

CONTRIBUȚII PRIVIND ÎMBUNĂȚIREA PERFORMANȚELOR ENERGETICE ȘI LIMITĂRII POLUĂRII UNUI MOTOTR DIESEL CU INJEȚIE DIRECTĂ DE PUTERE MIJLOCIE MARE PRIN PERFEȚIONEREA CALITĂȚILOR INJEȚIEI

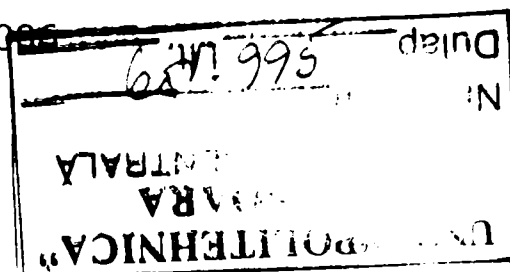
Teză destinată obținerii
titlului științific de doctor inginer
la
Universitatea "Politehnica" din Timișoara
în domeniul INGINERIE MECANICĂ
de către

Ing. Ion Vrabie

Conducător științific:
Referenți științifici:

prof.dr.ing. Dănilă Iorga
prof.dr.ing. Virgiliu-Dan Negrea
prof.dr.ing. Marin Pică
prof. dr.ing. Florinel Papuc

Ziua susținerii tezei: 24.11.2005



Seriile Teze de doctorat ale UPT sunt:

- | | |
|------------------------|---|
| 1. Automatică | 7. Inginerie Electronică și Telecomunicații |
| 2. Chimie | 8. Inginerie Industrială |
| 3. Energetică | 9. Inginerie Mecanică |
| 4. Ingineria Chimică | 10. Știința Calculatoarelor |
| 5. Inginerie Civilă | 11. Știința și Ingineria Materialelor |
| 6. Inginerie Electrică | |

Universitatea „Politehnica” din Timișoara a inițiat seriile de mai sus în scopul diseminării expertizei, cunoștințelor și rezultatelor cercetărilor întreprinse în cadrul școlii doctorale a universității. Seriile conțin, potrivit H.B.Ex.S Nr. 14 / 14.07.2006, tezele de doctorat susținute în universitate începând cu 1 octombrie 2006.

Copyright © Editura Politehnica – Timișoara, 2006

Această publicație este supusă prevederilor legii dreptului de autor. Multiplicarea acestei publicații, în mod integral sau în parte, traducerea, tipărirea, reutilizarea ilustrațiilor, expunerea, radiodifuzarea, reproducerea pe microfilme sau în orice altă formă este permisă numai cu respectarea prevederilor Legii române a dreptului de autor în vigoare și permisiunea pentru utilizare obținută în scris din partea Universității „Politehnica” din Timișoara. Toate încălcările acestor drepturi vor fi penalizate potrivit Legii române a drepturilor de autor.

România, 300159 Timișoara, Bd. Republicii 9,
tel. 0256 403823, fax. 0256 403221
e-mail: editura@edipol.upt.ro

PREFAȚĂ

Motorul cu aprindere prin comprimare, având un randament termic ridicat, o fiabilitate sporită, precum și siguranță mare în exploatare, se utilizează pe scară largă, atât în tracțiunea terestră cât și în tracțiunea navală.

Sistemul de injecție constituie unul din elementele de mare importanță care au un impact deosebit asupra procesului de ardere din motorul Diesel. Optimizarea sistemului de injecție necesită atât o cercetare analitică, cât și una experimentală. Lucrarea de față încearcă să rezolve unele aspecte legate de perfecționarea calităților injecției prin modificarea actualului sistem de injecție al unui motor Diesel, cu injecție directă, de putere mijlocie-mare.

La încheierea redactării lucrării îmi îndrept gândurile spre toți aceia care m-au ajutat și susținut în acest efort.

Doresc să-i mulțumesc domnului prof. dr. ing. **Daniel Iorga**, care a fost pentru mine, nu numai un conducător științific, dar și un exemplu minunat și foarte apreciat dascăl, care m-a îndrumat cu competență în efortul de a mă apropia de rigurozitatea științifică impusă de temetica lucrării de doctorat.

De asemenea, doresc să-mi exprim recunoștința și considerația domnului prof. dr. ing. **Virgiliu Dan Negrea**, de ale cărui sfaturi și bogata sa experiență, am beneficiat, fiind onorat de acceptarea ca și referent științific.

Un gând deosebit îl adresez domnului șef de lucrări dr. ing. **Gelu Pădure**, pentru sprijinul acordat în perioada de pregătire și elaborare a tezei de doctorat.

Doresc, pe această cale, să mulțumesc domnului conf. dr. ing. **Ioan Laza**, pentru contribuția sa deosebită la realizarea încercărilor la cald pe motor.

Un gând de recunoștință se cuvine domnului ing. **Vasile Blaga**, ministru al administrației și internelor, pentru sprijinul acordat la efectuarea cercetării experimentale pe un motor Diesel cu injecție directă de putere mijlocie-mare.

Aduc mulțumiri întregului colectiv al Catedrei de Termotehnică Mașini și Echipamente Termice și Autovehicule Rutiere, care m-au format ca și inginer și m-au sprijinit moral și logistic prin idei, la elaborarea tezei de doctorat.

De asemenea, mulțumesc domnului ing. **Gheorghe Barbu**, manager tehnic la HIDROJET BREAZA și doamnei **Gertrude Deleanu**, manager comercial la SC MEFIN SINAIA pentru profesionalismul și sprijinul logistic acordat la realizarea cercetării experimentale a lucrării de doctorat.

Aduc mulțumiri deosebite domnului dr. ing. **Ioan Adameșteanu**, manager pentru cercetare și domnului dr. ing. **Despa Petre**, manager tehnic la SC MASTER SA, București, pentru profesionalismul și sprijinul logistic direct acordat pentru realizarea încercărilor "la cald" pe motorul Diesel cu injecție directă de putere mijlocie-mare 8V396TC82.

Sincere mulțumiri, se cuvin doamnei ing. **Adina Cazangiu** pentru sprijinul acordat la tehnoredactarea lucrării de doctorat.

Mulțumesc soției pentru răbdarea, înțelegerea și participarea sufletească dăruită de-a lungul întregii perioade de pregătire a lucrării de doctorat.

În special, doresc să mulțumesc fiicei mele și ginerelui meu pentru tot ce au făcut pentru mine în această perioadă.

Timișoara, noiembrie 2006

ing. Ion Vrabie

Vrabie, Ion

Contribuții privind îmbunătățirea performanțelor energetice și limitării poluării unui motor diesel cu injecție directă de putere mijlocie mare prin perfecționarea calităților injecției

Teze de doctorat ale UPT, Seria 9, Nr. 3, Editura Politehnica, 2006, 274 pagini, 170 figuri, 23 tabele.

ISSN:1842-4937

ISBN (10) 973-625-380-5; ISBN (13) 978-973-625-380-5

Cuvinte cheie:

Injecție, caracteristici de pulverizare, jeturi multiple, cameră unitară, performanțe de putere, moment și consum specific efectiv, grad de fum, calculul NOx măsurat, legea de injecție, încercări "la rece", încercări "la cald"

Rezumat:

Teza de doctorat abordează problematica injecției directe în motorul Diesel cu cameră unitară, prin perfecționarea pulverizării, vizând îmbunătățirea procesului de ardere cu consecințe favorabile asupra performanțelor energetice și de reducere a poluării mediului.

Tematica prezentei lucrări a fost dezvoltată pentru sistemul de injecție actual care echipează un motor Diesel cu cameră unitară de putere mijlocie-mare.

Pentru realizarea scopurilor propuse, păstrând constantă suprafața totală de injecție, ca și pulverizatorul standard, tip RODLL152S19, s-a stabilit prin calcul numărul și dimensiunile orificiilor posibil de realizat tehnic, după care s-a proiectat și realizat la HIDROJET BREAZA 4 variante de pulverizatoare cu 5,6,7,8 orificii, cu diametre de 0,53 mm, 0,48 mm, 0,45 mm, 0,42 mm.

Pe baza analizei caracteristicilor de pulverizare a rezultat că variantele de pulverizatoare cu 7 orificii, la presiunea de injecție de 240 bar și la 260 bar, precum și varianta cu 6 orificii la 280 bar, pot fi soluții optime privind îmbunătățirea semnificativă a pulverizării omogenității jetului și distribuției radiale a picăturilor din jet.

Analizând și prelucrând adecvat legile de injecție ridicate experimental pentru toate pulverizatoarele modificate, se constată că, în timpul întârzierii la autoaprindere, cantitatea de combustibil acumulată în camera de ardere rămâne constantă.

Rezultatele cercetărilor "la cald" pe motorul 8V396TC82, au confirmat ipotezele obținute teoretic din studiul pulverizării cu pulverizatoare modificate, care au condus la stabilirea variantei optime de pulverizator și presiune de injecție; astfel, metoda elaborată în prezenta lucrare, de găsire a variantei optime de pulverizator, prin cercetări "la rece" este validată și se poate folosi cu succes și pentru alte tipuri de motoare Diesel cu injecție directă.

CUPRINS

Cuprins	5
Lista figurilor	8
Lista tabelelor	13
Capitolul I Introducere	15
1.1 Scopul și obiectivele lucrării	15
1.2 Conținutul lucrării	16
Capitolul II Stadiul actual al cercetărilor privind evaluarea calității injecției cu injectoare multijet pentru un m.a.c. cu cameră unitară	19
2.1 Considerații generale	19
2.2 Pulverizarea combustibilului	20
2.3 Studii și cercetări privind caracteristicile jetului de combustibil pulverizat	21
2.4 Cercetări privind dispersia jeturilor de combustibil	33
2.5 Cercetări privind ridicarea legii de injecție pentru injectoare multijet	40
2.5.1 Considerații teoretice privind legea de injecție	40
2.5.2 Studii comparative privind metodele de determinare a legii de injecție	40
2.5.2.1 Metodele directe	49
2.5.2.2 Metode indirecte	49
2.5.2.2.1 Considerații generale	49
2.5.2.2.2 Metoda bazată pe elasticitatea combustibilului	49
2.5.2.2.3 Metode bazate pe legile propagării undelor în conducte închise, lungi	51
2.5.2.2.3.1 Metode bazate pe măsurarea variației presiunii și în conducta de refulare	51
2.5.2.2.4 Metoda bazată pe măsurarea presiunii în unda incidentă generată de injecție într-o conducta lungă (Indicatorul Bosch sau indicatorul de undă)	52
2.6 Concluzii	54
Capitolul III Corelația dintre caracteristicile injecției cu injectoare multijet și performanțele energetice, respectiv limitarea poluării unui m.a.c. cu injecție directă	56
3.1 Considerații generale	56
3.2 Mărimile caracteristice ale injecției de combustibil cu injectoare multijet în motorul cu aprindere prin comprimare	57
3.3 Cercetări privind influența modificării injectoarelor asupra performanțelor energetice și a limitării poluării unui m.a.c. cu injecție directă	61
3.3.1 Cercetări privind influența modificării parametrilor constructivi ai injectoarelor	61
3.3.1.1 Considerații generale	61
3.3.1.2 Modificarea numărului și diametrului orificiilor pulverizatorului	61
3.3.1.3 Modificarea diametrului orificiilor și a unghiului conului de pulverizare	68
3.3.1.4 Injectoare cu ac de pulverizare rotitor pentru m.a.c. cu injecție directă	70

3.3.2 Cercetări privind influența modificării parametrilor funcționali ai injectoarelor	72
3.3.2.1 Considerații generale	72
3.3.2.2 Modificarea presiunii de injecție	73
3.3.2.3 Pregătirea termică a motorinei injectate	73
3.3.2.4 Modificarea combinată a temperaturii motorinei injectate și a presiunii de injecție	78
3.4 Concluzii	78
Capitolul IV Tehnici și metode de investigație teoretico-experimentală a formării amestecului și arderii în m.a.c. cu cameră unitară și injectoare multijet	81
4.1 Generalități privind formarea amestecului în camerele unitare ale m.a.c.	81
4.2 Considerații teoretice privind autoaprinderea și arderea în motorul Diesel cu injecție directă	83
4.3 Studii și cercetări privind modelarea arderii în m.a.c.	86
4.3.1 Considerații teoretice privind modelarea arderii în m.a.c.	86
4.3.2 Studiu comparativ privind modelele de calcul pentru modelarea procesului de ardere din motoarele Diesel	87
4.3.2.1 Modele termodinamice unizonale	87
4.3.2.2 Modele termodinamice multizonale	88
4.3.2.3 Modele zerodimensionale fenomenologice	91
4.4 Cercetări privind tehnicile și metodele de investigație teoretico-experimentală a formării amestecului și a arderii	93
4.4.1 Metode de investigație teoretico-experimentală	93
4.4.1.1 Investigația experimentală a autoaprinderii	93
4.4.1.2 Arderea amestecurilor preformate (arderea rapidă)	100
4.4.1.3 Ardere difuzivă (moderată)	102
4.4.2 Tehnici de investigație teoretico-experimentală	106
4.5 Originea și calculul emisiilor de hidrocarburi și a oxizilor de azot la m.a.c.	108
4.5.1 Considerații teoretice privind originea și calculul emisiilor de hidrocarburi	108
4.5.2 Formarea funinginii	112
4.5.3 Formarea oxizilor de azot	114
4.5.4 Evaluarea oxizilor de azot NO _x pentru motoare Diesel de mare putere	119
4.6 Concluzii	125
Capitolul V Cercetări teoretice și experimentale privind influența modificărilor unor parametri constructivi și funcționali asupra caracteristicilor injecției combustibilului cu injectoare multijet la un motor diesel cu injecție directă de putere mijlocie-mare	126
5.1 Considerații generale	126
5.2 Stabilirea numărului și dimensiunilor orificiilor de injecție ale pulverizatorului	127
5.3 Cercetări experimentale privind comportarea pulverizatoarelor modificate	135
5.3.1 Amprenta jeturilor de combustibil	135
5.3.1.1 Instalația experimentală și metodica de încercare	135

5.3.2 Ridicarea experimentală a caracteristicilor de pulverizare și interpretarea lor	140
5.3.2.1 Instalația experimentală și metodica de încercare	140
5.3.2.2 Influența modificării numărului și a diametrului orificiilor de injecție ale pulverizatorului	146
5.3.2.3 Influența modificării presiunii de injecție	154
5.3.2.4 Influența modificării combinate a numărului orificiilor de injecție și a presiunii de injecție	160
5.3.2.5 Concluzii privind adoptarea unor noi soluții de pulverizatoare pentru îmbunătățirea performanțelor energetice ale motorului și reducerea gradului de fum.	161
5.4 Determinarea legii de injecție.	162
5.4.1 Considerații generale	162
5.4.2 Instalația experimentală și metodica de încercare	162
5.4.3 Interpretarea rezultatelor și concluzii	191
Capitolul VI Încercări experimentale ale unui motor cu cameră unitară, vizând influența modificărilor caracteristicilor injecției asupra performanțelor energetice și limitarea gradului de fum	194
6.1 Echipamentul folosit pentru încercările experimentale	194
6.1.1 Descrierea standului de încercări	194
6.1.2 Echipamentul de injecție utilizat pentru încercările experimentale	204
6.2 Rezultate experimentale și interpretarea lor	208
6.2.1. Studiul influenței numărului și diametrului orificiilor de pulverizare asupra performanțelor motorului și a gradului de fum	208
6.2.2 Studiul influenței presiunii de injecție asupra performanțelor motorului și a gradului de fum.	216
6.2.3 Studiul influenței simultane a modificării numărului de orificii ale pulverizatorului și a presiunii de injecție asupra performanțelor motorului și a gradului de fum	228
6.3 Cercetări experimentale și interpretarea lor comparativă cu rezultatele datelor de calcul	235
6.3.1 Cercetări experimentale privind oxizii de azot din gazele eșapate de un motor Diesel de mare putere și comparația cu rezultatele datelor de calcul	235
6.3.2 Comparația rezultatelor obținute teoretic "la rece" privind îmbunătățirea pulverizării, prin modificarea parametrilor injecției și rezultatele experimentale pe motorul "la cald"	238
6.4 Concluzii	240
Capitolul VII Concluzii finale și contribuții personale	244
7.1 Concluzii finale	244
7.2 Contribuții personale	248
Bibliografie	251

Lista figurilor

Fig. 2.1 Distribuția combustibilului pulverizat

Fig. 2.2 Structura jetului de combustibil în diferitele faze ale pulverizării

Fig. 2.3 Schema funcțională a instalației experimentale

Fig. 2.4 Schematizarea camerei de ardere din piston

Fig. 2.5 Schemă pentru definirea penetrației optime a jetului

Fig. 2.6 Variația fineții, omogenității, penetrației și dispersiei în funcție de presiunea de injecție

Fig. 2.7 Influența contrapresiunii din camera de ardere asupra pulverizării

Fig. 2.8 Dependența caracteristicii de pulverizare și a formei jetului de vâscozitatea combustibilului

Fig. 2.9 Influența diametrului orificiilor de pulverizare asupra penetrației, vitezei și dispersiei jetului

Fig. 2.10 Montarea bancului de vizualizarea ajeturilor Diesel într-o bombă

Fig. 2.11 Deformarea unei singure injecții (începutul injecției) ridicarea = 0,06/0,25mm; $V_{inj} = 45\text{mm}^3/\text{inj}$, $\Phi_{gaur} = 5 \times 0,212\text{ mm}$; $n = 2500\text{ rot/min}$;

Fig. 2.12 Deformarea unei singure injecții (urmarea injecției) ridicarea = 0,06/0,25mm; $V_{inj} = 45\text{mm}^3/\text{inj}$; $\Phi_{gaur} = 5 \times 0,212\text{ mm}$; $n = 2500\text{ rot/min}$;

Fig. 2.13 Influența preridicării acului asupra neuniformității la început de injecție. Comparație între începutul injecției la 1500 rot/min, cu preridicări de 0,02 mm și 0,6 mm.

Fig. 2.14 Influența dublului ghidaj asupra pătrunderii jeturilor. Comparația începutului de injecție cu și fără ghidaj ameliorat

Fig. 2.15 Influența mișcării de vârtej asupra jeturilor. Influența nivelului mișcărilor de vârtej asupra derulării injecției

Fig. 2.16 a,b Caracteristica de injecție și întârzierea la autoaprindere

Fig. 2.17 Schema dispozitivului cu declanșare electromagnetică

Fig. 2.18 a,b Dispozitivul cu roată circulară pentru ridicarea legii de injecție, adaptat la standul de centicubat

Fig. 2.19a,b Variația injecției la $h=9\text{ mm}$

Fig. 2.20 Variația duratei întârzierii la autoaprindere

Fig. 2.21 Indicatorul de presiune (BOSCH)

Fig. 2.22 Indicatorul Bosch

Fig. 3.1 Parametrii principali ai procesului de injecție

Fig. 3.2 Zonele caracteristice ale oscilogramelor presiuni

Fig. 3.3 Diagrama momentului motor la sarcina totală

Fig. 3.4 Diagrama dozei de combustibil pe ciclu la sarcina totală

Fig. 3.5 Diagrama consumului specific de combustibil pe ciclu la sarcina totală

Fig. 3.6 Diagrama de fum la sarcina totală

Fig. 3.7 a, b, c Variante posibile de orificii de injecție cu secțiunea totală constantă a pulverizatorului

Fig.3.8 Curbele de variație pentru puterea efectivă

Fig.3.9 Curbele de variație ale gradului de fum Hartridge

Fig. 3.10 Curba de variație pentru puterea efectivă

Fig. 3.11 Variația gradului de fum Hartridge

Fig. 3.12 a,b Pulverizator cu ac rotitor

Fig. 3.13 Curbele de variație pentru puterea efectivă

Fig. 3.14 Variația gradului de fum Hartridge

Fig. 3.15 Stand de încercare cu motor Diesel

Fig. 3.16 Variația curbelor de putere efectivă

Fig. 3.17 Alura curbelor de variație a gradului de fum Hartridge

Fig. 4.1 Influența procesului de amestecare

Fig. 4.2 Corelarea diagramei de presiune(a) cu viteza de ardere(b) și jetul de combustibil(c),(d)

Fig. 4.3 Reprezentarea vitezei de ardere prin funcția compusă triunghiulară – Wiebe pentru descrierea procesului de ardere din motorul Diesel, cu: A-întârzierea la autoaprindere; B-arderea rapidă a amestecurilor preformate, C-arderea difuzivă, I-începutul injecției, K-sfârșitul injecției

Fig. 4.4 Reprezentarea unui model bizonal de desfășurare a arderii în motorul Diesel cu injecție directă: a)- variația jeturilor; b)-legea de injecție

Fig. 4.5 Reprezentarea tridimensională a jetului neomogen

Fig. 4.6 Reprezentarea jetului, segmentelor de jet și a zonelor de ardere la un moment dat (a) și a evoluției unei zone în timp (b)

Fig. 4.7 Diagrama indicată (a) corelată cu ridicarea acului injectorului (b) pentru studiul arderii în **m.a.c.**

Fig. 4.8 Schema instalației pentru fotografierea interiorului camerei de ardere: 1-frână electrică; 2-volat gradat; 3-monocilindru 4-cameră fotografică; 5-lămpi pentru iluminat; 6-fereastră de cuarț; 7-oglinzi

Fig. 4.9 Fotoînregistrarea camerei de ardere corelată cu diagramele presiunii (p) și ridicării acului injector (h_a)

Fig. 4.10 Variația intensității luminoase și a presiunii în perioada arderii

Fig. 4.11 Diagrama indicată corelată cu caracteristicile de injecție și ardere

Fig. 4.12 Înregistrări simultane ale autoaprinderii și ale vânei lichide din jetul de combustibil: a- poziționarea autoaprinderii, prin efectul luminos (stânga) și miezul lichid definit prin împrăștiere Mie (dreapta) la patru cicluri; b- poziția zonei de autoaprinderii pentru trei combustibili: $y=0$, la ieșirea din pulverizator; $x=0$ pe axa jetului)

Fig. 4.13 Propagarea flăcării în camera de ardere a unui motor Diesel cu injecție directă, determinată prin metoda fibrelor optice multiple ($V_s=1598 \text{ cm}^3$, $\epsilon=18$, $p_e=3 \text{ bar}$, 1100 rpm , $\alpha_i=20^\circ\text{RA}$)

Fig. 4.14 Variația concentrației funinginii în timpul arderii, măsurată în lungul unui jet de combustibil prin metoda radiației bicromatice

Fig. 4.15 Variația luminozității flăcării și a intensității turbulenței arderii difuzive într-un motor Diesel cu injecție directă

Fig. 4.16 Viteza degajării căldurii într-un motor Diesel cu injecție directă pentru patru presiuni de injecție

Fig. 4.17 Duratele măsurate între sfârșitul arderii amestecurilor preformate și momentele degajării a 50% și 75% din căldura produsă de arderea difuzivă. Vârtejul aerului de intensitate mică (1), medie (2), mare (3). a) pulverizator cu 4 orificii $\times 0,20 \text{ mm}$; b) pulverizator cu 6 orificii $\times 0,178 \text{ mm}$

Fig. 4.18 Tehnicile experimentale pentru cercetarea arderii picăturii într-un mediu oxidant: a- sferă poroasă; b- picătură suspendată; c- picătură căzătoare.

Fig. 4.19 Variația temperaturii și a concentrației de vapori de combustibil și de oxigen în cele două zone care înconjoară picătura

Fig. 4.20 Reprezentarea zonelor specifice de formare a emisiilor poluante în camera de ardere a unui motor cu injecție directă

Fig. 4.21 Influența volumului sacului pulverizatorului asupra concentrației de HC în gazele de evacuare ale unui motor Diesel cu injecție directă

Fig. 4.23 Modelul jetului liber pulverizat și al peretelui jetului pentru determinarea aerului antrenat

Fig. 4.24 Funinginea eșapată (experimental și calculată) în funcție de avansul la injecție, pentru injecție normală și rapidă

Fig. 4.25 Calculul formării NO. $\lambda=1.0$, $p=100 \text{ bar}$, $T=2400\text{K}$

Fig. 4.26 Schema structurală a programului de calcul a ciclului real de funcționare al motorului

Fig. 4.27 Camera de ardere a motorului MTU 8V396TC82

Fig. 4.28 Variația NOx în funcție de turația motorului

Fig. 4.29 Variația consumului specific efectiv de combustibil în funcție de turația motorului

Fig. 4.30 Variația puterii efective în funcție de turația motorului

Fig. 5.1 Ansamblul injectorului RO KDAL 62S18

Fig. 5.2 Elementele componente ale injectorului

Fig. 5.3 Injectorul RO KDAL 62S18RO KDAL 62S18

Fig. 5.4 Pulverizatorul RO DLL 152 S119

- Fig. 5.5a Pulverizator cu 5 orificii varianta standard; fig. 5.5b Pulverizatorul cu 6 orificii varianta 1; fig. 5.5c Pulverizatorul cu 7 orificii varianta 2; Fig. 5.5d Pulverizatorul cu 8 orificii varianta 3
- Fig. 5.6 Variația diametrului orificiului de pulverizare funcție de numărul de orificii al pulverizatorului
- Fig. 5.7 Variația suprafeței totale de pulverizare funcție de numărul de orificii al pulverizatorului
- Fig. 5.8 Variația perimetrului udat funcție de numărul de orificii al pulverizatorului
- Fig. 5.9 Variația creșterii perimetrului udat funcție de numărul de orificii al pulverizatorului
- Fig. 5.10 - Standul pentru încercat și reglat injectoare
- Fig. 5.11 a÷l Amprentele jeturilor de motorină captate la 15 mm
- Fig. 5.12 Fotografiiile amprentelor jetului de combustibil pentru $p_i=240$ bar
- Fig. 5.13 Fotografiiile amprentelor jetului de combustibil pentru $p_i=260$ bar
- Fig. 5.14 Fotografiiile amprentelor jetului de combustibil pentru $p_i=280$ bar
- Fig. 5.15 Caracteristicile de pulverizare pentru $p_i=240$ bar, $n_0=5,6,7,8$ orificii
- Fig. 5.16 Caracteristicile de pulverizare pentru $p_i=260$ bar, $n_0=5,6,7,8$ orificii
- Fig. 5.17 Caracteristicile de pulverizare pentru $p_i=280$ bar, $n_0=5,6,7,8$ orificii
- Fig. 5.18 a, b, c, d -Variația diametrelor medii ale picăturilor funcție de raza petei jetului la presiunea de 240 [bar]
- Fig. 5.19 a, b, c, d -Variația diametrelor medii ale picăturilor funcție de raza petei jetului la presiunea de 260 [bar]
- Fig. 5.20 a, b, c, d -Variația diametrelor medii ale picăturilor funcție de raza petei jetului la presiunea de 280 [bar]
- Fig. 5.21 Caracteristicile de pulverizare pentru $n_0=5$ orificii la presiunile de injecție $p_i=240$ bar, 260bar, 280bar
- Fig. 5.22 Caracteristicile de pulverizare pentru $n_0=6$ orificii la presiunile de injecție $p_i=240$ bar, 260bar, 280bar
- Fig. 5.23 Caracteristicile de pulverizare pentru $n_0=7$ orificii la presiunile de injecție $p_i=240$ bar, 260bar, 280bar
- Fig. 5.24 Caracteristicile de pulverizare pentru $n_0=8$ orificii la presiunile de injecție $p_i=240$ bar, 260bar, 280bar
- Fig. 5.25 Variația diametrelor medii caracteristice funcție de presiunea de injecție pentru $n_0 = 5$ orificii
- Fig. 5.26 Variația diametrelor medii caracteristice funcție de presiunea de injecție pentru $n_0 = 6$ orificii
- Fig. 5.27 Variația diametrelor medii caracteristice funcție de presiunea de injecție pentru $n_0 = 7$ orificii
- Fig. 5.28 Variația diametrelor medii caracteristice funcție de presiunea de injecție pentru $n_0 = 8$ orificii
- Fig. 5.29a Detaliu cu standul de centicubat Bosch cu 12 secțiuni reper EFPE-385A
- Fig. 5.29b Detaliu cu panoul frontal al indicatorului pentru legea de injecție Bosh reper EFEP-482
- Fig. 5.30a Detaliu cu standul de centicubat tip Bosh reper EFEP-385A
- Fig. 5.30b Detaliu cu indicatorul pentru legea de injecție Bosh reper EFEP-482
- Fig. 5.31a PC SILVER SERAPH INTEL INSIDE
- 5.31b Detaliu cu sistemul digital de achiziție de date în regim dinamic tip Hottinger-Baldwin-Messtechnic
- Fig. 5.32a Variația presiunii în conducta de măsurare pentru $p_i = 240$ [bar], $n_p=1150$ [rot/min], $h=16,5$ [mm]
- Fig. 5.32b Variația presiunii în conducta de măsurare pentru $p_i = 240$ [bar], $n_p=800$ [rot/min], $h=16,5$ [mm]
- Fig. 5.33a Variația presiunii în conducta de măsurare pentru $p_i = 260$ [bar], $n_p=1150$ [rot/min], $h=16,5$ [mm]
- Fig. 5.33b Variația presiunii în conducta de măsurare pentru $p_i = 260$ [bar], $n_p=800$ [rot/min], $h=16,5$ [mm]
- Fig. 5.34a Variația presiunii în conducta de măsurare pentru $p_i = 280$ [bar], $n_p=1150$ [rot/min], $h=16,5$ [mm]

- Fig. 5.34b Variația presiunii în conducta de măsurare pentru $p_i = 280$ [bar], $n_p = 800$ [rot/min], $h = 16,5$ [mm]
- Fig. 5.35a Variația presiunii în conducta de măsurare pentru $p_i = 220$ [bar], $n_p = 1150$ [rot/min], $h = 16,5$ [mm]
- Fig. 5.35b Variația presiunii în conducta de măsurare pentru $p_i = 220$ [bar], $n_p = 800$ [rot/min], $h = 16,5$ [mm]
- Fig. 5.36a Viteza de injecție $p_i = 240$ [bar], $n_p = 1150$ rot/min, $h = 16,5$ mm
- Fig. 5.36b Legea de injecție $p_i = 240$ [bar], $n_p = 1150$ rot/min, $h = 16,5$ mm
- Fig. 5.37a Viteza de injecție $p_i = 240$ [bar], $n_p = 800$ rot/min, $h = 16,5$ mm
- Fig. 5.37b Legea de injecție $p_i = 240$ [bar], $n_p = 800$ rot/min, $h = 16,5$ mm
- Fig. 5.38a Viteza de injecție $p_i = 260$ [bar], $n_p = 1150$ rot/min, $h = 16,5$ mm
- Fig. 5.38b Legea de injecție $p_i = 260$ [bar], $n_p = 1150$ rot/min, $h = 16,5$ mm
- Fig. 5.39a Viteza de injecție $p_i = 260$ [bar], $n_p = 800$ rot/min, $h = 16,5$ mm
- Fig. 5.39b Legea de injecție $p_i = 260$ [bar], $n_p = 800$ rot/min, $h = 16,5$ mm
- Fig. 5.40a Viteza de injecție $p_i = 280$ [bar], $n_p = 1150$ rot/min, $h = 16,5$ mm
- Fig. 5.40b Legea de injecție $p_i = 280$ [bar], $n_p = 1150$ rot/min, $h = 16,5$ mm
- Fig. 5.41a Viteza de injecție $p_i = 280$ [bar], $n_p = 800$ rot/min, $h = 16,5$ mm
- Fig. 5.41b Legea de injecție $p_i = 280$ [bar], $n_p = 800$ rot/min, $h = 16,5$ mm
- Fig. 5.42a Viteza de injecție $p_i = 220$ [bar], $n_p = 1150$ rot/min, $h = 16,5$ mm
- Fig. 5.42b Legea de injecție $p_i = 220$ [bar], $n_p = 1150$ rot/min, $h = 16,5$ mm
- Fig. 5.43a Viteza de injecție $p_i = 220$ [bar], $n_p = 800$ rot/min, $h = 16,5$ mm
- Fig. 5.43b Legea de injecție $p_i = 220$ [bar], $n_p = 800$ rot/min, $h = 16,5$ mm
- Fig. 6.1 Schema de încărcare hidraulică
- Fig. 6.2 Vedere laterală dreapta a frânei hidraulice tip FROUDE FO 631
- Fig. 6.3a Aparat de măsură consum de combustibil 700C-S2 AVL de tip gravimetric
- Fig. 6.3b Indicator digital pentru măsurarea timpului în care este consumată cantitatea de combustibil selectată (1). Indicatorul digital pentru măsurat în unități Bosch gradul de înnegrire a petei formate pe hârtia albă poroasă (2).
- Fig. 6.4 Aparatul de măsură a fumului la evacuare "SMOKE METER type 409 AVL"
- Fig. 6.5 a,b Aparat determinare noxe tip AVL DiCom
- Fig. 6.6a Schema de instalare a grupului de propulsie 8V396TC82RIN250 în standul de probă
- Fig. 6.6b Vedere laterală dreapta a agregatului energetic 8V396TC82RIN250
- Fig. 6.6c Vedere laterală dreapta a cuplajului dintre agregatul energetic și frâna hidraulică tip FROUDE FO 631
- Fig. 6.6d Vedere din față a agregatului energetic 8V396TC82RIN250
- Fig. 6.7 Pupitru de comandă și observare a funcționării motorului instalat în stand pentru încercări
- Fig. 6.8a Vedere laterală dreapta. Înlocuirea injectoarelor
- Fig. 6.8b Aspecte privind observarea și urmărirea funcționării motorului instalat în stand pentru încercări
- Fig. 6.9 Variația puterii efective în funcție de turație
- Fig. 6.10 Dependența momentului motor de turație
- Fig. 6.11 Variația consumului specific efectiv de combustibil funcție de turație
- Fig. 6.12 Variația gradului de fum funcție de turație
- Fig. 6.13 Curbele de variație ale emisiei de particule –corelația MIRA funcție de turație
- Fig. 6.14 Variația temperaturii gazelor evacuate – linia B, funcție de turație
- Fig. 6.15 Variația NOx în funcție de turație
- Fig. 6.16 Curbele de variație ale puterii efective funcție de turație
- Fig. 6.17 Curbele de variație ale puterii efective funcție de turație
- Fig. 6.18 Dependența momentului motor de turație
- Fig. 6.19 Dependența momentului motor de turație
- Fig. 6.20 Variația consumului specific efectiv de combustibil funcție de turație
- Fig. 6.21 Variația consumului specific efectiv de combustibil funcție de turație
- Fig. 6.22 Variația gradului de fum funcție de turație
- Fig. 6.23 Variația gradului de fum funcție de turație
- Fig. 6.24 Curbele de variație ale emisiei de particule –corelația MIRA funcție de turație
- Fig. 6.25 Curbele de variație ale emisiei de particule –corelația MIRA funcție de turație
- Fig. 6.26 Variația NOx în funcție de turație

Fig. 6.27 Variația NOx în funcție de turație

Fig. 6.28 Variația temperaturii gazelor evacuate – linia B funcție de turație

Fig. 6.29 Curbele de evoluție pentru temperatura gazelor evacuate – linia B

Fig. 6.30 Curbele de variație ale puterii efective funcție de turație

Fig. 6.31 Dependența momentului motor de turație

Fig. 6.32 Variația consumului specific efectiv de combustibil funcție de turație

Fig. 6.33 Variația gradului de fum funcție de turație

Fig. 6.34 Curbele de variație ale emisiei de particule –corelația MIRA, funcție de turație

Fig. 6.35 Variația NOx în funcție de turație

Fig. 6.36 Variația temperaturii gazelor evacuate – linia B funcție de turație

Fig. 6.37 Variația NOx în funcție de turația motorului

Fig. 6.38 Variația consumului specific efectiv de combustibil în funcție de turația motorului

Fig.6.39 Variația puterii efective în funcție de turația motorului

Lista tabelelor

- 2.1 *Producția mondială de motoare Diesel și echipamente de injecție*
- 2.2 *Valorile coeficienților (a....g)*
- 2.3 *Valorile volumelor \dot{V}_{i1} , \dot{V}_{i2} , \dot{V}_{i3} , \dot{V}_{i4} calculate pentru cele patru orificii ale injectorului*
- 4.1 *Mărimile care stau la baza determinării constantelor vitezei de reacție k, calculate de mai mulți autori*
- 4.2 *Valorile obținute prin aplicarea programului PROGO pentru principalele mărimi care influențează procesul formării NOx.*
- 4.3 *Valorile obținute prin aplicarea programului PROGO a efectului coeficientului de aer asupra NOX*
- 5.1 *Rezultatele calculelor principalelor mărimi caracteristice pentru injectorul ROKDAL62S18*
- 5.2 *Valorile cantității de combustibil injectat la turațiile arborelui de injecție de 1150 la 350 rot/min și cursa cremaliereri de (15; 16,5; 14; 12; 10; 8) mm*
- 5.3 *Valorile măsurătorilor presiunii maxime la turațiile arborelui pompei de 1150, 800, 350 rot/min și cursa cremaliereri 16,5 mm, pentru cele patru tipuri de pulverizatoare, la presiuni de injecție diferite*
- 5.4 (anexa 1) *Valorile presiunii în conducta de măsurare la turațiile arborelui pompei de 1150 și 800 rot/min la presiunea de injecție de 240 bar, pentru patru seturi de pulverizatoare RODLL152S19*
- 5.5 (anexa 2) *Valorile presiunii în conducta de măsurare la turațiile arborelui pompei de 1150 și 800 rot/min la presiunea de injecție de 260 bar, pentru patru seturi de pulverizatoare RODLL152S19*
- 5.6 (anexa 3) *Valorile presiunii în conducta de măsurare la turațiile arborelui pompei de 1150 și 800 rot/min la presiunea de injecție de 280 bar, pentru patru seturi de pulverizatoare RODLL152S19*
- 5.7 (anexa 4) *Valorile presiunii în conducta de măsurare la turațiile arborelui pompei de 1150 și 800 rot/min la presiunea de injecție de 220 bar, pentru patru seturi de pulverizatoare RODLL152S19*
- 5.8 *Valorile legii de injecție la turațiile arborelui de pompei de 1150 și 800 rot/min pentru varianta standard de injectoare*
- 6.1 *Principalele caracteristici pentru variantele de pulverizatoare RODLL152S19 folosite pentru încercări*
- 6.2 (anexa5) *Fișa de stand nr. 1; varianta standard de injectoare, Motor 8V396TC82*
- 6.3 (anexa6) *Fișa de stand nr. 2; varianta 1 de injectoare, Motor 8V396TC82*
- 6.4 (anexa7) *Fișa de stand nr. 3; varianta 2 de injectoare, Motor 8V396TC82*
- 6.5 (anexa8) *Fișa de stand nr. 4; varianta 3 de injectoare, Motor 8V396TC82*
- 6.6 (anexa9) *Fișa de stand nr.5; varianta 4 de injectoare, Motor 8V396TC82*
- 6.7 (anexa10) *Fișa de stand nr. 6; varianta 5 de injectoare, Motor 8V396TC82*
- 6.8 (anexa11) *Fișa de stand nr. 7; varianta 6 de injectoare, Motor 8V396TC82*
- 6.9 *Rezultatele măsurătorilor experimentale ale oxizilor de azot și teoretice prin utilizarea programului PROGO.*

CAPITOLUL I

INTRODUCERE

Motorul cu aprindere prin comprimare este folosit în mare măsură în transportul rutier, feroviar, naval și aerian, datorită randamentului termic ridicat, a fiabilității ridicate precum și a siguranței în exploatare.

Acest motor este de mare actualitate în domeniul autovehiculelor de transport mărfuri și pasageri.

Motorul Diesel are multiple aplicații și în domeniul militar, fiind utilizat la echiparea mașinilor grele de luptă (tancuri, transportoare, amfibii blindate, mașini de luptă a infanteriei). Din acest motiv există preocupări majore privind creșterea performanțelor motorului cu aprindere prin comprimare, respectiv mărirea puterii, a randamentului, reducerea consumului de combustibil și a nivelului de poluare.

Pentru aceasta este necesară îmbunătățirea procesului de ardere, proces care este direct influențat de caracteristicile injecției. Perfecționarea proceselor de injecție contribuie direct la creșterea randamentului de ardere și la reducerea noxelor gazelor de ardere și a fumului.

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.

În studiile care se întreprind astăzi în diversele domenii tehnice, simulările pe calculator a diverselor procese analizate reprezintă o metodă curentă de lucru, care facilitează realizarea cercetării, reușind în acest fel să se reducă timpul și costurile de obținere a unui produs cerut pe piață.

1.1 Scopul și obiectivele lucrării

Injecția este un procedeu complex de pulverizare cât mai fină a combustibililor lichizi, în vederea vaporizării cât mai rapide a picăturilor de combustibil și a amestecării acestuia cu aerul din camera de ardere a motorului, pentru formarea unui amestec combustibil-aer cât mai omogen în vederea arderii eficiente a acestuia în motor.

Lucrarea își propune să aducă o contribuție importantă la creșterea performanțelor energetice și limitarea poluării motoarelor cu aprindere prin comprimare cu injecție directă, de putere mijlocie-mare, prin modificarea caracteristicilor injecției.

Scopurile principale ale lucrării sunt următoarele:

- sistematizarea cercetărilor privind caracteristicile injecției și metodele de determinare a legii de injecție pentru injectoare multijet;
- analiza influenței modificărilor parametrilor constructivi și funcționali ai injectoarelor asupra performanțelor energetice și a limitării gradului de fum a unui motor Diesel cu injecție directă;
- investigații privind calculul teoretic și experimental al oxizilor de azot la motorul cu aprindere prin comprimare;

- influența modificării unor parametri constructivi și funcționali asupra caracteristicilor injecției combustibilului cu injectoare multijet la un motor Diesel cu injecție directă de putere mijlocie-mare;
- influența modificărilor caracteristicilor injecției asupra performanțelor energetice și a limitării gradului de fum a unui motor cu aprindere prin comprimare cu injecție directă de putere mijlocie-mare;

Pentru atingerea scopurilor propuse ale lucrării, sunt necesare realizarea următoarelor obiective:

- cercetări teoretice privind metodele de determinare a legii de injecție;
- cercetări privind corelația dintre caracteristicile injecției de combustibil cu injectoare multijet și performanțele energetice și reducerea poluării unui motor Diesel cu injecție directă;
- cercetarea experimentală a comportării pulverizatoarelor modificate ;
- ridicarea experimentală a caracteristicilor de pulverizare;
- determinarea legii de injecție;
- încercări experimentale pe un motor cu aprindere prin comprimare cu cameră unitară de putere mijlocie-mare, echipat cu injectoare multijet în varianta standard și pentru variante modificate;
- validarea rezultatelor cercetării teoretice și experimentale.

1.2 Conținutul lucrării

Abordarea temeticii lucrării putea fi realizată pe mai multe direcții:

- o cercetare teoretică a problemelor ar fi condus la crearea unei variante deductive de prezentare care nu ar fi corespuns din perspectiva titlului lucrării;
- o cercetare pur experimentală ar fi condus la realizarea unui volum foarte mare de aplicații practice foarte costisitoare și greu de realizat. De asemenea, inexistența nivelului teoretic de abordare nu ar fi permis cunoașterea problemelor în ansamblu și nici aprofundarea ideilor pe care le implică caracteristicile injecției asupra performanțelor energetice și a limitării poluării a unui motor Diesel cu injecție directă de putere mijlocie-mare.
- combinarea modurilor de abordare teoretică și experimentală a problemelor permite respectarea cadrului general al lucrării.

Lucrarea este structurată în șapte capitole elaborate într-o succesiune corespunzătoare pentru ca expunerea să fie cât mai sistematică și logică.

Capitolul întâi, este unul introductiv, destinat prezentării scopurilor și obiectivelor lucrării și conținutului acestuia.

Al doilea capitol, este destinat prezentării stadiului actual al cercetărilor privind evaluarea calității injecției cu injectoare multijet, pentru un **m.a.c.** cu cameră unitară .

Se prezintă stadiul cercetărilor relevante, cu privire la pulverizarea combustibilului și caracteristicile jetului de combustibil pulverizat precum și factorii care le influențează, respectiv presiunea de injecție, presiunea mediului în care are loc injecția, turația arborelui cu came, proprietățile fizice ale combustibilului, particularitățile constructive ale sistemului de injecție.

După aceea, sunt prezentate cercetările teoretice privind dispersia jeturilor de combustibil, de la care se desprinde concluzia că pot exista abateri ale formei și cantității de combustibil injectate, în diferite jeturi ale aceuiași injector, datorită împingerii într-o parte sau alta a acului injectorului.

Cercetările privind ridicarea legii de injecție pentru injectoare multijet, au vizat în mod deosebit metodele de determinare a legii de injecție.

Se prezintă în detaliu avantajele și dezavantajele metodei directe care folosește roata celulară, stroboscopul și dispozitivul cu comandă electromagnetică.

Sunt evidențiate metodele indirecte, cea mai importantă fiind metoda bazată pe măsurarea presiunii în unda incidentă generată de injecție, într-o conductă lungă, care folosește indicatorul Bosch sau indicatorul de undă.

Capitolul 3, prezintă corelația dintre caracteristicile injecției cu injectoare multijet și performanțele energetice, respectiv limitarea poluării unui **m.a.c.** cu injecție directă. Se face o prezentare a mărimilor caracteristice ale injecției de combustibil cu injectoare multijet în motorul Diesel.

Sunt prezentate apoi, cercetările privind influența modificării injectoarelor asupra performanțelor energetice și a limitării poluării unui **m.a.c.** cu injecție directă.

Sunt evidențiate, cercetările, privind influența modificării numărului și diametrului orificiilor pulverizatorului asupra performanțelor energetice și a reducerii gradului de fum la un motor Diesel cu injecție directă.

În continuare sunt prezentate, cercetările efectuate cu injectoare cu pulverizatoare cu ac rotitor.

Sunt prezentate, după aceea, cercetările privind influența modificării parametrilor funcționali ai injectoarelor, în mod deosebit a presiunii de injecție.

Se prezintă în detaliu cercetările efectuate cu privire la influența pregătirii termice a motorinei injectate, asupra calităților pulverizării motorinei în camera de ardere.

Sunt evidențiate cercetările, privind influența modificărilor combinate a temperaturii motorinei injectate și a presiunii de injecție asupra performanțelor energetice și a limitării poluării a unui motor Diesel cu injecție directă.

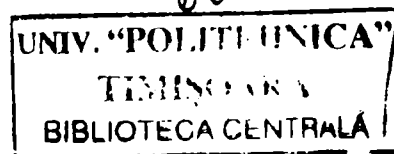
Capitolul 4, se referă la tehnicile și metodele de investigație teoretică și experimentală a formării amestecului și arderii în **m.a.c.** cu cameră unitară și injectoare multijet.

Capitolul debutează cu prezentarea unor considerații teoretice privind autoaprinderea și arderea în motorul cu aprindere prin comprimare cu injecție directă.

În continuare este prezentat un studiu comparativ privind modelele de calcul pentru modelarea procesului de ardere din motoarele Diesel. Astfel, se face o prezentare a modelelor termodinamice unizonale și multizonale precum și a modelelor zerodimensionale fenomenologice care au cea mai mare răspândire și aplicabilitate.

După aceea, sunt trecute în revistă metodele de investigare teoretică și experimentală a formării amestecului și a arderii. Se prezintă cercetările cu privire la investigarea experimentală a autoaprinderii, după aceea sunt evidențiate metodele de investigație a arderii amestecurilor performante și pentru arderea moderată.

Sunt inventariate principalele tehnici de investigație teoretică-experimentală a arderii. Sunt prezentate apoi cercetările privind calculul emisiilor de hidrocarburi și a oxizilor de azot la motorul cu aprindere prin comprimare.



Sunt evidențiate principalele studii teoretice privind calculul emisiilor de hidrocarburi și formarea funinginii.

Este prezentat apoi calculul teoretic al oxizilor de azot sub forma unei subrutine într-un program de calcul al ciclului real de funcționare al motoarelor cu ardere internă.

În capitolul 5, se prezintă cercetările teoretice și experimentale privind influența modificărilor unor parametri constructivi și funcționali asupra caracteristicilor injecției combustibilului cu injectoare multijet la un motor Diesel cu injecție directă de putere mijlocie-mare.

Capitolul începe cu stabilirea numărului și dimensiunilor orificiilor de injecție ale pulverizatorului.

Se prezintă instalația experimentală și metoda de încercare realizată în laboratorul de motoare cu ardere internă al Facultății de mecanică.

