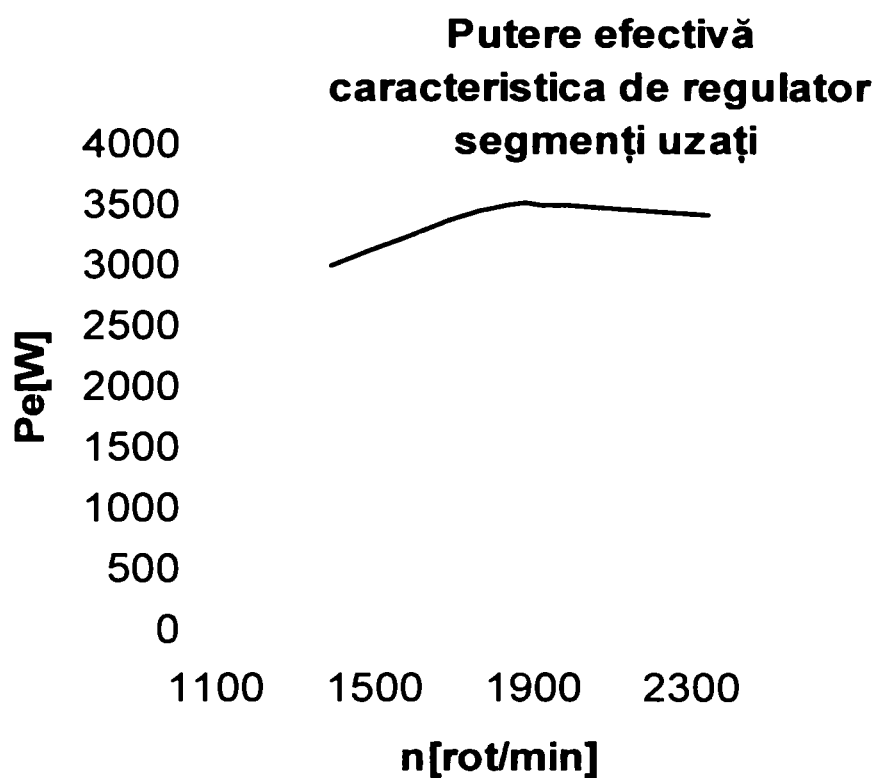


Fig. 158 Putere efectivă segmenti noi uzați

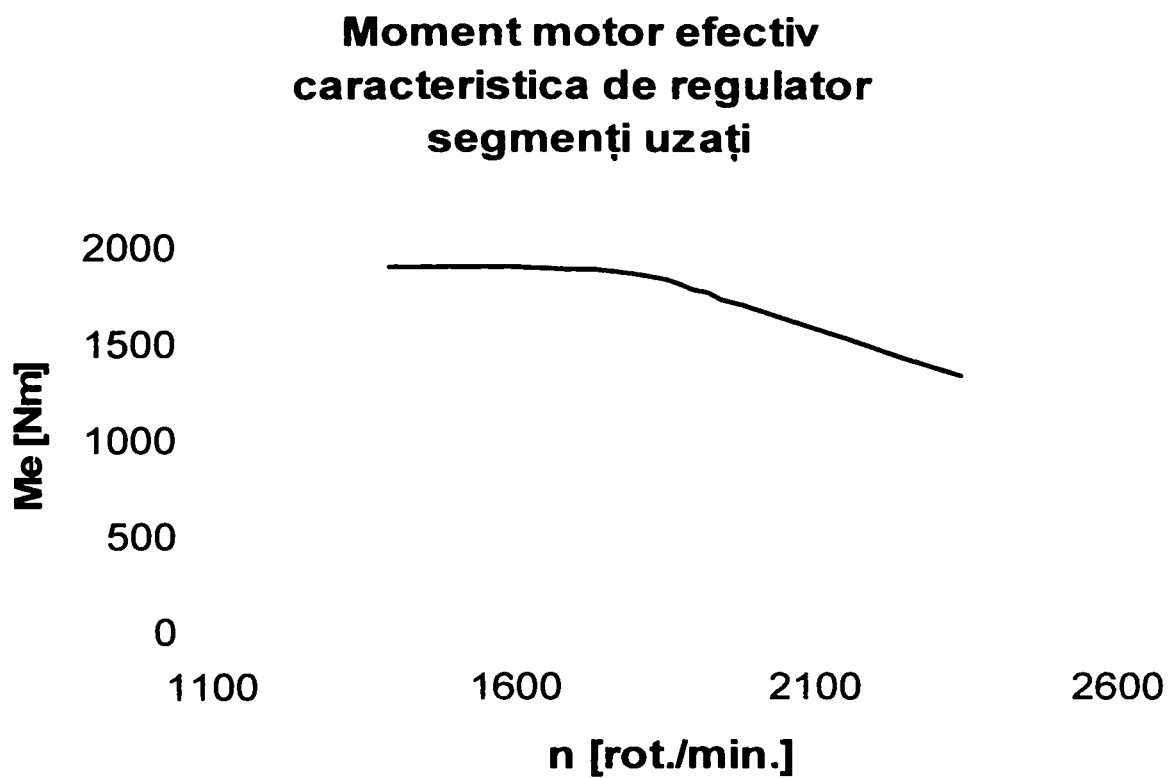


Fig. 159 Moment motor efectiv segmenti uzați



**Consum orar de combustibil  
caracteristica de regulator  
segmenti uzați**

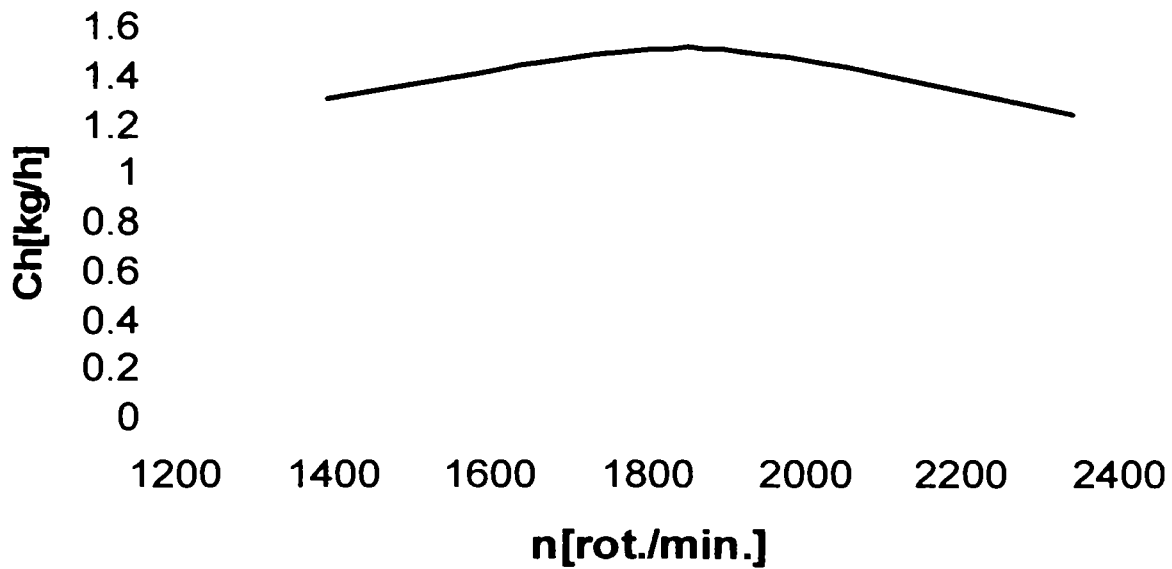


Fig. 160 Consum orar de combustibil segmenti uzați

**Consum specific efectiv  
caracteristica de regulator  
segmenti uzați**

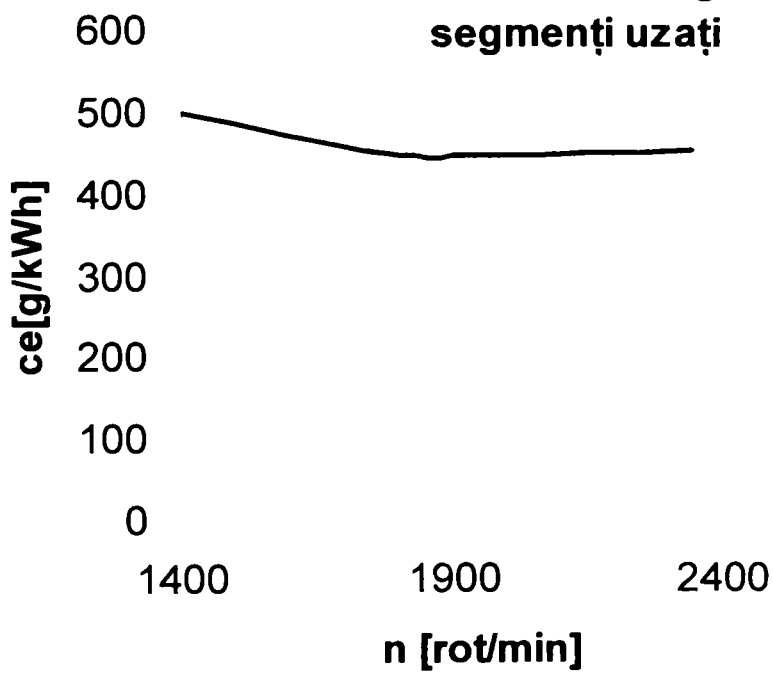


Fig. 161 Consum efectiv de combustibil segmenti uzați

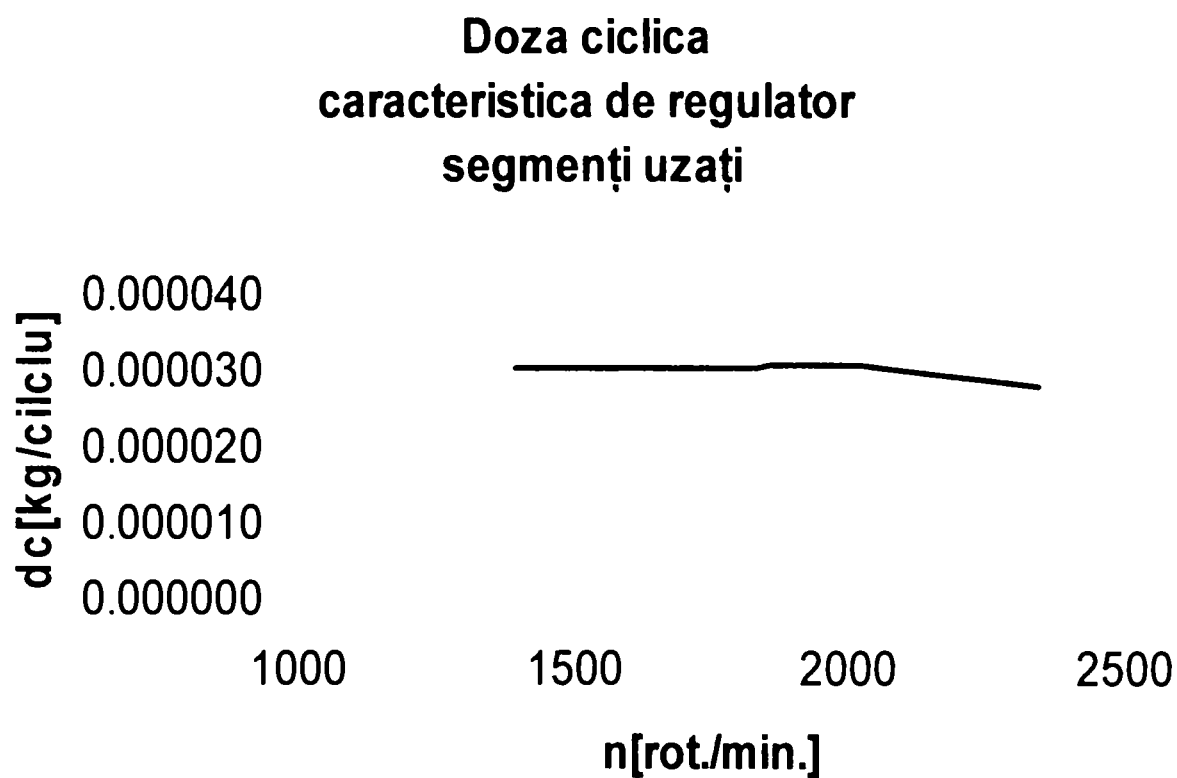


Fig. 162 Doza ciclică de combustibil segmenti uzați

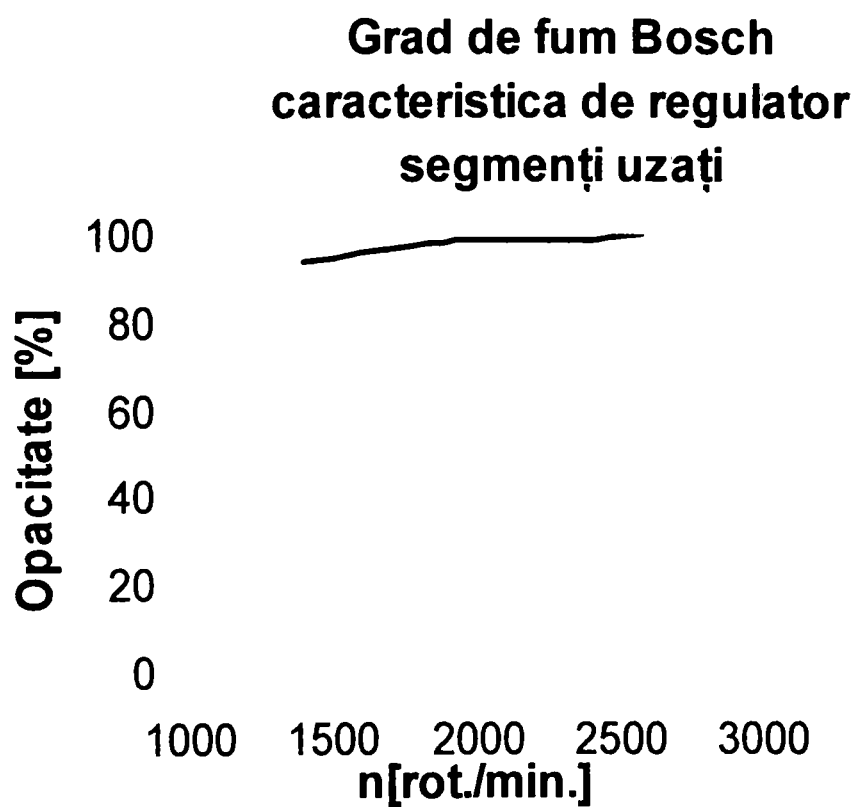


Fig. 163 Grad de fum Bosch segmenti uzați

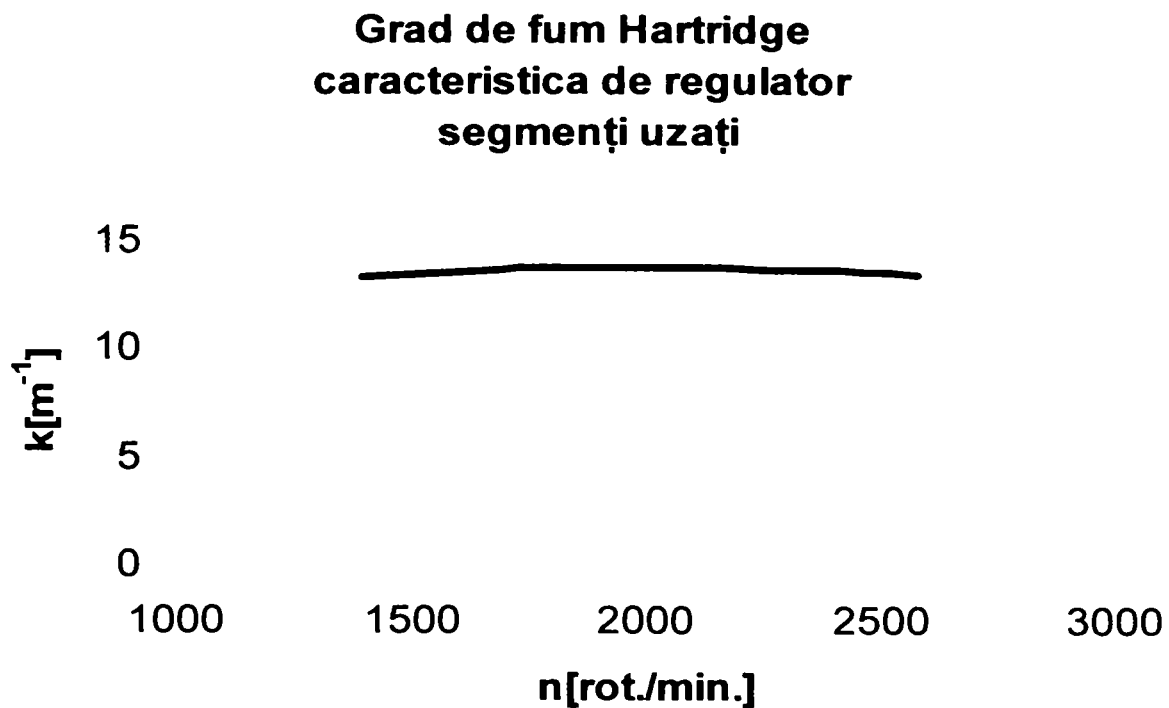


Fig. 164 Grad de fum Hartridge

### 6.1.3. CARACTERISTICA DE REGULATOR LA SARCINĂ PARȚIALĂ PENTRU SEGMENTI NOI CU DIFERITE MODELĂRI DE UZURI

Modelarea experimentală s-a realizat cu ajutorul dispozitivului de variere a presiunii din camera de ardere montând diferite orificii calibrate corespunzător uzurii calculate ca și în cap.5.2.3. Rezultatele experimentale au fost realizate și în cazul segmentilor uzați cu dispozitiv de variere a presiunii obținându-se caracteristica de regulator de turație pentru puterea efectivă  $P_e$  (figura 165), moment motor efectiv  $M_e$  (figura 166).

Suprapunerea rezultatelor obținute pe caracteristica de regulator de turație la sarcină parțială sunt puse în figura 167 prin trasarea pentru prima dată a unei hărți putere-uzură-turație, importantă în perspectiva comportării în serviciu a camerelor de ardere. Astfel având tendința comportamentului camerelor de ardere în timp se pot face reconfigurări a "hărții motorului", lucru posibil în cazul gestionării electronice a unui motor. Trebuie însă să se țină seama la această reconfigurare de posibilitatea de ajustării unor parametrii funcționali-constructivi astfel încât gradul de poluare (figura 169) să fie menținut în limite admise.

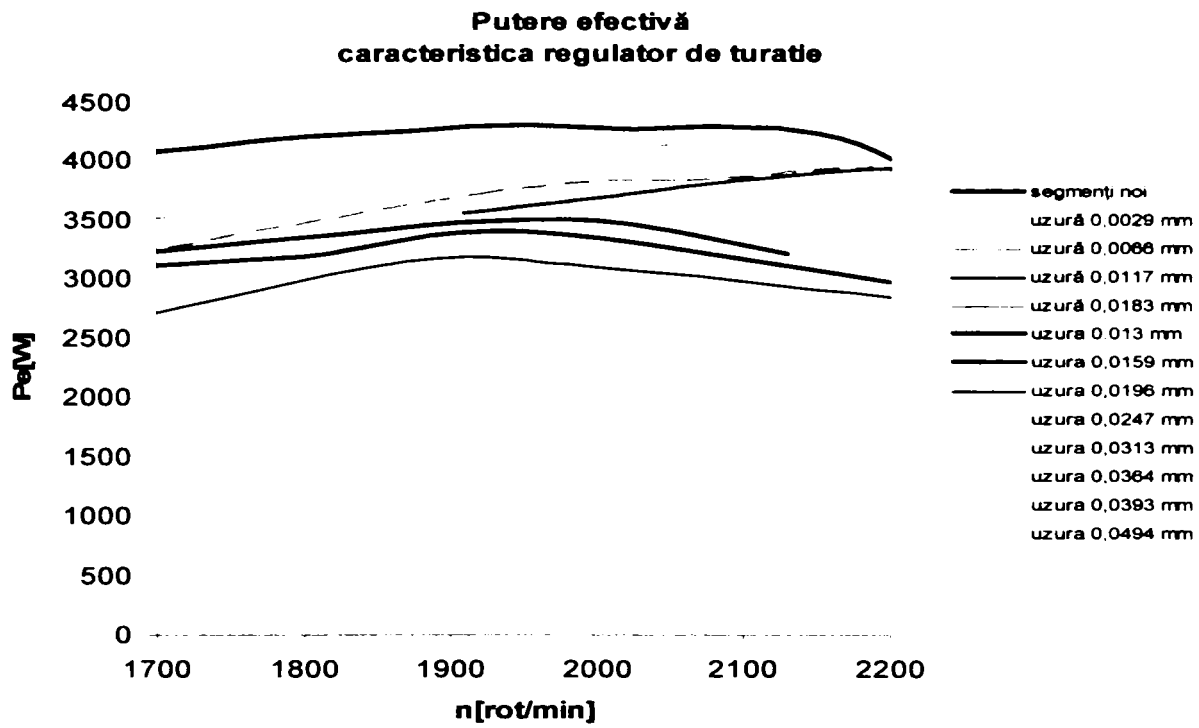


Fig. 165 Putere efectivă la segmenti noi cu diferite modelări de uzuri

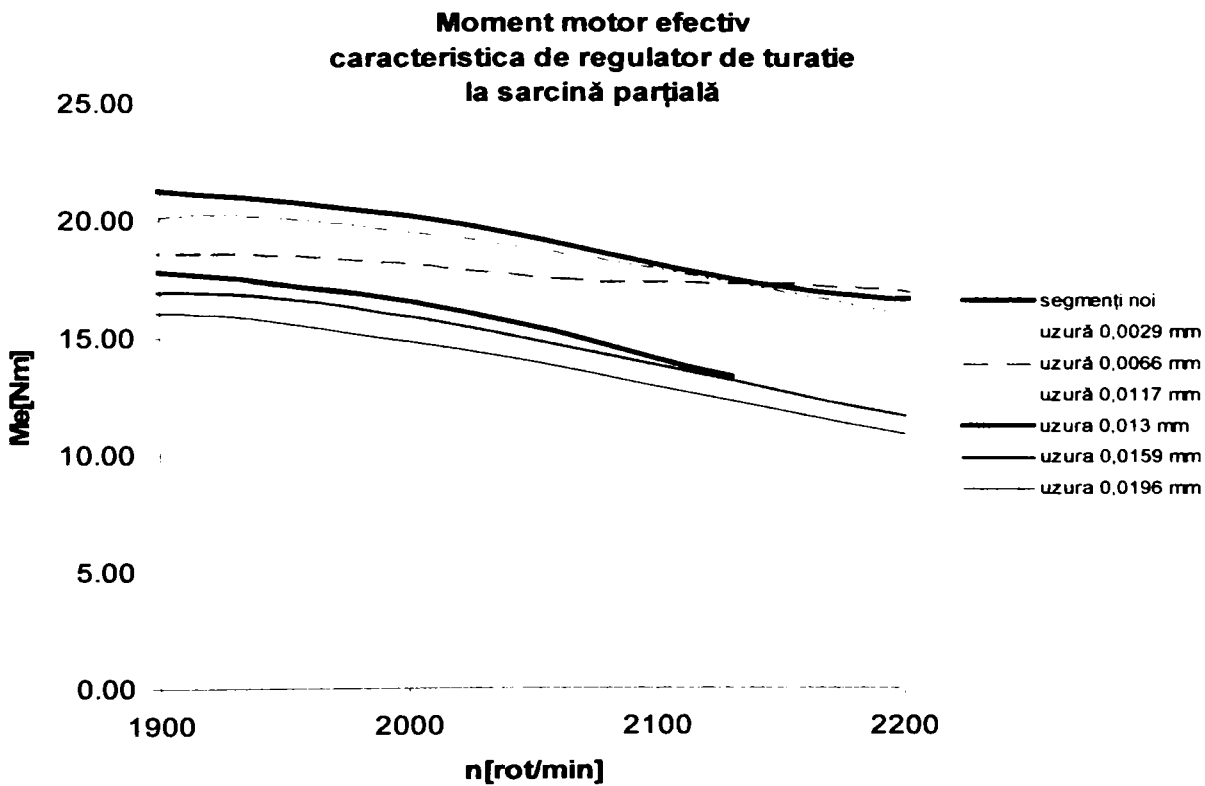


Fig. 166 Moment motor efectiv la segmenti noi cu diferite modelări de uzuri

Prezentarea indicilor de performanță ținând seama de variația lor cu comportarea lor în serviciu se prezintă astfel

## putere-uzura-turatie

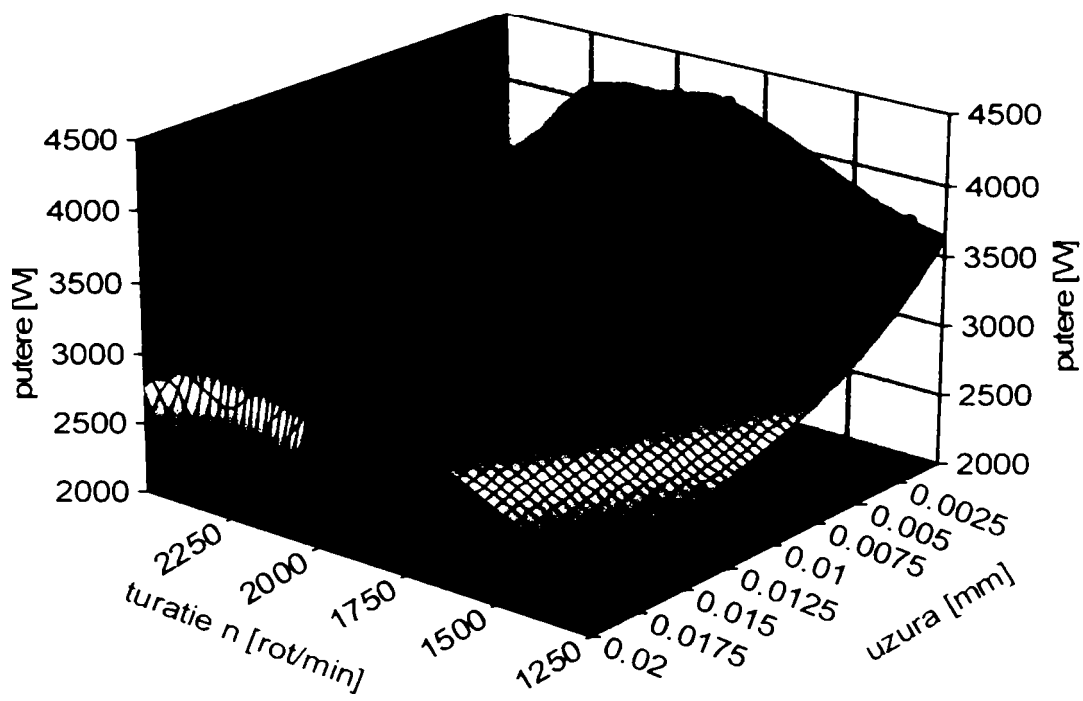


Fig. 167 Putere efectivă-uzură-turație

## moment.prn, X , Y , Z

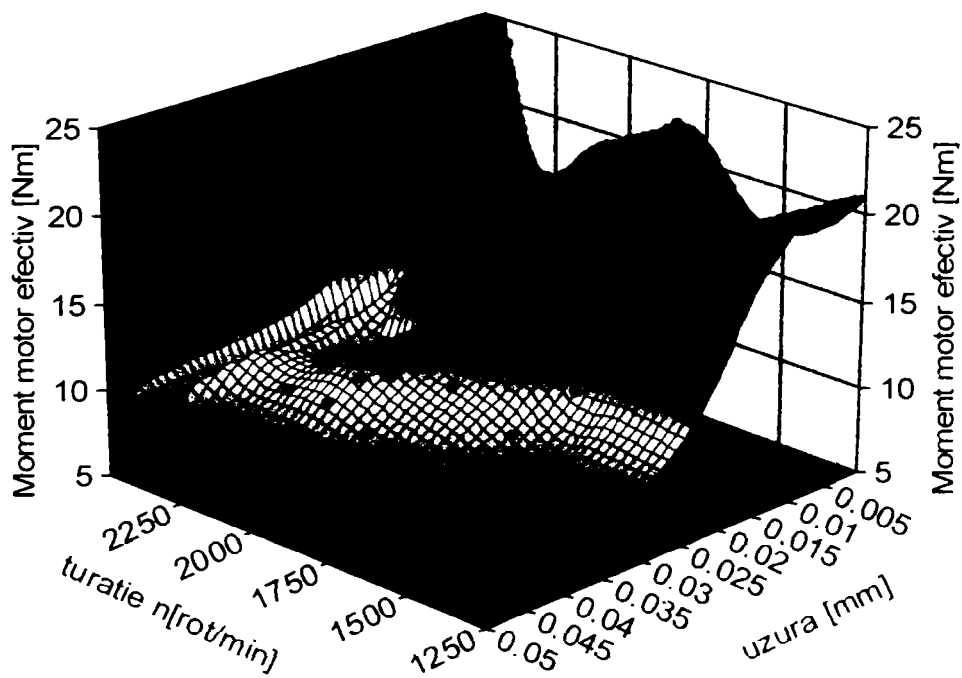


Fig. 168 Moment motor efectiv-uzură-turație

## grad de fum Bosch

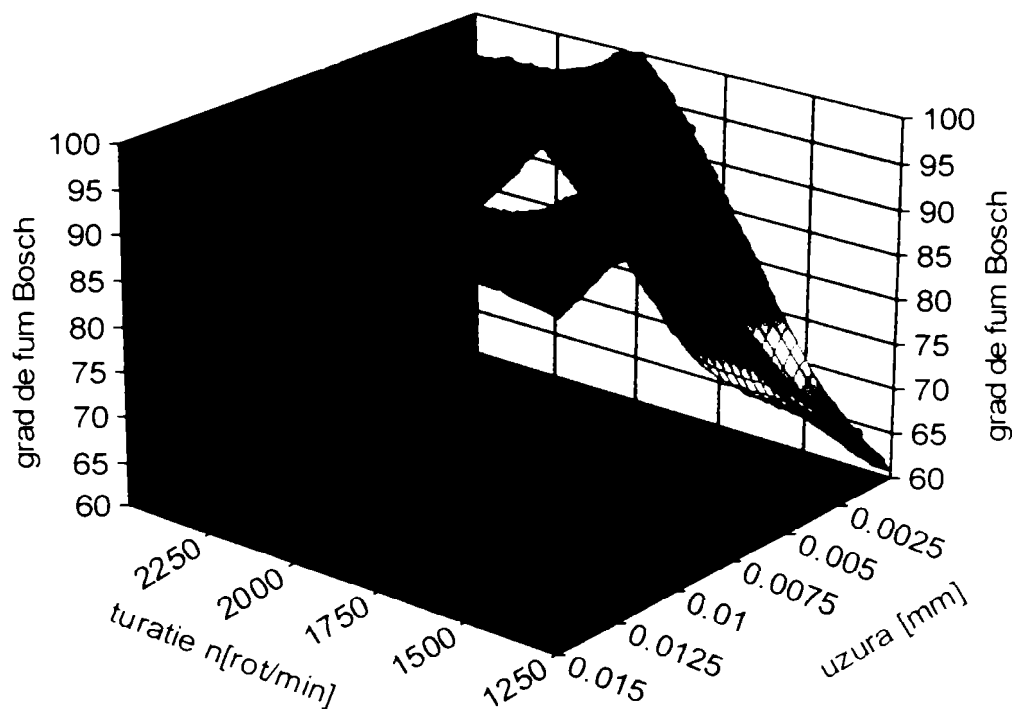


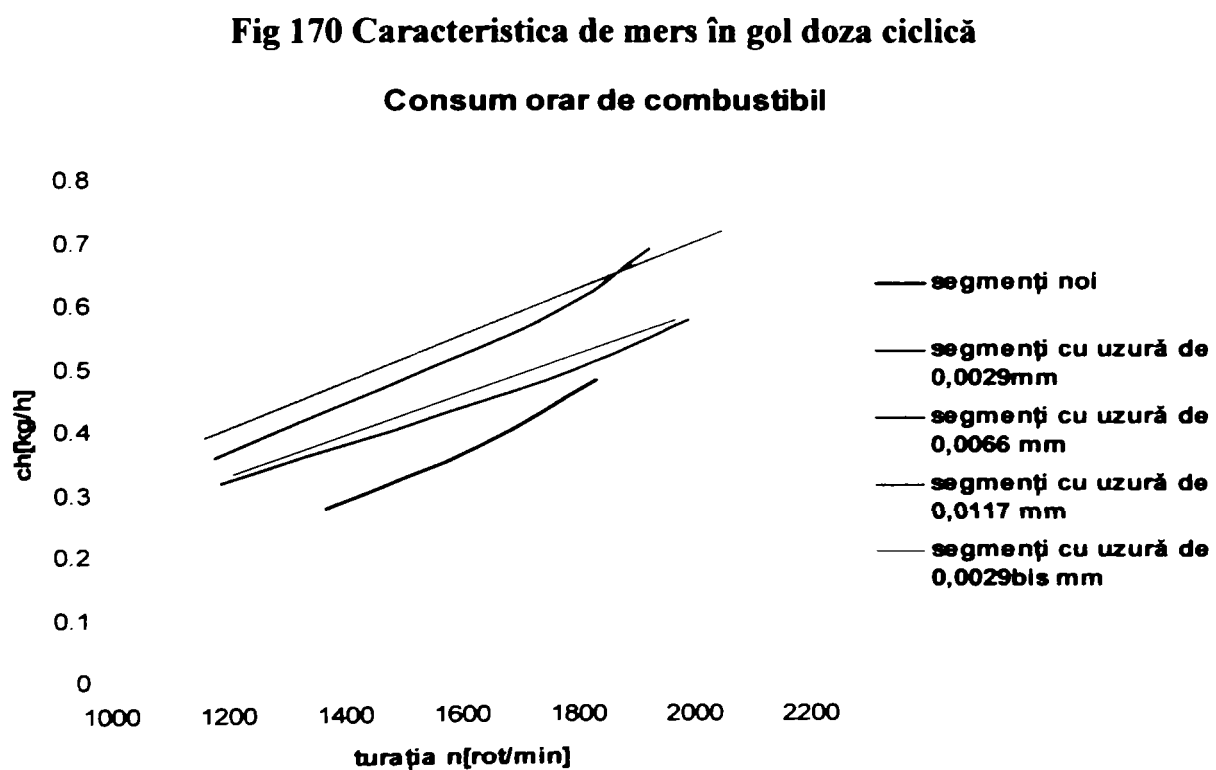
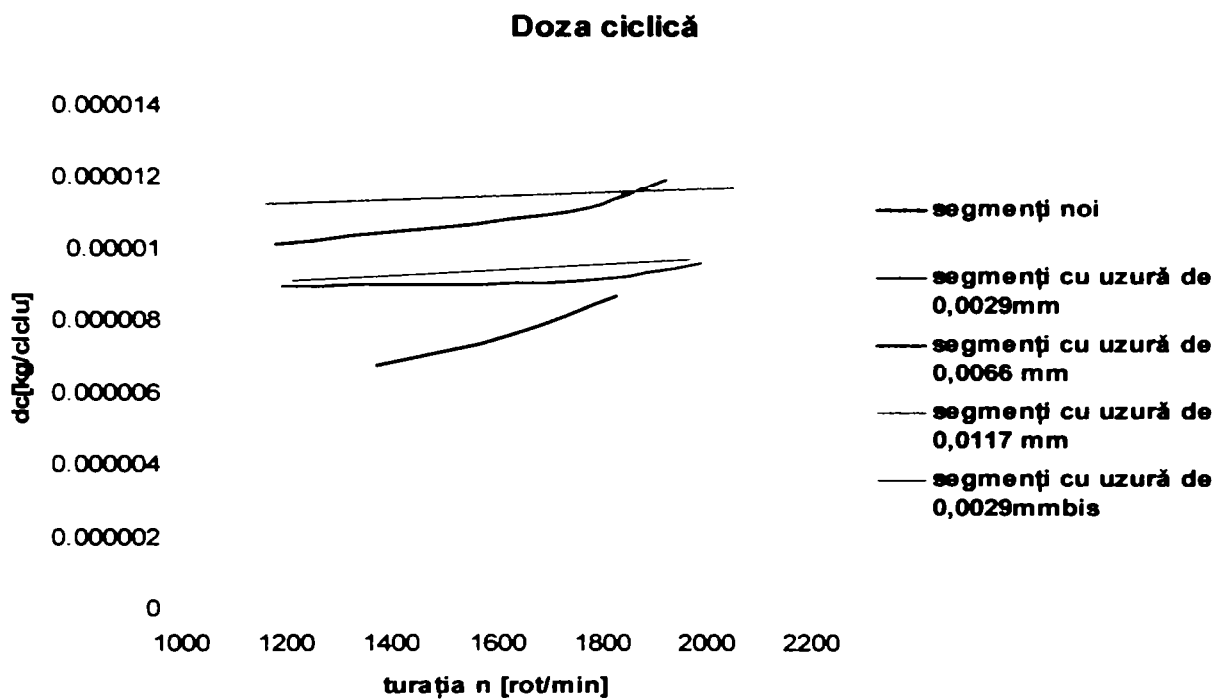
Fig. 169 Opacitate-uzură-turație

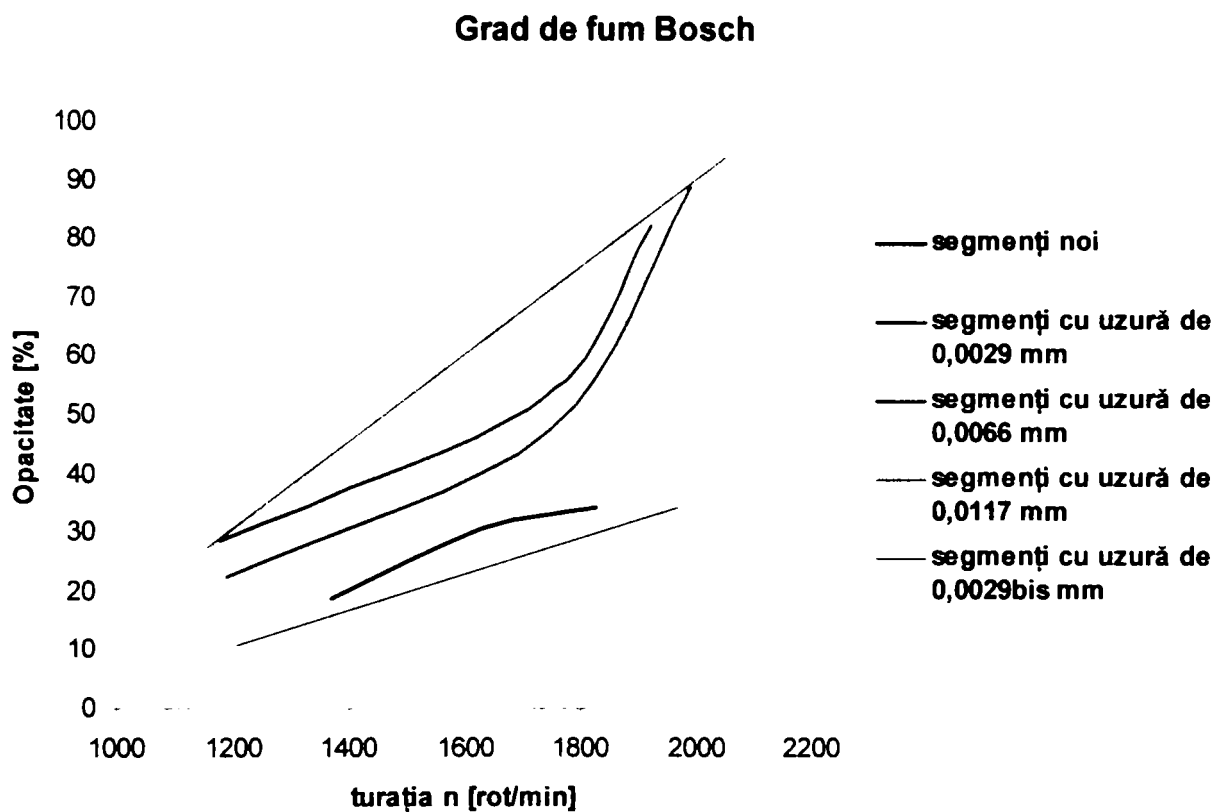
#### 6.1.4. CARACTERISTICA DE MERS ÎN GOL PENTRU SEGMENTŢI NOI-SEGMENTŢI CU MODELARE DE UZURĂ

Analiza indicilor de performanță obținuți pe caracteristica de mers în gol (figura 170...173) reprezintă o posibilitate de evaluare a pierderilor din motor. Astfel la mersul în gol lucrul mecanic produs este folosit la învingerea forțelor datorate frecărilor pieselor în mișcare a motorului, a antrenării mecanismelor auxiliare ale motorului :

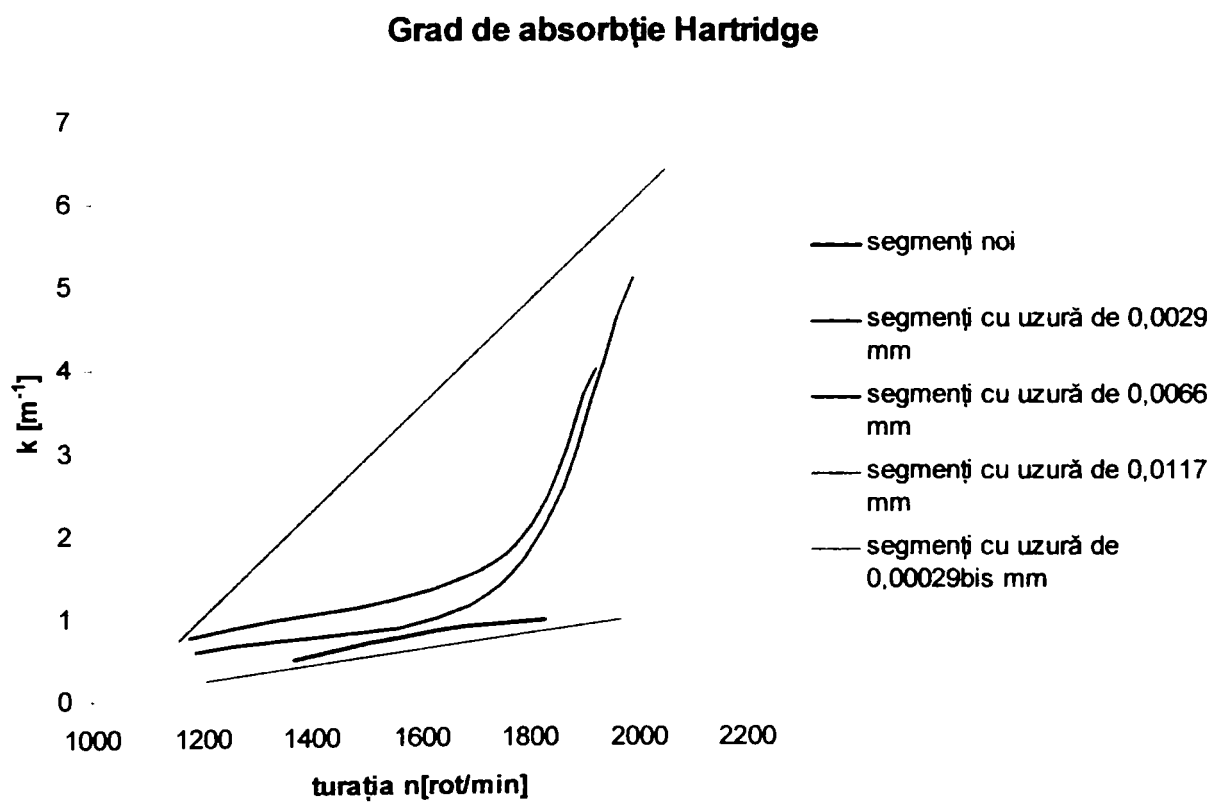
$$P_{\text{mgol}} = P_{\text{frecare din mecanism}} + P_{\text{frecare cu aerul}} \quad (206)$$

Prin determinarea pierderilor prin frecare (lucru destul de dificil de apreciat exact datorită complexității fenomenului [Aramă]) în cazul comportării în serviciu a camerelor de ardere se pot obține rezultate care pot cuantifica aceste pierderi datorită uzurii.