După aceea, se prezintă ridicarea experimentală a caracteristicilor de pulverizare și interpretarea lor. Este evidențiată influența modificării numărului și a diametrului orificiilor de pulverizare asupra calității pulverizării, precum și a modificării presiunii de injecție.

Este analizată influența modificării combinate a numărului orificiilor de pulverizare și a presiunii de injecție.

Se prezintă, după aceea, cercetarea experimentală privind determinarea legii de injecție, începând cu instalația experimentală realizată în Laboratorul de încercări de la SC Mefin Sinaia.

Sunt prezentate graficele legii de injecție și vitezei de injecție pentru toate variantele de pulverizatoare încercate și interpretarea lor.

Capitolul 6 este dedicat încercărilor experimentale ale unui motor Diesel cu cameră unitară, vizând influența modificării caracteristicilor injecției asupra performanțelor energetice și limitarea gradului de fum.

Se prezintă în prima parte echipamentul folosit pentru încercările experimentale, respectiv standul de încercări motoare termice cu ardere internă cu puteri până la 9000 CP de la SC MASTER SA București.

Apoi este prezentat echipamentul de injecție utilizat pentru efectuarea încercărilor experimentale pe motorul 8V396TC82. În continuare sunt prezentate rezultatele încercărilor experimentale și interpretarea lor, începând cu studiul influenței numărului și diametrului orificiilor pulverizatorului asupra performanțelor motorului și a gradului de fum.

După aceea, se prezintă studiul influenței presiunii de injecție, precum și a influenței simultane a modificării numărului de orificii ale pulverizatorului și a presiunii de injecție asupra performanțelor motorului și a gradului de fum.

În capitolul 7, sunt prezentate concluziile finale și contribuțiile personale ale autorului aduse prin cercetările teoretice și experimentale realizate cu ocazia elaborării tezei de doctorat.

CAPITOLUL II

STADIUL ACTUAL AL CERCETĂRILOR PRIVIND EVALUAREA CALITĂȚII INECȚIEI CU INJECTOARE MULTIJET PENTRU UN M.A.C. CU CAMERĂ UNITARĂ

2.1 Considerații generale

Injecția sau procesul de injecție constituie un procedeu complex de pulverizare fină a combustibililor lichizi, în vederea vaporizării cât mai rapide a picăturilor pulverizate și a amestecării intime cu aerul pentru formarea unui amestec aer-combustibil cât mai omogen, cu scopul arderii eficiente a acestuia în motoarele cu ardere internă. Cercetările arată că, un **m.a.c.** cu cameră de ardere unitară și formare în volum a amestecului reclamă din partea echipamentului de injecție o finețe de pulverizare ridicată, o distanță de pătrundere a jetului mare, dar fără să atingă pereții camerei și o dozare echilibrată a cantității de combustibil în faza arderii amestecurilor preformate respectiv în faza arderii difuzive [59],[72].

Principial, pulverizarea fină se realizează prin mărirea vitezei relative dintre jetul de combustibil lichid și aer. Cu cât viteza relativă dintre cele două fluide este mai mare, cu atât frecarea pe suprafața de contact dintre jetul de combustibil și aer devine mai evidentă, intensificând procesul de pulverizare a combustibilului.

Pentru mărirea vitezei jetului de combustibil în raport cu aerul, combustibilul lichid este refulat de pompa de injecție la presiuni mari și dirijat în masa de aer din camera de ardere prin orificiile calibrate ale injectorului.

Echipamentele de injecție, care se constituie ca instalație de alimentare a motorului cu aprindere prin comprimare, trebuie să îndeplinească principalele funcțiuni esențiale:

- a) asigurarea presiunii de injecție necesară;
 - b) controlul momentului de început al injecției;
 - c) asigurarea dozei de combustibil pe ciclu și cilindru, în concordanță cu regimul de sarcină și turație al motorului;
 - d) pulverizarea combustibilului cu o anumită finețe, jetul având o anumită formă și dimensiuni;
 - e) distribuirea uniformă a combustibilului pe cilindri;
- După principiul de funcționare, echipamentele de injecție se clasifică astfel:
1. echipamente de injecție fără pompă;
 2. echipamente de injecție cu acumulator de combustibil la înaltă presiune;
 3. echipamente de injecție P.T. (presiune-timp) cu injectoare comandate;
 4. echipamente de injecție cu pompă injector;

5. echipamente de injecție clasice;

În prezent, un loc predominant îl ocupă echipamentele de injecție clasice; există premise pentru o creștere a ponderii echipamentelor cu pompă injector sau a celor cu amplificator și injectoare electromagnetice care se pretează cu ușurință la un control electronic complet.

În același timp s-a dezvoltat intens injecția asistată electronic în mai multe faze [58]. Este evidentă creșterea producției mondiale de motoare Diesel și echipamente de injecție care, conform unor surse [27] este de $5,25 \times 10^6$ unități, țările producătoare fiind evidențiate în tabelul 2.1.

Tabelul 2.1

Europa de Est	360.000	unități
Germania	685.000	unități
Europa de Vest	2.250.000	unități
Japonia	800.000	unități
SUA	550.000	unități
Țări industrializate	685.000	unități
Total	5.250.000	unități

Concentrarea producției la câteva firme mari a generat o intensificare a procesului de tipizare a echipamentului de injecție, ajungându-se la o standardizare efectivă în cazul injectoarelor și pulverizatoarelor.

2.2 Pulverizarea combustibilului

Studiile și cercetările [59],[5] arată că, nu se cunosc în totalitate detaliile privind fenomenele fizice care intervin atunci când un lichid este introdus într-un mediu gazos, pentru a se transforma într-un jet de picături.

Pe baza înregistrărilor fotografice ale jetului în vederea pulverizării combustibilului, au fost identificate patru regimuri caracteristice.

Cercetările demonstrează că, al patrulea regim caracteristic, denumit și "regimul de pulverizare" intervine la viteze mari ale jetului și este caracterizat prin începutul pulverizării din secțiunea de ieșire a orificiului de injecție, poziție în care se plasează și originea unghiului de divergență a jetului de combustibil.

La motoarele cu aprindere prin comprimare, pentru o bună amestecare a aerului cu combustibilul, acesta din urmă trebuie vaporizat într-un timp cât mai scurt.

Deoarece viteza de vaporizare depinde de suprafața de contact dintre combustibil și aerul comprimat, de diferența de concentrație a vaporilor la suprafața lichidului și în mediul aflat în apropierea sa, precum și de suprafața sa de încălzire, este necesară fracționarea combustibilului în picături cât mai mici, proces denumit "pulverizare".

Pulverizarea combustibilului este asigurată de sistemul de injecție care comprimă combustibilul la presiuni de (200-2000) bari și îl trimite în cilindrul motorului, prin injector (fig 2.1).

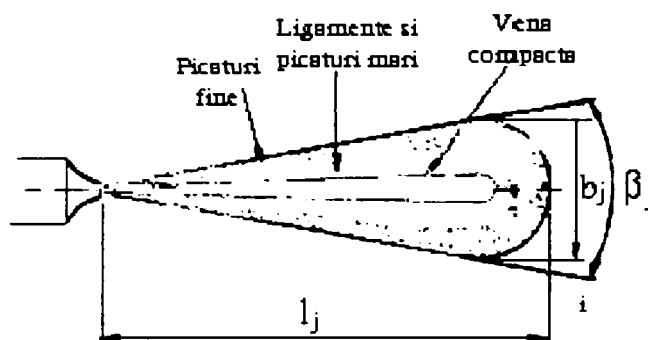


Fig. 2.1 Distribuția combustibilului pulverizat

Prin injecție se obține o amplificare de sute de ori a suprafeței de contact dintre faza lichidă și cea gazoasă și se asigură o dirijare a combustibilului în concordanță cu arhitectura camerei de ardere și cerințele utilizării cât mai complete a aerului disponibil pentru ardere.

Din cauza frecărilor, a comprimării și a contactului cu suprafețele calde, combustibilul se încălzește astfel că el pătrunde în camera de ardere cu o temperatură de (60÷70) °C.

La ieșirea din orificiile de pulverizare ale injectorului, combustibilul se dispune într-un jet a cărui structură interioară este neomegenă și se modifică continuu în timp. Cercetările efectuate arată că, jetul de combustibil iese din injector compact (fig. 2.2) apoi, pe măsură ce se îndepărtează, apar oscilații, contorsiuni, ligamentări și, în final, fracționări în picături tot mai mici.

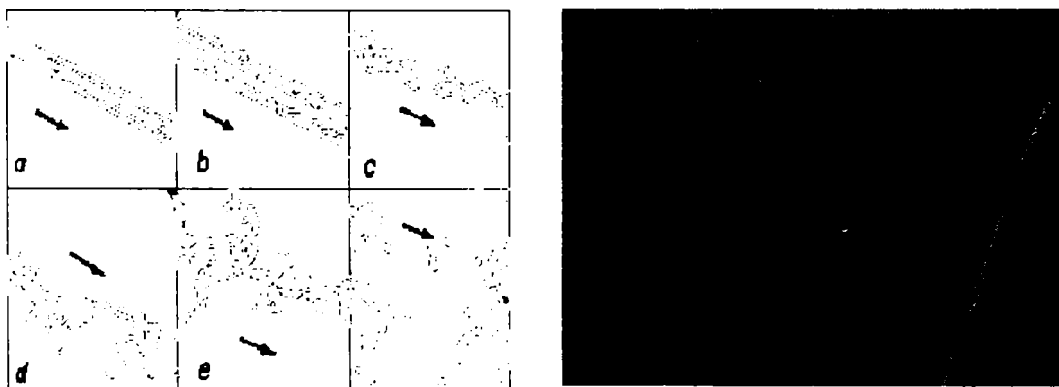


Fig. 2.2 Structura jetului de combustibil în diferitele faze ale pulverizării

Principalele cauze care determină pulverizarea combustibilului pot fi grupate astfel:

- a) rezistența frontală pe care o opune aerul la înaintarea jetului și care tinde să spargă jetul și să-l desfacă în picături cât mai mici;
- b) mișcarea aerului în care se deplasează jetul;
- c) turbulența internă a vânei de lichid;
- d) vibrația suprafeței jetului; frecare dintre jet și aerul comprimat;

În același timp, unele proprietăți fizice ale combustibilului, determină forțele de tensiune superficială σ_c [N/m] și de vâscozitate η_c [Ns/m²], care se opun pulverizării.

În jetul de combustibil, paralel cu fenomenul pulverizării, are loc și fenomenul coalescenței, astfel picăturile care se ciocnesc pot să se reunească și să formeze picături mai mari.

Așadar, picăturile existente în jetul de combustibil sunt rezultatul unei competiții între fenomenele de pulverizare și de coalescență, la care se adaugă vaporizarea.

Astfel, jetul de combustibil cuprinde picături cu dimensiuni care variază în funcție de poziția lor în jet și în funcție de timp.

Studiile și cercetările demonstrează că, picăturile își reduc viteza pe măsură ce se îndepărtează de orificiul de pulverizare, ca urmare a acțiunii forțelor de rezistență aerodinamică la înaintarea lor în aerul comprimat din cilindrul motorului și datorită frecării cu aerul la periferia jetului. Astfel, reducerea vitezei este mai pronunțată la periferia jetului, unde concentrația și dimensiunile picăturilor sunt mai mici.

2.3 Studii și cercetări privind caracteristicile jetului de combustibil pulverizat

Cercetările efectuate demonstrează că, investigația jetului este o problemă complexă, care nu se poate realiza direct pe motor, ci în instalații speciale, în recipiente sub presiune, care permit verificarea cercetării teoretice în condiții simple.

În fig. 2.3 este prezentată schema instalației experimentale cu ajutorul căreia se poate studia forma și dimensiunile jetului de combustibil.

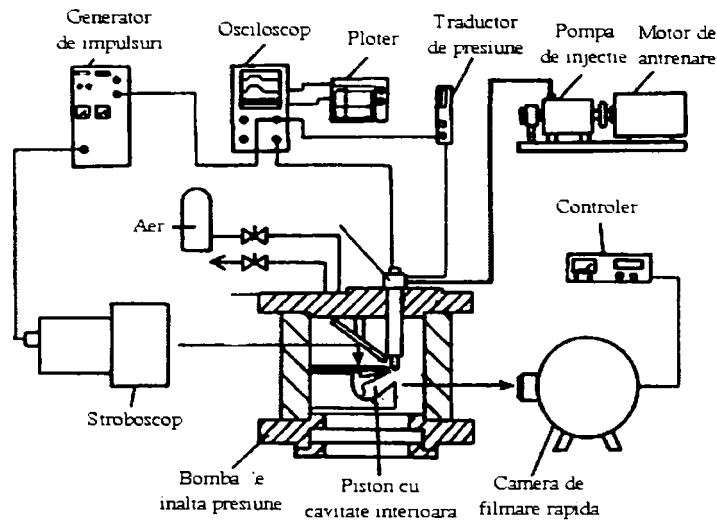


Fig. 2.3 Schema funcțională a instalației experimentale

Aparatura experimentală constă dintr-o bombă de înaltă presiune, un sistem de injecție, un sistem fotografic și un sistem de achiziție a datelor.

În bombă au fost simulate condițiile din interiorul cilindrului unui motor Diesel (fig. 2.4)

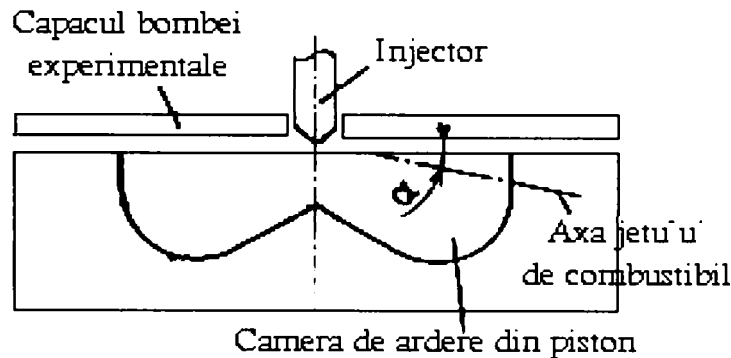


Fig. 2.4 Schematizarea camerei de ardere din piston

Fotografierea jetului de combustibil în bombă s-a realizat cu ajutorul unei camere de filmat cu viteză rapidă. Prin fotografierea rapidă a jetului se demonstrează că forma acestuia seamănă cu un con având vârful în orificiul de pulverizare al injectorului [59],[5]. Din analiza imaginii jetului de combustibil rezultă principalele caracteristici ale acestuia, astfel:

- configurația spațială (lungimea, lățimea, unghiul de dispersie al jetului, câmpul vitezelor aerului);
- distribuția lichidului în secțiunile transversale ale jetului;
- mărimea picăturii de combustibil pulverizat și uniformitatea acesteia;

Cercetarea experimentală a calității pulverizării jetului de combustibil [59],[72] se realizează prin intermediul a patru parametri fundamentali, care definesc caracteristicile jetului; aceștia sunt:

1. finețea pulverizării;
2. omogenitatea pulverizării;
3. penetrația jetului;
4. unghiul de dispersie al jetului;

Primii doi parametri au un rol important în desfășurarea procesului de vaporizare iar ultimii doi în realizarea amestecării.

1) **Finețea pulverizării** – Se apreciază prin diametrul mediu al picăturilor de combustibil injectat, care se stabilește pe bază de calcul, admitându-se un criteriu arbitrar determinarea mediei.

Având în vedere că, jetul de combustibil este constituit din picături de mărimi diferite, diametrul mediu se definește în raport cu cerințele procesului de injecție.

Pornind de la acest criteriu, diametrul mediu aritmetic rezultă din condiția că, numărul picăturilor de combustibil să rămână neschimbat și se determină cu relația [59],[72]:

$$d_{10} = \frac{\sum n_i d_i}{\sum n_i} \quad (2.1)$$

Dacă se are în vedere că suprafața tuturor picăturilor să nu se modifice, atunci se determină diametrul mediu de suprafață cu relația:

$$d_{20} = \left[\frac{\sum n_i d_i^2}{\sum n_i} \right]^{1/2} \quad (2.2)$$

Pentru conservarea volumului se folosește relația:

$$d_{30} = \left[\frac{\sum n_i d_i^3}{\sum n_i} \right]^{1/3} \quad (2.3)$$

Diametrul mediu Sauter, este folosit în mod frecvent pentru calculul vaporizării și se stabilește considerând că jetul real de combustibil care este alcătuit din picături de diametre diferite d_i , și jetul convențional, format din picături de diametru mediu au aceeași suprafață și același volum total al picăturilor.

Astfel, pentru jetul real, volumul tuturor picăturilor este dat de relația: [22],[23],[72].

$$V = \frac{\pi}{6} \sum n_i d_i^3 \quad (2.4)$$

Volumul tuturor picăturilor n_0 de diametru constant d_{32} din jetul convențional se determină cu relația:

$$V_0 = \frac{\pi}{6} n_0 \cdot d_{32}^3 \quad (2.5)$$

Pentru cele două jeturi, suprafața tuturor picăturilor se obține cu relațiile:

$$A = \pi \sum n_i d_i^2 \quad (2.6)$$

$$A_0 = \pi \cdot n_0 \cdot d_{32}^2 \quad (2.7)$$

Dacă se admite că suprafața, respectiv volumul jetului real și a celui convențional să fie egale, [59],[72] prin împărțirea relațiilor de calcul a acestora rezultă:

$$d_{32} = 6 \frac{\sum n_i d_i^3}{\sum n_i d_i^2} \quad (2.8)$$

Cercetările [59] arată că, pentru determinarea diametrului mediu se aplică ansamblului de picături din jetul de combustibil un tratament statistic. Se consideră n_{\max} numărul total al picăturilor din jet, diametrul picăturilor variază în limitele $d_{p\min} < d_p < d_{p\max}$.

Raportul n/n_{\max} reprezintă numărul relativ de picături cu diametrul cuprins în limitele $d_{p\min} - d_p$. Acest raport se numește frecvența relativă cumulată, fiind o funcție crescătoare de d_p . Rezultă relația:

$$\frac{n}{n_{\max}} = \phi(d_p) \quad (2.9)$$

Funcția $\phi(d_p)$ este denumită funcția de distribuție a frecvenței cumulate.

Prin derivarea funcției $\phi(d_p)$ se obține relația:

$$\phi'(d_p) = d(n/n_{\max})/d(d_p) \quad (2.10)$$

care reprezintă funcția de repartiție dimensională a picăturilor, respectiv frecvența de apariție a unei picături de diametru determinat, raportată la unitatea de diametru.

Pe baza prelucrării statistice a unor date experimentale Rosin- Rommler a stabilit repartiția volumetrică cu densitatea de probabilitate pentru definirea pe cale analitică a funcției ϕ : [59],[5]

$$\phi = 1 - \exp[-(d_p/d_r)^m] \quad (2.11)$$

$$\phi = \frac{m}{dR} \left(\frac{d_p}{dR} \right)^{m-1} (1 - \phi)$$

unde:

m - factorul de împrăștiere

d_r - diametrul caracteristic al picăturilor care împarte curba ϕ .

Parametrii m și d_r sunt stabiliți empiric astfel:

$$m = (1,5 \div 4)$$

$$d_R = d_0 \frac{(5,136 - 0,22 \cdot 10^{-5} \rho_c d_0 W_0^2 / \sigma_e)(1 - 0,64 / \lg(\rho_c / \rho_a))}{(d_0 W_0 \rho_e / \eta_c)^{0,29}} \quad (2.12)$$

Pe baza relației (2.11) rezultă diametrul mediu al picăturilor d_{ps} :

$$\bar{d}_{ps} = d_R [\Gamma(1 - 1/m)]^{1/3} \quad (2.13)$$

unde: Γ este funcția gama.

Pentru a simplifica calculul diametrului mediu s-au efectuat studii și cercetări pe bază de similitudine prin folosirea criteriilor adimensionale Weber, Mach și simplexul densitate. [23],[59]

$$W_e = \frac{W_{i0}^2 \rho_c d_0}{\sigma_c}; \quad R = \frac{\rho_a}{\rho_c}; \quad M = \frac{\eta_c}{\rho_c d_0 \sigma_c} \quad (2.14)$$

Rezultă astfel diametrul mediu d_{32} :

$$d_{32} = \frac{k d_0 M^{0,0733}}{(RW_e)^{0,266}} \quad (2.15)$$

Prin înlocuirea în relația (2.15) a criteriilor din (2.14) rezultă relația:

$$d_{32} = 1,445 \frac{d_0^{0,6607} \sigma_c^{0,1927} \eta_c^{0,1466}}{\rho_a^{0,266} \rho_c^{0,0733} w_{io}^{0,532}} \quad (2.16)$$

unde:

d_0 [m]	-	diametrul orificiilor injectorului;
σ_c [N/m]	-	tensiunea superficială a combustibilului;
η_c [Ns/m ²]	-	vâscozitatea dinamică a combustibilului;
ρ_c [kg/m ³]	-	densitatea combustibilului;
ρ_a [kg/m ³]	-	densitatea aerului în care are loc injecția;
w_{io} [m/s]	-	viteza de injecție;

Analiza relației (2.16) evidențiază în mod concret factorii care influențează finețea de pulverizare. Astfel, diametrul mediu este cu atât mai mic cu cât diametrul orificiului de pulverizare este mai mic și viteza de curgere prin orificii este mai mare.

Mărirea numărului de orificii ale pulverizatorului conduce la creșterea fineții de pulverizare. Privind parametrii fizici ai combustibilului, este remarcabilă influența acestora, astfel cu cât tensiunea superficială și vâscozitatea sunt mai reduse, cu atât valoarea diametrului mediu este mai mică.

2) **Omogenitatea pulverizării** – redă uniformitatea diametrelor picăturilor și se poate exprima prin abaterea de la diametrul mediu.

Se constată că, densitatea de combustibil crește spre centrul jetului precum și în apropierea orificiilor injectorului. Aceasta înseamnă că formarea picăturilor cu diametre mici este favorizată la jeturile lungi cu parcurs liber mare.

Omogenitatea ideală a jetului s-ar obține atunci când întreaga cantitate de combustibil injectată ar fi fracționată în picături de același diametru.

Practic, aceasta nu se realizează niciodată, obținându-se un spectru de picături ale căror dimensiuni sunt relevate de curbele de distribuție care permit și aprecierea omogenității pulverizării.

Finețea de pulverizare și omogenitatea jetului se apreciază prin caracteristica de pulverizare, care reprezintă numărul de picături de un anumit diametru, raportat la numărul total de picături din jet, în funcție de diametrul picăturilor.

3) **Penetrația jetului** sau distanța de pătrundere reprezintă drumul parcurs de partea frontală a jetului într-un timp determinat.

Penetrația jetului controlează distribuția radială a combustibilului în camera de ardere. Cercetările [59],[22],[72] demonstrează că, în timpul injecției, distanța de pătrundere trebuie să fie, astfel, încât jetul să străbată întreaga cameră de ardere, fără să atingă pereții reci ai cilindrului.

În figura 2.5 [59] se prezintă cele trei situații probabile, din care rezultă că:

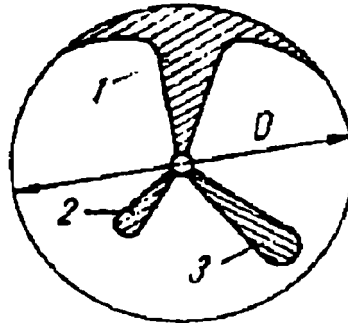


Fig. 2.5 Schemă pentru definirea penetrației optime a jetului

- situația 3 este varianta optimă;
- situația 2, când penetrația jetului este mică, rămân zone periferice de aer neutilizate, combustibilul arde incomplet, deși în camera de ardere există aer în exces;
- situația 1, când penetrația este mare, combustibilul ajunge pe oglinda cilindrului, arde incomplet, produce calamină în camera de ardere și fum în gazele de evacuare.

Pentru calculul penetrației jetului l_p se folosește relația: [59]

$$l_p = \int_0^{\tau} w_i d\tau \quad (2.17)$$

unde:

w_i - viteza inițială a jetului de combustibil; după axa x care este și axa orificiului injectorului.

Cercetările efectuate demonstrează că, există mai multe încercări de determinare atât a vitezei w cât și a lungimii de pătrundere l_p . O astfel de încercare simplă consideră că jetul înaintază într-un mediu în repaos. Dacă se scrie principiul lui D'Alembert rezultă relația: [59]

$$m = \frac{dw}{d\tau} - R \quad (2.18)$$

unde:

m - masa picăturii;

R - rezistența la înaintarea picăturii;

$$R = \Psi \cdot \rho_a \cdot \left(\frac{\pi}{4}\right) \cdot d \cdot w^2 \quad (2.19)$$

unde:

Ψ - coeficient de rezistență aerodinamică;

Admițând ipoteza că Ψ - constant, se obține ecuația diferențială:

$$\frac{dw}{d\tau} = c \left(\frac{\rho_a}{\rho_c}\right) \left(\frac{\Psi}{d}\right) w^2 \quad (2.20)$$

$$\text{Se consideră că: } \Psi = \frac{12,5}{R_e^{0,5}} \quad (2.21)$$

Prin înlocuirea relației (2.21) în relația (2.20) se obține:

$$\frac{dw}{d\tau} = -2k_1 \cdot w^{1,5} \quad (2.22)$$

Prin integrare rezultă:

$$\frac{1}{w^{0,5}} - \frac{1}{w_0^{0,5}} = K\tau \quad (2.23)$$

unde:

$$K = k \cdot \left(\frac{\rho_a}{\rho_c} \right) \left(\frac{v_c^{0,5}}{d_0^{1,5}} \right) \quad (2.24)$$

în care:

v_c – vâscozitatea cinematică a combustibilului

În urma unui ansamblu de experimente s-a obținut $k=4,7$. Prin substituirea vitezei w , în relația (2.17) se obține relația de calcul a penetrației jetului:

$$l_p = \frac{w_0 \cdot \tau}{K \cdot \tau \cdot \sqrt{w_0 + 1}} \quad (2.25)$$

Această relație de calcul a penetrației jetului este aplicabilă într-un număr restrâns de cazuri. Având în vedere acest aspect, pentru condițiile din motor în literatura de specialitate [49],[23],[72] sunt date diferite relații experimentale pentru determinarea lungimii de pătrundere.

Astfel, se poate enumera relația lui A.N. Rachmanovici

$$l_p = \frac{w_0}{0,4 + \frac{1}{\tau \cdot 10^3}} \sigma \quad [\text{cm}] \quad (2.26)$$

unde:

w_0 – viteza inițială a vârfului jetului;

σ – coeficient ce depinde de condițiile de injecție stabilit cu ajutorul unei nomograme;

Cercetările efectuate de A.S. Lisevski, arată că, penetrația este determinată de structura jetului care se modifică pe măsura înaintării.

Astfel s-au deosebit două structuri:

- structura inițială a jetului alcătuită dintr-o vână lichidă și o anvelopă de picături, fiind determinată de procesul continuu de pulverizare.
- structura finală a jetului, definită numai de picăturile de combustibil de dimensiuni diferite.

Deci, înaintarea jetului se face în două etape.

Relațiile date de A.S. Lisevski pentru calculul penetrației jetului și vitezei sunt: [59]

$$l_p = A \frac{d_0^a \cdot w_{i0}^b \cdot \rho_c^c \cdot \eta_c^d \cdot \tau^e}{\rho_a^f \cdot \sigma_c^g} \quad (2.27)$$

$$w = B \frac{d_0^a \cdot w_{i0}^b \cdot \rho_c^c \cdot \eta_c^d}{l_p^e \cdot \rho_a^f \cdot \sigma_c^g} \quad (2.28)$$

Coeficienții (a...g) se diferențiază pentru etapa inițială l_{p1} , w_1 și etapa finală l_{p2} , w_2 conform tabelului 2.2.

Tabelul 2.2

Mărimea	Coeficienții								
	A	B	a	b	c	d	e	f	g
Penetrația L_t	0,067	-	0,39 0	1,04	0,59 0	0,160	0,70	0,50 0	0,250
Penetrația L_1	8,850	-	0,85 0	0,50	0,45 0	0,800	0,00	0,60 0	0,650
Penetrația L_2	0,510	-	0,52 5	0,71	0,52 5	0,160	0,50	0,50 0	0,185
Viteza w_{x1}	-	0,0149	0,55 6	1,48	0,84 1	0,228	0,43	0,71 5	0,354
Viteza w_{x2}	-	0,1300	1,05 0	1,42	1,05 0	0,320	1,00	1,00 0	0,370

P.H. Schweitzer nu ține seama de structura jetului, el stabilește pentru calculul penetrației relația:

$$l_p = 162,3 \sqrt{y \cdot d_0} \cdot \sqrt{\tau} \cdot \Delta p^{0,25} \quad (2.29)$$

unde:

$$y = R(1 + 673R^2) \quad (2.30)$$

$$R = \frac{\rho_a}{\rho_c} \quad (2.31)$$

$$\Delta p = p_{i0} - p_c \quad (2.32)$$

Relațiile (2.27) și (2.28) sunt mai complete și evidențiază în mod explicit factorii de care depind penetrația și viteza jetului de combustibil.

4) **Unghiul de dispersie al jetului** – este unghiul conului format din tangentele la conturul jetului concurrent în orificiul injectorului.

Unghiul de dispersie și penetrația l_p evidențiază distribuția combustibilului în camera de ardere. În literatura de specialitate [59], [72] pentru calculul unghiului de dispersie al jetului, în cazul pulverizatorului închis cu ac conic controlat se folosește relația:

$$\theta_j = 2 \arctg \left(\frac{0,0112 d_0^{0,39} \cdot w_0^{0,64} \cdot \rho_a^{0,5}}{\rho_c^{0,11} \eta_c^{0,14} \sigma_c^{0,25}} \right) \quad (2.33)$$

Studiile și cercetările evidențiază că, principalii factori care influențează caracteristicile jetului de combustibil sunt următorii:

- a) presiunea de injecție p_i ;
- b) contrapresiunea sau presiunea mediului în care are loc injecția;
- c) turația arborelui pompei de injecție;
- d) proprietățile fizice ale combustibilului:
 - vâscozitatea dinamică η_c ;
 - tensiunea superficială σ_c ;
 - densitatea combustibilului ρ_c ;
- e) particularitățile constructive ale sistemului de injecție:
 - dimensiunea orificiilor de pulverizare;
 - profilul camei pompei de injecție;

a) **Presiunea de injecție** - influențează în mod semnificativ toate caracteristicile jetului. Încercările efectuate [23],[72],[132] demonstrează că la creșterea presiunii de injecție în fața orificiilor injectorului, atât finețea pulverizării cât și omogenitatea jetului sunt mai bune iar penetrația și dispersia sa cresc. (fig. 2.6)

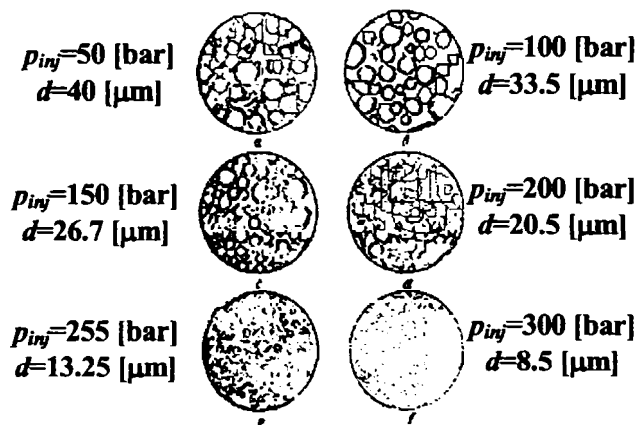


Fig. 2.6 Variația fineții, omogenității, penetrației și dispersiei în funcție de presiunea de injecție

Rezultă că, la mărirea presiunii de injecție atât penetrația cât și dispersia jetului cresc. Având în vedere relația de calcul a vitezei de curgere a combustibilului prin orificiile de injecție se observă că, odată cu mărirea presiunii de injecție va crește viteza jetului, deci energia cinetică a picăturilor de combustibil injectat, având ca efect creșterea penetrației, iar pe de altă parte, finețea pulverizării se îmbunătățește.

De observat că, peste o anumită presiune de injecție, crescând finețea de pulverizare, picăturile fiind extrem de mici, suferă mai puternic efectul de frânare, astfel că penetrația se micșorează, deci pentru a obține penetrația optimă este necesară o presiune de injecție optimă.

b) Mediul în care are loc injecția

Influențează caracteristicile jetului prin mărirea densității mediului în care se produce injecția, precum și prin intermediul vitezei relative dintre jet și mediu. Astfel, dacă presiunea aerului comprimat p_a crește, penetrația jetului scade, datorită vitezei inițiale de injecție mai reduse, precum și datorită creșterii rezistenței gazodinamice care se opune înaintării picăturii, respectiv a forțelor de frecare între particule și aerul comprimat din camera de ardere.

Temperatura aerului comprimat influențează calitatea pulverizării, astfel, creșterea temperaturii determină creșterea vâscozității aerului comprimat, picăturile sunt frânate, deci penetrația scade.

Așadar, creșterea presiunii și temperaturii aerului comprimat din camera de ardere, are ca efect scăderea penetrației jetului.

Creșterea presiunii aerului comprimat până la o anumită valoare determină creșterea fineții de pulverizare; după aceea finețea de pulverizare scade.

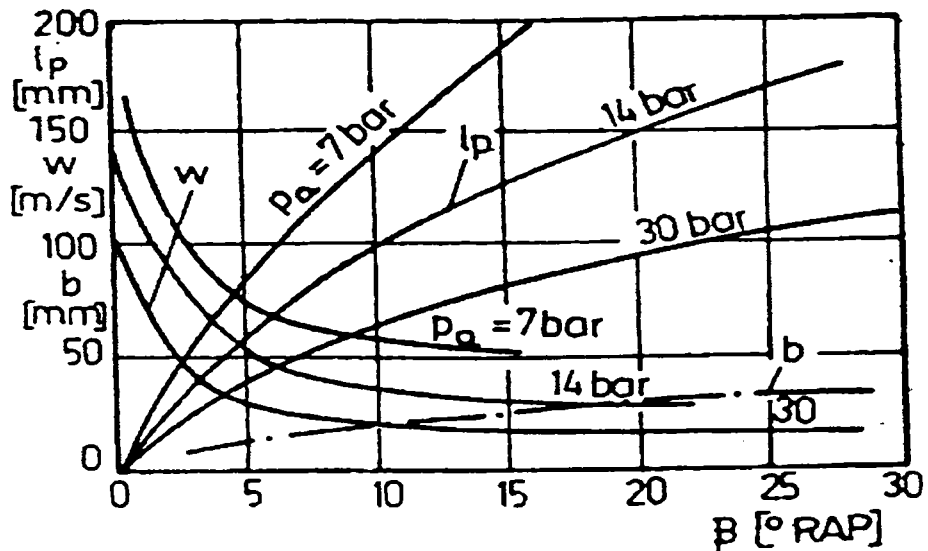


Fig. 2.7 Influența contrapresiunii din camera de ardere asupra pulverizării

c) **Turația arborelui pompei de injecție.** Odată cu creșterea turației motorului, se majorează viteza jetului și a presiunii de injecție. Toate acestea conduc la îmbunătățirea pulverizării și dispersiei jetului.

d) Proprietățile fizice ale combustibilului

> **Vâscozitatea** - are o influență apreciabilă asupra calităților pulverizării.

Pentru a se realiza pulverizarea, este necesar ca, în masa de combustibil să se inițieze mișcări de turbulență intensă la trecerea prin orificiile pulverizatorului. Forțele nterioare de vâscozitate și de tensiune superficială se opun ruperii jetului și subdivizării picăturilor formate, frânând mișcarea de turbulență.

Dacă vâscozitatea combustibilului crește, jetul devine compact, unghiul de dispersie se micșorează și penetrația jetului crește. Finețea de pulverizare scade la creșterea vâscozității combustibilului (fig. 2.8a).

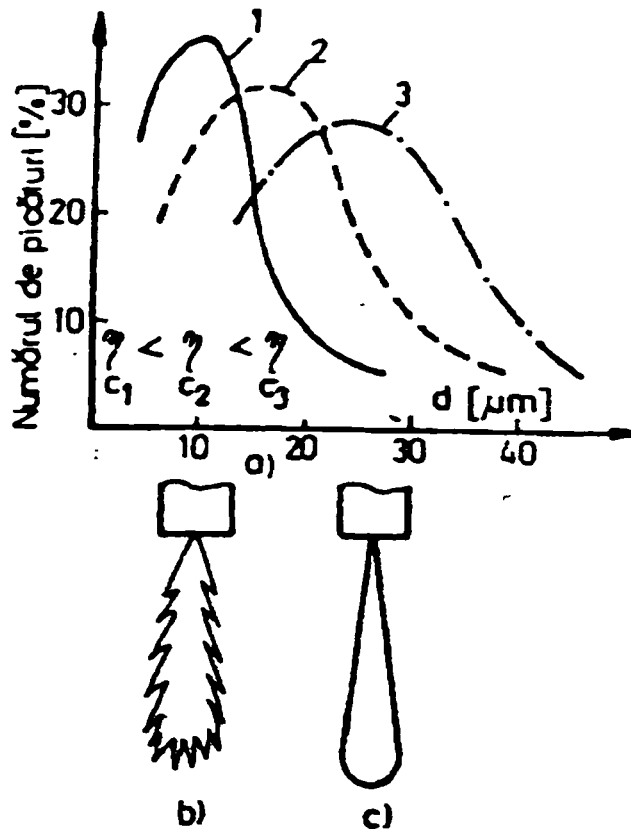


Fig. 2.8 Dependența caracteristicii de pulverizare și a formei jetului de vâscozitatea combustibilului

Din fig. 2.8b se observă că, la o vâscozitate normală, jetul se răspândește sub formă de franjuri, are unghiul de dispersie mare, cu un contur neregulat.

Dacă vâscozitatea este mare, jetul are formă compactă, unghi dispersiv mic și contur uniform. (fig. 2.8c)

> **Tensiunea superficială** – reprezintă forța care se exercită pe unitatea de lungime la suprafața de separație intermoleculară.

Tensiunea superficială se opune fragmentării picăturilor și măririi suprafeței lichidului. Prin urmare, odată cu creșterea vâscozității și tensiunii superficiale a combustibilului, finețea pulverizării se înrăutățește. Această comportare a combustibilului se explică prin faptul că, odată cu mărirea vâscozității și tensiunii superficiale se înfrânează dislocarea unor mase de lichid din vâna de combustibil, înrăutățind finețea pulverizării. Preîncălzirea combustibilului determină scăderea vâscozității și a tensiunii superficiale, contribuind la îmbunătățirea fineții de pulverizare.

e) Particularitățile constructive ale sistemului de injecție

1) Dimensiunea orificiilor de injecție.

Finețea de pulverizare și penetrația jetului este influențată semnificativ de mărirea diametrelor orificiilor de injecție. Orificiile de pulverizare de diametru mare

asigură jeturi mai penetrante, însă finețea de pulverizare este mai redusă; dacă orificiile de pulverizare sunt de diametru redus, penetrația jeturilor scade, iar finețea de pulverizare crește. Așadar, dimensiunile orificiilor de pulverizare constituie una din posibilitățile principale de modificare controlată a caracteristicilor de injecție.

În fig. 2.9 se prezintă influența diametrului orificiilor de pulverizare asupra penetrației, vitezei și dispersiei jetului, pentru $p_i=150$ bari, $p_a=18$ bari, $\omega_p=10,53$ s⁻¹.

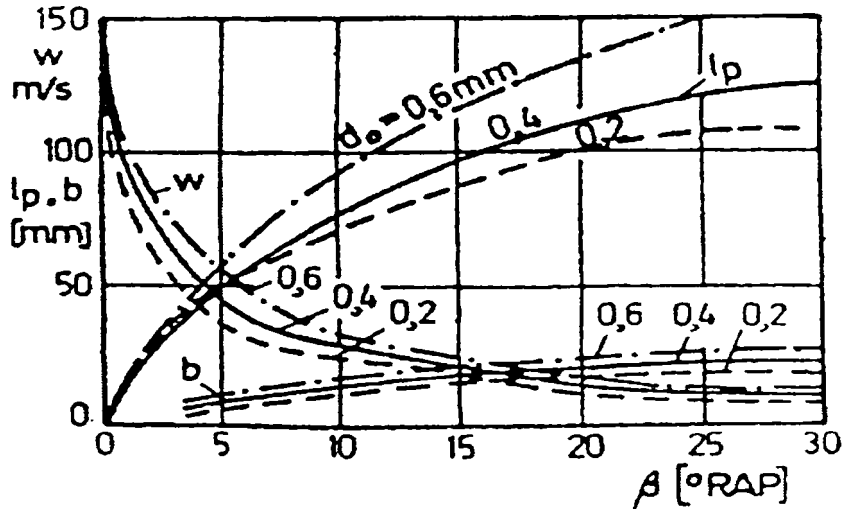


Fig. 2.9 Influența diametrului orificiilor de pulverizare asupra penetrației, vitezei și dispersiei jetului

2) Profilul camei de injecție.

Influențează în mare măsură caracteristicile injecției, întrucât alegerea adecvată a acestuia conduce la modificarea vitezei jetului de combustibil, ceea ce determină o creștere a penetrației și o îmbunătățire a fineții de pulverizare.

2.4 Cercetări privind dispersia jeturilor de combustibil

Pentru a caracteriza mai bine injecția și pentru a înțelege interacțiunea jeturilor de combustibil cu aerul în mișcare, într-un motor Diesel cu injecție directă sunt reprezentative rezultatele obținute pe un motor monocilindric experimental și o cameră sub presiune pentru vizualizarea jeturilor cu o cameră de filmat rapidă [128].

În fig. 2.10 este prezentat bancul de încercare specific pentru vizualizarea injecției, dezvoltat de firma Renault. O bombă este alimentată cu CO₂ sub presiune pentru a obține o densitate de gaz comparabilă cu cea din motor a aerului la **p.m.i.**

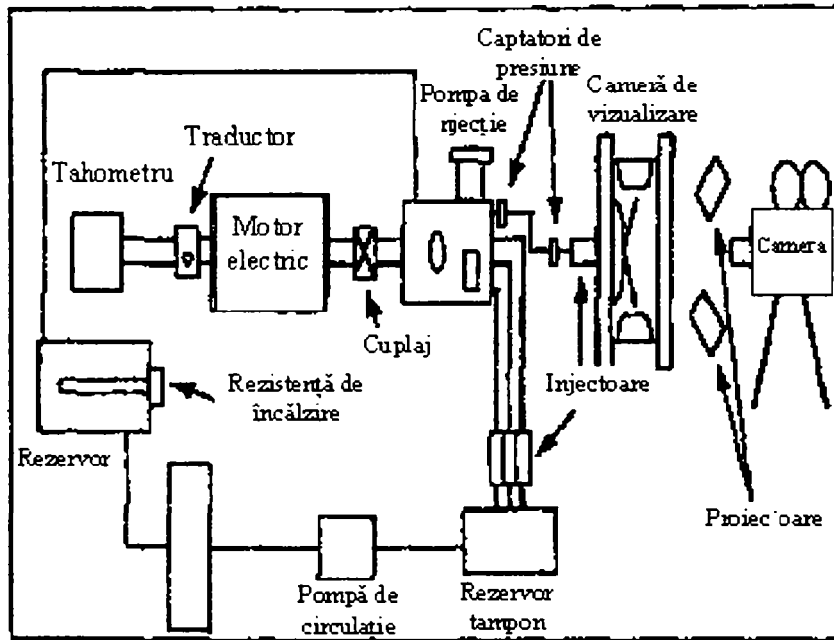


Fig. 2.10 Montarea bancului de vizualizarea ajeturilor Diesel într-o bombă

Deși experimentele se limitează la funcționarea la rece și în absența arderii, totuși acestea dau ideile esențiale asupra procesului de injecție, comportamentului injectorului, al jeturilor și al ciocnirilor la perete.

Injecția motorinei preîncălzite s-a filmat de o cameră rapidă ale cărei imagini au fost tratate și numerotate, pentru a se obține imagini ale jeturilor, curate și precise și pentru a se putea identifica un anumit număr de parametri ai pânzei jeturilor, cum ar fi: suprafața, conturul și luminiscenta acestora.

Figurile 2.11 și 2.12 arată variația pânzei jeturilor unui injector VCO fără sac, într-un port injector cu două resoarte. Mișcările aerului în vecinătatea injectorului fiind reduse și mișcarea jeturilor la ieșirea din injector fiind puternică, atunci jeturile practic nu sunt deviate în timpul pătrunderii în aer.

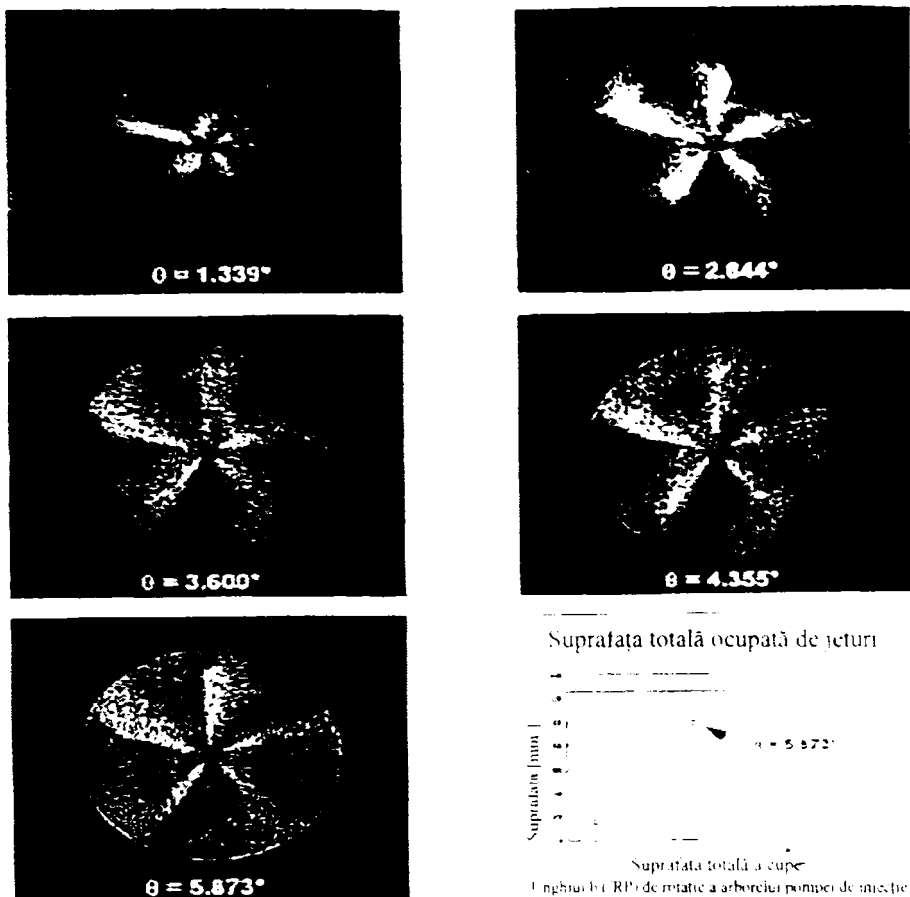


Fig. 2.11 Deformarea unei singure injecții (începutul injecției)

ridicarea = 0,06/0,25mm;

V_{inj} = 45mm³/inj;

$\Phi_{g\ddot{a}ur}$ = 5x0,212 mm;

n = 2500 rot/min;

Astfel se constată că, numai în apropierea și în timpul ciocnirii cu peretele, este antrenat combustibilul din jet în lungul cavității datorită antrenării picăturilor fine de mișcare circulară.

Acest nor fin și puțin luminos în aval de rădăcina centrală a jetului contribuie într-o măsură importantă la formarea amestecului aer-combustibil.

Cercetările au evidențiat că, un criteriu care să pună în valoare amestecul aer-combustibil ar putea fi variația suprafeței ocupate de jeturi în timpul injecției.

La întreruperea injecției, centrul luminos al fiecărui jet dispare foarte rapid și ultimele picături injectate stagnează aproape de injector.