**Fig.172 Caracteristica de mers în gol grad de fum Bosch**



**Fig.173 Caracteristica de mers în gol grad de absorbție Hartridge**



## 6.2. EFICIENȚA CONDIȚIILOR DE ETANȘARE LA CAMERA DE ARDERE ASUPRA NIVELULUI DE PERFORMANȚĂ AL MOTORULUI DIESEL CU INJEȚIE DIRECTĂ

Eficiența condițiilor de etanșare la camera de ardere asupra performanțelor motorului diesel cu injecție directă este prezentată prin comparația datelor experimentale obținute pe pe *caracteristica de mers în gol*, respectiv *caracteristica de regulator de turație la sarcină parțială* în următoarele cazuri :

- 1.cazul segmentilor noi-cazul segmentilor uzați.
- 2.cazul segmentilor noi-cazul segmentilor cu diferite uzuri

### 6.2.1.CARACTERISTICA DE MERS ÎN GOL

La mersul în gol a scăzut odată cu creșterea uzurii segmentilor de etanșare a camerei de ardere se pot observa următoarele tendințe:

- Reducerea turației minime la mersul în gol pentru cazul segmentilor uzați (figura 174)
- Creșterea gradului de fum cu creșterea uzurii la turația minimă (figura 175, figura 176)
- Creșterea dozei ciclice (figura 177)
- Creșterea consumului orar de combustibil odată cu creșterea uzurii (figura 178)

Scăderea turației cu creșterea uzurii  
la turația minimă pe caracteristica de mers în gol

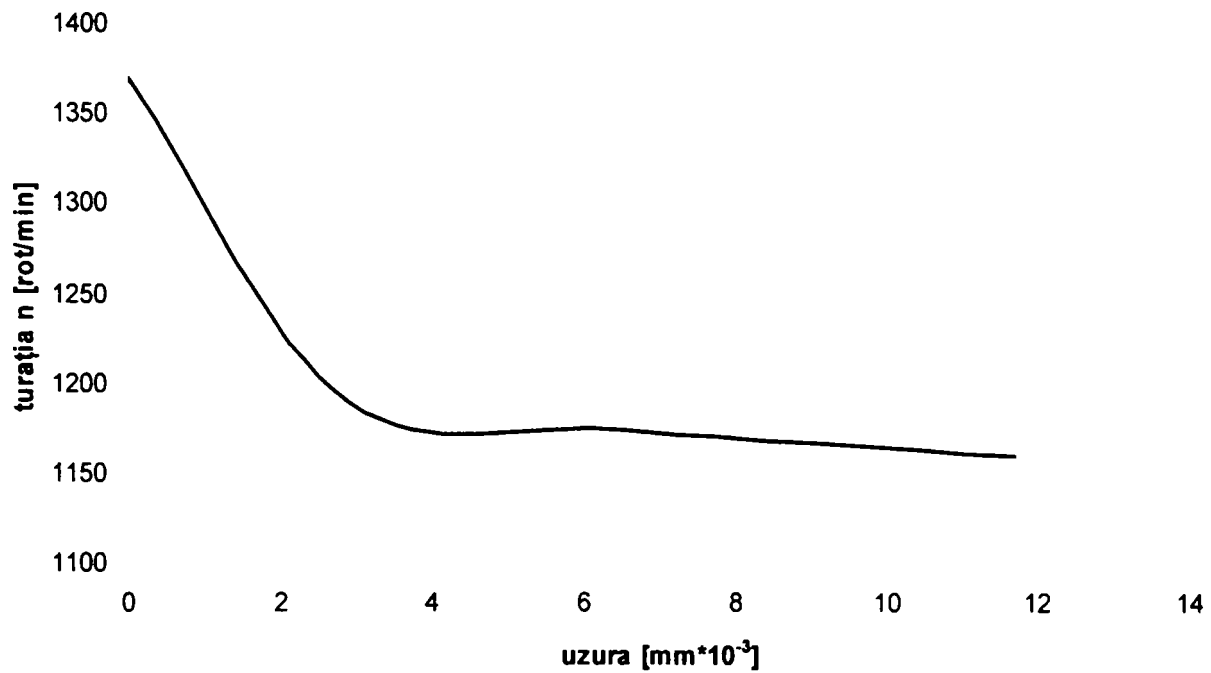


Fig. 174 Scăderea turației cu creșterea uzurii la mersul în gol

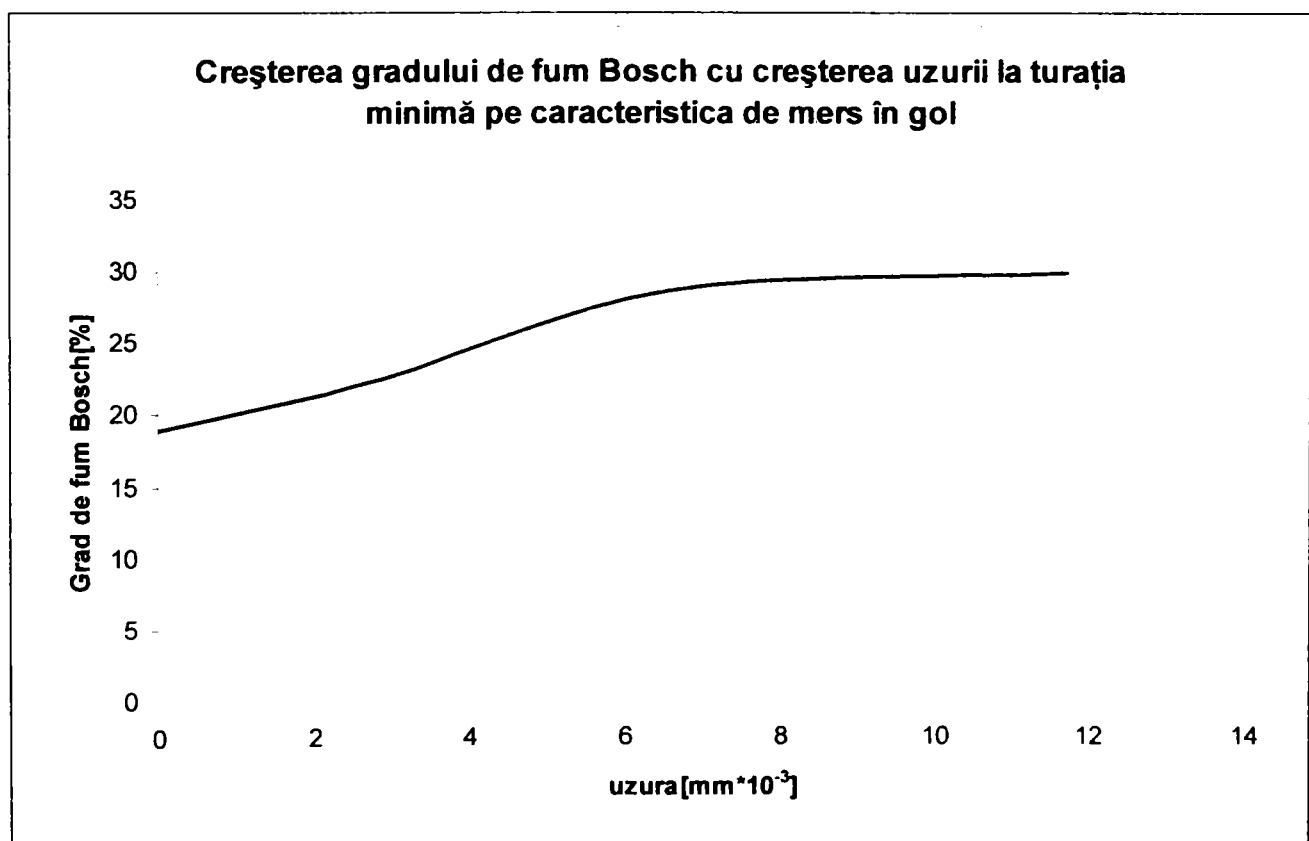
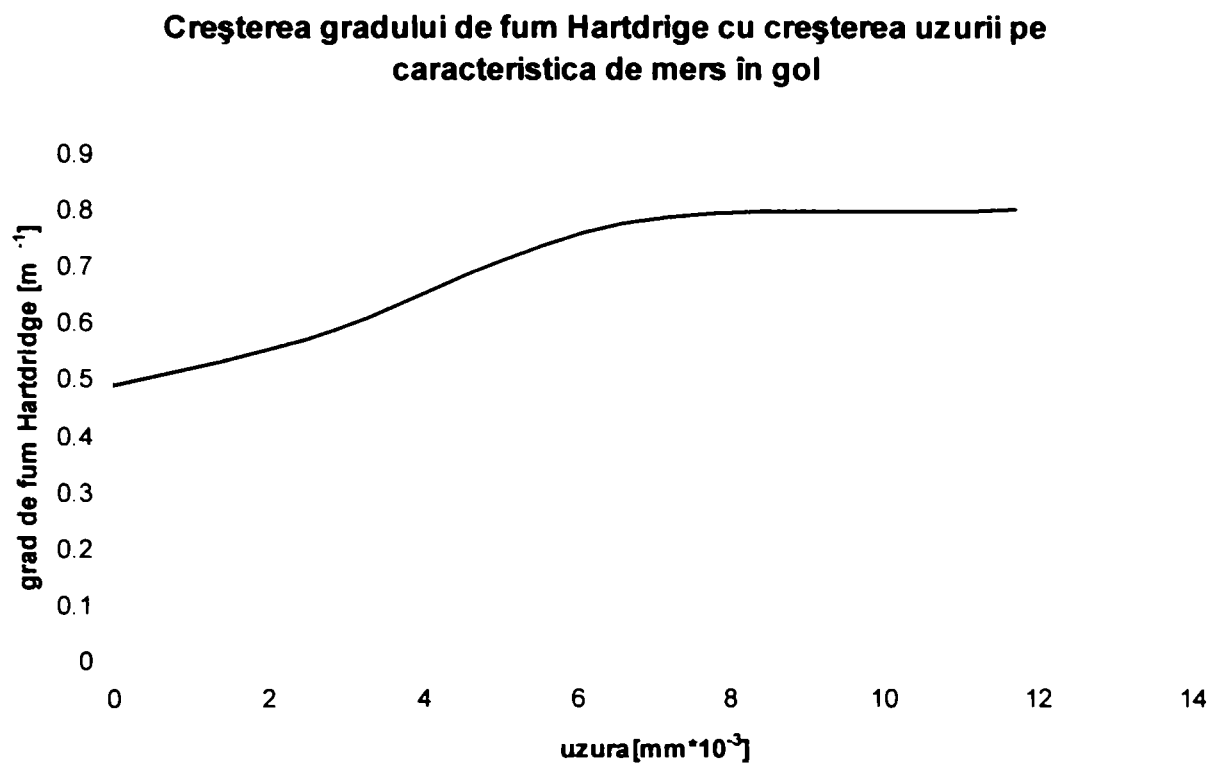
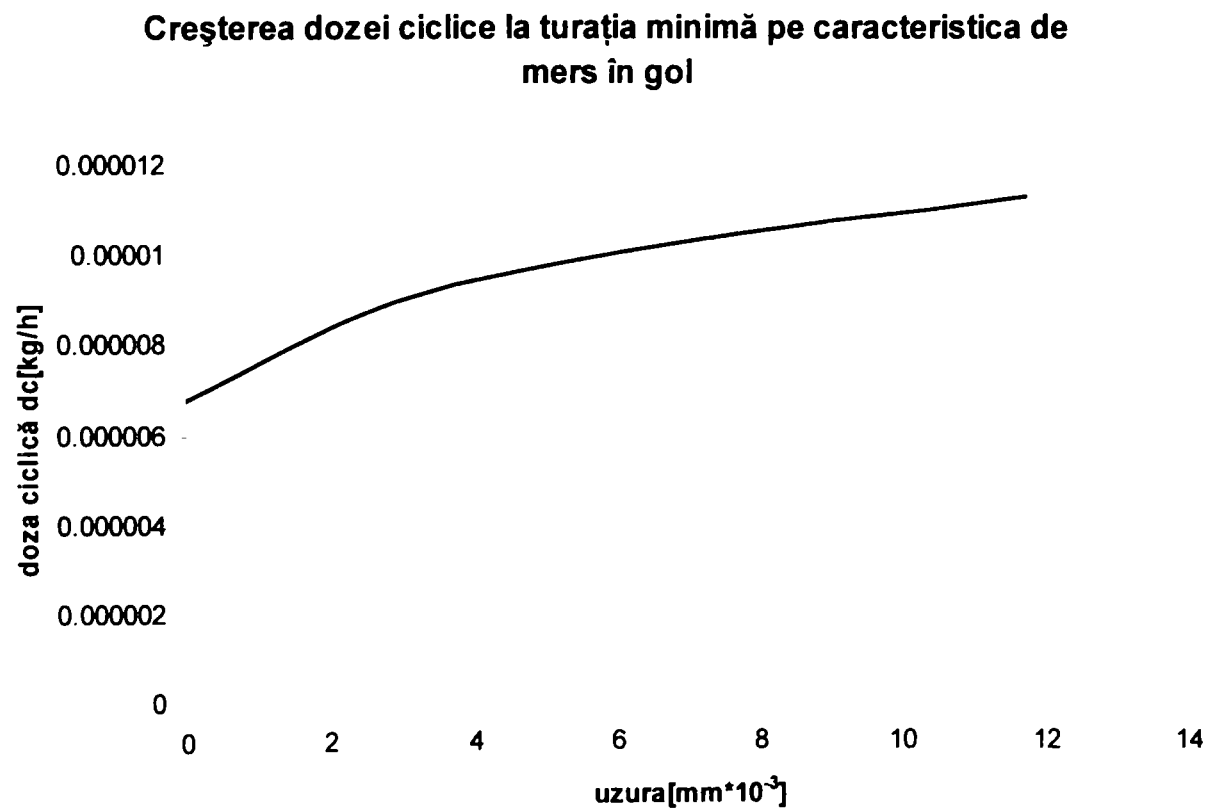


Fig. 175 Creșterea gradului de fum Bosch cu creșterea uzurii

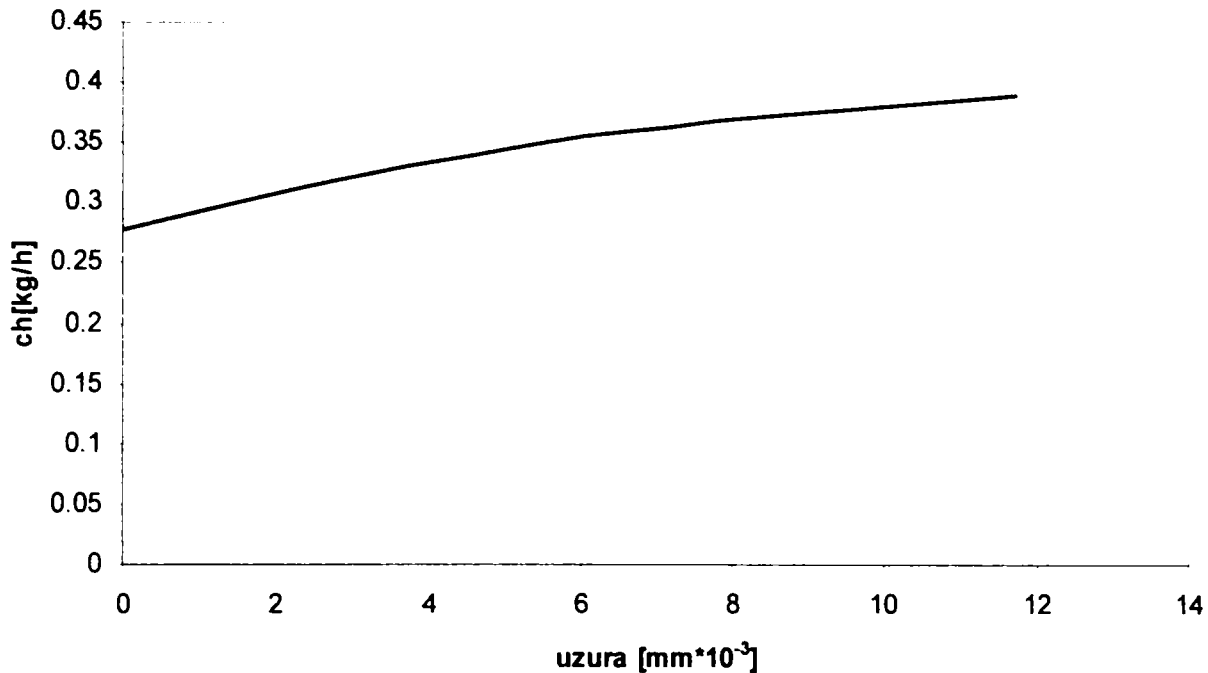


**Fig. 176 Creșterea gradului de fum Hartdrige cu creșterea uzurii la turația minimă**



**Fig. 177 Creșterea dozei ciclice cu creșterea uzurii la turația minimă**

**Creșterea consumului orar de combustibil cu creșterea uzurii  
pe caracteristica de mers în gol**



**Fig. 178 Creșterea consumului orar de combustibil cu creșterea uzurii**

### **6.2.2. CARACTERISTICA DE REGULATOR DE TURAȚIE LA SARCINĂ PARȚIALĂ**

Eficiența etanșării camerelor de ardere este evidențiată prin pierderile energetice respectiv a celor de poluare în cazul segmentilor uzați. În figura 179 respectiv figura 180 se prezintă evoluția parametrilor putere efectivă, moment motor efectiv obținută pe caracteristica de regulator de turație în cazul motorului echipat cu segmenti noi respectiv segmenti uzați. Parametrii de consum sunt prezențați în figurile 181, 182, 183, observându-se creșteri de consum odată cu creșterea uzurii. Poluarea este prezentată în figura 184.

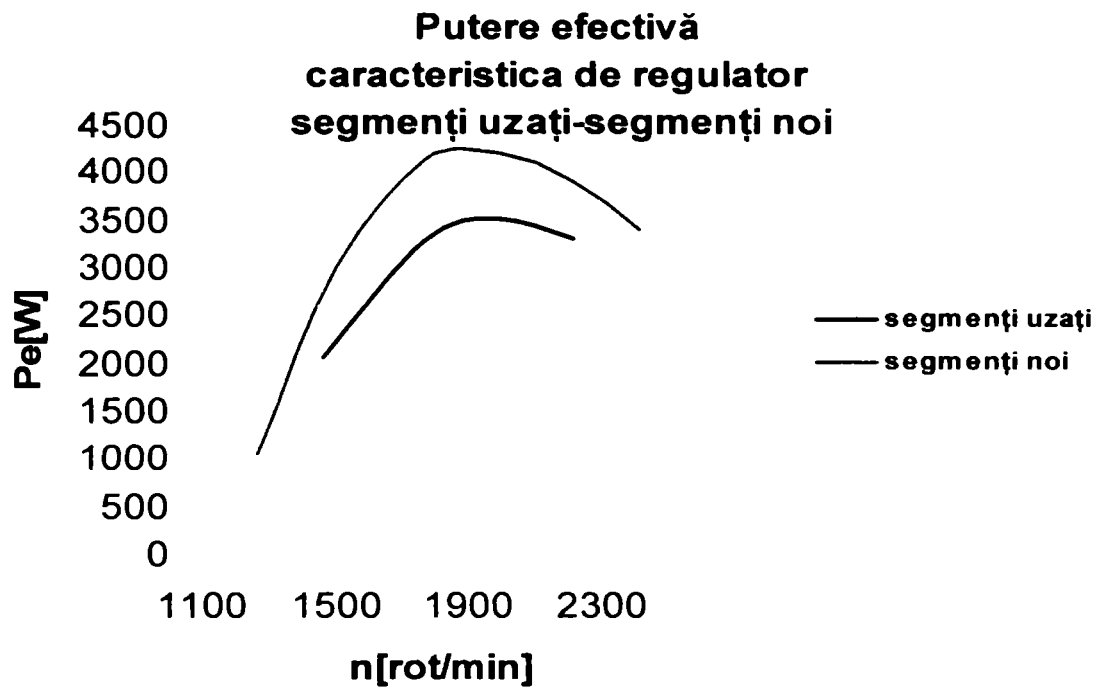


Fig. 179 Comparație putere efectivă obținută în cazul segmentilor noi față de cei uzati

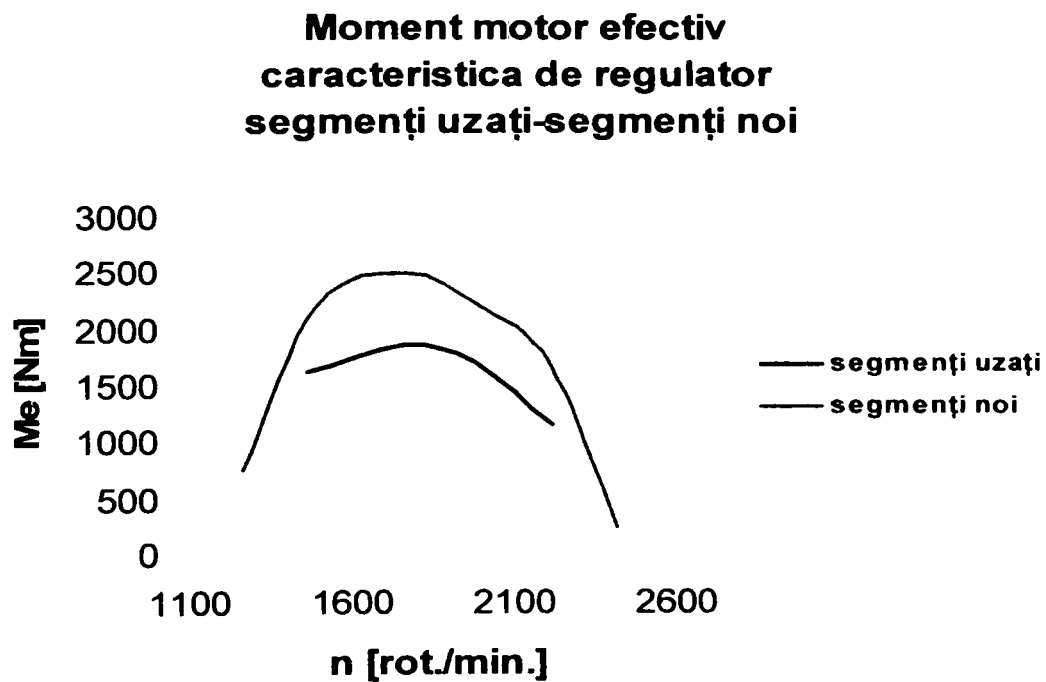
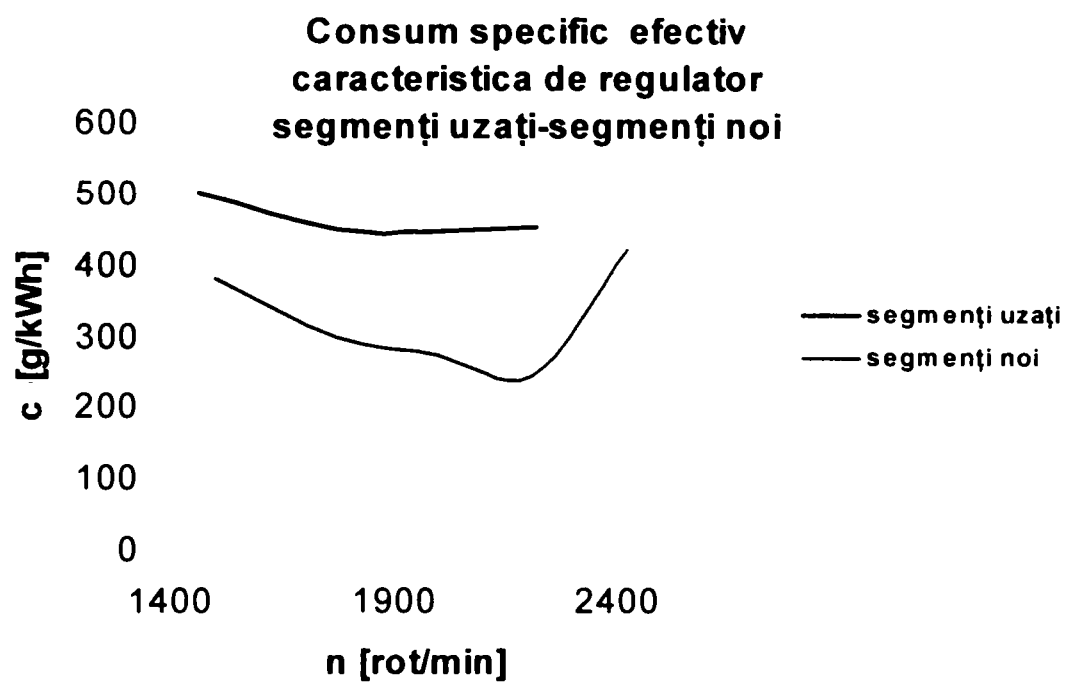
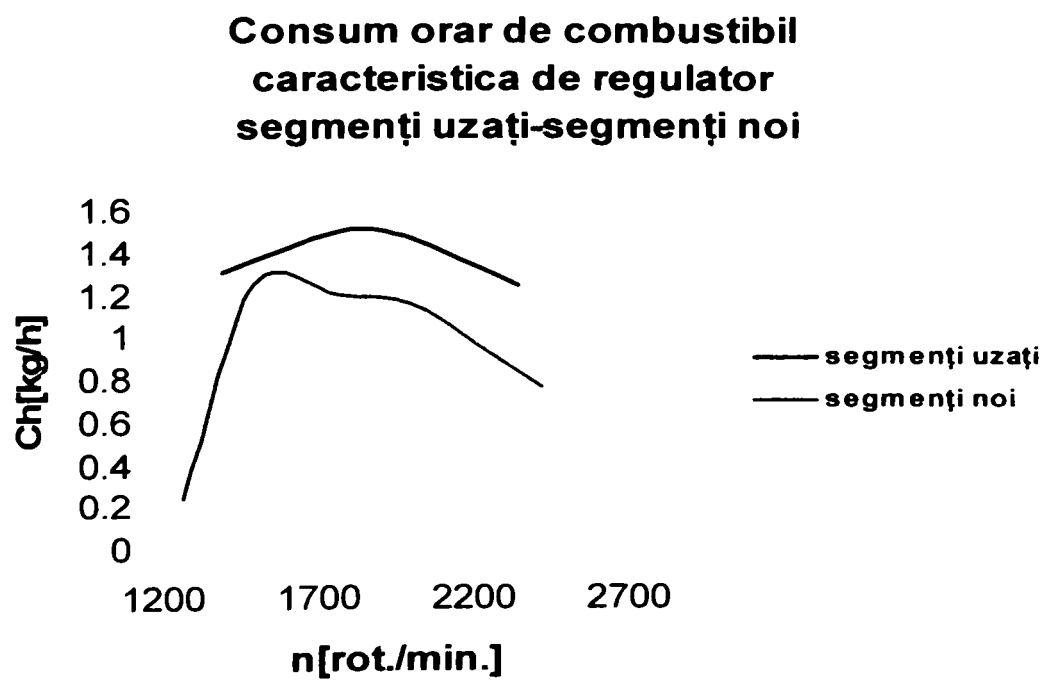


Fig. 180 Comparație moment motor e efectiv obținută în cazul segmentilor noi față de cei uzati

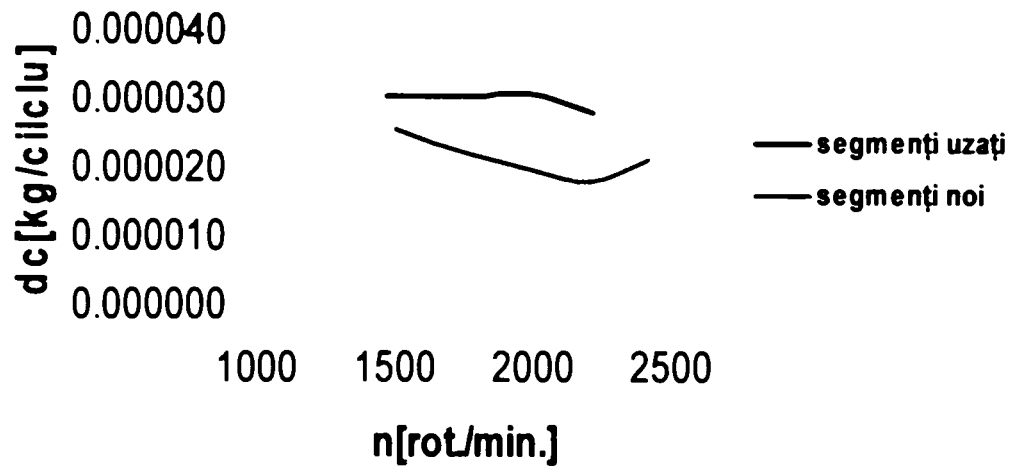


**Fig. 181** Comparație consum efectiv de combustibil obținut în cazul segmentilor noi față de cei uzați



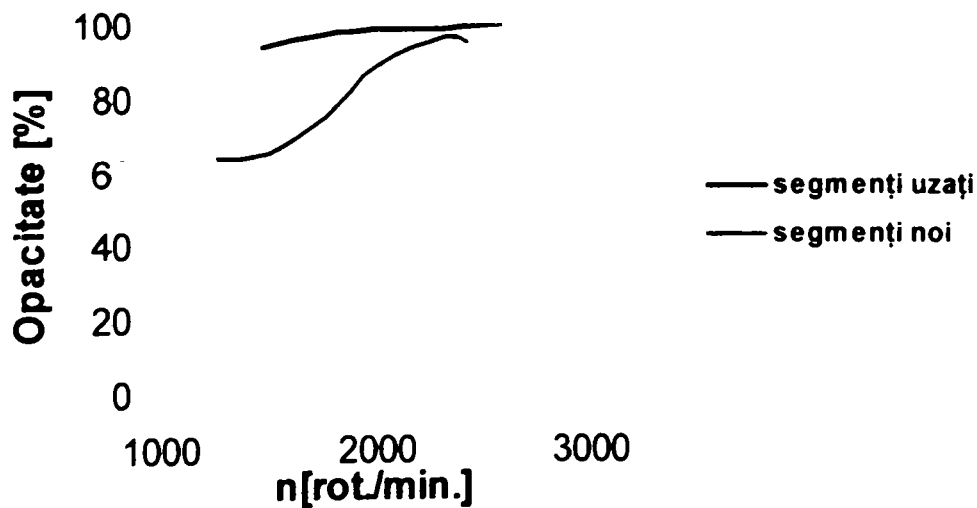
**Fig. 182** Comparație consum orar de combustibil obținut în cazul segmentilor noi față de cei uzați

**Doza ciclica  
caracteristica de regulator  
segmenti uzați-segmenti noi**



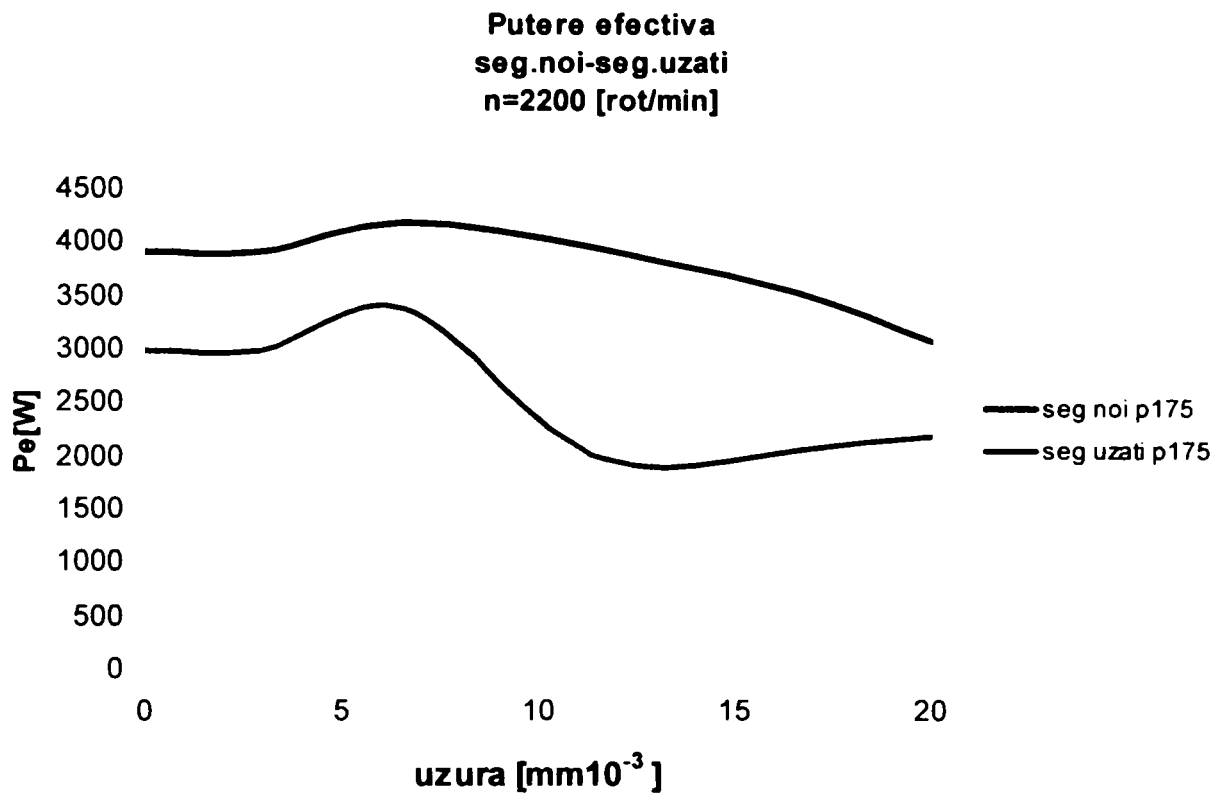
**Fig. 183** Comparație doză ciclică obținută în cazul segmentilor noi față de cei uzați

**Grad de fum Bosch  
caracteristica de regulator  
segmenti uzați-segmenti noi**

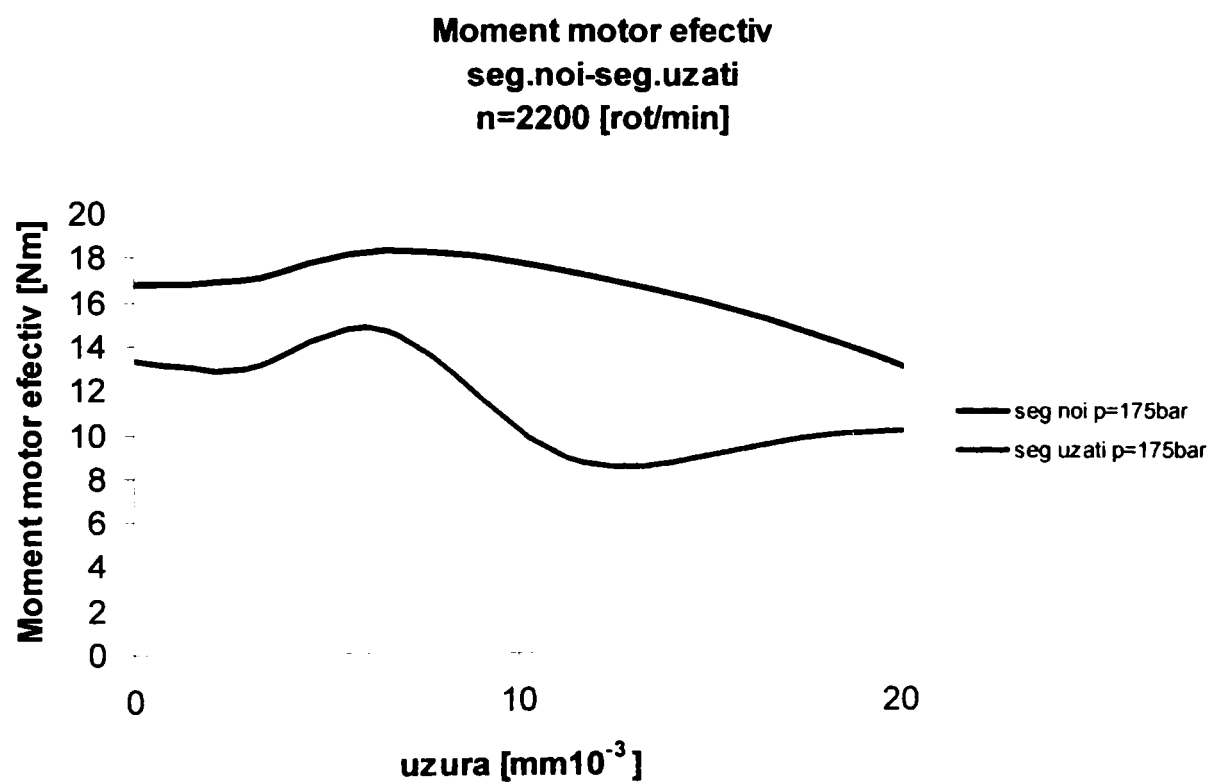


**Fig. 184** Comparație gradul de fum obținut în cazul segmentilor noi față de cei uzați

Pentru aprecierea evoluției uzurilor atât în cazul segmentilor noi cât și a segmentilor uzați s-au determinat parametrii energetici respectiv cei de poluare pentru turația de 2200 rot./min. obținută pe caracteristica de regulator de turație la sarcină parțială, prezentată în figurile 185...192

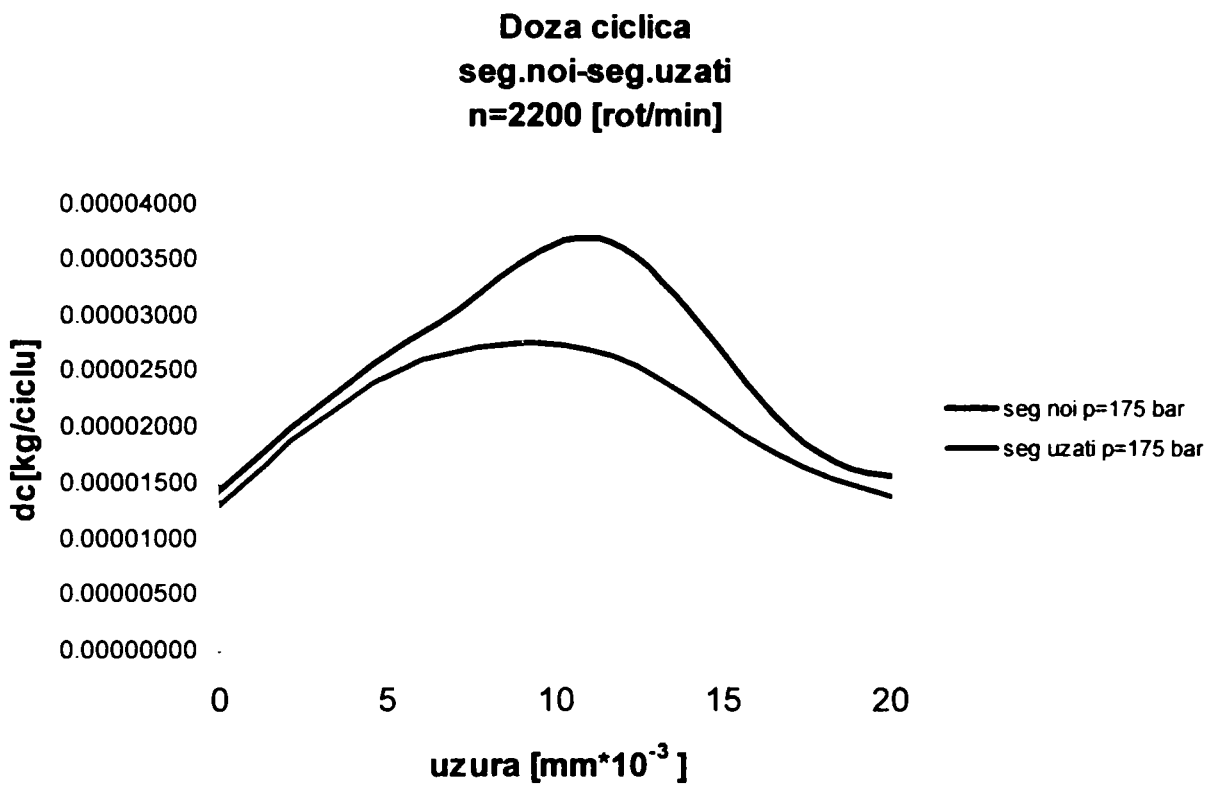


**Fig. 185 Putere efectivă segmenti noi-uzati la turație constantă**

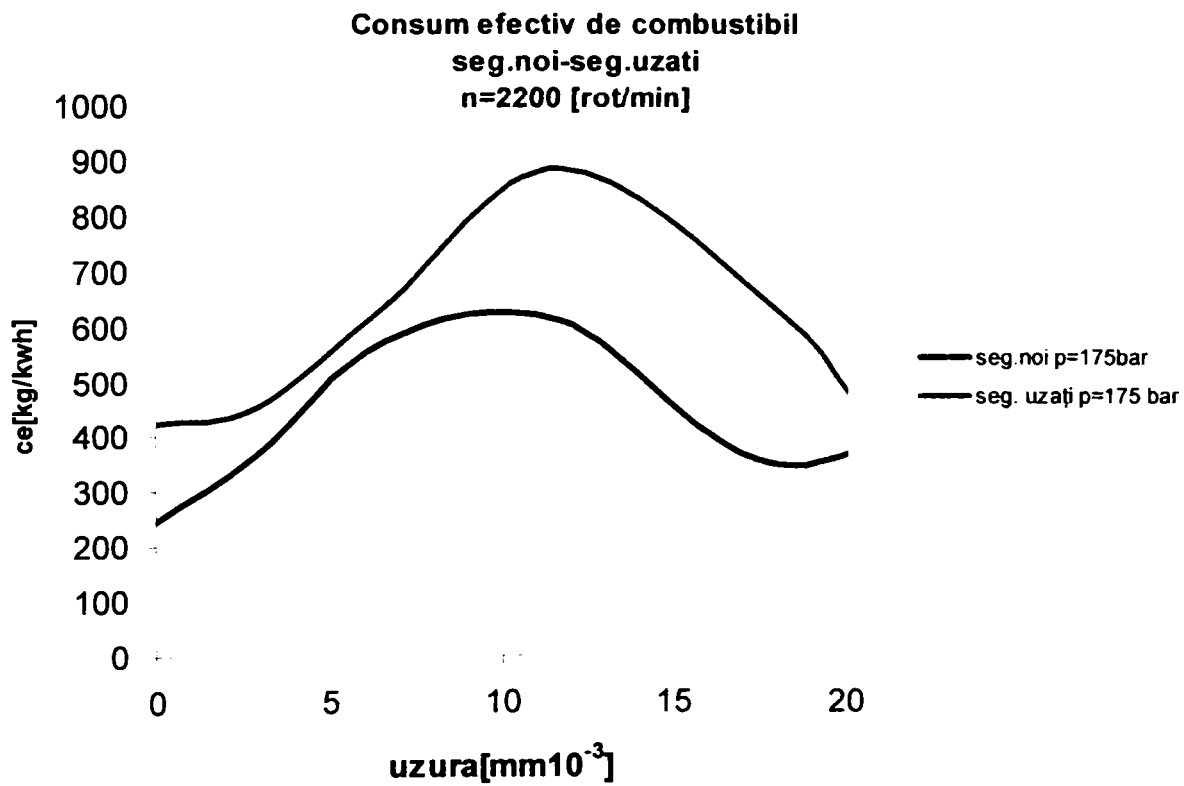


**Fig. 186 Moment motor efectiv segmenti noi-uzati la turație constantă**

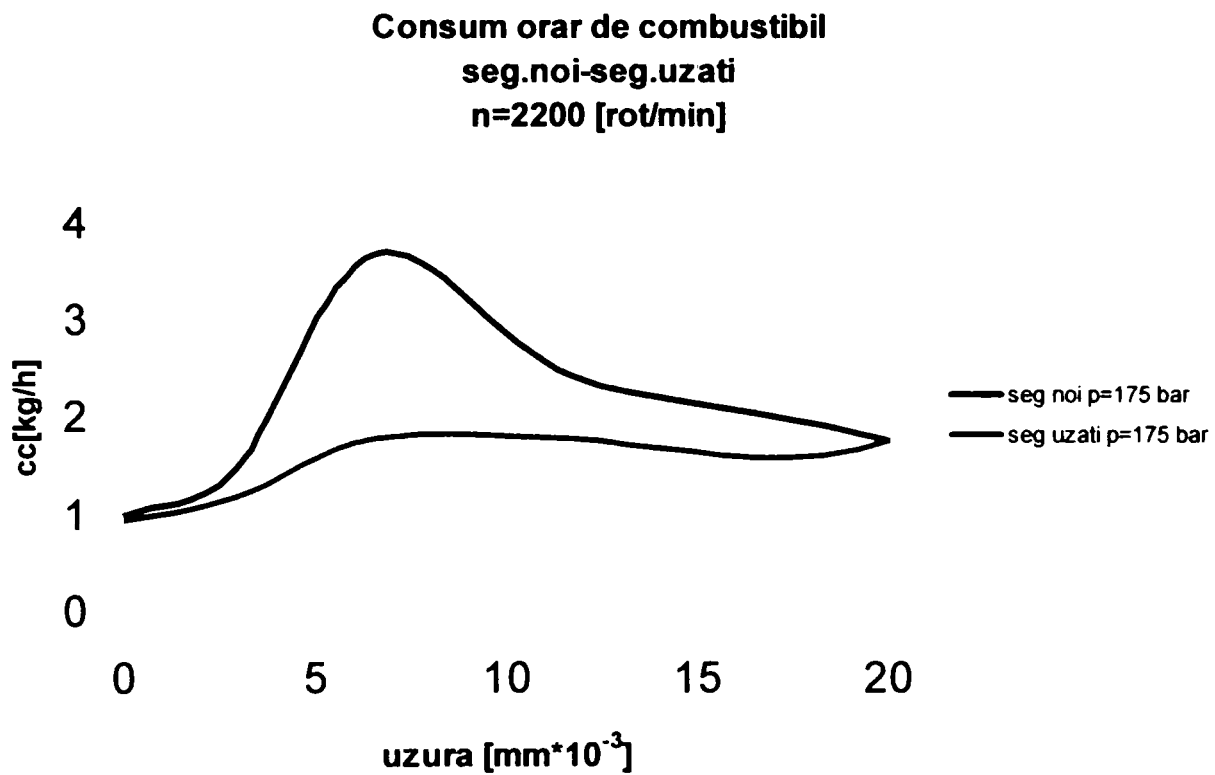




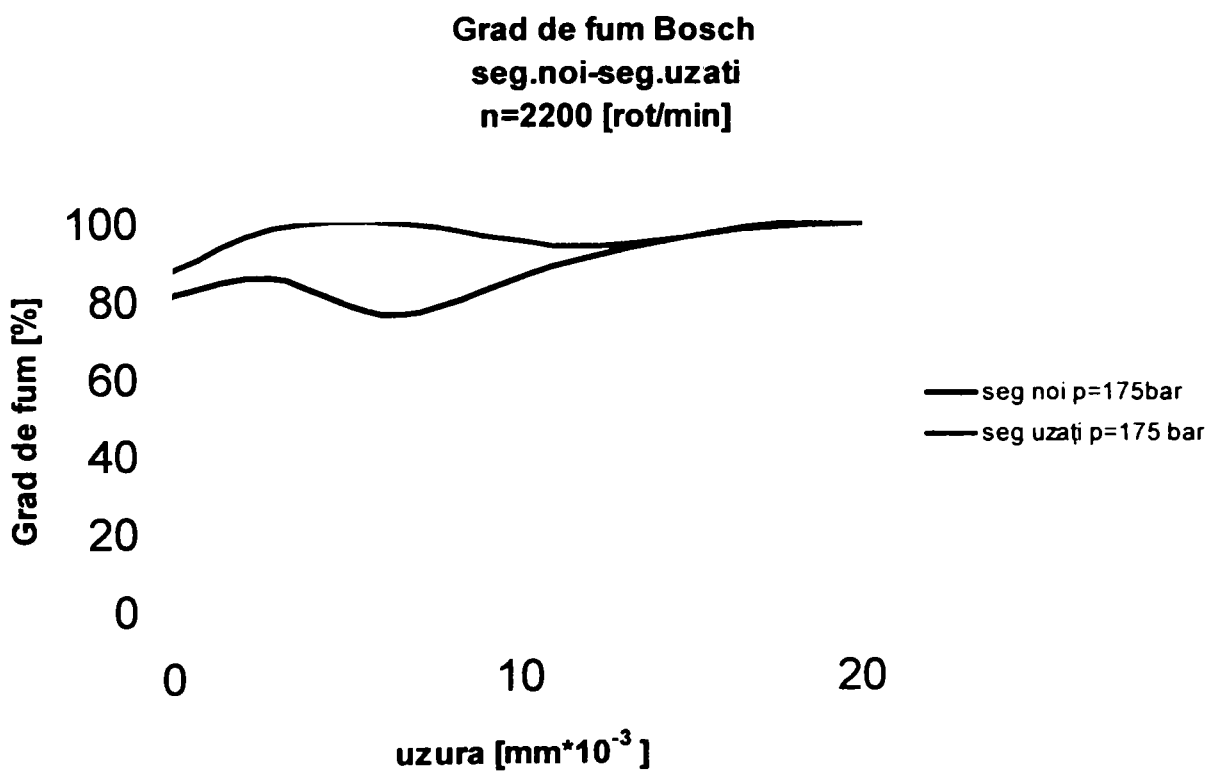
**Fig. 187 Doză ciclică de combustibil segmenti noi-uzati la turație constantă**



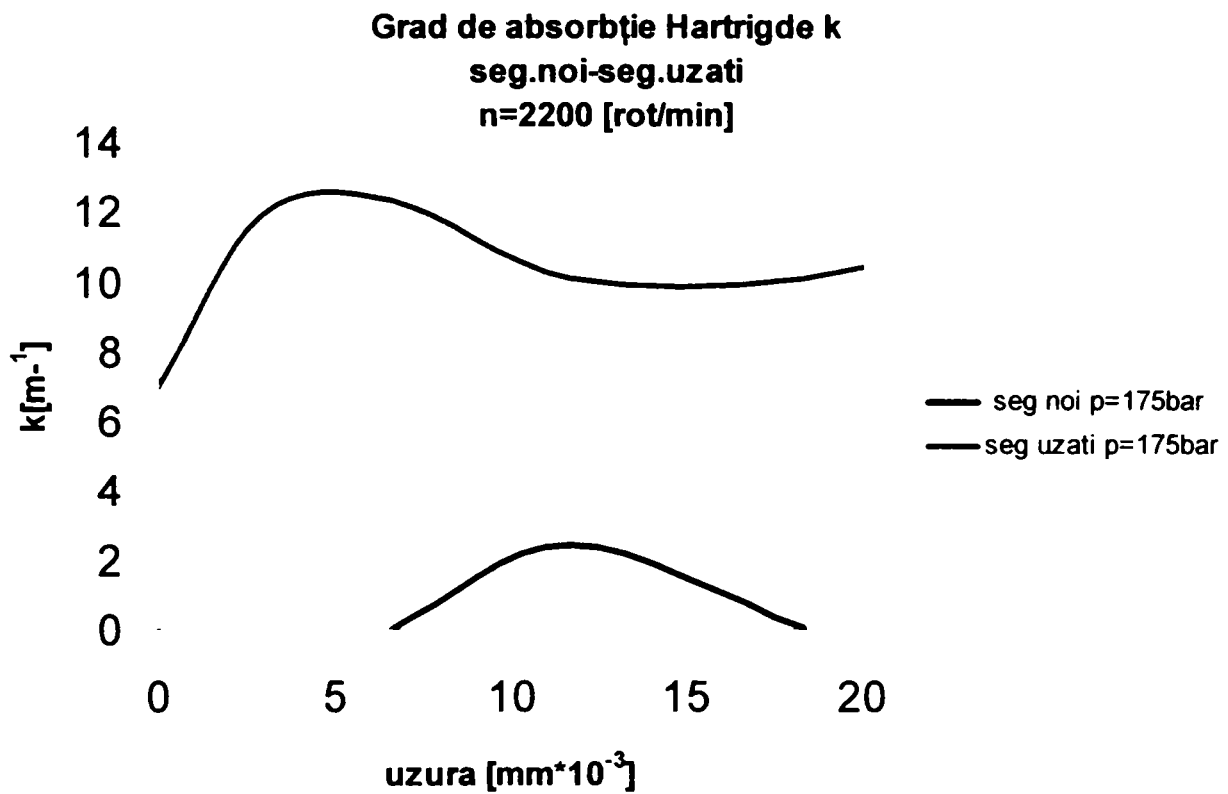
**Fig.188 Consum efectiv de combustibil segmenti noi-uzati la turație constantă**



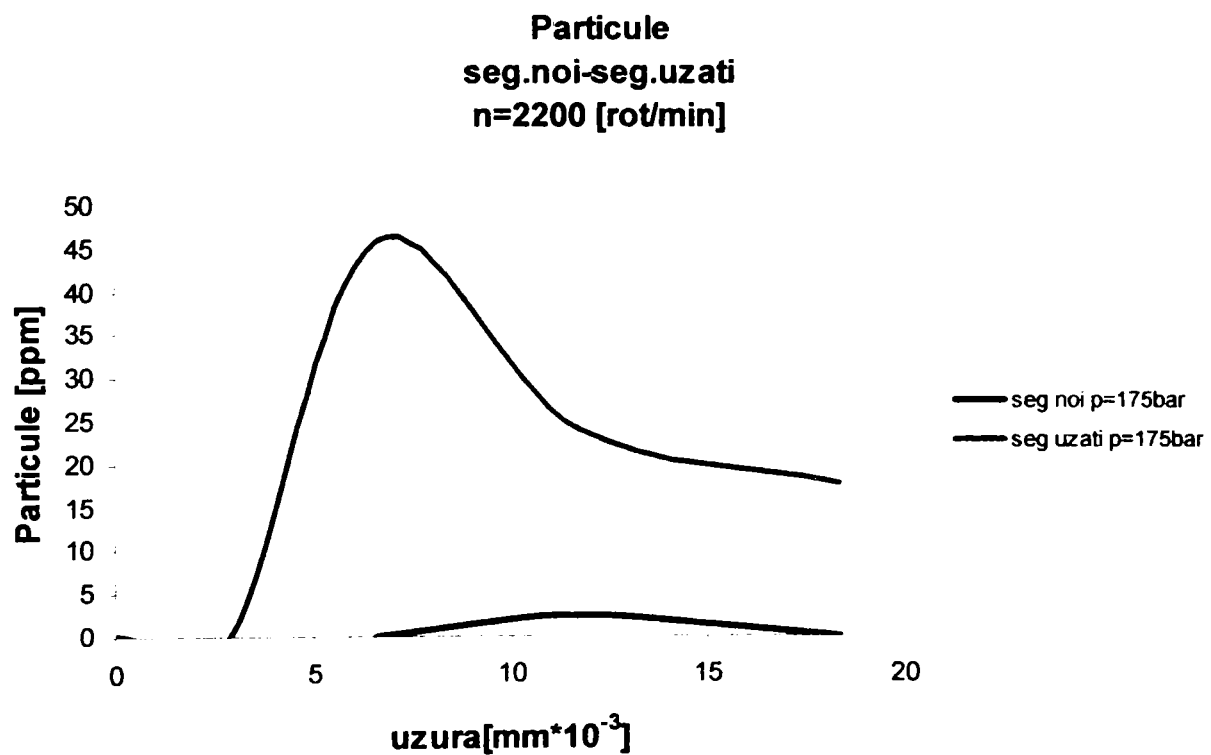
**Fig. 189 Consum orar de combustibil segmenti noi-uzati la turatie constanta**



**Fig. 190 Grad de fum Bosch segmenti noi-uzati la turatie constanta**



**Fig. 191 Grad de absorbție segmenti noi-uzati la turatie constantă**



**Fig. 192 Particule segmenti noi-uzati la turatie constantă**

## CAPITOLUL 7

### INTERPRETAREA DATELOR EXPERIMENTALE ÎN JUXTAPUNERE CU DATELE DE CALCUL/SIMULARE

#### 7.1.COMPARAȚIE A DATELOR REALE/ACHIZIȚIONATE CU DATELE OBTINUTE PRIN SIMULARE/CALCUL LA FUNCȚIONAREA MOTORULUI LA REGIMUL DE DE MERS ÎN GOL

Comportarea camerelor de ardere poate fi caracterizată prin datele obținute în cazul etanșării acestora cu segmenti noi față de cei cu uzură. Datele obținute experimental cu ajutorul plăcii de achiziție (presiunea din cilindru  $p_{cill}$  respectiv presiunea de injecție  $p_{inj}$ ) sunt comparate cu datele obținute prin calcul/simulare cu ajutorul calculatorului. Se pot trasa diagramele indicate obținute experimental respectiv cele obținute prin simulare iar cazul suprapunerii celor două diagrame ne poate duce la concluzia pertinentă de a aprecia ceilalți parametrii importanți din punct de vedere a performanțelor motorului:

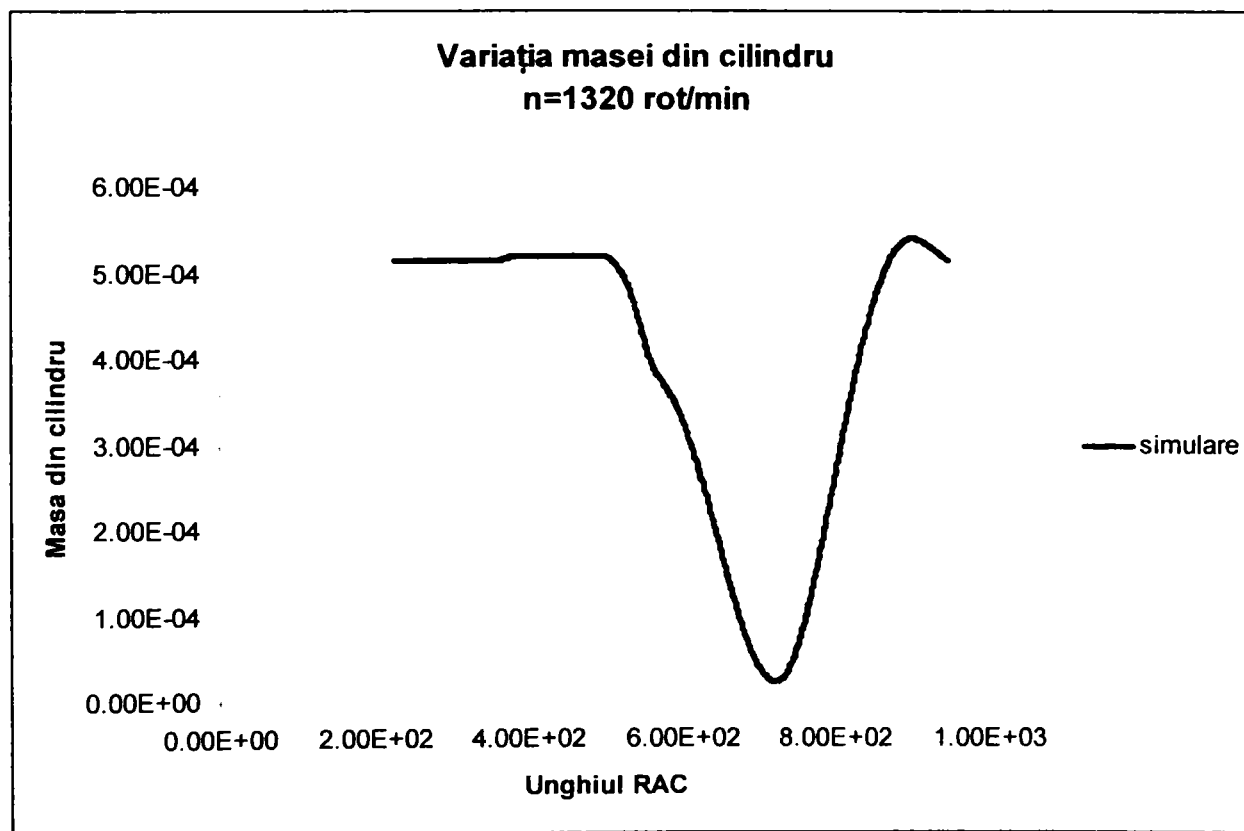
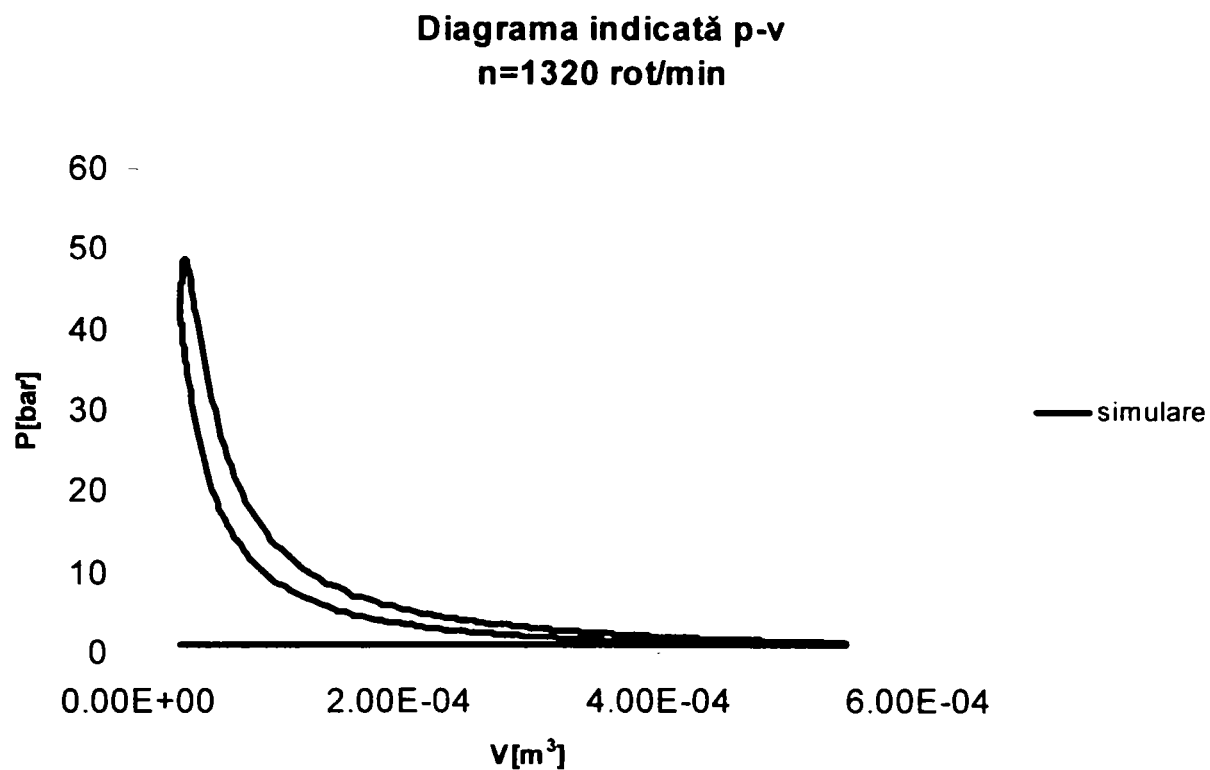
- Viteza de degajare a căldurii din camera de ardere  $\frac{dQ_c}{d\alpha}$
- Masa din cilindru motorului  $m_c$
- Coeficientul excesului de aer  $\lambda$
- Temperatura din cilindru  $T$
- Presiunea din cilindru  $p$
- Lucru mecanic indicat  $L_i$

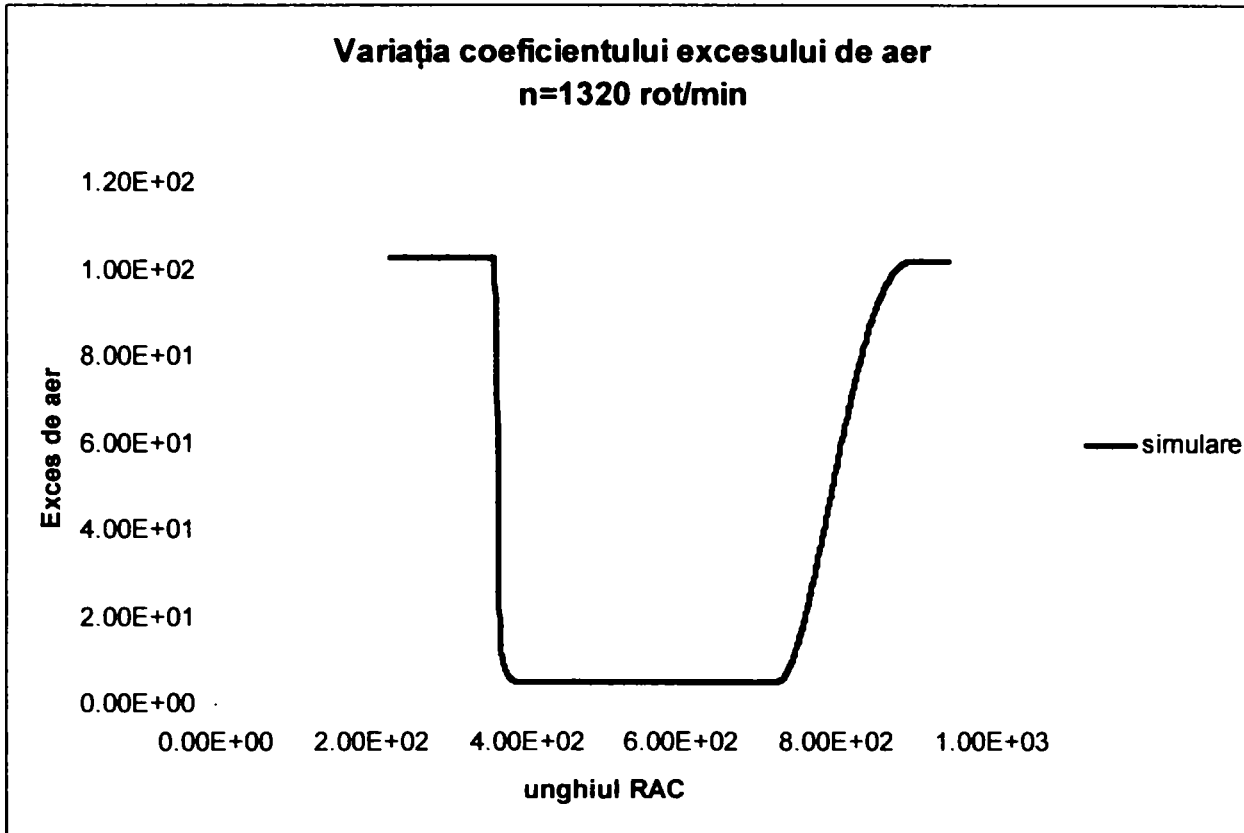
Determinările au fost realizate în paralel cu ridicarea caracteristicilor obținute în capitolul 6.

Prin determinarea la funcționarea motorului la mersul în gol a lucrului mecanic indicat se poate caracteriza în continuare pierderile rezultate la etanșarea camerelor de ardere, datorate uzurii elementelor de etanșare a camerelor de ardere.

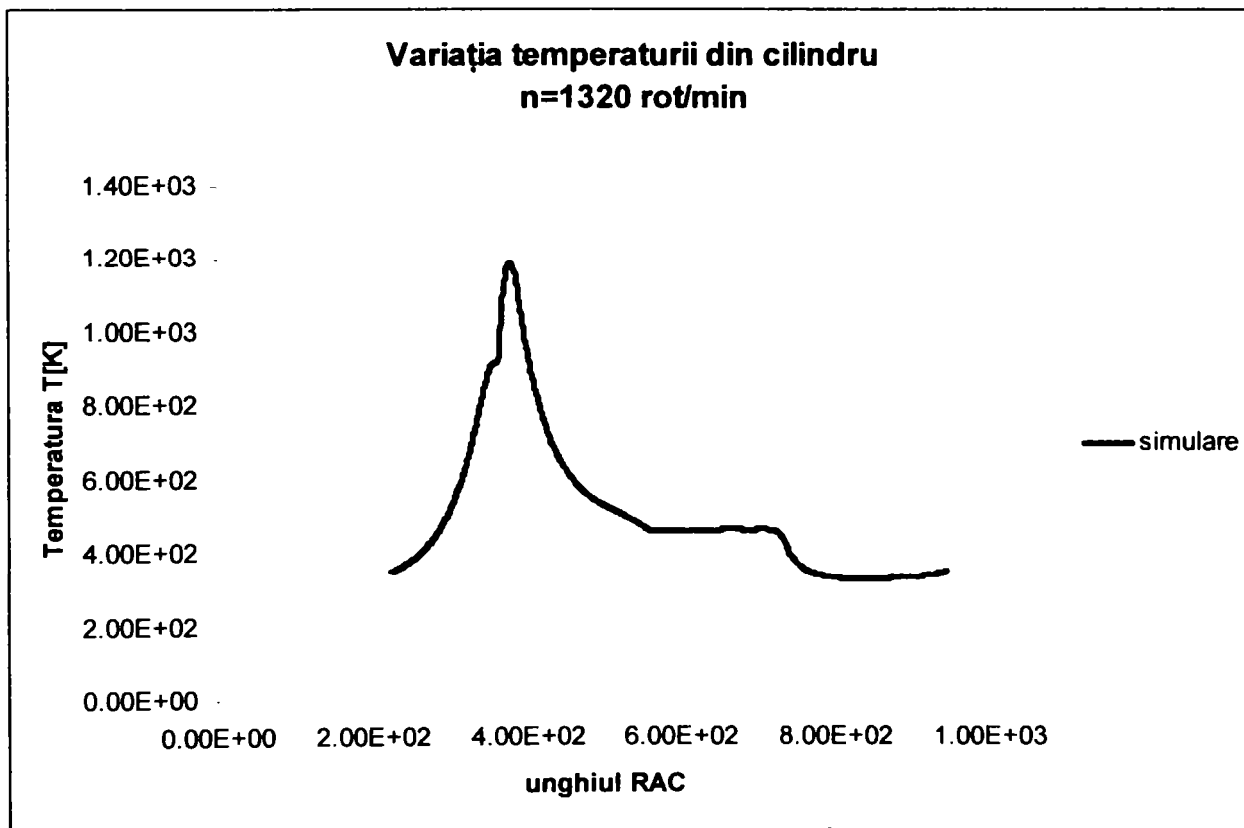
Din rularea programului de calcul /simulare pentru cazul motorului M 511 s-a trasat diagrama indicată p-v (figura 193), variația masei din cilindru (figura 194), variația coeficientului excesului de aer din cilindru (figura 195), variația temperaturii din cilindru (figura 196), variația presiunii din cilindru (figura 197), variația lucrului mecanic din cilindru (figura 198), viteza de degajare a căldurii funcție de unghiul RAC la câteva regimuri de turații pentru cazul setului de segmenti noi respectiv a setului de segmenti cu uzură.

### 1.Cazul setului de segmenti noi Simulare la turația $n=1320$ rot/min.





**Fig.195 Variația coeficientului excesului de aer din cilindru la segmentii noi**



**Fig.196 Variația temperaturii din cilindru la segmentii noi**

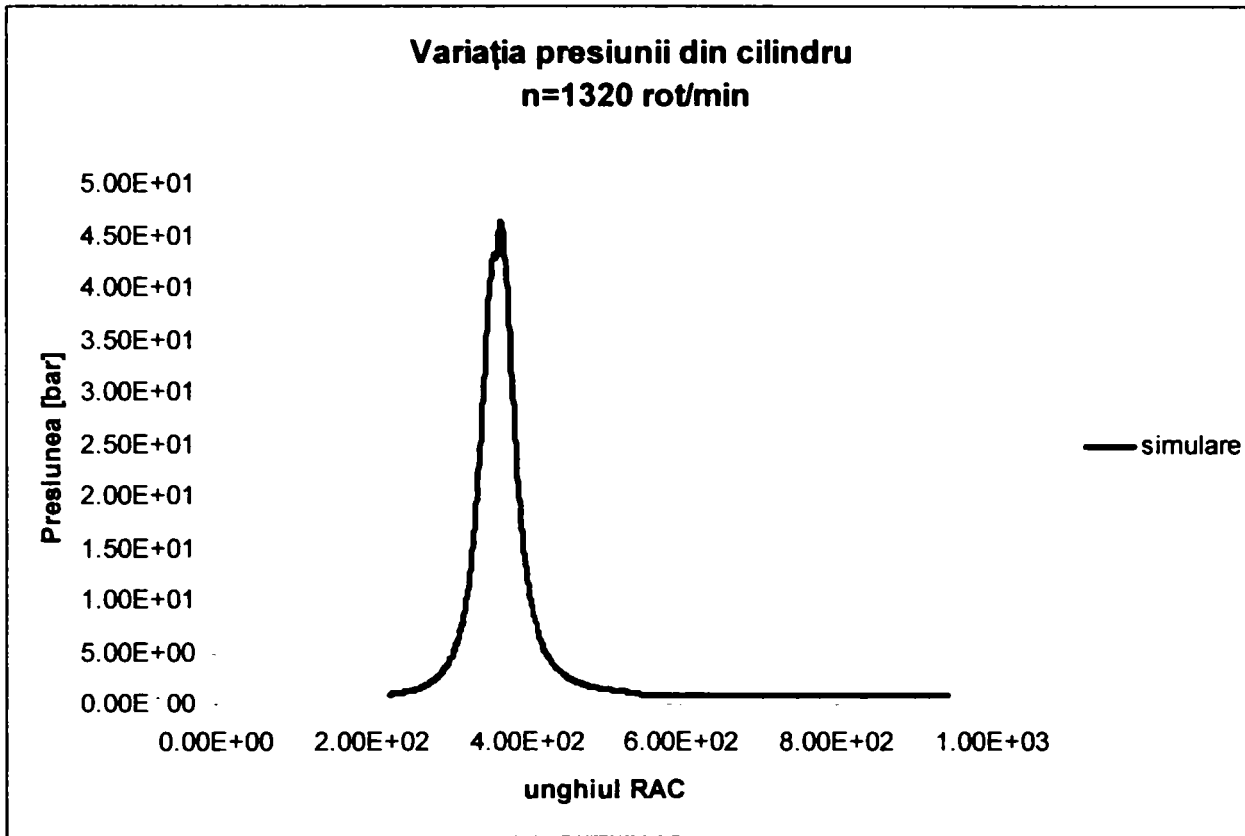


Fig.197 Variația presiunii cilindru la segmentii noi

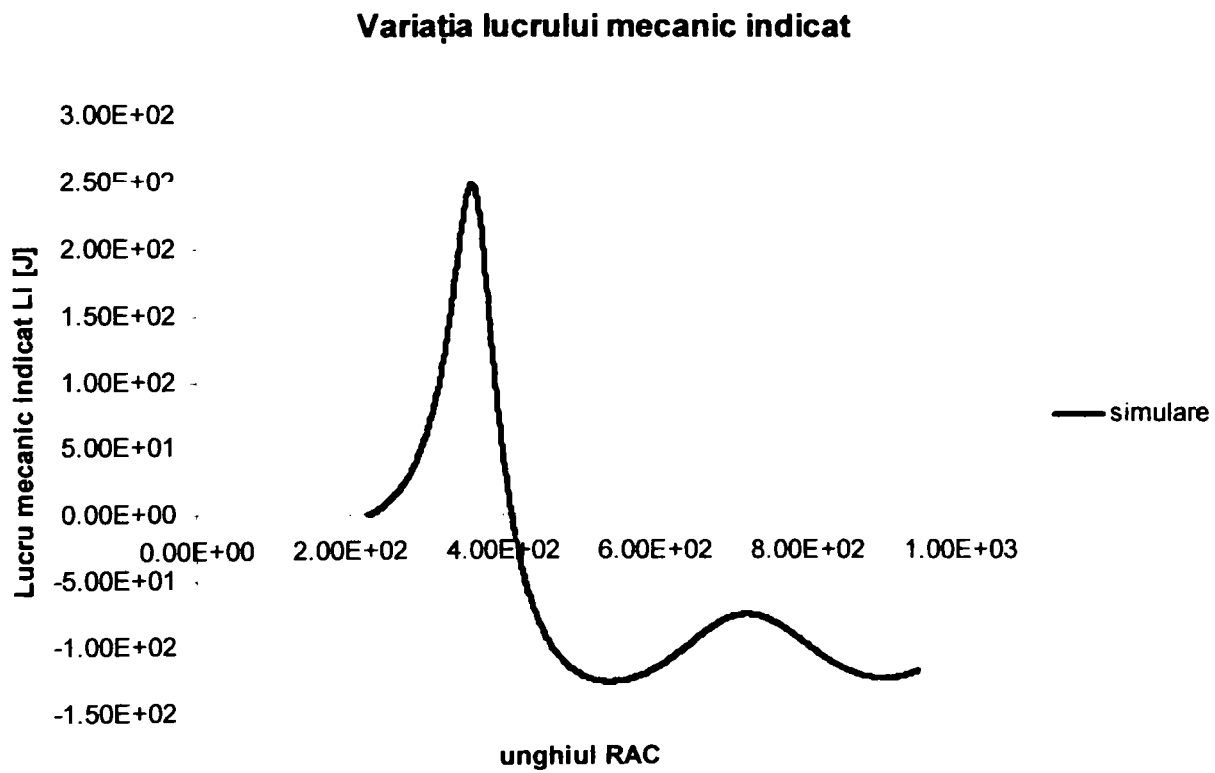
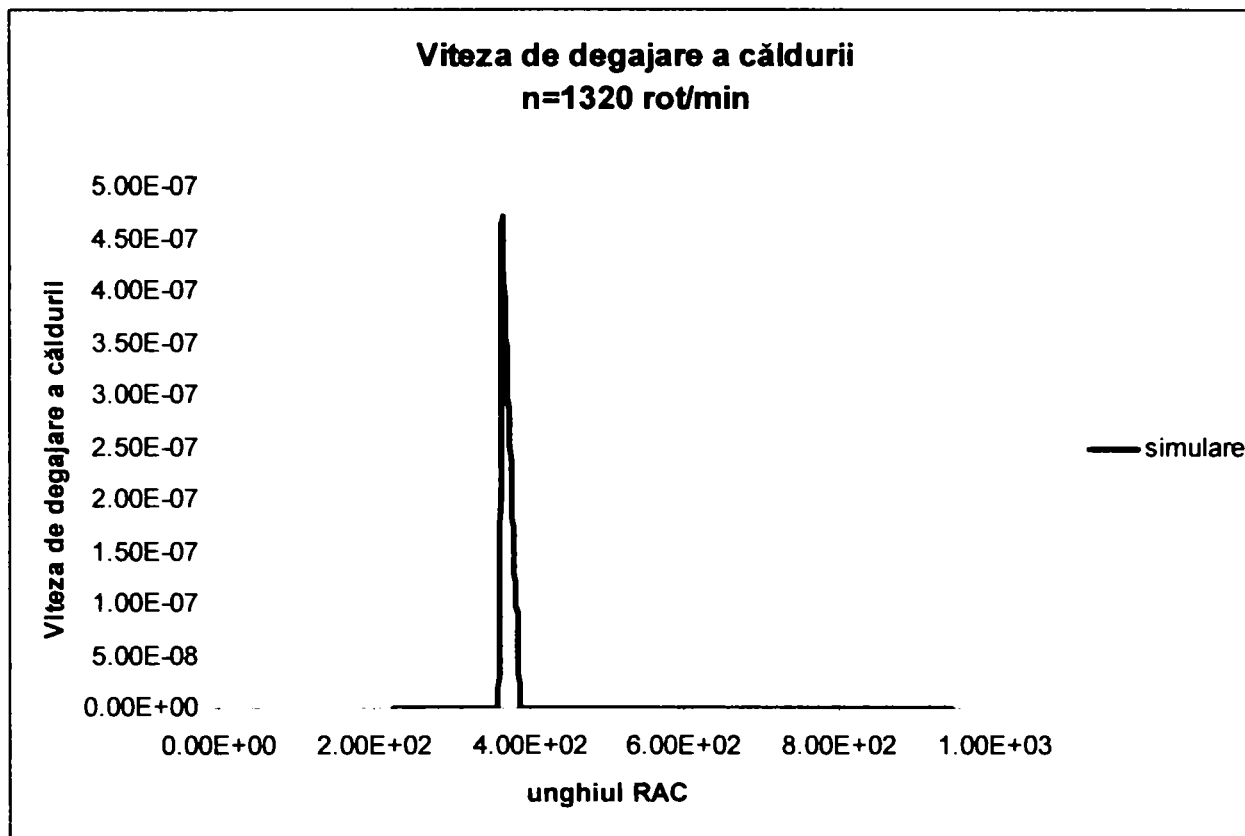


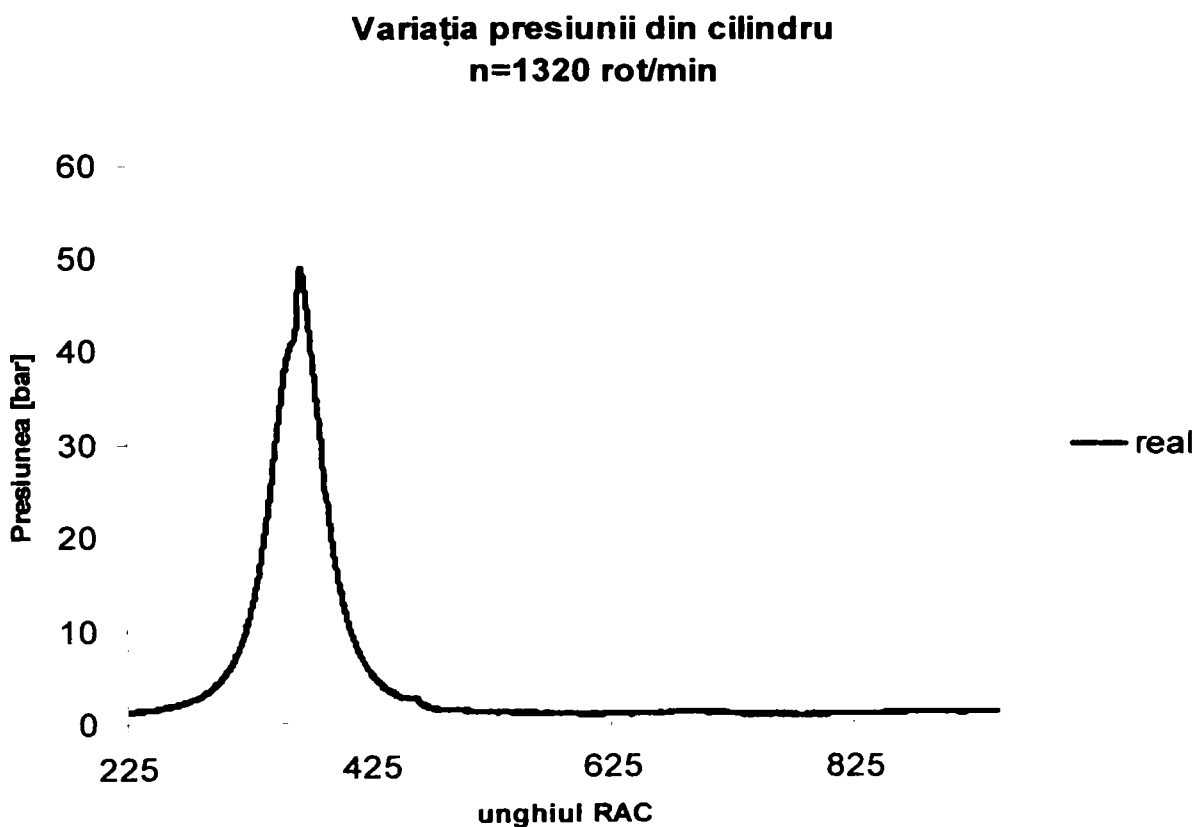
Fig.198 Variația lucrului mecanic indicat din la segmentii noi



**Fig.199 Viteza de degajare a căldurii**

Din achiziția de date a rezultat variația presiunii din cilindru la aceeași turație și aceeași doză ciclică (figura 200-201)

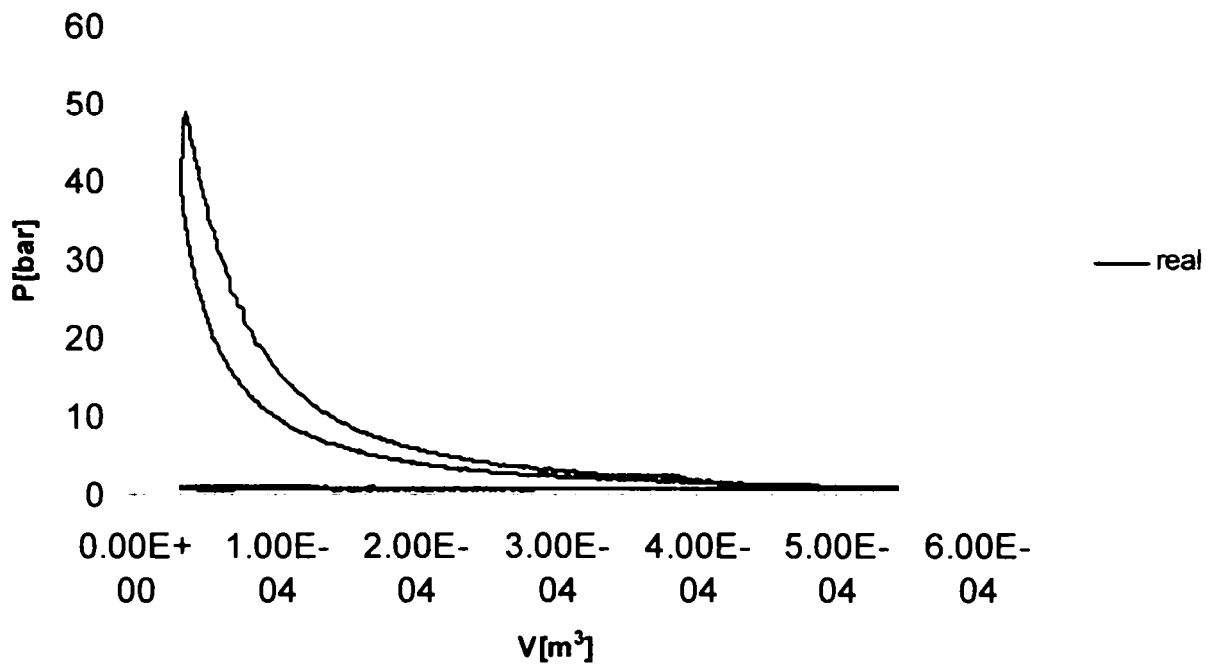
**Achiziție(real) la turația n=1320 rot/min**



**Fig. 200 Variația presiunii cilindru la segmentii noi**



**Diagrama indicată p-v  
n=1320 rot/min**

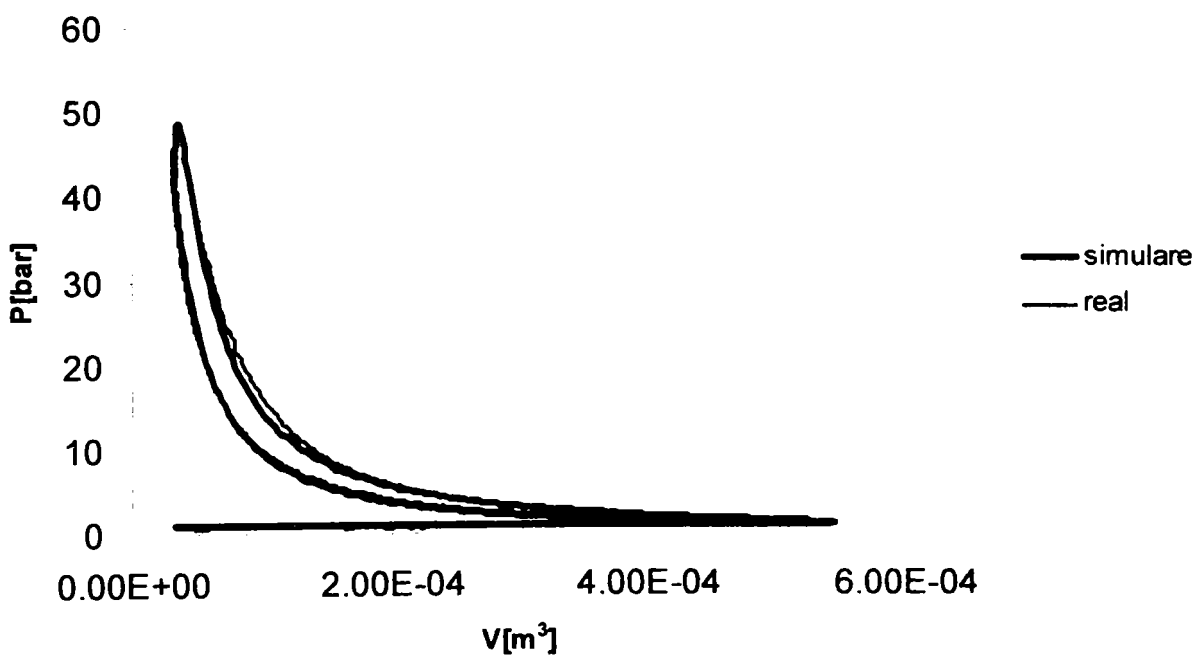


**Fig.201 Diagrama indicată segmenti noi**

În urma juxtapunerii datelor simulate cu datele experimentale au rezultat figurile 202-203

**Juxtapunere simulare-achiziție (real)**

**Diagrama indicată p-v  
n=1320 rot/min**



**Fig.202 Diagrama indicată**

Variația presiunii din cilindru  
n=1320 rot/min

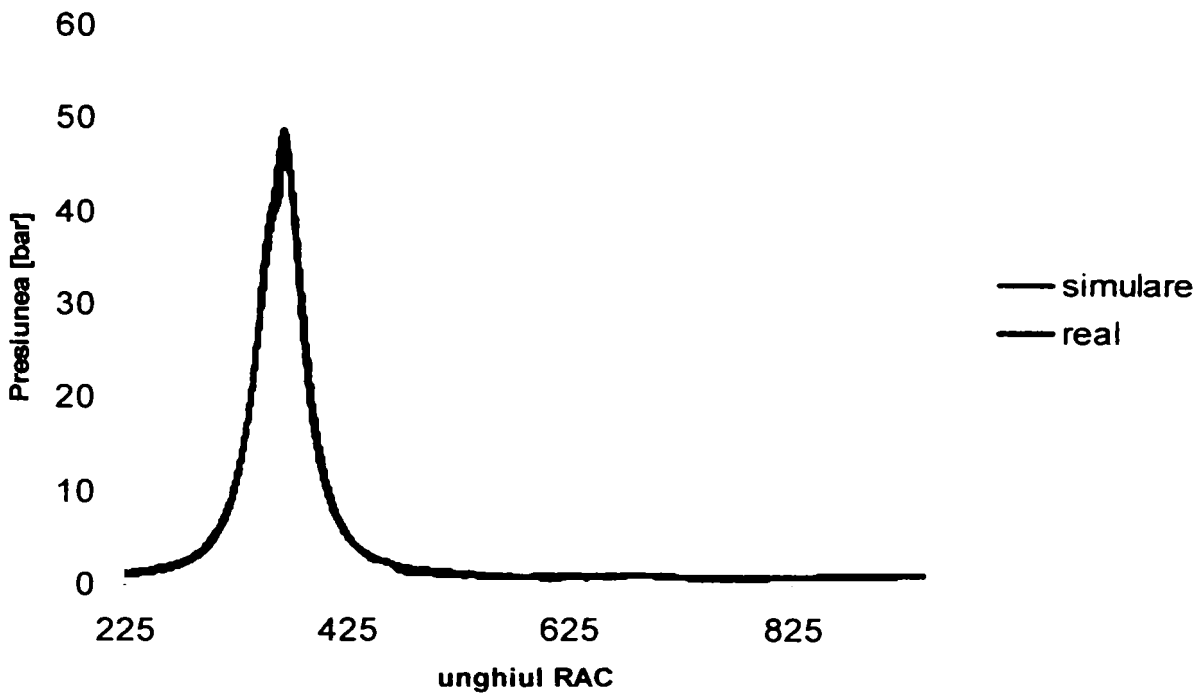


Fig.203 Variația presiunilor din cilindru  
Simulare la turația n=1510 rot/min setul de segmenti noi

Diagrama indicată n=1510 rot/min

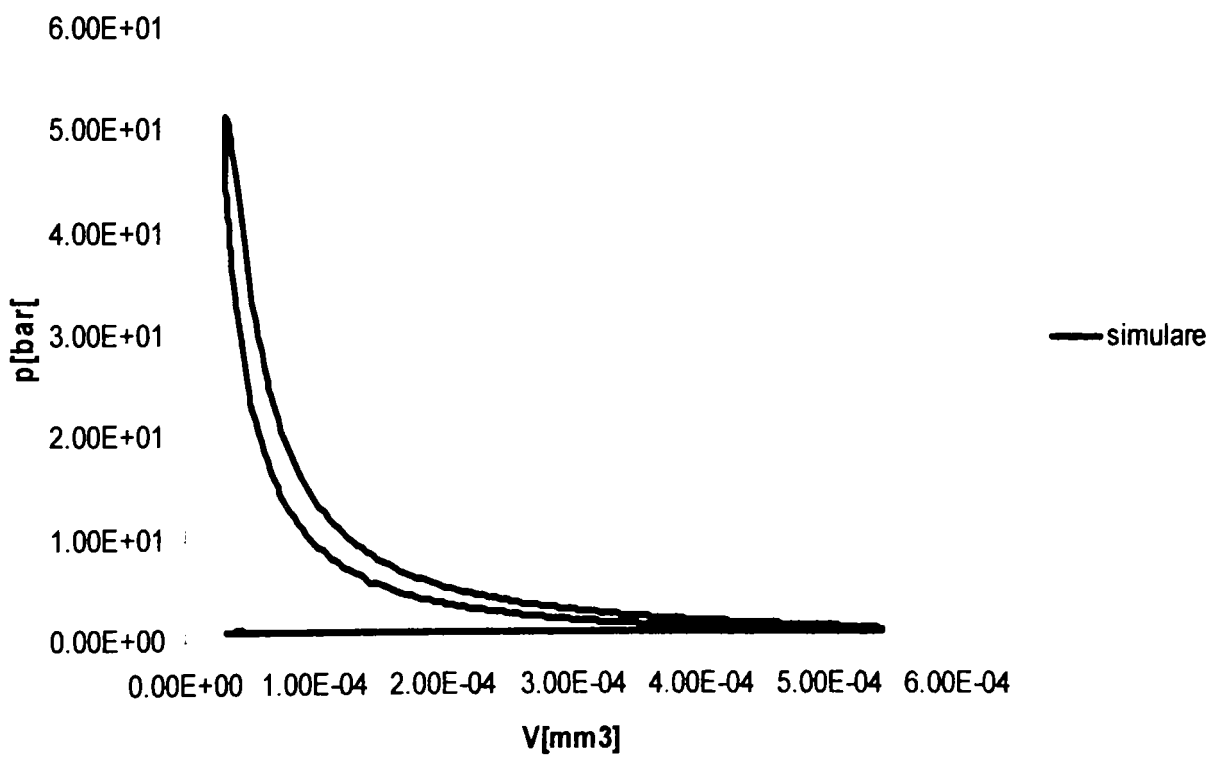


Fig.204 Diagrama indicată segmenti noi

Variatia masei din cilindru n=1510 rot/min

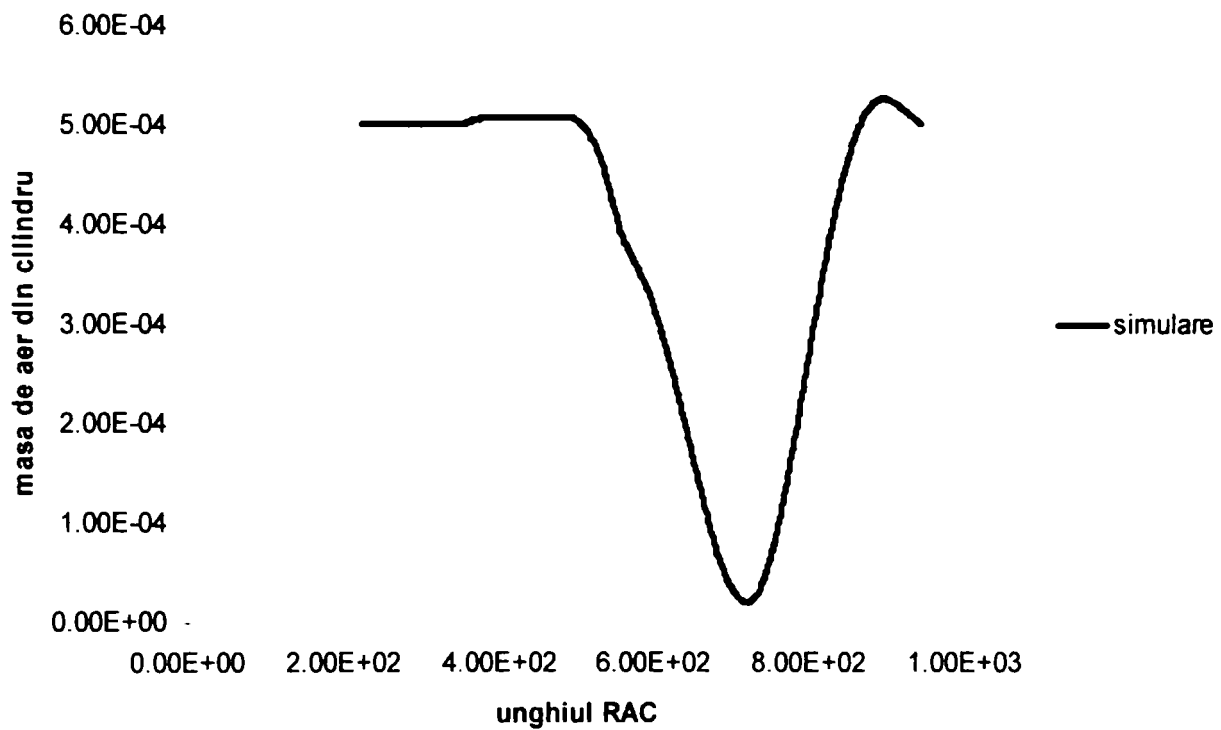


Fig.205Variația masei din cilindru segmenti noi

Variația coeficientului excesului de aer n=1510 rot/min

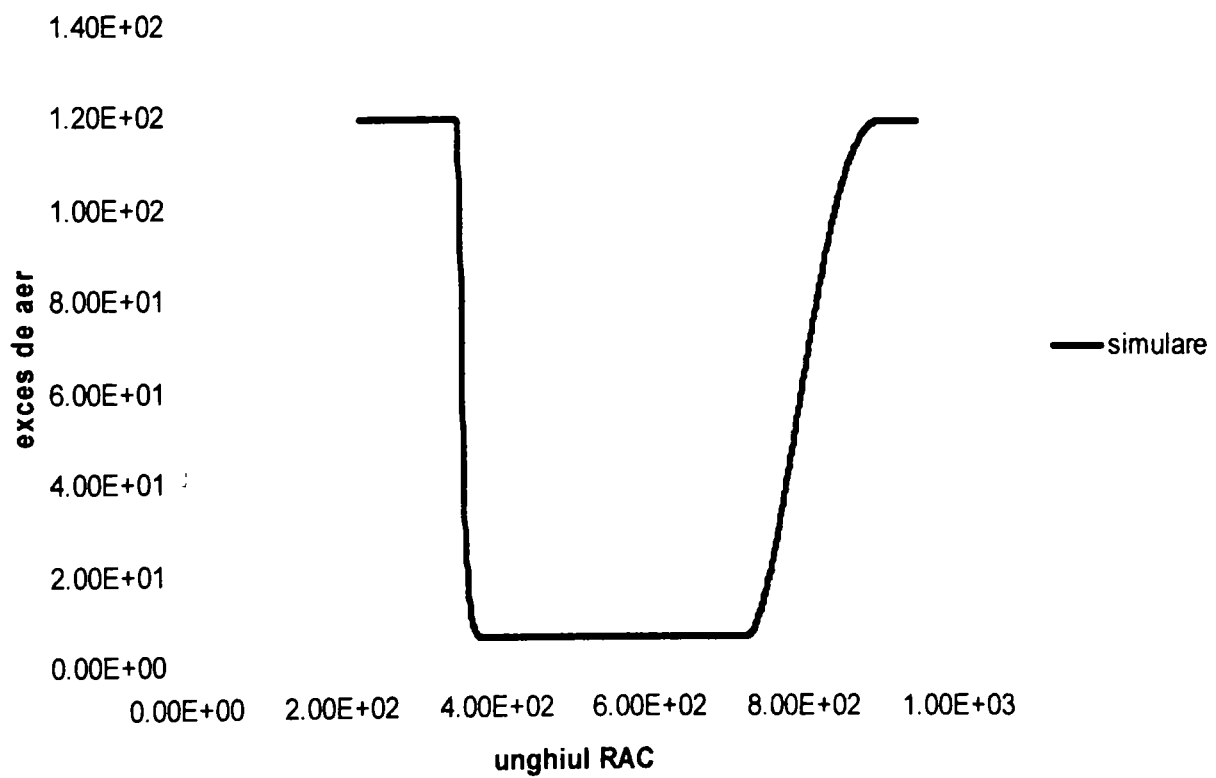


Fig.206Variația coeficientului de aer segmenti noi

Variația temperaturii n=1510 rot/min

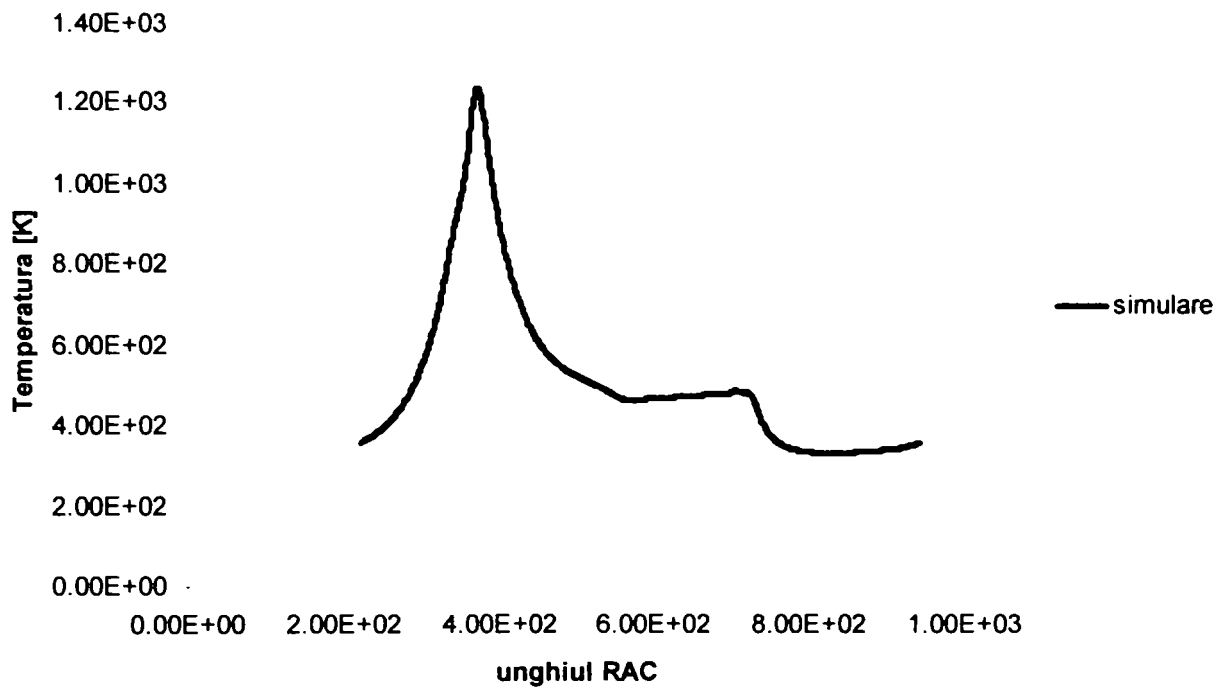


Fig.207Variația temperaturii segmenti noi

Variația presiunii din cilindru n=1510 rot/min

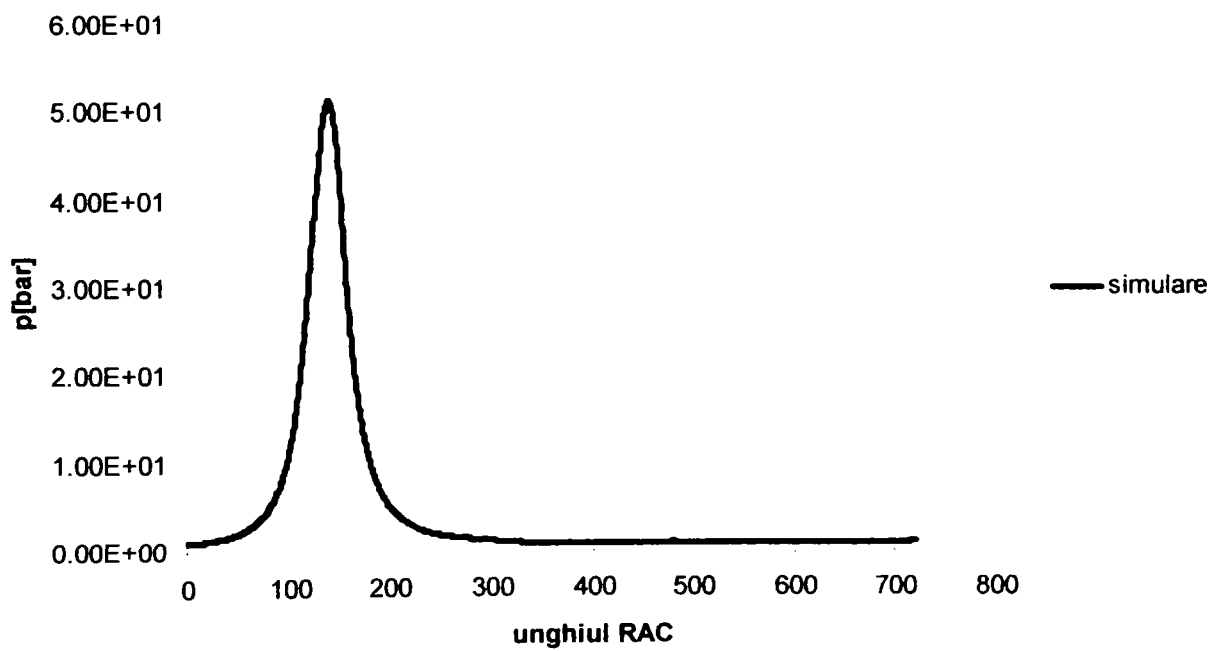
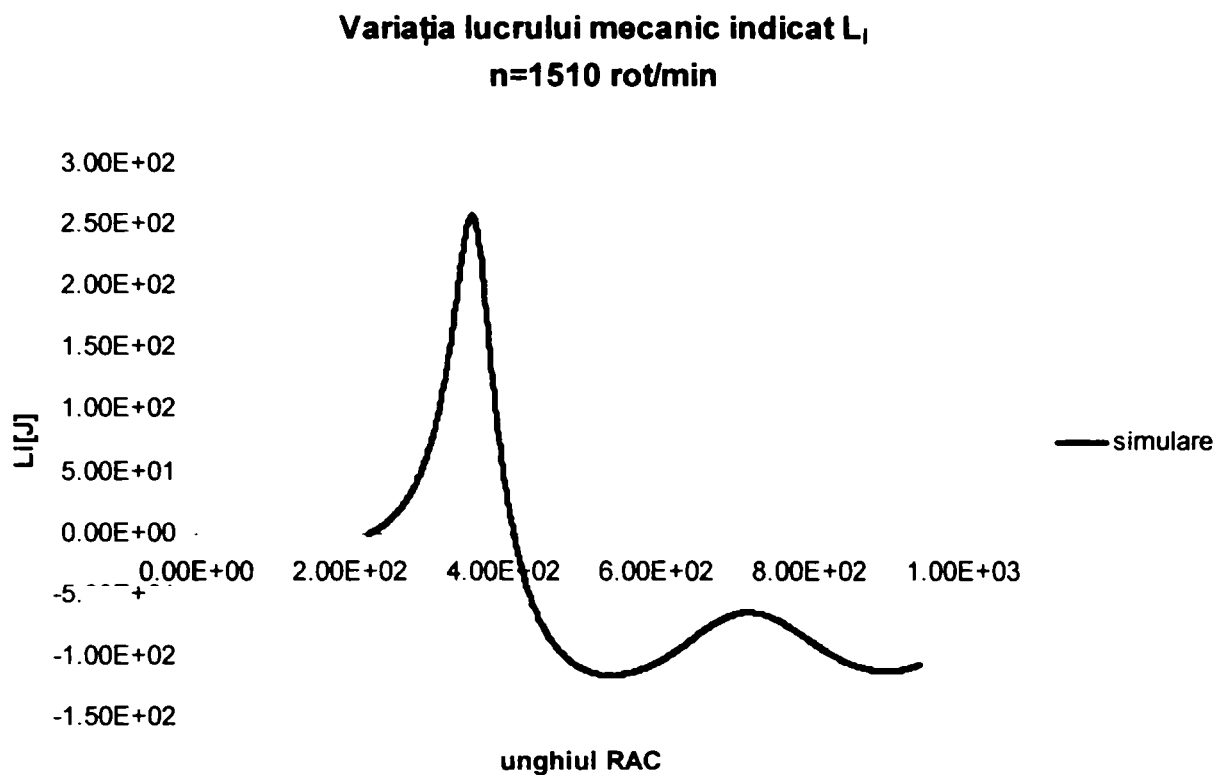
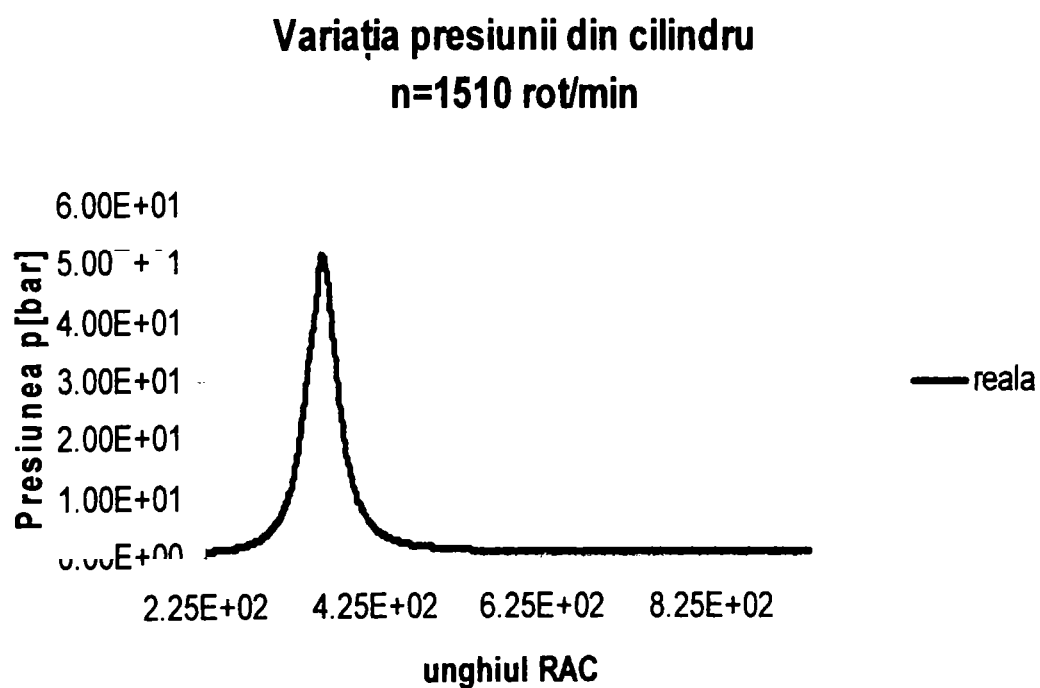