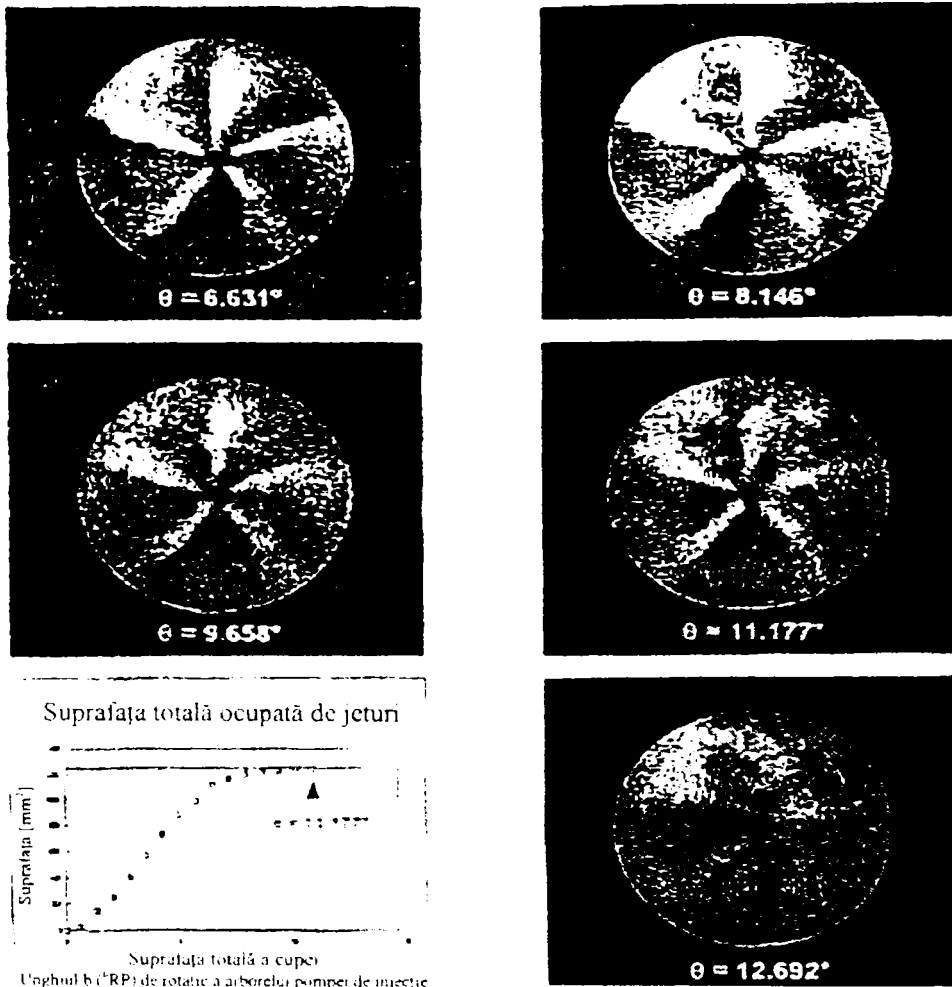


Fig. 2.12 Deformarea unei singure injectii (urmarea injectiei)
 ridicarea = 0,06/0,25mm;
 $V_{inj} = 45\text{mm}^3/inj$;
 $\Phi_{g\ddot{a}ur} = 5 \times 0,212\text{ mm}$;
 $n = 2500\text{ rot/min}$;

Când se dorește transpunerea rezultatelor fenomenelor observate de la bombă la motor trebuie să se țină seama de cea de a treia dimensiune a camerei de ardere. Un fenomen pus în evidență prin observarea jeturilor este o puternică dispersie a lor, la regim de sarcină.

Se constată că, unul din jeturi pătrunde rapid și va lovi peretele; acesta este un jet cu unghi redus de dispersie în raport cu celelalte jeturi care au unghiurile de evazare mai mari și o penetrație mai redusă.

Aceste neuniformități ale jetului sunt explicabile prin faptul că, injectorul VCO cu dublu resort are acul foarte aproape de intrarea în orificiile de pulverizare, la începutul injectiei, în etapa de preridicare.

O diminuare a valorii de preridicare este prezentată în figura 2.13.

Se constată că, o reducere a valorii de preridicare va diminua cantitatea de combustibil injectată la început de injecție, și concomitent, se accentuează neuniformitățile jeturilor.

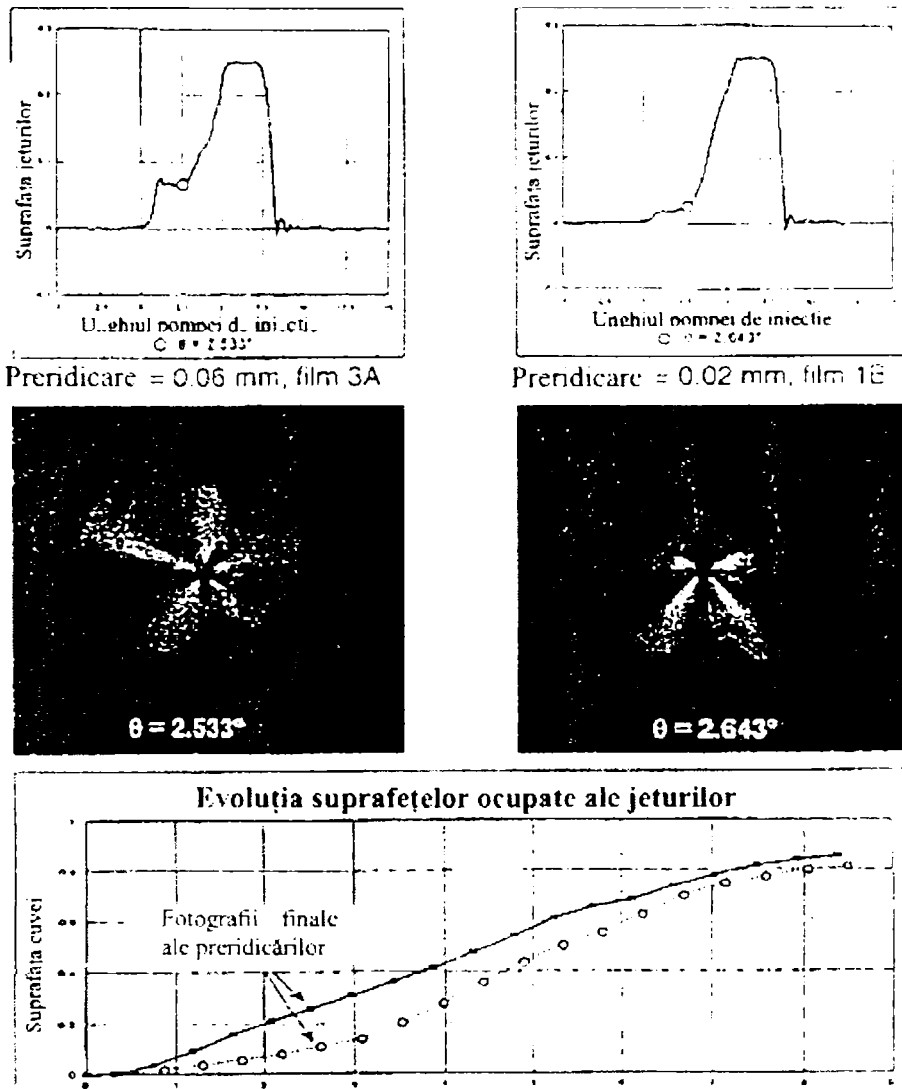


Fig. 2.13 Influența preridicării acului asupra neuniformității la început de injecție. Comparatie între începutul injecției la 1500 rot/min, cu preridicări de 0,02 mm și 0,6 mm.

Cercetările efectuate demonstrează că, adaptând niște patine dreptunghiulare pe ac, se creează al doilea ghidaj al acului care se comportă, astfel, mult mai bine și se obțin jeturi regulate chiar și la început de injecție la regimuri joase (fig. 2.14).

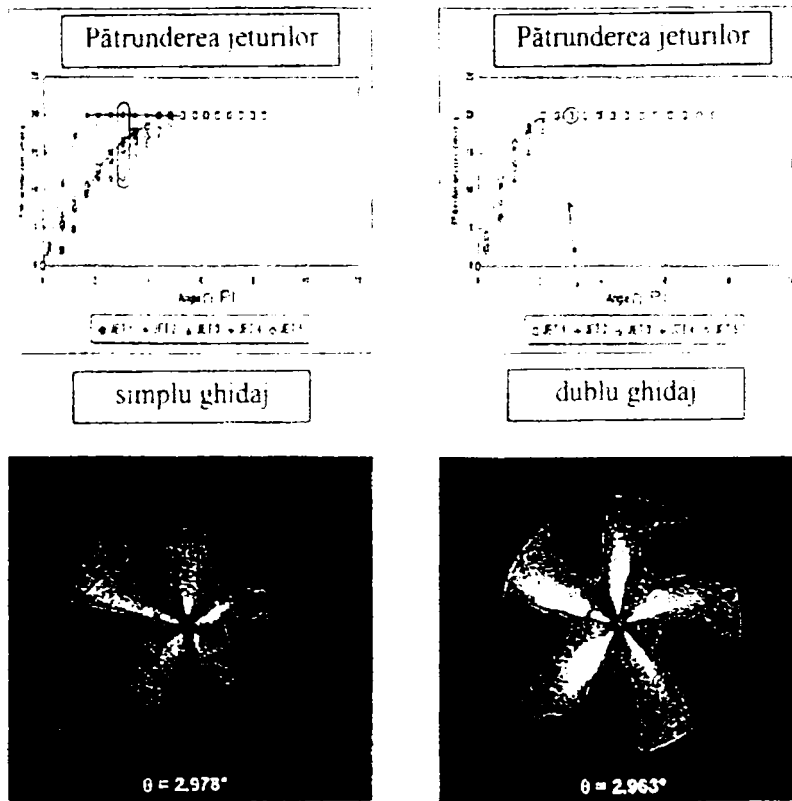


Fig. 2.14 Influența dublului ghidaj asupra pătrunderii jeturilor. Comparăția începutului de injecție cu și fără ghidaj ameliorat

Aceste rezultate au fost obținute pe un motor monocilindru la cald în regim stabilizat.

Un alt studiu asupra jeturilor s-a efectuat, vis-à-vis de variația nivelului de vârtej al aerului. Astfel, observând imaginile injecțiilor corespunzătoare, se constată că la începutul injecției, variația suprafețelor ocupate de jeturi sunt comparabile. Aceasta se explică prin faptul că, jeturile complete sunt puțin deviate de mișcarea de vârtej și nu s-au constatat diferențe de comportare importante.

Numai la sfârșitul injecției, după ce jeturile au lovit peretele, comportamentul lor de extensiune se diferențiază prin variația suprafeței ocupate. (fig. 2.15)

Pentru a cunoaște mai bine problemele care pot apărea în timpul injecției, încercările de vizualizare a jeturilor în bombe s-au făcut în paralel cu încercările pe un motor monocilindric.

Din aceste studii prezentate se constată că, pot exista abateri ale formei și cantității de combustibil injectate în diferite jeturi ale aceluiași injector, datorită împingerii într-o parte sau alta a acului injectorului în momentul injecției. Acest lucru poate determina o utilizare incompletă a aerului din camera de ardere și o ardere incompletă în zona jeturilor lungi.

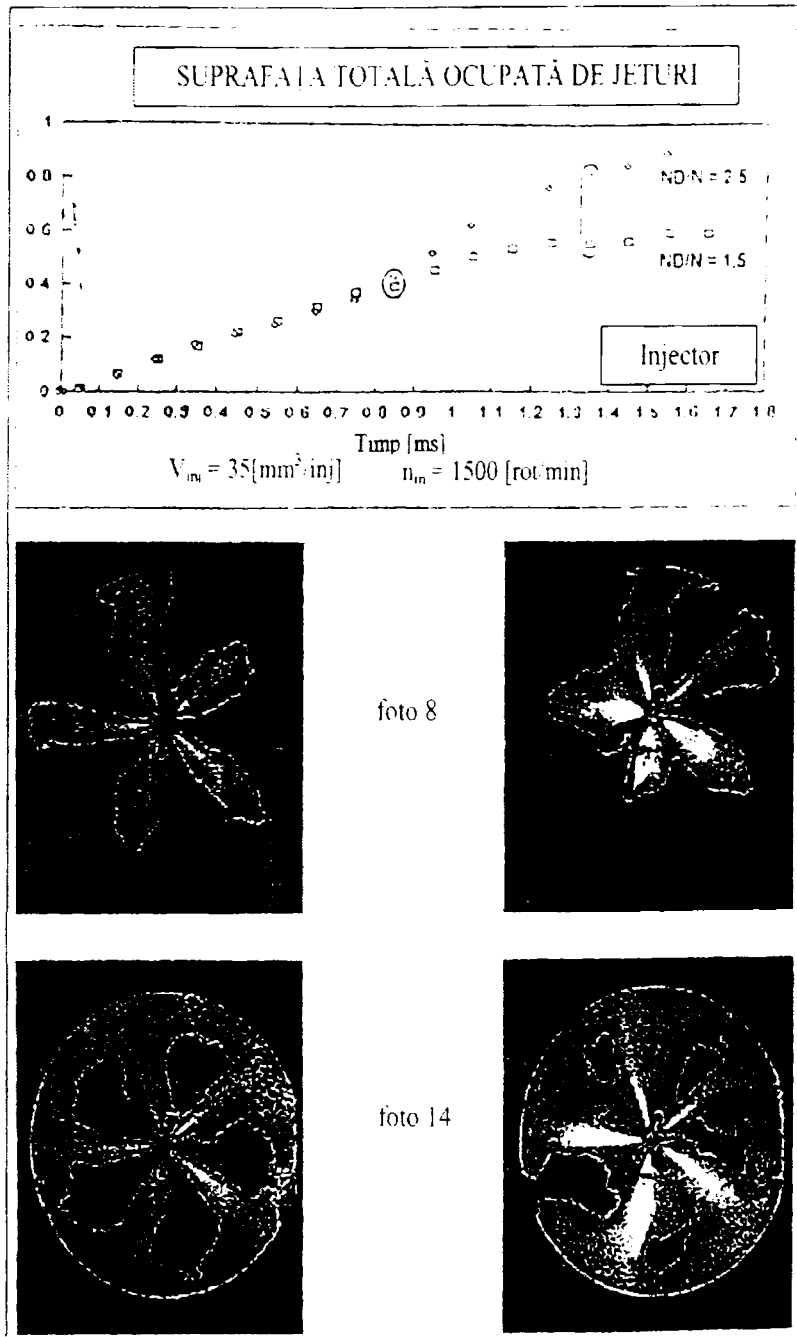


Fig. 2.15 Influența mișcării de vârtej asupra jeturilor. Influența nivelului mișcărilor de vârtej asupra derulării injecției

2.5 Cercetări privind ridicarea legii de injecție pentru injectoare multijet

2.5.1 Considerații teoretice privind legea de injecție

Studiile și cercetările arată că pentru o funcționare optimă a motoarelor Diesel este nevoie de o corelare între procesul de injecție, de formare al amestecului și cel de ardere, specifice fiecărui tip de cameră de ardere [59],[23].

Variația injecției combustibilului în camera de ardere este determinată de profilul camei pompei de injecție și caracterizată de viteza de injecție și de legea de injecție, iar cunoașterea acestora se impune ca o necesitate [59],[72]

Legea de injecție este unul din factorii principali utilizați pentru dirijarea arderii. Acțiunea legii de injecție este legată de calitatea pulverizării combustibilului, caracteristicile și orientarea jeturilor, interacțiunea acestora cu curenții de aer și de alți factori.

Dacă toate condițiile ar fi favorabile pentru aprinderea și arderea completă a combustibilului imediat ce a fost injectat, atunci legea de injecție optimă ar trebui să satisfacă ecuația legii de ardere optime.

În realitate, din cauza vitezei finite a transformărilor fizice și chimice pe care le suferă combustibilul, viteza de ardere rămâne mult în urma vitezei de injecție, îndeosebi în prima parte a procesului de ardere.

Odată cu mărirea turației, acest decalaj tinde să crească și uneori procesul de injecție se încheie înainte de declanșarea arderii.

Apropierea legii de ardere de legea de injecție se poate face prin scurtarea duratei întârzierii la autoaprindere și prin micșorarea cantității de combustibil injectat în decursul ei.

Se are în vedere că, principalele caracteristici ale legii de injecție depind de:

- a) debitul volumic refulat de pistonul pompei de injecție;
- b) secțiunea efectivă de curgere oferită de pulverizator;
- c) volumele locale de la pompă și de la injector;
- d) proprietățile fizice ale combustibilului;
- e) pierderile prin jocuri și frecări;

În literatura tehnică de specialitate [72], [23] viteza de injecție reprezintă debitul volumic V_i [mm^3/s] sau [$\text{mm}^3/^\circ\text{RAP}$], care se injectează în funcție de timp pe durata procesului de injecție[77].

Dacă se modifică viteza de injecție, la aceeași doză ciclică, atunci se modifică durata injecției; astfel, dacă viteza de injecție se mărește, timpul de injecție (τ_i) scade și invers.

Cercetările demonstrează că, durata întârzierii la autoaprindere Δa_d , de regulă rămâne neschimbată la modificarea vitezei de injecție; astfel, când viteza de injecție crește, în timpul întârzierii la autoaprindere, în camera de ardere se acumulează o cantitate mai mare de combustibil din doza ciclică.

Așadar, funcționarea optimă a motorului se realizează cu o anumită viteză de injecție, denumită "viteză de injecție optimă".

Privind "Legea de injecție" ξ , este definită prin raportul dintre cantitatea de combustibil ce s-a injectat de la începutul injecției până în orice moment al acesteia și cantitatea totală injectată pe ciclu[77].

$$\xi_i = \frac{\int_0^{\tau_i} \dot{V}_i \cdot d\tau}{V_i} \quad (2.34)$$

unde:

V_i [mm³/cil. ciclu] – cantitatea injectată pe ciclu și cilindru (doza ciclică).

Legea de injecție evidențiază fracțiunea din doza ciclică acumulată în camera de ardere în perioada întârzierii la autoaprindere.

Pe baza observațiilor făcute în cazul vitezei de injecție, rezultă că, funcționarea optimă a motorului va corespunde unei anumite legi de injecție considerată optimă, care este caracteristică fiecărui tip de motor.

Obținerea unui consum specific efectiv redus de combustibil presupune randamente superioare ale ciclului termic, ceea ce din punct de vedere al arderii corespunde la dezvoltarea fazei de ardere rapidă. Având în vedere limitarea funcționării violente a motorului, cu șocuri, zgomote, trepidații, se impune dezvoltarea fazei de ardere moderată, cu viteze mici de degajare a căldurii.

În ipoteza că, se realizează condiții identice de pulverizare, vaporizare, amestecare și dezvoltare a reacțiilor chimice prealabile de oxidare, în aceste condiții se disting două cazuri:

a) În primul caz, se injectează combustibil în cilindru cu avans de injecție β_i invariabil, după o caracteristică de injecție ξ_i oarecare și se modifică întârzierea la autoaprindere Δa . (fig. 2.16a)[77]. Se observă că prin creșterea lui Δa_d de la Δa_{d1} la Δa_{d2} , în cilindru se acumulează de patru ori mai mult combustibil. Arderea amestecurilor preformate este puternic intensificată și se va înregistra o creștere a vitezei de ardere și a vitezei de creștere a presiunii.

b) În al doilea caz, se menține invariabilă faza Δa_d , avansul la injecție β_i și durata a_i a injecției. Atunci, prin modificarea profilului camei pompei de injecție se realizează două legi distincte de injecție ξ_{i1} și ξ_{i2} (fig. 2.16b).

Dacă injecția se produce după legea lui ξ_{i1} se acumulează în cilindru aproximativ 20% din doza ciclică. Când injecția se produce după ξ_{i2} , se acumulează în cilindru aproximativ 75% din doza ciclică, evident că, legea de injecție ξ_{i2} produce o ardere rapidă mult mai intensă ca ξ_{i1} cu consecințele prezentate anterior.

Concluzia inversă este că, cu cât se acumulează în cilindru mai puțin combustibil în perioada Δa_d , cu atât se reduce intensitatea arderii violente, scăzând viteza de degajare a căldurii și viteza de creștere a presiunii.

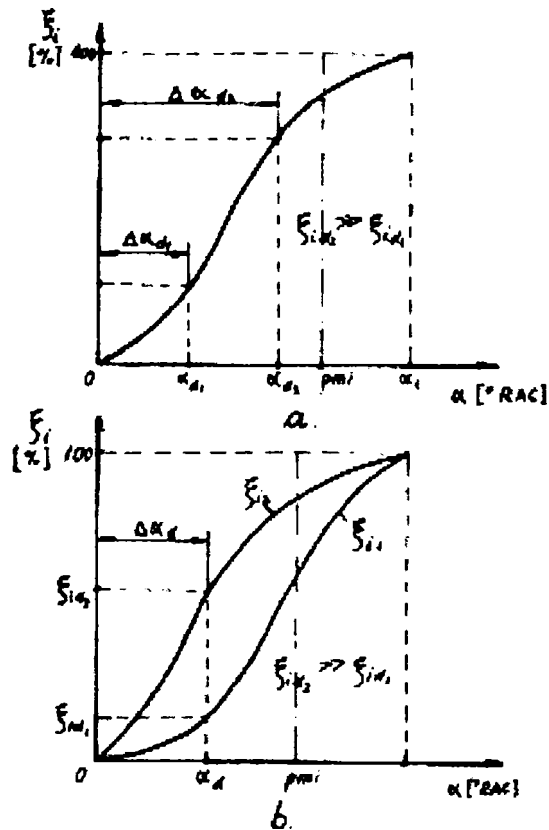


Fig. 2.16 a,b Caracteristica de injecție și întârzierea la autoaprindere

2.5.2 Studii comparative privind metodele de determinare a legii de injecție

Stabilirea experimentală a vitezei sau legii de injecție prezintă un grad ridicat de dificultate, deoarece necesită măsurarea unor debite de lichid rapid variabile în timp foarte scurt, prin secțiuni de curgere variabile, la ieșirea din injector, și, eventual pe motorul în funcțiune.

Deocamdată nu există o metodă unanim acceptată, care să satisfacă toate cerințele de aplicabilitate și precizie și să permită în același timp, determinarea legii de injecție în condițiile obișnuite de funcționare a echipamentului de injecție.

Principalele metode de urmărire a legii de injecție se grupează în două mari categorii:

- 1) metode directe
- 2) metode indirecte

2.5.2.1 Metodele directe.

Se bazează pe determinarea nemijlocită a cantității de combustibil injectat într-un anumit interval unghiular de rotație ale arborelui pompei de injecție.

În acest scop, se captează separat și se măsoară combustibilul care iese din injector în intervale unghiulare consecutive, care să se înscrie pe toată durata injecției.

Aparatele de măsură folosite sunt stroboscopul și roata celulară. Aceste aparate permit stabilirea vitezei sau legii de injecție ca valoare medie, rezultată din captarea combustibilului injectat în cadrul unui număr suficient de mare de cicluri.

Captarea jeturilor de combustibil se realizează cu ajutorul unei roți celulare [50],[76],[77].

Metoda constă în introducerea pulverizatorului injectorului în spațiul cilindric al discului cu canale în stare de așteptare, fără injecție; procesul de injecție începe pentru acest injector, în momentul declanșării numărătorului de impulsuri.

Apare dezavantajul că, până la atingerea parametrilor de regim stabilizat, se colectează injecții ce se abat de la valoarea medie, astfel apar erori la măsurare; se observă că acest fenomen se manifestă și la întreruperea captării jeturilor în celulele roții.

Având în vedere erorile evidențiate în soluția anterioară în cadrul Laboratorului de motoare cu ardere internă al Facultății de Mecanică, s-a proiectat și realizat un dispozitiv cu comandă electromagnetică, descris în brevetul de invenție nr. 103076 din 27.01.1990 și prezentat în fig.2.17[75].

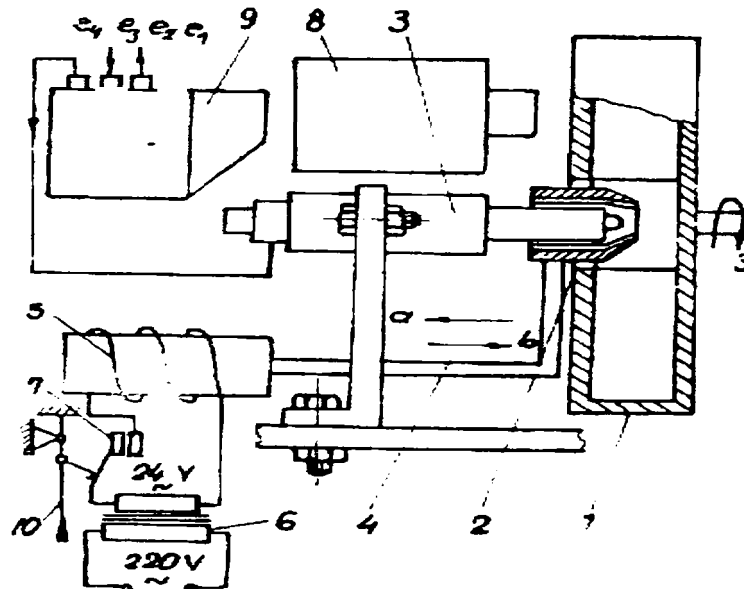


Fig. 2.17 Schema dispozitivului cu declanșare electromagnetică

Pentru ridicarea legii de injecție s-a adaptat dispozitivul cu roată celulară la standul de centicubat pompe de injecții. (fig. 2.18a,b)

Din fig. 2.18 rezultă că, un arbore intermediar 1 transmite mișcarea de la arborele standului de centicubat la cutia Norton 2, care permite modificarea turației roții celulare 3 cu canale radiale.

Analizând schema de funcționare reprezentată în fig. 2.18, rezultă următoarele:

La acționarea levierului de comandă 10, al numărătorului de impulsuri al standului de centicubat este acționat microîntrerupătorul 7, care închide circuitul electric al transformatorului 6.

Se realizează un câmp magnetic în bobina 5, și, prin urmare, levierul 4 este deplasat spre stânga (sensul a). În acest fel, manșonul deflector 2, care acoperă orificiile injectorului 3, în poziția anterioară se retrage, atunci jeturile de combustibil sunt colectate în canalele roții celulare 1, care este în mișcare de rotație; în acest fel parametrii de injecție sunt realizați corect.



a

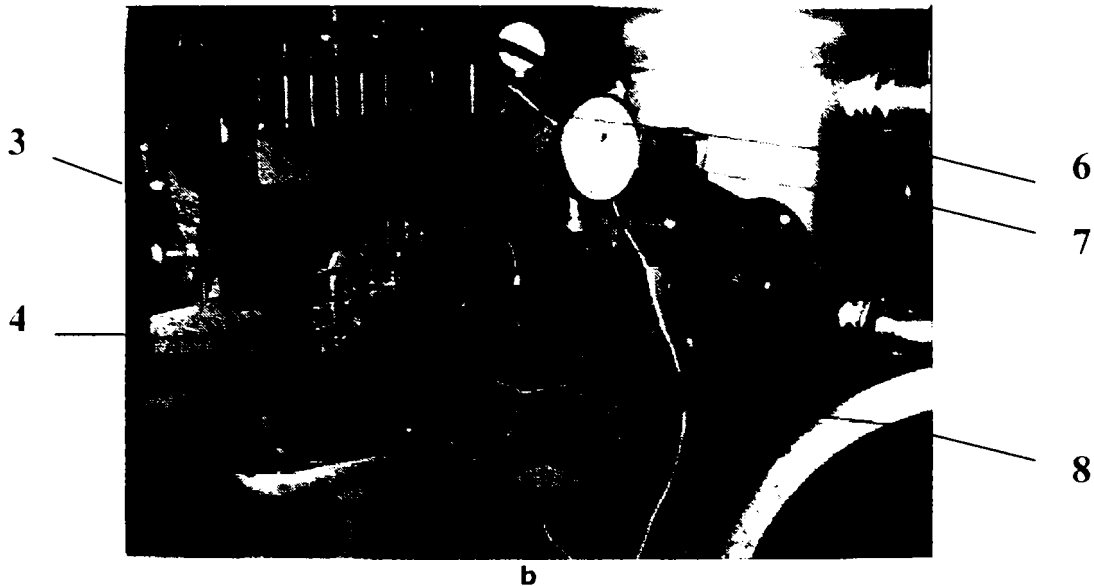


Fig. 2.18 a,b Dispozitivul cu roată circulară pentru ridicarea legii de injecție, adaptat la standul de centicubat

Este evident, când orificiile sunt acoperite de manșon, injectorul este în funcțiune și jeturile de combustibil sunt colectate printr-un jgheab al manșonului spre exterior; în acest mod ele nu ajung în canalele roții celulare.

Captarea jeturilor durează cât timp este menținută în poziția apăsată, pârghia de comandă 5 a numărătorului de impulsuri (fig. 2.18); după terminarea numărului de injecții fixat, se întrerupe captarea atât în eprubetele martor cât și în roata celulară.

După colectarea numărului prevăzut de injecții, numărătorul de impulsuri declanșează levierul de comandă 10, microîntrerupătorul 7 întrerupe circuitul electric, manșonul 2 revine la poziția inițială (sensul b) și întrerupe brusc captarea jeturilor în canalele roții celulare (fig. 2.17).

Evaluarea cantității de combustibil colectat în canalele roții celulare este realizată cu ajutorul stroboscopului 8.

Exactitatea cantității de combustibil colectat cu ajutorul dispozitivului prezentat, este verificată cu trei martori în cazul pompelor de injecție su 4 elemente, care sunt de fapt restul de trei injectoare; astfel motorina injectată prin acestea este colectată în eprubetele standului de centicubat (fig.2.17; fig. 2.18).

Încercările s-au realizat pentru o pompă de injecție în linie cu patru elemente, la o turație de 900 rot/min și cremaliera în poziția de debit maxim ($h=9\text{mm}$) [77]. Viteza de rotație a roții celulare a fost aleasă cu 25% mai mare decât a pompei de injecție.

Variația injecției este redată atât prin viteza de injecție V_j , cât și prin legea de injecție ξ_j , ridicându-se concomitent patru legi medii de injecție, prin captarea celor patru jeturi consecutiv în cele patru spații ale roții celulare, pentru 1000 de injecții colectate. Pentru fiecare determinare s-a întocmit un tabel de rezultate conform modelului prezentat în tab. 2.3.

$$n_p = 900 \text{ rot/min}$$

$$h = 9 \text{ mm}$$

$N_i=1000$ injecții

Tabelul 2.3

Nr. crt.	β_{ip}	\dot{V}_{i1}	\dot{V}_{i2}	\dot{V}_{i3}	\dot{V}_{i4}	\dot{V}_i	ξ_i
	$^{\circ}RAP$	div	div	div	div	$mm^3/^{\circ}RAP$	%
1	1,76	0,1	0,2	0,2	0,2	0,07	0,2
2	3,52	0,2	0,4	0,2	0,3	0,11	0,6
3	5,27	1	1,3	1	1	0,45	2,2
4	7,03	2,1	1,1	1,4	1,3	0,63	4,3
5	8,79	6,2	2,2	3,2	4,1	1,69	9,9
6	10,55	10,2	5,3	7,4	9,3	3,47	21,4
7	12,31	10,2	10,2	10,2	10,1	4,39	36
8	14,07	10,2	10,2	10,3	9,4	4,32	50,3
9	15,82	10,3	10,3	10,4	9,3	4,35	64,8
10	17,58	8,3	10,3	10,4	10	4,21	78,7
11	19,34	7,3	9	8,3	10	3,73	91,1
12	21,1	3	5,1	4,2	4,4	1,8	97,1
13	22,86	1,1	2	2,2	1,2	0,7	99,4
14	24,62	0,2	0,3	0,4	0,2	0,11	99,8
15	26,37	0,1	0,2	0,2	0,1	0,06	100
						$30,17 \times 1,76 = 53,1$	

cil	1	2	3	4
$V_{inj}[mm^3/inj]$	55	55	54,5	(53,1)

S-au făcut notațiile:

$\dot{V}_{i1}, \dot{V}_{i2}, \dot{V}_{i3}, \dot{V}_{i4}$ - volumele colectate determinate cu stroboscopul pentru cele patru orificii ale injectorului;

$\beta_{ip}[^{\circ}RAP]$ - durata unghiulară a injecției;

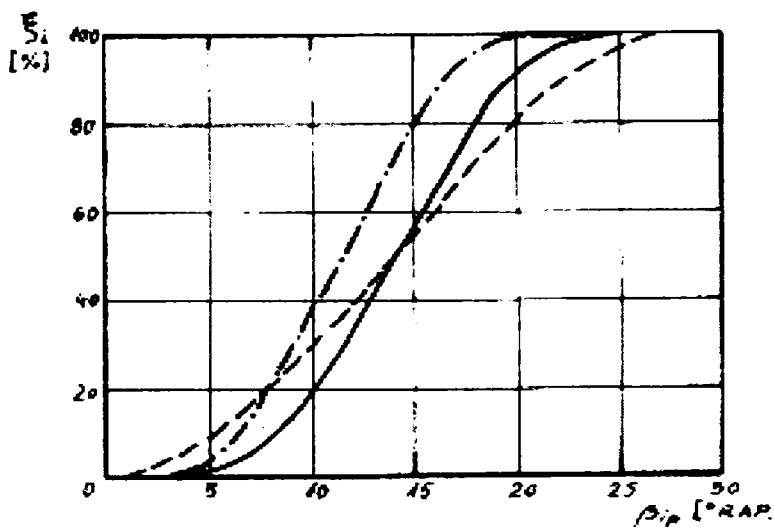
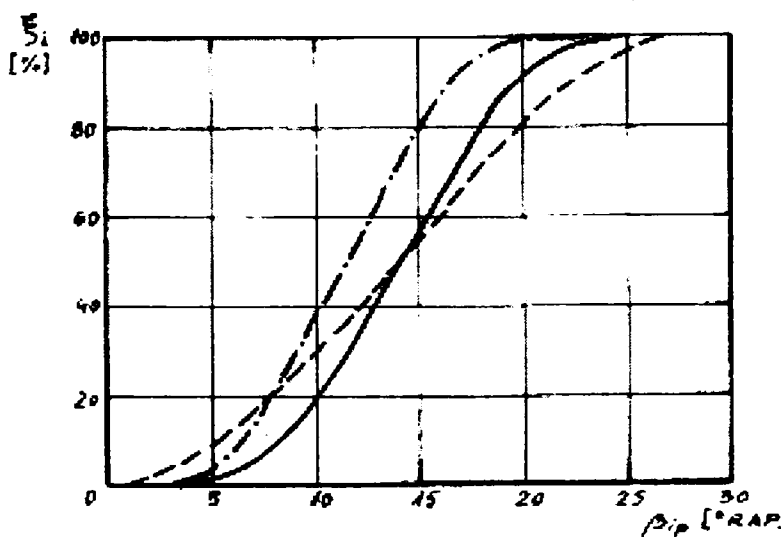
$\xi_i[\%]$ - legea de injecție;

a_i - durata injecției, la arborele cotit al motorului.

În partea de jos a tabelului sunt prezentate rezultatele din probele martor, obținute prin centicubarea celorlați trei elemenți ai pompei. Pentru o corectitudine maximă a concluziilor, s-au făcut încercări și la alte turații ale pompei de injecție și s-au obținut aceleasi rezultate, și anume abaterile volumului injectat calculat prin legea de injecție ridicată, față de volumele martor sunt sub 2%.

Dispozitivul se poate adapta la orice stand de centicubat pompe de injecție și are avantajul că, asigură posibilitatea realizării parametrilor de injecție în regim stabilizat după care se captează numărul de injecții dorit.

În fig. 2.19a,b [77] sunt prezentate graficele evoluției injecției pentru cele trei turații de funcționare a pompei de injecție cu cremaliera în poziția maximă. Pentru certitudinea concluziilor s-au mai ridicat legile de injecție și pentru pozițiile cremeliei $h=7,5; 4$ [mm].

Fig. 2.19a Variația injecției la $h=9$ mmFig. 2.19b Variația injecției la $h=9$ mm

Viteza de injecție raportată la $[^{\circ}\text{RAP}]$ are o distribuție după o curbă clopot tip Gauss, maximul deplasându-se spre valori reduse β_{ip} , odată cu scăderea turației. Acest aspect determină și creșterea cantității de combustibil acumulată în camera de ardere, odată cu scăderea turației la aceeași valoare β_{ip} . Ca urmare, durata întârzierii la declanșarea arderii rapide Δa_d rămâne constantă, deci va crește cantitatea de amestec preformat, care arde la începutul arderii.

Încercările efectuate [78] demonstrează că, la o creștere a turației cu 400 rot/min (fig. 2.20) [78] Δa_d crește cu aproximativ 4°RAP , atunci calculând Δa_d cu relațiile pentru **m.a.c.** cu cameră unitară [59] considerând un avans la injecție $\beta_i=20^{\circ}\text{RAP}$, s-au obținut următoarele rezultate pentru poziția de debit maxim a cremalierii, ($h=9\text{mm}$).

- la turația de 900 rot/min se acumulează în camera de ardere 15% din doza ciclică injectată;
- la turația de 625 rot/min se acumulează 22% din doza ciclică injectată;
- la turația de 300 rot/min se acumulează 31% din doza ciclică injectată;

Cercetările au evidențiat că, la turație constantă a pompei de injecție, rezultă o scădere a dozei ciclice și a duratei injecției odată cu reducerea cursei cremalierii; se observă că, fracțiunea de combustibil acumulată în camera de ardere crește la scăderea cursei cremalierii, rezultă deci că, masa de amestec performant rămâne constantă, asigurând același caracter al arderii în prima fază a amestecurilor performante.

Se evidențiază ideea că, la curse ridicate ale cremalierii, cantitatea de combustibil injectată după consumarea întârzierii la autoaprindere crește, arderea se prelungește în destindere, cu efecte de scădere a randamentului și puterii motorului.

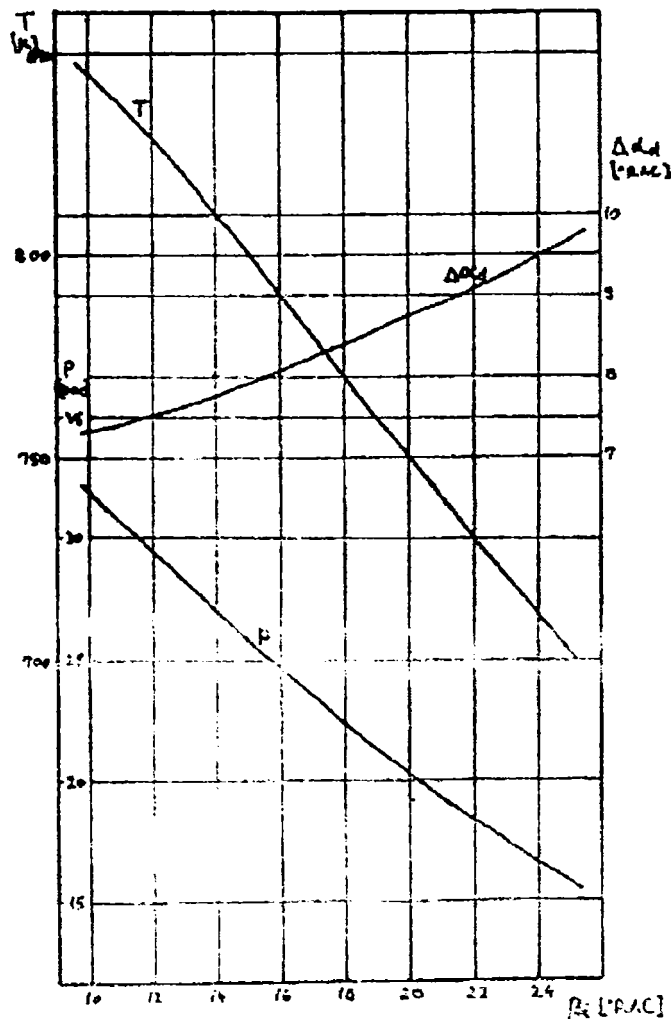


Fig. 2.20 Variația duratei întârzierii la autoaprindere

Rezultă că, la creșterea cursei cremalierii este necesară o creștere a fracțiunii de combustibil acumulată în cilindru în faza $\Delta\alpha_d$ concomitent cu măsuri de îmbunătățire a procesului de ardere.

Durata injecției scade la micșorarea turației și cursei cremalierii, alura legii de injecție se apropie de o dreaptă; în rest este o parabolă asemănătoare cu a cursei pistonului pompei de injecție.

Studiul experimental al legii de injecție prezentat permite cunoașterea evoluției cantității de combustibil acumulat în camera de ardere, durata reală a injecției la injector, modificările legii de injecție cu gradul de uzură al pompei, precum și comportarea pompei la modificarea turației și sarcinii motorului.

2.5.2.2 Metode indirecte

2.5.2.2.1 Considerații generale

Se bazează pe transformarea unor mărimi neelectrice în mărimi electrice.

De regulă, aceste metode permit evidențierea vitezei sau legii de injecție concomitent cu variația procesului de injecție și uneori pot fi aplicate direct pe motor.

Metodele indirecte sunt numeroase și se disting prin fenomenul sau principiul pe care îl folosesc, cum ar fi: [50],[148],[55]

- a) laminarea la curgerea prin orificii;
- b) teorema impulsului aplicată jetului;
- c) ecuația de continuitate;
 - metoda Hoffmann;
 - indicatorul de debit;
- d) elasticitatea combustibilului;
 - indicatorul de presiune;
- e) propagarea undelor de presiune în conducte lungi închise;
 - indicatorul Bosch;
 - metoda Waschni;
- f) modelarea analogică;

Se menționează că, metodele având la bază același principiu sunt materializate în diferite variante, urmărindu-se avantaje proprii de la caz la caz.

De asemenea, există metode combinate, care se bazează pe două sau mai multe dintre fundamentele enumerate anterior.

Încă nu există o metodă care să fie avantajoasă sub toate aspectele.

2.5.2.2.2 Metoda bazată pe elasticitatea combustibilului

Se consideră că, injecția se produce într-o cameră de măsură cu volum constant, plină cu combustibil sub o anumită presiune [158],[55].

Se pleacă de la principiul potrivit căruia, cantitatea de combustibil care se acumulează prin injecție în camera de măsură se poate determina prin măsurarea presiunii din interiorul camerei de măsură. Acest principiu stă la baza indicatorului de presiune.

Indicatorul de presiune prezentat în fig. 2.21, constă dintr-o cameră de măsură 1, plină cu combustibil, prevăzută cu un traductor de presiune 3 și o supapă de descărcare 5, la care, se montează injectorul 2, al echipamentului de injecție al cărei legi de injecție urmează să fie determinate.

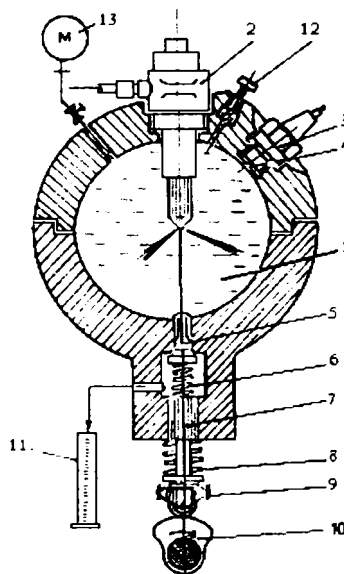


Fig. 2.21 Indicatorul de presiune (BOSCH)

Supapa de descărcare 5, este apăsată de un arc 6, acționat de o camă 10, prin intermediul unui tachet cu rolă 9. Cama este cuplată cu arborele pompei de injecție și are rolul de a mări forța de apăsare a acului supapei, înainte de începerea injecției. După terminarea injecției, cama destinde arcul supapei și permite descărcarea camerei de măsură, în interiorul ei restabilindu-se presiunea inițială.

Presiunea inițială din indicator trebuie să fie în concordanță cu presiunea gazelor din cilindrul motorului la începutul injecției. Volumul camerei de măsură se stabilește în funcție de doza ciclică de combustibil ce urmează a se acumula în ea.

Variația presiunii în interiorul indicatorului se măsoară prin intermediul unui traductor piezoelectric.

Oscilograma presiunii din camera de măsură nu trebuie să fie afectată de către undele de presiune generate de jeturi, de aceea se recomandă o cameră de măsură sferică, în care orificiile de pulverizare ale injectorului să ocupe o poziție centrală.

Etalonarea indicatorului de presiune se poate face direct sau indirect.

Etalonarea indirectă se bazează pe observația că oscilograma presiunii din indicator reprezintă, la o anumită scară, legea de injecție.

Dacă se urmărește viteza de variație a presiunii din indicator prin intermediul unui amplificator operațional de diferențiere, atunci rezultă viteza de injecție.

2.5.2.2.3 Metode bazate pe legile propagării undelor în conducte închise, lungi.

2.5.2.2.3.1 Metode bazate pe măsurarea variației presiunii și în conducta de refulare.

a) Metoda bazată pe măsurarea variației presiunii în conducta de refulare.

Mecanismul curgerii tranzitorii din conducta de refulare se asimilează cu șocul hidraulic.

Se neglijează influența forțelor de frecare asupra curgerii combustibilului. Această ipoteză este acceptată pentru conducte de refulare relativ scurte și combustibili cu vâscozitate redusă.

Sunt necesare următoarele precizări: [55]

- unda incidentă aflată în momentul t în secțiunea y sosește în secțiunea I

$$\text{din injector cu un decalaj de timp, } \Delta t_y = \frac{y}{Q};$$

- în injector, unda incidentă se reflectă în funcție de condițiile locale și revine în secțiunea de referință y , sub formă de undă reflectată; decalajul dintre unda incidentă și unda reflectată va fi $2 \Delta t_y$.

Pentru determinarea presiunii undei reflectate este necesar să se stabilească presiunea totală din injector; valoarea ei rezultă pe baza ecuațiilor care exprimă condițiile locale din injector. Urmare a rezolvării acestor ecuații rezultă implicit legea de injecție.

b) Metoda bazată pe măsurarea concomitentă a variației presiunii în conducta de refulare și a deplasării acului injector.

Se are în vedere același model de propagare a undelor ca la metoda precedentă [55]. Din ecuația de continuitate se obține debitul volumic de combustibil injectat:

$$\dot{V}_i = f \cdot u_1 - \left(f_{inj} \cdot \frac{dh}{dt} + \frac{V_1}{E} \cdot \frac{dp}{dt} \right) \quad (2.35)$$

În final, rezultă legea de injecție.

c) Metoda bazată pe măsurarea simultană a presiunii în două secțiuni distincte ale conductei de refulare.

1. Cazul în care forțele de frecare sunt neglijate.

Se consideră un moment t , oarecare din timpul procesului de injecție și se analizează fenomenele de propagare a undelor de presiune în conducta de refulare [5],[54],[148].

Pe baza unor raționamente de calcul, presiunea în camera de refulare a pulverizatorului și viteza medie a combustibilului în secțiunea de intrare în antecameră se pot determina prin oscilografierea presiunii la extremitățile conductei de refulare sau în două secțiuni ale acesteia, plasate la o distanță cunoscută, care să conducă la valori acceptabile pentru decalajele de timp.

Aceste modalități de determinare a legii de injecție sunt valabile și pentru cazul pulverizatoarelor cu ac cu vârful profilat, cu știft, sau pentru orice alt tip de pulverizator.

2. Cazul în care se consideră forțele de frecare

Se consideră același mecanism de propagare a undelor de presiune dar se au în vedere și perturbațiile provocate de forțele de frecare. [4],[55]

Oscilografiind presiunile în secțiunea II și III ale conductei de refulare se determină presiunea în secțiunea I de la intrarea în camera de acumulare a injectorului.

O altă variantă de rezolvare se bazează pe ecuațiile curegerii nestaționare [55]. Se utilizează metoda caracteristicilor, considerându-se ca fiind cunoscute experimental, presiunile în secțiunile II și III, oscilografiate cu ajutorul traductoarelor plasate în secțiunile respective.

Pe baza condițiilor limită de la injector, rezultă presiunea în camera de acumulare a injectorului, poziția acului h , și cantitatea de combustibil injectată.

Apoi se calculează presiunea în secțiunea limită I a conductei de refulare. Calculul se reia pentru intervalul de timp următor pentru stabilirea vitezelor în lungul conductei de refulare.