Fig.208Variația presiunii din cilindru



**Fig.209** Variația lucrului mecanic indicat  
**Achiziție(real)** la turația de  $n=1510$  rot/min setul de segmenti noi



**Fig.210** Variația presiunii din cilindru

Diagrama indicată p-v  
n=1510 rot/min

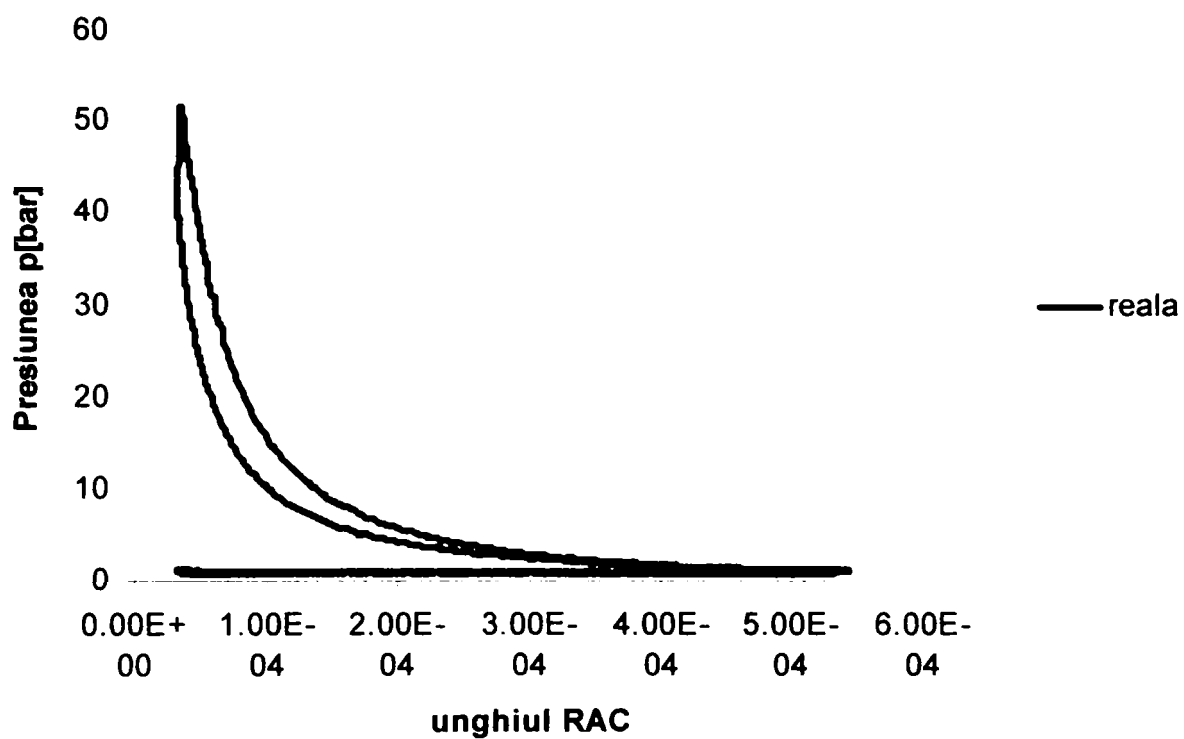


Fig.211 Diagrama indicată reală

Diagrama indicată n=1510 rot/min

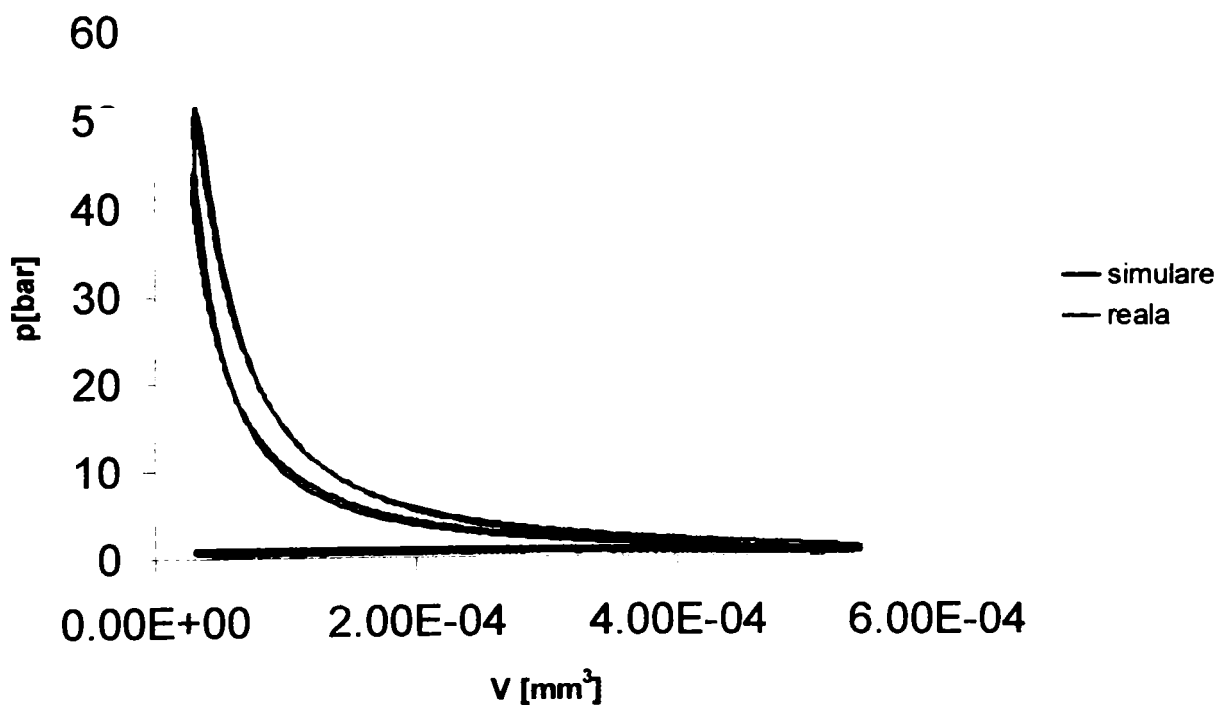
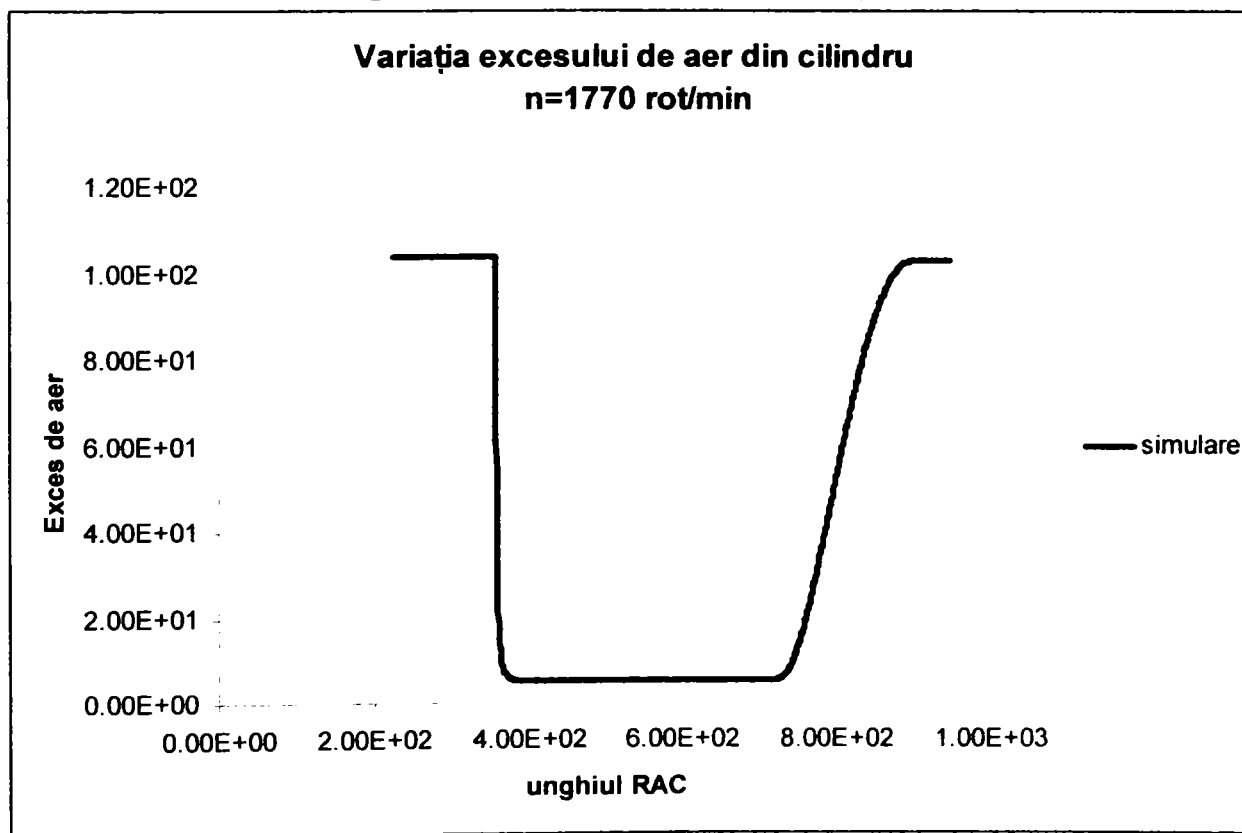
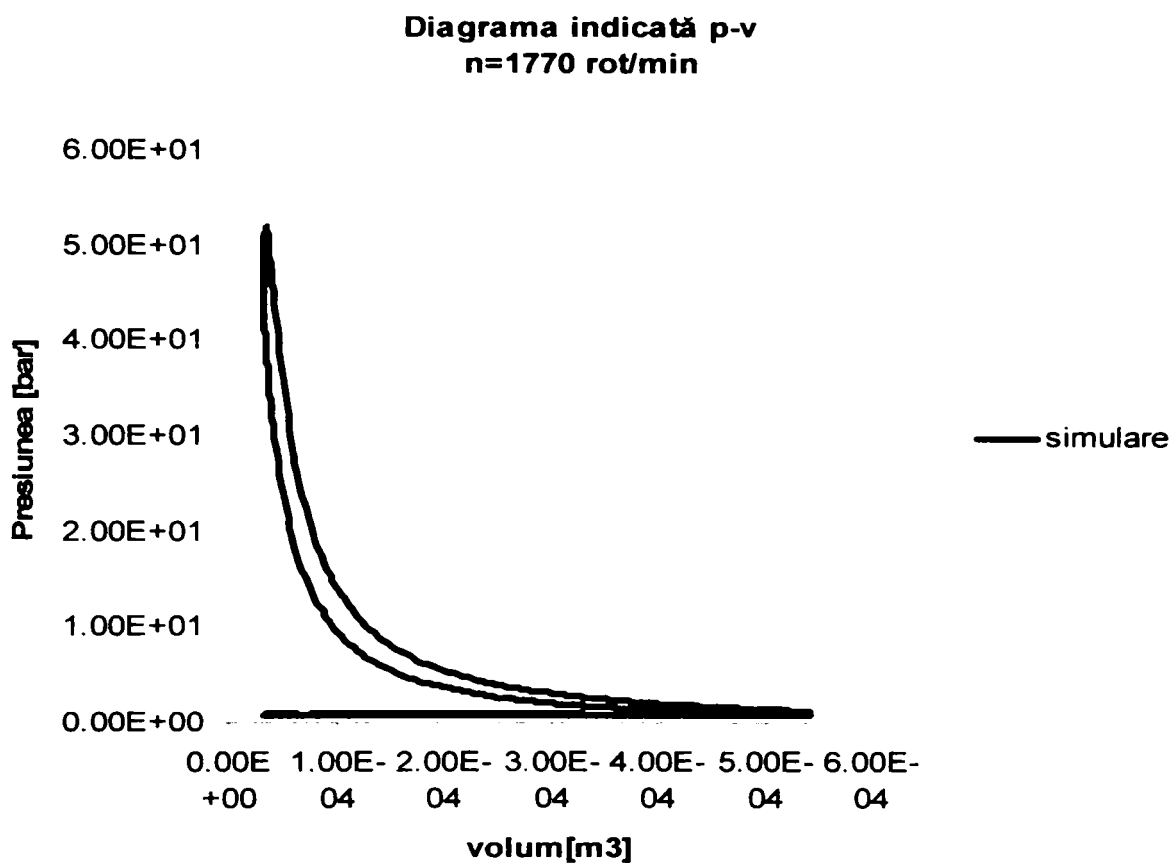
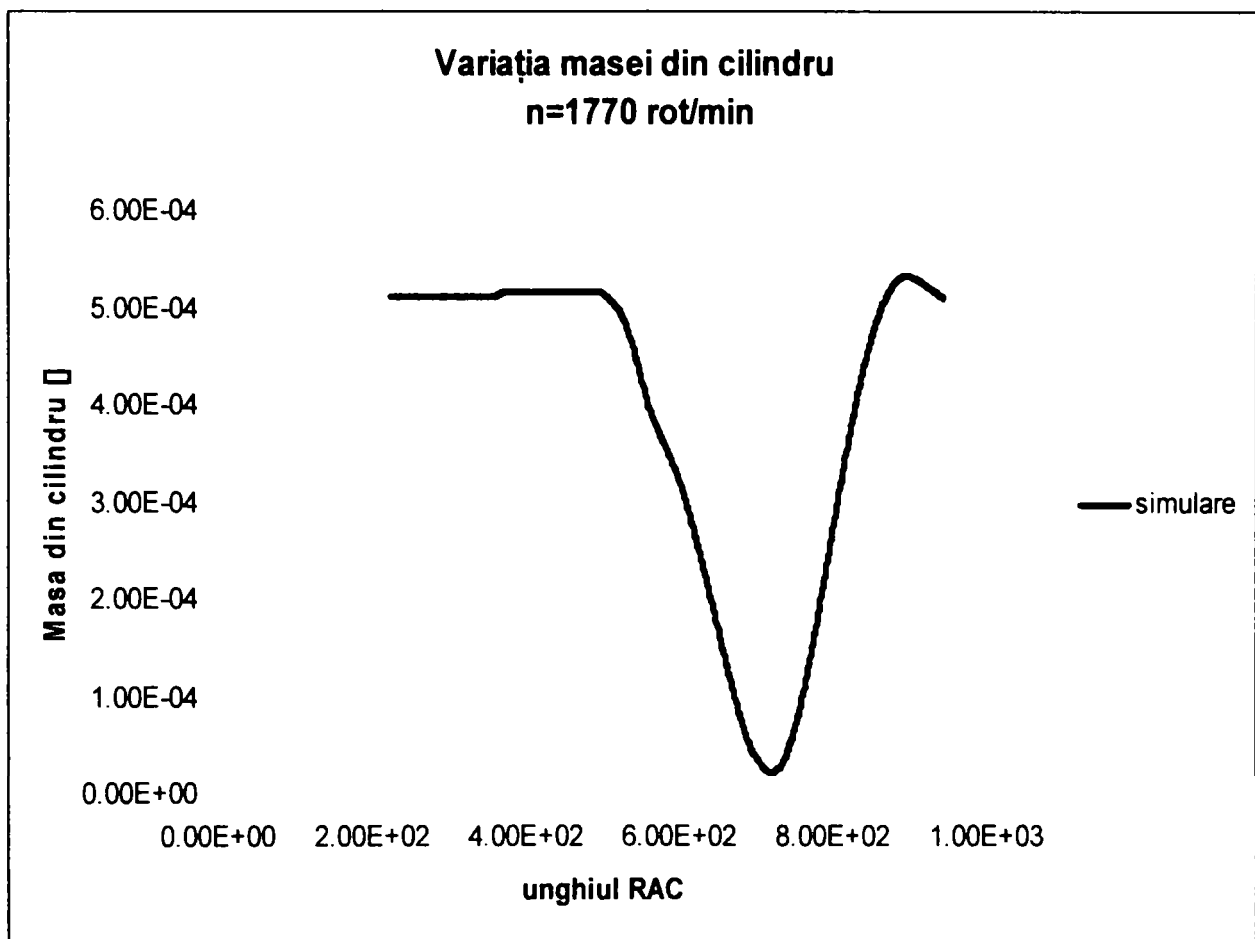


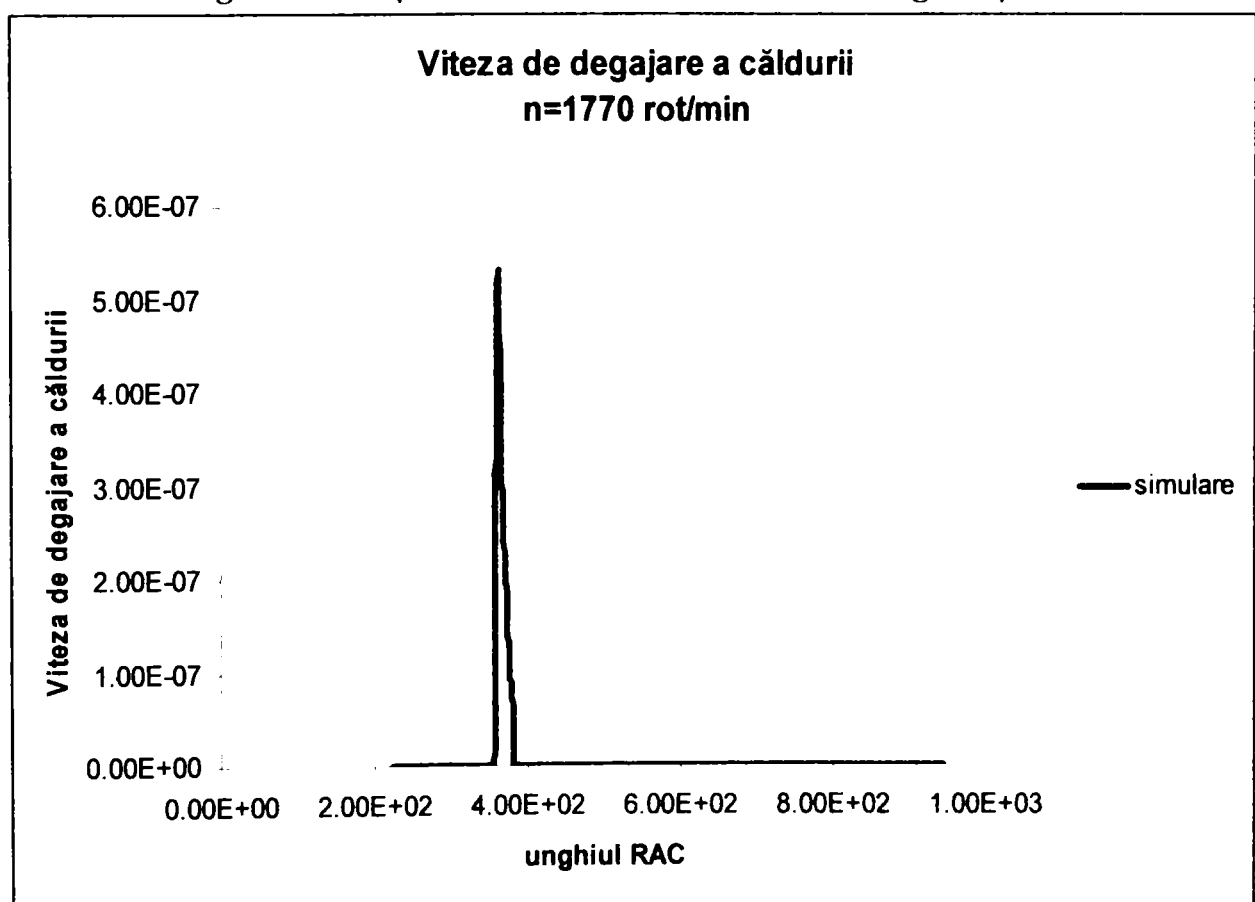
Fig.212 Suprapunerea diagramelor p-v

Simulare la turația de  $n=1770$  rot/min setul de segmenti noi





**Fig.215 Variația masei aerului din cilindru la segmentii noi**



**Fig.216 Variația vitezei de degajare a căldurii din cilindru la segmentii noi**



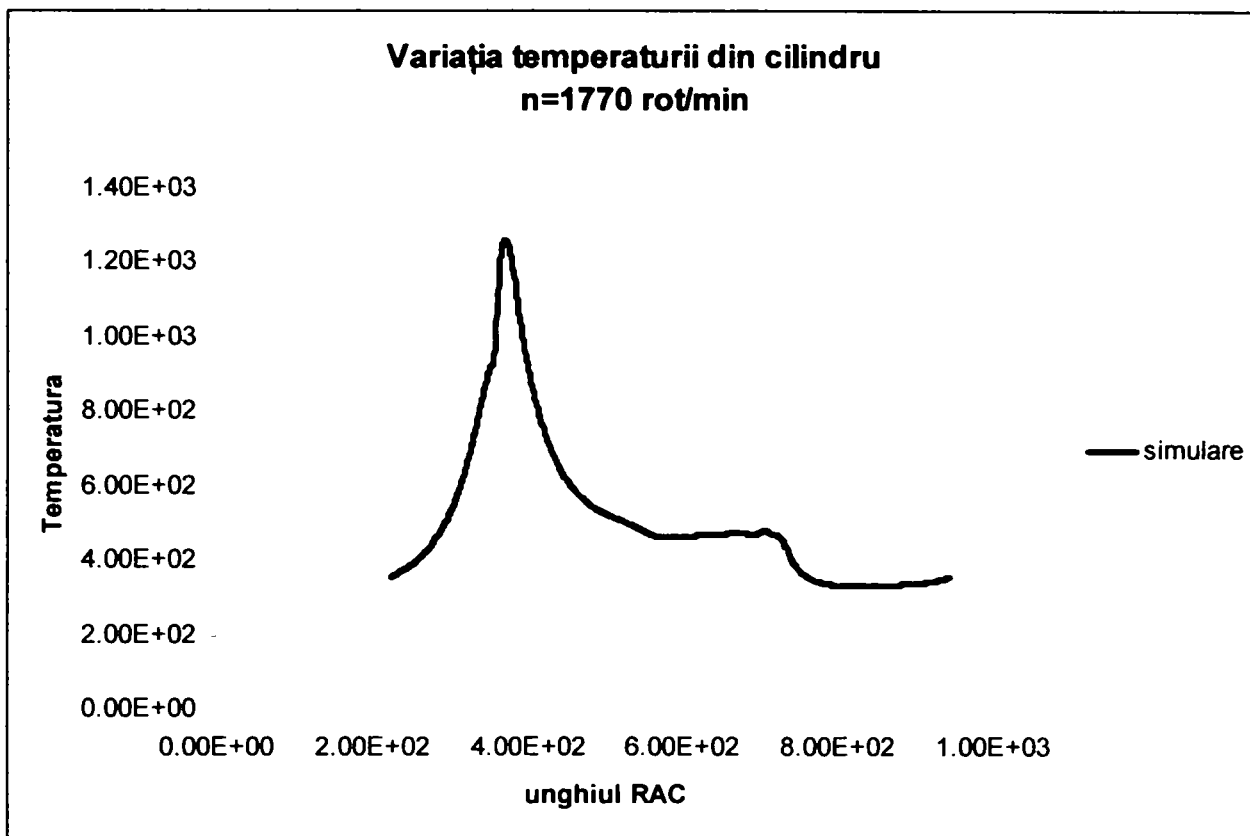


Fig.217 Variația temperaturii din cilindru la segmentii noi

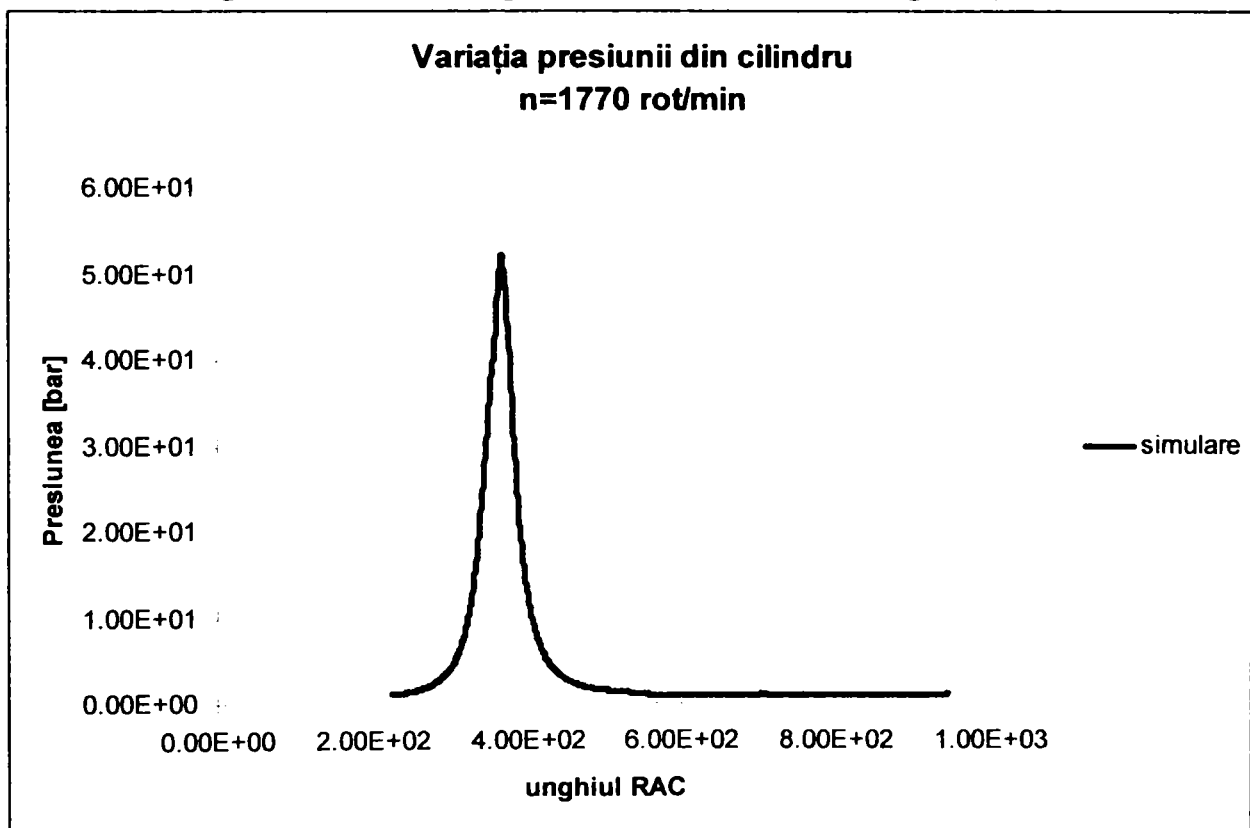
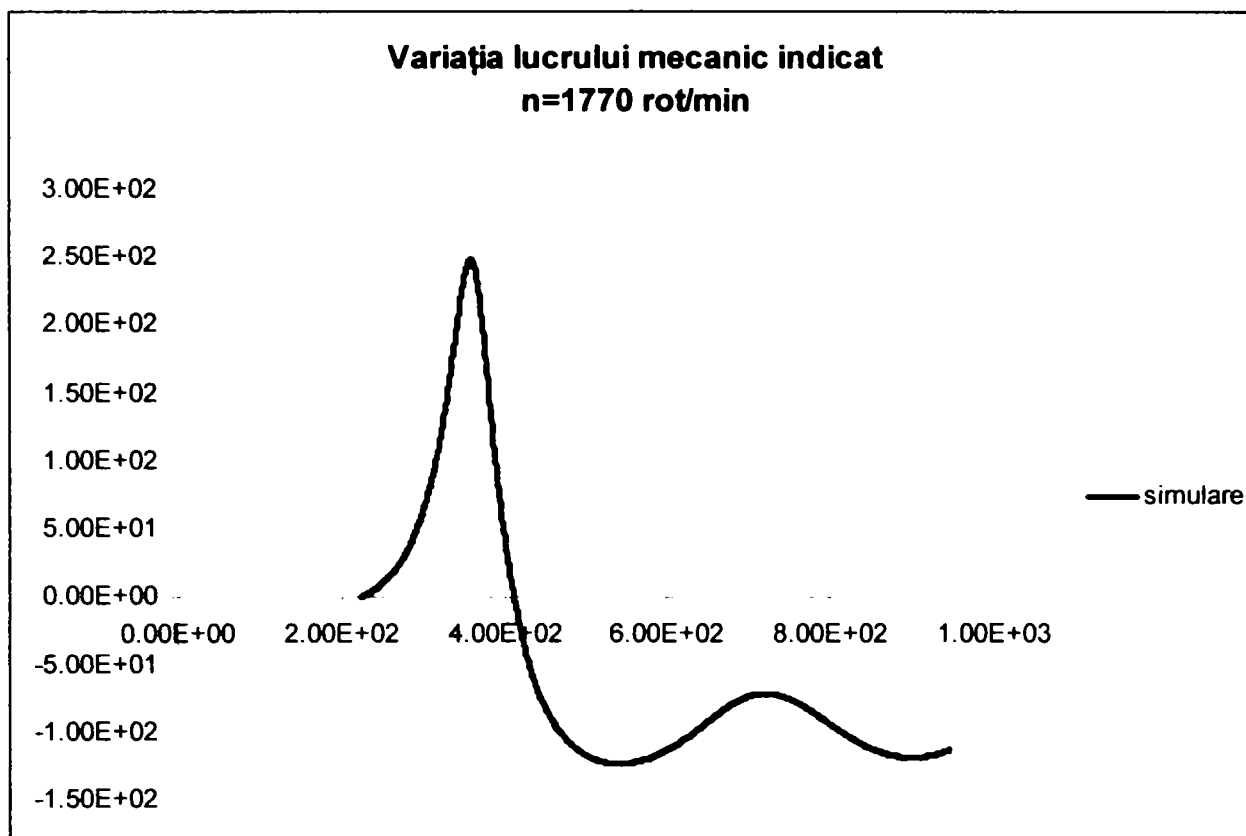
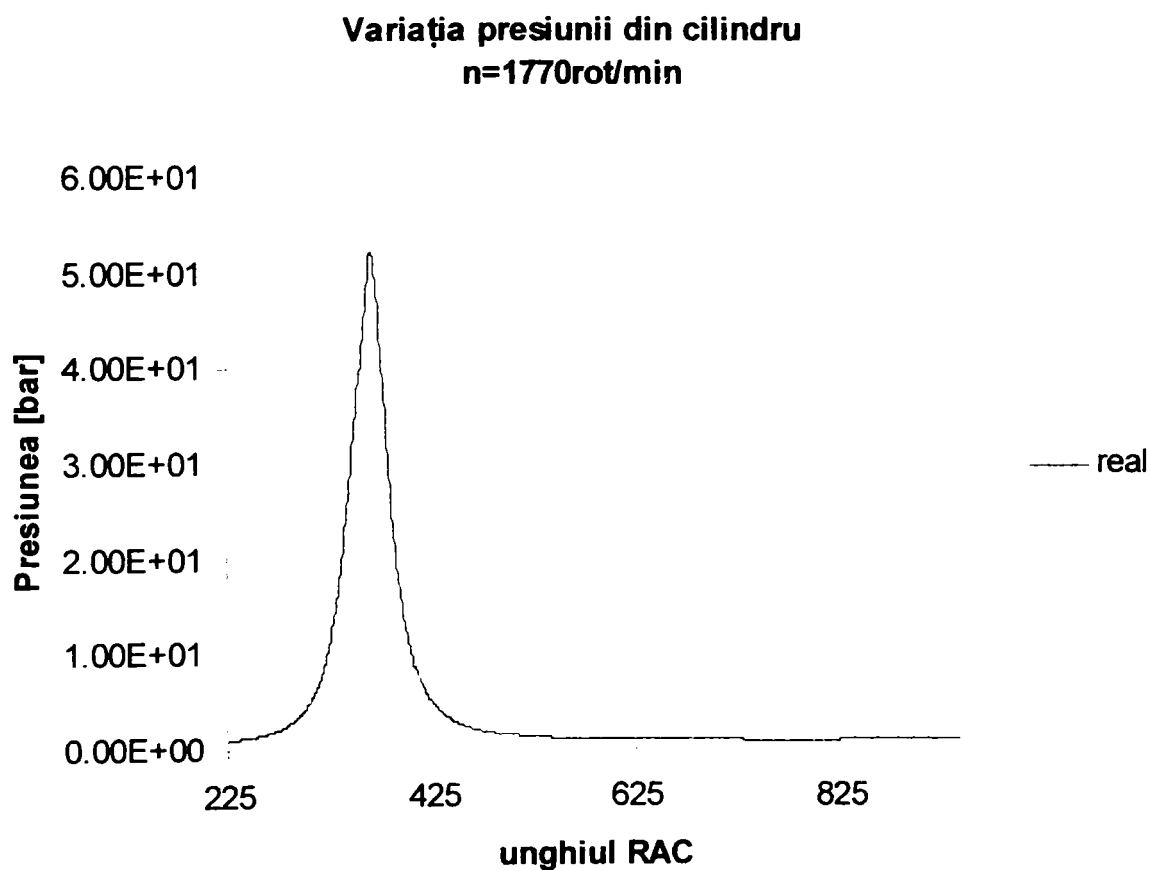


Fig.218 Variația presiunii cilindru la segmentii noi



**Fig.219 Variația lucrului mecanic indicat din la segmentii noi**

**Achiziție (real) la turația de n=1770 rot/min**



**Fig.220 Variația presiunii cilindru la segmentii noi**

## Juxtapunere simulare-achiziție (real)

## Variația presiunii din cilindru

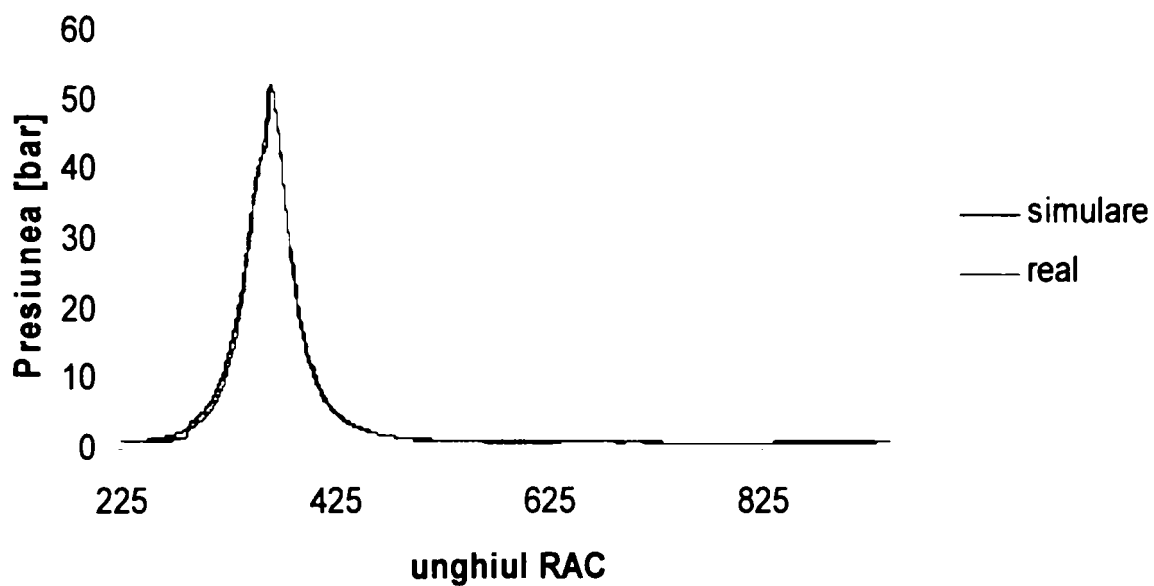


Fig.221 Variația presiunilor din cilindru

## 2.Cazul setului de segmenti cu uzură 0,0029mm

- simulare la turația  $n=1720$  rot/min.

Diagrama indicată p-v  
 $n=1720$  rot/min

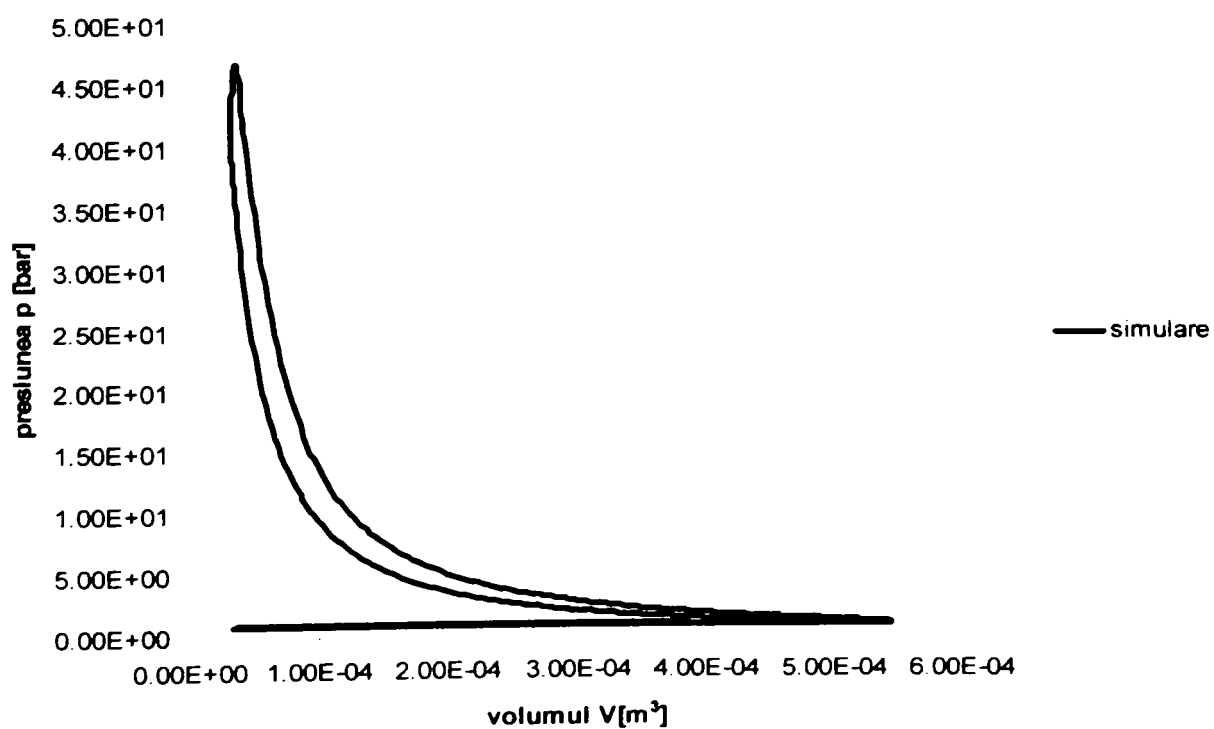
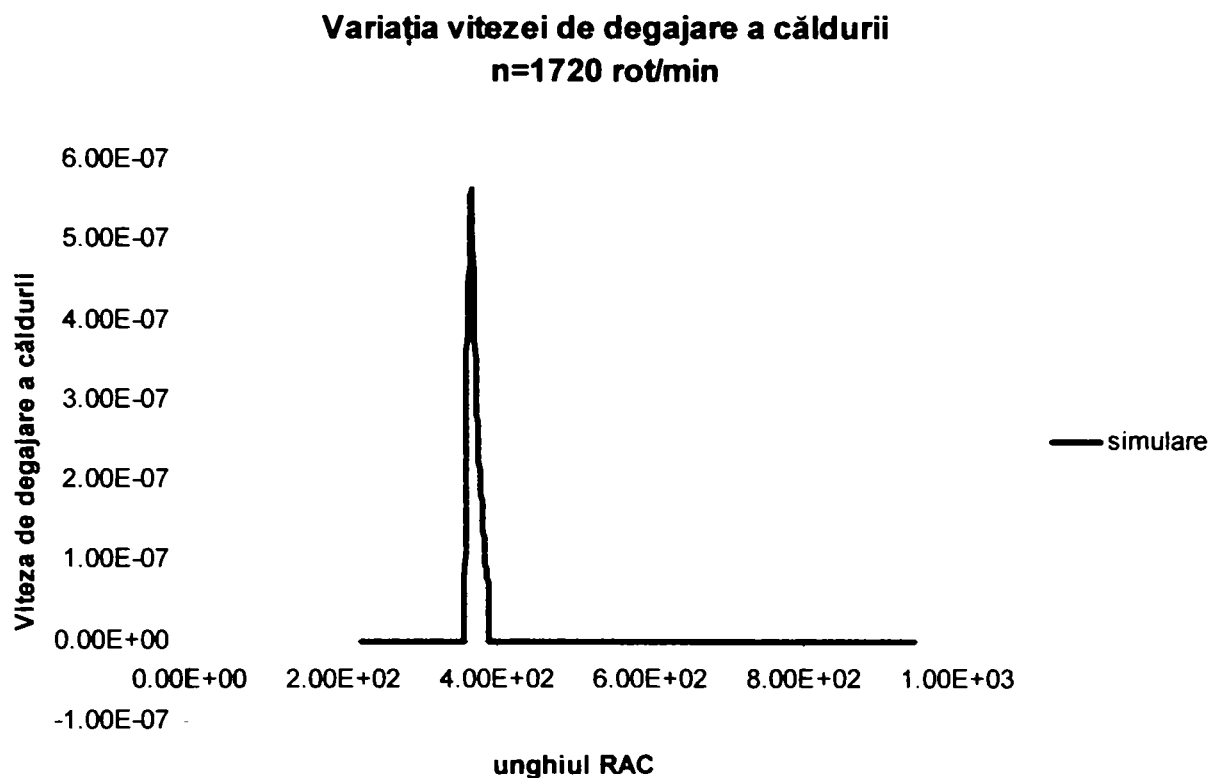
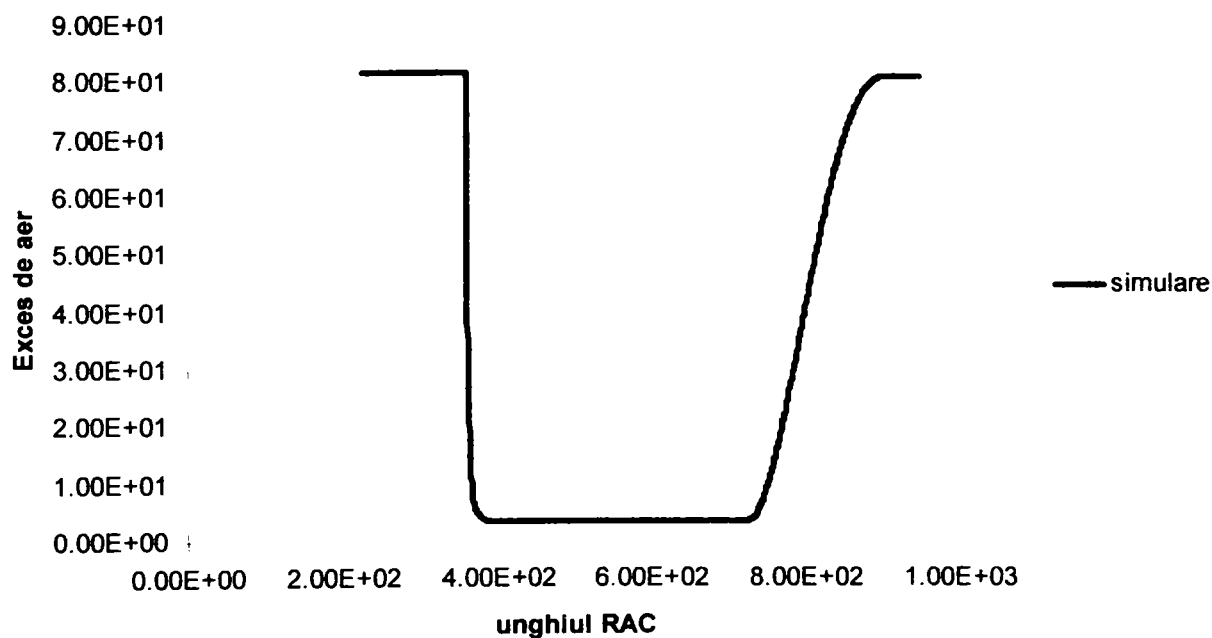