2.5.2.2.4 Metoda bazată pe măsurarea presiunii în unda incidentă generată de injecție într-o conductă lungă (Indicatorul Bosch sau indicatorul de undă)

Metoda se bazează pe legătura existentă între amplitudinea undei de viteză și amplitudinea undei de presiune în frontul undei de șoc solitare, care se deplasează printr-un lichid staționar:

$$du = \frac{1}{a \cdot \rho_c} \cdot dp \quad (2.36)$$

unde:

a – viteza sunetului în combustibil;

ρ_c – densitatea combustibilului;

u – viteza de curgere a mediului lichid;

Dacă unda de șoc se propagă printr-o conductă de secțiune constantă, cantitatea de lichid transportată în frontul undei respective va fi: [50],[158],[55]

$$dV = f \cdot du \quad (2.37)$$

unde:

f – aria secțiunii transversale a conductei de refulare;

Așadar, pentru determinarea cantității de lichid transportată în frontul undei, este necesar să se măsoare presiunea într-o secțiune de referință a conductei și să se cunoască mărimile fizice caracteristice ale lichidului [4],[55].

Unda incidentă poate fi provocată prin injectarea unei cantități de lichid într-o conductă lungă, plină, de asemenea, cu combustibil. Secțiunea de măsură se plasează în imediata vecinătate a secțiunii de intrare a combustibilului în conductă. Dacă trecerea undei incidente prin secțiunea de măsură nu este perturbată de undele reflectate, provenind de la secțiunea opusă a conductei, alura de variație în timp a presiunii în secțiunea considerată redă la o anumită scară variația debitului în timpul injectiei.

Principiul menționat anterior, stă la baza funcționării indicatorului Bosh pentru determinarea legii de injecție, prezentat în figura 2.22.

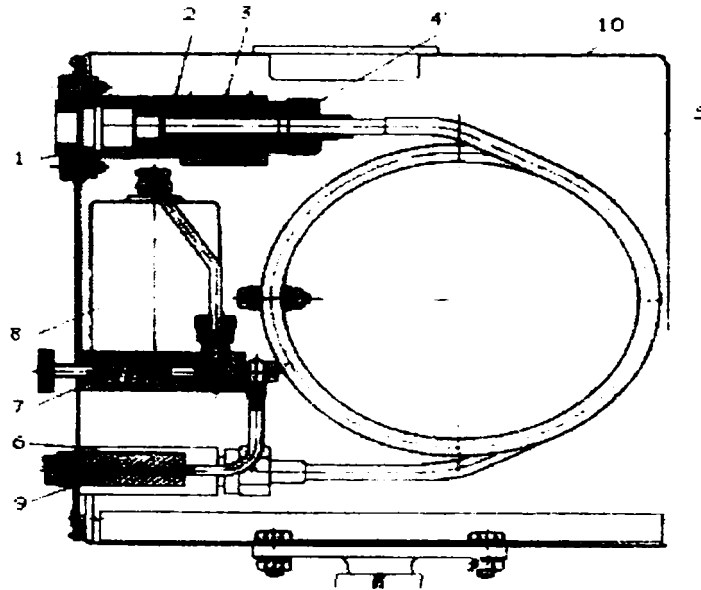


Fig. 2. 22 Indicatorul Bosch

Este compus dintr-un suport 1 în care se fixează injectorul echipamentului de încercat. Pe conducta de măsurare 2 este fixată o marcă tensiometrică de compensare termică. Prin racordul 4 se face legătura suportului 1 cu conducta de măsurare 5, lungă de 5 m, care la celălalt capăt este legată de supapa 6.

Pentru etalonare și crearea unei contrapresiuni în conducta de măsurare se utilizează supapa reglabilă 7, care asigură comunicarea cu recipientul de contrapresiune 8 și cu supapa de siguranță 9, pe unde se elimină lichidul, la depășirea presiunii reglate. Întregul ansamblu este montat într-o cutie metalică.

Indicatorul legii de injecție realizat de W. Bosch este prevăzut cu o conductă calibrată având diametrul interior și lungimea determinate. Conducta se menține plină cu combustibil. La una din extremitățile ei este racordat injectorul echipamentului de injecție experimentat, iar la cealaltă extremitate există o diafragmă de laminare reglabilă și, în continuare, un recipient atenuator de pulsații.

Surplusul de combustibil din recipient trece printr-o supapă de reglare a presiunii din interiorul acestuia și apoi curge într-un rezervor. Secțiunea de măsură este plasată în vecinătatea orificiilor pulverizatorului. Variația presiunii în undele de șoc generate prin injecția combustibilului se măsoară cu ajutorul unui traductor tensometric sau piezoelectric.

Diametrul interior al conductei de măsură trebuie să asigure egalitatea contrapresiunilor aplicate injectorului cu cele ale gazelor din cilindrul motorului și depinde de doza ciclică și constantele fizice ale combustibilului.

Lungimea conductei de măsură trebuie să fie suficient de mare pentru ca undele incidente generate prin injecție să nu fie perturbate de unde reflectate, provenind de la extremitatea opusă a conductei. Lungimea conductei de măsură depinde de durata și frecvența injecțiilor și de celeritate.

Secțiunea de trecere oferită de diafragma de laminare se reglează astfel încât, pe de o parte, vibrația coloanei de lichid din conducta de măsură să se amortizeze complet până la începutul injecției următoare, iar pe de altă parte, să nu apară regimuri nestabile generatoare de goluri în conducta respectivă.

Supapa care limitează presiunea din recipientul atenuator de pulsații se reglează în concordanță cu nivelul presiunii din cilindrul motorului la începutul injecției.

Ca urmare, oscilograma presiunii în secțiunea de referință redă la o scară determinabilă debitul sau viteza de injecție. Aparatul se etalonează prin metode directe sau indirecte.

Etalonarea directă se bazează pe cunoașterea caracteristicilor traductorului de presiune și ale combustibilului.

Viteza de injecție sau debitul volumic rezultă aplicând relația:

$$\dot{V}_i = \frac{f}{a \cdot \rho} \cdot \rho \text{ [cm}^3/\text{s]} \quad (2.38)$$

sau

$$\dot{V}_i = \frac{1000f}{6n_g a \cdot \rho} \cdot \rho \text{ [mm}^3/\text{RAP]} \quad (2.39)$$

Etalonarea indirectă se bazează pe proporționalitatea existentă între aria suprafeței cuprinsă sub oscilograma vitezei de injecție și doza ciclică măsurată separat:

$$V_{ciclic} = \frac{f}{a \cdot \rho} \int_{t_0}^{t_f} \rho dt \text{ [cm}^3\text{]} \quad (2.40)$$

$$V_{ciclic} = \frac{f}{a \cdot \rho} \rho (t_f - t_0) \quad (2.41)$$

2.6 Concluzii

1. Studiul experimental al jeturilor de combustibil se realizează în instalații experimentale, studiile pe motor fiind imposibile.

2. În motor, imaginea jetului este diferită de cea din bombă, datorită vaporizării și arderii lui, drept urmare nu a fost posibilă stabilirea unor corelații general-valabile între configurația jetului în bombă și în motor.

3. Rezistența frontală pe care o opune aerul la intrarea jetului, mișcarea aerului și turbulențele jetului au rol pozitiv la pulverizarea combustibilului, în timp ce unele proprietăți fizice ale combustibilului, ca tensiunea superficială și vâscozitatea, se opun fenomenului de pulverizare.

4. Finețea și omogenitatea pulverizării au un rol hotărâtor la desfășurarea procesului de pulverizare, iar penetrația și unghiul de dispersie ale jetului au o deosebită importanță pentru amestecare.

5. Penetrația jetului crește odată cu creșterea diametrului orificiilor pulverizatorului, a vitezei de curgere a jetului prin orificiile pulverizatorului, cu

densitatea combustibilului, și scade odată cu mărirea densității aerului și a tensiunii superficiale a combustibilului.

6. Caracteristicile jetului și a factorilor care le determină au un rol controversat la realizarea vaporizării combustibilului și a amestecării lui cu aerul din camera de ardere. De aceea, pentru a se ajunge la un rezultat concludent, este necesar un studiu teoretic și experimental eficient, în condiții cât mai apropiate de cele din motor și, apoi, rezultatul să fie aplicat la realizarea experimentală pe motor.

7. Pentru o funcționare optimă a motoarelor Diesel este nevoie de o corelare între procesul de injecție, de formare a amestecului și cel de ardere, specifice fiecărui tip de cameră de ardere.

8. Variația injecției combustibilului în camera de ardere este caracterizată de viteza de injecție și de legea de injecție.

9. Acțiunea legii de injecție este determinată de calitatea pulverizării combustibilului, de caracteristicile și orientarea jeturilor, de interacțiunea acestora cu curenții de aer. Funcționarea optimă a motorului va corespunde unei anumite legi de injecție, considerată optimă.

10. Stabilirea experimentală a vitezei sau legii de injecție prezintă un grad ridicat de dificultate, deoarece necesită măsurarea unor debite de combustibil variabile în timp scurt, prin secțiuni de curgere variabile la ieșirea din injector.

11. Ridicarea legii de injecție, folosind dispozitivul de declanșare electromagnetice este practică, și precisă, iar dispozitivul se poate adapta la orice stand de ceticubat pompe de injecție și asigură posibilitatea realizării parametrilor de injecție în regim stabilizat, după care se captează numărul de injecții dorit.

12. Încercările efectuate demonstrează că, la valori reduse ale turației și cursei cremalierii, durata injecției scade, alura legii de injecție se apropie de o dreaptă, în rest, este o parabolă asemănătoare cu a cursei pistonului pompei de injecție. Rezultă că, la creșterea cursei cremalierii pompei de injecție, este necesară o creștere a cantității de combustibil acumulată în cilindru în perioada întârzierii la autoaprindere, concomitent cu măsuri de îmbunătățire a procesului de ardere

13. Metodele indirecte permit evidențierea vitezei de injecție și a legii de injecție, concomitent cu variația procesului de injecție. Metodele având la bază același principiu de funcționare, sunt materializate în diferite variante, urmărindu-se obținerea unor avantaje proprii, de la caz la caz.

14. Nu există o metodă indirectă care să fie avantajoasă sub toate aspectele. Experimentele efectuate demonstrează că indicatorul legii de injecție realizat de R. Bosch poate fi considerat un aparat etalon, deși nu se poate folosi direct pe motor.

15. Unele din metodele indirecte pot fi aplicate uneori direct pe motor.

CAPITOLUL III

CORELAȚIA DINTRE CARACTERISTICILE INJEȚIEI CU INJECTOARE MULTIJET ȘI PERFORMANȚELE ENERGETICE, RESPECTIV LIMITAREA POLUĂRII UNUI M.A.C. CU INJEȚIE DIRECTĂ

3.1 Considerații generale

Motoarele Diesel cu injecție directă sunt studiate în prezent pe plan mondial în vederea creșterii performanțelor energetice și a diminuării emisiilor poluante din gazele de ardere.

Privind economicitatea **m.a.c.** cu cameră unitară, acestea sunt superioare motoarelor cu cameră divizată, însă prezintă dezavantaje legate de evacuarea de funingine în fum, formarea de oxizi de azot și funcționarea aspră, trepidantă [59],[72].

Aceste dezavantaje sunt determinate, în esență, de caracterul neomogen al amestecului carburant format prin injecția combustibilului în aerul comprimat din camera de ardere.

În cazul injecției directe a combustibilului în cilindru, pe lângă condițiile de temperatură și presiune, durata întârzierii la autoaprindere depinde de gradul de pulverizare al combustibilului, de mișcările organizate ale aerului pentru crearea concentrației locale în care se declanșează reacțiile de autoaprindere.

O altă problemă a injecției directe este distribuția dozei ciclice între cantitatea acumulată în camera de ardere în perioada întârzierii la autoaprindere, care determină arderea amestecurilor preformate și cea după declanșarea arderii, care determină arderea difuzivă a amestecului.

Datorită acestei distribuții se poate ajunge fie la un mers aspru al motorului atunci când întârzierea la autoaprindere este mare fie la o prelungire a arderii în destindere, atunci când crește masa de amestec care arde difuziv.

O soluție de rezolvare ar putea fi, limitarea prin procesul de injecție a cantității de amestec preformat, ajungând-se prin aceasta la un mers liniștit al motorului.

În același timp, se impune ca arderea difuzivă să se desfășoare rapid, pentru a menține la valori ridicate randamentul interior și pentru a limita formarea de funingine în gazele de evacuare.

Ridicarea performanțelor unui motor Diesel cu injecție directă și limitarea poluării sunt condiționate în mod esențial de calitățile pulverizării.

Experimentele efectuate cu modificări importante ale sistemului de injecție au arătat uneori comportări contradictorii ale motorului, atunci când variantele s-au ales la întâmplare, fără o sistematizare a factorilor de influență.

Relațiile teoretice [59] nu pot lua în considerare condițiile reale de injecție, de aceea unii parametri obținuți statistic pot servi doar ca ordin de mărime în aprecierea pulverizării reale.

O imagine exactă a pulverizării se poate realiza numai experimental, chiar dacă condițiile de încercare nu pot respecta exact pe cele din motor.

3.2 Mărimile caracteristice ale injectiei de combustibil cu injectoare multijet în motorul cu aprindere prin comprimare

Injecția de combustibil este caracterizată de următorii parametri principali: debitul de combustibil injectat pe ciclu, presiunea de injecție, durata injecției, viteza de injecție [148].

a) Cantitatea de combustibil injectată pe ciclu (V_i) (doza ciclică)

Reprezintă cantitatea de combustibil introdusă în cilindrul motorului, la un anumit regim de funcționare, în timpul unui ciclu motor. Se calculează cu relația [72]:

$$V_i = \frac{10^5}{12} \cdot \frac{P_e \cdot c_e \cdot \tau}{n \cdot i \cdot \rho_c} \text{ [mm}^3\text{/cilindru ciclu]} \quad (3.1)$$

unde:

P_e – puterea efectivă a motorului;

i – numărul de cilindri;

n [rot/min] – turația motorului;

c_e [g/kwh] – consumul specific efectiv de combustibil, la regimul respectiv;

τ – numărul de timpi;

Pentru construcțiile existente de echipamente de injecție, doza ciclică se poate determina experimental pe un stand de injecție, prin măsurarea volumului de combustibil acumulat în eprubetele standului [148].

b) **Presiunea de injecție (p_i)** reprezintă presiunea combustibilului la intrarea în orificiile de pulverizare sau presiunea din camera injectorului. Aceasta determină viteza de curgere a combustibilului prin orificiile pulverizatorului, de care depinde finețea pulverizării și penetrația jetului. Presiunea de injecție se poate determina analitic sau experimental cu un traductor de presiune. Pentru determinarea analitică a presiunii de injecție se folosește relația:

$$p_i = p_a + \frac{\rho_c}{2(\mu_0 \cdot A_0)^2} \cdot \dot{V}_i^2 \text{ [N/m}^2\text{]} \quad (3.2)$$

unde:

μ_0 [-] – coeficientul de debit;

A_0 [m²] – secțiunea orificiilor pulverizatorului;

\dot{V}_i [m³/s] – debitul volumic momentan de combustibil;

p_a [N/m²] – contrapresiunea din cilindrul motorului;

ρ_c [kg/m³] – densitatea combustibilului;

În fig. 3.1 este reprezentată dependența presiunii de injecție în funcție de unghiul de rotație α al pompei de injecție [148] astfel:

a) la pompa de injecție;

- b) la injector;
- c) deplasarea acului injector;

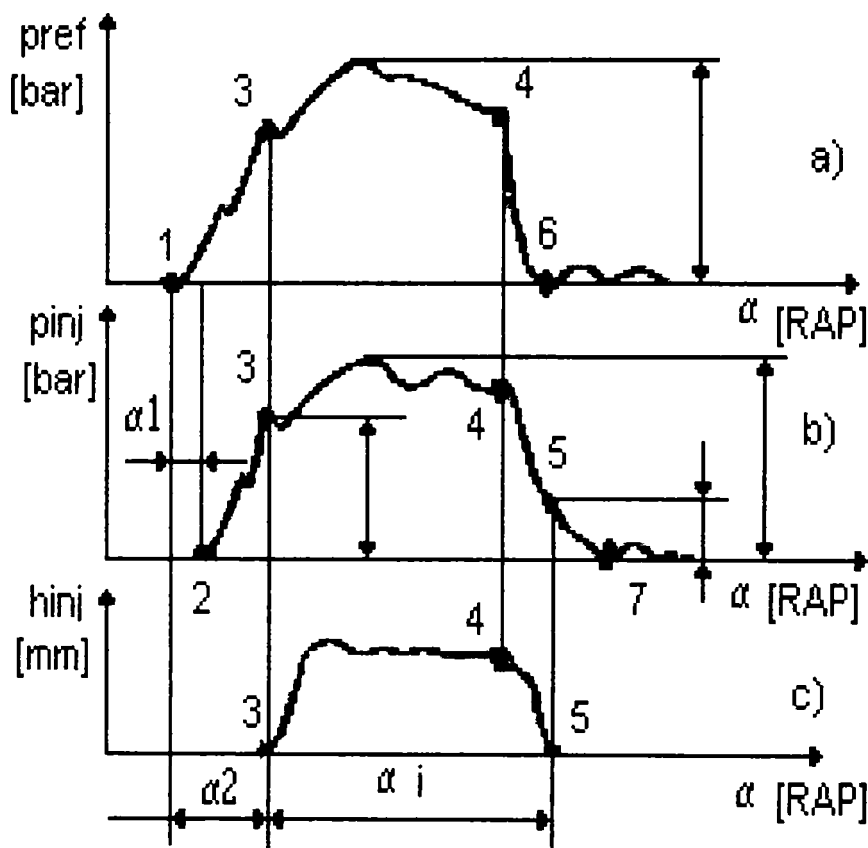


Fig. 3.1 Parametrii principali ai procesului de injecție

S-a notat:

- 1 – începutul refulării;
- 2 - sosirea undei la injector;
- 3 - începutul injecției;
- 4 - sfârșitul refulării;
- 5 - sfârșitul injecției;

Intervalul: 1→2(α_1) reprezintă decalajul între momentul începutului creșterii presiunii la pompă și începutul creșterii presiunii la injector;

1→3 (α_2) este decalajul între momentul de început al creșterii presiunii la pompă și începutul ridicării acului de pe sediu;

1→4 este durata cursei utile;

1→6 este durata procesului ciclic la pompă;

2→7 este durata procesului ciclic la injector;

3→4 este durata injecției determinată de perturbațiile introduse de pistonul sertar;

4→5 este durata injecției determinată de undele prezente în conductă după încetarea acțiunii pistonului sertar;

3→5 este durata totală a injecției (α_i);

Alura curbei de variație a presiunii în conducta de injecție prezintă următoarele zone caracteristice (fig. 3.2) [148]

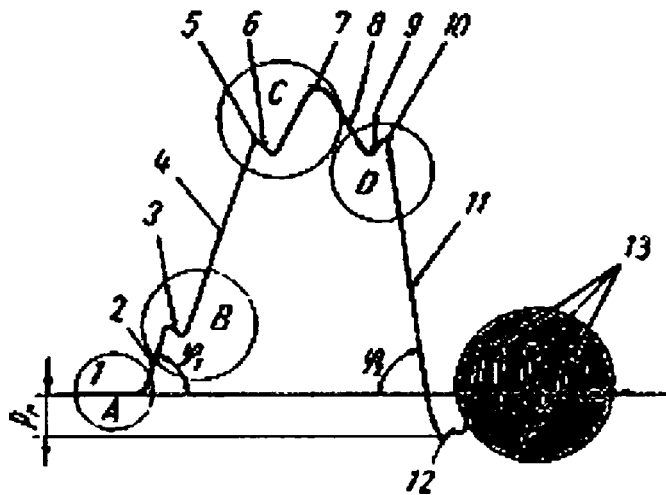


Fig. 3.2 Zonele caracteristice ale oscilogramei presiuni

Zona A - zona presiunii remanente (reziduale) după închiderea acului pulverizatorului și descărcarea conductei de înaltă presiune și până la reluarea injecției următoare.

Fiecare echipament de injecție este caracterizat printr-un nivel al presiunii remanente determinat de intensitatea fenomenului de descărcare din conductă.

Zona B - zona ramurii crescătoare a presiunii; porțiunea 2 indică faptul că supapa de refulare s-a ridicat de pe scaun, dar nu a atins valoarea cursei de descărcare.

Zona C - zona vârfurilor de presiune; primul vârf de presiune (punctul 5) indică momentul de ridicare a acului pulverizatorului. Apoi presiunea scade ușor datorită măririi secțiunii de curgere (punctul 6).

Sub acțiunea pistonului sertar presiunea crește până la valoarea maximă (punctul 7).

Zona D - zona ramurii coborâtore a presiunii. Concomitent cu micșorarea debitului de motorină și scăderea presiunii, acul pulverizatorului începe să revină pe scaunul său.

Zona E - zona oscilațiilor din conductă; după închiderea acului pulverizatorului și a supapei de refulare, undele de presiune se reflectă la injector și la pompă, propagându-se sub forma unor oscilații care se atenuează în intervalul dintre două injecții consecutive.

Alura curbei de variație a presiunii în conducta de injecție se modifică funcție de regimul de funcționare al motorului.

c) Durata injecției (τ_i) reprezintă perioada de timp în care are loc injecția combustibilului în cilindrul motorului. La pulverizatoarele cu ac injecția durează din momentul ridicării acului de pe scaun și până în momentul revenirii acestuia în poziția inițială [148]. În funcție de turația motorului, durata unghiulară a injecției nu trebuie să depășească $20 \div 40$ [°RAC], valorile mai mari corespund turațiilor mai ridicate.

d) Viteza de injecție reprezintă debitul volumic \dot{V}_i [mm^3/s], [$\text{mm}^3/^\circ\text{RAP}$] sau masic m_{ci} de combustibil care se injectează în funcție de timp, pe durata procesului de injecție, sau în funcție de unghiul de rotație al arborelui pompei de injecție. Modificarea vitezei de injecție, la aceeași cantitate de combustibil injectată pe ciclu, duce la modificarea duratei injecției.

În general, durata întârzierii la autoaprindere rămâne practic neschimbată atunci când viteza de injecție se modifică. Dacă viteza de injecție crește, în timpul întârzierii la autoaprindere se acumulează în camera de ardere o cantitate mai mare din doza de combustibil aferentă unui ciclu de funcționare.

Pentru **m.a.c.**, caracteristica de injecție are un rol determinant, de modul cum este introdus combustibilul în cilindrul motorului depinde formarea amestecului, întârzierea la autoaprindere și arderea, respectiv performanțele energetice și de consum ale motorului.

Debitul volumic momentan se determină din ecuația debitului și a vitezei de curgere w_{i0} prin orificiile pulverizatorului, secțiunea acestora A_0 și coeficientul de debit μ_0 : [72]

$$\dot{V}_i = \mu_0 \cdot A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho_c} (p_i - p_a)} \quad (3.4)$$

unde:

$\bar{\mu}_0$ [-] - coeficient de debit;

A_0 [mm^2] - secțiunea orificiilor pulverizatorului.

p_i [N/m^2] - presiunea de injecție;

p_a [N/m^2] - contrapresiunea din camera motorului;

ρ_c [kg/m^3] - densitatea combustibilului;

Viteza de injecție, depinde de parametrii constructivi și funcționali ai echipamentului de injecție. Optimizarea se realizează în faza de acordare a echipamentului de injecție cu motorul, cu ocazia stabilirii soluției energetice cerute.

Experimental, viteza de injecție poate fi redată sub formă diferențială, prin utilizarea în acest scop a metodei "Bosch", potrivit căreia combustibilul care străbate orificiile de pulverizare străbate o conductă de secțiune constantă și lungime prestabilită.

Pentru **m.a.c.** cu cameră unitară $\dot{V}_i = 7 \div 22$ [$\text{mm}^3/^\circ\text{RAP}$] [59].

e) Avansul la producerea injecției (β_i) reprezintă momentul de timp la care începe introducerea combustibilului în cilindrul motorului față de **p.m.i.** El depinde de aptitudinea la autoaprindere a combustibilului, de tipul camerei de ardere, de legea de injecție și regimul funcțional al motorului.

Unghiul de avans la injecție, optim din punctul de vedere al celor două cerințe contradictorii - performanțe maxime și solocități mecanice minime ale motorului - presupune obținerea unor gradienti de presiune corespunzători. La regimul nominal, el este cuprins între $14 \div 34$ [$^\circ\text{RAC}$] valorile mari fiind specifice motoarelor cu cameră unitară [59].

f) Presiunea remanentă (p_{rem}) sau presiunea reziduală din conducta de refulare se realizează după închiderea acului pulverizatorului și descărcarea conductei de către supapa de refulare. Aceasta există până în momentul reluării injecției următoare.

Presiunea remanentă solicită conducta de înaltă presiune între două injecții consecutive și favorizează apariția fenomenelor de postinjecție și de cavitație.

Presiunea remanentă depinde de procedeul de descărcare a conductei de refulare și de intensitatea descărcării acesteia, care este condiționată de regimul funcțional al motorului. Presiunea remanentă influențează presiunea de injecție.

3.3 Cercetări privind influența modificării injectoarelor asupra performanțelor energetice și a limitării poluării unui m.a.c. cu injecție directă

3.3.1 Cercetări privind influența modificării parametrilor constructivi ai injectoarelor

3.3.1.1 Consideratii generale

Motorul Diesel prezintă unele particularități față de cel cu aprindere prin scânteie, astfel:

- a) combustibilul se injectează în cilindrul motorului la sfârșitul cursei de comprimare, astfel încât timpul disponibil pentru amestecarea cu aerul este mic.
- b) motorina este mai puțin volatilă decât benzina, astfel încât timpul necesar pentru vaporizarea sa este mai mare, determinând creșterea întârzierii la autoaprindere, efect care generează un mers aspru al motorului și ardere incompletă.
- c) autoaprinderea motorinei injectate se produce la sfârșitul cursei de comprimare, nucleul de flacără apare într-un amestec neomogen.
- d) motorul Diesel emană în atmosferă numeroși poluanți, în special fum și particule. Având în vedere aceste particularități, cercetările în domeniul concepției de **m.a.c.**, vizează următoarele: [69]
 - generalizarea procedurii de ardere cu injecție directă și distribuția combustibilului în volum;
 - injecția combustibilului la presiuni înalte, folosind pulverizatoare cu un număr mare de orificii și diametre reduse ale acestora;
 - controlul și comanda electronică a injecției.

Dirijarea arderii într-un **m.a.c.** se poate obține prin organizarea mișcării aerului în cilindru în concordanță cu arhitectura camerei de ardere, sau acționând asupra caracteristicilor jetului de combustibil pulverizat.

3.3.1.2 Modificarea numărului și diametrului orificiilor pulverizatorului.

O variantă posibilă, prin care se poate acționa asupra caracteristicilor jetului de combustibil pulverizat o constituie mărirea numărului de orificii ale pulverizatorului injectorului, obținându-se o creștere a fineții de pulverizare și o

utilizare mai bună a volumului camerei de ardere, acestea compensând într-o oarecare măsură intensitatea mică a mișcărilor turbulente ale aerului din cilindru în momentul injecției [80].

O altă posibilitate de influențare a arderii ar putea fi, mărirea presiunii maxime de injecție, prin reducerea suprafeței totale a orificiilor pulverizatorului. Printr-o lege parabolică se poate evalua variația presiunii maxime cu suprafața totală a orificiilor de injecție [59],[80] însoțită de o scădere tot parabolică a vitezei de injecție V_i , odată cu scăderea suprafeței totale a pulverizatorului.

Este evident că, la orificii de injecție mai mici se îmbunătățește pulverizarea, dar prin scăderea vitezei de injecție va crește durata injecției care va determina, ca o parte importantă din combustibil să pătrundă în camera de ardere în timpul arderii declanșate anterior. Arderea avansând, va genera creșterea temperaturii, și se vor crea condiții favorabile reacțiilor de cracare în masa acestei fracțiuni de combustibil.

Având în vedere aceste considerente, se apreciază că, este normal să se păstreze suprafața totală de pulverizare constantă, dar să se mărească numărul orificiilor de injecție, concomitent cu micșorarea corespunzătoare a diametrului acestora.

Prin utilizarea acestei soluții, se păstrează avantajul calității pulverizării, se reduce durata injecției, deci va scăde cantitatea de combustibil supus cracării.

Totodată, perimetrul (P) udat de jeturi, se mărește, ceea ce va determina creșterea suprafeței anvelopei jetului, care prin efect de eiecție aspiră aerul cu care vaporii de la periferie se amestecă turbulent. Prin aceasta, se ajunge la scurtarea timpului de pregătire a concentrației necesare apariției nucleelor de autoaprindere.

Pentru a confirma afirmațiile teoretice menționate, sunt evidente experimentele realizate [69] pe un motor monocilindru, tip 392-L4-DT, cu injecție directă, în cameră unitară tip 'ω', pompă de injecție de tip A, cu presiunea maximă de 600 bar, injectoare cu 4 orificii de diametru 0,36 mm, dispuse pe un con de 150°, presiunea de injecție 240 bar.

Experimentele s-au efectuat pentru varianta standard și 6 variante modificate astfel:

- Varianta 1: pulverizator cu 6 orificii de diametru 0,26 mm pe con de 150°;
- Varianta 2: pompă de injecție de tip 'P' de diametru 11mm, presiune maximă 900 bar, pulverizator cu 4 orificii de diametru 0,36 mm pe con de 150°, $p_i=240$ bar;
- Varianta 3: pulverizator cu 6 orificii de diametru 0,26 mm pe con de 150°, pompă de injecție identică cu varianta 2;
- Varianta 4: pompă de injecție de tip 'P' de diametru 9,5mm, presiune maximă 900 bar, pulverizator cu 4 orificii de diametru 0,36 mm pe con de 150°, $p_i=240$ bar;
- Varianta 5: pulverizator cu 6 orificii de diametru 0,26 mm pe con de 150°, pompă de injecție identică cu varianta 4;
- Varianta 6: pulverizator cu 8 orificii de diametru 0,26 mm pe con de 150°, pompă de injecție identică cu varianta 4;

Rezultatele experimentelor sunt reprezentate grafic în fig. 3.3, 3.4, 3.5, 3.6.

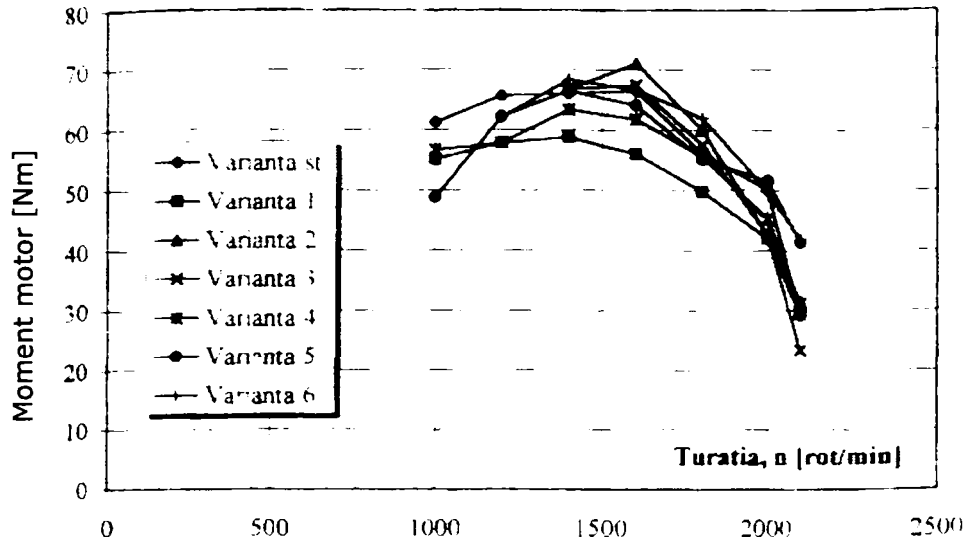


Fig. 3.3 Diagrama momentului motor la sarcina totală

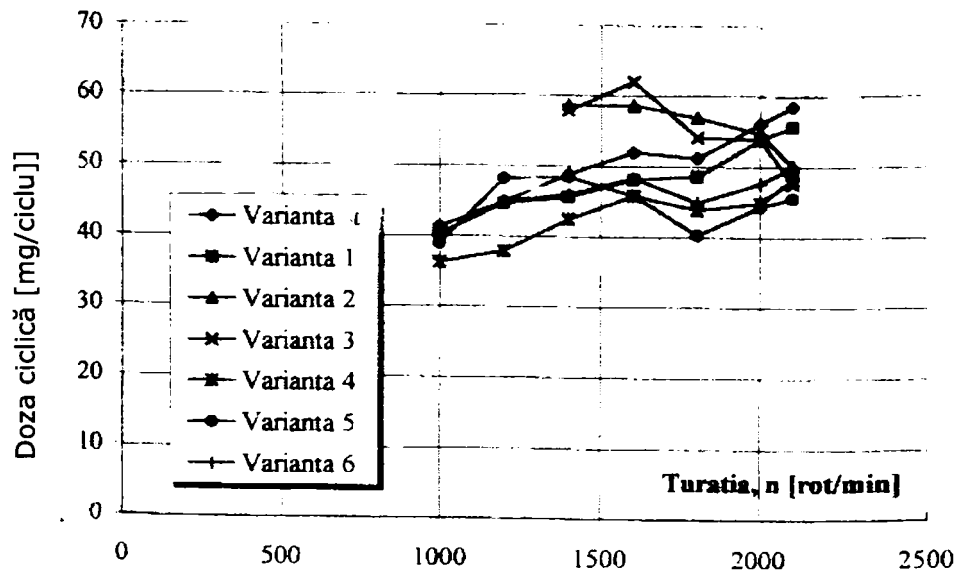


Fig. 3.4 Diagrama dozei de combustibil pe ciclu la sarcina totală

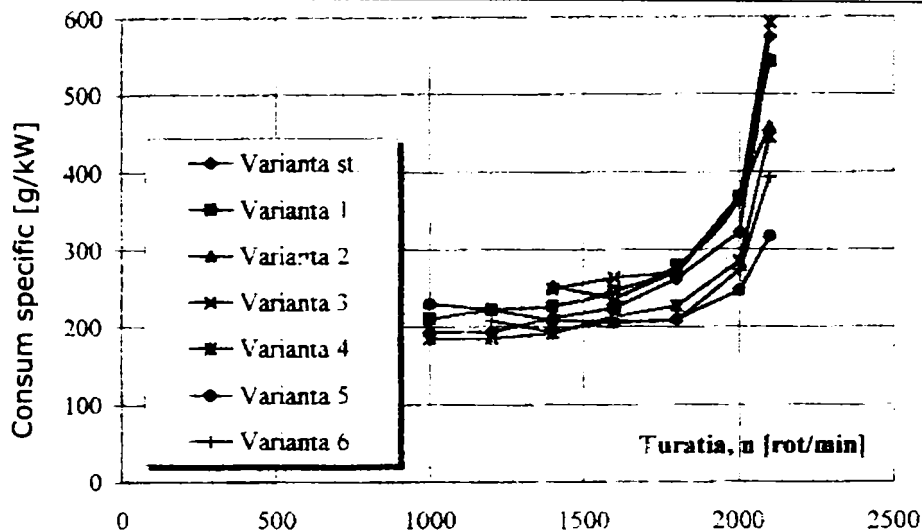


Fig. 3.5 Diagrama consumului specific de combustibil pe ciclu la sarcina totală

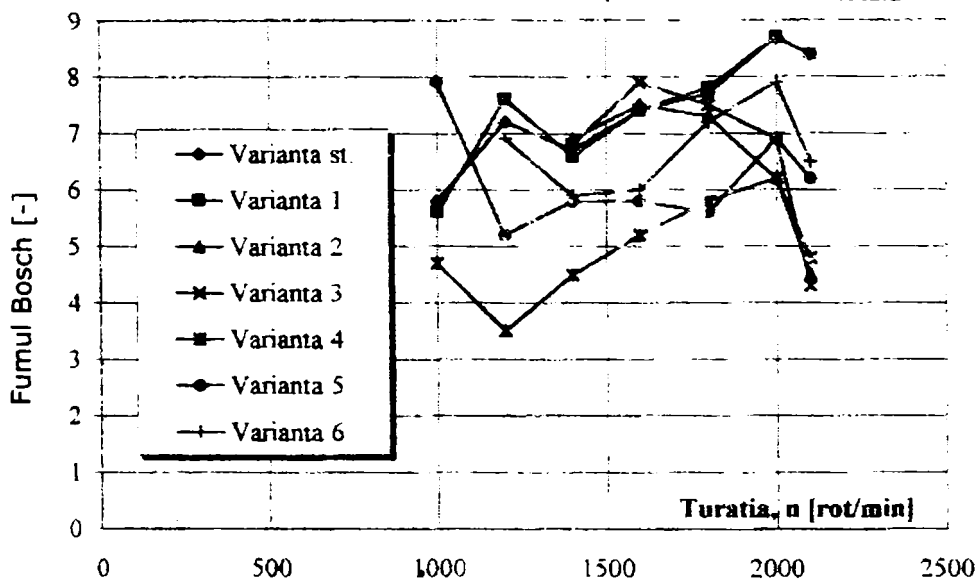


Fig. 3.6 Diagrama de fum la sarcina totală

Din analiza rezultatelor experimentale se desprind următoarele idei și concluzii:

1. Privind momentul motor:

➤ Majorând numărul de orificii ale pulverizatorului la 6x0,26, cu reducerea corespunzătoare a diametrului acestora, dar micșorând suprafața totală de pulverizare cu 30%, se constată o scădere a momentului motor cu (17÷18)%, deși doza ciclică de combustibil a scăzut cu (4÷8)% pe domeniile de turații (1000÷1800) rot/min. Concluzia este că, deși s-a majorat numărul de orificii, performanțele scad, în loc să crească, datorită reducerii cu 30% a suprafeței totale de pulverizare.

➤ Schimbând pompa de injecție de tip 'A' cu pompa de injecție tip 'P' de diametru 11 mm, se constată o creștere a momentului motor de (2÷7)%, pe domeniul de turații de (1400÷1850) rot/min și o creștere a dozei de combustibil de (3÷19)%, față de varianta standard;

➤ Dacă se schimbă pompa de injecție de tip 'A' cu pompa de injecție de tip 'P' de diametru 9,5 mm, se constată o creștere a momentului motor cu (3÷10)%, pe domeniul de turații (1400÷1900) rot/min, deci doza de combustibil pe ciclu a scăzut cu (6÷14)% (varianta 6);

Concluzie: La un diametru apropiat al elementului de pompare, pompa de injecție tip 'P' care generează presiuni de injecție superioare, comparativ cu pompa de tip 'A', poate asigura caracteristici superioare ale injecției combustibilului, la mărirea numărului de orificii ale pulverizatorului de la 4 la 8, pentru o suprafață de pulverizare aproximativ constantă, fapt care conduce la creșterea randamentului procesului de ardere.

2. Cu privire la consumul specific efectiv de combustibil:

➤ Varianta 6, realizează cel mai redus consum specific de combustibil, cu (9÷27)% mai mic decât varianta standard, în domeniul de turații de (1400÷1800) rot/min;

➤ restul variantelor realizează consumuri specifice mai mari față de varianta standard;

Concluzie: Creșterea presiunii de injecție la un diametru apropiat al elementului de pompare a condus la scăderea consumului specific de combustibil în cazul variantei 6, comparativ cu varianta standard;

3. Privind gradul de fum:

➤ Deși varianta 4, a realizat performanțe energetice apropiate de varianta standard, se constată o reducere a gradului de fum, pornind de la 0% la 2000 rot/min și atingând 105% la 1200 rot/min;

➤ Varianta 6, cu cele mai bune performanțe de moment și consum specific efectiv de combustibil are un grad de fum mai redus comparativ cu varianta standard; astfel reducerea pornește de la 0% la 1150 rot/min și atinge 23% la 1600 rot/min.

Concluzie: Soluția energetică cu performanțele de moment și consum specific cele mai bune, nu realizează și cele mai reduse emisii de fum, adică o soluție energetică este condiționată și devine un compromis între performanțe.

Este relevantă reprezentarea, în fig. 3.7 a două sau trei variante de pulverizare, păstrând aceeași suprafață totală de injecție, în care s-au făcut notațiile:

n_0 – numărul de orificii ale pulverizatorului;

d_0 – diametrul orificiilor de pulverizare;

P – perimetrul udat;

$\Delta P[\%]$ – creșterea perimetrului față de valoarea standard;

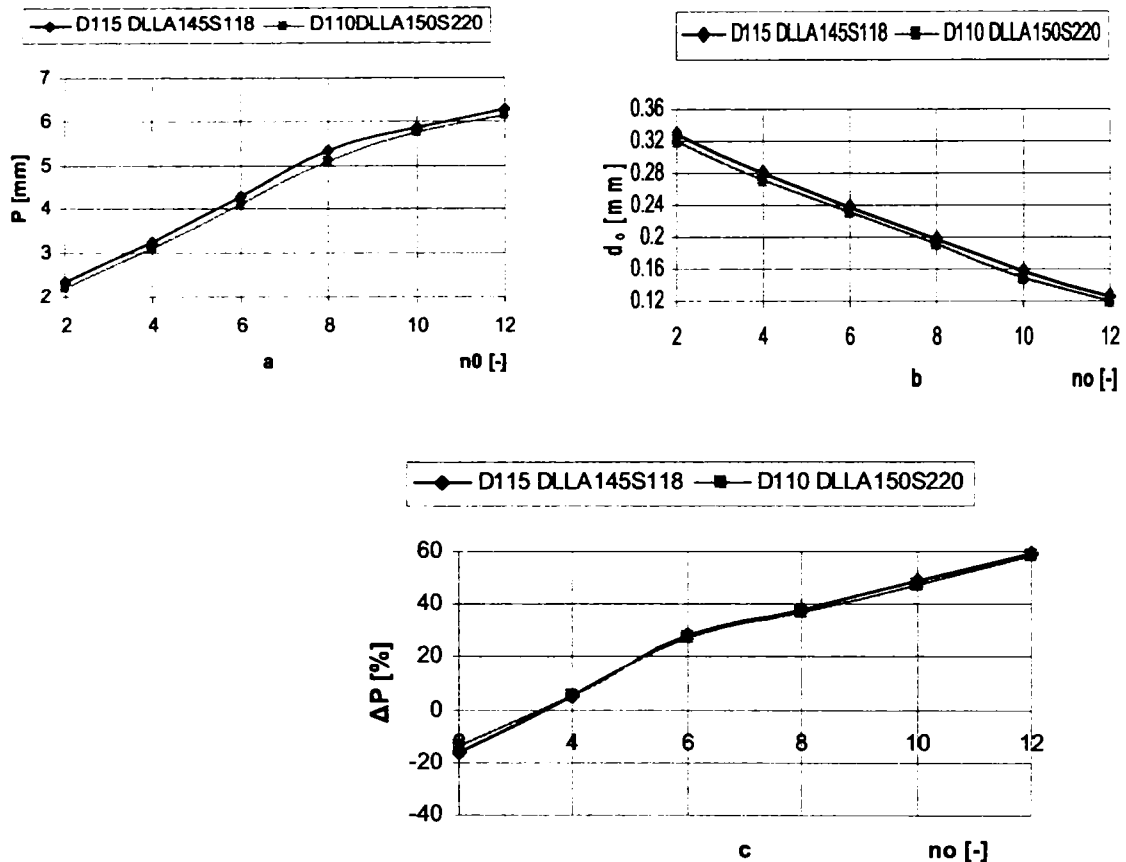


Fig. 3.7 a, b, c Variante posibile de orificii de injecție cu secțiunea totală constantă a pulverizatorului

Curba teoretică a presiunii maxime de injecție, calculată cu relațiile din [59] s-a raportat la axa diametrelor d_o . Creșterea de presiune este datorată creșterii rezistențelor hidrodinamice la curgerea prin orificii cu diametre reduse.

Privind gradul de fum, în lipsa unei corelări între doza ciclică, presiunea de injecție și numărul de orificii al injectorului, se poate ajunge la rezultate surprinzătoare [59],[72].

Experimentele efectuate de [130],[86] constând în trasarea caracteristicii de regulator a motorului la sarcină constantă pentru fiecare regim de funcționare, demonstrează că, prin mărirea numărului de orificii al pulverizatorului de la 4 la 8 concomitent cu micșorarea diametrului de la 0,30 mm la 0,22 mm, cu păstrarea constantă a suprafeței totale de injecție, se pot obține performanțe energetice și de consum superioare ale motorului, precum și reducerea nivelului emisiilor poluante. (fig. 3.8, 3.9).

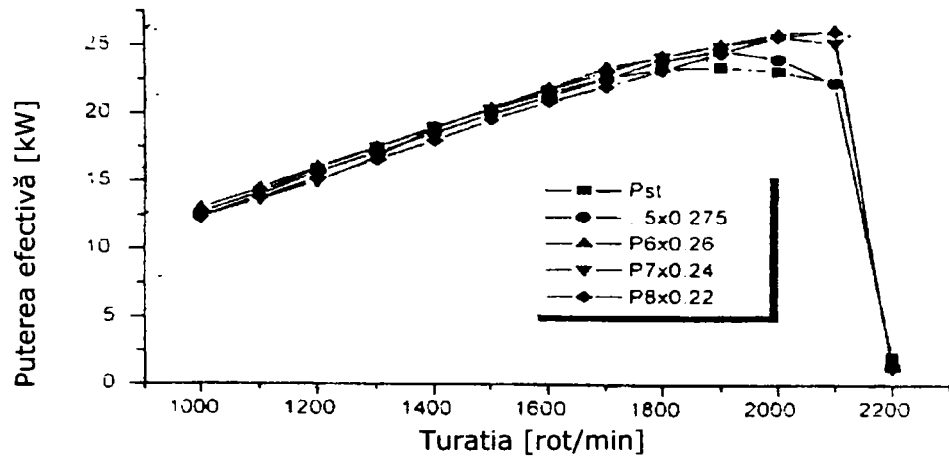


Fig.3.8 Curbele de variație pentru puterea efectivă

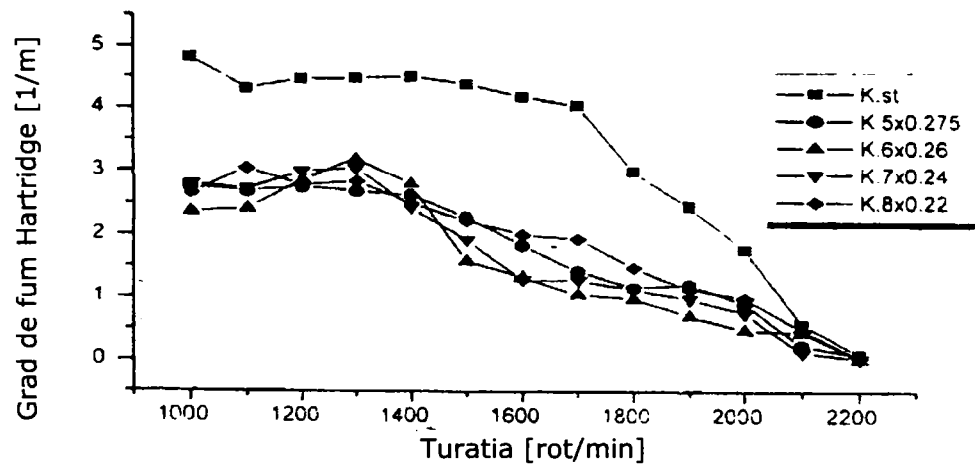


Fig.3.9 Curbele de variație ale gradului de fum Hartridge

Analizând aceste grafice, se pot trage următoarele concluzii:

- a) Referitor la puterea și momentul motor, se constată o creștere continuă, la turații mari, comparativ cu varianta standard, luată ca bază de referință, pe măsura măririi numărului de orificii ale pulverizatorului, concomitent cu micșorarea diametrului acestora, păstrând aceeași suprafață totală de injecție. Creșterea este semnificativă pentru varianta cu 6 orificii.

- b) Referitor la emisiile eșapate de motor, exprimate prin gradul de fum Hartridge, prin mărirea numărului de orificii ale pulverizatorului injectorului, s-a obținut o reducere a gradului de fum de până la 60÷70%, comparativ cu soluția standard.

Este evident că, prin mărirea numărului orificiilor de pulverizare ale injectorului, concomitent cu micșorarea diametrului acestora și păstrând aceeași suprafață totală de injecție, rezultă: scăderea diametrului picăturilor pulverizate, dispersia lor va fi mai mare, ceea ce va conduce la îmbunătățirea procesului de vaporizare și amestecare cu aerul.

3.3.1.3 Modificarea diametrului orificiilor și a unghiului conului de pulverizare

Prin distribuția combustibilului injectat în camera de ardere a m.a.c. cu injecție directă sub diferite unghiuri, se caută îmbunătățirea arderii, utilizând efectele mișcărilor axiale și radiale ale aerului, cu neglijarea efectelor mișcărilor de rotație care sunt nesemnificative [59],[87].

Prin injecția combustibilului sub diferite unghiuri, se urmărește folosirea întregului volum al camerei de ardere, motorina va fi distribuită atât în spațiul mort, determinat de cămașa cilindrului și chiulasă, cât și în cupa pistonului.

Experimentele [87],[109] privind injectarea motorinei sub diferite unghiuri în camera de ardere, demonstrează importanța mișcării de rotație a aerului în interiorul unei astfel de camere, iar lipsa acestei mișcări reprezintă o deficiență pentru motorul Diesel. În vederea studiului influenței modificării diametrului orificiilor și a conului de pulverizare, s-au folosit două tipuri de pulverizatoare care au diametre diferite ale orificiilor, dar s-a păstrat numărul de orificii pe pulverizator. S-au folosit injectoare cu 4 orificii de pulverizare, de diametru 0,30 mm, dispuse pe un con de 145°, la presiunea inițială de injecție de 230±5 bar (varianta standard). Experimentele s-au efectuat cu pulverizatoare modificate cu 4 orificii, egale două câte două și intercalate între ele. Două orificii au diametrul de 0,33 mm, iar celelalte două au diametrul de 0,22 mm. Orificiile cu diametrul mai mare sunt dispuse pe un con de 145° ca și varianta standard pentru variantele 6,7, iar cele mai mici sunt dispuse pe un con cu unghiul de 100° la varianta 6 și pe un con cu unghiul de 80° pentru varianta 7.

Cercetările evidențiază efectele injecției de combustibil sub diferite unghiuri asupra indicilor de performanță și a emisiilor poluante la un motor Diesel cu injecție directă.

Din analiza graficelor de evoluție a indicilor de performanță și consum și a nivelului emisiilor poluante, reprezentate pentru trei variante de pulverizatoare cu 4 orificii dispuse pe unghiuri de con diferite, se pot concluziona următoarele:

- a) Cu cât unghiul conului de injecție se reduce, respectiv combustibilul este injectat mai aproape de axa cilindrului, unde intensitatea mișcării de rotație a aerului este atenuată, cu atât se înrăutățesc performanțele energetice ale motorului și nivelul emisiilor poluante. (fig. 3.10, 3.11) [109]

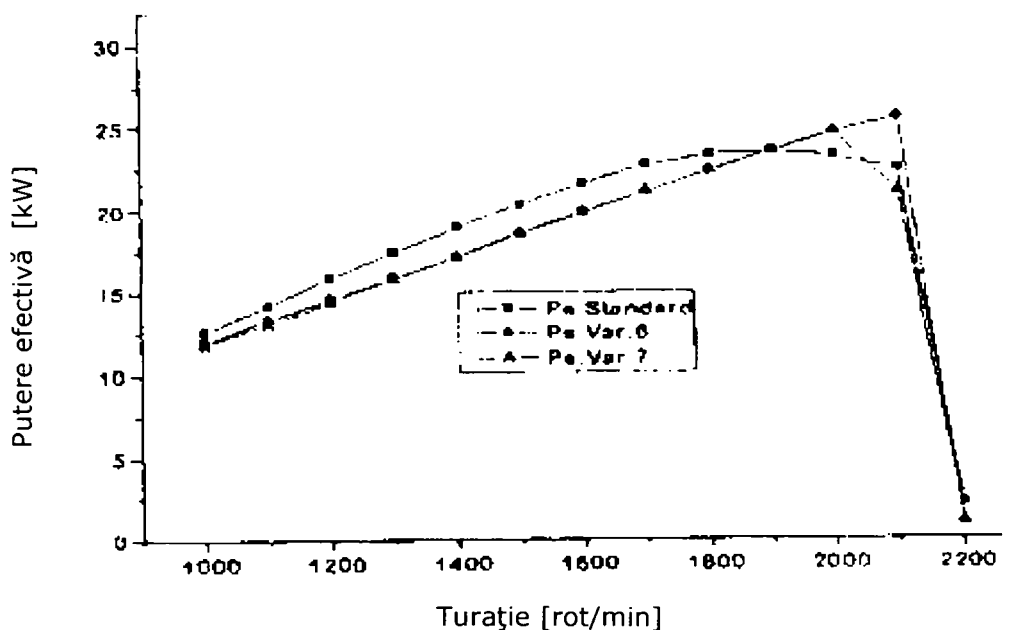


Fig. 3.10 Curba de variație pentru puterea efectivă

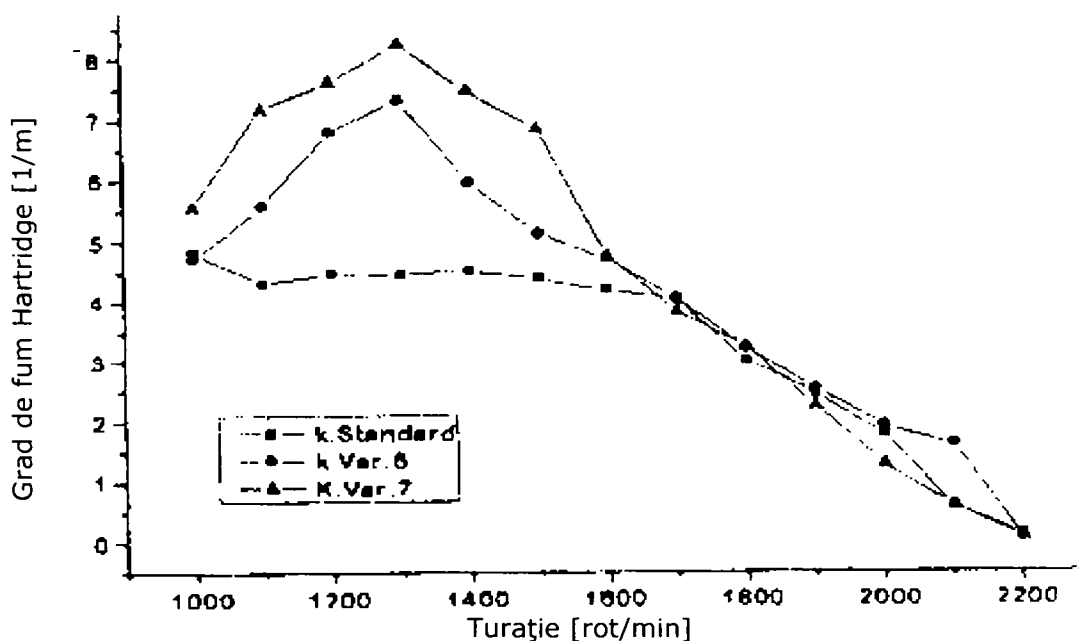


Fig. 3.11 Variația gradului de fum Hartridge

- b) Această înrăutățire a performanțelor motorului se datorează mișcărilor radiale intense ale aerului, induse în timpul cursei de comprimare, mișcare care determină concentrarea jeturilor în apropierea axei cupei, nepermițând utilizarea completă a aerului din camera de ardere.

- c) Aceste aspecte sunt dovedite prin creșterea gradului de fum în domeniul turațiilor reduse, în zona momentului maxim, respectiv la debite mai mari de combustibil.
- d) Se observă că, la turații mari ale motorului, injecția motorinei la unghiuri mai mici, în apropierea axei cilindrului, nu influențează considerabil parametrii energetici și de poluare, deoarece se intensifică mișcările radiale și axiale ale aerului.

3.3.1.4 Injectoare cu ac de pulverizare rotitor pentru m.ac. cu injecție directă

Pentru motoarele Diesel, partea de înaltă presiune a sistemului de injecție reprezintă porțiunea cea mai sensibilă a acestora. Injectorul reprezintă punctul slab, referitor la fiabilitatea sistemului de injecție, datorită uzurilor neuniforme, care apar ca urmare a frecărilor dintre duză și acul pulverizatorului. [92]

Dereglarea sau uzura sistemului de pulverizare a combustibilului, în motorul Diesel, conduce la funcționarea defectuoasă a acestuia, fiind necesară înlocuirea sau reglarea subansamblurilor defecte.

Reglarea sistemului de injecție, se realizează pe standuri care nu sunt disponibile în orice moment sau loc, iar operațiunile sunt destul de costisitoare.

O soluție posibilă, care să asigure o uniformizare a uzurilor care apar între acul injectorului și corpul pulverizatorului, imprimând, în același timp, combustibilului o mișcare de rotație, o constituie utilizarea unui pulverizator cu ac rotitor.

Astfel, mișcarea de rotație a acului sau a combustibilului, ameliorează procesul de amestecare între cele două componente, în vederea asigurării unei arderi cât mai bune, ceea ce conduce la îmbunătățirea performanțelor energetice ale motorului și la reducerea emisiilor poluante eșapate. De asemenea, prin această mișcare se ajunge și la uniformizarea jeturilor, evitându-se dispersia lor, prezentată la punctul 2.4.

Pentru experimente, s-au utilizat injectoare cu 4 orificii de pulverizare cu diametre de 0,30 mm, dispuse pe un con cu unghiul de 145°.

Varianta injectoarelor cu pulverizator cu ac rotitor, prezintă aceleași caracteristici, modificarea constă, în frezarea a patru canale oblice echidistante la 90°, pe suprafața exterioară a acului pulverizatorului, (fig. 3.12 a, b) [109]. Aceste canale având rolul să imprime pulverizatorului o mișcare de rotație, mișcare care va fi transmisă și combustibilului.

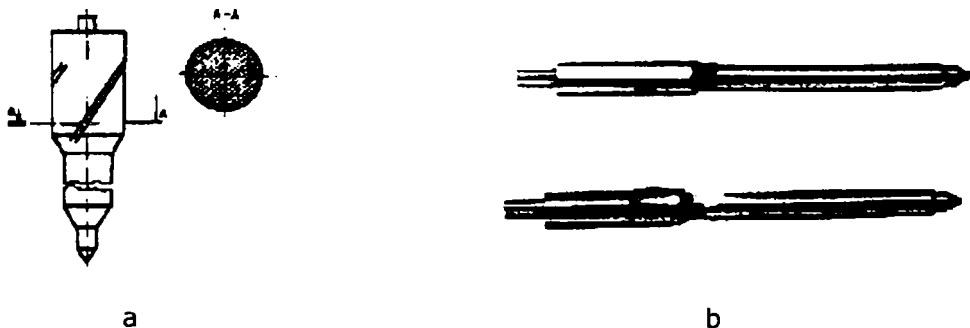


Fig. 3.12 a,b Pulverizator cu ac rotitor

Pentru variantele de pulverizatoare încercate, s-a ridicat caracteristica de reglator a motorului pentru o sarcină constantă de 75%.

Graficele din figurile 3.13, 3.14[92],[109] reprezintă variația principalilor parametri energetici și de poluare pentru cele două variante.

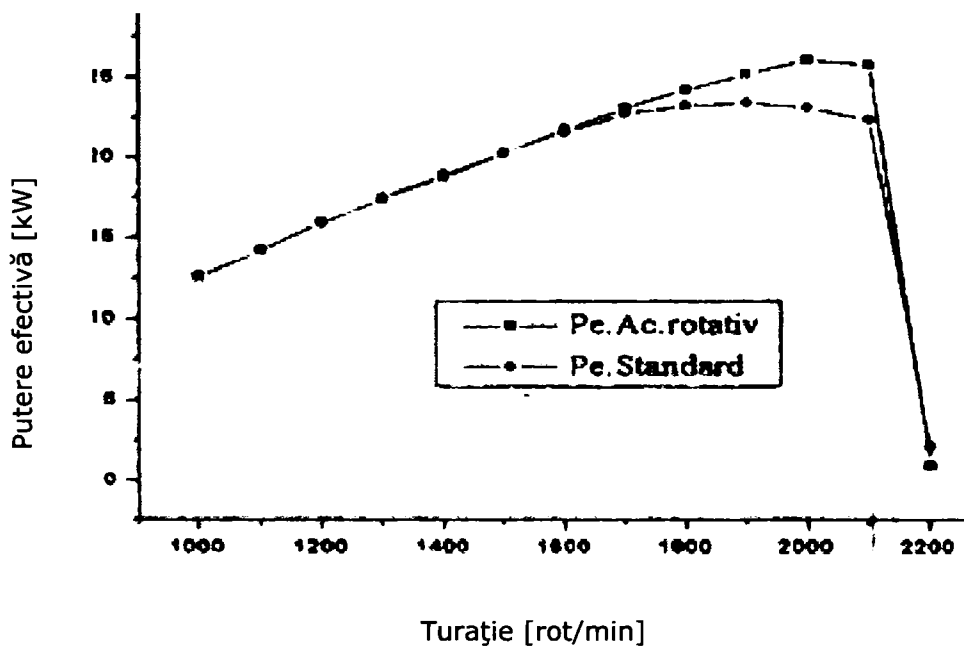


Fig. 3.13 Curbele de variație pentru puterea efectivă

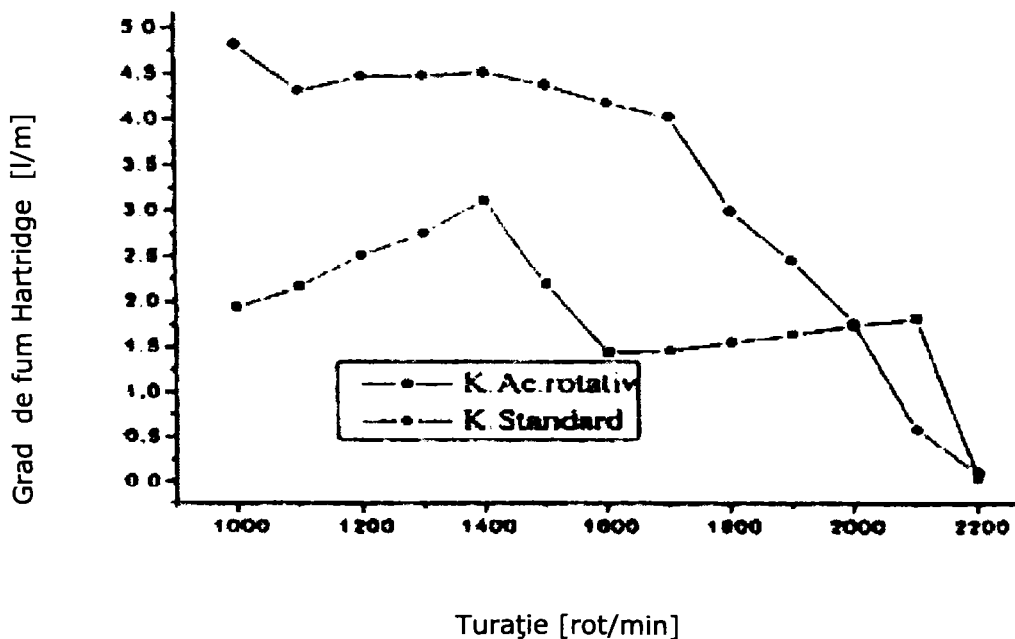


Fig. 3.14 Variația gradului de fum Hartridge

- a) S-a obținut o creștere semnificativă a momentului și a puterii efective a motorului prin utilizarea pulverizatorului cu ac rotitor, pentru turații mai mari de 1700 rot/min, creșterea fiind nesemnificativă la turații mici. Comportarea diferită a motorului dovedește eficiența mișcării de rotație, imprimată combustibilului în canalele acului rotitor, odată cu creșterea turației motorului. Astfel, crescând presiunea de injecție cu turația, crește și viteza de curgere a combustibilului prin canale, deci în acest fel se intensifică mișcările de vârtej la ieșirea prin orificiile pulverizatorului, realizând astfel o pulverizare mai fină a combustibilului și o omogenizare în timp scurt a amestecului.
- b) Emisiile poluante ale motorului, materializate prin gradul de fum Hartridge, sunt mult reduse în cazul utilizării injectoarelor cu ac rotitor, față de varianta standard. Utilizarea unui injector cu pulverizator cu ac rotitor este benefică pentru echipamentul de injecție, atât din punct de vedere al fiabilității, cât și din punctul de vedere al performanțelor energetice și de poluare a motorului.

3.3.2 Cercetări privind influența modificării parametrilor funcționali ai injectoarelor

3.3.2.1 Considerații generale

Este evident pentru motoristi că, în ultimul timp cercetările intense în domeniul motoarelor Diesel cu injecție directă, vizează formarea amestecului omogen aer-combustibil, acționând în special asupra caracteristicilor pulverizării.

Se caută, ca prin noile construcții de pompe de înaltă presiune sau sisteme controlate electronic, să se obțină picături cât mai fine de combustibil, dar care să aibă și energia necesară de a pătrunde în aerul comprimat, pentru a ajunge în limita camerei de ardere, fără să atingă pereții, folosind, astfel, întreaga masă de aer, pentru amestecare și ardere.

Ținând cont că, un motor Diesel, cu injecție directă, dotat cu pompă de injecție clasică, funcționează la presiuni de injecție variabile cu sarcina, și, mai ales, cu turația, s-au efectuat cercetări privind comportarea pulverizatoarelor modificate în condiții de presiune de injecție variabilă. [72]

Privind creșterea presiunii de injecție, cercetările evidențiază că aceasta se poate realiza ușor, dar nu trebuie făcută la întâmplare și numai în corelație cu arhitectura camerei de ardere.

Cercetările sistematice realizate [79], evidențiază influența deosebită a modificării presiunii de injecție asupra pulverizării combustibilului, precum și a preîncălzirii combustibilului înainte de intrarea în pompa de injecție.

Prin creșterea temperaturii motorinei, se realizează o pregătire suplimentară în vederea formării amestecului în interiorul cilindrului, prin reducerea vâscozității și a tensiunii superficiale.

Cercetările efectuate demonstrează că, este posibilă, determinarea presiunii de injecție și a temperaturii de încălzire a combustibilului, optime, care să conducă la obținerea de performanțe energetice superioare și reducerea gradului de fum pentru un m.a.c. cu injecție directă.

3.3.2.2 Modificarea presiunii de injecție

Cercetările demonstrează că, presiunea inițială de injecție are o influență hotărâtoare asupra calităților pulverizării și, în continuare, a formării amestecului și a arderii. [59],[72]

Această influență se manifestă în anumite situații, contradictorii, atât în ceea ce privește finețea de pulverizare, cât și distanța de pătrundere. Astfel, până la o anumită limită, finețea de pulverizare se îmbunătățește odată cu creșterea presiunii de injecție. Dar, peste o anumită limită, deși continuă acest proces, apar și picături mari, prin recombinarea picăturilor inițial formate, cu diametre reduse, iar distanța de pătrundere scade datorită efectului de frânare mai puternic, jetul se retrage spre orificiile de pulverizare și nu este bine utilizat aerul din camera de ardere. [59] [87] Pe de altă parte, o finețe superioară de pulverizare, determină scăderea întârzierii la autoaprindere, arde astfel o cantitate sporită de amestec în faza amestecurilor preformate, precum și a momentului și a puterii efective a motorului.

Cercetările evidențiază că, ideea creșterii presiunii de injecție este ușor de realizat, dar aceasta trebuie făcută numai în corelație cu arhitectura camerei de ardere; altfel, fie aceasta nu este utilizată ca volum, fie jeturile ajung pe pereții camerei de ardere, în ambele situații sunt compromise performanțele motorului.

Experimentele realizate de [109],[87],[130] pe un motor Diesel cu injecție directă cu cameră tip cupă în piston, pentru două variante de pulverizatoare, având orificiile de injecție de diametre diferite, presiunea inițială de injecție fiind reglată la 230 bar, în varianta standard și la valoarea limită de 280 bar, confirmă valabilitatea considerațiilor teoretice.

Injecția combustibilului în camera de ardere, la presiuni mai ridicate, are avantajul unei injecții într-un timp mai scurt și la un grad de finețe de pulverizare superior.

3.3.2.3 Pregătirea termică a motorinei injectate

Cercetările realizate, [94], [91] arată că, preîncălzirea motorinei înainte de injecția sa, în cilindrul motorului Diesel, este un factor favorizant asupra calității pulverizării, prin reducerea vâscozității și a tensiunii superficiale a acesteia. Prin preîncălzirea motorinei înainte de injecția sa, în motorul Diesel se obține, în principal, îmbunătățirea fineții de pulverizare prin micșorarea diametrului picăturilor (diametrul mediu Sauter).

Îmbunătățirea fineții de pulverizare, va duce la scurțarea timpului de ardere prin arderea rapidă a unei cantități mai mari de amestec preformat. Este posibil ca, peste o anumită limită a temperaturii motorinei, prin creșterea fineții de pulverizare, să scadă distanța de pătrundere a jeturilor și arderea să devină imperfectă prin neutilizarea completă a aerului din camera de ardere, ceea ce, ar reclama, o creștere a presiunii de injecție, în acest caz.

Teoretic, există posibilitatea, să se reducă doza ciclică, sau să scadă durata injecției, prin creșterea vitezei de injecție, cu implicații defavorabile asupra arderii și, deci, a puterii motorului.

Experimentele demonstrează că, încălzirea motorinei înainte de pompa de injecție nu este indicată, deoarece pe lângă modificarea dozei ciclice, se intensifică fenomenul de cavitație al elementului de pompă. Este posibil ca ungerea elementului de pompă să devină deficitară, de aceea se recomandă încălzirea după pompă,

înainte de injector, până la o anumită temperatură, care să nu compromită performanțele de putere și consum, dar să aibă efecte favorabile asupra reducerii gradului de fum al motorului Diesel cu injecție directă.

Având în vedere aceste aspecte, s-au efectuat cercetări [91] privind injecția de motorină preîncălzită în două trepte, respectiv înainte de pompa de injecție și după pompa de injecție. Prin folosirea acestui procedeu combinat de încălzire, se evită încălzirea exagerată a motorinei, înaintea pompei de injecție, ceea ce ar duce la pierderi prin neetanșeitățile sistemului de injecție și reducerea astfel, a gradului de umplere al pompei, respectiv nerealizarea dozei ciclice injectate maxime.

Privind reducerea diametrului mediu Sauter, d_{32} , acest fapt poate fi demonstrat utilizând o relație de determinare a acestuia, obținută prin similitudine, utilizând criteriul Weber, Mach și densitatea:

$$d_{32} = \frac{1,445 \cdot d_0^{0,6607} \cdot \sigma_c^{0,1927} \cdot \eta_c^{0,1927}}{\rho_a^{0,266} \cdot \rho_c^{0,0723} \cdot w_0^{0,532}} \quad (3.5)$$

unde:

- w_0 [m/s] – viteza de curgere prin orificiul de pulverizare;
- ρ_c [kg/m³] – densitatea combustibilului;
- ρ_a [kg/m³] – densitatea aerului;
- σ_c [N/m] – tensiunea superficială a combustibilului;
- η_c [Ns/m²] – vâscozitatea dinamică a combustibilului;

În această relație, prin creșterea temperaturii combustibilului, doi factori influențează favorabil reducerea diametrului mediu Sauter, respectiv tensiunea superficială și vâscozitatea dinamică, care se reduc, iar reducerea densității combustibilului cu temperatura influențează nesemnificativ injecția, efectul primilor doi factori este preponderent.

Picăturile fine rezultate au și o temperatură mai apropiată de cea a vaporizării, și diametrele mai mici ale lor, permit o scurtare a timpului de vaporizare și de pregătire pentru ardere, prin amestecarea omogenă cu aerul.

S-au efectuat experimente pe un motor D 115, utilizând o instalație de încălzire în două trepte pentru preîncălzirea variabilă a motorinei (fig. 3.15) [91].

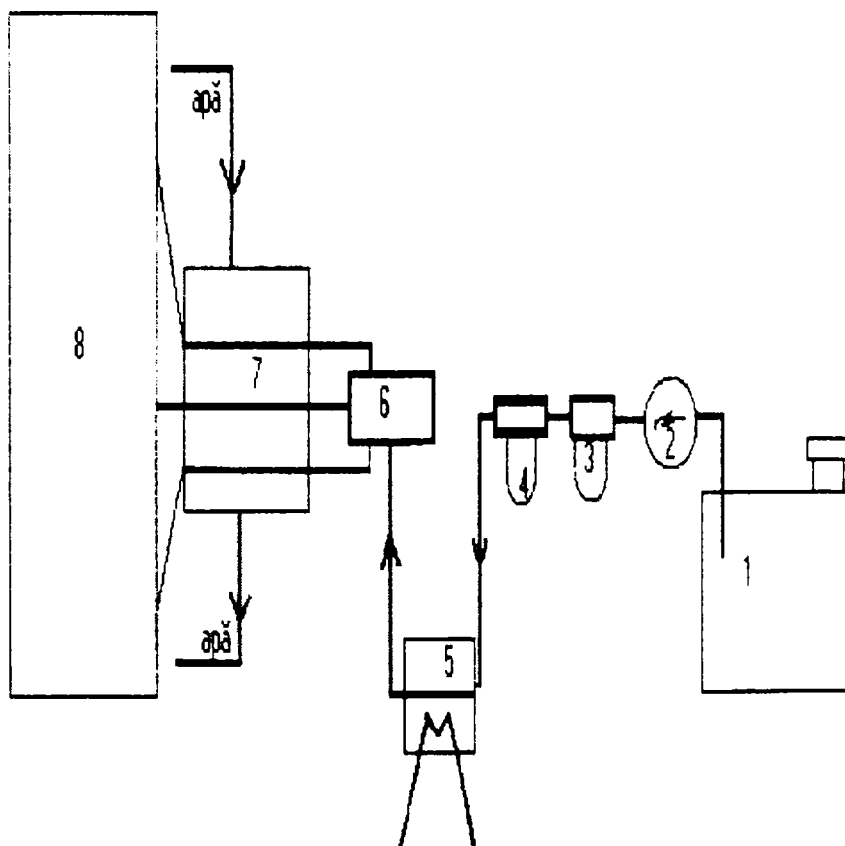


Fig. 3.15 Stand de încercare cu motor Diesel

În primul încălzitor 5, plasat înaintea pompei de injecție, motorina este încălzită electric. După pompa de injecție 6, este intercalat un al doilea încălzitor 7, prin care trec conductele de înaltă presiune, motorina fiind încălzită de la apa din sistemul de răcire al motorului.

S-au realizat 8 variante de încălzire a motorinei înainte pompei de injecție; astfel în prima variantă, motorina a fost răcită la 0°C , iar pentru 7 variante motorina s-a încălzit la: 20, 40, 50, 60, 75, 80°C .

S-au măsurat parametrii obișnuiți la încercarea unui motor pe stand, în vederea determinării indicilor de performanță ai motorului și de poluare.

Folosind cele două încălzitoare, respectiv înainte și după pompa de injecție, în variantele: fără încălzirea motorinei (0°C) și trei variante de încălzire la 70, 75, și 80°C .

Analizând graficul trasat în fig. 3.16 [91] pentru parametrii energetici ai motorului, se constată următoarele:

a) Când încălzirea motorinei se face înainte pompei de injecție, puterea și momentul motor sunt superioare celor din varianta de funcționare standard, considerată la 20°C . Creșterea se înregistrează odată cu creșterea temperaturii motorinei până la 70°C , care devine varianta optimă, după care încep să scadă.

În condițiile de funcționare la temperaturi scăzute, respectiv $^{\circ}\text{C}$, performanțele motorului sunt compromise din cauza pulverizării incorecte a motorinei, datorită vâscozității ridicate a acesteia, motorul funcționând în regim stabilizat.

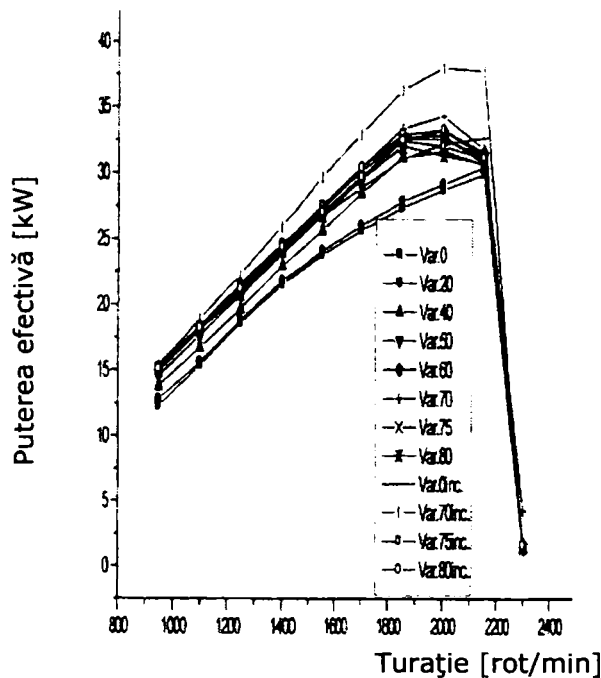


Fig. 3.16 Variația curbelor de putere efectivă

Creșterea performanțelor energetice ale motorului, odată cu încălzirea motorinei, la aceeași doză ciclică injectată, se explică numai prin îmbunătățirea calităților pulverizării motorinei în camera de ardere, ceea ce înseamnă o vaporizare și o formare rapidă a amestecului, scăderea întârzierii la autoaprindere; în acest mod, arderea rapidă se declanșează înainte de **p.m.i.**, asigurând astfel, un regim de presiuni și temperaturi pe ciclu care determină o suprafață maximă a diagramei indicate.

Încălzirea motorinei la temperaturi mai mari de 70°C , generează o scădere a performanțelor energetice din cauză că, prin încălzire cresc pierderile prin neetanșeități și scade apreciabil masa dozei ciclice, prin scăderea densității motorinei; în plus, dilatarea conductelor de injecție se mărește la temperaturi ridicate.

În cazul încălzirii motorinei și după pompa de injecție, varianta optimă rămâne tot la temperatura de 70°C , performanțele scad când se depășește această temperatură.

b) În ceea ce privește gradul de fum, acesta înregistrează o reducere apreciabilă în cazul încălzirii motorinei (fig. 3.17) [91]. Când motorina este încălzită înainte de pompa de injecție, gradul de fum scade progresiv cu $(53\div 82)\%$, față de varianta standard, pe măsura încălzirii motorinei până la 80°C .

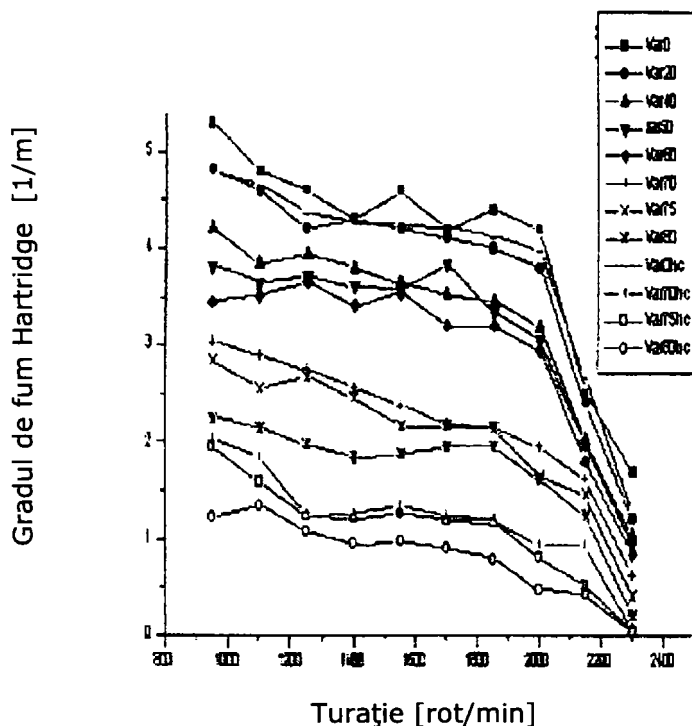


Fig. 3.17 Alura curbelor de variație a gradului de fum Hartridge

În cazul încălzirii motorinei și după pompa de injecție, gradul de fum se reduce cu (72÷96)%, când doza ciclică nu mai este afectată de creșterea temperaturii motorinei.

Scăderea continuă a gradului de fum, la creșterea temperaturii de încălzire a motorinei, se explică printr-o ardere din ce în ce mai completă, datorită creșterii fineții de pulverizare și datorită unei ușoare scăderi a masei de combustibil care arde în același volum de aer aspirat în cilindru. Și în această situație există o temperatură limită de încălzire a motorinei, peste care picăturile de diametru tot mai redus vor fi frânate de aerul comprimat, penetrația jetului scade și nu mai este utilizat în totalitate aerul din camera de ardere. Combustibilul arde la ieșirea din orificiile de injecție și arderea se înrăutățește.

Concluzionând, se poate aprecia, că:

- a) Prin preîncălzirea motorinei se realizează o pregătire suplimentară a acesteia în vederea formării amestecului prin reducerea vâscozității și a tensiunii superficiale.
- b) Performanțele energetice ale motorului se îmbunătățesc până la temperatura de 70°C a motorinei injectate, apoi se observă o scădere a acestora, dar superioare variantei standard.
- c) Scade concomitent consumul specific efectiv de combustibil.
- d) Gradul de fum înregistrează reduceri mari, atât la funcționarea continuă cât și la accelerarea liberă a motorului.
- e) Sistemul este adaptabil la orice motor Diesel cu injecție directă.

f) Temperaturile de preîncălzire a motorinei pot fi obținute în exploatare relativ ușor, cu ajutorul unor schimbătoare de căldură, prin utilizarea căldurii preluate de la sistemul de răcire al motorului, care este evacuată în mediul ambiant.

3.3.2.4 Modificarea combinată a temperaturii motorinei injectate și a presiunii de injecție

Mărirea presiunii de injecție și preîncălzirea motorinei au, fiecare la rândul lor, efecte favorabile asupra performanțelor energetice și de reducere a poluării motorului Diesel cu injecție directă.

Experimentele efectuate pe un motor Diesel cu injecție directă cu cameră de ardere cupă în piston de tip "ω", cu formarea amestecului în volum, demonstrează că prin modificarea combinată a presiunii de injecție și a temperaturii motorinei se obține o îmbunătățire a pulverizării combustibilului care determină îmbunătățirea fenomenelor de amestecare și ardere, având ca rezultat îmbunătățirea performanțelor energetice ale motorului și limitarea poluării [87],[130],[93]. Influența creșterii presiunii de injecție se manifestă prin creșterea vitezei, deci a energiei jetului și prin aceasta, finețea de pulverizare crește, precum și viteza de ieșire de la orificiul pulverizatorului, deci distanța de pătrundere crește.

Mărirea presiunii de injecție peste o anumită limită generează o finețe superioară de pulverizare, care va determina scăderea întârzierii la autoaprindere, deci va arde o cantitate sporită de amestec în faza amestecurilor preformate.

Un efect similar cu mărirea presiunii de injecție se poate obține și prin creșterea temperaturii motorinei injectate, care va avea o vâscozitate mai redusă și atunci pulverizarea va fi superioară.

Experimentele efectuate pe un motor Diesel cu injecție directă de tip D 115 pe stand, utilizând diferite variante de pulverizatoare, reglate la presiunile de 230 și 250 bar, motorina injectată fiind încălzită la temperaturile de 20°C, 40°C, 60°C, și 80°C, au confirmat ipotezele teoretice.

Cercetările au arătat o reducere de 10-15% a momentului motor și a puterii efective, la creșterea presiunii de injecție, respectiv a temperaturii de preîncălzire a motorinei injectate.

Această scădere este determinată de mărirea temperaturii motorinei injectate, care a dus la scăderea dozei unice de combustibil, iar mărirea presiunii de injecție determinând aceleași valori pentru puterea și momentul motor.

3.4 Concluzii

1) Ridicarea performanțelor unui motor Diesel cu injecție directă și limitarea poluării sunt condiționate în mod esențial de calitățile pulverizării.

2) Experimentele efectuate cu modificări importante ale sistemului de injecție au arătat uneori comportări contradictorii ale motorului, atunci când variantele s-au ales la întâmplare, fără o sistematizare a factorilor de influență.

3) O imagine exactă a pulverizării se poate realiza numai experimental, chiar dacă condițiile de încercare nu le pot respecta exact pe cele din motor.

4) Prin modificări posibile ale unui sistem existent de injecție, se poate ajunge la îmbunătățirea performanțelor energetice și limitarea poluării unui motor Diesel cu injecție directă. Una din variante, justificată în urma cercetărilor anterioare, o constituie mărirea numărului de orificii ale pulverizatorului concomitent

cu reducerea corespunzătoare a diametrului acestora, cu păstrarea suprafeței totale de pulverizare constantă, obținându-se o creștere a fineții de pulverizare și o utilizare mai bună a volumului camerei de ardere, acestea compensând într-o oarecare măsură intensitatea mică a mișcărilor turbulente ale aerului din cilindru în momentul injectiei.

5) Cercetările au arătat că, modificându-se numărul de orificii de la 4 la 6, concomitent cu micșorarea diametrului acestora și reducerea cu 30% a suprafeței totale de pulverizare, s-a ajuns la performanțe mai slabe ale motorului, crescând consumul specific de la 332 la 367,5 g/kWh și o scădere a momentului motor cu 18%, deși doza ciclică a scăzut doar cu 8%. Se dovedește astfel calitatea necorespunzătoare a injectiei, cel mai probabil atingerea suprafeței camerei de ardere de către jeturi.

6) Mișcările aerului în camera de ardere au un rol extrem de important la frânarea jetului și direcționarea lui, pentru a nu ajunge în contact cu pereții camerei de ardere, precum și la promovarea proceselor de vaporizare, amestecare și ardere a picăturilor de combustibil injectat, prin spălarea continuă a suprafețelor acestora, alimentarea cu aerul proaspăt și îndepărtarea produselor arderii. Intensitatea mișcărilor aerului trebuie luată în evidență din motivul că, o creștere necontrolată a ei ar duce la o turbulență de intensitate mare, dăunătoare pentru procesul de propagare a flăcării de ardere.

7) Mișcarea organizată de rotație a aerului în cilindru motorului Diesel cu injectie directă este deosebit de importantă, fapt dovedit indirect prin injectia motorinei în apropierea axei cilindrului, zone în care mișcarea de rotație este puțin mai intensă, performanțele energetice ale motorului se micșorează și crește nivelul emisiilor poluante.

8) Injectia motorinei la unghiuri diferite în camera de ardere, conduce la o înrăutățire a emisiilor poluante și a performanțelor energetice și de consum ale motorului, cu cât unghiul conului de injectie are valori mai mici.

Sub efectul mișcărilor radiale care se manifestă pregnant la **m.a.c.** cu injectie directă, cu formarea amestecului în volum, jeturile de combustibil sunt adunate spre axa cilindrului, efect accentuat și de injectia combustibilului la unghiuri mici ale conului de pulverizare.

9) Prin realizarea a 4 canale oblice pe suprafața exterioară a acului pulverizatorului, se asigură o mișcare de rotație a acestuia în timpul funcționării, care, pe lângă reducerea și uniformizarea uzurilor, asigură o așezare mai rapidă a acului pulverizatorului pe scaunul său, cu întreruperea injectiei la presiunile mai mici din perioada finală. Un alt efect este că prin rotirea acului, debitarea prin orificii devine mult mai uniformă, sub aspectul lungimii de pătrundere a jeturilor aceluiași pulverizator.

Varianta cu ac rotitor asigură consumuri specifice efective de combustibil mai mici pe întreg domeniul de turații, față de soluția clasică și o reducere a nivelului emisiilor poluante.

10) Creșterea presiunii de injectie favorizează arderea amestecurilor preformate, dar la turații mari, lungimea de pătrundere se micșorează datorită frânării picăturilor mici și jeturile nu mai utilizează aerul disponibil din camera de ardere, dovadă fiind creșterea consumului specific efectiv de combustibil.

11) Preîncălzirea motorinei înainte de injectia sa în cilindru motorului Diesel, favorizează îmbunătățirea calității pulverizării prin reducerea vâscozității și a tensiunii superficiale a acesteia. Prin preîncălzirea motorinei înainte de injectia sa în cilindru motorului, se obține îmbunătățirea fineții de pulverizare prin micșorarea

diametrului picăturilor, ceea ce va scurta timpul de ardere prin arderea rapidă a unei cantități mai mari de amestec preformat.

12) Prin preîncălzirea motorinei înainte de intrarea în pompa de injecție, se realizează o pregătire suplimentară a motorinei, în vederea formării amestecului în interiorul cilindrului, prin reducerea vâscozității și a tensiunii superficiale.

13) Încălzirea motorinei la o temperatură mai mare de 70° determină o creștere a fineții de pulverizare și o scădere a distanței de pătrundere a jeturilor; în aceste condiții, arderea devine imperfectă prin neutilizarea completă a aerului din camera de ardere, tip cupă, fiind necesară o creștere a presiunii de injecție.

14) Se constată că, se îmbunătățesc apreciabil performanțele energetice ale motorului până la temperaturi de aproximativ 70°C ale motorinei injectate, precum și valori mici ale consumului specific efectiv de combustibil, la aceeași doză ciclică injectată. Explicația constă în calitățile superioare de pulverizare ale motorinei în camera de ardere, ceea ce înseamnă o vaporizare și formare rapidă a amestecului în camera de ardere, scăderea întârzierii la autoaprindere; în acest mod, arderea rapidă se declanșează înainte de **p.m.i.**

15) Modificarea combinată a măririi presiunii de injecție și a temperaturii motorinei conduce la o îmbunătățire a pulverizării combustibilului, care determină îmbunătățirea fenomenelor de amestecare și ardere, toate acestea având ca rezultat final creșterea performanțelor energetice și limitarea poluării motorului.

CAPITOLUL IV

TEHNICI ȘI METODE DE INVESTIGAȚIE TEORETICO-EXPRIMENTALĂ A FORMĂRII AMESTECULUI ȘI ARDERII ÎN M.A.C. CU CAMERĂ UNITARĂ ȘI INJECTOARE MULTIJET

4.1 Generalități privind formarea amestecului în camerele unitare ale m.a.c.

În **m.a.c.** se formează și arde un amestec eterogen aer-combustibil, prin injecția dozei de combustibili la sfârșitul cursei de comprimare.

Durata formării amestecului este de $(40 \div 80)[^\circ\text{RAC}]$, iar formarea nucleului de flacără se face înaintea amestecării complete a combustibilului cu aerul.

În intervalul scurt de timp, combustibilul trebuie să parcurgă toate stadiile premergătoare autoaprinderii și arderii sale.

Datorită perioadei scurte de formare a amestecului, se adoptă măsuri suplimentare de accelerare a formării sale.

Astfel, se iau măsuri prin forma constructivă a supapelor, a canalelor de admisie pentru producerea de mișcări organizate ale aerului în timpul comprimării, prin forma constructivă a pistonului și chiulasei, se caută ca aceste mișcări să fie întreținute sau intensificate.

O particularitate a formării amestecului la **m.a.c.** o constituie compoziția policomponentă a combustibilului lichid folosit; pentru a ușura vaporizarea componentelor greu volatile, este necesar ca jeturile de combustibil injectate de pulverizator să se descompună în picături cu diametre foarte mici.

Arderea eficientă a combustibilului în camera de ardere a **m.a.c.** este influențată, în mare măsură, atât de calitatea amestecului aer-combustibil, cât și de omogenitatea acestuia.

Astfel, pentru formarea unui amestec cât mai omogen, este necesar ca motorina să fie injectată în picături foarte mici, să se vaporizeze rapid și să se amestece intim cu aerul admis în camera de ardere.

Având în vedere că, motorina se vaporizează relativ greu, trebuie ca jetul să fie pulverizat cât mai fin și mișcarea relativă dintre combustibil și aer să fie cât mai intensă pentru a se obține, în acest fel, o vaporizare cât mai rapidă.

Amestecarea în volum a picăturilor fine de combustibil este favorizată de mișcarea de rotație a aerului, iar amestecarea picăturilor mari, după impactul lor cu pereții camerei de ardere, este favorizată de mișcarea de vârtej a aerului.

Formarea amestecului la **m.a.c.** se realizează în mod diferit, în funcție de tipul camerei de ardere a motorului. Astfel, pentru a distribui cât mai uniform combustibilul în aerul disponibil din camera de ardere, în cazul distribuției în volum apare necesitatea întrebunțării injectoarelor multijet în concordanță cu forma camerei de ardere.

Procesul de formare a amestecului la **m.a.c.** se desfășoară în două etape distincte:

- a) prima parte se formează în perioada întârzierii la autoaprindere, formându-se astfel amestecul preformat, în care se declanșează aprinderea, apoi faza arderii rapide, în care, viteza de creștere a

presiunii și presiunea maximă de ardere au valori mai mari decât la **m.a.s.**

- b) a doua parte a amestecului se formează după declanșarea arderii, prin transfer de căldură și de masă, între combustibilul încă neamestecat și amestecul ars. Arderea acestui amestec, format difuziv, este caracterizată printr-o flacără care cuprinde întreaga cameră de ardere și se propagă pe măsura formării prealabile a amestecului în diferite părți.

Arderea amestecurilor preformate generează un mers trepidant și aspru al motorului și o solicitare termică ridicată și neuniformă; în același timp, însă, randamentul termic și puterea motorului au valori ridicate.

La ambele etape, procesul de amestecare se desfășoară în două nivele:

- nivelul micromișcărilor, sau micromixtura, care se realizează sub acțiunea difuziei turbulente; se face aleator și nu se poate controla.
- nivelul macromișcărilor sau macromixtura, care se realizează sub acțiunea mișcărilor dirijate ale aerului.

Lipsa de omogenitate a amestecului necesită distincția dintre micro și macrostructura acestuia. Astfel, din fig. 4.1 rezultă că:

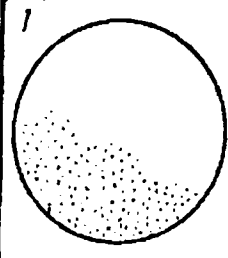
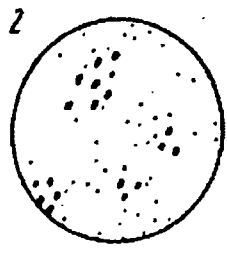
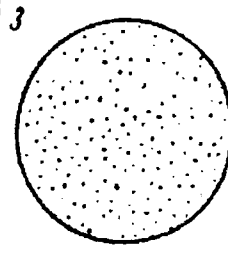
	1	2	3
			
<i>Micro-structura</i>	<i>Bună</i>	<i>Rea</i>	<i>Bună</i>
<i>Macro-structură</i>	<i>Rea</i>	<i>Bună</i>	<i>Bună</i>

Fig. 4.1 Influența procesului de amestecare

- Este posibilă realizarea unor dozaje locale uniforme în zona amestecului, deci o bună microstructură, dar o utilizare proastă a aerului disponibil, care generează o macrostructură rea. (poziția 1)
- Dacă aerul disponibil este folosit în totalitate pentru amestec, este posibil ca, unele dozaje locale să fie foarte bogate, iar altele foarte sărace, ceea ce duce la microstructură rea, dar o macrostructură bună. (poziția 2)

c) Situația în care amestecul are o micro și macrostructură bună, respectiv o omogenitate bună; acest lucru este ideal pentru **m.a.c.** (poziția 3)

Se observă că, timpul disponibil pentru formarea amestecului la **m.a.c.** este redus, ceea ce determină ca, procesul de formare a amestecului și de ardere să se desfășoare parțial concomitent, iar amestecul aer-combustibil realizat este mai neomogen sub aspect calitativ, față de **m.a.s.**

O particularitate importantă la **m.a.c.** constă în prezența unui câmp eterogen de concentrații; autoaprinderea se produce imediat după începutul injecției, dacă sunt realizate condițiile de presiune și temperatură minime autoaprinderii.

La **m.a.c.** se adoptă rapoarte de comprimare mai mari, cu creșterea corespunzătoare a randamentului indicat.

Un aspect important de evidențiat la **m.a.c.** este controlul formării amestecului, care se realizează prin corelarea arhitecturii camerei de ardere, cu legea de injecție și cu distribuția combustibilului în cameră; aceasta este asigurată de procesul de injecție și mișcarea organizată a fluidului motor.

4.2 Considerații teoretice privind autoaprinderea și arderea în motorul Diesel cu injecție directă

În motoarele cu aprindere prin comprimare, autoaprinderea și arderea sunt condiționate de modul de formare a amestecului dintre aer și combustibil. În aceste motoare, combustibilul este injectat în cilindru aproape de sfârșitul procesului de comprimare.

^{1°} În vederea **autoaprinderii**, combustibilul lichid injectat este necesar să se pulverizeze, să se vaporizeze, apoi vaporii formați să se amestece cu aerul antrenat în jet, prin difuzie turbulentă, în proporțiile convenite [5],[10],[59],[132].