Fig.222 Diagrama indicată segmenti noi

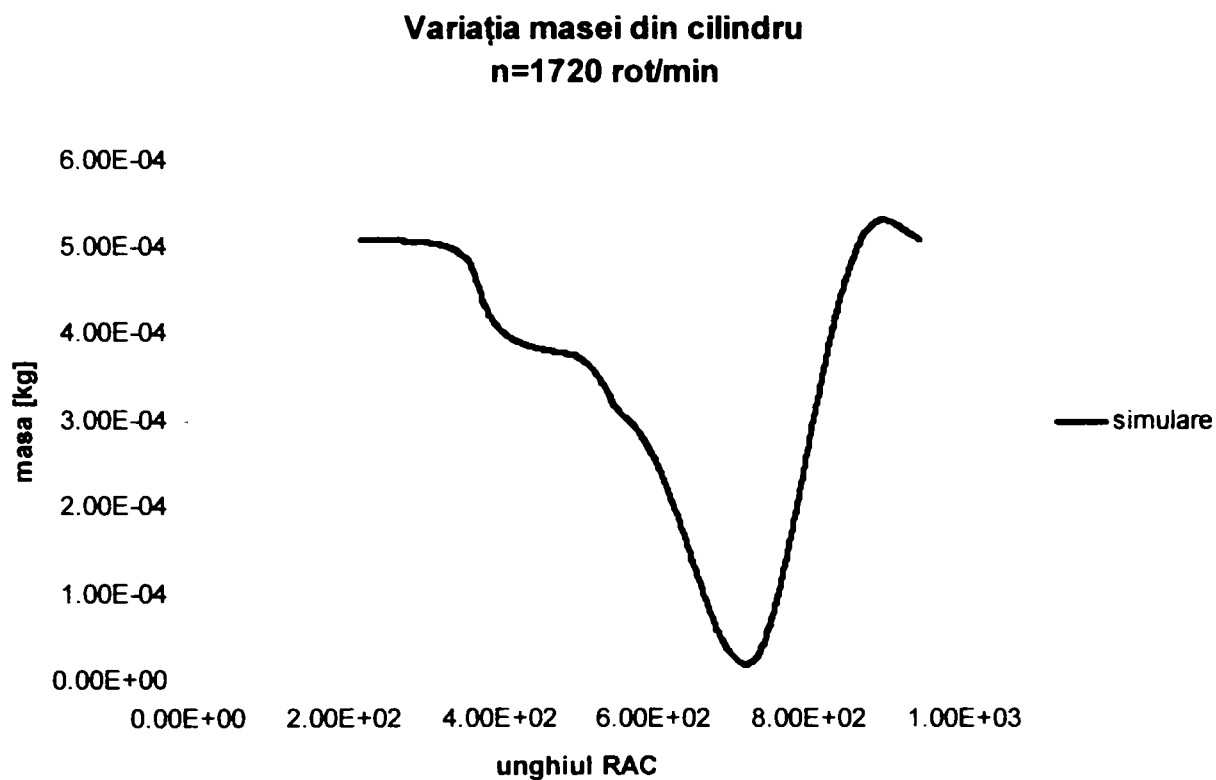


**Fig.223 Viteza de degajare a căldurii**

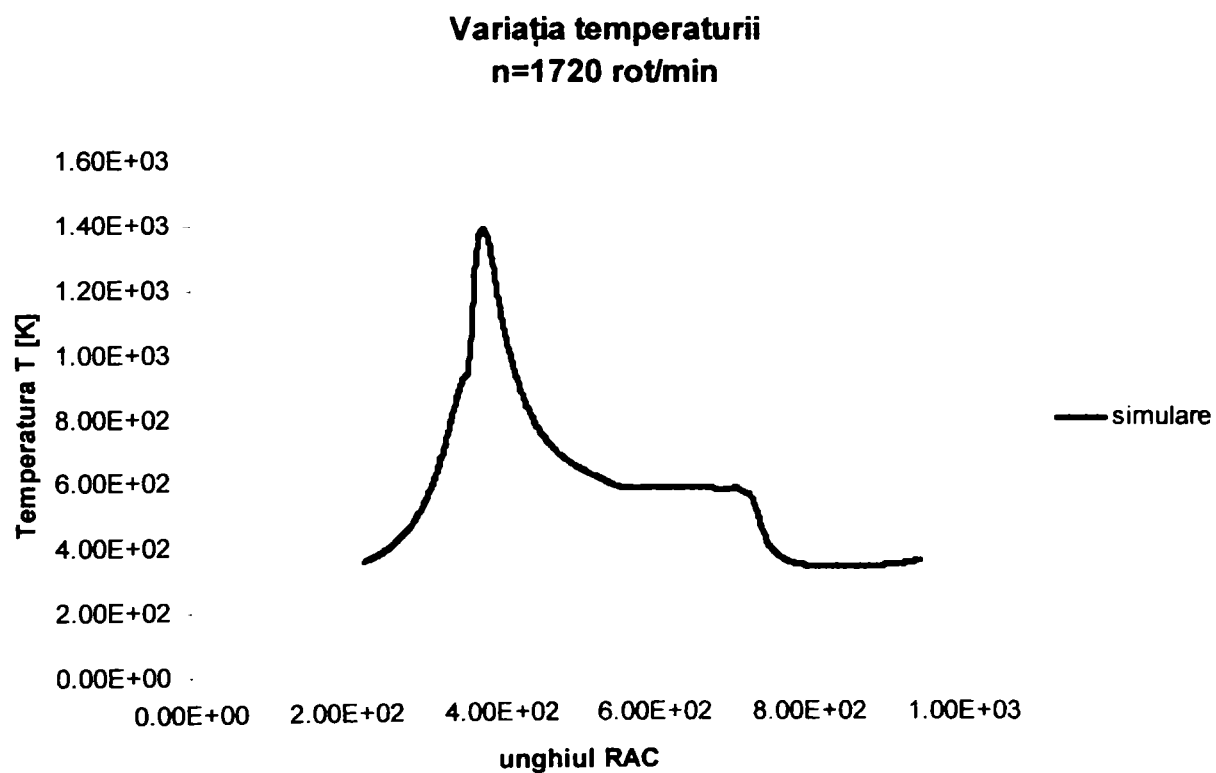
**Variația coeficientului excesului de aer  
n=1720 rot/min**



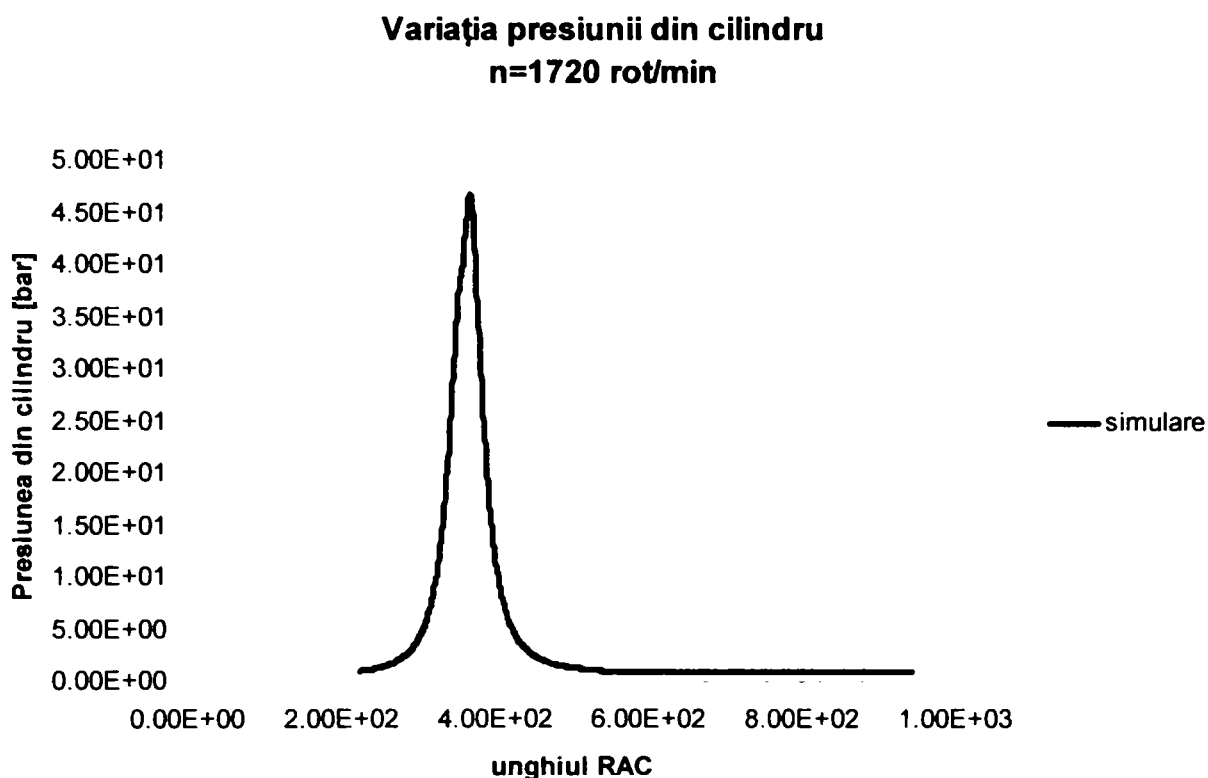
**Fig.224 Variația coeficientului excesului de aer la segmentii noi**



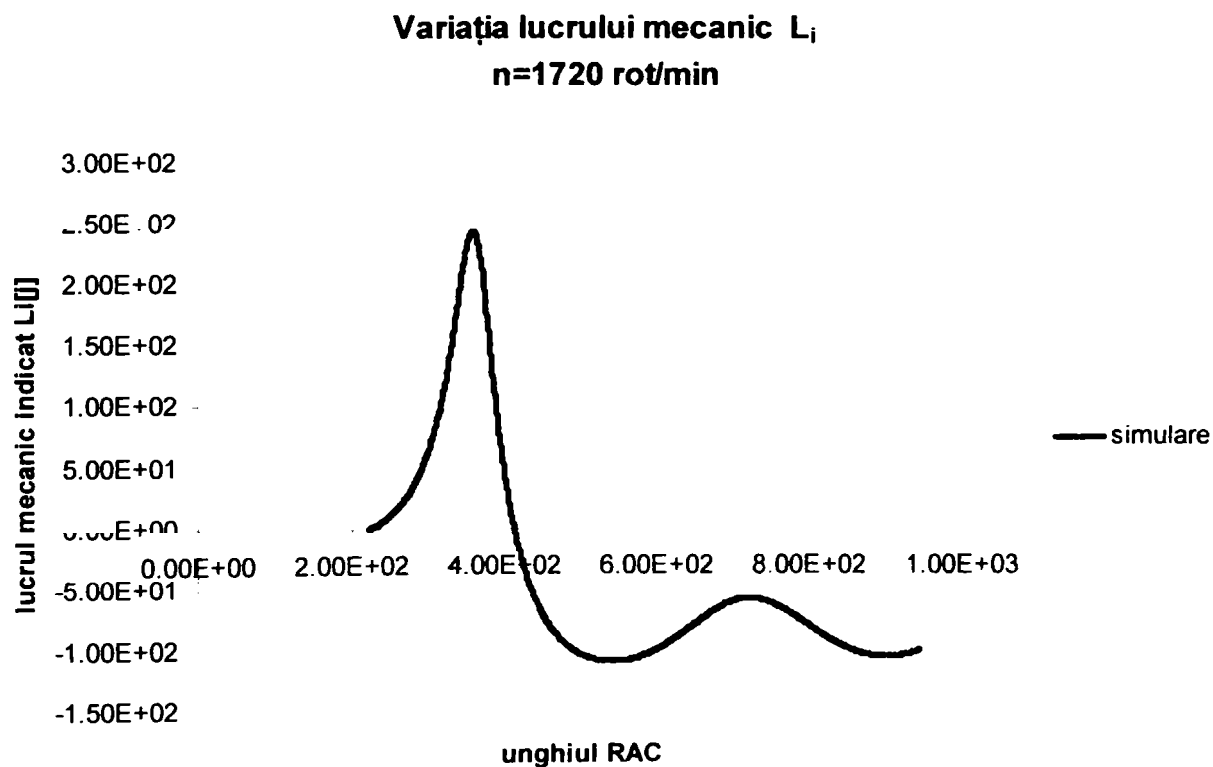
**Fig.225 Variația masei aerului din cilindru la segmentii noi**



**Fig.226 Variația temperaturii din cilindru la segmentii noi**



**Fig.227 Variația presiunii cilindru la segmentii noi**

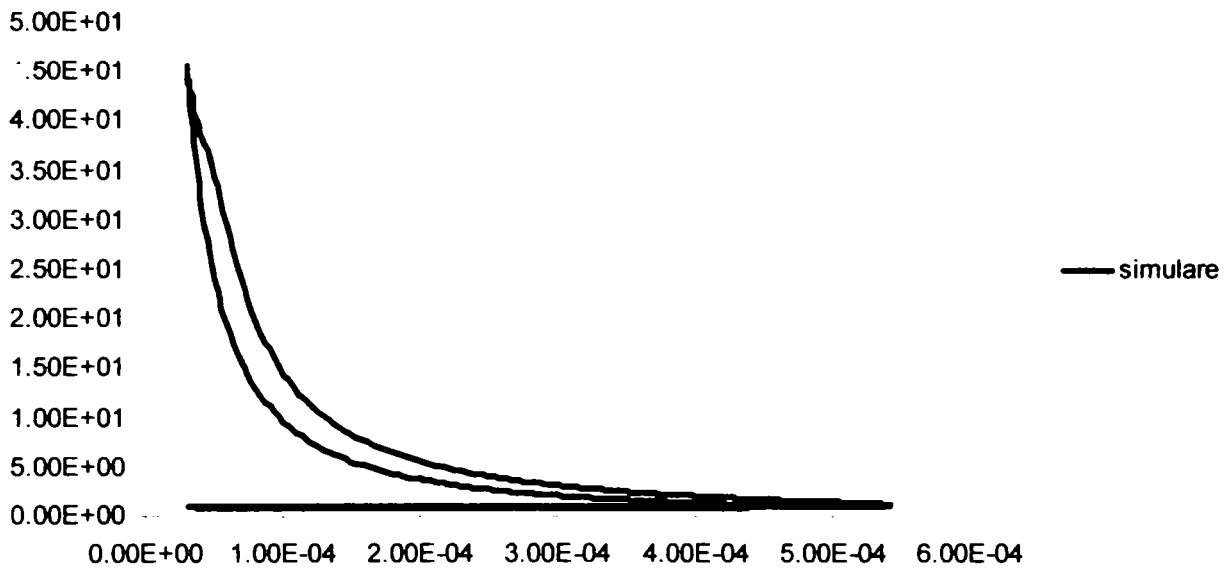


**Fig.228 Variația lucrului mecanic indicat din la segmentii noi**

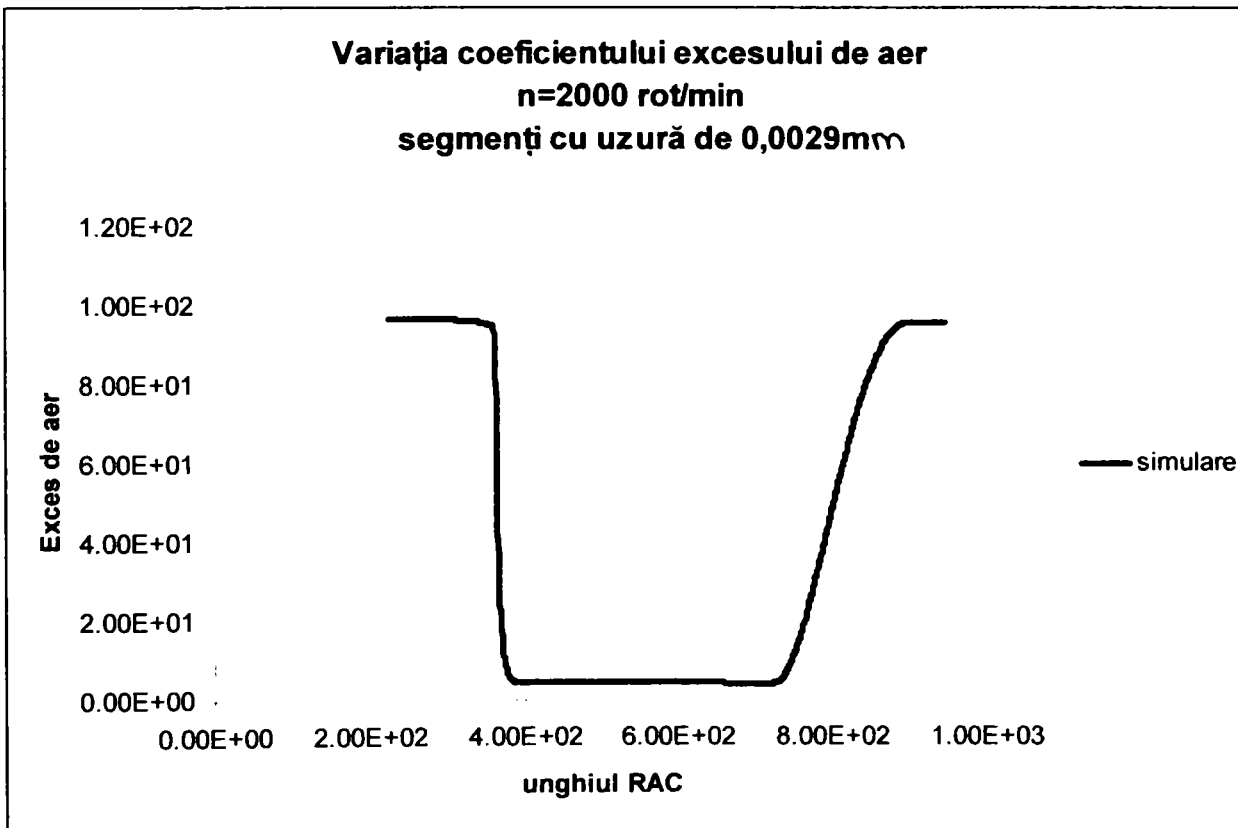
**Cazul setului de segmenti cu uzură de 0,0029mm**

- simulare la turația n=2000 rot/min

**Diagrama p-v  
n=2000 rot/min  
segmenti cu uzura de 0,0029mm**



**Fig.229 Diagrama indicată segmenti cu uzura de 0,0029mm**



**Fig.230 Variația coeficientului excesului de aer la segmentii noi**

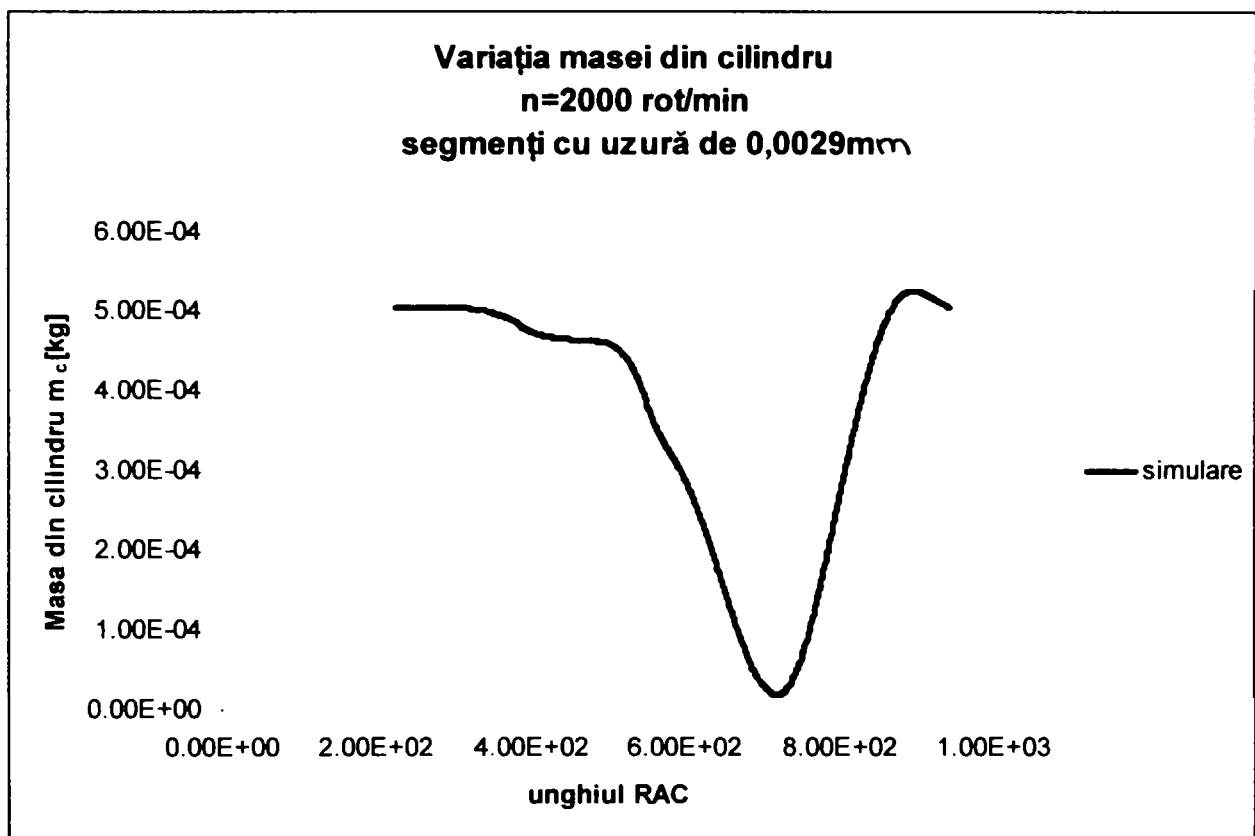


Fig.231 Variația masei aerului din cilindru la segmentii noi

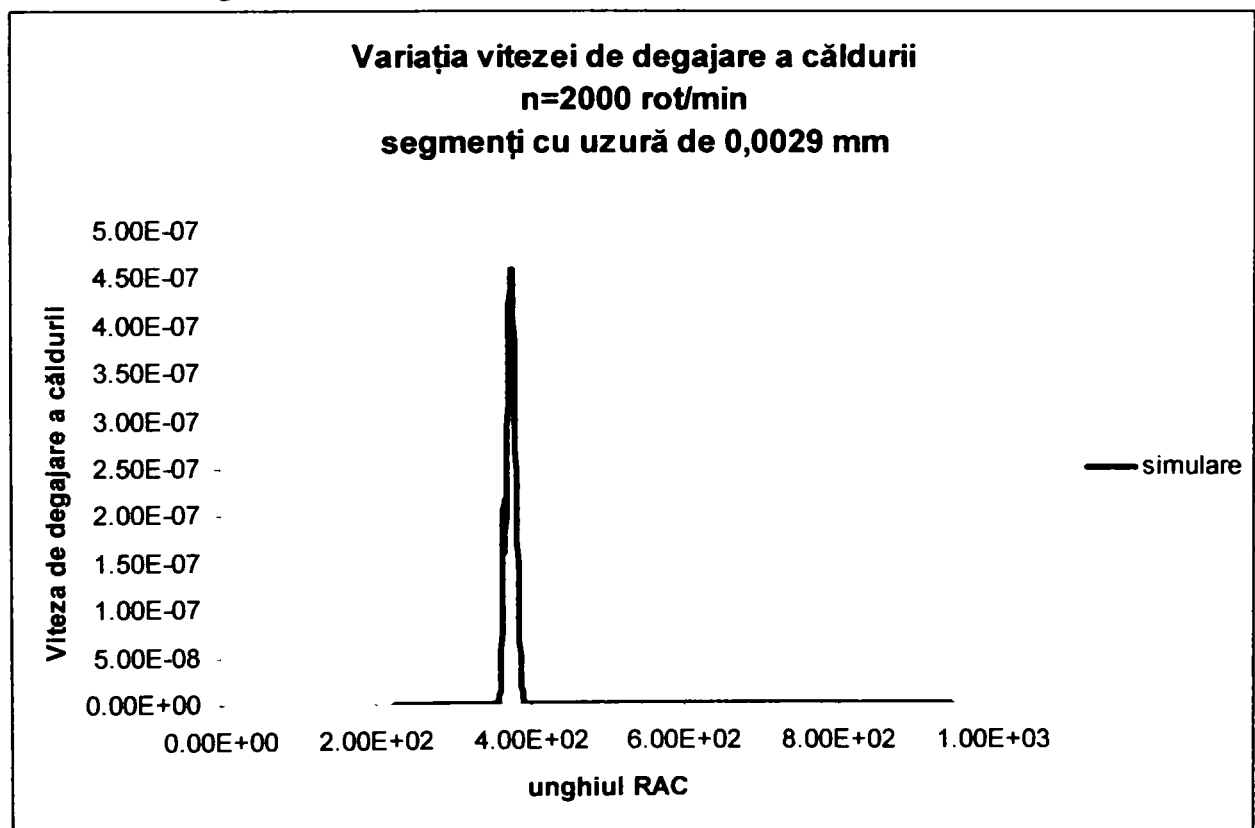


Fig.232 Variația vitezei de degajare a căldurii din cilindru la segmentii noi



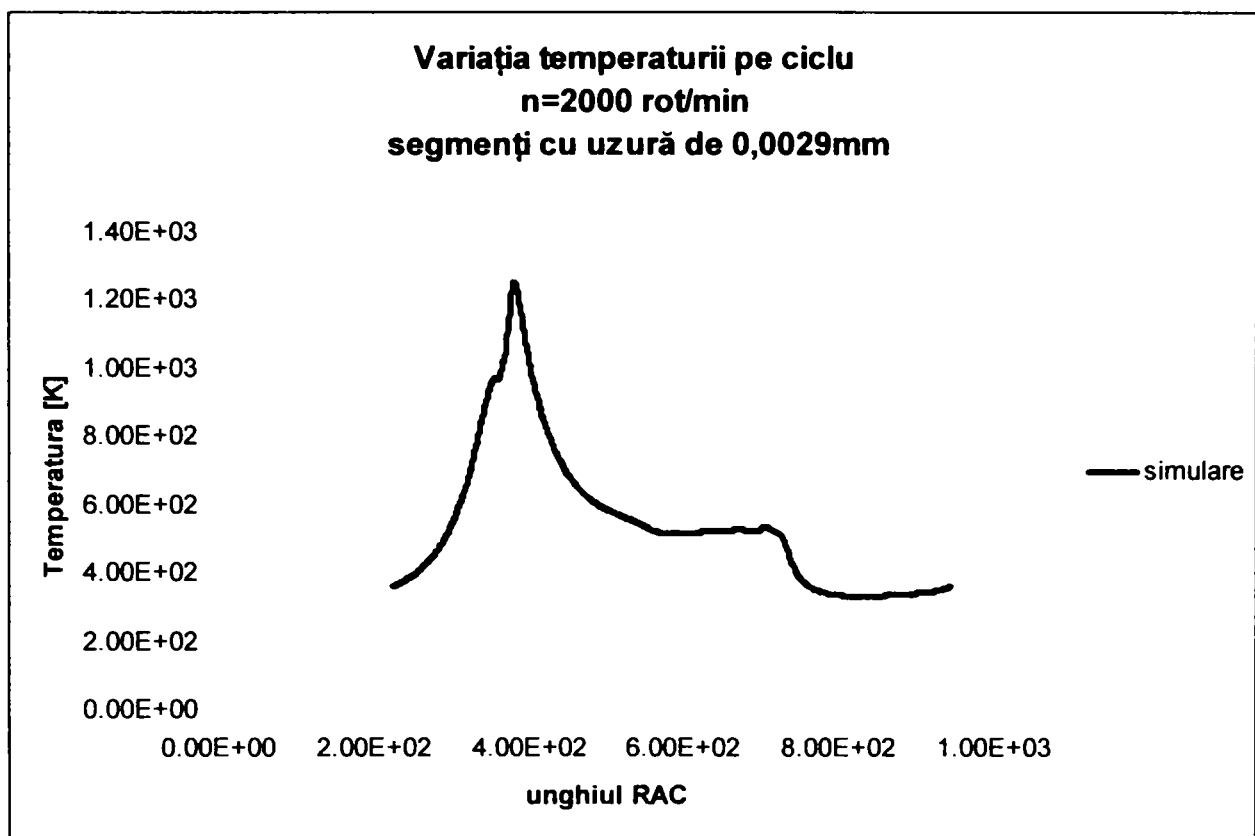


Fig.233 Variația temperaturii din cilindru la segmentii noi

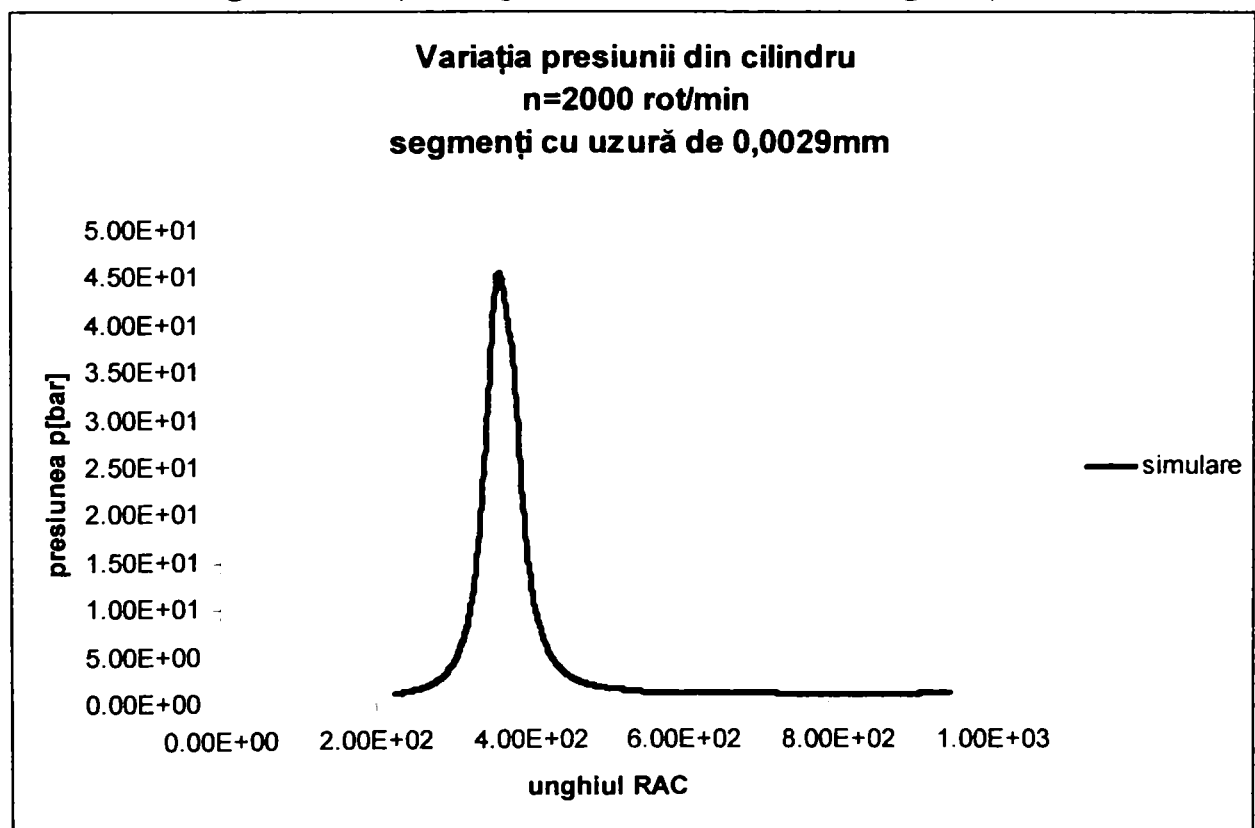


Fig.234 Variația presiunii cilindru la segmentii noi

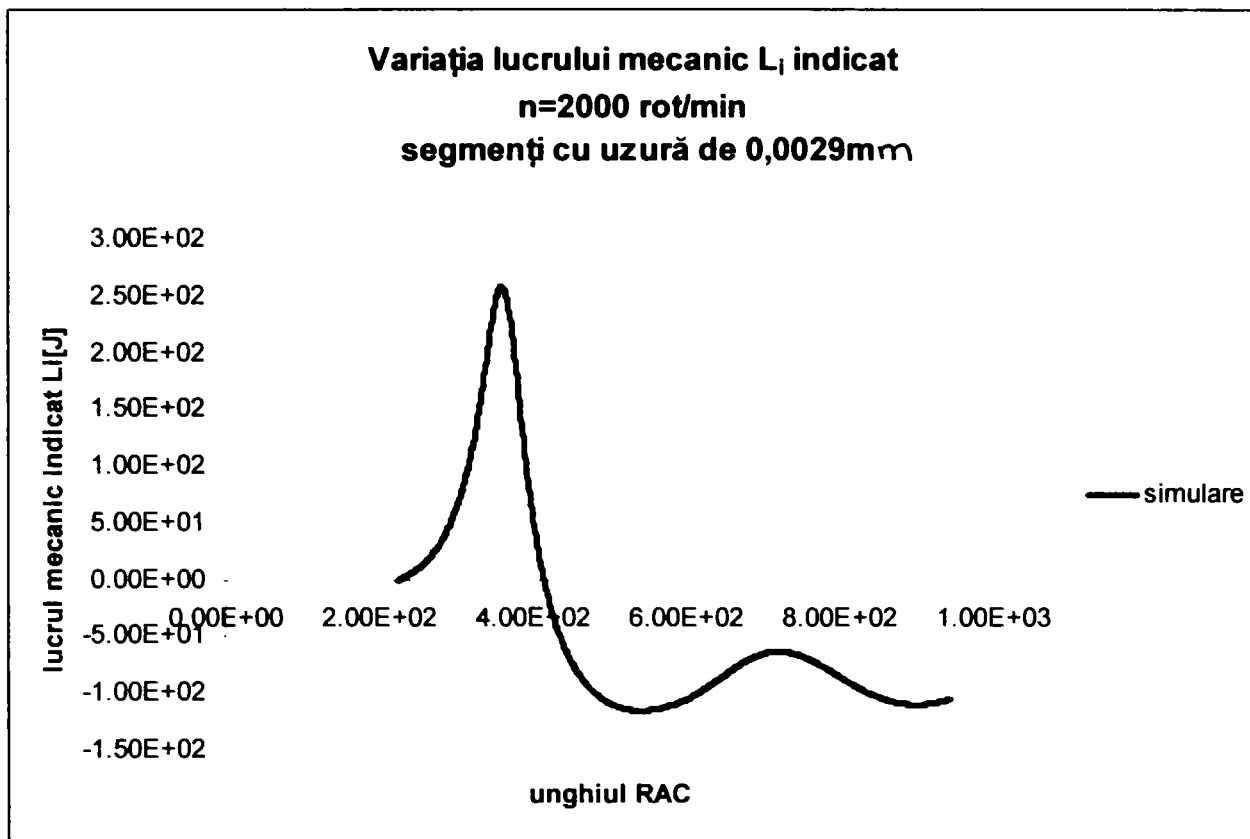


Fig.235 Variația lucrului mecanic indicat din la segmentii noi

**Juxtapunere simulare-achiziție (real)**

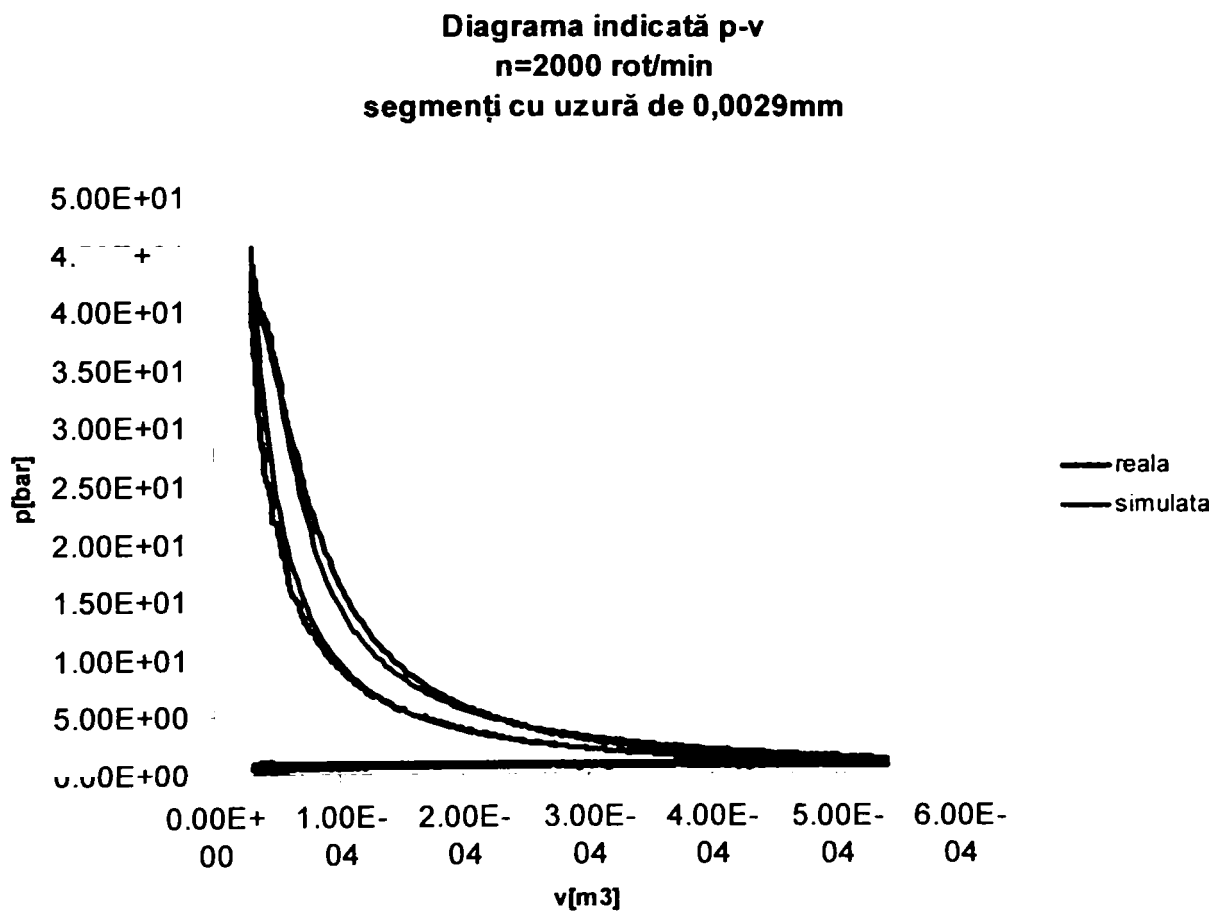
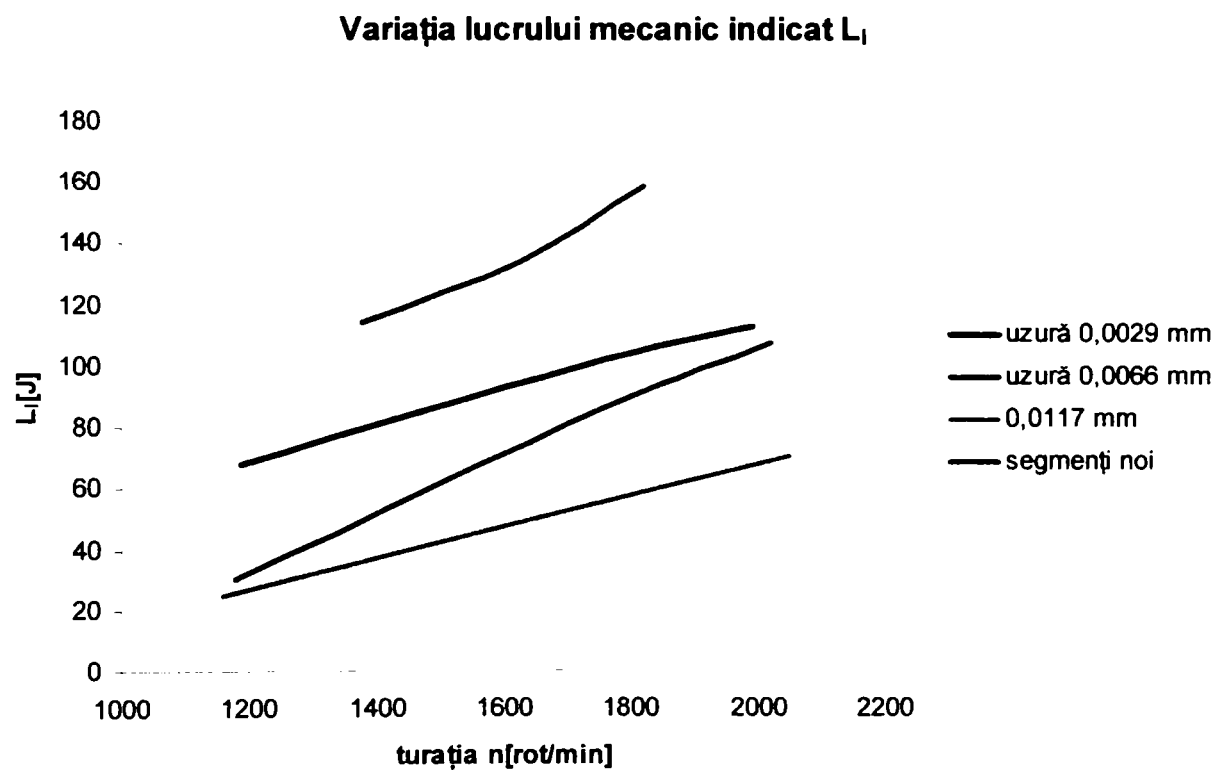


Fig.236 Diagrama indicată

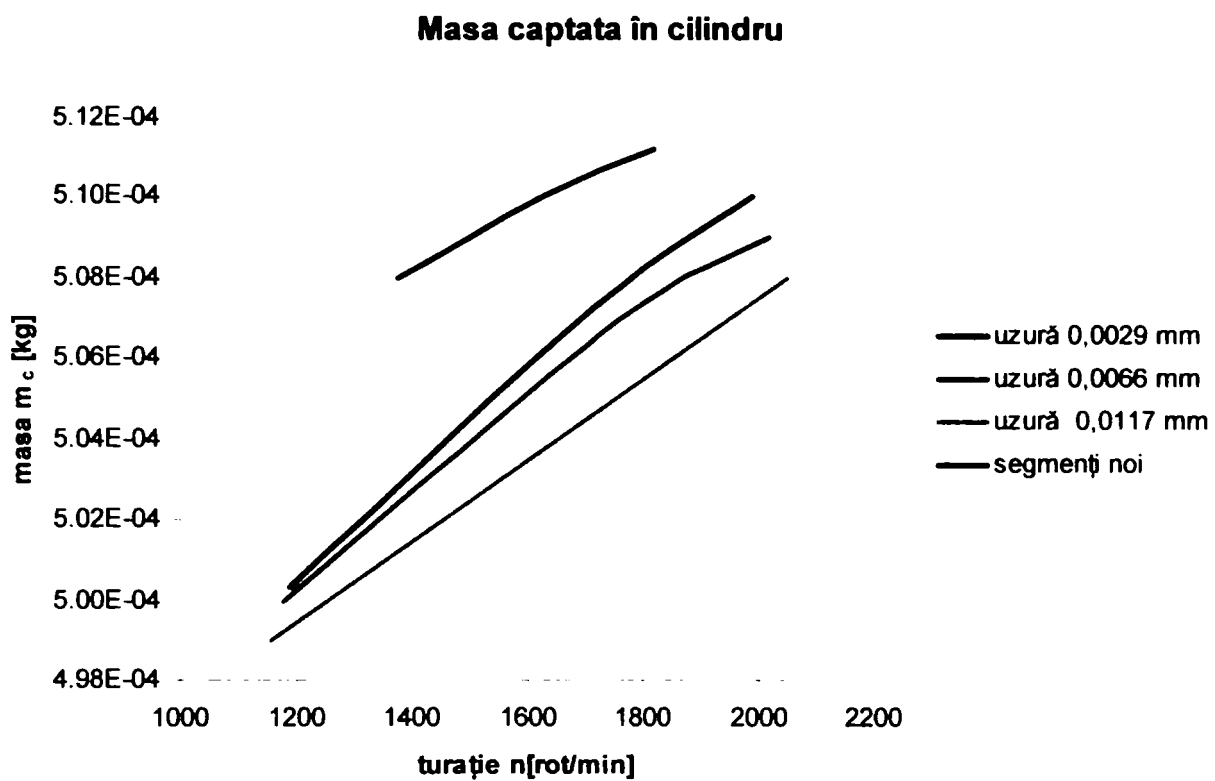
Evoluția pierderilor din camerele de ardere datorită uzurii acestora sunt apreciate prin comparația variației lucrului mecanic indicat funcție de turația motorului (figura 237). Se observă o reducere a acestuia cu creșterea uzurilor datorită pompajului din cilindru, dar cu tendința de creștere odată cu turația.

Masa captată în cilindru are tendința de scădere odată cu creșterea uzurilor (figura..)

Evoluția coeficientului excesului de aer este importantă din punct de vedere a formării amestecului respectiv a arderii, dar mai ales prin evoluția acestuia față de noxele ce se formează. La creșterea uzurilor coeficientul global a excesului de aer scade (figura..,figura..), având ca și consecință creșterea gradului de fum (figura..)