Așadar, principala trăsătură a introducerii combustibilului, prin injecție spre sfârșitul comprimării în camera de ardere este formarea unui amestec eterogen.

Este evident că, fracțiunile de combustibil injectate către sfârșitul injecției, pătrund într-o atmosferă impurificată puternic de gaze arse, rezultate ca urmare a arderii primelor fracțiuni ale combustibilului injectat.

Procesele arderii din **m.a.c.** au o mare complexitate, ca urmare a neomogenității amestecului aer-combustibil și a cvasisimultaneității formării amestecului cu autoaprinderea și arderea sa.

Durata procesului de pregătire fizică este definită în literatura de specialitate ca fiind întârzierea fizică la autoaprindere. Durata întârzierii fizice la autoaprindere este definită de suma duratelor proceselor de pulverizare a combustibilului injectat, de vaporizare a picăturilor lichide și de amestecare a vaporilor de combustibil cu aerul în proporțiile stabilite și a autoaprinderii.

Privind durata pulverizării, aceasta este practic nulă, fiindcă jetul, de la pătrunderea sa în aer, are suficiente picături care să asigure continuarea proceselor.

Vaporizarea are o durată foarte redusă, având în vedere faptul că, pentru autoaprindere se consideră numai o parte din cantitatea de combustibil cuprins într-o picătură. Durata cea mai mare este considerată pentru amestecarea vaporilor de combustibil cu aerul. La finele amestecării în proporțiile necesare, începe pregătirea chimică în vederea autoaprinderii sau întârzierea chimică la autoaprindere.

Eterogenitatea și variația rapidă în timp a concentrațiilor locale dau un grad suplimentar de complexitate reacțiilor chimice din **m.a.c.**

Așadar, durata întârzierii la autoaprindere a combustibilului are o componentă fizică σ_{df} și o componentă chimică σ_{dc} :

$$\sigma_d = \sigma_{df} + \sigma_{dc}; \text{ respectiv} \\ \Delta\sigma_d = \Delta\sigma_{df} + \Delta\sigma_{dc} \quad (4.1)$$

Se apreciază că, durata întârzierii la autoaprindere este determinată de următorii factori:

- proprietățile fizice ale combustibilului;
- cifra cetanică (cc) sau indicele Diesel (ID);
- temperatura și presiunea aerului comprimat în momentul injecției de combustibil;
- finețea pulverizării;
- intensitatea și natura mișcărilor de vârtej a fluidului motor;
- prezența unor suprafețe calde în camera de ardere.

Stabilirea unor relații de calcul pentru durata întârzierii la autoaprindere τ_d , prezintă dificultăți teoretice și experimentale, de aceea în literatura de specialitate sunt date mai multe relații, dintre care majoritatea de forma:

$$\tau_d = k \cdot \rho_c^{-m} \cdot e^{b/T_c} \quad (4.2)$$

unde:

$$k = 0,44 \cdot 10^{-3} \quad \Rightarrow \text{după H. Wolfer} \\ m = 1,19 \\ b = 4650$$

sau după A.I. Serbinov:

$$k = 0,2 \cdot 10^{-3} \\ m = 0,4 \\ b = 3200 \\ p_c [\text{daN/cm}^2] - \text{presiunea la sfârșitul comprimării;} \\ T [\text{K}] - \text{temperatura la sfârșitul comprimării;}$$

În perioada întârzierii la autoaprindere se injectează în cilindru o fracțiune importantă din doza de combustibil pe ciclu, la motoarele lente această fracțiune este de (15÷30)%, iar la motoarele rapide de (50÷70)%.

Privind durata întârzierii la autoaprindere, sunt evidente două aspecte:

- a) O durată foarte mare a întârzierii la autoaprindere, eventual superioară duratei de injecție, formarea unui amestec omogen, poate genera o ardere extrem de rapidă, cu degajarea unei cantități mari de căldură, care determină o creștere rapidă a presiunii, cu suprasolicitarea termică și mecanică a mecanismului motor;
- b) Durata foarte mică a întârzierii la autoaprindere, conduce la înmagazinarea unei cantități reduse de combustibil injectat în cilindru, până în momentul autoaprinderii, cantitatea degajată rapid de căldură este mică, iar creșterea presiunii este nesemnificativă, motorul nu dezvoltă putere.

2^o Privind **faza arderii rapide** de durată ($\Delta\sigma_r$), aceasta este caracterizată printr-o creștere rapidă a presiunii și dezvoltarea rapidă a flăcării în amestecurile preformate (fig. 4.2) sau inflamabile, pentru care coeficientul de dozaj variază în limitele de inflamabilitate.

Desfășurarea arderii în această fază este caracterizată prin arderea **amestecului preformat** (m_{ap}), amestec care se formează în perioada întârzierii la autoaprindere. Din prezentarea jetului de combustibil (fig. 4.2) [73] se poate evidenția, formarea nucleelor de flacără și modul cum se dezvoltă arderea în **m.a.c.**

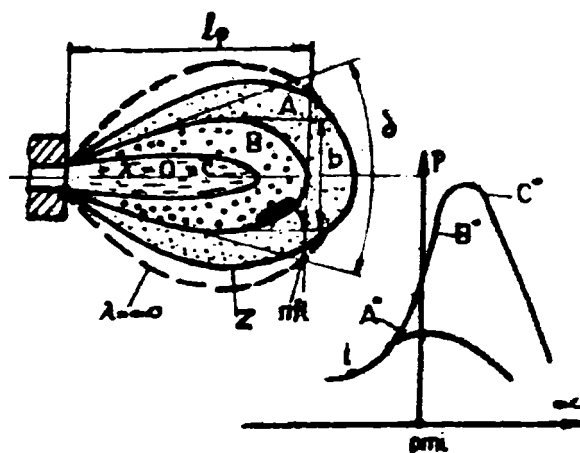


Fig. 4.2 Corelarea diagramei de presiune (a) cu viteza de ardere (b) și jetul de combustibil (c), (d)

La jet se disting următoarele elemente:

- l_p – distanța de pătrundere;
- b – lățimea jetului;
- δ – unghiul de dispersie al jetului;
- C – nucleul jetului, cuprinzând combustibil în faza lichidă ($\lambda=0$);
- B – anvelopa jetului, formată din picături de combustibil, a căror mărime descrește spre exterior;
- A – zona amestecurilor preformate inflamabile;
- Z – zona amestecurilor sărace neinflamabile, la exteriorul căreia se găsește numai aer ($\lambda=\infty$).

Se observă că, de la nucleele de flacără formate, arderea se propagă cuprinzând partea exterioară (A) a anvelopei jetului, respectiv în zona amestecurilor preformate.

Se înregistrează viteze mari de propagare a fronturilor de flacără (100÷200) m/s care evidențiază atât caracterul turbulent al propagării cât și fenomenul de accelerare chimică a flăcării. Așadar, mecanismul de ardere al amestecurilor preformate se mai numește mecanism de ardere mixtă, adică de flacără turbulentă, accelerată chimic suplimentar.

3^o Faza **arderii difuzive (moderate)** de durată $\Delta\alpha_m$ este determinată de acțiunea mecanismului arderii difuziv-turbulente; viteza de degajare se menține la un nivel mai redus, respectiv viteza medie de ardere. Este caracterizată de existența a două perioade $\Delta\lambda_{m1}=(3\div 15)^\circ\text{RAC}$, în care presiunea se menține aproximativ constantă și $\Delta\lambda_{m2}=(30\div 60)^\circ\text{RAC}$, în care presiunea scade. În această fază arde combustibilul care nu a ars în faza anterioară, adică cel situat în zona centrală a jetului, precum și fracțiuni din combustibilul injectat ulterior.

Pentru această fază, un rol important îl are amestecarea combustibilului cu aerul [59].

Formarea amestecului se desfășoară simultan cu reacția de ardere. Din fig. 4.2 (c) rezultă că, arde difuziv, zona centrală B a jetului; se presupune că, arderea difuzivă se produce la finele autoaprinderii.

Este evident că, presiunea de injecție influențează hotărâtor viteza de amestecare combustibil-aer și implicit arderea difuzivă în corelație cu caracteristicile constructive ale pulverizatorului injectorului și cu arhitectura camerei de ardere [5],[73].

Dificultățile maxime ale formării amestecului apar pentru ultimele fracțiuni de combustibil, introduse în camera de ardere, la presiuni de injecție mici și, eventual, prin injecția târzie sau postinjecție.

Având în vedere influența hotărâtoare a turbulenței asupra microamestecării, rezultă că, o ardere difuzivă activă se poate asocia cu o intensitate mare a turbulenței.

4.3 Studii și cercetări privind modelarea arderii în m.a.c.

4.3.1 Considerații teoretice privind modelarea arderii în m.a.c.

Cercetările [9],[60], arată că desfășurarea procesului de ardere din motoarele cu aprindere prin comprimare este un proces cu un grad de complexitate mult mai ridicat decât cel din motoarele cu aprindere prin scânteie cu încărcătura omogenă.

Privind modelarea arderii în **m.a.c.**, aceasta pretinde o activitate mai amplă, care să evidențieze următoarele aspecte:

- formarea jetului de combustibil în interiorul camerei de ardere;
- mișcarea vâscoasă a fluidelor compresibile;
- pulverizarea jetului;
- vaporizarea picăturilor;
- antrenarea aerului;
- amestecarea vaporilor de combustibil cu aerul prin difuzie turbulentă;
- cinetica chimică a reacțiilor de oxidare;

Datorită limitărilor și restricțiilor introduse în ecuațiile care descriu forma jetului, pulverizarea turbulentă locală a încărcăturii din cilindru, pentru modelarea procesului arderii în **m.a.c** există două categorii de modele: [13],[136].

- termodinamice;
 - unizonale;
 - multizonale;
- dimensionale;
 - unidimensionale;
 - bidimensionale;
 - multidimensionale;

La aceste două categorii principale de modele se adaugă clasa modelelor fenomenologice cvasidimensionale.

Modelele unizonale se folosesc în analiza pentru obținerea legii de degajare a căldurii pe baza aplicării primului principiu al termodinamicii, pentru situația în care se dispune de diagrame de presiune determinate experimental.

Utilizarea modelelor multizonale presupune existența unor distribuții spațiale și temporale ale temperaturii și concentrațiilor substanțelor chimice. Aceste

distribuții se determină prin împărțirea jetului de combustibil lichid injectat în cilindru în tranșe de compoziție și temperatură.

Privind modelele dimensionale, se aplică aceleași ecuații de conservare a masei, impulsului, energiei și substanțelor care sunt mediate temporal sau masic.

Detaliile procesului de pulverizare se aproximează prin funcții de distribuție a picăturilor. Picăturile se consideră grupate în pachete de același diametru, viteză și temperatură, aceste pachete schimbă cu mediul înconjurător gazos masă, impuls și energie.

4.3.2 Studiu comparativ privind modelele de calcul pentru modelarea procesului de ardere din motoarele Diesel.

4.3.2.1 Modele termodinamice unizonale

Pentru această categorie de modele, ipoteza fundamentală constă în omogenitatea și uniformitatea încărcăturii din cilindru.

Astfel, jetul de combustibil, odată introdus în cilindru, se aproximează că se vaporizează instantaneu și prin aceasta modifică energia internă a amestecului de gaze ideale și valoarea coeficientului de dozaj. Deci, arderea combustibilului se produce instantaneu, pe măsură ce amestecul este introdus în cilindru, se neglijează efectele combustibilului nears asupra întârzierii la autoaprindere. Starea încărcăturii în orice moment de timp este precizată prin parametri termodinamici și dozaj.

Ecuațiile care descriu modelul sunt cele ale conservării masei și energiei cărora li se asociază ecuația generală de stare. Cu privire la aplicarea modelului pentru analiză este necesar precizarea următoarelor:

- legea de injecție;
- proprietățile termodinamice ale amestecului de gaze ce formează încărcătura din cilindru;
- legea de variație a volumului dV/dt ;
- diagrama de presiune $p(t)$ sau $p(\alpha)$ determinate experimental;
- evaluarea schimbului de căldură \dot{Q}_p al amestecului de gaze cu pereții spațiului de lucru.

Corelarea vitezei de degajare a căldurii cu viteza de injecție presupune acordarea unei funcții Wiebe cu legi de degajare a căldurii determinate prin prelucrări de date experimentale obținute pe domenii largi de regimuri funcționale [139].

Pentru analiza și predicția procesului de ardere într-un **m.a.c.** cu injecție directă de mare putere se poate aplica o lege compusă, triunghiulară Wiebe (fig. 4.3) [140].

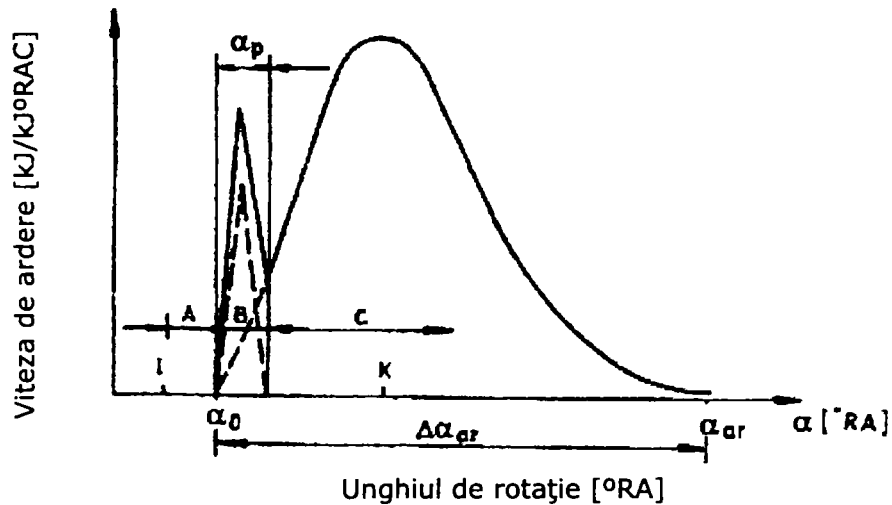


Fig. 4.3 Reprezentarea vitezei de ardere prin funcția compusă triunghiulară – Wiebe pentru descrierea procesului de ardere din motorul Diesel, cu: A-întârzierea la autoaprindere; B-arderea rapidă a amestecurilor preformate, C-arderea difuzivă, I-începutul injectiei, K-sfârșitul injectiei

Din categoria modelelor termodinamice zerodimensionale fac parte și modelele cu picături. Un astfel de model experimentat de [157] consideră că, viteza de ardere este dependentă în mare măsură de viteza de formare a amestecului combustibil, fiindcă duratele de ardere controlate de cinetica chimică, prin vitezele de reacție, sunt mici, în comparație cu timpii necesari formării amestecului.

Se apreciază că, modelele termodinamice unizonale se pot folosi în etapa de definiție a unei formule energetice noi, pentru un motor existent prin efectuarea de studii parametrice.

4.3.2.2 Modele termodinamice multizonale

Se consideră că, jetul de combustibil introdus în camera de ardere este pulverizat în picături, care se împrăștie în interiorul camerei, formează zone de concentrație și dozaje diferite, care au evoluții diferite, ce determină particularități specifice procesului de ardere. Se apreciază că, structura globală a jetului de combustibil nu este uniformă, existând distribuții de concentrații radiale și axiale, precum și distribuții de viteză, la deplasarea jetului prin camera de ardere.

Datorită caracteristicilor procesului de formare a amestecului în m.a.c., se apreciază interiorul camerei de ardere drept un domeniu multizonal.

Majoritatea modelele multizonale folosesc corelații semiempirice pentru estimarea parametrilor care caracterizează jetul de combustibil și variația lui în interiorul camerei de ardere.

În cercetările anterioare [105],[157] sunt evidențiate modelele zerodimensionale bizonale, potrivit cărora încărcătura din cilindru este împărțită în două zone: (fig. 4.4) [105],[136]

- Zona arsă, corespunzătoare jeturilor de combustibil;
- Zona nearsă corespunzătoare aerului aflat în exteriorul jeturilor.

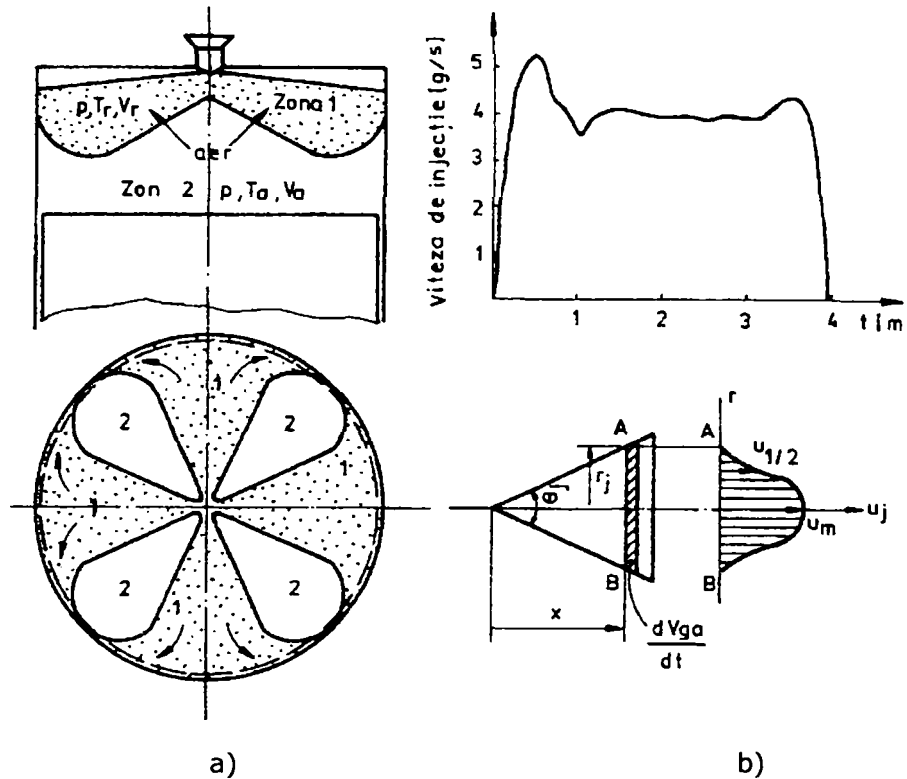


Fig. 4.4 Reprezentarea unui model bizonal de desfășurare a arderii în motorul Diesel cu injecție directă: a)- variația jeturilor; b)-legea de injecție

Modelul bizonal al arderii într-un **m.a.c.** are la bază următoarele ipoteze principale:

- camera de ardere se consideră un cilindru circular drept, cu injectorul plasat central și cu jeturile de combustibil în deplasare radială de la centru către periferie;
- procesul de ardere nu determină antrenarea suplimentară de aer;
- jeturile de combustibil care nu constituie zone de ardere sunt neglijate;
- presiunea este uniformă în tot volumul camerei de ardere;

La baza acestor modele stau ecuațiile de conservare a energiei și masei, care sunt cuplate cu ecuațiile generale de stare pentru fiecare zonă în parte. Se pornește de la ideea că, jetul de combustibil este împărțit în mai multe elemente, iar procesul de ardere din fiecare element, se analizează ca un proces de amestecare între jet și aerul înconjurător, fiind urmat de antrenarea în frontul flăcării și arderea ulterioară. Astfel, modelele pentru procesul de ardere din motorul Diesel, începând

cu modelele bio și multizonale, devin puternic legate de modelele de formare a amestecului.

Cercetările anterioare [66],[110], evidențiază că, indiferent dacă modelul de jet adoptat este cel al unui jet imersat în aer, cu lege de distribuție a vitezei și concentrației combustibilului, sau jet de picături, acesta este împărțit în straturi concentrice.

În condițiile uniformității presiunii în camera de ardere, determinarea legii de degajare a căldurii și a temperaturilor se rezolvă prin aplicarea primului principiu al termodinamicii, a ecuației de stare și a ecuației vitezei de ardere pentru fiecare zonă individuală din interiorul jetului. În cazul unui pulverizator cu mai multe orificii, jeturile rezultate se consideră identice, iar mulțimea tuturor zonelor formate în jeturi reprezintă zonele de ardere.

Capacitatea predictivă a modelului asupra posibilității de evaluare a diagramei reale de presiune, a distribuțiilor de temperaturi și vitezei de ardere este verificată prin compararea cu date experimentale. Deși modelul oferă o imagine mai apropiată de realitate, el rămâne încă departe de complexitatea fenomenelor ce au loc în interiorul anvelopei jetului de combustibil.

Modelul pune însă în evidență posibilitatea estimării întârzierii la autoaprindere pe baza a două caracteristici, respectiv amestecarea prin antrenare și dependența de temperatură a vitezei de reacție. În lucrarea [139] se prezintă un model multizonal care consideră jetul de combustibil pentru calculele de amestecare, ca un jet de vapori.

Se presupune că, concentrația de vapori este o funcție continuă, iar jetul este împărțit de la exterior către interior, într-o serie de straturi discrete.

Prin felul în care straturile ce formează jetul intră în reacție, se modelează succesiunea fenomenelor. Privind formarea emisiilor poluante, în special a NO și a funinginii, rezultatele ce se obțin cu astfel de modele se bazează pe evaluările distribuțiilor de temperatură, concentrației de oxigen, respectiv de combustibil nears. Este important de evidențiat modelul de evoluție a picăturilor în jetul de combustibil propus de [66] care cuprinde modelul de degajare a căldurii și modelul de formare a emisiilor poluante.

Modelul de degajare a căldurii permite determinarea caracteristicii de degajare a căldurii precum și variația presiunii și temperaturii din cilindru. Concentrațiile de oxid de azot și funingine sunt estimate prin modelul de formare a emisiilor poluante. Modelul de degajare a căldurii include simularea injectiei de combustibil, formarea jetului, vaporizarea, aprinderea și arderea. Modelul de simulare a injectiei furnizează viteza de injectie pe baza legii de ridicare a acului și a presiunii de injectie în funcție de regimul funcțional și de parametri constructivi ai motorului. Modelul de formare a jetului precizează pozițiile succesive ale acestuia în camera de ardere precum și distribuția combustibilului în fiecare pachet individual.

Privind formarea oxidului de azot, se consideră că este un proces controlat de cinetica chimică a reacțiilor din post flacăra, exprimat chimic și matematic prin mecanismul Zeldovici extins.

În ceea ce privește concentrația de funingine în gazele de evacuare, aceasta se determină prin două procese concurențiale; formarea și oxidarea care se desfășoară simultan la sfârșitul arderii, procesul de oxidare continuând și pe parcursul cursei de destindere.

Structura generală a modelului este aceea a unei succesiuni cascade a etapelor de parcurs, pentru ca pornind de la parametrii constructivi și regimul

funcțional al motorului să se ajungă la parametrii de performanță și de emisii poluante.

4.3.2.3 Modele zerodimensionale fenomenologice

Au cea mai mare răspândire și aplicabilitate, astfel, Taylor și Kolmogorev apreciază că, multe din aceste modele combină caracterul global al proceselor de injecție, de formare a jetului de combustibil și de amestecare cu aerul, cu elementele specific locale ale curgerii turbulente, ale vaporizării combustibilului și ale arderii la nivelul micromișcărilor.

Cercetările [42],[43] arată că, o parte dintre modelele fenomenologice pornesc de la modelele termodinamice multizonale, în straturi, ale jetului și consideră că, viteza de reacție locală este controlată numai de viteza de amestecare, care la rândul ei, corespunde vitezei de difuzie a combustibilului în aer.

Pentru aceste modele se apreciază, prin funcții de distribuție a probabilității, că există, pe direcție perpendiculară pe direcția de injecție, un gradient al concentrației caracteristice de vapori de combustibil în aer, concentrație care variază în lungul axei jetului.

Unele cercetări [44], evidențiază prezența combustibilului în stare bifazică în straturile jetului. Astfel, jetul se consideră în stare lichidă pentru partea centrală și în stare de vapori pentru partea exterioară, fiind în interacțiune cu aerul în mișcare circulară transversală organizată și în mișcare dezorganizată turbulentă.

Se presupune că, antrenarea aerului în jet este proporțională cu suprafața de contact dintre jet și aer, cu intensitatea turbulenței, precum și cu viteza relativă a jetului față de aer.

Reprezentarea din fig. 4.5 [45] evidențiază că, pentru a se putea lua în considerare diferențele de densitate și viteza dintre partea vaporizată și lichidă, jetul este împărțit în elemente, acestea fiind cercuri concentrice în secțiune transversală pe jet.

Modelarea fazelor procesului de ardere are la bază următoarele ipoteze:

- duratele fiecăreia dintre cele două faze sunt independente;
- arderea amestecurilor preformate se produce în fiecare element la 0,5 ms de la autoaprinderea lui;
- arderea rapidă și cea moderată se desfășoară în condiții de dozaj stoichiometric.

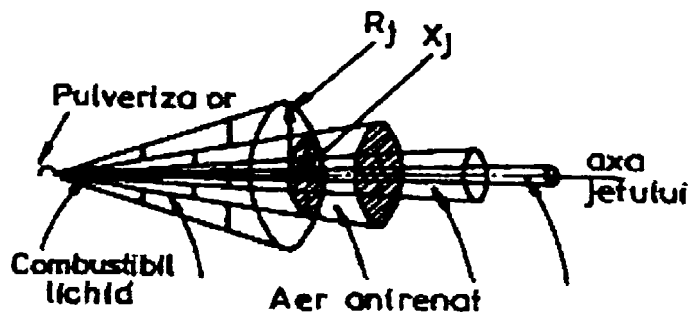


Fig. 4.5 Reprezentarea tridimensională a jetului neomogen

Pe lângă modelele multizonale cu straturi formate din elemente ce conțin vapori de combustibil și aer, există și modele fenomenologice multizonale cu

pachete de picături. Această categorie de modele se bazează pe ipoteze legate de detaliile locale ale procesului de formare a jetului de combustibil, evaporarea picăturii, amestecarea combustibilului cu aerul, interacțiunea dintre jet, perete și mișcarea de rotație a aerului, autoaprindere și viteză de reacție.

Cercetările [39],[134] arată că, modelele fenomenologice, sunt indicate pentru a fi folosite în faza de concepție a motorului, pentru estimarea performanțelor și emisiilor poluante, pentru controlul sistemelor ce formează ansamblul motor.

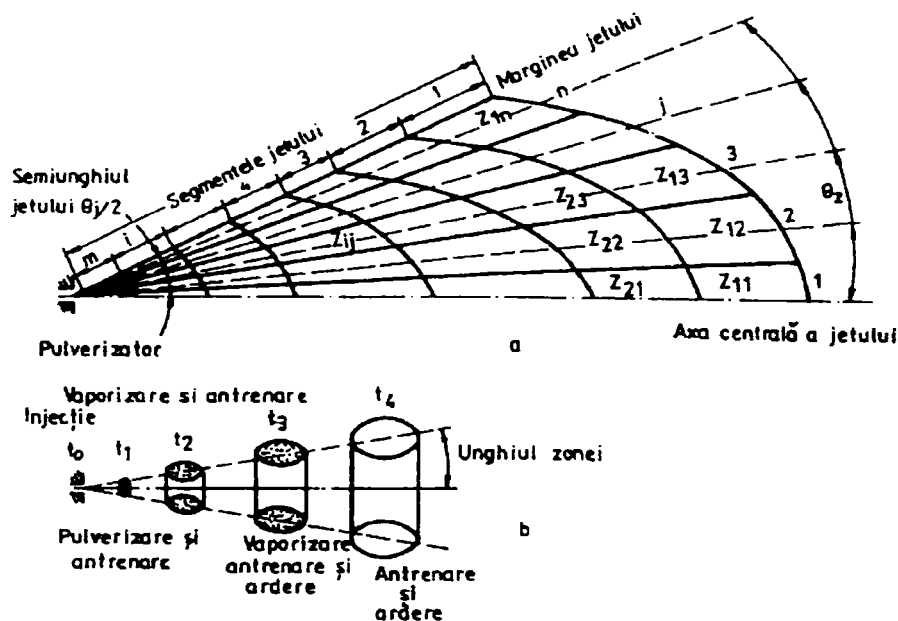


Fig. 4.6 Reprezentarea jetului, segmentelor de jet și a zonelor de ardere la un moment dat (a) și a evoluției unei zone în timp (b)

Reprezentarea din fig. 4.6 [16] arată că, jetul de combustibil este modelat sub forma unor pachete introduse treptat în cilindru, în fiecare interval elementar de timp, atât cât durează injecția, care constituie segmente de jet ce păstrează unghiul la injector al jetului și variația sa fiind nesemnificativă de la un moment la altul.

Cantitatea de combustibil din fiecare segment al jetului se determină în funcție de presiunile din conducta de injecție și din cilindru, precum și de particularitățile constructive ale pulverizatorului.

Zonele de ardere sunt organizate la începutul pulverizării, astfel fiecare segment de jet este divizat într-un număr finit de zone dispuse dinspre centru spre marginea jetului.

Masa de combustibil alocată diferitelor zone, ce aparțin aceluiași segment, este egală, dar poate să difere de la un segment la altul, în funcție de legea de injecție.

Se consideră că, fiecare zonă pe timpul vaporizării reprezintă un amestec uniform de aer, vapori de combustibil și urme de produși de ardere în care sunt inversate picături de combustibil lichid.

Se presupune că, aprinderea începe din faza de vaporizare, în fiecare zonă, cu o anumită întârziere față de momentul injecției și controlată de perioada de pulverizare în picături a jetului, precum și de întârzierea la autoaprindere, măsurată din momentul pulverizării și dependenței de temperatură și coeficientul de dozaj al zonei. Transferul de căldură se evaluează pentru fiecare zonă în parte și se realizează atât prin convecție cât și prin radiație. Prin utilizarea acestui model de calcul se pot estima valorile emisiilor poluante, respectiv formarea oxidului de azot este modelată prin aplicarea mecanismului Zeldovici extins.

Formarea funinginii și oxidarea ei se evaluează pe baza ecuațiilor pentru vitezele de formare și oxidare. Formarea este dependentă de concentrația de combustibil în stare de vapori și de temperatura zonei, iar oxidarea de nivelul funinginii, disponibilul de oxigen și temperatură. Masa de funingine sau densitatea ei este transformată în unități de fum Bosh. Emisiile de particule Diesel cuprind, în afară de funingine, și hidrocarburile parțial oxidate care sunt raportate sub forma fracțiunii organice solubile.

Privind procesul de amestecare, în cazul prezenței gazelor evacuate recirculate, se admite că, modelarea procesului de amestecare pe baza teoriei generale a jeturilor, nu poate fi menținută pe întreaga durată a procesului de ardere. Procesul de recirculare a gazelor evacuate este modelat prin considerarea fracțiunii masice de gaze evacuate recirculate și a gradului de răcire a acestora în ipoteza unei amestecări perfecte cu aerul proaspăt în sistemul de admisie.

Experimentele [16] demonstrează că, rezultatele obținute prin utilizarea modelelor fenomenologice permit studiul influențelor unor parametri constructivi și funcționali, asupra comportării motorului. Astfel, pe baza lor, faza de concepție sau de perfecționare a motorului capătă un aspect controlabil care poate fi dirijat prin calcul și verificat experimental.

4.4 Cercetări privind tehnicile și metodele de investigație teoretico-experimentală a formării amestecului și a arderii

4.4.1 Metode de investigație teoretico-experimentală

4.4.1.1 Investigația experimentală a autoaprinderii

Investigația autoaprinderii și arderii combustibilului injectat se poate realiza prin utilizarea diverselor metode [59],[10],[5],[23],[132].

a) Diagrama indicată

Cercetarea procesului de ardere în diagrama indicată, căreia i se asociază o diagramă de ridicare h_a a acului injectorului se efectuează prin intermediul variației de presiune într-un ciclu cu ardere și unul fără ardere. (fig. 4.7) În ciclul cu ardere, presiunea crește mai frânat în faza inițială decât în ciclul fără ardere.

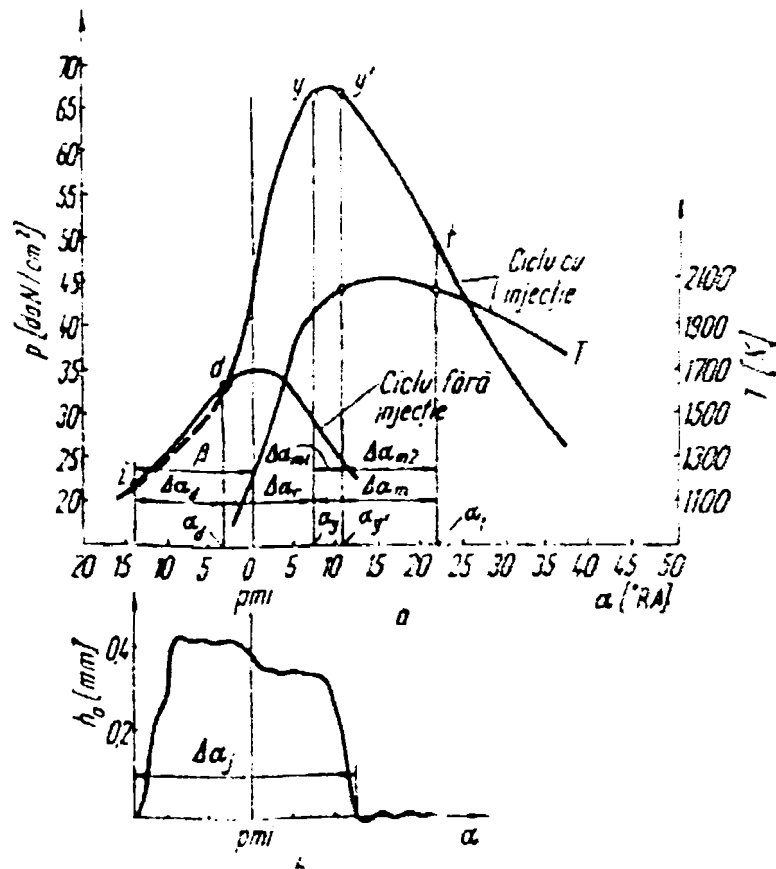


Fig. 4.7 Diagrama indicată (a) corelată cu ridicarea acului injectorului (b) pentru studiul arderii în m.a.c.

Injectia combustibilului în cilindru se produce cu avansul β , iar arderea în m.a.c. se desfășoară în trei faze distincte.

Astfel, intervalul din momentul producerii injectiei până în momentul creșterii presiunii gazelor peste cea de comprimare, reprezintă întârzierea la declanșarea arderii rapide, respectiv autoaprinderea ($\Delta\alpha_d$).

Celelalte două faze ale arderii sunt: faza arderii rapide de durată $\Delta\alpha_r$ și faza arderii moderate sau difuzive având durată $\Delta\alpha_m$ cu două subfaze de ardere, la presiune constantă, $\Delta\alpha_{m1}$ și la temperatură constantă, $\Delta\alpha_{m2}$. Se observă că, în cazul motoarelor lente, faza arderii rapide lipsește, iar în cazul motoarelor rapide, arderea la presiune constantă are o durată foarte redusă.

b) Fotoînregistrări de ansamblu

Prin utilizarea metodei filmării schlieren în culori pentru cercetarea formării amestecului și arderii în m.a.c. se poate stabili viteza de vârtej a aerului, răspândirea jetului și a vaporilor de combustibil în camera de ardere, durata vaporizării jetului, apariția primului nucleu de flacără, culoarea flăcărilor și mișcarea radială a acestora într-un câmp de vârtej.

În acest scop, s-au efectuat încercări pe un motor experimental cu injecție directă de către J. Alcock și W. Scoot cu instalația experimentală din fig. 4.8. [24] Instalația are un grad înalt de complexitate, chiulasa este înlocuită cu o fereastră de cuarț care impune eliminarea supapelor, iar schimbul de gaze se efectuează prin ferestrele practicate la partea inferioară a cilindrului.

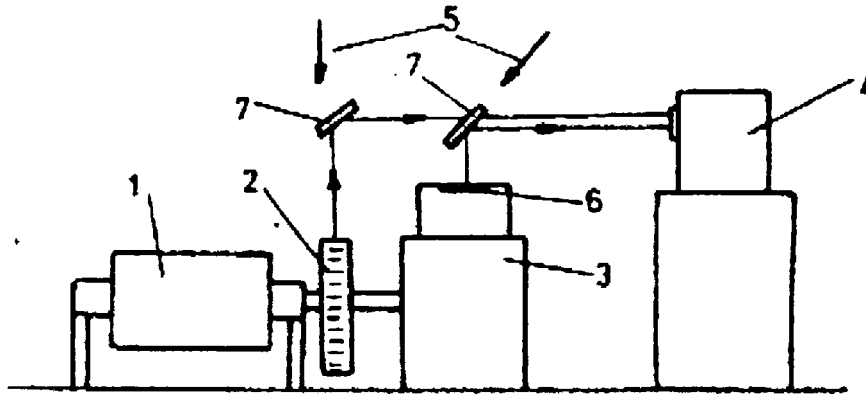


Fig. 4.8 Schema instalației pentru fotografierea interiorului camerei de ardere: 1-frână electrică; 2-volant gradat; 3-monocilindru 4-cameră fotografică; 5-lămpi pentru iluminat; 6-fereastră de cuarț; 7-oglinzi

În fig. 4.9, sunt reproduse cadrele filmate care evidențiază următoarele: perioada de inducție; inițial cele patru jeturi nu sunt atacate de flacără, cadrul 1, apoi apariția nucleelor de flacără la periferia jeturilor, cadrul 2, precum și dezvoltarea lor în cadrele următoare [59].

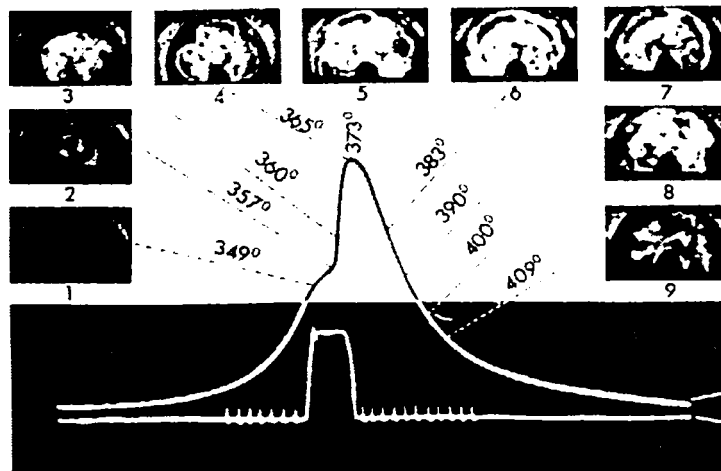


Fig. 4.9 Fotoînregistrarea camerei de ardere corelată cu diagramele presiunii (p) și ridicării acului injector (h_a)

c) Înregistrarea luminiscentelor

Luminiscențele emise de gaze în perioada întârzierii la autoaprindere simultan cu variația presiunii în cilindru se pot înregistra cu ajutorul unui fotomultiplicator electronic. Odată cu înregistrarea intensității luminiscentei IL s-au ridicat și diagramele indicate corespunzătoare. (fig. 4.10) [59]

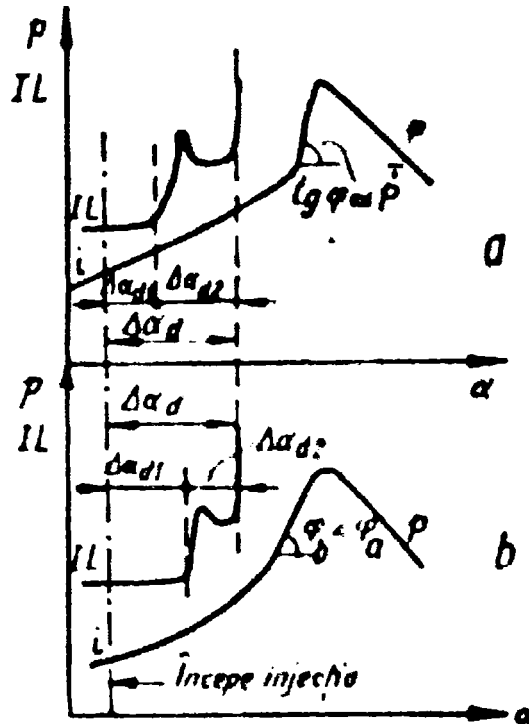


Fig. 4.10 Variația intensității luminoase și a presiunii în perioada arderii

Se observă că, după prima perioadă de întârziere la autoaprindere $\Delta\alpha_{d1}$ de la începutul injecției, se înregistrează o creștere ușoară a luminiscentei de tipul flăcării reci.

După a doua perioadă de întârziere la autoaprindere $\Delta\alpha_{d2}$, intensitatea luminiscentei are o creștere semnificativă, corespunzătoare flăcării calde, ceea ce corespunde în diagramă aproximativ cu începutul creșterii de presiune, respectiv cu începutul arderii. [59]

d) Caracteristica și viteza de degajare a căldurii

În fig. 4.11, s-au reprezentat curbele de variație pentru viteza de degajare a căldurii, caracteristica de degajare a căldurii la care se asociază dependențele $p(\alpha), \dot{p}(\alpha)T(\alpha)$ precum și caracteristica de injecție ξ_i [59],[132].

Prin compararea caracteristicilor de injecție și de degajare a căldurii se determină durata întârzierii la autoaprindere, doza de combustibil injectată în această perioadă și fracțiunea din căldura disponibilă care intră în reacție până la sfârșitul injecției. Se compară, totodată, durata arderii cu durata injecției. Se observă că, viteza de degajare a căldurii înregistrează două valori maxime distincte, respectiv o valoare foarte mare, la începutul fazei de ardere rapidă, care se produce aproximativ în momentul în care $\dot{p} = \dot{p}_{\max}$ și a doua valoare maximă modestă,

după începutul fazei de ardere moderată, care se produce aproximativ între momentul în care $p=p_{max}$ și momentul în care $T=T_{max}$

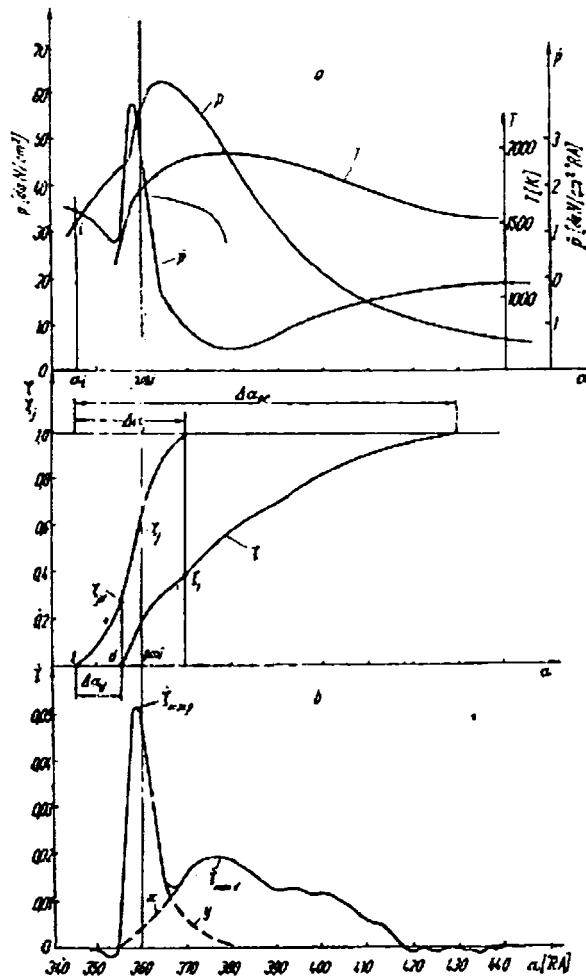


Fig. 4.11 Diagrama indicată corelată cu caracteristicile de injecție și ardere

e) Observarea emisie de lumină

Componentele emisie naturale a arderii Diesel sunt: chemiluminiscenta și luminozitatea funinginii.

Chemiluminiscenta este produsă de radicalii excitați, produși de reacțiile chimice, și care revin ulterior la niveluri energetice de echilibru prin emisia unui foton.

Deoarece radicalii excitați sunt produși de reacțiile chimice cu eliberare de energie, chemiluminiscenta marchează temporal și spațial apariția arderii. Decalajul de timp între chemiluminiscenta și degajarea de căldură este foarte mic.

Luminozitatea provine din emisia termică a particulelor de funingine încălzite la o temperatură apropiată de a flăcării. În condițiile din motorul Diesel, formarea funinginii este semnalată de la începutul arderii, dar cu un anumit decalaj față de

momentul aprinderii. De aceea, chemiluminiscenta marchează mai riguros declanșarea aprinderii; luminozitatea funinginii apare mai târziu. Datorită dificultăților tehnice, legate de necesitatea intensificării semnalului optic al chemiluminiscentei, se preferă studiul optic al autoaprinderii bazat pe înregistrarea luminozității funinginii.

f) Metoda împrăstierii elastice a luminii laser

În fig. 4.12 [14] sunt reprezentate înregistrările efectuate cu o fotodiodă și înregistrările simultane ale porțiunii lichide a jetului, la un motor Diesel experimental [14]. Autoaprinderea este localizată diferit, în cele patru cicluri investigate. În unele cicluri de funcționare se remarcă apariția simultană a mai multor nuclee de flacără.

Experimentele realizate cu combustibili diferiți evidențiază tendința generală de deplasare în avalul jetului a localizării aprinderii la creșterea întârzierii la autoaprindere, odată cu sporirea dispersiei ciclice a poziției nucleelor de flacără. Se observă că, autoaprinderea este localizată probabil la nivelul vârfului fazei lichide unde concentrația de vapori este maximă, sau poate fi localizată la marginea miezului lichid din apropierea pulverizatorului.

Alte experimente evidențiază că, injecția la presiuni înalte favorizează autoaprinderea în multe puncte [13]. Localizarea autoaprinderii la limita fazei lichide, unde există o forfecare puternică, se poate explica considerând structura discontinuă caracteristică a jetului lichid.

Elementele componente pot fi tratate ca mici vârtejuri, în care se realizează o încălzire activă și o foarte bună amestecare a combustibilului cu aerul, în timp ce forfecarea locală este redusă [14].

Întrucât întârzierea la autoaprindere a unui element de fluid din jet reprezintă rezultatul cumulat al evoluției temperaturii și concentrației, se poate imagina o evoluție favorabilă a unora din aceste structuri, unde se va produce autoaprinderea.

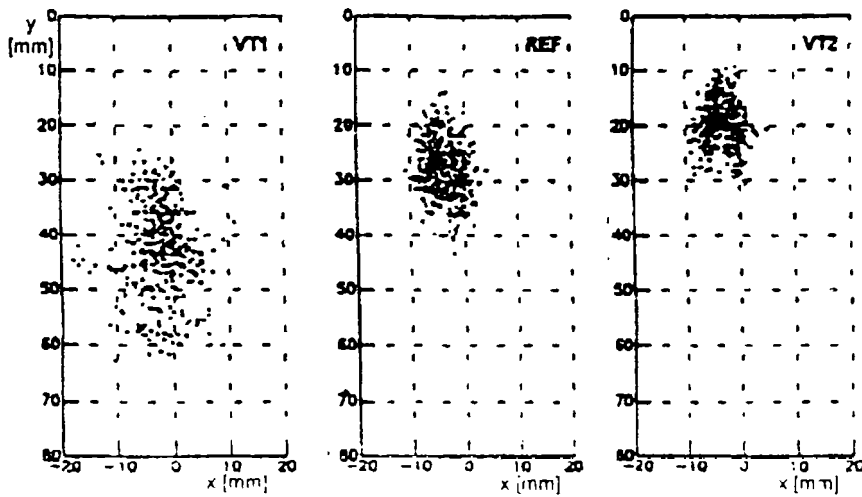
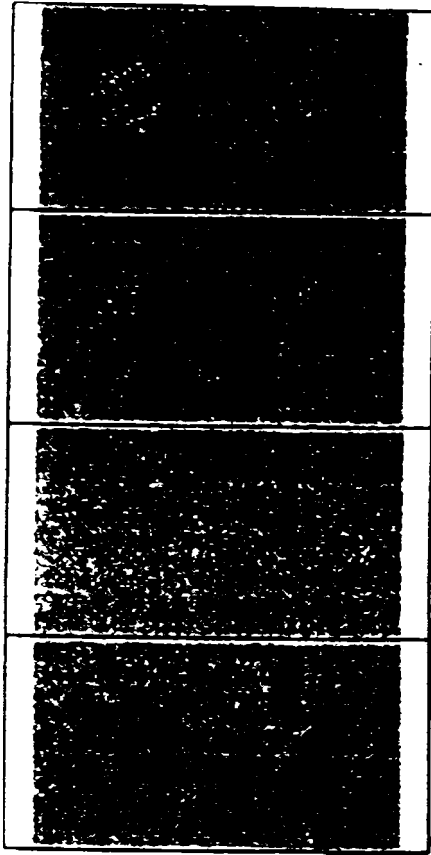


Fig. 4.12 Înregistrări simultane ale autoaprinderii și ale vânei lichide din jetul de combustibil: a- poziționarea autoaprinderii, prin efectul luminos (stânga) și miezul lichid definit prin împrăștiere Mie (dreapta) la patru cicluri; b- poziția zonei de autoaprinderii pentru trei combustibili: $y=0$, la ieșirea din pulverizator; $x=0$ pe axa jetului)

4.4.1.2 Arderea amestecurilor preformate (arderea rapidă)

Experimentele efectuate cu o instalație de simulare a procesului de amestecare din jet, într-o cameră unitară cu mișcare de rotație a aerului [116] au stabilit că, autoaprinderea se produce în zone de amestec cu un interval larg de dozaie [$0,6 < \lambda < 15$].