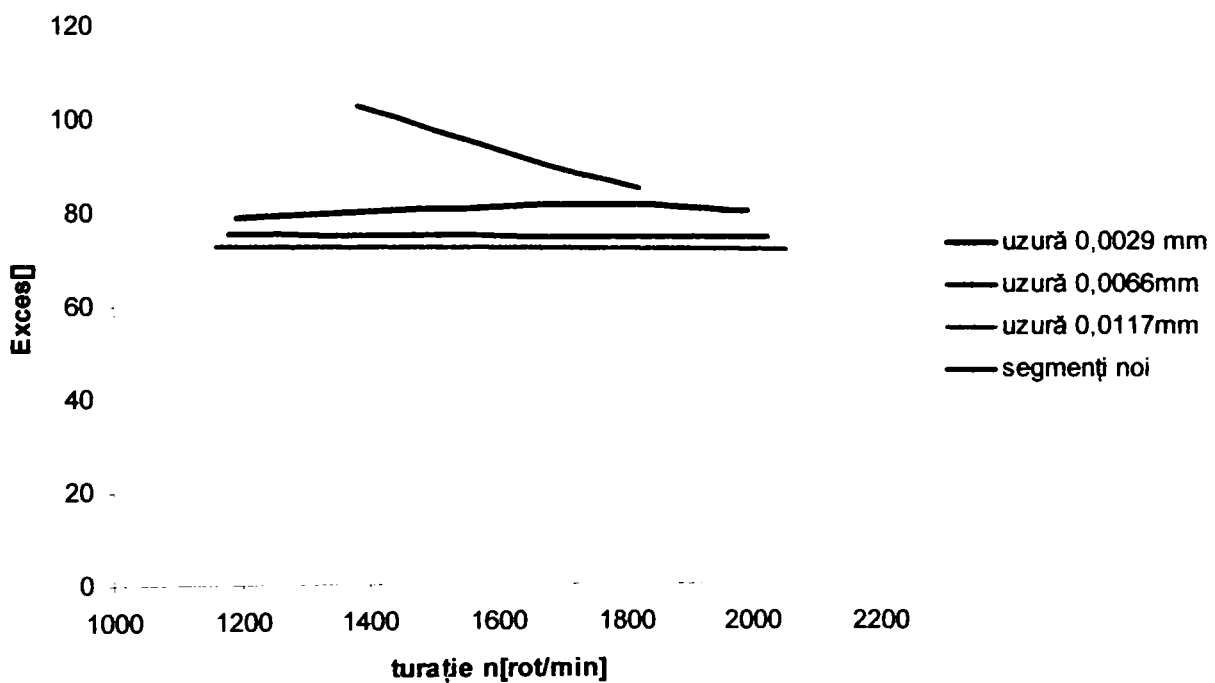


**Fig.237 Variația lucrului mecanic indicat funcție de turație în cazurile de uzură pentru caracteristica de mers în gol**



**Fig.238 Variația masei din cilindru funcție de uzură**

**Variația coeficientului excesului de aer inițial din cilindru**



**Fig.239 Variația coeficientului excesului de aer inițial funcție de turație**

Variația coeficientului excesului de aer global din cilindru

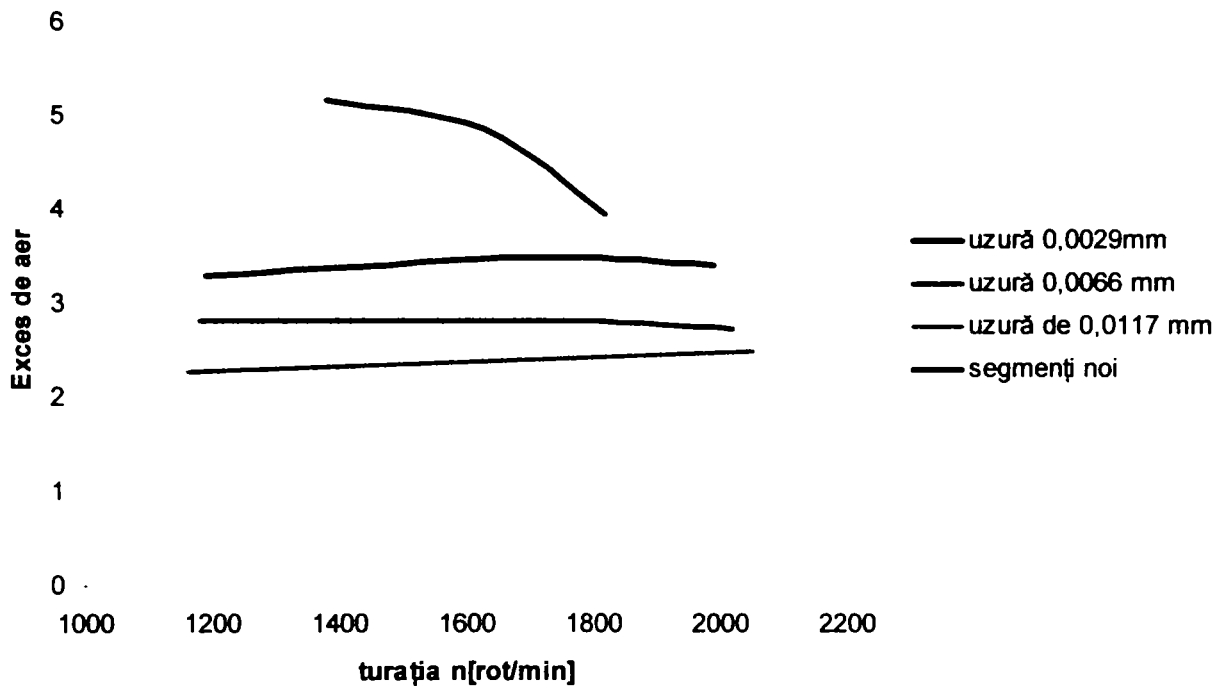


Fig.240 Variația coeficientului excesului de aer global funcție de turație

Variația gradului de fum la caracteristica de mers în gol

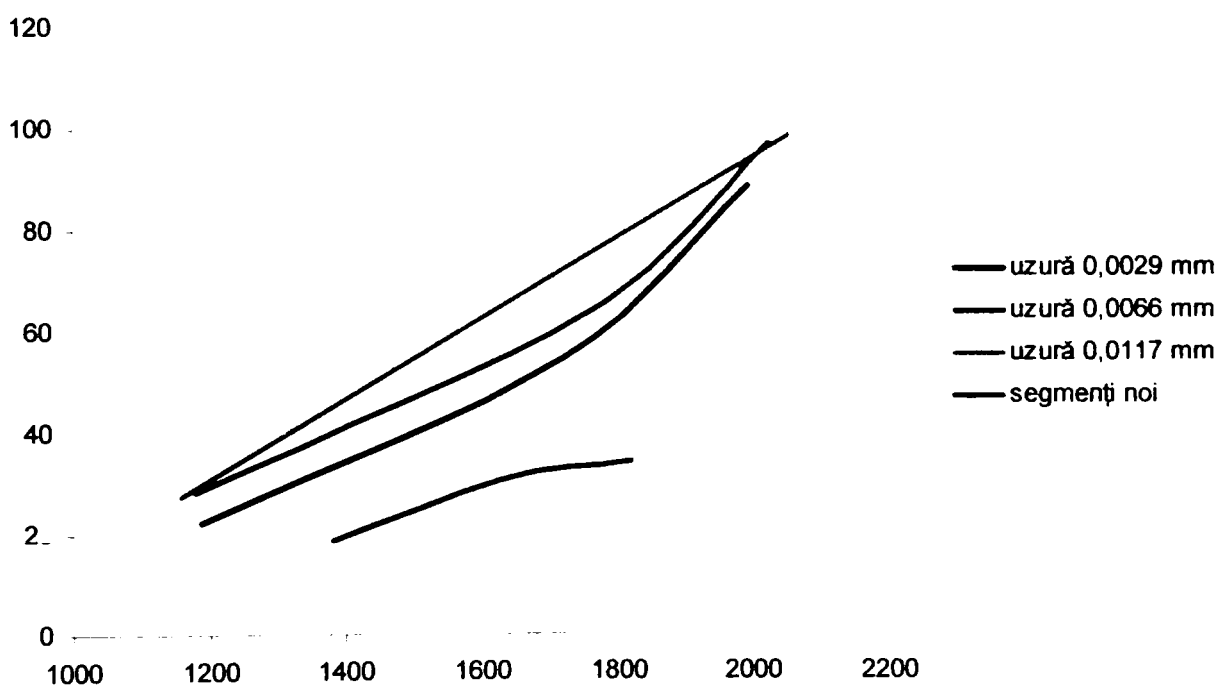


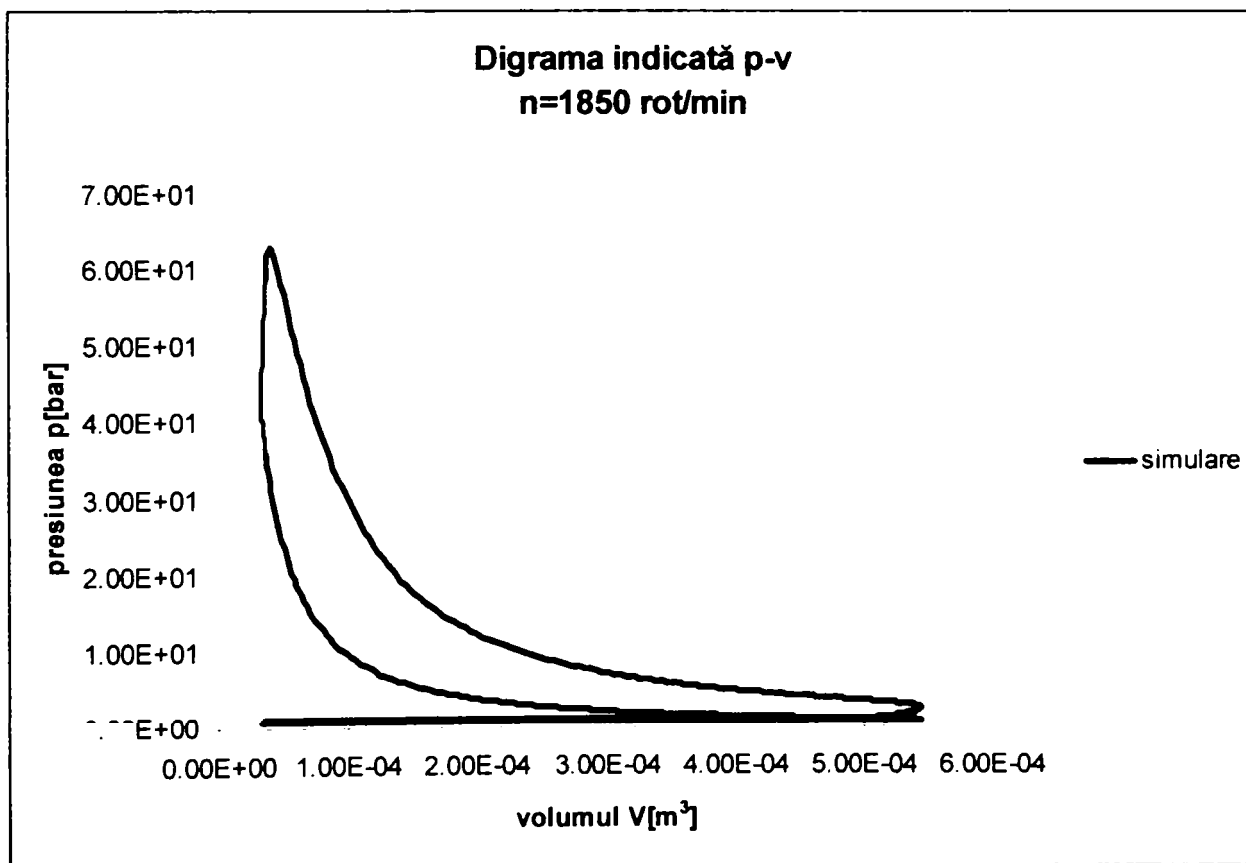
Fig.241 Evoluția gradului de fum funcție de turație la caracteristica de mers în gol

## 7.2.COMPARAȚIE A DATELOR REALE/ACHIZIȚIONATE CU DATELE OBTINUTE PRIN SIMULARE LA FUNCȚIONAREA MOTORULUI LA REGIMUL DE REGLATOR DE TURAȚIE LA SARCINĂ PARȚIALĂ

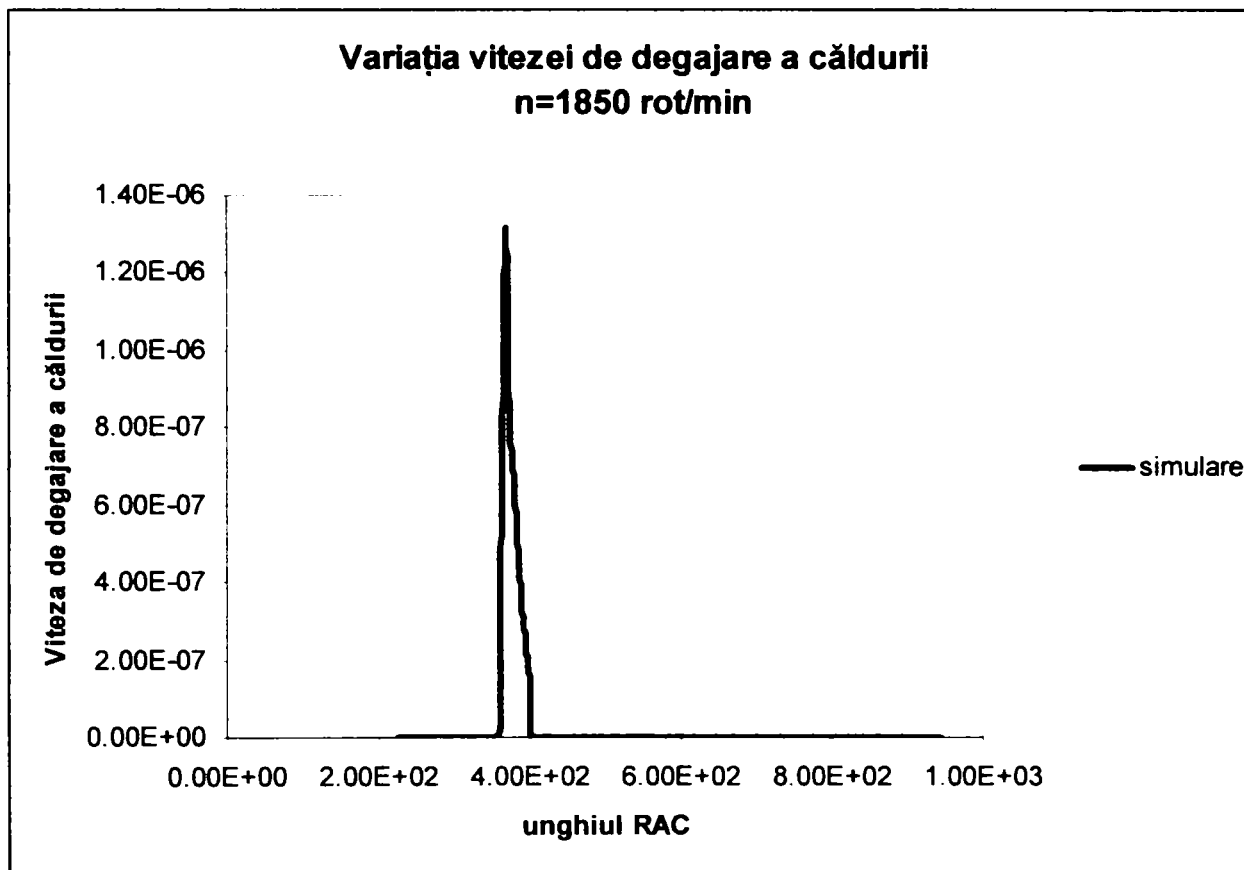
Achiziția de date din camera de ardere a fost realizată și în cazul caracteristicii de regulator de turație la sarcină parțială. S-a ridicat în cazul simulării pentru aceeași doză ciclică și aceeași turație, diagrama indicată p-v (figura 242), variația vitezei de degajare a căldurii (figura 243), variația masei din cilindru (figura 244), variația coeficientului excesului de aer (figura 245), variația presiunii din cilindru (figura 247), variația temperaturii din cilindru (figura 246) respectiv variația lucrului mecanic indicat (figura 248). Datele achiziționate au fost prezentate în figurile 249-250), iar juxtapunerea între datele achiziționate cu datele obținute din simulare este prezentată în figura 251.

### Cazul setului de segmente noi

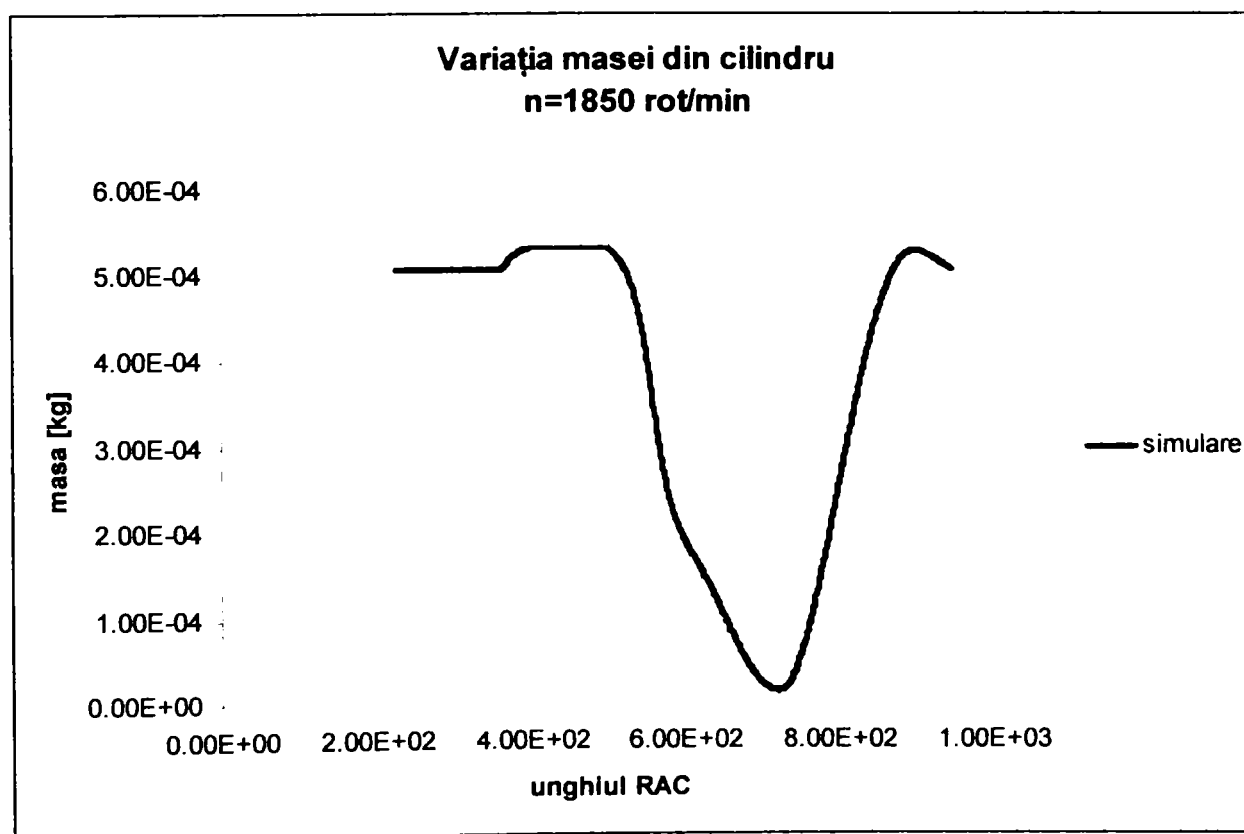
- Simulare la turația  $n=2000$  rot/min



**Fig.242**Diagrama indicată segmente noi



**Fig.243** Variația vitezei de degajare a căldurii la segmenții noi



**Fig.244** Variația masei aerului din cilindru la segmenții noi

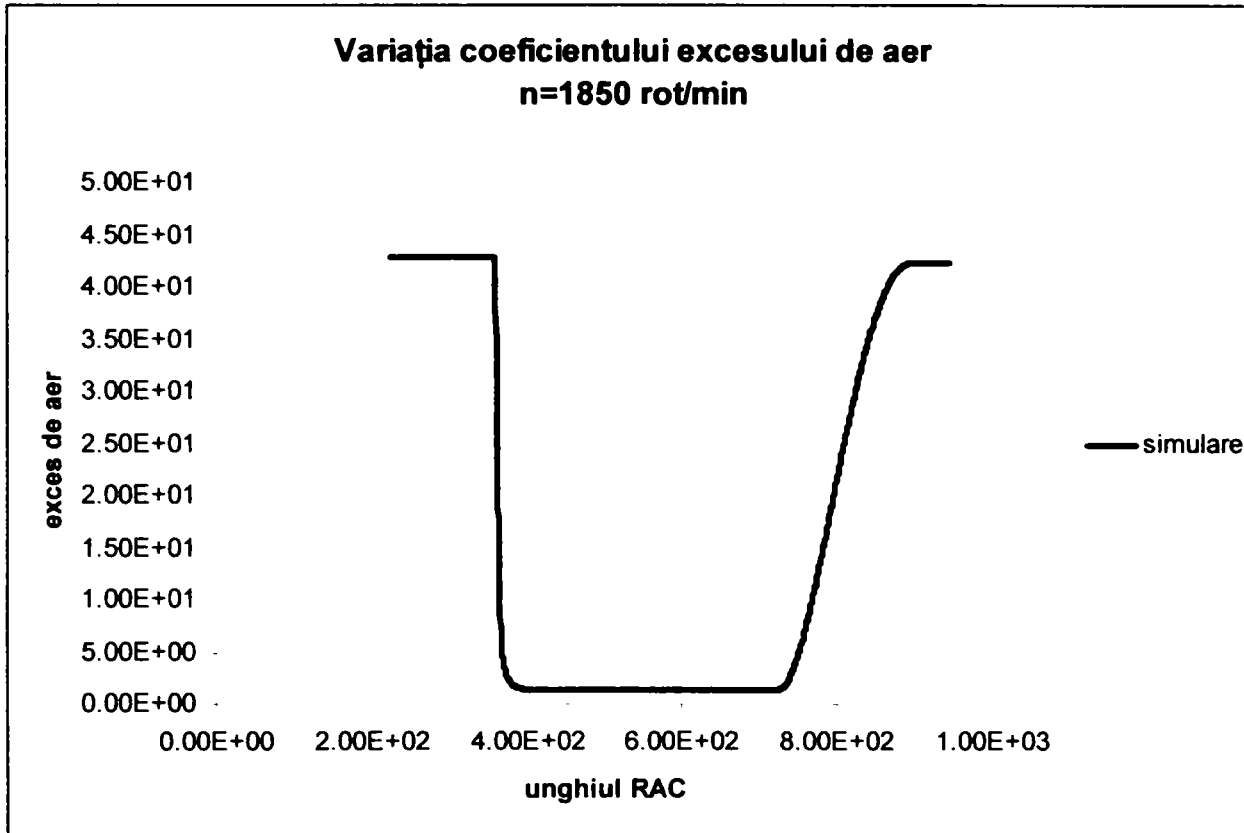


Fig.245 Variația coeficientului excesului de aer din cilindru la segmentii noi

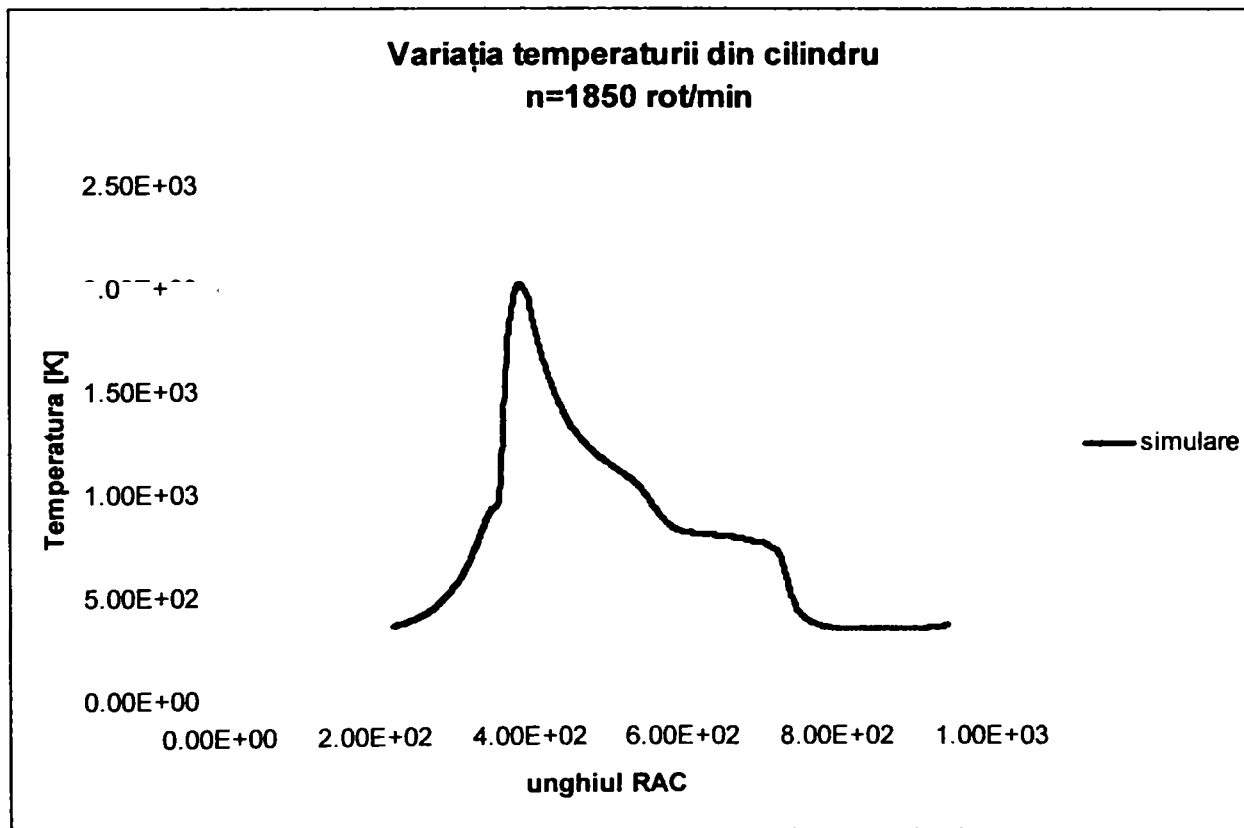
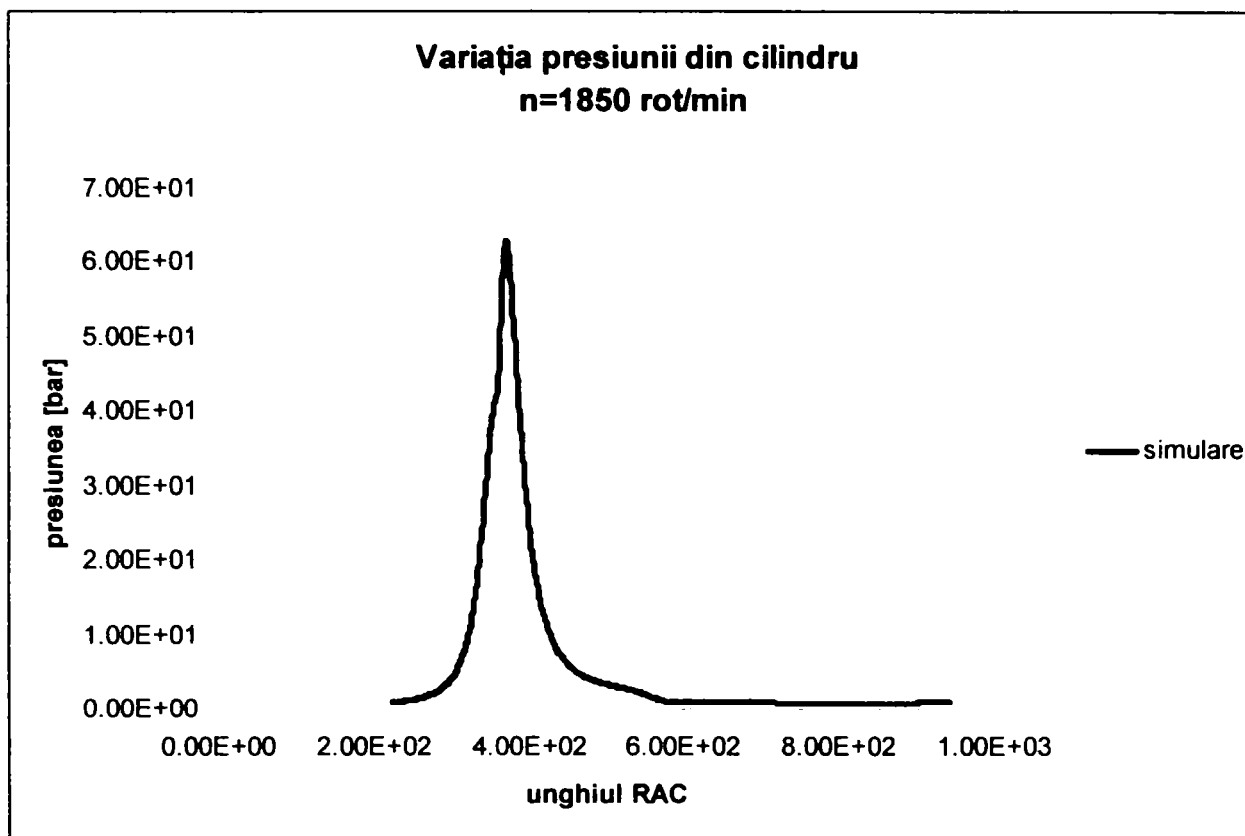
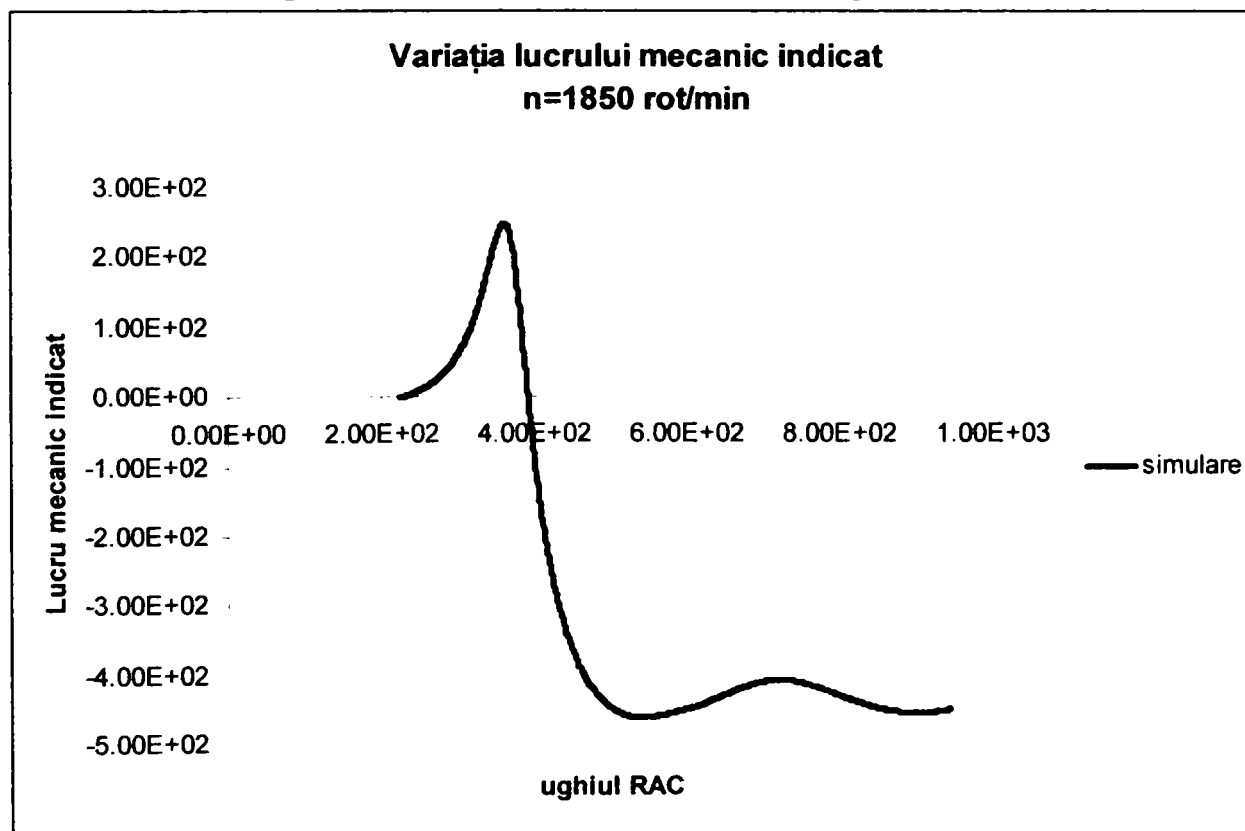


Fig.246 Variația temperaturii din cilindru la segmentii noi





**Fig.247 Variația presiunii cilindru la segmentii noi**



**Fig.248 Variația lucrului mecanic indicat din la segmentii noi**

- Achiziție (real) la turația  $n=1850$  rot/min

Variația presiunii din cilindru  
 $n=1850$  rot/min

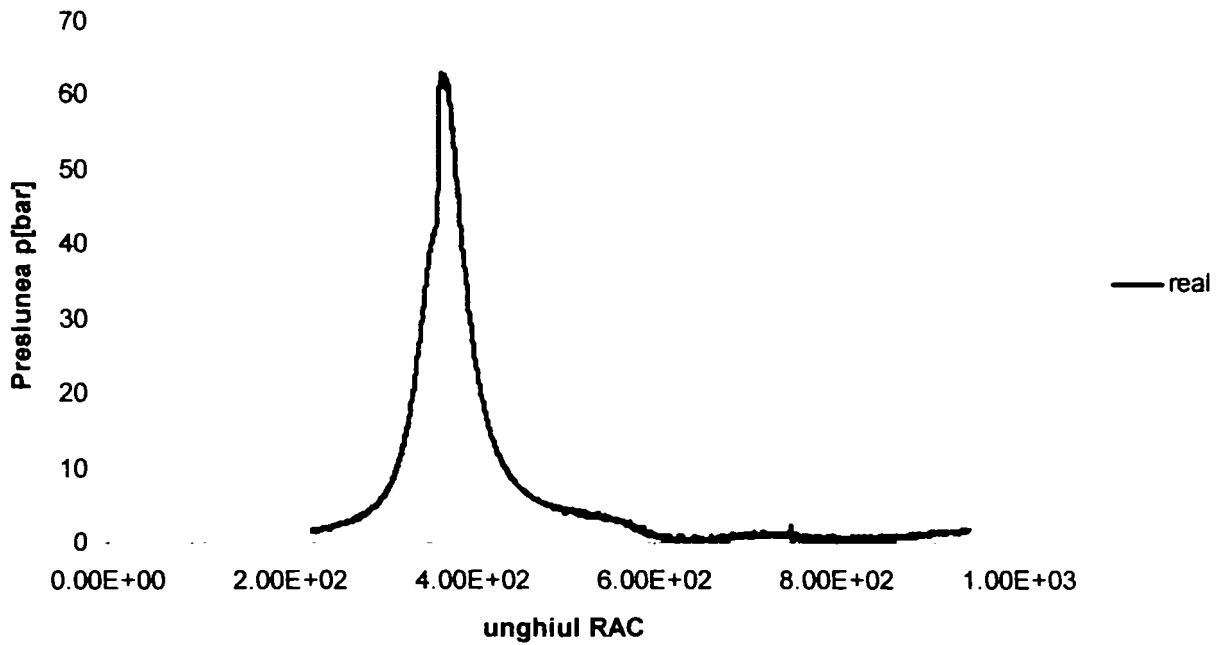


Fig.249 Variația presiunii cilindru la segmentii noi

Diagrama indicata p-v  
 $n=1850$  rot/min  
caracteristica de regulator de turație la sarcină  
parțială

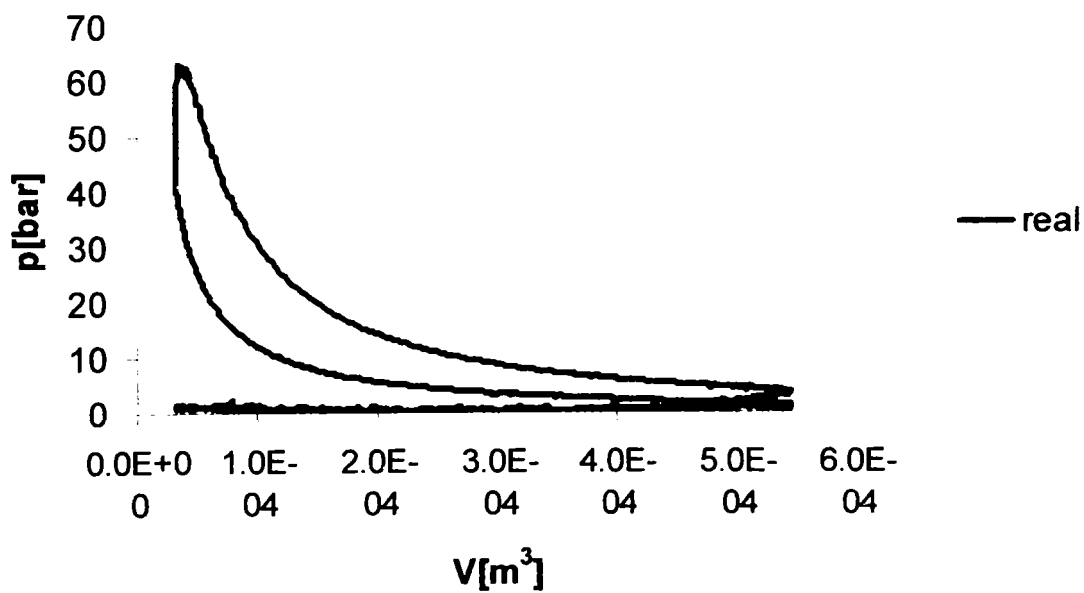
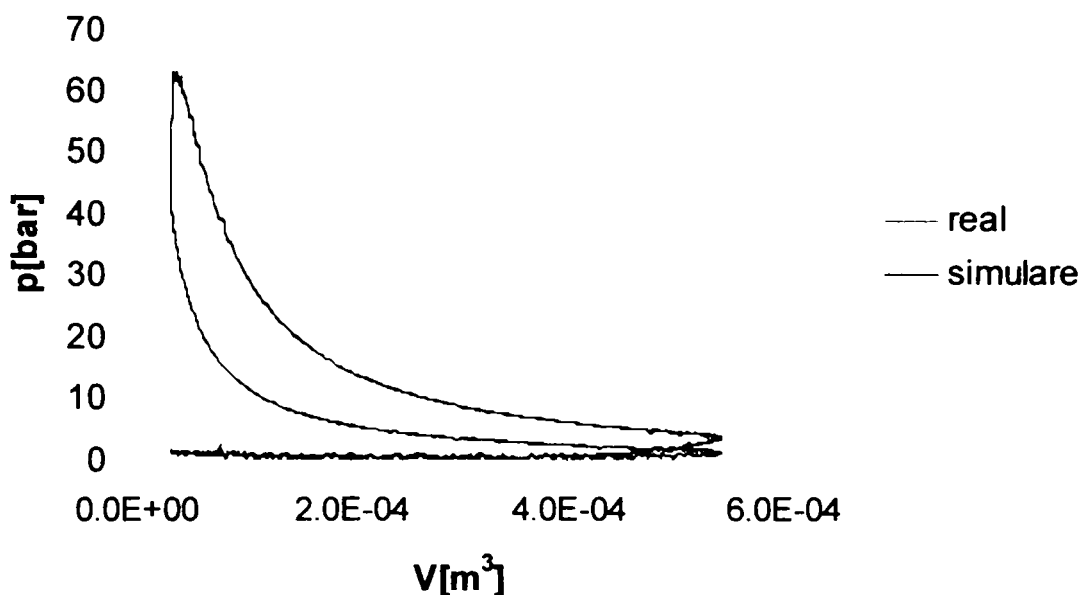


Fig.250 Diagrama indicată segmentii noi  
Juxtapunere simulare-achiziție (real)

**Diagrama indicata p-v  
n=1850 rot/min  
caracteristica de regulator de turație la sarcină  
parțială**



**Fig.251 Diagrama indicată**

Juxtapunerea dintre datele achiziționate cu cele simulate la un grad de incertitudine acceptat poate fi verificată și prin datele obținute la frâna motorului.

$$L_i = L_{ef} + L_{imgol} \quad [J]$$

$$P_i = P_{ef} + P_{mgol} \quad [W]$$

unde :

$$P_i = \frac{L_i}{t_c} = \frac{L_i}{\frac{60 \cdot 2}{n}}$$

n-turația motorului [rot/min]

$P_{ef}$  -puterea efectivă obținută la frâna motorului

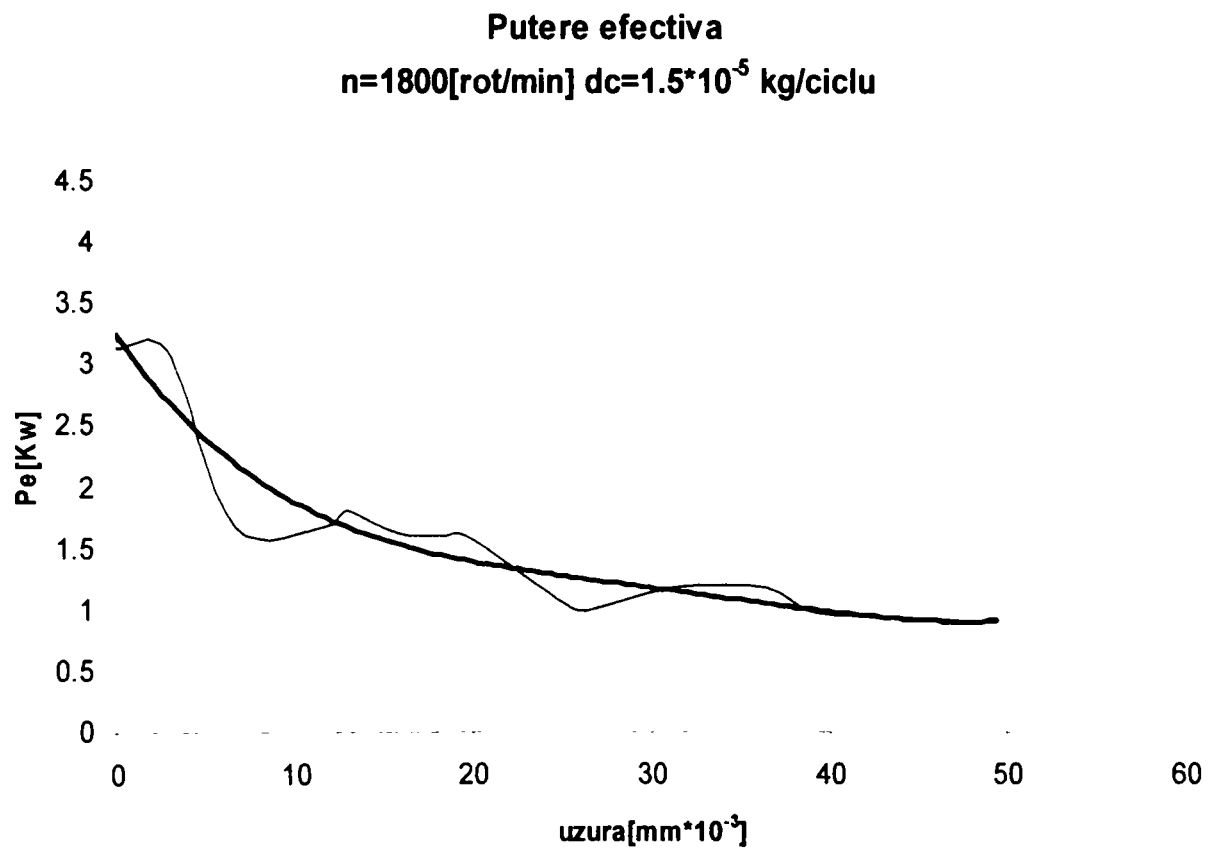
$P_{mgol}$  -pierderile prin frecare a organelor motorului respectiv prin pompaj

Pentru turația  $n=1850$  [rot/min] , se obține  $P_{isimulare} = 6952$  W, iar cea măsurată este de  $P_{imasurat} = 6685$  W, abaterea fiind de sub 3%.

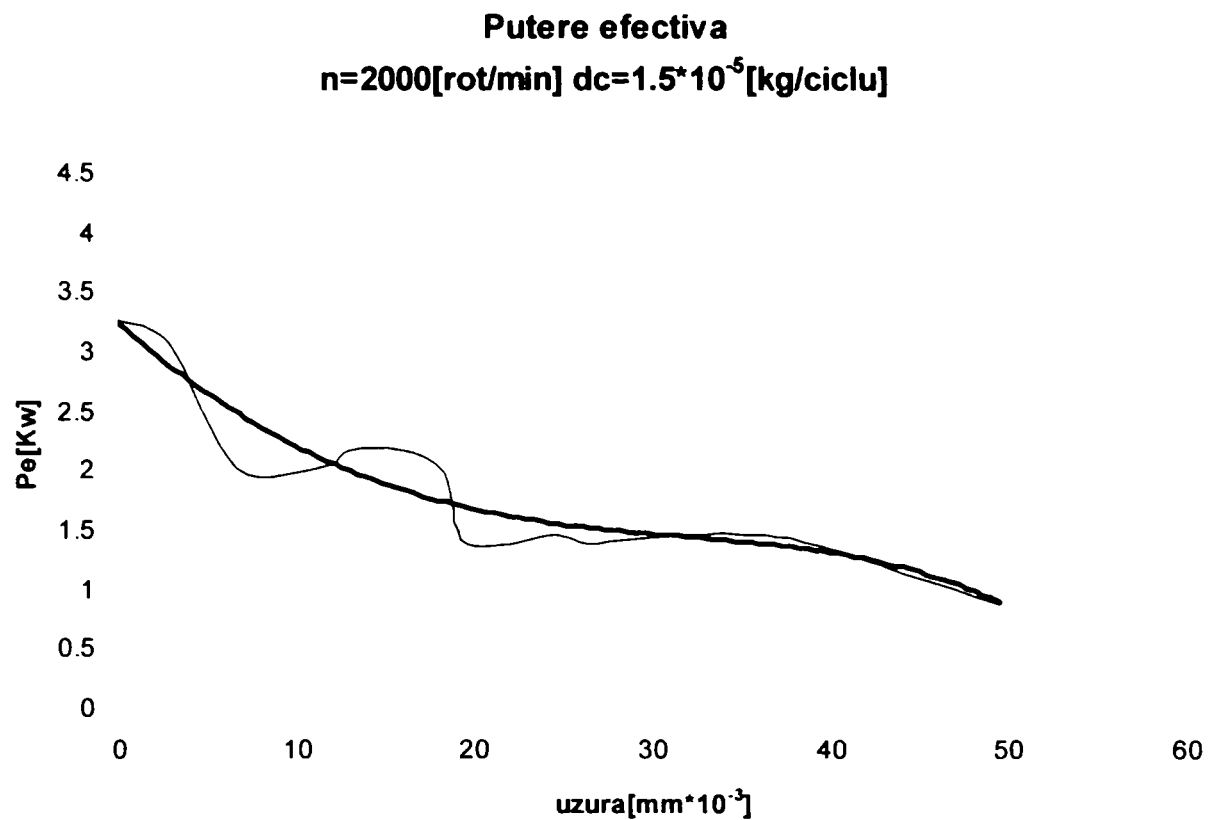
Evoluția pierderilor de putere datorată pierderilor prin neetanșeități s-a realizat prin compararea datelor obținute experimental la aceeași doză ciclică de combustibil pentru diferite regimuri de turație (figurile 252-261.).

Juxtapunerea datelor obținute s-a realizat în figura 262.