Se constată că, aprinderea este localizată pentru majoritatea regimurilor de funcționare pe jeturile din dreptul supapei de evacuare, având tendința să se localizeze spre peretele camerei de ardere la mărirea avansului de injecție.

a) Metoda înregistrărilor cu fibre optice multiple

Metoda constă în monitorizarea propagării flăcării prin fibre optice montate în 36 puncte din chiulasă, 92 puncte din cilindru dispuse în patru planuri și 24 puncte montate în peretele camerei de ardere din piston. Când frontul flăcării ajunge în zona de observație a unei fibre optice, radiația arderii este detectată și transmisă unui fotomultiplicator care convertește semnalul optic într-un semnal electric [145].

Cercetările realizate evidențiază că, după momentul când sunt vizibile patru nuclee separate de flacără, într-un interval de $1,8^\circ\text{RAC}$ contururile flăcărilor se combină (fig. 4.13) [145]. Dacă gazele sunt antrenate în mișcare de vârtej, flacăra avansează mult mai repede în apropierea pereților camerei decât în zona centrală.

Se observă că, arderea se desfășoară printr-un mecanism intermediar între autoaprindere și propagarea flăcării turbulente.

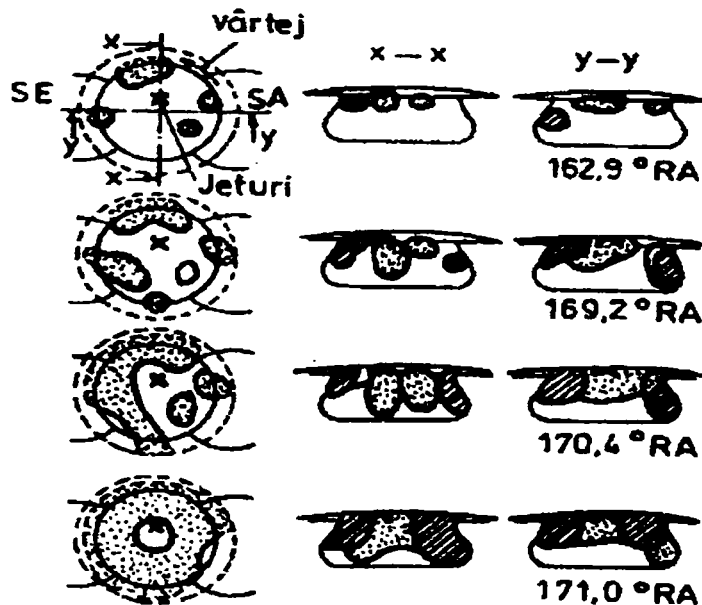


Fig. 4.13 Propagarea flăcării în camera de ardere a unui motor Diesel cu injecție directă, determinată prin metoda fibrelor optice multiple ($V_s=1598 \text{ cm}^3$, $\epsilon=18$, $p_e=3 \text{ bar}$, 1100 rpm , $\alpha_i=20^\circ\text{RA}$)

b) Metode optice de studiu plan (2-D)

Metodele se aplică simultan și constau în înregistrarea împrăstierii elastice și a incandescenței induse de laser, combinate cu înregistrarea semicantitativă a luminozității flăcării. [38].

- Fasciculul plan de lumină laser care traversează jetul cu flacăra este parțial împrăștiat de picăturile de combustibil lichid, de vaporii de combustibil sau de particulele de funingine. Imaginea distribuțiilor combustibilului și a funinginii se obține prin colectarea luminii împrăștiate.
- Imaginea incandescenței induse de laser se obține sub efectul radiației termice a particulelor de funingine încălzite de un fascicul plan de lumină laser, emis sub formă de impulsuri. Pe baza diferenței de temperatură dintre funinginea încălzită de laser și a funinginii încălzite numai cu flăcără, se poate elimina luminozitatea naturală a flăcării, prin sisteme speciale de filtre spectrale și durate de expunere.
- Luminozitatea este produsă de emisia termică sau de corp cenușiu a particulelor de funingine încălzite aproape de nivelul temperaturii flăcării. Emisia are o distribuție spectrală care se aseamănă cu caracteristicile de emisie Planck, pentru corpul negru, cu diferența că emisivitatea este subunitară. Intensitatea luminii emise depinde de concentrația volumetrică a funinginii și de temperatură. Prelucrarea imaginilor obținute prin metoda incandescenței, arată că, funinginea a fost detectată pe o arie largă din porțiunea frontală a jetului după 1,5°RAC de la începutul perioadei arderii rapide.

S-a constatat că, funinginea continuă să fie distribuită pe secțiunea transversală a porțiunii frontale a jetului cu o concentrație mai mare spre vârf și redusă spre amonte la finele arderii.

Pentru definirea fracțiunii de combustibil care arde în perioada arderii rapide, Watson și alții au propus relația:

$$\beta = (1 - a) / (\lambda^b \cdot t_a^c) \quad (4.3)$$

unde:

λ – coeficientul de dozaj;

t_a [ms] – întârzierea la autoaprindere;

a,b,c – constante care depind de particularitățile motorului cu

injecție.

Pentru constantele a, b, c sunt recomandate valorile :

a=0,926; b=0,37; c=0,26 motor rapid cu admisie normală;

a=0,925; b=0,41; c=0,28 motor rapid cu supraalimentare joasă și răcire intermediară;

a=0,81; b=0,28; c=0,51 motor cu supraalimentare înaltă și răcire intermediară;

4.4.1.3 Ardere difuzivă (moderată)

Pentru ultimele fracțiuni de combustibil injectate în camera de ardere la presiuni de injecție mai mici sau prin postinjecție, dificultățile formării amestecului sunt maxime.

Primele înregistrări fotografice și studii spectroscopice ale flăcării evidențiază caracterul difuziv al arderii moderate.

a) Metoda radiației bicromatice

Aplicarea metodei presupune măsurarea intensității flăcării la două lungimi de undă λ pentru a se obține prin aplicarea legilor radiației, a temperaturii T și a factorului KL .

unde:

K - factor proporțional cu concentrația;

L - grosimea flăcării în lungul drumului optic;

În figura 4.14 [108] sunt reprezentate măsurătorile efectuate simultan prin cinci ferestre dispuse în chiulasa unui motor Diesel, pe direcția unui jet de combustibil din camera de ardere care au confirmat apariția funinginii în perioada arderii amestecurilor preformate.

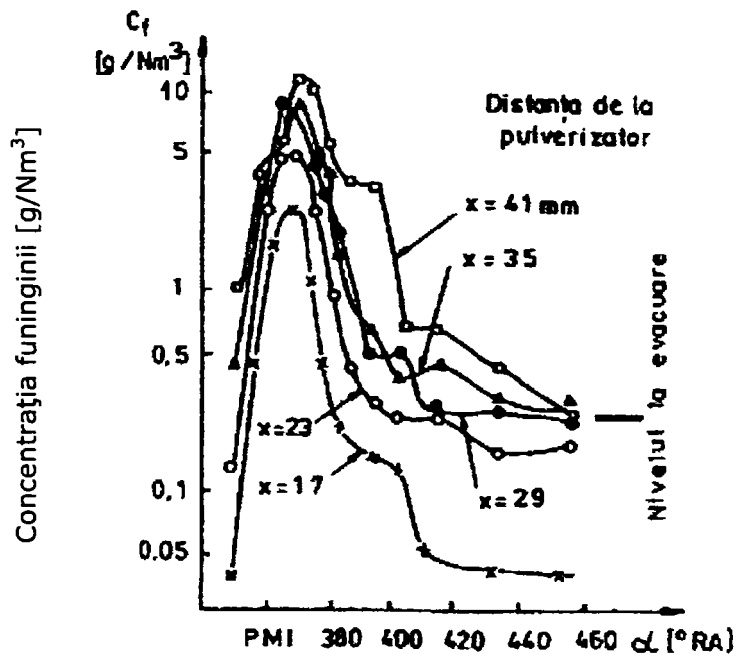


Fig. 4.14 Variația concentrației funinginii în timpul arderii, măsurată în lungul unui jet de combustibil prin metoda radiației bicromatice

Concentrația de funingine atinge un maxim la începutul arderii difuzive, aproximativ la finele injecției, pentru fiecare punct de măsurare [108]. Datorită oxidării funinginii concentrația scade rapid. Din punct de vedere al distribuției spațiale, concentrația tinde să crească spre periferia camerei, fiind maximă în zona de deasupra umerilor pistonului.

Mecanismul de ardere difuzivă se dezvoltă într-un câmp turbulent, cu o repartizare neomogenă, la scară moleculară a oxigenului. Mișcările turbulente controlează amestecarea la toate scările, de la scările mari, macroamestecarea, și până la scara moleculară, microamestecarea.

b) Metoda de analiză a vitezelor locale și a intensității turbulenței prin detecția luminozității flăcării

Această metodă se bazează pe fragmentele luminoase de flacără, distribuite eterogen în camera de ardere, care sunt considerate trasori pentru detectarea mișcării. Se calculează coeficienții bidimensionali de corelație încrucișată la două fotografii succesive, realizate prin filmare rapidă [67].

Prin aceasta se poate caracteriza schimbarea în timp a distribuției spațiale a luminozității înregistrate a flăcării. Deplasarea medie a flăcării se evaluează după deplasarea punctului cu coeficient maxim de corelație încrucișată din câmpul optic analizat între două înregistrări succesive. Coeficientul maxim de corelație încrucișată a două înregistrări obținute la un interval mic de timp pot fi utili și pentru detectarea mișcărilor turbulente.

Se presupune că, numai mișcările turbulente schimbă distribuția elementelor de flacără și că mișcarea fiecărei picături de fluid în aceste elemente de flacără respectă probabilitatea izotropică Gaussiană.

Aceste ipoteze stau la baza stabilirii imaginii ipotetice a luminozității flăcării după un interval de timp, pe baza unei deviații standard acceptate pentru probabilitatea izotropică Gaussiană. Imaginile ipotetice rezultate cu diferite deviații standard, se compară cu imaginea reală a luminozității flăcării, obținută după un interval identic de timp. Coeficientul maxim de corelație încrucișată obținut pe imaginea reală, se compară cu coeficienții maximi obținuți pe imaginile ipotetice. În acest mod se determină deviația standard cea mai probabilă. Componenta pulsatorie a vitezei cu care se calculează intensitatea turbulenței se obține prin raportarea deviației standard la intervalul de timp dintre data înregistrării.

În fig. 4.15 [67] este reprezentat rezultatul determinărilor intensității turbulenței, efectuate pentru două tipuri de camere de ardere unitare și trei valori ale coeficientului de vârtej Ω precum și variația luminozității flăcării.

Metoda s-a aplicat de [155] pentru analiza presiunilor înalte de injecție. Cercetările au confirmat faptul că, mișcările turbulente sunt activate puternic de expansiunea flăcării în primele stadii ale arderii, ceea ce poate avea o contribuție însemnată la dezvoltarea amestecului aer-combustibil în stadiile următoare ale arderii difuzive.

Injecția la presiuni înalte, care intensifică puternic formarea inițială a amestecului în jetul de combustibil, se caracterizează și prin amplificarea efectului de activare a turbulenței inițiale în ultima parte a arderii, influența presiunilor înalte de injecție asupra pulsațiilor turbulente se micșorează.

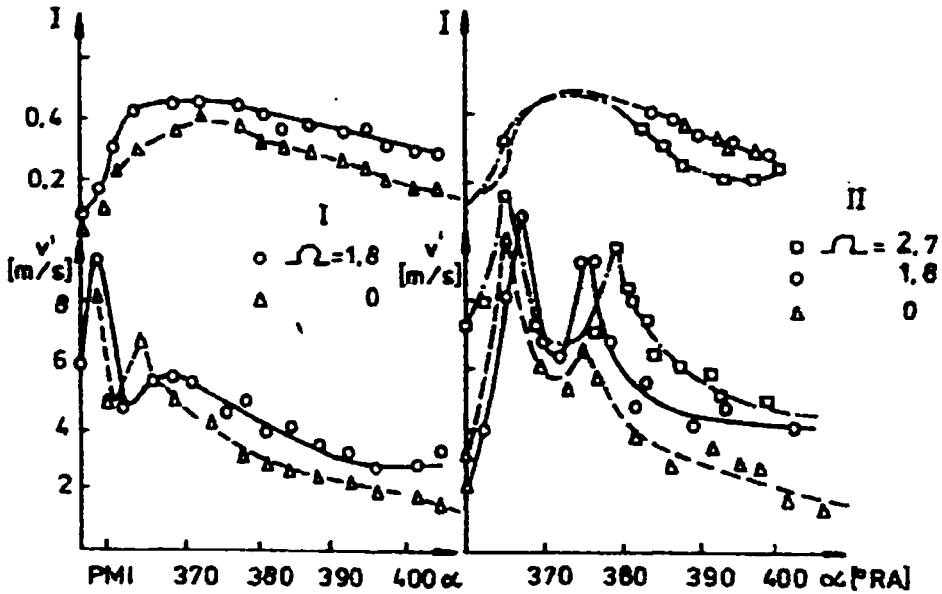


Fig. 4.15 Variația luminozității flăcării și a intensității turbulenței arderii difuzive într-un motor Diesel cu injecție directă

Reprezentarea diagramelor vitezei degajării căldurii, din fig. 4.16 evidențiază tendința de intensificare a arderii sub efectul presiunilor înalte de injecție. [155]

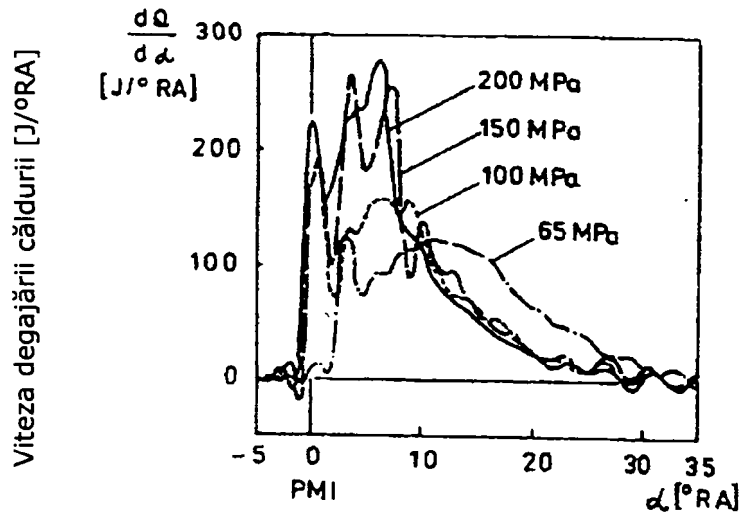


Fig. 4.16 Viteza degajării căldurii într-un motor Diesel cu injecție directă pentru patru presiuni de injecție

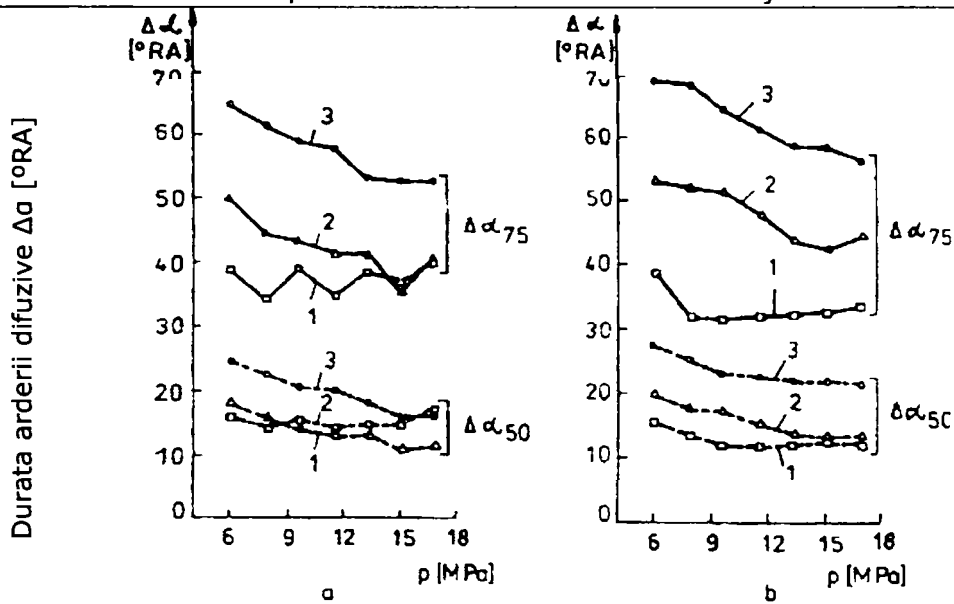


Fig. 4.17 Duratele măsurate între sfârșitul arderii amestecurilor preformate și momentele degajării a 50% și 75% din căldura produsă de arderea difuzivă. Vârtejul aerului de intensitate mică (1), medie (2), mare (3).
a) pulverizator cu 4 orificii $x 0,20$ mm; b) pulverizator cu 6 orificii $x 0,178$ mm

Influența presiunii de injecție asupra vitezei de amestecare, și implicit asupra caracteristicii arderii difuzive, se exercită în corelație cu intensitatea mișcării de vârtej, rezerva existentă de aer, caracteristicile constructive ale pulverizatorului injectorului și cu arhitectura camerei de ardere. Experimentele realizate cu un motor Diesel demonstrează că, este posibil ca durata arderii difuzive să crească la trecerea de la un vârtej de mică intensitate la un vârtej puternic.

Graficele din fig. 4.17a,b evidențiază faptul că, vârtejul de intensitate mare are tendința de a frâna penetrația jeturilor de combustibil pentru varianta de pulverizator cu 6 orificii, de diametru 0,178 mm. astfel jeturile nu mai ajung pe pereții camerei de ardere în timpul întârzierii la autoaprindere, deci rezerva de aer nu este utilizată corespunzător. Așadar, în prezența unui vârtej de intensitate medie sau mare, creșterea presiunii de injecție este favorabilă până la valori ridicate. În prezența vârtejului de mică intensitate, mărirea presiunii de injecție este limitată pentru pulverizatorul cu 6 orificii de diametru 0,2 mm.

4.4.2 Tehnici de investigație teoretico-experimentală

S-au dezvoltat trei tehnici experimentale pentru investigația teoretico-experimentală a arderii într-un mediu oxidant, reprezentate în fig. 4.18.

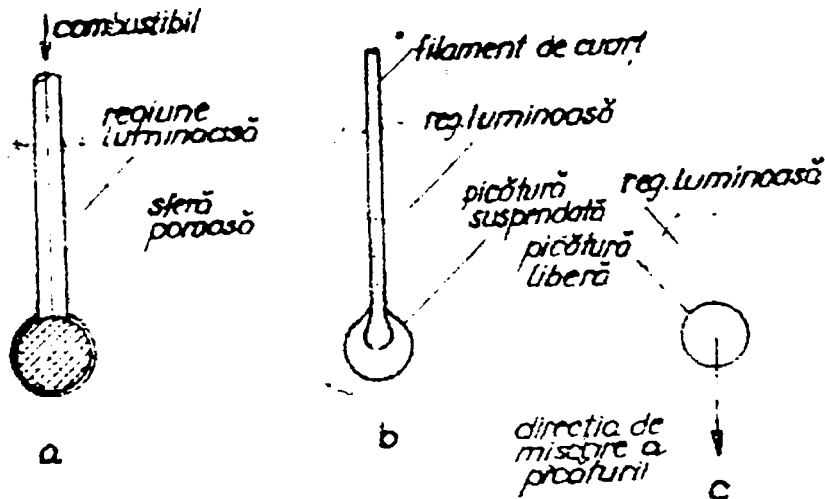


Fig. 4.18 Tehnici experimentale pentru cercetarea arderii picăturii într-un mediu oxidant: a- sferă poroasă; b-picătură suspendată; c-picătură căzătoare.

Prima din aceste tehnici (fig. 4.18a) se referă la alimentarea continuă cu combustibil a unei sfere poroase, atât cât este necesar pentru menținerea unui strat lichid foarte subțire pe suprafața sferei în timpul arderii.

Privind cea de-a doua tehnică (fig. 4.18b), picătura de combustibil este suspendată pe un fir de cuarț aflat în stare de repaos și se măsoară diametrul picăturii după ardere.

La a treia tehnică de investigație (fig. 4.18c), picăturile cad liber, fiind aprinse, și observate în timpul arderii. Fiecare din cele trei tehnici de investigație teoretico-experimentale are domeniul ei de aplicare, astfel, prima este staționară, cea de-a doua dă rezultate pentru stabilirea variației picăturii în funcție de timp, iar cea de a treia este aplicabilă pentru picături foarte mici.

În cazul primei tehnici, pentru a menține o ardere staționară, s-a observat că, masa pe secundă necesară alimentării sferei se determină cu relația:

$$\dot{m} = k \cdot r$$

(4.4)

unde:

r – raza sferei;

k – independentă de r ;

\dot{m} – masa de combustibil pe secundă;

După tehnicile b și c, investigațiile experimentale efectuate, au arătat că, după o perioadă inițială nestaționară, pătratul diametrului picăturii descrește liniar în funcție de timp, conform relației de mai jos:

$$d_0^2 - d_1^2 = k(\tau - T_0) \quad (4.5)$$

unde:

d – diametrul picăturii;

τ - timpul;

0 - indice care se referă la starea inițială;

k - constanta de vaporizare, independentă de timp;

Relația (4.5) se referă la cazul vaporizării picăturii în absența arderii.

Arderea picăturii determină formarea a două zone în stratul de gaze care înconjoară picătura:

a) prima zonă situată în vecinătatea picăturii, în care temperatura crește de la temperatura de fierbere existentă pe suprafața picăturii, până la temperatura flăcării pe suprafața frontului de flacără; în timp ce concentrația de vapori de combustibil scade de la valoarea maximă, aflată pe suprafața picăturii, până la valoarea zero din zona de reacție;

b) a doua zonă, caracterizată prin scăderea temperaturii de la cea a flăcării, până la temperatura mediului în care se află picătura, iar concentrația de oxigen crește de la valoarea din zona de reacție până la concentrația normală din mediul ambiant. (fig. 4.19).

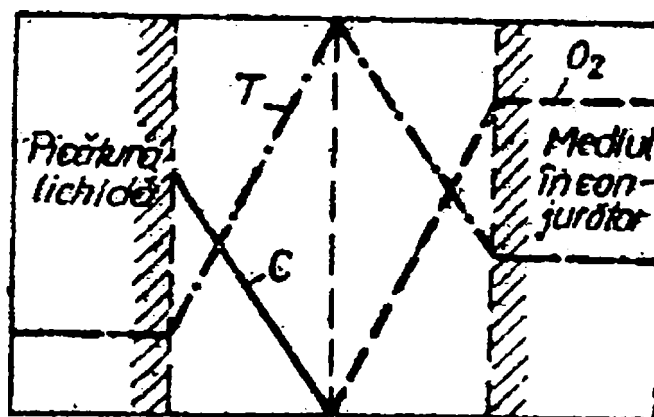


Fig. 4.19 Variația temperaturii și a concentrației de vapori de combustibil și de oxigen în cele două zone care înconjoară picătura

Cercetările anterioare au demonstrat că, arderea picăturilor la combustibilii lichizi se desfășoară în două faze:

a) faza de tranziție, care apare după producerea aprinderii într-un punct din zona de difuziune din jurul picăturii și se termină în momentul cuprinderii întregii picături de către flacără.

b) a doua fază este caracterizată printr-o viteză de ardere mare, atunci când este valabilă relația diametrelor. Experimentele realizate au evidențiat că, la arderea motorinei există abateri mari de la legea diametrelor, respectiv pătratul diametrului inițial al picăturii de motorină nu scade uniform cu timpul în procesul de ardere.

Astfel, la început, picătura de motorină se dilată, prin încălzire, apoi diametrul picăturilor scade datorită vaporizării și arderii volatilelor.

Restul picăturilor formează, datorită temperaturii ridicate, o crustă vâscoasă, semisolidă, aceasta sub acțiunea presiunii gazelor și vaporilor din interior, își mărește din nou diametrul, după care, urmare a creșterii presiunii, se produce

spargerea crustei exterioare, particulele se răspândesc în zona de ardere a picăturii, iar diametrul acesteia scade din nou.

Creșterea diametrului picăturii poate să se repete și, în final, picătura cocsificată complet sau cenosferă, arde brusc.

4.5 Originea și calculul emisiilor de hidrocarburi și a oxizilor de azot la m.a.c.

4.5.1 Considerații teoretice privind originea și calculul emisiilor de hidrocarburi

Formarea emisiilor de hidrocarburi în camera de ardere a unui m.a.c. este controlată de procesul de amestecare aer-combustibil din punct de vedere spațial-temporal, dar și de temperatură. [59],[5].

Echipamentul de injecție are influență asupra emisiilor poluante din motorul Diesel prin efectele asupra procesului de formare a amestecului aer-combustibil.

Hidrocarburile cuprinse în gazele de evacuare ale m.a.c. se pot grupa în două categorii:

- Hidrocarburi care provin direct din combustibil;
- Hidrocarburi rezultate urmare a transformării combustibililor în timpul arderii;

Urmare a experimentelor efectuate cu motorul funcționând cu o singură hidrocarbură, în gazele de evacuare s-au identificat o mare varietate de hidrocarburi, deosebite prin masa moleculară.

Condițiile generale de formare a emisiilor de hidrocarburi pot fi evidențiate pe o schemă generală a zonelor specifice de amestecare, care se constituie în jetul de combustibil din camera de ardere a unui m.a.c. cu injecție directă (fig. 4.20).

Se observă că, în zona amestecurilor preformate inflamabile, flăcările turbulente consumă combustibilul, cu excepția zonei stratului de strângere la perete și a zonei amestecurilor neinflamabile, de la periferia jetului.

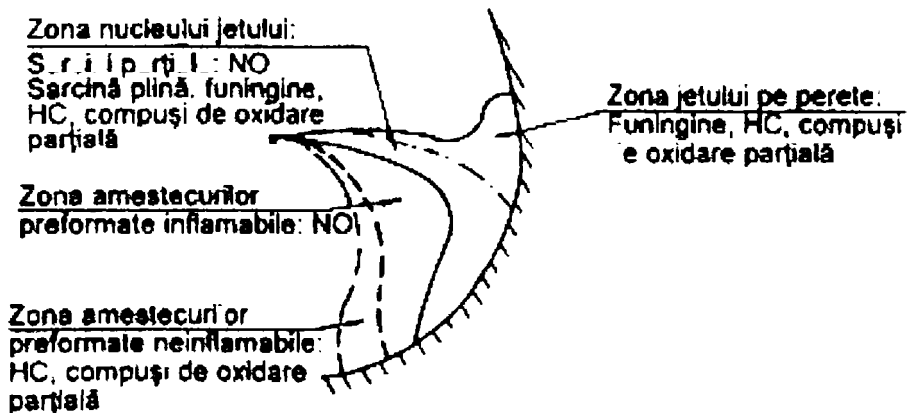


Fig. 4.20 Reprezentarea zonelor specifice de formare a emisiilor poluante în camera de ardere a unui motor cu injecție directă

Combustibilul din zona amestecurilor preformate neinflamabile nu se poate autoaprinde în perioada arderii rapide, fiind astfel o sursă generatoare de hidrocarburi și compuși de oxidare parțială.

Surse de emisii de hidrocarburi pot fi și amestecurile excesiv de bogate. Este important de evidențiat aspectul privind reducerea cantității de combustibil injectat în perioada întârzierii la autoaprindere, prin modificarea caracteristicilor sistemului de injecție; aceasta poate fi o cale de reducere a emisiilor de hidrocarburi [59],[72].

Se observă că, în condiții normale de organizare a formării a amestecului în zona centrală a jetului și în zona de la perete, există posibilitatea arderii difuzive.

Din fig. 4.20 se observă că, o sursă de producere a emisiilor de hidrocarburi o poate constitui combustibilul introdus la finele injecției, prin post-injecție. O altă sursă generatoare de emisii poluante o constituie combustibilul acumulat în spațiul parțial de sub acul injectorului (sacul); acesta se scurge parțial în cilindru, după terminarea injecției în cursa de destindere, datorită condițiilor improprie de formare a amestecului. (fig. 4.21) [156]. Volumul minim se poate obține în varianta de montaj a pulverizatorului coaxial cu cilindrul.

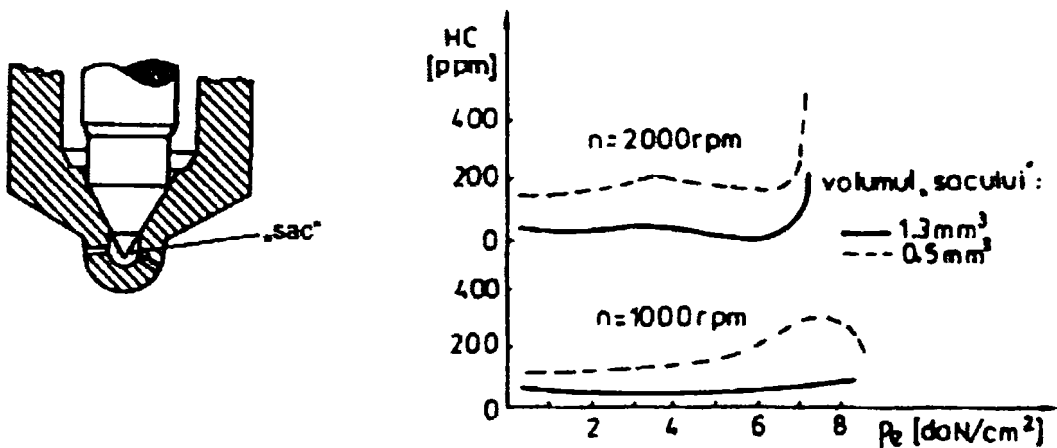


Fig. 4.21 Influența volumului sacului pulverizatorului asupra concentrației de HC în gazele de evacuare ale unui motor Diesel cu injecție directă

Efectele echipamentului de injecție și a altor parametri asupra procesului de formare a funinginii și a NOx se explică prin efectele evoluției rapoartelor echivalente între aer și combustibil Φ_u și Φ_p , respectiv a temperaturii.

Aspectul principal al procesului de amestecare aer combustibil poate fi prezentat considerând un jet de combustibil pulverizat care arde în aer liniștit.

Figura 4.22 [130] prezintă schema amestecării și arderii unui asemenea jet cu distribuția temperaturii și a coeficientului echivalent Φ , cu consecințe asupra procesului de formare a funinginii și NO. Se observă că, arderea se produce în întreg jetul, dar, în orice moment, zonele legate conțin multe fracțiuni de combustibil nears, care determină formarea funinginii, iar în zonele sărace se găsesc depozite de aer nefolosit, responsabile pentru formarea NO.

În mod ideal, modelul de calcul trebuie să fie capabil să reproducă situația prezentată în fig. 4.5 la intervale scurte de timp în perioada arderii, ținând cont de viteza aerului, turbulență și influența jetului asupra pereților camerei de ardere.

Un astfel de model ar permite calculul funinginii formate și a NO pe baza cineticii mecanismului de formare și a datelor disponibile relativ la procesul de amestecare. Aceste date sunt dificil de obținut, dar o apropiere destul de simplă poate fi realizată prin concretizarea principalelor caracteristici fizice ale combustibilului.

Metoda de calcul se bazează pe modelul jetului de combustibil pulverizat al lui Grigg și Syed [52]. Metoda apreciază viteza de degajare a căldurii prin calculul vitezei aerului antrenat de jeturile de aer generate de jetul de combustibil, respectiv macroamestecarea combustibilului cu aerul, precum și a vitezei de microamestecare a combustibilului cu aerul în interiorul jetului.

Acest model a fost extins [51], incluzând și efectele jetului asupra pereților și, ulterior, antrenarea aerului de către pereții jetului (fig. 4.22). Se ia în considerare și efectul vitezei aerului din cilindru asupra aerului antrenat, prin introducerea unui raport de antrenare.

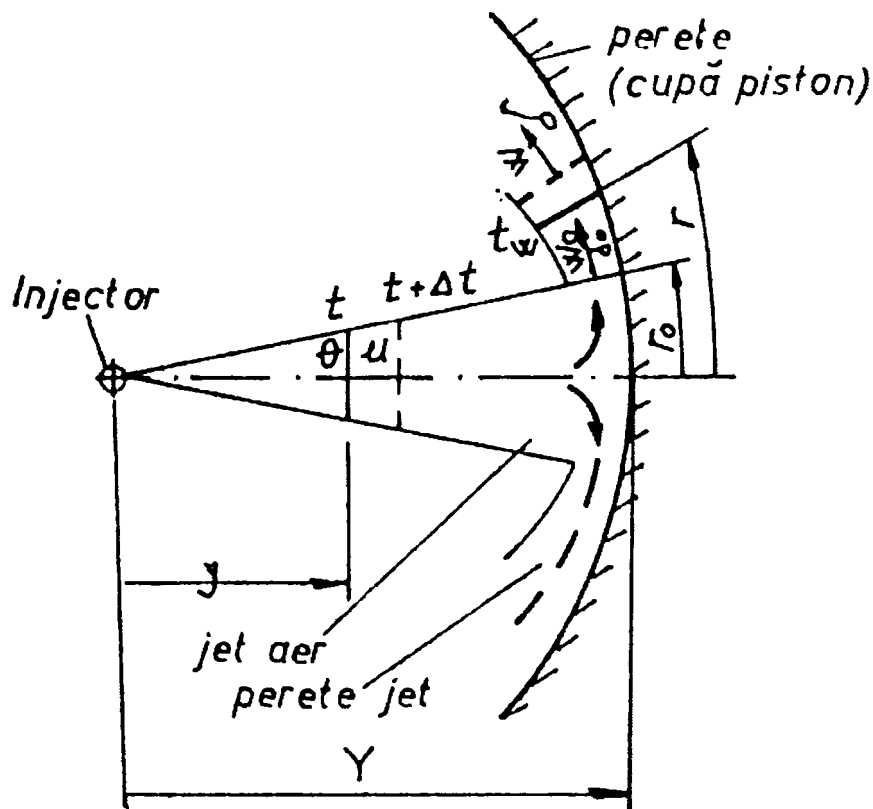


Fig. 4.22 Modelul jetului liber pulverizat și al peretelui jetului pentru determinarea aerului antrenat

Difuzivitatea care determină viteza de microamestecare se consideră constantă. Se apreciază că, jetul de combustibil pulverizat are o formă conică.

Se determină poziția "y" a frontului jetului în jetul liber, conform ecuației Schweitzer:

$$y^2 = 1,042 \cdot 10^6 \frac{d_0 \cdot p_i^{0,5} \cdot t}{z} \quad [\text{cm}] \quad (4.6)$$

unde:

d_0 [cm] – diametrul orificiului pulverizatorului;

p_i [atm] – presiunea de injecție;

t [s] – timpul de la începutul injecției;

z [-] – raportul relativ între densitatea gazului și a aerului;

Unghiul conului se obține prin aplicarea ecuației momentului în lungul în lungul axei jetului liber.

$$tg^2 \theta = 1,09 \cdot 10^{-3} \cdot z \quad (4.7)$$

Incrementul aerului antrenat ΔA în timpul Δt pe măsură ce frontul jetului avansează în jetul liber este:

$$\Delta A = \frac{\pi}{3} \cdot p_d \cdot tg^2 \theta \left(\frac{1,042 \cdot 10^{-6} \cdot p_i^{0,5} \cdot d_0}{z} \right)^{1,5} ((t + \Delta t)^{1,5} - t^{1,5}) \quad (4.8)$$

Pentru tranziția frontului jetului spre peretele jetului se neglijează timpul de deplasare și pierderea de energie cinetică în direcția curgerii.

Viteza de curgere w și grosimea jetului la perete δ sunt:

$$w = w_0 \left(\frac{r}{r_0} \right)^{-1,06}; \quad \delta = \delta_0 \left(\frac{r}{r_0} \right)^{1,006} \quad (4.9)$$

unde: r [mm] – raza peretelui frontului jetului;

Incrementul ΔA , în condițiile ajungerii frontului la perete, se determină cu relația:

$$\Delta A = \pi \cdot p_d \frac{y^2 \cdot w_0 \cdot tg^2 \theta}{1,459 \cdot t_0^{0,459}} ((t_w + \Delta t)^{1,459} - t_w^{1,459}) \quad (4.10)$$

unde:

y [mm] – lungimea de penetrare a jetului;

Pentru orice moment "t" din momentul începutului injecției, ecuația (4.4) se folosește la calculul lungimii de penetrare a jetului, iar cu relațiile (4.6), (4.8) se determină incrementul privind aerul antrenat de către jet.

Privind modificarea volumului cilindrului, se consideră că, jetul se extinde sau se contractă în corelație cu volumul, iar incrementul aerului antrenat este rezultatul avansării frontului și a spatelui jetului.

Acest model de calcul presupune injecția combustibilului în aer stagnant, astfel încât pentru a se ține seama de mișcările aerului, induse de mișcarea pistonului, vârtej, se introduce un raport de antrenare E_r , care reprezintă raportul dintre aerul antrenat real și cel antrenat în condiții de stagnare.

$$\Delta A(\text{real}) = E_r \cdot \Delta A(\text{stagnant}) \quad (4.11)$$

Cantitatea de combustibil care se amestecă cu aerul, la nivel macroscopic, în granițele jetului, determinată de cantitatea de combustibil injectată, x și de aerul antrenat A , se presupune că se amestecă la nivel microscopic prin difuzie turbulentă, se determină cu relațiile:

$$\dot{M}_a = D \cdot v_a \cdot (A - M_a) \quad (4.12)$$

$$\dot{M}_j = D \cdot v_j \cdot (x - M_j)$$

unde:

D [cm^{-1}] – constantă difuzivitate;

v_j [cm/s] – viteza frontului jetului ($\approx w$);

M_a, M_j [g] – masa de aer, respectiv de combustibil, amestecate la nivel microscopic;

Constanta de difuzivitate D se determină prin acordarea căldurii degajate calculate, cu datele experimentale și variază ținând cont de variația vitezei aerului.

Căldura degajată se calculează din cantitățile de combustibil și aer care se amestecă la nivel microscopic, având în vedere constantele cinetice de reacție din prima fază a arderii.

Temperatura T_p și presiunea din cilindru p se calculează pe cale termodinamică din căldura degajată, ținând cont de disociere și de căldura disipată la pereți, presupunând că temperatura aerului care înconjoară pereții, este:

$$T_a = T_{ap} \left(\frac{p}{p_{ap}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (4.13)$$

unde:

T_{ap} [K] – temperatura în momentul aprinderii;

p_{ap} [bar] – presiunea în momentul aprinderii;

k [-] – exponentul adiabatic;

Variația procentuală a căldurii pierdute prin modificarea turației motorului sau a avansului la injecție se ia în considerare în condițiile existenței de date experimentale apropiate.

4.5.2 Formarea funinginii

Calculul de formare a funinginii este definit de variația raportului echivalent local de combustibil nears Φ_u și temperatura T_a .

Modelul pentru amestecarea jetului nu prezintă distribuția locală a raportului echivalent, de aceea pentru definirea lui Φ_u se folosește relația:

$$\phi_u = \frac{X}{x} \phi_{umed}; \quad \phi_{umed} = \frac{15(X-x)}{A-a} \quad (4.14)$$

unde:

X [g] – masa de combustibil injectată;

x [g] – masa de combustibil pregătită pentru ardere; neglijând cinetica chimică;

A [g] – masa de aer antrenat;

a [g] – masa de aer consumat;

Φ_{umed} – raportul mediu echivalent de combustibil nears în jet;

Extensia stratificării combustibil-încărcătură în interiorul jetului este dată de raportul:

$$\frac{X}{x} = \frac{\text{combustibilinjectat}}{\text{combustibilamestecat}} \quad (4.15)$$

Funinginea se formează prin piroliza în stare de vapori a moleculelor de combustibil și apare în zonele cu temperaturi înalte cu insuficiență de oxigen. Uniformitatea particulelor de funingine cu turația și sarcina motorului indică faptul că viteza de formare a particulelor de funingine este determinată de formarea anumitelor componente gazoase, în special a radicalilor hidrocarbonați grei.

Astfel, cantitatea de combustibil în funcție de oxigenul rămas nefolosit în reacțiile de oxidare, exprimat prin raportul echivalent (Φ_u) afectează în mod

semnificativ, raportul dintre reacțiile de oxidare și reacțiile precursorare formării funinginii [51]

Experimentele arată că, formarea funinginii depinde de valoarea lui Φ_u , la un exponent "n" care variază în funcție de variația temperaturii în sistemele heterogene. Având în vedere aceste considerente, viteza de formare a funinginii prin oxidarea parțială a elementelor combustibile din amestec se poate defini printr-o ecuație de tip Arrhenius [64].

$$\frac{dS}{dt} = C_s \cdot \frac{V_u}{V_s} \cdot \Phi_u^n \cdot p_u \cdot e^{-\frac{E_p}{RT_u}} \quad (4.16)$$

unde:

- C_s [mg/Nms] – constanta reacției de formare a funinginii;
- V_u [m³] – volumul cilindreei unitare;
- p_u [kN/m²] – presiunea parțială a combustibilului nears;
- E_s [cal/mol] – energia de activare pentru formarea funinginei;
- R [cal/molK] – constanta universală a gazelor;
- T_u [K] – temperatura locală pentru formarea funinginei;

Măsurătorile experimentale efectuate [64] prin variația temperaturii și păstrarea celorlalte condiții constante, au condus la o valoare pentru energia de activare $E_s=40.000$ cal/mol. Similar, pentru o plajă destul de largă destul de largă a valorii lui Φ_u , exponentul obținut a fost $n=3$.

Pentru constanta C_s , valoarea s-a determinat prin compararea datelor calculate cu cele experimentale, astfel încât corespondența dintre ele să fie cât mai satisfăcătoare, obținându-se pentru C_s valoarea de $9,36 \cdot 10^5$ [mg/Nms], această valoare fiind apoi utilizată pentru calculele ulterioare.

Fig. 4.24 prezintă, prin comparație, valorile calculate și cele experimentale pentru procesul de formare a funinginii, în funcție de avansul la injecție, pentru două tipuri de viteze, constatându-se o bună corespondență între valorile experimentale cu cele calculate.

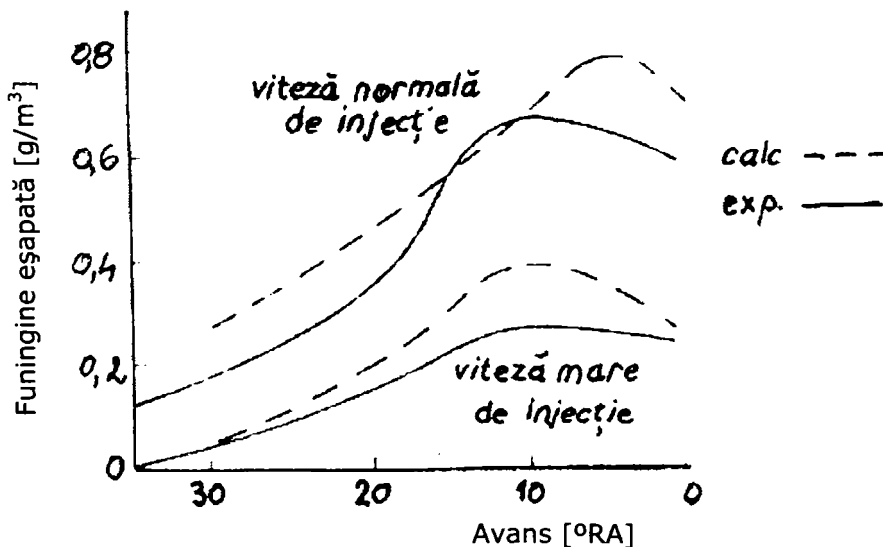


Fig. 4.23 Funinginea eșapată (experimental și calculată) în funcție de avansul la injecție, pentru injecție normală și rapidă

4.5.3 Formarea oxizilor de azot

Literatura de specialitate [5],[59],[130] arată că, mecanismul cinetic al formării de NO în m.a.c. este controlat de procesele complexe specifice ale formării amestecului și arderii, care determină variații mari, în timp și spațiu, a temperaturii și concentrației de oxigen.

Cercetări recente efectuate într-un motor Diesel accesibil optic, demonstrează că, NO a fost detectat pentru prima dată la periferia jetului, în zona amestecurilor sărace, imediat după formarea flăcării difuzive, această zonă este delimitată de prezența oxigenului necesar și existența unor temperaturi ridicate.

Este important de evidențiat că, nu s-a detectat prezența NO în faza arderii amestecurilor performante. În zona de formare a NO, raportul echivalent se calculează cu relația:

$$\phi_p = \frac{15 \cdot x'}{M_a} \quad (4.17)$$

unde:

x' – masa de combustibil arsă;
 M_a – masa de aer microamestecat;

Din analiza procesului de formare al oxizilor de azot după mecanismul Zeldovici extins rezultă următoarele:



unde:

k_1, k_2, k_3 reprezintă constantele vitezei de reacție pentru reacțiile desfășurate spre dreapta;

$k_{-1}; k_{-2}; k_{-3}$, reprezintă constantele pentru reacțiile inverse, desfășurate spre stânga [64],[51].

Aceste constante ale vitezei de reacție se determină cu relația:

$$k = 1 \cdot 10^{-3} \cdot A \cdot T^B \cdot e^{-\frac{E \cdot 4,19}{R \cdot T}} \quad [m^3/kmol \cdot s] \quad (4.21)$$

unde:

A [$cm^3/mol \cdot s$] – constanta lui Arrhenius;
 B [-] – constantă funcție de temperatură;
 E [kcal/kmol] – energia de activare;
 R [kJ/kmol] – constantă universală a gazelor;
 T [K] – temperatura

Din reacțiile duble (4.13)-(4.15) se poate forma următorul sistem:

$$\begin{aligned} k_1 &= k_1 \cdot [N_2] \cdot [O] \\ k_{-1} &= k_{-1} \cdot [NO] \cdot [N] \\ k_2 &= k_2 \cdot [O_2] \cdot [N] \end{aligned} \quad (4.22)$$

$$k_{-2} = k_{-2} \cdot [\text{NO}] \cdot [\text{O}]$$

$$k_3 = k_3 \cdot [\text{N}] \cdot [\text{OH}]$$

$$k_{-3} = k_{-3} \cdot [\text{NO}] \cdot [\text{H}]$$

unde:

k - reprezintă viteza de reacție;

Cu aceste precizări, se poate scrie gradientul concentrației de NO conform relației:

$$\frac{d[\text{NO}]}{dt} = k_1 - k_{-1} + k_2 - k_{-2} + k_3 - k_{-3} \quad (4.23)$$

Mărimile care stau la baza determinării constantelor vitezei de reacție k au fost calculate de mai mulți autori [15],[29],[37],[138], ele fiind centralizate în tabelul 4.1.