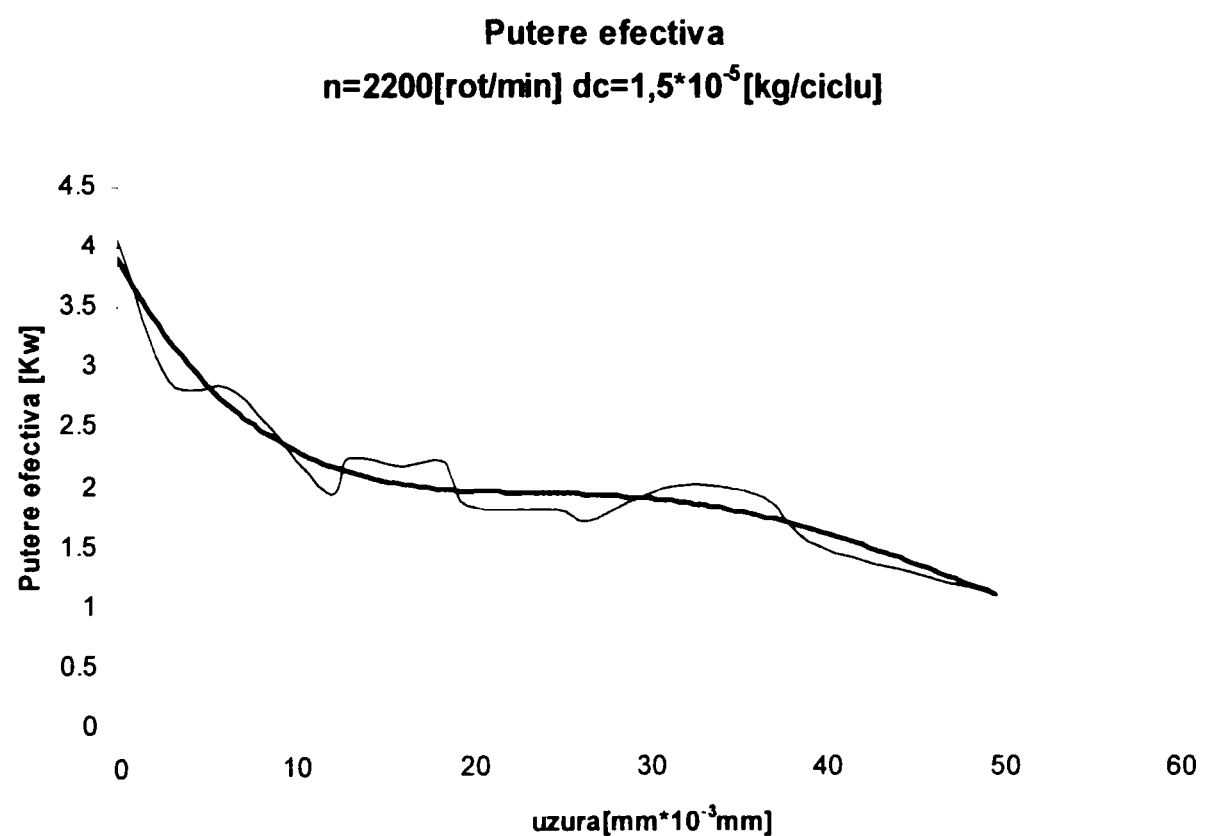
### 1. $dc=1.5 \cdot 10^{-5}$ kg/ciclu



**Fig.252** Variația puterii efective la aceeași turație și doză ciclică funcție de uzură



**Fig.253 Variația puterii efective la aceeași turație și doză ciclică funcție de uzură**



**Fig.254 Variația puterii efective la aceeași turație și doză ciclică funcție de uzură**

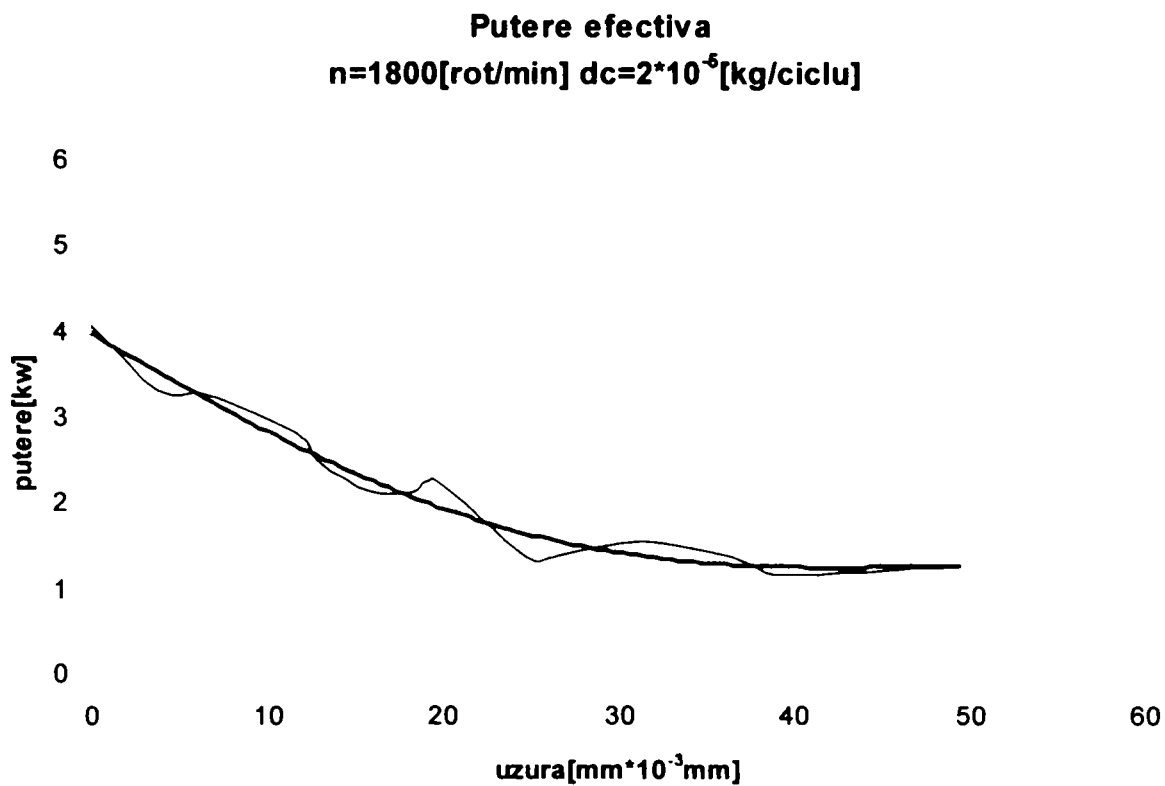
2.  $dc=2 \text{ kg} \cdot 10^{-5} [\text{kg/ciclu}]$ 

Fig.255 Variația puterii efective la aceeași turație și doză ciclică funcție de uzură

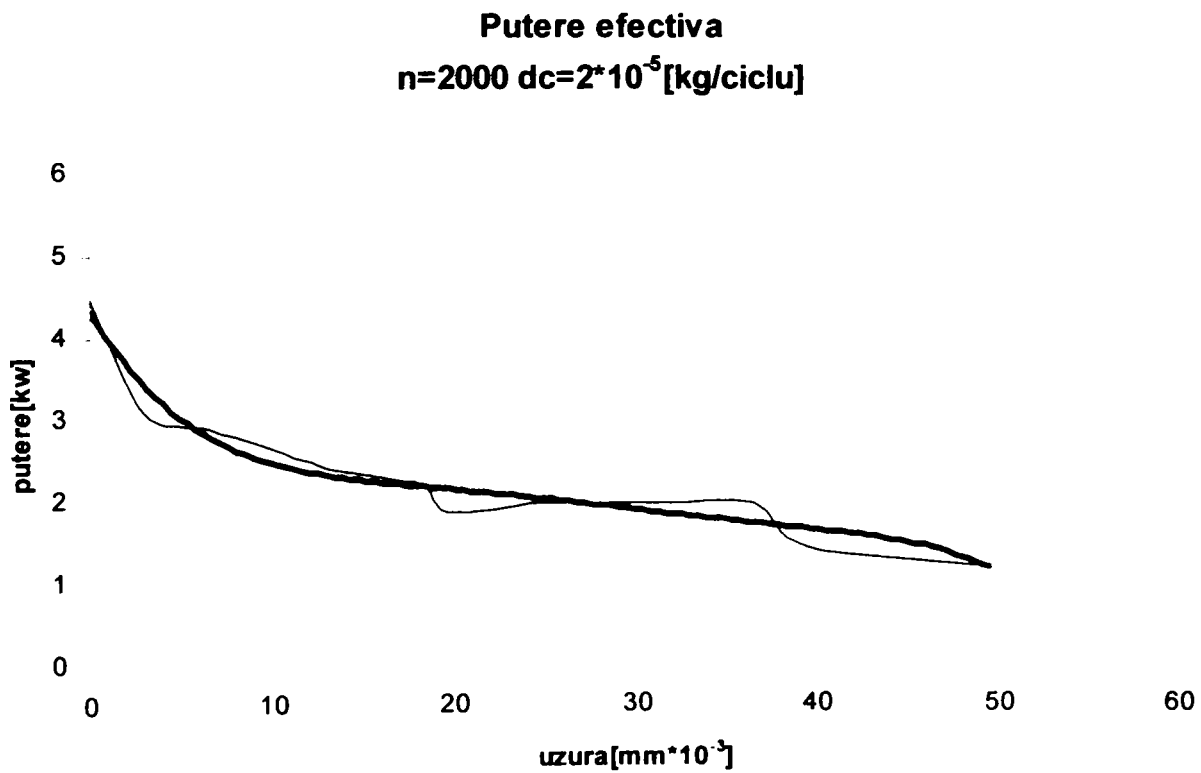


Fig.256 Variația puterii efective la aceeași turație și doză ciclică funcție de uzură

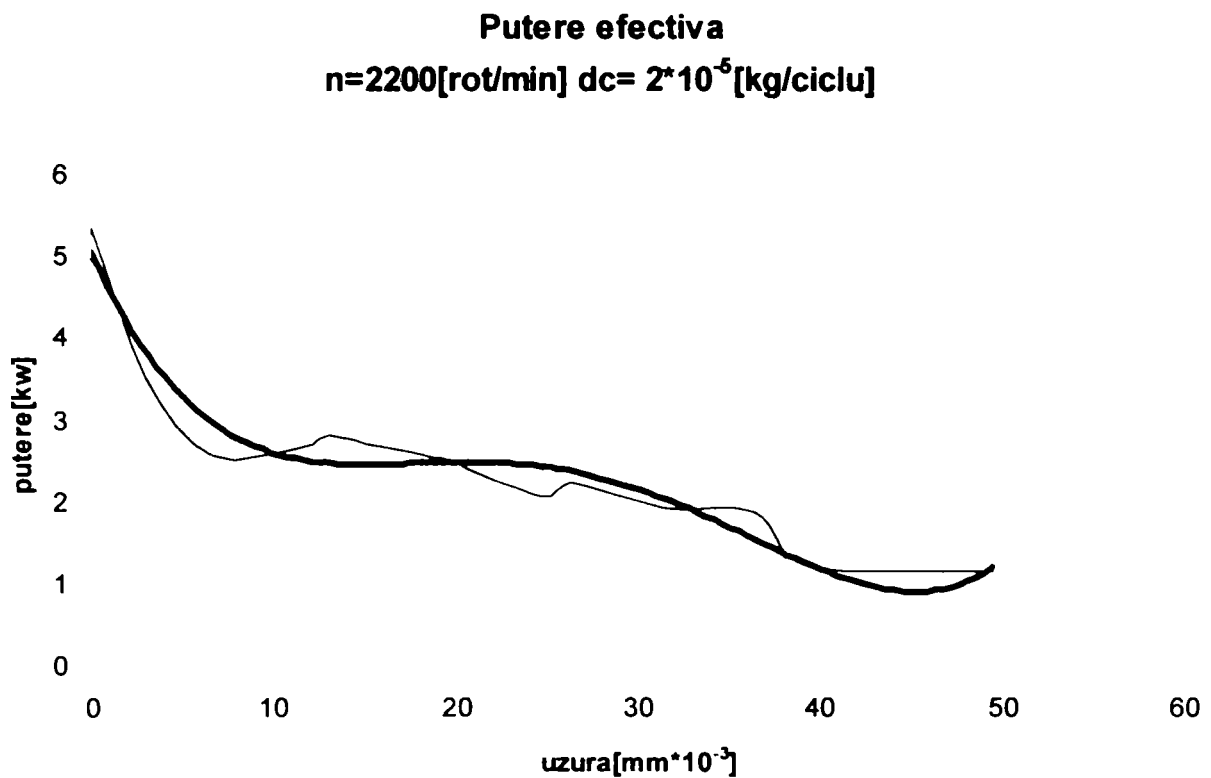


Fig.257 Variația puterii efective la aceeași turație și doză ciclică funcție de uzură

### 3. $dc=2,6 \cdot 10^{-5}$ kg/ciclu

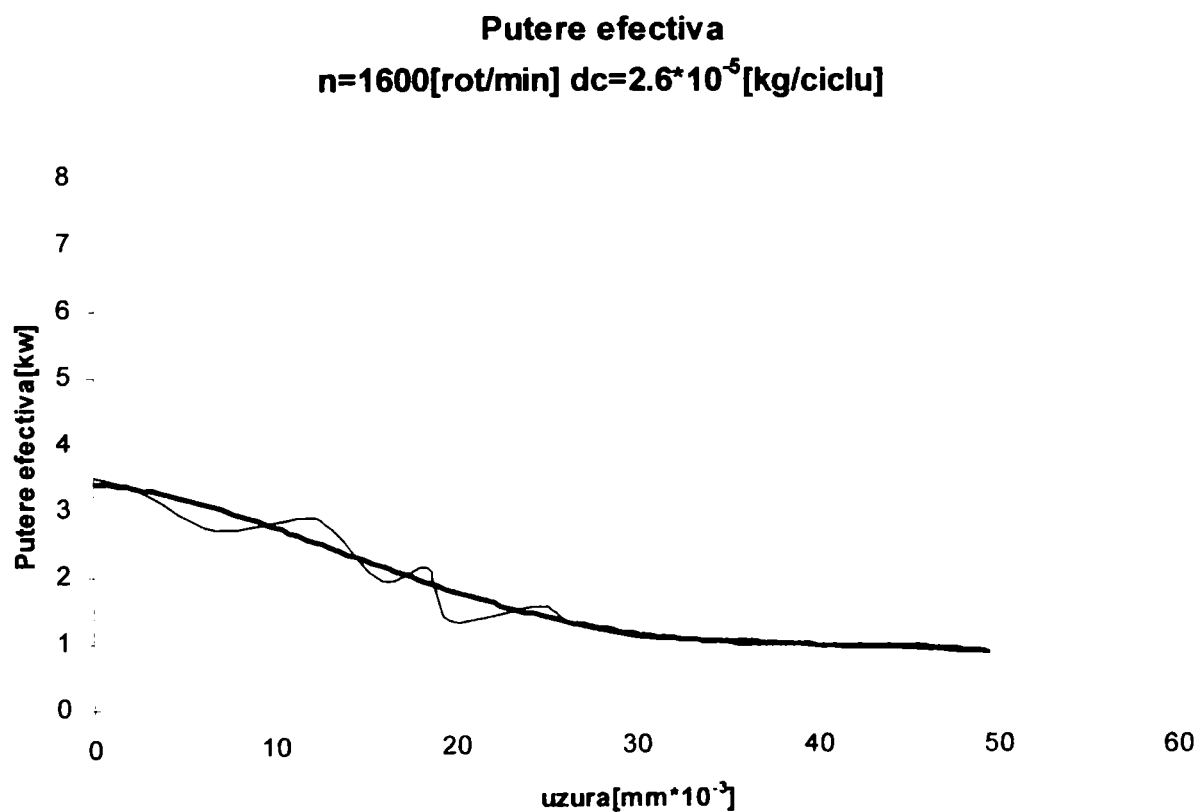
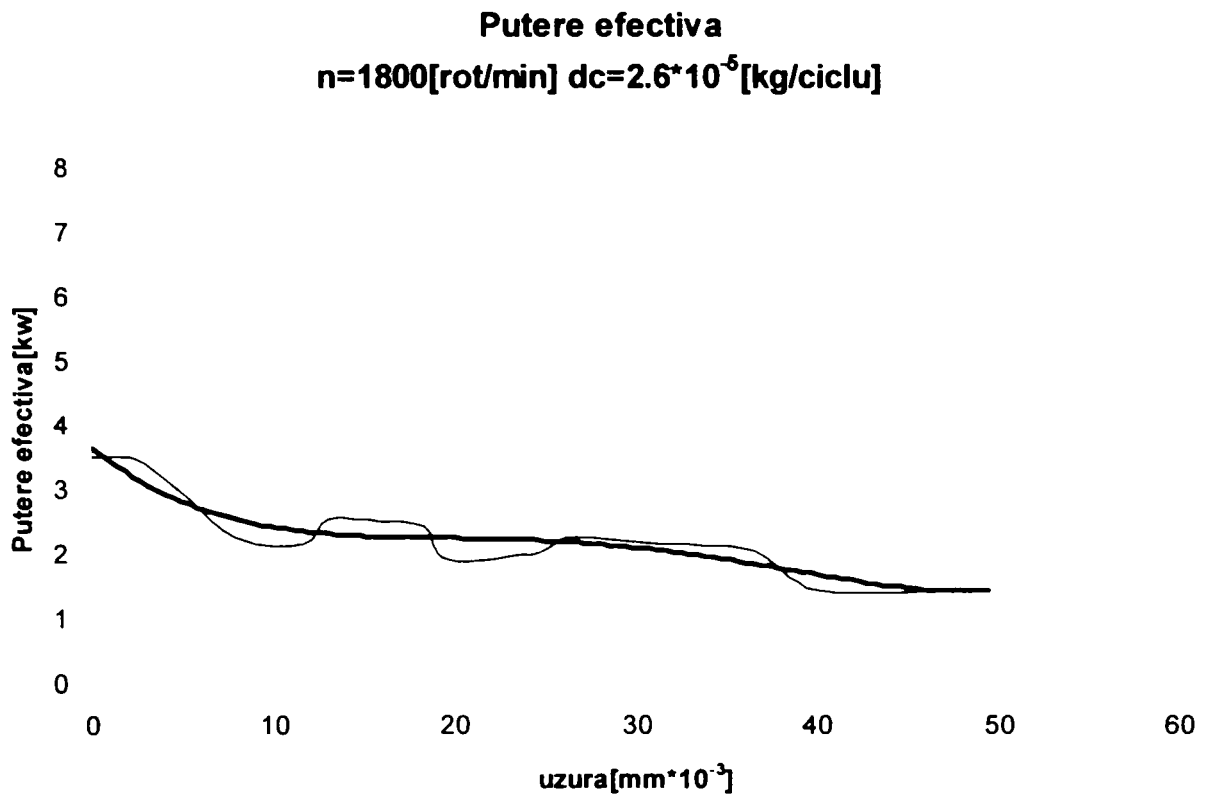
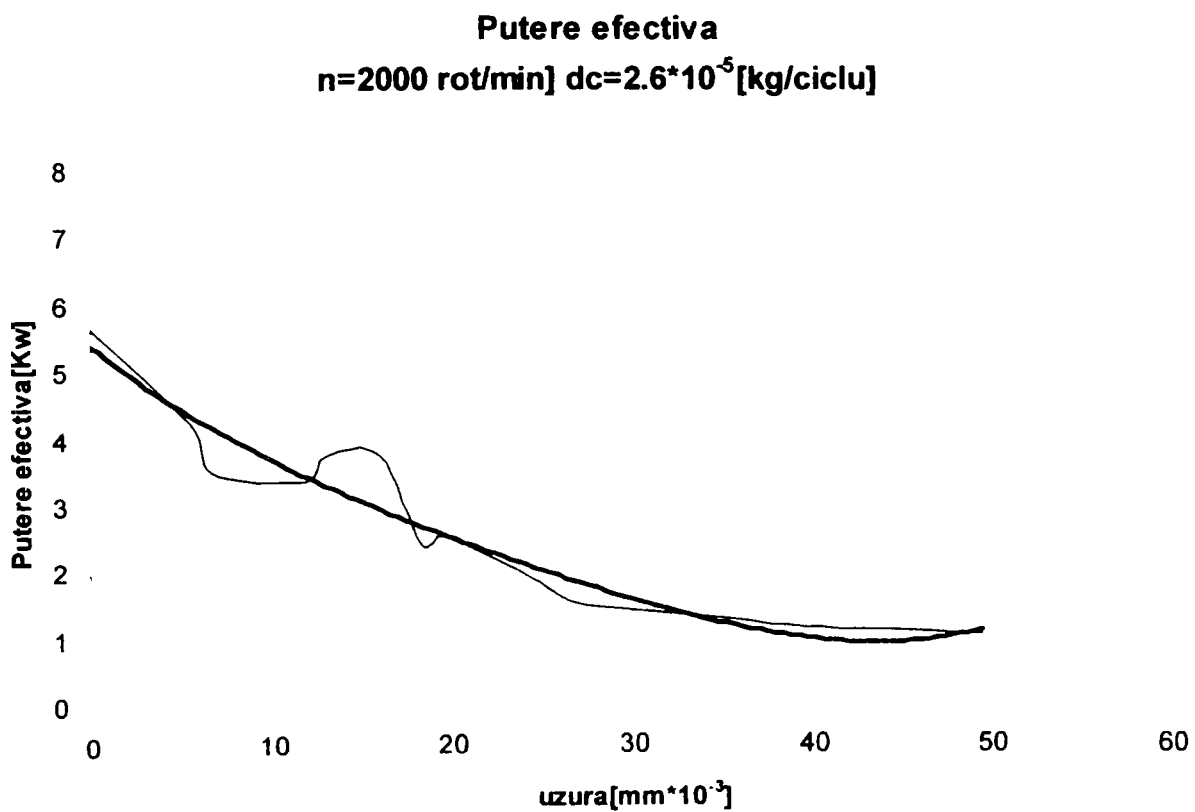


Fig.258 Variația puterii efective la aceeași turație și doză ciclică funcție de uzură



**Fig.259** Variația puterii efective la aceeași turație și doză ciclică funcție de uzură



**Fig.260** Variația puterii efective la aceeași turație și doză ciclică funcție de uzură



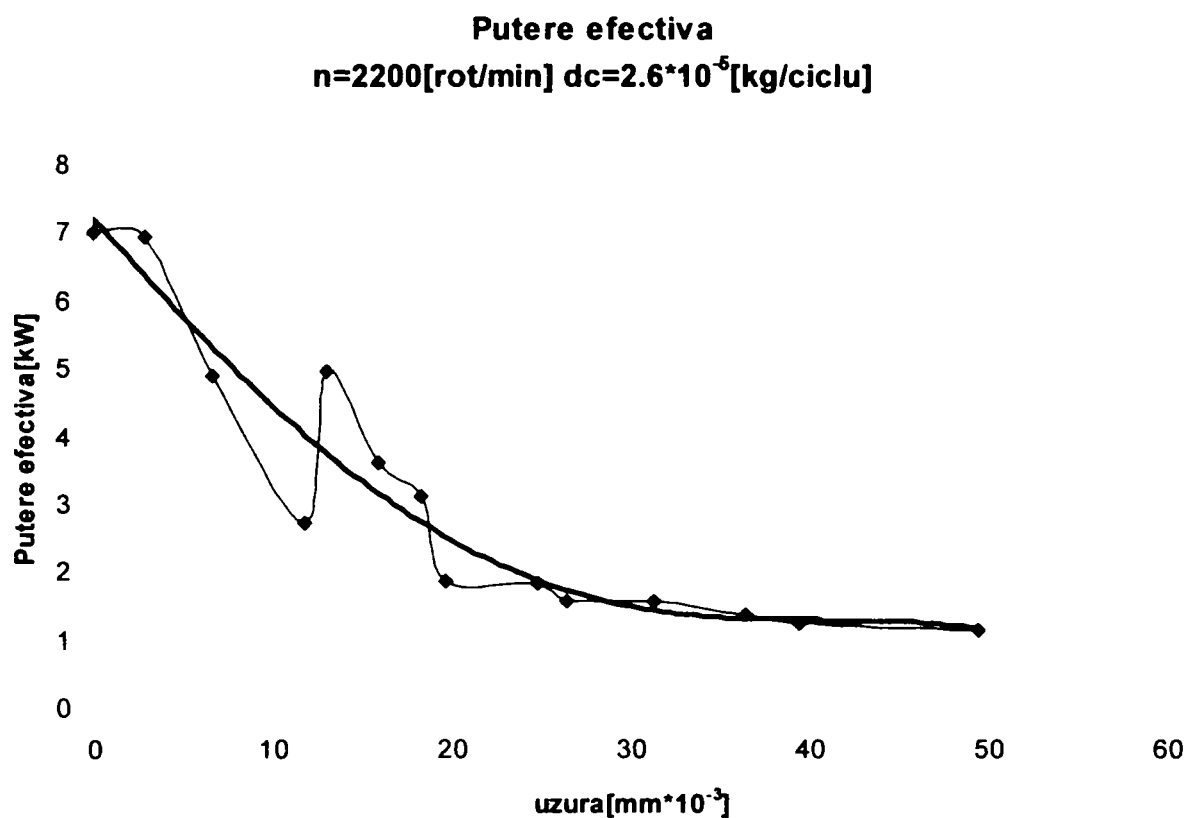


Fig.261 Variația puterii efective la aceeași turație și doză ciclică funcție de uzură

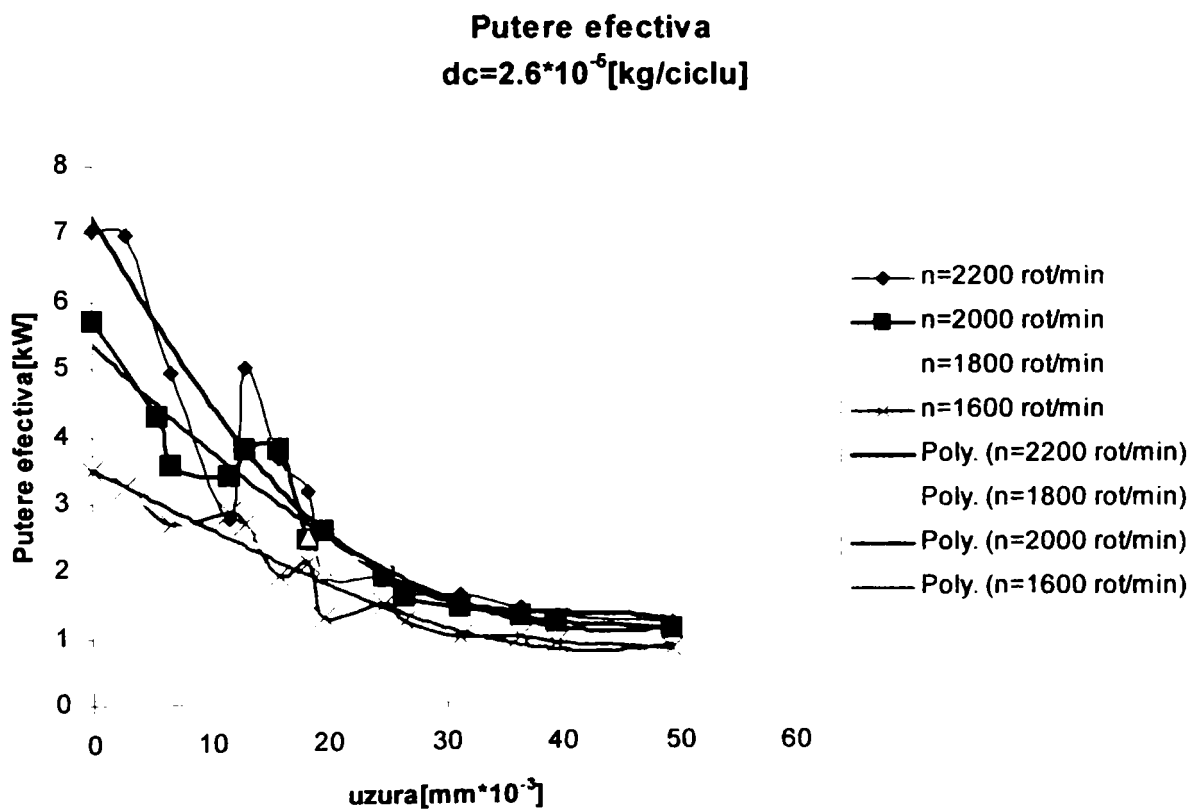


Fig.262 Variația puterii efective la aceeași turație și doză ciclică funcție de uzură

### 7.3. MODALITĂȚI DE REDUCERE A EFECTELOR PIERDERILOR DIN CAMERA DE ARDERE A MOTORULUI DIESEL

Rolul formării amestecului aer-combustibil în camera de ardere este important prin consecințele ce le are asupra arderii și implicit asupra performanțelor energetice dar mai ales a celor de poluare. Datorită pierderilor din camera de ardere, care sunt datorate în cea mai mare măsură uzurii elementelor de etanșare a camerelor de ardere, o posibilitate de reducere a acestor efecte ar fi ca anumiți parametri funcționali să fie modificați astfel încât performanțele motorului să poată fi restabilite.

Prin cunoașterea evoluției pierderilor datorate uzurilor din camera de ardere, funcție de parametrii motorului (turație, putere, consum de combustibil, grad de fum), lucru studiat în teză, se pot face adaptări la parametrii funcționali sau constructivi ai motorului care să compenseze aceste pierderi.

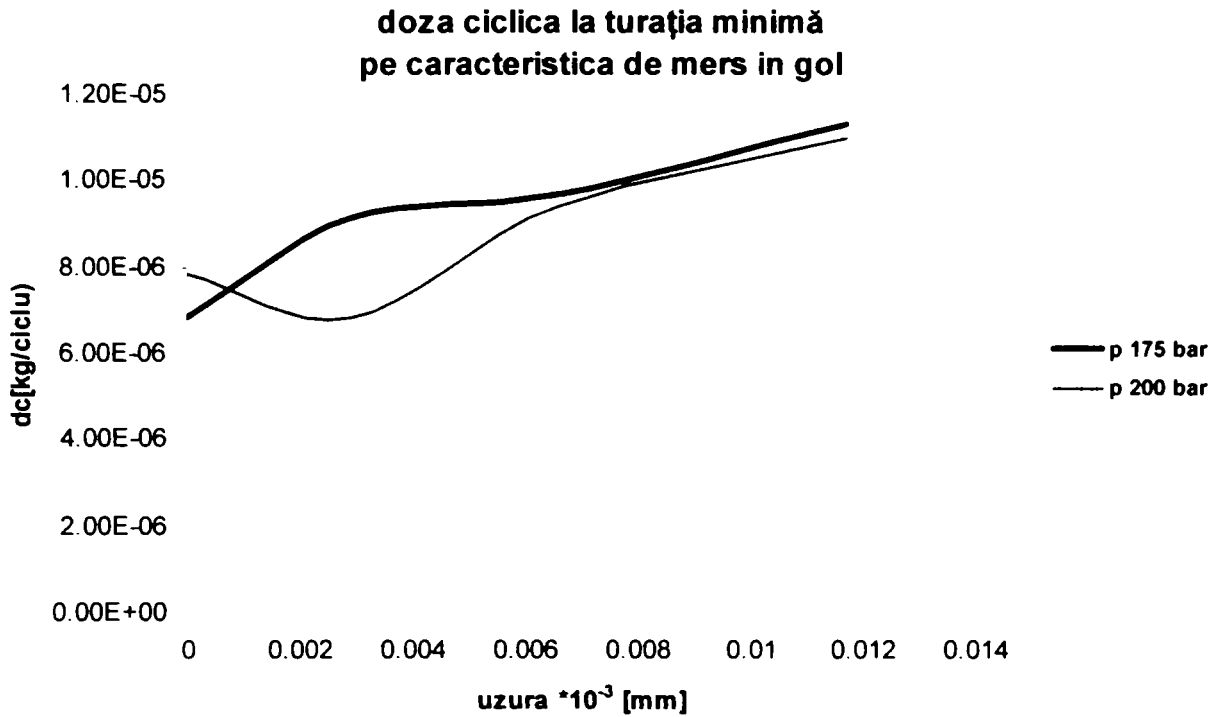
În urma cercetărilor autorului [83],[84],[85],[87] împreună cu colectivul de cercetare al Centrului de Cercetare pentru Mașini Termice, Transporturi și Combaterea Poluării, s-a ajuns la concluzia referitoare că există posibilitatea de îmbunătățire a procesului de formare respectiv de ardere prin optimizarea și îmbunătățirea performanțelor sistemului de injecție.

Importanța unui sistem adaptiv de injecție este deosebită mai ales prin faptul că noile sisteme de injecție permit gestionarea electronică a funcționării motorului în condiții aproape optime. Conform lucrării autorului [104], prin creșterea presiunii de injecție în cilindru se obțin rezultate care să amelioreze efectul pierderilor prin neetanșeități. Acest lucru crează posibilitatea ca după funcționarea în timp a motorului, performanțele termogazodinamice dar mai ales a celor de poluare să fie readuse în parametrii optimi prin reconfigurarea gestiunii electronice funcție de comportamentul parametrilor motorului.

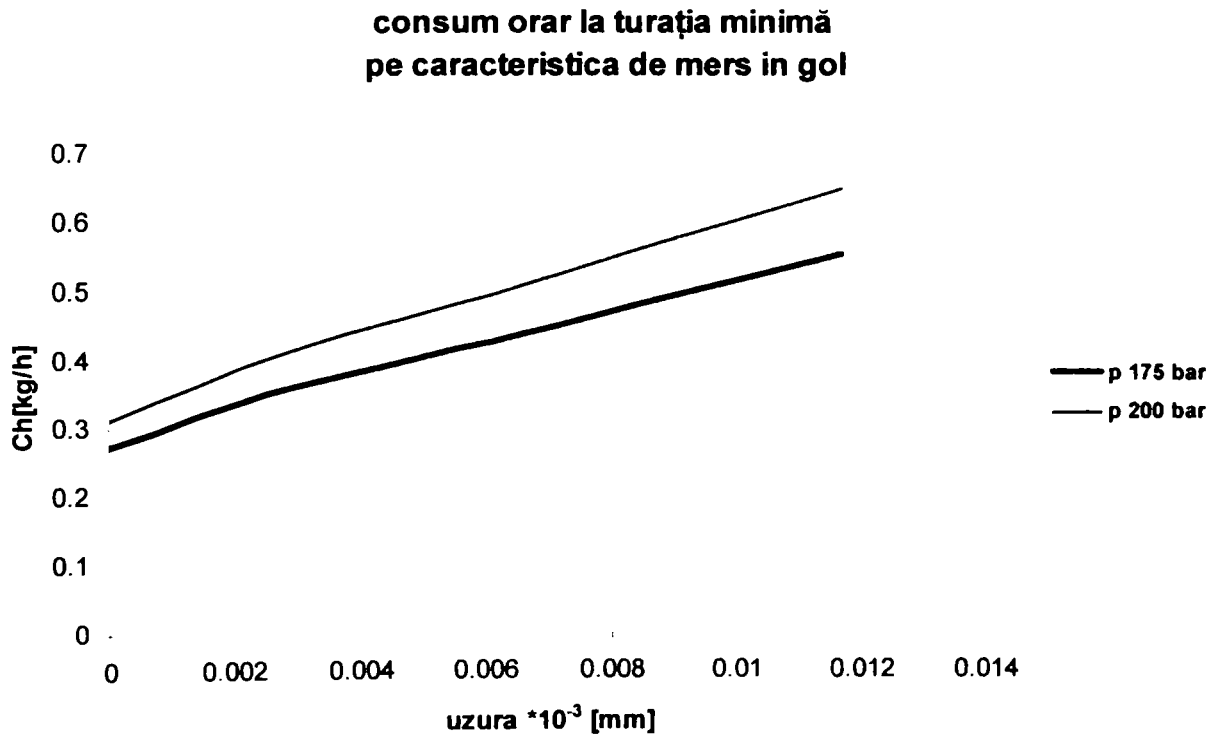
Făcând comparația a datelor obținute în cazul ridicării presiunii de injecție rezultă următoarele:

➤ **Cazul turației minime la mersul în gol pentru presiunea de injecție de 175 bar față de 200 bar**

O situație de îmbunătățire a efectelor pierderilor este prezentată în figurile 263-267 unde se compară evoluția dozei ciclice (figura 263.), a consumului orar de combustibil (figura 264), a gradului de fum Bosch (figura 265), la presiunea de 200 bar față de cea standard de 175 bar. confirmă cele menționate mai sus.

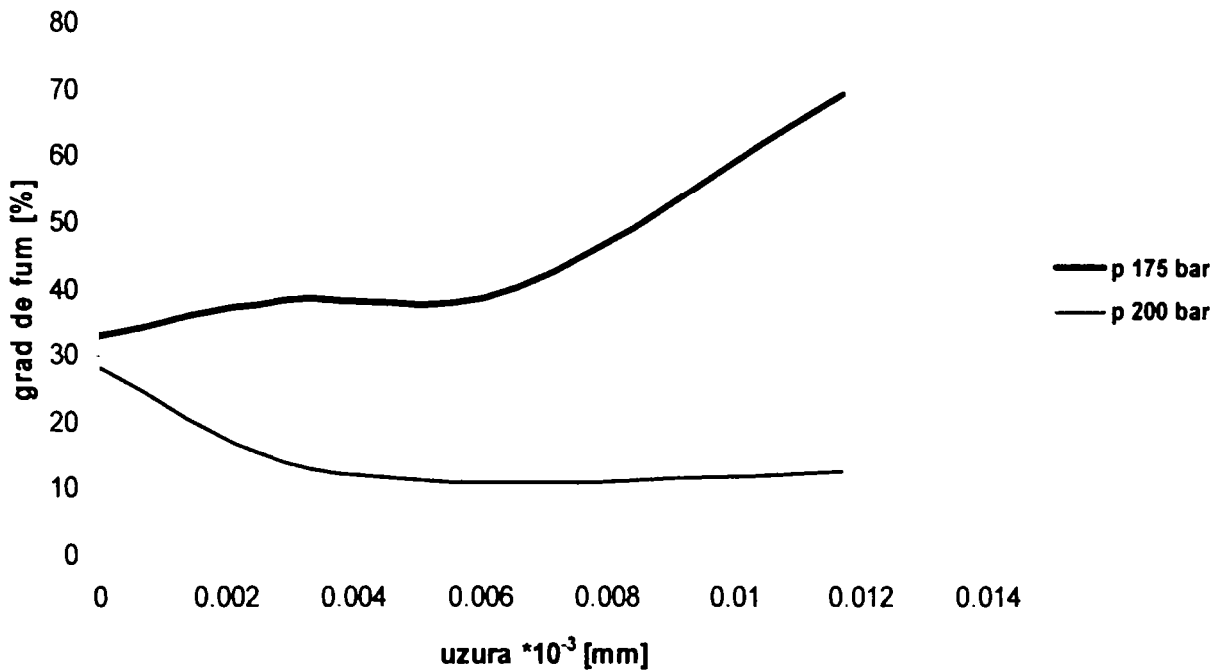


**Fig. 263 Variația dozei ciclice cu uzura la presiuni de injecție diferite**



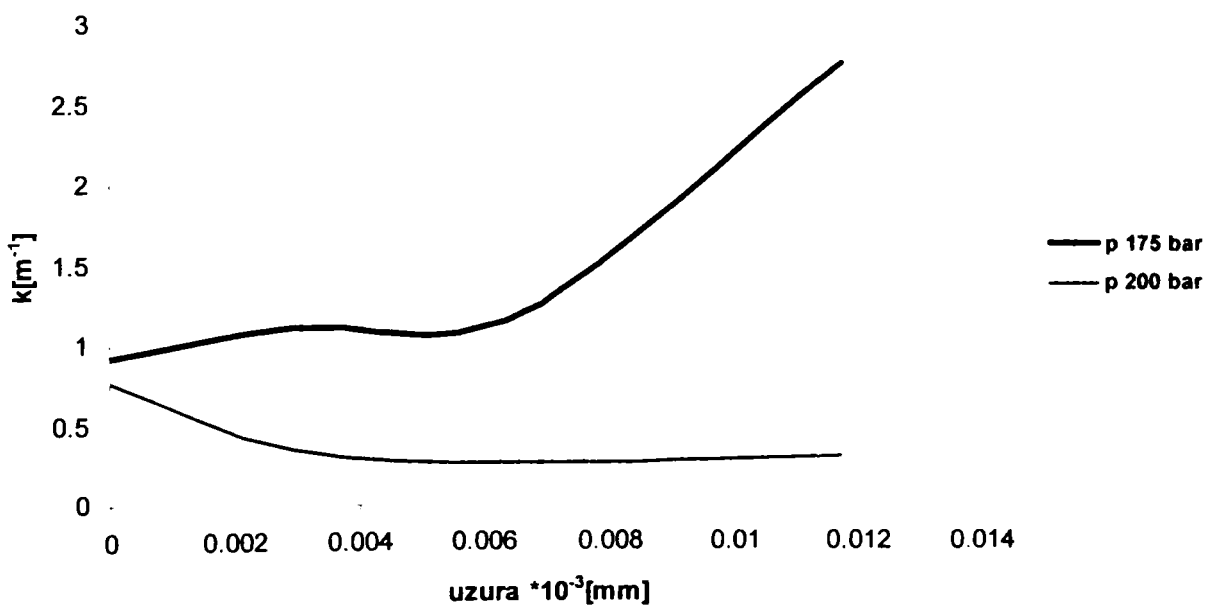
**Fig. 264 .Variația consumului orar cu uzura la presiuni de injecție diferite**

**Grad de fum Bosch  
turatie minimă pe caracteristica de mers in gol**



**Fig.265 Variația gradului de fum Bosch cu uzura la presiuni de injecție diferite**

**Grad de absorție Hartridge  
k pe caracteristica de mers in gol**



**Fig.266 Variația gradului de absorție cu uzura la presiuni de injecție diferite**

## particule pe caracteristica de mers in gol

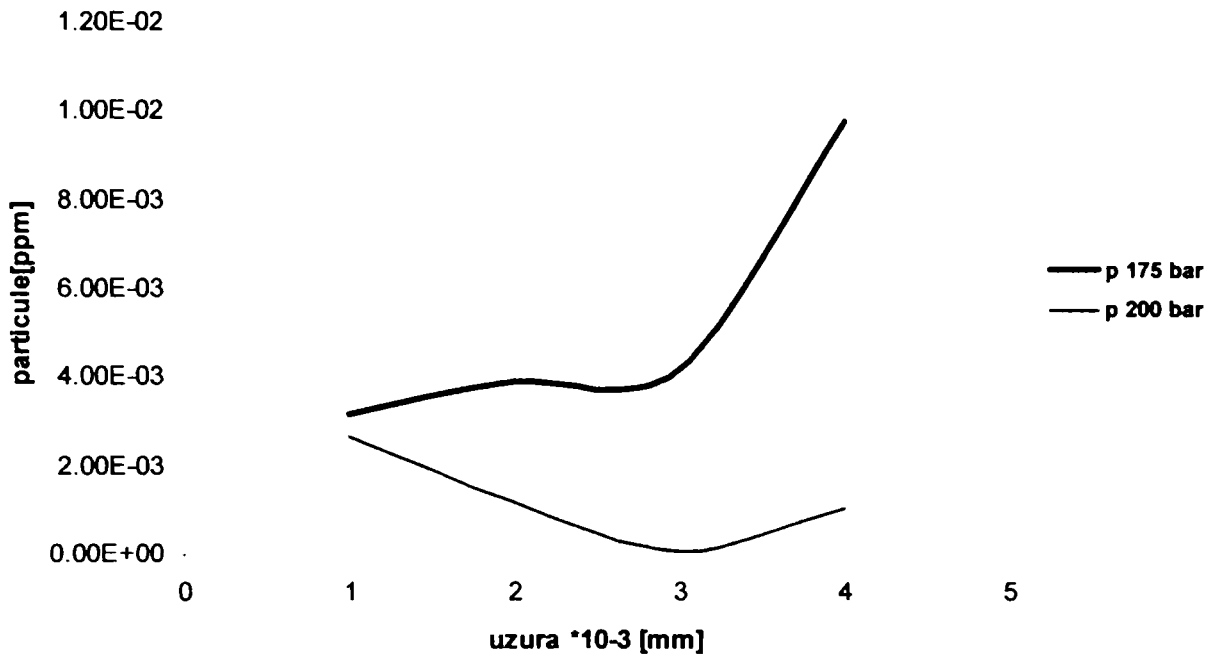


Fig.267 Variația de particule emise la presiuni de injecție diferite

## ➤ Cazul puterii efective obținută la aceeași doză

Pentru compararea puterii efective la aceeași doză ciclică și aceeași turație s-au obținut următoarele cazuri ( figura 268 și figura 269):

1.turația  $n=2200$  rot/min

$dc=1,5 \cdot 10^{-5}$  kg/ciclu

putere efectivă la  
doza ciclică  
 $dc=1,5 \cdot 10^{-5}$  kg/ciclu

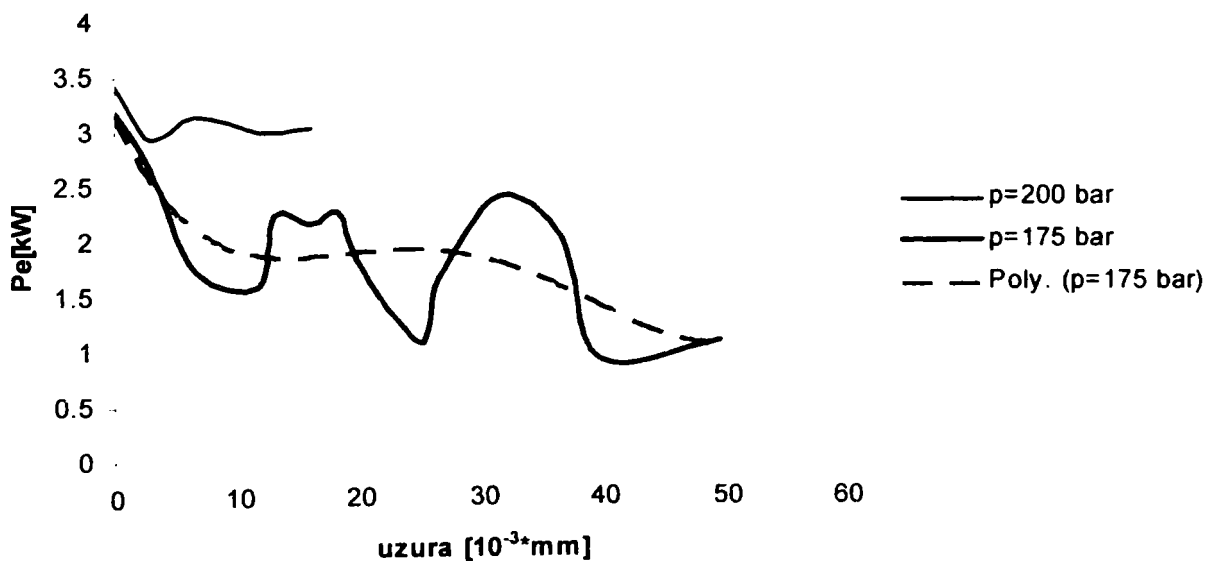


Fig.268 Variația puterii efective la aceeași turație și doză ciclică funcție de uzură

2.turația  $n=2200$  rot/min  
 $dc=2 \cdot 10^{-5}$  kg/ciclu

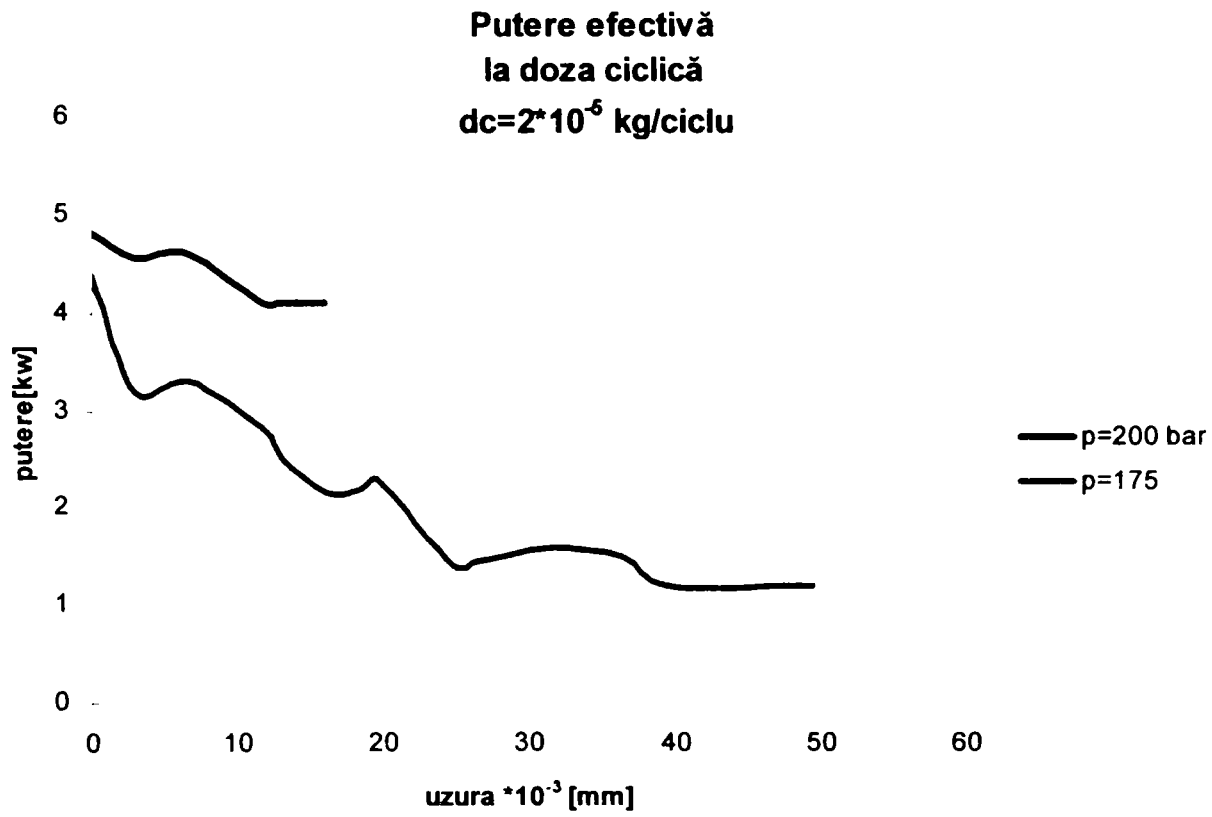


Fig.269 Variația puterii efective la aceeași turație și doză ciclică funcție de uzură

## CAPITOLUL 8

### CONCLUZII. CONTRIBUȚII PERSONALE

#### 8.1 CONCLUZII

Problematica controlului proceselor termogazodinamice ale motoarelor diesel în corelație cu soluțiile constructive adoptate de diferiți producători pentru aceste motoare este de actualitate.

Elaborarea acestei teze are la bază un studiu teoretic amănunțit al stadiului actual al construcției echipamentelor de control al injectiei folosite la motoarele diesel completat de studiul teoretic al controlului procesului de injecție cu expunerea detaliată a etapelor care sunt definatorii pentru itinerariul de calcul al sistemelor moderne de control pentru procesele de injecție.

În plus este susținută cercetarea controlului formării amestecului aer-combustibil asupra performanțelor motoarelor cu aprindere prin comprimare cu sinteza unei cercetări bibliografice referitoare la expunerea controlului formării amestecului în camera de ardere în complexitatea ei, prin date legate de elementele privind soluțiile aplicate la construcția elementelor constructive ale camerelor de ardere de tipurile obișnuite motoarelor cu aprindere prin comprimare și având injecție directă.

Cercetarea mai cuprinde inventarierea mișcărilor fluidului motor în camera de ardere care se evaluează analitic prin metode moderne citate în literatura domeniului.

Pornind de la determinarea caracteristicii de degajare a căldurii, un mijloc extrem de important pentru evaluarea performanțelor motoarelor diesel, este sintetizat un studiu teoretic al nivelului de performanță și comportarea în serviciu pentru elementele de etanșare a camerelor de ardere la motoarele de mic litraj și injecție directă.

Analiza făcută asupra condițiilor de lucru ale segmentilor legate de distribuția presiunii de contact la cilindru și metodele de calcul a acestor presiuni oferă un instrument de alegere a unor soluții constructive de etanșare a camerelor de ardere.

Analiza funcțională asupra studiului etanșării gazelor de ardere are implicații nu numai asupra evaluării performanțelor energetice ci și asupra celor de poluare ridicându-se chiar și variația presiunii sub primul segment și definindu-se treptele pentru segmenti.

Analiza etanșării la ulei este deosebit de importantă deoarece uleiul este acela care absoarbe o parte din gazele arse trimițându-le apoi la eșapament sub formă de noxe.

Performanțele etanșării camerelor de ardere influențează atât performanțele energetice ale motorului dar mai ales a cele de poluare astfel prin creșterea uzurii segmentilor apar influențe în formarea amestecului de aer-combustibil și implicit a arderii.

În plus pentru evaluarea experimentală a distribuției presiunilor de pe periferia segmentului au fost trecute în revistă tipurile și metodele de stabilire a distribuției presiunii de pe periferia segmentului.

Încercările efectuate în teză pentru segmentii motorului M 511 pe care s-au făcut și cercetările experimentale de ansamblu au urmărit evoluțiile din punct de vedere al siguranței în funcționare, a uzurii și anduranței segmentului în regim de serviciu avându-se în vedere un număr relativ mare de segmenti aflați în diferite stadii de uzură. De aici au rezultat concluzii care au putut fi comparate și confirmate cu modelarea făcută și propusă în această cercetare.

Calculul performanțelor motorului diesel în corelație cu comportarea în serviciu a camerelor de ardere, vizează un programul complex care a servit la dezvoltarea cercetărilor. Se insistă asupra calculului pierderilor prin neetanșeități la ajustajul segmenti-cilindru, pornindu-se de la metode care au în vedere considerarea pulsației acestor subansamble foarte importante pentru camera de ardere a motorului.

Instalația experimentală utilizată a fost proiectată și realizată pornind de la un stand existent care a fost echipat adecvat pentru a putea realiza programul de încercări necesar acestei cercetări.

Astfel standul permite încercarea motoarelor diesel de mic litraj și aplicarea metodelor bazate pe achiziția automată de date.

Adaptarea la un program complex de încercări a dus la un stand de încercare complex.

Cercetările experimentale asupra performanțelor termogazodinamice ale motorului M 511 au permis:

- ☞ stabilirea indicilor de performanță energetici și de poluare obținuți la funcționarea motorului pe caracteristica de regulator la sarcină parțială;
- ☞ stabilirea indicilor de performanță energetici și de poluare obținuți la funcționarea motorului pe caracteristica de mers în gol;
- ☞ stabilirea indicilor de performanță energetici și de poluare obținuți la funcționarea motorului pe caracteristica de regulator de turație la sarcină parțială la presiune mărită a sistemului de injecție;



- ☞ evaluarea eficienței condițiilor de etanșare la camera de ardere asupra nivelului de performanțe ale motorului diesel cu injecție directă;
- ☞ stabilirea unor concluzii pertinente care permit interpretarea datelor experimentale în juxtapunere cu datele de calcul.

Modelarea cu programul de calcul Wordstar Profesional Release a fenomenelor a permis efectuarea de studii comparative între datele de calcul și rezultatele experimentale prin achiziția de date din interiorul camerei de ardere, în legătură cu ciclul real de funcționare și evoluția procesului de ardere precum și efectele elementelor de etanșare asupra nivelului de performanță al motorului diesel stabilite în interpretare comparativă a datelor experimentale cu datele calculate. Graficele din valori măsurate se suprapun peste cele cu valori simulate cu un nivel de abatere de sub 3%.

## 8.2. CONTRIBUȚII PERSONALE

- ✎ Lucrarea sistematizează datele la zi din literatura de specialitate în legătură cu tematica ei;
- ✎ Studiul bibliografic este amplu și cuprinde documentație numeroasă și recentă cu multe lucrări publicate de autor în perioada de elaborare a tezei;
- ✎ Se insistă pentru prima dată asupra studiului de detaliu experimental și teoretic al efectelor pe care le au etanșările cu segmenti la camera de ardere;
- ✎ Este efectuat un studiu aprofundat legat de performanțele segmentilor nu numai din punct de vedere constructiv ci și din punct de vedere al termogazodinamicii motorului M 511 avut în vedere;
- ✎ Cercetările experimentale ale proprietăților segmentilor, a evoluției uzurilor lor în timp, dau date interesante pentru constructorul de motoare cu ardere internă și de ce nu pentru cei care exploatează acest tip de mașini;
- ✎ Este ridicată pentru prima dată dependența complexă între putere, turație și uzură foarte importantă pentru caracterizarea în ansamblu ei, a comportamentului în timp al motorului;
- ✎ Diagrama indicată comparată cu cea simulată dovedește o foarte bună corespondență între calcul și experiment;
- ✎ Studiul efectuat cu dispozitivul de modelare a captării presiunii din cilindru (diferite mărimi de orificii) și interpretarea efectelor acestora inclusiv în cazul dotării motorului cu segmenti de diferite nivele de uzare este deasemenea o contribuție originală importantă;
- ✎ Determinarea experimentală a presiunii de injecție cu implicații asupra performanțelor de proces ale motorului M511 și interpretarea acestor implicații, este de interes teoretic și practic deosebit.
- ✎ S-a insistat asupra aspectelor privind poluarea prin prisma determinării și interpretării valorilor gradului de fum.
- ✎ S-a efectuat un studiu de detaliu al influenței segmentilor noi asupra puterii efective, extinzând același studiu și în cazul segmentilor uzați ai motorului, lucrându-se la aceeași doză ciclică și aceeași turație;
- ✎ Prin studiul efectuat la mersul în gol s-au evaluat pierderile prin frecare la motorul cu setul de segmenti noi respectiv la setul de segmenti uzați;
- ✎ Standul a fost proiectat și dotat de către autor cu aparatură de măsură și achiziție de date electronică de mare finețe, pentru a se obține rezultate experimentale pertinente și pentru a putea stabili o legătură de încredere pentru compararea cu rezultatele teoretice;

- ✍ S-a realizat un soft de către autor pentru calculul puterii efective a motorului M 511, a consumului de combustibil, a dozei ciclice precum și a achiziției de date a motorului;
- ✍ Programul de calcul dezvoltat de către autor permite să se compare rezultatele obținute cu datele obținute la achiziția de date referitoare la presiunea din camera de ardere și presiunea de injecție a motorului;
- ✍ Datele referitoare la influența comportării camerelor de ardere în serviciu pot furniza informații importante ce pot realiza o reconfigurare a setărilor inițiale în concordanță cu starea reală a motorului, putându-se reconfigura anumiți parametri cum ar fi: presiunea de injecție, avansul la injecție, presiunea de alimentare, folosirea diuzelor multijet, etc.
- ✍ Cercetările efectuate pot fi folosite ca direcții ulterioare de lucru prin folosirea informațiilor legate de comportamentul în serviciu a camerelor de ardere atât în faza de proiectare a motoarelor dar și în momentul reconfigurării softului de funcționare a motorului. Astfel se poate diagnostica motorul având informații legate de evoluția parametrilor din camera de ardere atât din punct de vedere al performanțelor energetice cât și a celor de poluare.

## BIBLIOGRAFIE

- [1]. **Apostolescu N., Bătagă, I.**, *Motoare cu ardere internă* , Editura Tehnică, 1967
- [2]. **Apostolescu, N., Chiriac, R.**, *Procesul arderii în motorul cu ardere internă*-Editura Tehnică, București 1998
- [3]. **Apostolescu, N., Grunwald, B.**, *Neomogenitatea termică și chimică din motoarele cu ardere internă*- Editura Academiei, București 1975
- [4]. **Apostolescu, N., Sfințeanu, D.**, *Automobilul cu combustibili neconvenționali*, Editura “Tehnică”,București 1989
- [5]. **Aramă, Ct.**, *Motoare cu ardere internă* , Editura “Tehnică”, București 1966
- [6]. **Benson, R.S.**, *The Thermodynamics and Gas Dynamics of Internal Combustion Engines* vol I –Claredon Press-Oxford 1982
- [7]. **Bobescu, Gh., Cofaru, C., Chiru, A., Radu, A.**, *Motoare pentru automobile și tractoare*, vol.I, vol.II, Chișinău 1996
- [8]. **Boretti, G.**, *Diesel engine combustion chamber design with three-dimensional flow computations*, International Conference Combustion in Engines, 1992
- [9]. **Chang Hanbao, Zhang Y., Chen L.**, Gray forecast of Diesel engine performance based on wear, Applied Thermal Engineering, 2003
- [10]. **Chen Boxian, Qin Zugan**, *Analysis of Piston-Cylinder Dynamic Oil Film Behavior* , Proceedings 6-th International Congress on Tribology vol.IV-Eurotrib-Budapest 1993
- [11]. **Dănilă I., Negrea V.D.,Pădure G., Ostoia D.**, *Tracing the First Contact Between Pedestrian and Vehicle in Traffic accidents-The 30<sup>th</sup> Session of Scientific Presentations ”Modern Technologies in the XXI Century Internationally Attended Scientific Conference Of The Military Academy*-ISBN 973-640-012-3 –Bucharest – 6-7 Noiembrie
- [12]. **Gaiginschi, R., Zătreanu, Gh.**, *Motoare cu ardere internă- Construcție și Calcul* , Editura “Gh.Asachi”,Iași 1995
- [13]. **Ghințburg, I.**, *Teoria i rasciot porșevîh koleț* –Mașghiz, Moskva 1945

- [14]. **Grunwald, B.**, *Teoria, calculul și construcția motoarelor pentru autovehicule rutiere*, Editura Didactică și Pedagogică, București 1980
- [15]. **Hiroyasu, H.**, *Measurements of spray characteristics and fuel vapor concentration in a diesel spray*-University of Hiroshima, Japan-1994
- [16]. **Hirsiger, F., Tichtinsky, H.**, *Modelisation numerique de l'etablissement d'une zone de combustion avec recirculation* ONERA 1979
- [17]. **Holotescu S., Ostoia D.**-*Studiu experimental privind influența pierderilor prin neetanșeități asupra nivelului de particule la un monocilindru Diesel* ,Simpozionul “Omu și Mediul “-8 noiembrie 2004-ediția a III-a ISBN 973- 625-176-4-
- [18]. **Holotescu, S.**, *Cercetări privind simularea numerică a funcționării motoarelor cu ardere internă*-Teză de doctorat ,Timișoara 1999
- [19]. **Ionel, I., Stoica, V., Ostoia, D.**, *Metodă și instalație experimentală computerizată conform normelor , conținutului de praf din gazele de ardere – A IX-a Conferință națională de termotehnică. Craiova . Mai 1999*
- [20]. **Iorga D, Vrabie I., Pădure G., Ostoia D.** *Cercetări experimentale privind influența combinată a modificării presiunii de injecție și a numărului orificilor pulverizatorului – Simpozionul “Omu și Mediul “-26.05.2005-ediția a IV-a ISBN 973- 625-225-6- Academia Română Filiala Timișoara, Comisia pentru Combaterea poluării mediului*
- [21]. **Iorga D., Mekki C., Ostoia D.**, *Studiul experimental al dependenței performanțelor energetice și a gradului de poluare ale unui motor diesel cu injecție direct-SMAT 2001 vol. III Motoare pentru autovehicule, Autovehiculul, siguranță, confort și fiabilitate, Craiova 08-09 noiembrie 2001*
- [22]. **Iorga D., Mekki C., Negoitescu A. , Ostoia D.**, *Modificarea instalatiei de injecție a unui motor diesel de la o pompa normala monopunct la o pompa de alimentare multipunct, TgJiu 2002-May -D University's Day, 8 –th International Conference, Târgu Jiu ,24-25 may,2002*
- [23]. **Iorga D., Mekki C., Negoitescu A. , Ostoia D.**, *Studiul formării amestecului într-un motor diesel cu injecție directă și camera de ardere unitară cupă în piston prin imitarea jetului cu ajutorul injecției de ulei de parafină în apa în mișcare de rotație-A XI-a Conferință Națională de Termotehnică, Galați 2001*

- [24]. **Iorga D., Mekki C., Negoïtescu A., Ostoia D.**, *Cercetări complexe privind influența condițiilor atmosferice și a pregătirii termice a combustibilului asupra gradului de poluare al unui motor diesel cu injecție directă*-Academia Română Filiala Timișoara, Comisia pentru Combaterea poluării mediului, Simpozionul Omul și mediu 2002
- [25]. **Iorga D., Mekki C., Negrea V.D., Ostoia D., Negoïtescu, A.**, *Improvement possibilities of fuel pulverisation by the injector with multiple jets trough constructive altering of injection sistem by altering of sprayers orifice numbers*-M.V.M., ed. XI Kragujevac, Octobre 2000
- [26]. **Iorga D., Mekki C., Ostoia D.**, *Interdependența dintre parametrii de stare și gradul de fum al unui motor diesel cu injecție directă* Zilele Academice Timișene, Ediția a VIII-a, Simpozion "Omul și Mediul", 22 mai 2003, ISBN 973-585-999-8,
- [27]. **Iorga D., Mekki C., Ostoia D.**, *Study regarding the ambient temperature influence on direct injection diesel engine pollution degree and it's performances*, Podgorica 2002
- [28]. **Iorga D., Mekki C., Ostoia D.**, *The Pressure Modification Influence on a Direct Injection Diesel Energetic Performances and Pollution Degree*-The 30<sup>th</sup> Session of Scientific Presentations "Modern Technologies in the XXI Century Internationally Attended Scientific Conference Of The Military Academy-ISBN 973-640-012-3 –Bucharest – 6-7 Noiembrie
- [29]. **Iorga D., Vrabie I., Pădure G. , Ostoia D.** *Improving Possibilities Of the Spraying Qualities of the Injection System of a Higher Power Diesel Engine with Unitary Combustion Chambers*--Scientific reunion for the special program of Alexander von Humbolt Foundation concerning the reconstruction of South Eastern Europe-Editura Politehnica-2005-ISBN-973-625-205-1
- [30]. **Iorga, D., , Mekki, C., Ostoia, D., Pădure, G.**, *Instalații experimentale pentru comparație între curgerea staționară și nestacionară în cilindru unui motor cu ardere internă.-* Academia Tehnică Militară. A XXVIII-a Sesiune de comunicări științifice,cu participare internațională, București 21-22 octombrie 1999.
- [31]. **Iorga, D., Mekki, C., Ostoia, D., Negoïtescu, A.**, *Dezvoltarea performanțelor motorului diesel prin modificarea numărului și a diametrului orificiilor pulverizatorului* -Al IV-lea Simpozion Internațional Cercetarea Multidisciplinară Regională,Analele

- [32]. **Iorga, D., Mekki, C., Negoșescu, A., Ostoia D.**, *Fuel Droplet Combustion in Diesel Engine-The VIII-th Conference*, Societatea Inginerilor de Automobile din România, vol. I.C.E., ISBN 973-8212-00-4, Craiova-2000
- [33]. **Iorga, D., Mekki, C., Negoșescu, A., Ostoia, D.**, *Dezvoltarea performanțelor motorului diesel prin utilizarea unor pulverizatoare cu ac rotitor* -Al IV-lea Simpozion Internațional Cercetarea Multidisciplinară Regională,Analele Universității “Eftimie Murgu” ,Reșița, 16-18 noiembrie 2000-anul VII-,nr.2, Tom.I,ISSN 1453-7394
- [34]. **Iorga, D., Mekki, C., Negoșescu, A., Ostoia, D.**, *Direct Injection Diesel Motor Pollutant Emissions Reduction by Increasing of Injection Pressure-The VIII-th Conference*, Societatea Inginerilor de Automobile din România, vol. I.C.E., ISBN 973-8212-00-4, Craiova-2000
- [35]. **Iorga, D., Mekki, C., Ostoia, D., Negoșescu, A.**, *Dezvoltarea performanțelor motorului diesel prin independența sa de modificarea presiunii atmosferice*-Al IV-lea Simpozion Internațional Cercetarea Multidisciplinară Regională, Analele Universității “Eftimie Murgu” ,Reșița, 16-18 noiembrie 2000-anul VII-,nr.2, Tom.I,ISSN 1453-7394
- [36]. **Iorga, D., Mekki, C., Ostoia, D., Negoșescu, A.**, *Dezvoltarea performanțelor motorului diesel prin modificarea temperaturii presiunii de injecție*-Al IV-lea Simpozion Internațional Cercetarea Multidisciplinară Regională,Analele Universității “Eftimie Murgu” ,Reșița, 16-18 noiembrie 2000-anul VII-,nr.2, Tom.I,ISSN 1453-7394
- [37]. **Iorga, D., Mekki, C., Ostoia, D., Negoșescu, A.**, *Dezvoltarea performanțelor motorului diesel prin modificarea presiunii de injecție*-Al IV-lea Simpozion Internațional Cercetarea Multidisciplinară Regională,Analele Universității “Eftimie Murgu” ,Reșița, 16-18 noiembrie 2000-anul VII-,nr.2, Tom.I,ISSN 1453-7394
- [38]. **Iorga, D., Mekki, C., Ostoia, D., Negoșescu, A.**, *Direct Injection Diesel Motor Pollutant Emissions Reduction by Preheating the Motor Injected Fuel-The VIII-th Conference*, Societatea Inginerilor de Automobile din România, vol. I.C.E., ISBN 973-8212-00-4, Craiova-2000
- [39]. **Iorga, D., Pădure, G., Mekki, C., Ostoia Daniel**, *Effects of the fuel preheating on the performance parameters and smoke degree of a direct injection diesel engine*. Technical Papers of the 17-th International

conference "Science and vehicles '99" JUMV; SIAR. 11 iunie 1999. Constanta.

- [40]. **Iorga, D., Pădure, G., Mekki, C., Ostoia, D.**, *Cercetări comparative privind efectul modificării presiunii de injecție sau temperaturii combustibilului asupra pulverizării și performanțelor unui motor diesel cu injecție directă.*- Academia Tehnică Militară. A XXVIII-a Sesiune de comunicări științifice, cu participare internațională, București 21-22 octombrie 1999.
- [41]. **Jakobs, G.** *Influence of oil ring type and design on fuel and oil consumption*, Internal Combustion Engine Research in Universities-C375/023, ImechE 1991
- [42]. **Kirilin, V.**, *Termodynamique technique*-Edition MIR Moscou 1981
- [43]. **Knoll, G., Peeken, H., Lechtape-Gruter,** *The Dynamics of Lubricated piston Rings*, Proceedings 6-th International Congress on Tribology vol.IV-Eurotrib-Budapest 1993
- [44]. **Kong, S.C., Reitz, R.D.**, *Spray combustion processes in internal combustion engine* 53707-University of Wisconsin-Medison-1996
- [45]. **Mădăras, L., Ostoia, D., Argeșanu, V.** *Influența etanșării camerelor de ardere ale unui motor diesel asupra poluării*- Seminar Național de Organe de Mașini :Aspecte ecologice în proiectarea produselor tehnice-Secțiunea : Aspecte ecologice în tribologie Brașov-2005
- [46]. **Mekki, C.**, *Contribuții la cercetarea influenței organizării mișcărilor aerului asupra repartiției combustibilului în camere de ardere unitare ale motoarelor cu aprindere prin comprimare*, Teză de doctorat, Timișoara 2000
- [47]. **Mekki, C., Iorga, D., Negoiteșcu, A., Ostoia, D.**, *Dezvoltarea performanțelor motorului prin injecție de motorină preîncălzită*-Al IV-lea Simpozion Internațional Cercetarea Multidisciplinară Regională, Analele Universității "Eftimie Murgu" ,Reșița, 16-18 noiembrie 2000-anul VII-nr.2, Tom.I,ISSN 1453-7394
- [48]. **Mekki, C., Iorga, D., Negrea, V.D., Negrea, V.D., Ostoia, D.**, *The Pressure Modification Influence on a Direct Injection Diesel Engine Energetic performances and pollution Degree* -The 30<sup>th</sup> Session of Scientific Presentations "Modern Technologies in the XXI Century Internationally Attended Scientific Conference Of The Military Academy-ISBN 973-640-012-3 -Bucharest – 6-7 Noiembrie



- [49]. Mekki, C., Iorga, D., Negrea, V.D., Ostoia, D., Negoîtescu, A., *Improvement possibilities of fuel pulverisation by the injector with multiple jets trough constructive altering of injection sistem by altering of cone numbers*-M.V.M., ed. XI Kragujevac, Octombre 2000
- [50]. Mekki, C., Iorga, D., Ostoia, D., *Modificarea instalației de injecție a unui motor diesel de la pompă normală monopunct la o pompă de alimentare multipunct*-SMAT 2001 vol. III Motoare pentru autovehicule, Autovehiculul, siguranță, confort și fiabilitate, Craiova 08-09 noiembrie 2001
- [51]. Mekki, C., Iorga, D., Ostoia, D., Negoîtescu A., *Air Movement testing in a Cylinder of Diesel Engine with Direct Injection and Cup Type Combustion Chamber trough Variation of the Fuel Jet Pulverization of the Fuel Spraying Angle*-The VIII-th Conference, Societatea Inginerilor de Automobile din România, vol. I.C.E., ISBN 973-8212-00-4, Craiova-2000
- [52]. Mekki, C., Iorga, D., Ostoia, D., Negoîtescu, A. *Verificarea mișcărilor aerului din cilindrul unui motor diesel cu injecție directă și camera de ardere unitară cupă în piston prin midificarea unghiului de pulverizare al jeturilor de combustibil*-A XI-a Conferință Națională de Termotehnică, Galați 2001
- [53]. Mekki, C., Iorga, D., Ostoia, D., Negoîtescu, A., *Air Movement testing in a Cylinder of Diesel Engine with Direct Injection and Cup Type Combustion Chamber trough Variation of the Fuel Jet Pulverization of the Fuel Spraying Angle*-The VIII-Conferențe , Societatea Inginerilor de Automobile din România, vol. I.C.E., ISBN 973-8212-00-4, Craiova-2000
- [54]. Mekki, C., Iorga, D., Ostoia, D., Negoîtescu, A., *Direct Injection Diesel Motor Poluant Emissions Reduction by Increasing the Hole Number*-The VIII-th Conference, Societatea Inginerilor de Automobile din România, vol. I.C.E., ISBN 973-8212-00-4, Craiova-2000
- [55]. Mekki, C., Iorga, D., Ostoia, D., Negoîtescu, A., *Improvement possibilities of fuel pulverisation at the multiple jet sprayer's by functional altering of injection sistem (The oil heating temperature )* M.V.M., ed. XI Kragujevac, Octombre 2000
- [56]. Mekki, C., Iorga, D., Ostoia, D., Negoîtescu, A., *Improvement possibilities of fuel pulverisation at the multiple jet sprayer's by functional altering of injection sistem (The increasing of injection presssure and fuel temperature)* M.V.M., ed. XI Kragujevac, Octombre 2000.

- [57]. Mekki, C., Iorga, D., Ostoia, D., Negrea, V.D., *Modificarea geometriei pulverizatorului și influențe asupra performanțelor și gradului de poluare al unui motor diesel și injecție directă.*- Academia tehnică militară. A XXVIII-a Sesiune de comunicări științifice, cu participare internațională, București 21-22 octombrie 1999.
- [58]. Mekki, C., Iorga, D., Pădure, G., Ostoia D., *Correlation between the fuel jet distribution and diesel engine pollution.* Technical Papers of the 17-th International conference "Science and vehicles '99" JUMV; SIAR. 11 iunie 1999. Constanta.
- [59]. Mekki, C., Jădăneanț, M., Ostoia, D., Răchițan, N., *Contribuții la studiul și cercetarea organizării mișcării aerului în timpul admisiei la motoarele diesel rapide cu injecție directă*-SMAT 2001 vol. III Motoare pentru autovehicule, Autovehiculul, siguranță, confort și fiabilitate, Craiova 08-09 noiembrie 2001
- [60]. Mekki, C., Mihon, L., Ostoia, D., *Posibilități de îmbunătățire a arderii în motoarele diesel cu injecție directă și distribuție a combustibilului în volum*-SMAT 2001 vol. III Motoare pentru autovehicule, Autovehiculul, siguranță, confort și fiabilitate, Craiova 08-09 noiembrie 2001
- [61]. Mekki, C., Pădure, G., Iorga, D., Negrea, V.D., Ostoia, D., *Îmbunătățirea amestecării unui jet grosolan în vederea arderii sale în motorul diesel cu injecție directă.* Academia tehnică militară. A XXVIII-a Sesiune de comunicări științifice, cu participare internațională, București 21-22 octombrie 1999.
- [62]. Mekki, C., Pădure, G., Iorga, D., Negrea, V.D., Ostoia, D. *Diesel oil heating temperature optimisation for smoke degree limitation of direct injection diesel engine.* Technical Papers of the 17-th International conference "Science and vehicles '99" JUMV; SIAR. 11 iunie 1999. Constanta.
- [63]. Mekki, C., Pădure, G., Iorga, D., Negrea, V.D., Ostoia, D., *Injectarea combustibilului la diferite unghiuri în volumul camerei de ardere.* A IX-a Conferință națională de termotehnică. Craiova . Mai 1999
- [64]. Monaghan, M., *Putting friction in its place*, Internal Combustion Engine Research in Universities-C375/KN1, ImechE 1991
- [65]. Negoitescu A., Mekki C., Ostoia D., Negrea V.D., *Studiul formării amestecului în camerele de ardere unitare ale motoarelor cu aprindere prin comprimare*-SMAT 2001 vol. III Motoare pentru autovehicule,

- [66]. **Negoîtescu A., Ostoia D.**, *Investigații asupra formării amestecului în motorul diesel-A XXIX-a Sesiune de comunicări științifice cu participare internațională “Tehnologii moderne în secolul XXI”, Academia Militară , ISBN 973-8290-279, București, 15-16 noiembrie*
- [67]. **Negoîtescu Arina Speranța, Ostoia Daniel** *A comparative study regarding the energetical performances (analitical and experimental) on ALCO R 251 flo overcharged diesel engine with air intermediary cooling, The 30<sup>th</sup> Annual Congress of the American Romanian Academy of Arts and Scineces ( ARA), 5-10 July ,Chisinau-ISBN 9975-75-313-2*
- [68]. **Negoîtescu, A., Iorga, D., Mekki C., Negrea, V.D., Ostoia, D.**, *The Fuel Warning and vaporization in Diesel Engine-The VIII-th Conference, Societatea Inginerilor de Automobile din România, vol. I.C.E., ISBN 973-8212-00-4, Craiova-2000*
- [69]. **Negoîtescu, A., Iorga, D., Mekki, C., Ostoia, D.**, *Dezvoltarea performanțelor motorului diesel prin modificarea simultană a pompei de injecție și a injectoarelor-Al IV-lea Simpozion Internațional Cercetarea Multidisciplinară Regională,Analele Universității “Eftimie Murgu” ,Reșița, 16-18 noiembrie 2000-anul VII-,nr.2, Tom.I,ISSN 1453-7394*
- [70]. **Negoîtescu, A., Iorga, D., Mekki, C., Negrea, V.D., Ostoia, D.**, *The Fuel Warning and vaporization in Diesel Engine-The VIII-th Conference, Societatea Inginerilor de Automobile din România, vol. I.C.E., ISBN 973-8212-00-4, Craiova-2000*
- [71]. **Negoîtescu, A., Mekki, C., Iorga, D., Ostoia, D.**, *Mathematical Model for the Radial Air Motion in Diesel Engine Cylinder-The VIII-th Conference, Societatea Inginerilor de Automobile din România, vol. I.C.E., ISBN 973-8212-00-4, Craiova-2000*
- [72]. **Negoîtescu.,A., Ostoia, D.**, *-Aspecte privind sistemele alternative de producere combinată a energiei electrice și termice –Craiova-26-28.05.2005 ISBN 973-742-089-6*
- [73]. **Negrea V.D.** *Procese în motoare cu ardere internă*,vol.II Editura “Politehnica”,Timișoara 2003
- [74]. **Negrea, V.D.**, *Bazele cercetării experimentale a motoarelor termice* ,Timișoara, 1978

- [75]. **Negrea, V.D.**, *Combaterea poluării mediului în transporturile rutiere*-Editura “Tehnică” , București, 2000.
- [76]. **Negrea, V.D., Iorga, D., Pădure, G., Ostoia, D.**, *Interdependența dintre forma camerei de ardere a unui motor diesel cu formarea amestecului în volum și presiunea de injecție*.- Academia tehnică militară. A XXVIII-a Sesiune de comunicări științifice, cu participare internațională, București 21-22 octombrie 1999.
- [77]. **Negrea, V.D., Mekki, C., Iorga, D., Ostoia, D.**, *Cercetări privind presiunea maximă de injecție la un motor diesel cu injecție directă* . A IX-a Conferință națională de termotehnică. Craiova . Mai 1999
- [78]. **Negrea, V.D.**, *Motoare cu ardere internă. Procese. Economicitate. Poluare.*,vol.I Editura “Sedona”,Timișoara 1997
- [79]. **Negrea, V.D., Negoîtescu, A., Ostoia, D. , Tokar, A.**, *Interpretation of the Results Acquired by Evaluation of Noxious for Road Vehicle Engines*-Scientific reunion for the special program of Alexander von Humbolt Foundation concerning the reconstruction of South Eastern Europe-Editura Politehnica-2005-ISBN-973-625-205-1
- [80]. **Negrea, V.D., Padure, G., Iorga D., Mekki C., Ostoia, D.**, *Influence of diesel oil heating temperature on the smoke degree and particle emission to a direct injection diesel engine*. The IX-th International conference CONAT '99, 11-12 Noiembrie Brașov 1999.
- [81]. **Negrea, V.D.**, *Procese în motoare cu ardere internă*,vol.I Editura “Politehnica”,Timișoara 2001
- [82]. **Negrea, V.D.,Boaru, L.,Tokar, A., Pădure, G., Holotescu, S., Ostoia, D.**, *Research on the Evaluation of Noxes of Road Vehicle Engines*-Buletinul Institutului Politehnic din Iași –Tomul L(LIV) Fascicula 6D-ISSN-2855-, Technical University “Gh. Asachi “ of Iași – First International Conference “prof. Emil Gaiginschi”-Advanced Concepts in Mechanical Engineering-8<sup>th</sup> -10<sup>th</sup>of July 2004-ISSN-1011-2855
- [83]. **Ostoia D., Mekki C., Iorga D., Negoîtescu, A.**, *Influențarea modificărilor presiunii aerului ambiant asupra performanțelor energetice și de poluare ale unui motor diesel*-Petrosani 2002
- [84]. **Ostoia Daniel** , *Studii și cercetări privind efectul geometriei diuzelor asupra performanțelor de poluare și energetice ale m.a.c. în patru timpi cu injecție directă*, DIZERTAȚIE -Studii Aprofundate-Facultatea de Mecanică Timișoara-Ecologia și Reducerea Consumului de combustibil-1999

- [85]. **Ostoia Daniel**, *Instalații și metode experimentale pentru studiul controlului și formării amestecului precum și al arderii la motoarele diesel în corelare cu comportarea în serviciu a camerelor de ardere*, Referat Nr. 3 (pregătire teză de doctorat)-2004
- [86]. **Ostoia Daniel, Negoșescu Arina Speranța** *A study regarding the combustion chambers behaviour in correlation with emitted noxe sat diesel engines-The 30<sup>th</sup> Annual Congress of the American Romanian Academy of Arts and Scineces ( ARA), 5-10 July ,Chisinau-ISBN 9975-75-313-2*
- [87]. **Ostoia Daniel**, *Stadiul actual al cercetărilor în domeniul controlului proceselor termogazodinamice ale m.a.c. în corelație cu soluțiile constructive ale acestora*, Referat Nr.1 (pregătire teză de doctorat -2003
- [88]. **Ostoia Daniel**, *Stadiul actual al cercetărilor în domeniul controlului proceselor de formare și ardere a amestecului* ,Referat Nr.2 (pregătire teză de doctorat)-2003
- [89]. **Ostoia Daniel**, *Studii și cercetări privind corelația dintre procesul de pulverizare și formare al amestecului la m.a.c. cu injecție directă și performanțele motorului*, DIZERTAȚIE, Master-Facultatea de Mecanică Timișoara-Energoecologie în Domeniul Mașini Termice și Transporturi
- [90]. **Ostoia, D., Holotescu, S.**, *Analiza creșterii de presiune pe ciclu și a opacității pe caracteristica de mers în gol a unui monocilindru cu aprindere prin comprimare-* Simpozionul “Omul și mediu”-2005, Academia Română Filiala Timișoara, Comisia pentru Combaterea poluării mediului
- [91]. **Ostoia, D., Holotescu, S.**, *Studiu experimental privind influența pierderilor prin neetașeități asupra consumului de combustibil la un monocilindru Diesel* , Simpozionul “Omu și Mediul “-8 noiembrie 2004-ediția a III-a ISBN 973- 625-176-4- Academia Română Filiala Timișoara, Comisia pentru Combaterea poluării mediului
- [92]. **Ostoia, D., Iorga, D., Mekki, C., Negoșescu, A.**, *Dezvoltarea performanțelor motorului diesel prin modificarea combinată a temperaturii comstibilului și a presiunii de injecție*-Al IV-lea Simpozion Internațional Cercetarea Multidisciplinară Regională,Analele Universității “Eftimie Murgu” ,Reșița, 16-18 noiembrie 2000-anul VII-,nr.2, Tom.I,ISSN 1453-7394

- [93]. **Ostoia, D., Iorga, D., Mekki, C., Negoïtescu, A.,** *Mathematical Model for the Radial Air Motion in Diesel Engine Cylinder-The VIII-th Conference, Societatea Inginerilor de Automobile din România, vol. I.C.E., ISBN 973-8212-00-4, Craiova-2000*
- [94]. **Ostoia, D., Iorga, D., Mekki, C.,Negrea, V.D., Negoïtescu, A.,** *The Multidimensional Mathematical Model for the Turbulent Motions of the Flow in Diesel Cylinder-The VIII-th Conference, Societatea Inginerilor de Automobile din România, vol. I.C.E., ISBN 973-8212-00-4, Craiova-*
- [95]. **Ostoia, D., Mekki, C., Iorga, D.,** *Influențarea distribuției combustibilului în camerele de ardere ale motoarelor diesel printr-o mișcare controlată a aerului pentru pregătirea unei arderi cât mai complete și fără fum-Petroșani 2002*
- [96]. **Ostoia, D., Mekki, C., Iorga, D., Negoïtescu, A.,** *Dezvoltarea performanțelor motorului diesel prin modificarea pompei de injecție-Al IV-lea Simpozion Internațional Cercetarea Multidisciplinară Regională,Analele Universității “Eftimie Murgu” ,Reșița, 16-18 noiembrie 2000-anul VII-,nr.2, Tom.I,ISSN 1453-7394*
- [97]. **Ostoia, D., Mekki, C., Iorga, D., Padure, G.,** *Modelarea arderii cu ajutorul procesului de injecție.- Academia tehnică militară. A XXVIII-a Sesiune de comunicări științifice, cu participare internațională, București 21-22 octombrie 1999.*
- [98]. **Ostoia, D., Mekki, C., Iorga, D., Padure, G., Negrea,V.D.***Reducerea gradului de poluare la un motor diesel ce echipează un autovehicul dotat cu un sistem de climatizare prin modificarea traseului aerului de admisie –Petroșani 2002*
- [99]. **Ostoia, D., Mekki, C., Negoïtescu, A.,** *Studiul experimental al dependenței performanțelor energetice și a gradului de poluare ale unui motor diesel cu injecție directă de modificarea presiunii atmosferice-SMAT 2001 vol. III Motoare pentru autovehicule, Autovehiculul, siguranță, confort și fiabilitate, Craiova 08-09 noiembrie 2001*
- [100].**Ostoia, D., Mekki, C., Negoïtescu, A.,** *Studiul mișcărilor fluidului motor în cilindrul motoarelor cu ardere internă -SMAT 2001 vol. III Motoare pentru autovehicule, Autovehiculul, siguranță, confort și fiabilitate, Craiova 08-09 noiembrie 2001*
- [101].**Ostoia, D., Negoïtescu, A.,** *Progrese în domeniul formării amestecului și arderii în motorul diesel-A XXIX-a Sesiune de comunicări științifice cu participare internațională “Tehnologii moderne*

în secolul XXI”, Academia Militară , ISBN 973-8290-279, București, 15-16 noiembrie

- [102]. **Ostoia, D., Negoîtescu, A., Tokar, A.,** *Improvement possibilities of fuel pulverization at the multiple jet sprayer's by functional altering of injection system* -Scientific reunion for the special program of Alexander von Humbolt Foundation concerning the reconstruction of South Eastern Europe-Editura Politehnica-2005-ISBN-973-625-205-1
- [103]. **Ostoia, D., Mekk, C., Iorga, D., Pădure, G., Negrea, V.D.,** *Modelarea matematică a jetului prin modelul picăturii de combustibil.- Academia tehnică militară. Academia tehnică militară. A XXVIII-a Sesiune de comunicări științifice, cu participare internațională, București 21-22 octombrie 1999.*
- [104]. **Ostoia, D., Holotescu, S., Petrutesc Boaru, L.,** *Studiu privind creșterea de presiune pe ciclu și opacitatea pe caracteristica de mers în gol a unui monocilindru diesel-* Simpozionul “Omu și Mediul “- 26.05.2005-ediția a IV-a ISBN 973- 625-225-6- Academia Română Filiala Timișoara, Comisia pentru Combaterea poluării mediului
- [105]. **Parker, D.,** *The measurement and reduction of piston assembly friction,* Internal Combustion Engine Research in Universities- C375/017, ImechE 1991
- [106]. **Pădure, G., Iorga, D., Negrea, V.D., Mekki, C., Ostoia, D.,** *Ridicarea presiunii de injecție și a temperaturii combustibilului la un motor diesel, cu implicații asupra construcției pulverizatorului.- Academia tehnică militară. A XXVIII-a Sesiune de comunicări științifice, cu participare internațională, București 21-22 octombrie 1999.*
- [107]. **Pădure, G., Mekki, C., Iorga, D., Negrea, V.D., Ostoia, D.,** *Injectoare cu ac de pulverizare rotitor pentru motoarele diesel. A IX-a Conferință națională de termotehnică. Craiova . Mai 1999*
- [108]. **Peters, A.,** *Analyse instationer Stromungsvorgange beim Ladungswescheeines Mehrzylinder-Ottomotors und eines aufgeladene Dieselmotors-* Docketarbeit Bochum 1978
- [109]. **Popa, B., Silași, C., Bătagă, I.,** *Rodarea și Uzura motoarelor cu ardere internă,* Editura Tehnică, București 1967
- [110]. **Puri, G.,** *Contribuții la studiul și cercetarea influenței caracteristicii de degajare a căldurii asupra parametrilor de funcționare ai motoarelor cu aprindere prin comprimare cu cameră unitară,* Teză de doctorat, Timișoara 1974

- [111]. **Raica, T.**, *Construcția și calculul motoarelor cu ardere internă*, Vol.I-V, Timișoara, 1978
- [112]. **Rizii, A., W., Inouye, M.**, *Time split finite-volume method for three dimensional blunt-body flow*-AIAA Journal vol. 11 1973
- [113]. **Smith E., Clarke D., Sherrington**, *The measurement of piston assembly friction in a engine*, Internal Combustion Engine Research in Universities-C433/031, ImechE 1991
- [114]. **Thring, R.**, *Piston skirt friction in internal combustion engines*, Internal Combustion Engine Research in Universities-C375/002, ImechE 1991
- [115]. **Ting L., Shih T.**, *Piston Ring Friction Loss Behavior for Motored and Fired Reciprocating Engines*, Proceedings 6-th International Congress on Tribology vol.IV-Eurotrib-Budapest 1993
- [116]. **Tudora, O.**, *Studii și cercetări privind termogazodinamica motoarelor diesel prin metode numerice*, Teză de doctorat, Timișoara 2004
- [117]. **Tuzu, Ct.**, *Motoare Diesel*, Editura Tehnică, București 1966
- [118]. **Vibe, G., N.** *Brennverlauf und Kreisprozess von Verbrennungsmotore* VEB-Verlag Technik Berlin, 1970
- [119]. **Whitehouse, N.D., Baluswamy, N.**, *Calculation of gaseous products during combustion in diesel engine using a four zone model* SAE Paper No. 770410 (1977)
- [120]. **Williams Alan**, *Combustion of Liquid Fuel Sprays*-ISBN 0-408-04113-7-1990
- [121]. **Williams, F.A.**, *Combustion Theory*-Addison-Wesley Publishing Company 1965
- [122]. **Woschni, G.**, *Elektronische Berechnung von Verbrennungsmotor-Kreisprozessen*-MTZ, 1965, 11
- [123]. **Yeh, C., Kosaka, H., Kamimoto.**, *Measurements of drop sizes in unsteady dense spray* –Tokyo Institute of Technology, Japan-1996
- [124]. **Zătreanu, Gh.**, *Contribuții la studiul funcționării segmentelor motoarelor cu ardere internă în regim tranzitoriu*, Teză de doctorat, București 1975
- [125].\*\*\* *Sisteme moderne de injecție de foarte înaltă presiune-Bosch*,2000.
- [126].\*\*\* *Automotive HandBook*, Bosch 3-rd Edition, Stuttgart, 1993



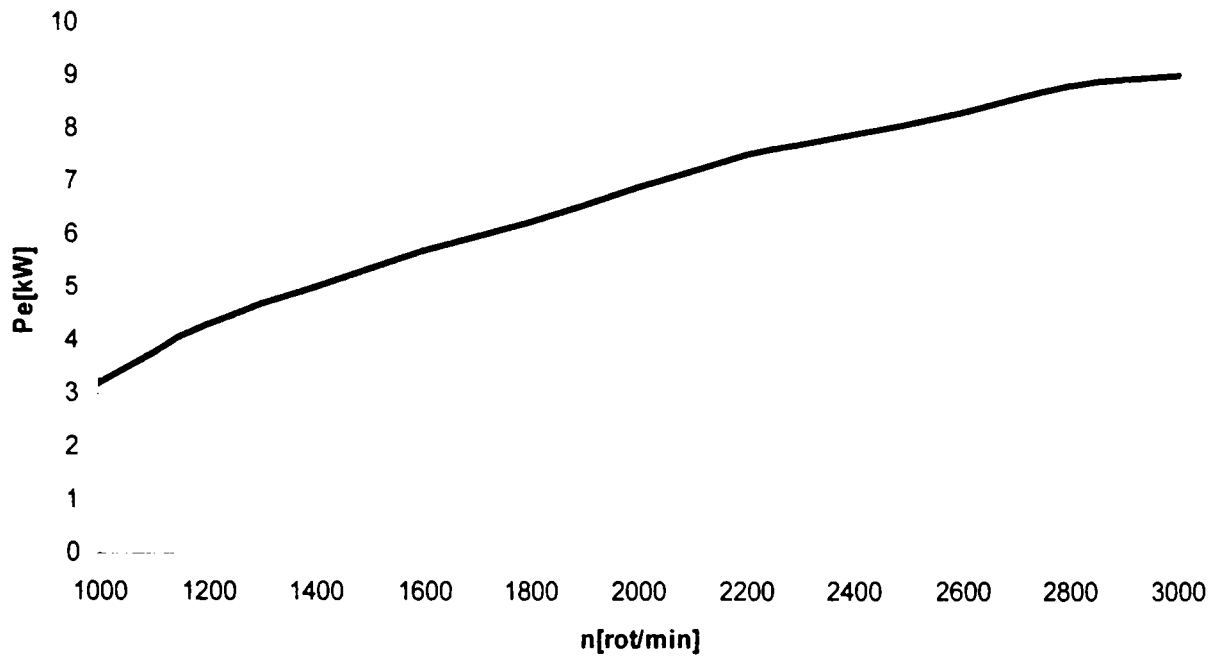
- [127]. \*\*\* *Kleine Kolbenkunde-Mahle*, 1975
- [128]. \*\*\* Zum Entwicklungsstand der Kolbenringe und Dichtungen für Verbrennungsmotoren-MTZ-1978
- [129]. \*\*\* Colecția de reviste MTZ
- [130]. \*\*\* Colecția de reviste ATZ
- [131]. \*\*\* Colecția de reviste Automotive Engineer
- [132]. \*\*\* [www.federalmogul.com](http://www.federalmogul.com)
- [133]. \*\*\* [www.bosch.com](http://www.bosch.com)
- [134]. \*\*\* [www.dieselgreen.com](http://www.dieselgreen.com),
- [135]. \*\*\* [www.honda.com](http://www.honda.com)
- [136]. \*\*\* [www.goetze.de](http://www.goetze.de)
- [137]. \*\*\* [www.vw.com](http://www.vw.com)
- [138]. \*\*\* [www.sae.com](http://www.sae.com)
- [139]. \*\*\* [www.bmw.com](http://www.bmw.com)
- [140]. \*\*\* [www.tub.de](http://www.tub.de)
- [141]. \*\*\* [www.mefin.ro](http://www.mefin.ro)
- [142]. \*\*\* [www.stanadyne.com](http://www.stanadyne.com)
- [143]. \*\*\* [www.avl.at](http://www.avl.at)
- [144]. \*\*\* manual utilizare AVL DiCom
- [145]. \*\*\* manual utilizare LabView 6.i

**\*\*\*Contracte de cercetare: CNCIS:**

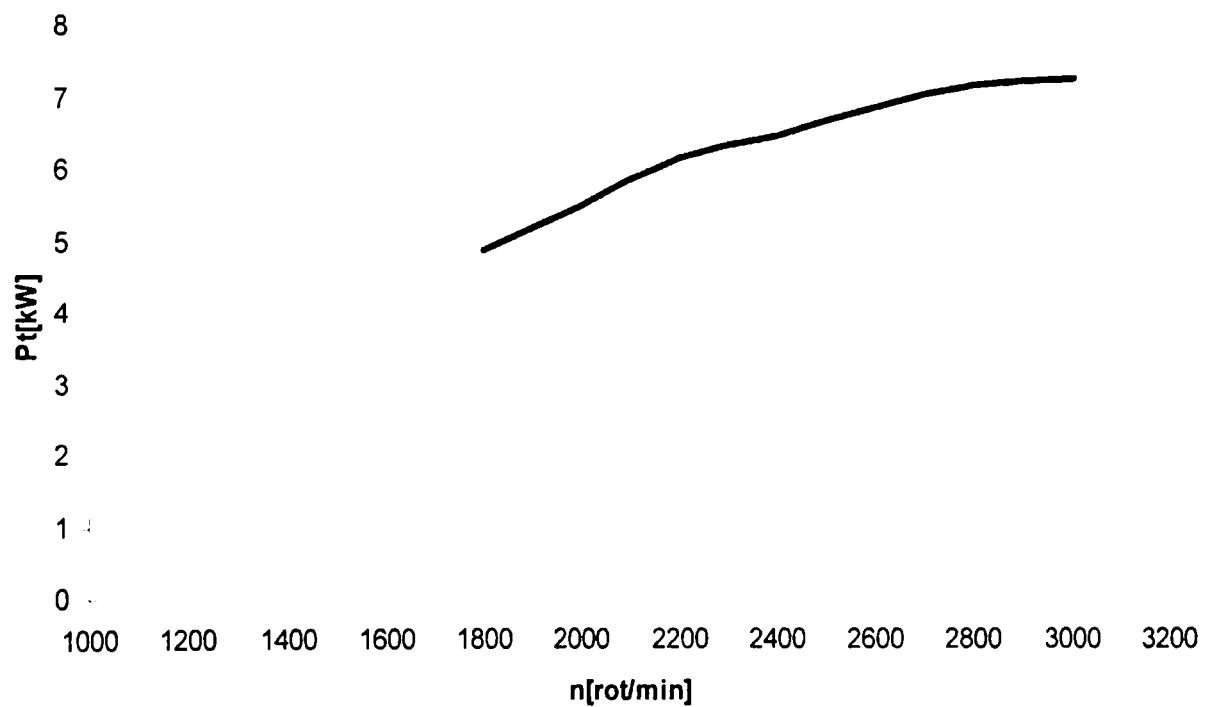
- [146]. *Cercetări privind termogazodinamica curgerii fluidelor reale cu aplicații la formarea amestecului la motoarele cu ardere internă, cu nivel de noxe și consum de combustibil redus. Nr.155/1999-Faza 1.3*
- [147]. *Studii și cercetări privind adaptarea constructiv funcțională a unui sistem de injecție și a parametrilor admisiei la un m.a.c. cu injecție directă vizând reducerea gradului de fum cu menținerea performanțelor motorului Nr.155/2000 faza 2.6*

ANEXA  
CARACTERISTICA DE SARCINĂ M 511<sup>1</sup>

## Putere efectiva

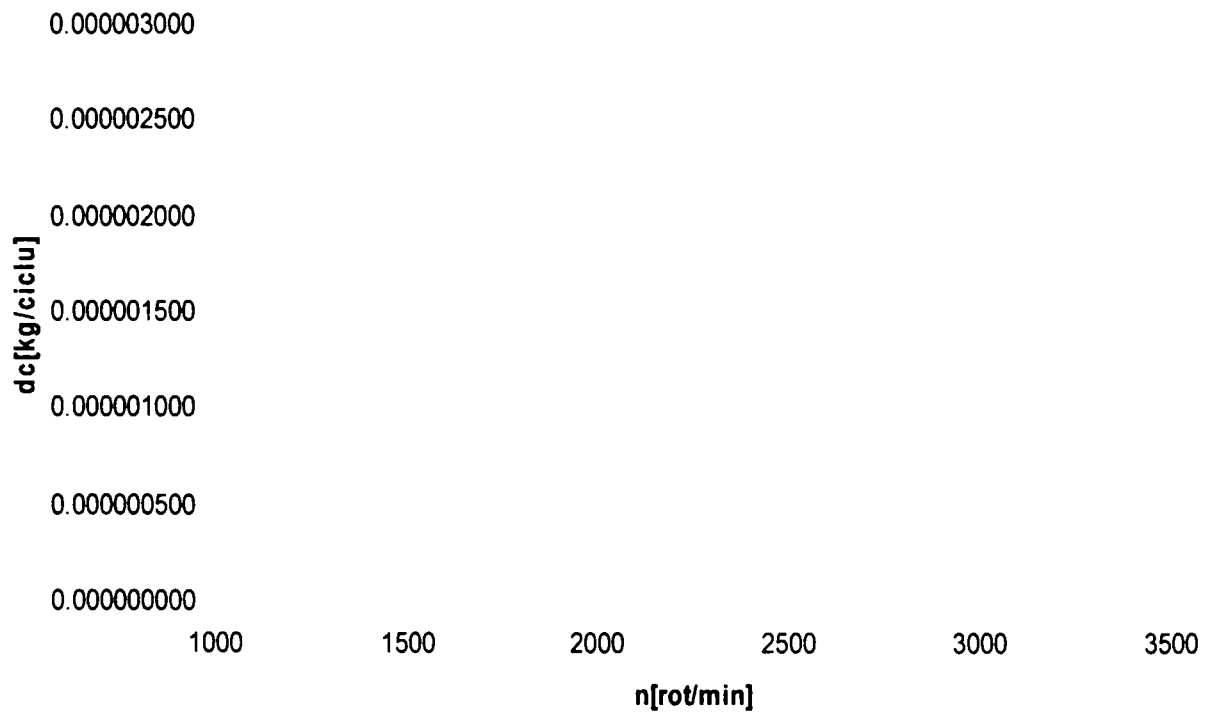


## Putere continua

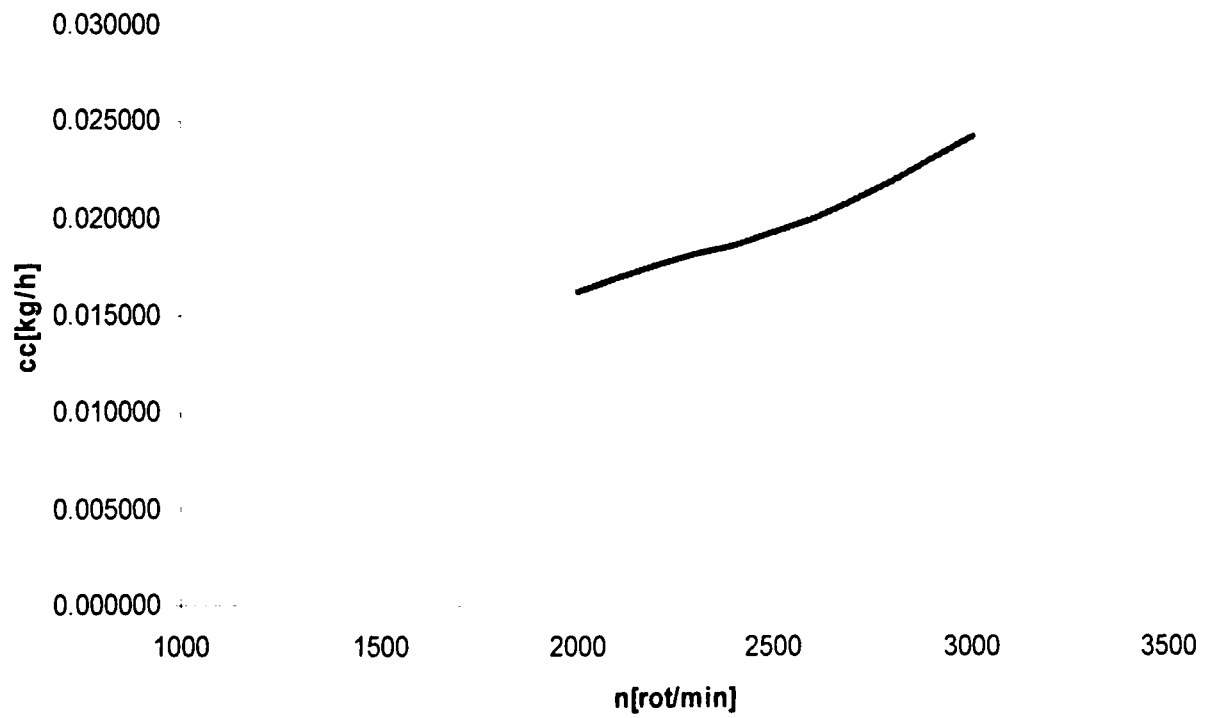
<sup>1</sup> Sursa Aerostar Bacău

Anexe

Doza ciclica



Consum orar de combustibil



Anexe

Consum specific efectiv