Tabelul 4.1

Constanta vitezei de reacție	A [cm ³ /mol]	B [-]	E [kcal/kmol]	Autor
k ₁	4,93·10 ¹³	0,0472	75590	Pottos
k ₋₁	1,60·10 ¹³	0	0	Pottos
k ₂	1,48·10 ⁸	1,5	5680	Pottos
k ₋₂	1,25·10 ⁷	1,612	37690	Pottos
k ₃	4,22·10 ¹³	0	0	Pottos
k ₋₃	6,76·10 ¹³	-0,212	49340	Pottos
k ₁	7,00·10 ¹³	0	75500	Wroy
k ₋₁	1,55·10 ¹³	0	0	Wroy
k ₂	1,33·10 ¹⁰	1,0	7080	Wroy
k ₋₂	3,20·10 ⁹	1,0	39100	Wroy
k ₃	4,0·10 ¹³	0	0	Campbell
k ₋₃	1,30·10 ¹⁴	0	45405	Urlaub
k ₁	1,36·10 ¹⁴	0	75400	Boulch/Brocco
k ₋₁	3,10·10 ¹³	0	334	Boulch/Brocco
k ₂	6,40·10 ⁹	1,0	6250	Boulch/Brocco
k ₋₂	1,50·10 ⁹	1,0	38640	Brocco
k ₃	4,20·10 ¹³	0	0	Bowman
k ₋₃	1,30·10 ¹⁴	0	54405	Urlaub
k ₁	1,30·10 ¹⁴	0	75917	Urlaub
k ₋₁	2,80·10 ¹³	0	0	Urlaub
k ₂	6,40·10 ⁹	1,0	6245	Urlaub
k ₋₂	1,50·10 ⁹	1,0	38991	Urlaub
k ₃	4,20·10 ¹³	0	0	Urlaub
k ₋₃	1,30·10 ¹⁴	0	45405	Urlaub

În figura 4.24, sunt reprezentate curbele de variație a formării NO, calculate cu constantele vitezei de reacție scrise în tab. 4.1.

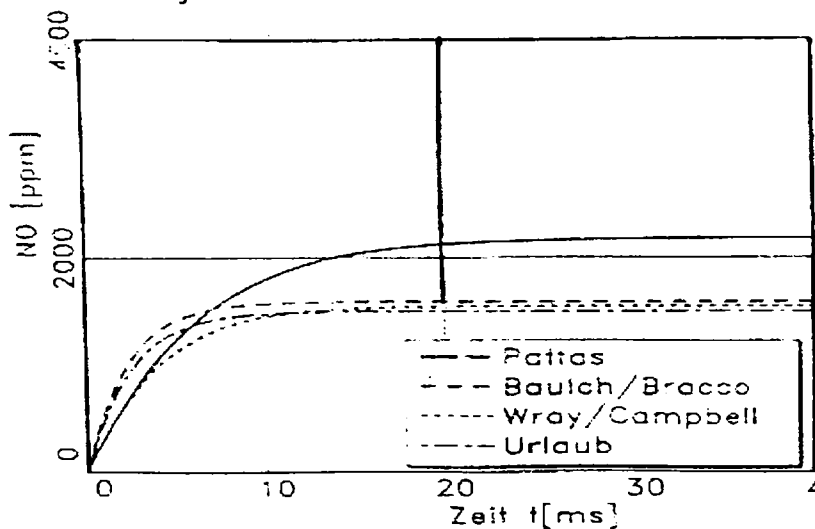


Fig. 4.24 Calculul formării NO. $\lambda=1,0$, $p=100$ bar, $T=2400$ K

După un alt autor, [51], în concordanță cu mecanismul Zeldovici extins, ecuația gradientului de formare a NO, se poate scrie sub forma:

$$\frac{d[NO]}{dt} = \frac{\frac{p}{41,0 \cdot T_p} \cdot k_1 \cdot [N_2] \cdot [O] \cdot \left(1 - \frac{[NO]^2}{[NO]_e^2}\right)}{1 + \left(\frac{k_{-1}[NO]}{k_2[O_2]} + k_3 \cdot [OH]\right)} \quad (4.24)$$

unde:

p_c [atm] – presiunea din cilindru;
 T_p [K] – temperatura locală în zona formării NO;
 $[N_2]$, $[O]$ – fracțiunea molară curentă pentru $[N_2]$, $[O]$;
 $[NO]_e$ – fracțiunea molară de NO la echilibru.

Relația (4.21) presupune ca ecuațiile (4.14)-(4.17) să se desfășoare la echilibru.

Pentru mecanismul Zeldovici simplificat, considerând doar ecuațiile (4.14) și (4.16), ecuația (4.21) devine:

$$\frac{d[NO]}{dt} = \frac{\frac{p}{41,0 \cdot T_p} \cdot k_1 \cdot [N_2] \cdot [O] \cdot \left(1 - \frac{[NO]^2}{[NO]_e^2}\right)}{1 + \frac{k_{-1}[NO]}{k_2[O_2]}} \quad (4.25)$$

Pentru amestecuri sarace, numitorul ecuației devine neglijabil:

$$\frac{d[NO]}{dt} = \frac{p}{41,0 \cdot T_p} \cdot k_1 \cdot [N_2] \cdot [O] \cdot \left(1 - \frac{[NO]^2}{[NO]_e^2}\right) \quad (4.26)$$

Conținutul de NO din gazele de fum eșapate de motorul Diesel se poate calcula cu ajutorul relației [138]:

$$[NO] = C_1 \cdot (\lambda - 0,89)^{2,11} \cdot n^{-0,39} \cdot Q_z^{2,49} \cdot m_a^{-5,01} \left(\int_0^{Q_z} T^{11} \cdot p^9 \cdot dQ_z \right)^{0,28} \quad (4.27)$$

unde:

λ - coeficientul excesului de aer;
 n [rot/s] – turația motorului;
 Q_z [kJ/ciclu] – căldura degajată prin ardere;
 m_a [g] – masa de încărcătură proaspătă;
 T [K] – temperatura momentană;
 p [bar] – presiunea momentană;
 C_1 [-] – constantă dimensională, având următoarea valoare, respectiv unitate de măsură:

$$C_1 = 0,24 \cdot 10^{10} \frac{[rot/s]^{0,39} \cdot g^{5,01} \cdot ppm}{kJ^{2,77} \cdot k^{-3,08} \cdot bar^{2,52}} \quad (4.28)$$

Valoarea integralei din relația (4.22), este dificil de calculat, datorită evoluțiilor presiunii și a temperaturii, care în general pentru motoarele cu ardere internă nu pot fi descrise cu ajutorul unor funcții precise. Prin discretizarea perioadei arderii în intervale unghiulare foarte mici, integrala se poate transforma într-o sumă

aplicată temperaturii, presiunii precum și vitezei medii de degajare a căldurii pentru fiecare interval considerat.

$$\int T^{11} \cdot p^9 \cdot dQ_z = \sum T_m^{11} \cdot p_m^9 \cdot \Delta Q_z \quad (4.29)$$

Aceste relații de calcul pot fi implementate sub forma unei subrutine într-un program de calcul, care modelează termogazodinamica motorului prin metoda ciclului real, putându-se stabili, pe cale analitică, variația oxizilor de azot în raport cu diferiți parametri, respectiv turația motorului, sarcina sa - prin căldura introdusă pe ciclu, Q_z , cu performanțele de umplere - prin masa de încărcătură proaspătă, m_a , avansul la injecție - prin poziționarea arderii în cadrul ciclului, etc.

Programul de calcul utilizat pentru modelarea ciclului real de funcționare al unui motor Diesel, PROGO, a fost conceput la Universitatea Tehnică din München, într-o variantă de bază, care ulterior a fost completată cu diverse subprograme, în funcție de obiectivele urmărite.

În cadrul acestui program a fost introdusă subrutina de calcul a emisiilor de NO. Programul este realizat sub formă structurată (fig. 4.25) și este compus dintr-un program principal MAIN și o serie de proceduri externe de tip funcție sau subrutină.

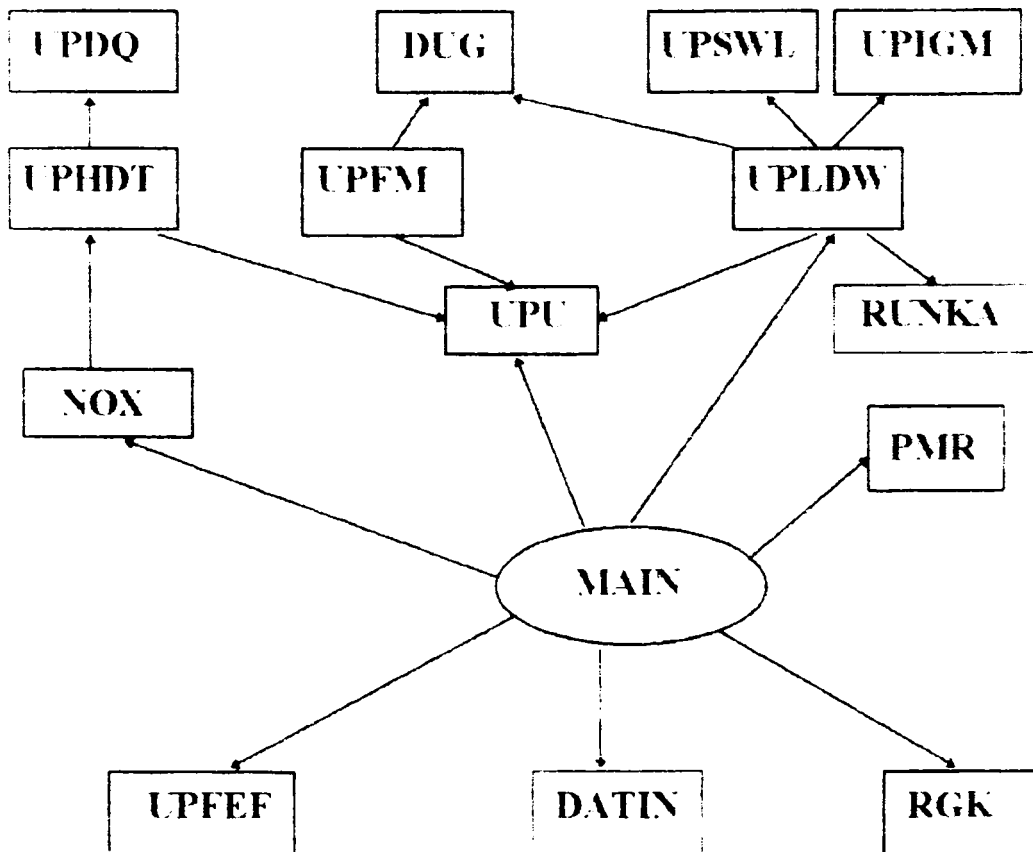


Fig. 4.25 Schema structurală a programului de calcul a ciclului real de funcționare al motorului

Principalele proceduri externe se descriu astfel:

- DATIN – subrutină de citire a datelor de intrare;
- UPEEF – subrutină de calcul a secțiunii efective de curgere ale orificiilor controlate de supape (admisie și evacuare). Secțiunile de curgere se determină pornind de la legile de ridicare ale supapelor, ținând cont de geometria acestora și de a canalelor de curgere;
- RGK – subrutină de calcul a constantei gazelor reale, pentru aer și gazele de ardere;
- UPHDT – subrutină care calculează mărimile de stare din cilindru pentru partea de înaltă presiune a ciclului (comprimarea, arderea, destinderea). Calculele se efectuează ținând cont de energia internă a fluidului care evoluează în cilindru în timpul fiecărui proces de lucru, a căldurii schimbate. Subrutina modelează procesele de ardere după o lege tip Vibe de ordinul II.
- NOx – subrutină care calculează noxele eșapate după un model (funcție) Schroer;
- UPU – subrutină de calcul a energiei interne și a capacităților termice masice, pentru fluidul motor care evoluează în timpul fiecărui proces de lucru (admisie, comprimare, ardere, destindere, evacuare).
- UPEEM – subrutină de calcul iterativ a presiunii gazelor din cilindru cu ajutorul ecuației de stare și cu luarea în considerare a constantei reale a gazelor care evoluează;
- UPLDW – subrutină de calcul a părții de joasă presiune a ciclului; se determină mărimile de stare din cilindru în timpul procesului de schimb de încărcătură (admisie și evacuare);
- RUNKA – subrutină de aplicare a metodei Runge – Kutta;
- UPIGM – subrutină de calcul a presiunii fluidului proaspăt la intrarea în cilindru;
- UPSWL – subrutină de calcul a schimbului de căldură și a coeficienților de convecție pentru diferitele zone ale camerei de ardere (cilindru, chiulasă, supape, etc);
- UPDQB – subrutină de calcul a căldurii degajate prin arderea combustibilului de-a lungul ciclului;
- PMR – extensie tip funcție de calcul a presiunii medii indicate, a presiunii medii efective și a pierderilor mecanice;
- DUG – extensie tip funcție de calcul a secțiunilor efective de curgere prin orificiile controlate de supape;
- RGK – extensie tip funcție de calcul a constantei gazelor reale.

4.5.4 Evaluarea oxizilor de azot NOx pentru motoare Diesel de mare putere.

Mecanismul cinetic al formării oxizilor de azot în **m.a.c.** este controlat de procesele complexe specifice ale formării amestecului și arderii, care determină variații mari, în timp și spațiu ale temperaturii și concentrației de oxigen.

Cantitatea de NOx format, în cilindrul motorului Diesel depinde de sarcina și turația acestuia, care controlează nivelul general de temperaturi și de presiune al ciclului, variația la scară locală a concentrațiilor și timpul disponibil pentru reacțiile de formare.

Prin utilizarea programului de calcul al ciclului real de funcționare al **m.a.i.** PROGO, prezentat la punctul 4.5.3, program completat cu o subrutină pentru calculul NO_x, se poate determina prin calcul oxizii de azot, eșapați de motorul Diesel, în corelație cu diverși factori de influență.

Principalele date de intrare ale programului de calcul utilizat sunt:

- Caracteristicile geometrice ale motorului analizat:
 - cursa pistonului;
 - alezajul (diametrul cilindrului);
 - raportul de comprimare;
 - suprafețele de schimb căldură (cap piston chiulasă, cilindru)
- Caracteristicile funcționale ale motorului:
 - turație;
 - coeficientul excesului de aer;
- Caracteristicile distribuției:
 - numărul supapelor;
 - elementele lor geometrice;
 - unghiurile de închidere și deschidere ale supapelor;
 - legea de ridicare a supapelor funcție de unghiul de rotație al arborelui cotit;
- Coeficienții de transfer de căldură și parametri a și m care caracterizează legea de ardere tip Vibe (de ordinul I sau II);
- Caracteristicile combustibilului - putere calorifică inferioară, compoziția elementară;
- Caracteristicile injecției:
 - avansul la injecție;
 - durata injecției;
- Condițiile de stare de la intrarea și ieșirea din motor;
 - presiunea și temperatura ambiantă;
 - contrapresiunea la evacuare;

Motorul considerat pentru modelarea emisiilor de NO_x a fost MTU 8V396 TC 82, motor Diesel cu injecție directă cu formarea amestecului în volum cu cameră de ardere cupă în piston tip ω (fig. 4.26) ale cărui principale caracteristici sunt:

- putere nominală: $P_e = 870$ CP (640 kW);
- turația la puterea maximă $n_p = 1800$ rot/min;
- turația minimă de mers în gol $n_g = 800$ rot/min;
- cursa pistonului $S = 185$ mm;
- diametrul cilindru $D = 165$ mm;
- număr cilindri $i = 8$ dispuși în V;
- cilindrul unitară $V_s = 3,96$ litri;
- cilindrul totală $V_t = 31,68$ litri;
- raport de comprimare $\epsilon = 13,5$;
- coeficientul excesului de aer $\lambda = 1,9$;
- faze distribuție:
 - unghi avans deschidere supapă admisie $\alpha_{dSA} = 36^\circ \text{RAC}$;
 - unghi întârziere închidere supapă admisie $\alpha_{iSA} = 68^\circ \text{RAC}$;
 - unghi deschidere supapă evacuare $\alpha_{dSE} = 75^\circ \text{RAC}$;
 - unghi întârziere închidere supapă evacuare $\alpha_{iSE} = 28^\circ \text{RAC}$;
- diametre supape:

- admisie: $d_{SA}=56,2$ mm;
- evacuare: $d_{SE}=53,6$ mm;
- înălțime maximă de ridicare supape:
 - admisie $h_{max}=11,8$ mm;
 - evacuare $h_{max}=11,5$ mm;
- avansul fix la injecție $\beta_{inj}=20^\circ RAC$;
- legea de ridicare a supapelor;
- consumul specific efectiv de combustibil: $c_e=165g/CPh$ sau $224,2$ g/kWh
- presiunea de supraalimentare $p=2,32$ bar;
- presiunea medie indicată $p_i=17$ bar;
- presiunea medie efectivă $p_e=14$ bar;
- randamentul mecanic $\eta=0,8$;
- puterea calorică inferioară a combustibilului $H_i=41850$ [kJ/kg]

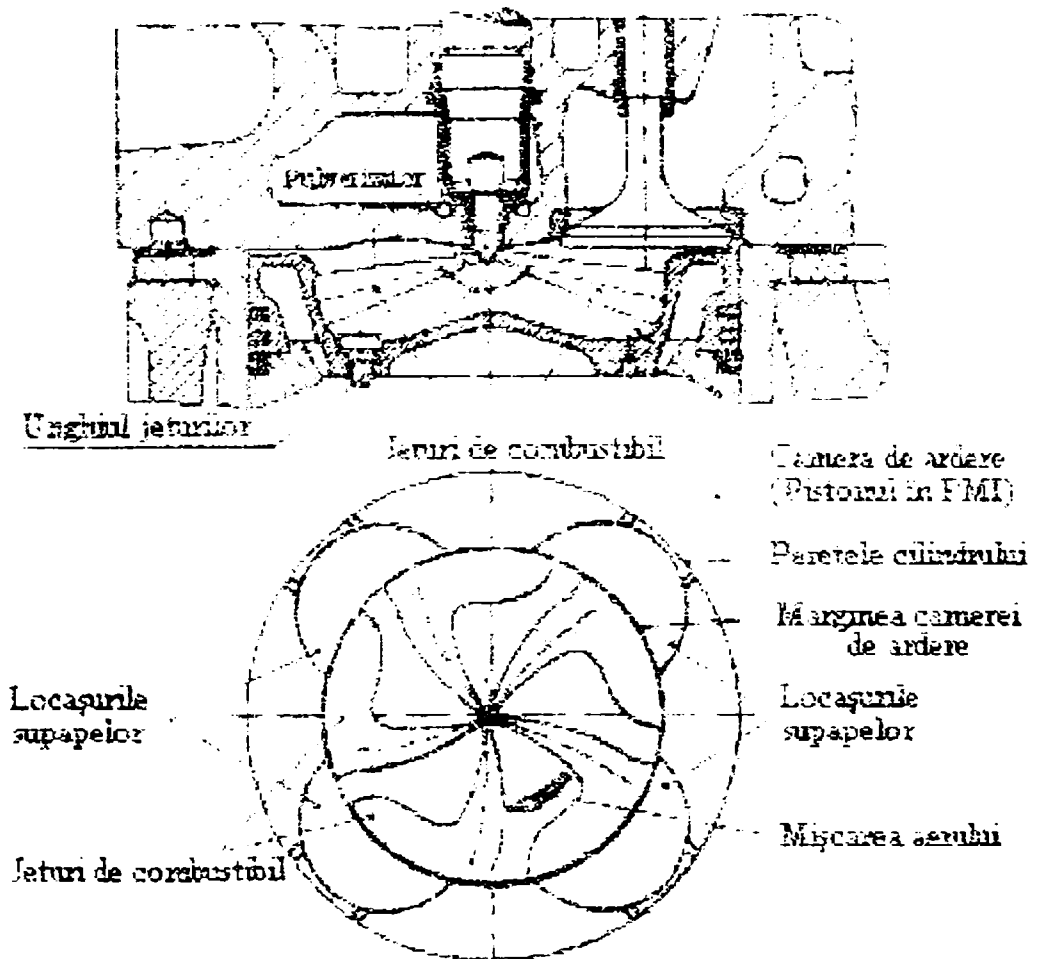


Fig. 4.26 Camera de ardere a motorului MTU 8V396TC82

Combustibilul folosit a fost motorina, având cifra cetanică $CC=50$ și puterea calorifică inferioară $H_i=41850$ [kJ/kg].

Într-o primă etapă a modelării matematice a ciclului de funcționare al motorului Diesel s-a efectuat acordarea programului de calcul, considerând o serie de parametri de control pentru funcționarea cu motorină: puterea efectivă (870CP), presiunea maximă de ardere ~ 135 bar, temperatura maximă de ardere de $1500\div 1800$ K, astfel încât valorile obținute să fie cât mai apropiate cu cele reale determinate pe cale experimentală sau statistică.

În etapa următoare, programul de calcul a fost rulat pentru varianta standard de pulverizare.

În tabelul 4.2 se prezintă valorile obținute prin aplicarea programului PROGO pentru principalele mărimi care influențează procesul formării NOx (puterea efectivă, presiunea și temperatura maximă de ardere, temperatura medie a ciclului, concentrația de gaze reziduale, conținutul de oxizi de azot, consumul specific efectiv de combustibil).

Tabelul 4.2

Nr crt.	Turația motorului n [rot/min]	Puterea efectivă P_e [kW]	Consumul specific efectiv de combustibil c_e [g/kWh]	Presiunea maximă de ardere P_{max} [bar]	Temperatura medie a ciclului T_{gm} [K]	Temperatura maximă de ardere T_{max} [K]	Coeficientul gazelor reziduale γ_r [%]	Oxizi de azot NOx [ppm]
0	1	2	3	4	5	6	7	8
1	1800	319	256	83,98	828,13	1555,34	1,506	436
2	1650	303	251	83,46	845,39	1583,68	2,014	576
3	1500	289	255	85,14	844,62	1604,22	3,187	612
4	1400	268	244	84,47	857,1	1618,45	3,65	689
5	1200	213	260	82	859	1639	4,524	715
6	1000	136	260	75,32	898	1659	2,336	929
7	900	121	254	77,5	926,5	1684,01	3,18	1056

În fig. 4.27, 4.28, 4.29 s-a reprezentat grafic variația oxizilor de azot NOx eșapați de motor, a puterii efective și a consumului specific efectiv de combustibil în funcție de turația motorului.

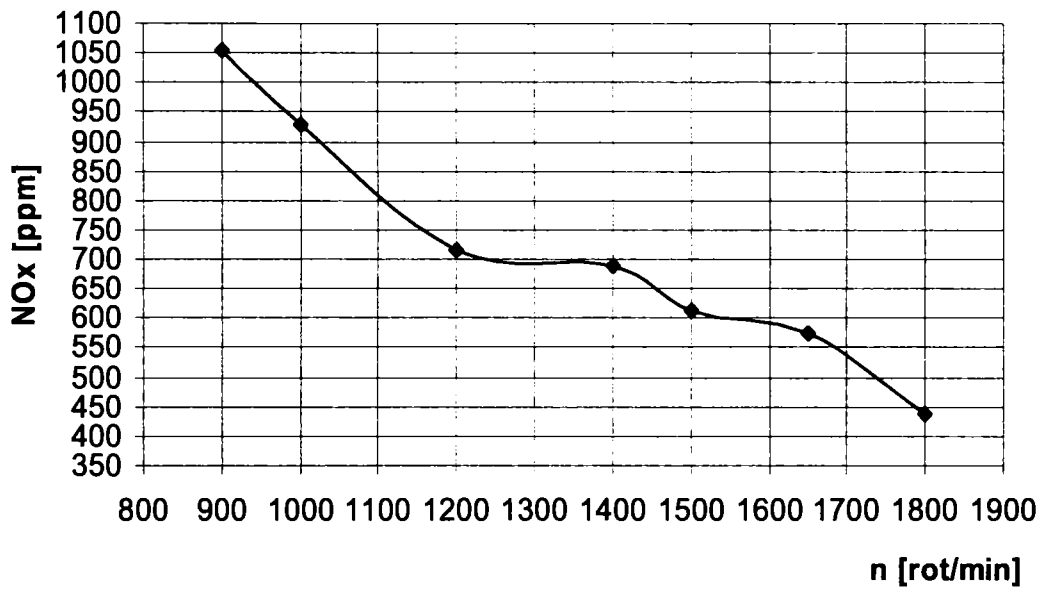


Fig. 4.27 Variația NOx în funcție de turația motorului

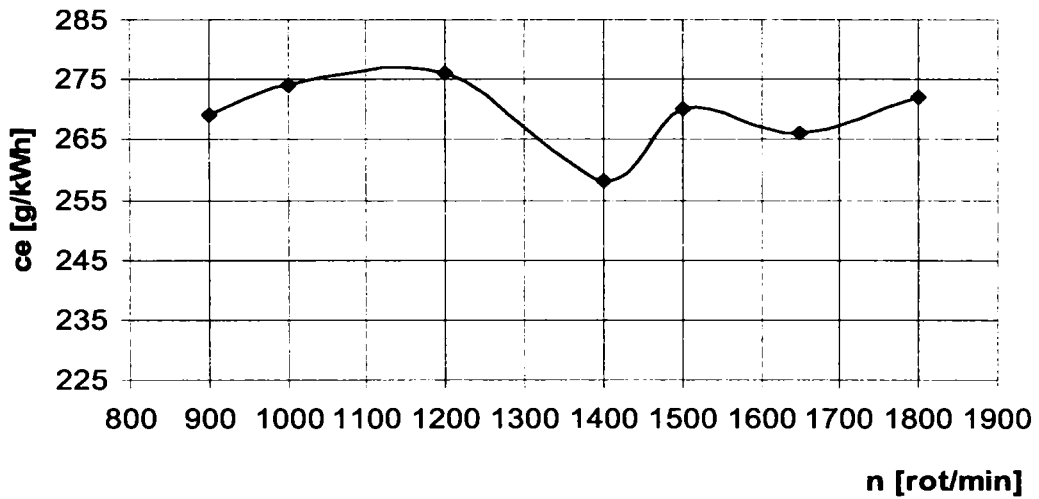


Fig. 4.28 Variația consumului specific efectiv de combustibil în funcție de turația motorului

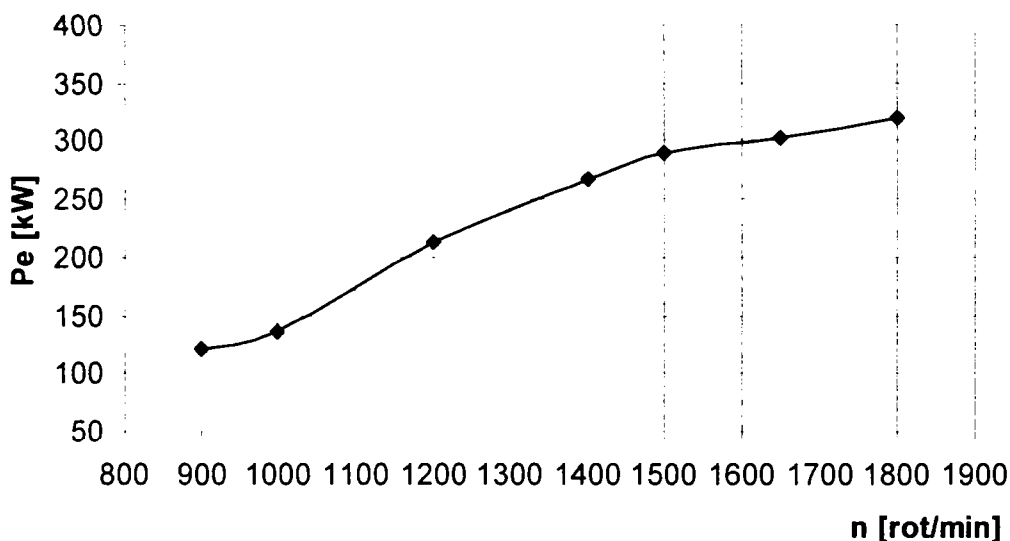


Fig.4.29 Variația puterii efective în funcție de turația motorului

Din analiza reprezentărilor grafice, se desprinde concluzia, potrivit căreia, cantitatea de oxizi de azot eșapați de motor scade, pe măsura creșterii turației motorului, datorită faptului că durata temporală a ciclului se reduce iar timpul în care gazele de ardere fierbinți rămân în cilindru, respectiv timpul de formare al NOx se micșorează.

Într-o altă etapă a modelării matematice, s-a urmărit stabilirea, prin calcul, a efectului coeficientului excesului de aer asupra NOx, în cazul utilizării drept combustibil a motorinei; rezultatele obținute pentru turația motorului $n=1800$ rot/min fiind prezentate în tabelul 4.3.

Tabelul 4.3

Nr. crt.	Coeficientul excesului de aer λ	Turația motorului n [rot/min]	Putere efectivă P_e [kW]	Consumul specific efectiv de combustibil c_e [g/kWh]	Presiunea maximă de ardere P_{max} [bar]	Temperatura medie a ciclului T_{qm} [K]	Temperatura maximă de ardere T_{max} [K]	Coeficientul gazelor reziduale γ_r [%]	Oxizi de azot NOx [ppm]
0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	1,9	1800	319	256	83,98	828,13	1555,34	1,506	436
2	1,7	1800	324	257	83,99	786,37	1457,94	1,365	380
3	2,2	1800	332	258	83,97	864,09	1636,06	1,615	468

Se constată că la o valoare mai mică a coeficientului excesului de aer, față de cea standard, cantitatea de oxizi de azot eșapați de motor se reduce, și se mărește la o valoare mai mare a coeficientului excesului de aer; acest rezultat al calculului este normal, ținând seama că, cu cât excesul de aer crește, crește și cantitatea de azot, deci prin oxidare cantitatea de oxizi de azot în gazele evacuate.

Evoluția este aceeași pentru temperatura medie a ciclului, temperatura maximă de ardere și coeficientul gazelor reziduale.

4.6 Concluzii

1. Autoaprinderea și arderea în **m.a.c** sunt condiționate de modul de formare a amestecului dintre aer și combustibil.

2. Timpul disponibil pentru formarea amestecului în **m.a.c.** este redus, ceea ce face ca procesul de formare a amestecului și de ardere să se desfășoare parțial concomitent.

3. Pornind de la un model al jetului de combustibil, ținând cont de aerul antrenat de către jet și care se amestecă cu combustibilul la nivel microscopic și de căldura degajată în urma procesului de ardere, se propune o metodologie de calcul a emisiilor de funingine.

4. Emisiile de oxizi de azot ale unui **m.a.c.** pot fi estimate cu ajutorul cineticii de reacție, considerând principalele reacții care stau la baza formării NO, verificarea relațiilor dovedind o corespondență bună între teorie și datele experimentale.

5. Oxizii de azot pot fi determinați pe baza unor mărimi specifice funcționării motorului Diesel, respectiv coeficientul excesului de aer, turația motorului, căldura degajată prin ardere în decursul unui ciclu, cantitatea de încărcătură proaspătă introdusă în cilindru, regimul de presiuni și temperaturi.

6. Având în vedere complexitatea desfășurării procesului de ardere din **m.a.c.**, se apreciază că, numai modelele multidimensionale nestaționare ar putea descrie un ansamblu de fenomene de o asemenea complexitate și finețe.

7. Privind utilitatea modelelor termodinamice unizonale, se apreciază că, acestea se pot folosi în etapa de definire a unei noi formule energetice pentru un motor Diesel existent, prin efectuarea de studii parametrice.

8. Rezultatele ce pot fi obținute cu modelele fenomenologice sunt deosebit de utile, deoarece permit studiul influențelor unor parametri constructivi și funcționali asupra comportării motorului. Pe baza acestora, faza de concepție sau de perfecționare a unui **m.a.c.** capătă un aspect controlabil ce poate fi dirijat în parte prin calcul și verificat experimental.

9. Modelele elaborate în România pentru studiul arderii din **m.a.c.** nu au depășit faza modelelor fenomenologice, iar acestea nu au suportat comparații detaliate cu datele experimentale proprii. Așadar, nu se dispune de un model care să fi fost analizat și care să fie integrabil într-un program cu capacitate predictivă, de simulare complexă a ciclului funcțional.

10. Deși s-a înregistrat o dezvoltare semnificativă a mijloacelor și metodelor de calcul, realitatea fizică rămâne departe de realitatea virtuală care se crează prin modelare.

11. Investigația teoretică experimentală a autoaprinderii și arderii din **m.a.c.** se poate realiza numai prin utilizarea unor metode diverse.

CAPITOLUL V

CERCETĂRI TEORETICE ȘI EXPERIMENTALE PRIVIND INFLUENȚA MODIFICĂRILOR UNOR PARAMETRI CONSTRUCTIVI ȘI FUNCȚIONALI ASUPRA CARACTERISTICILOR INECȚIEI COMBUSTIBILULUI CU INECȚOARE MULTIJET LA UN MOTOR DIESEL CU INECȚIE DIRECTĂ DE PUTERE MIJLOCIE-MARE

5.1 Considerații generale

La **m.a.c.**, combustibilul care urmează să fie amestecat și după aceea ars cu aerul din interiorul cilindrului este introdus în camera de ardere prin inecție sub forma unor jeturi la sfârșitul comprimării cu un anumit avans denumit avansul la inecție.

De asemeni, inecția și pulverizarea combustibilului au un rol principal la formarea amestecului în camerele unitare ale motoarelor Diesel rapide cu formarea amestecului în volum, unde se necesită o pulverizare cât mai fină și omogenă.

Pentru a se obține o repartizare cât mai uniformă a picăturilor de combustibil în masa de aer, este necesar să se acorde o atenție deosebită calității procesului de pulverizare.

Este evident că, presiunea inițială de inecție are o influență hotărâtoare asupra calităților pulverizării și, în continuare, a formării amestecului și arderii [59].

Această influență, în anumite situații, se manifestă contradictoriu atât în ceea ce privește finețea de pulverizare cât și distanța de pătrundere.

Având în vedere aceste considerente, s-a impus studiul teoretic și experimental al jetului de combustibil pulverizat, sub toate aspectele sale, într-un capitol separat.

Studiul detaliat al jetului de combustibil, privind vaporizarea, este necesară cercetării procesului de amestecare și ardere și a impus și o analiză bazată pe calculul diametrelor medii ale picăturilor din jet.

S-au calculat toate cele patru diametre medii cunoscute în literatura de specialitate, respectiv:

- diametrul mediu aritmetic d_{10} ;
- diametrul mediu de suprafață d_{20} ;
- diametrul mediu de volum d_{30} ;
- diametrul mediu Sauter d_{32} ;

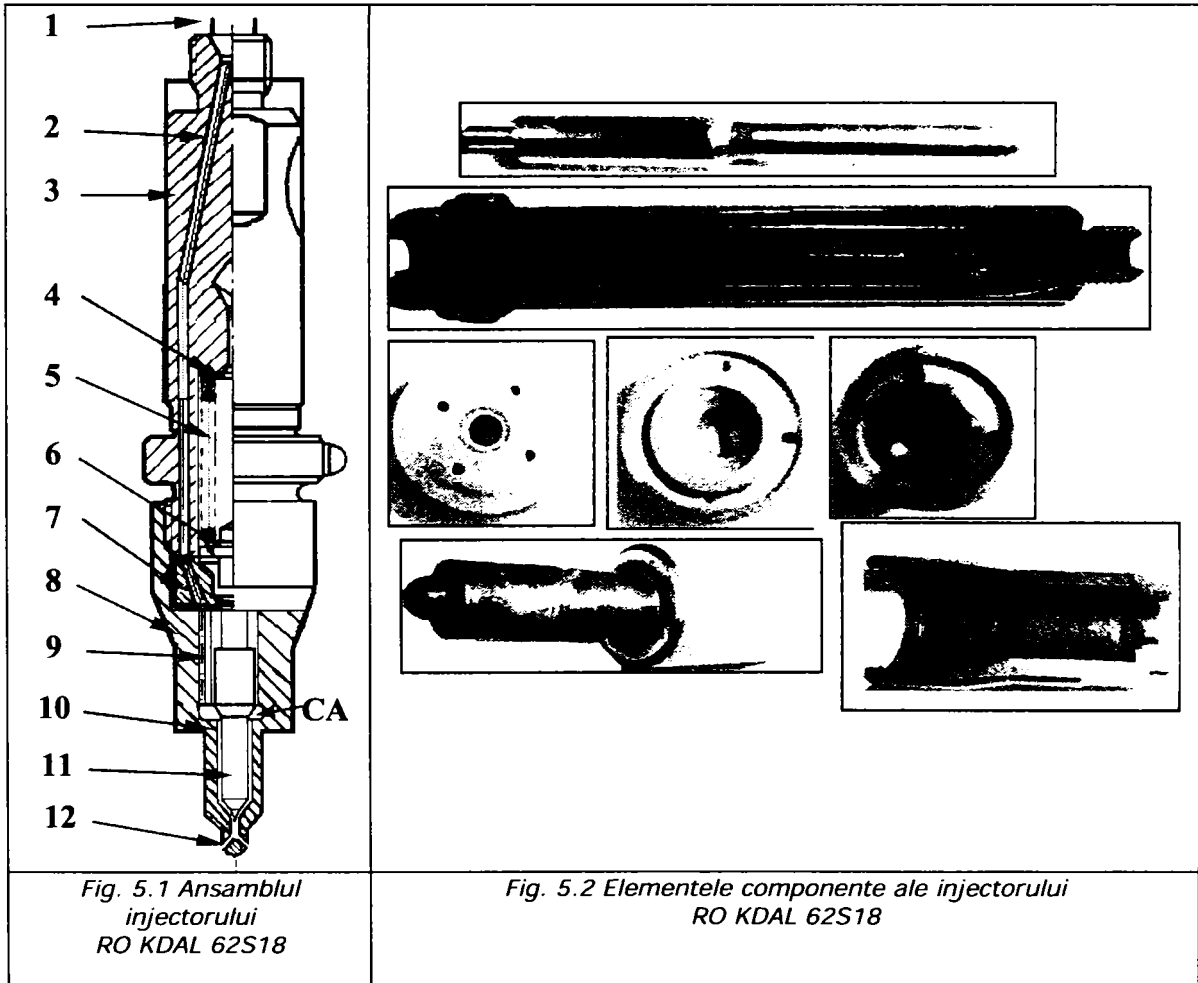
Calculul acestor diametre este foarte util pentru studiul jetului, în vederea alegerii variantei optime a jetului introdus în motor; această variantă, corelată cu mișcarea adecvată a aerului în camera de ardere, conduce la o ardere completă, fără fum.

5.2 Stabilirea numărului și dimensiunilor orificiilor de injecție ale pulverizatorului

Pentru efectuarea cercetării teoretice și experimentale am utilizat injectoare multijet reper RO KDAL 62S18 echipate cu pulverizatoare reper RO-DLL 152 S19 cu 5 orificii cu diametrul de 0,53 mm, dispuse echidistant pe un con cu unghiul de 152°; presiunea inițială de injecție este reglată la 240 ± 5 bar, în conformitate cu prescripțiile constructorului.

Injectoarele sunt fabricate la HIDROJET BREAZA.

În fig. 5.1, 5.2 este reprezentat ansamblul injector cu supapă ac cu vârf conic, reper RO KDAL 62S18 și elementele componente ale acestuia. [35],[55]



La corpul 3 se atașează pulverizatorul 10 prin intermediul piuliței speciale 8; în corpul injectorului se introduce acul 11, menținut pe scaunul conic din pulverizator prin intermediul unei site de reglare 4. În zona vârfului acului se prelucrează conul de etansare. Motorina este introdusă în injector prin racordul 1 din partea superioară, la care se conectează conducta de înaltă presiune.

Dirijarea motorinei către orificiul de pulverizare 12, se realizează prin cele două orificii practicate în corpul injectorului, prin cele patru orificii practicate în distanțierul 7 și prin orificiul 9 din corpul duzei injector.

Ridicarea acului pulverizatorului de pe scaunul său are loc sub acțiunea forței dezvoltate de presiunea combustibilului din camera de acumulare CA a pulverizatorului asupra porțiunii conice a acului conic 11 rezultată prin prelucrarea acestuia cu diametre diferite (fig. 5.2).

Acul se ridică de pe scaun atunci când forța de presiune învinge tensiunea acului 5, momentul ridicării acului coincide cu începutul injecției combustibilului în cilindrul motorului. După ce combustibilul începe să pătrundă în cilindru, presiunea în camera pulverizatorului scade. Când forța de presiune devine mai mică decât tensiunea arcului, acul se așează pe scaun și injecția încetează.

Pentru studiul teoretic și experimental al influenței numărului și dimensiunilor orificiilor pulverizatorului asupra caracteristicilor injecției, pornind de la pulverizatorul varianta standard, am proiectat și realizat la HIDROJET BREAZA, trei variante de pulverizatoare cu 6, 7, 8, orificii de injecție, dispuse pe același con, cu diametre diferite, care au rezultat din condiția păstrării suprafeței totale de injecție constante.

Numărul orificiilor de injecție a fost limitat la 8 din considerente tehnologice, un număr mai mare de orificii reducând rezistența mecanică a capului pulverizatorului sub limita admisibilă.

În fig. 5.3 și 5.4 sunt reprezentate desenele de execuție ale injectorului reper RO KDAL 62 S18, respectiv a pulverizatorului reper RO DLL 152 S19.

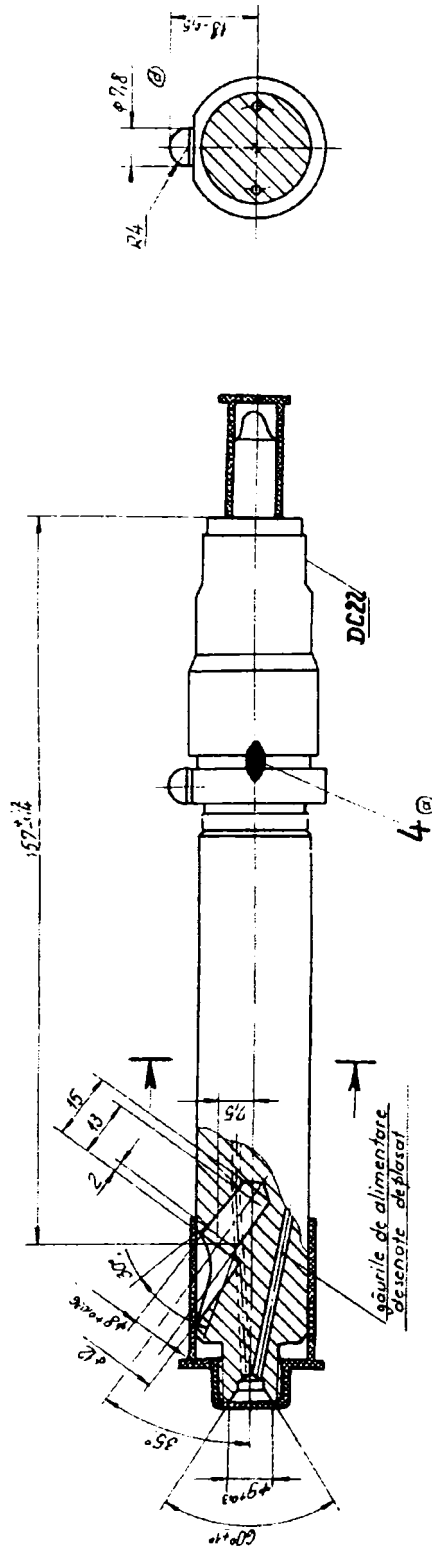


Fig. 5.3 Injecorul RO KDAL 62S18

130 Cercetări teoretice și experimentale privind influența modificărilor unor parametri constructivi și funcționali asupra caracteristicilor injecției combustibilului cu injectoare multijet la un motor diesel cu injecție directă de putere mijlocie-mare - 5

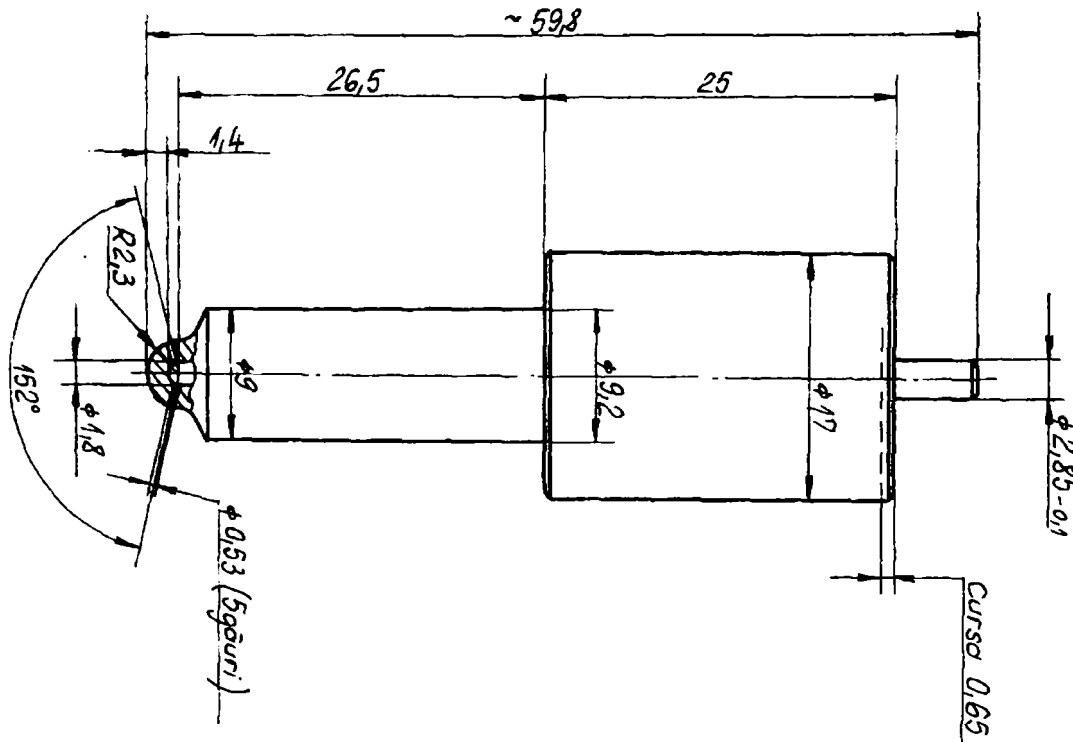


Fig. 5.4 Pulverizatorul RO DLL 152 S119

În figurile 5.5 a, b, c, d sunt reprezentate fotografic pulverizatoarele folosite pentru încercări în varianta standard cu 5 orificii și în variantele modificate cu 6, 7, 8 orificii.



Fig. 5.5a Pulverizator cu 5 orificii varianta standard



Fig. 5.5b Pulverizatorul cu 6 orificii varianta 1



Fig. 5.5c Pulverizatorul cu 7 orificii varianta 2



Fig. 5.5d Pulverizatorul cu 8 orificii varianta 3

132 Cercetări teoretice și experimentale privind influența modificărilor unor parametri constructivi și funcționali asupra caracteristicilor injecției combustibilului cu injectoare multijet la un motor diesel cu injecție directă de putere mijlocie-mare - 5

Modificarea numărului și diametrelor orificiilor pulverizatorului s-au realizat pe baza studiului încercărilor și experimentelor anterioare efectuate de mai mulți autori. [79],[80],[86],[109],[130].

Pentru efectuarea cercetării experimentale s-au făcut următoarele notații:

n_0 [-] - numărul de orificii ale pulverizatorului;

d_{0s} [mm] - diametrul orificiilor de pulverizare, varianta standard;

$d_{01,2,3}$ [mm] - diametrul orificiilor de pulverizare, variantele 1,2,3;

S_0 [mm²] - suprafața totală de pulverizare;

P_{0s} [mm] - perimetrul udat, varianta standard;

$P_{1,2,3}$ [mm] - perimetrul udat, variantele 1,2,3;

ΔP [%] - creșterea perimetrului udat față de valoarea standard;

$\Delta P_{1,2,3}$ [%] - creșterea perimetrului, variantele 1,2,3;

Se iau în calcul și patru variante teoretice, respectiv pulverizatoarele cu 4, 9, 10, 11 orificii de injecție.

Se parcurge următorul algoritm de calcul: [72],[80]

a. Suprafața totală de pulverizare se determină cu relația:

$$S_0 = n_{oi} \cdot \frac{\pi d_{oi}^2}{4} \quad (5.1)$$

b. Se determină diametrele orificiului de injecție al pulverizatorului cu relația:

$$d_{oi} = \sqrt{\frac{4S_t}{\pi \cdot n_{oi}}} \quad (5.2)$$

c. Se determină perimetrul udat cu relația:

$$P = \pi \cdot d_{oi} \cdot n_{oi} \text{ [mm]} \quad (5.3)$$

d. Se determină creșterea perimetrului udat față de valoarea standard cu relația:

$$\Delta P = \frac{P_i - P_s}{P_s} \cdot 100 \text{ [%]} \quad (5.4)$$

Rezultatele calculelor sunt centralizate în tabelul 5.1

Tabelul 5.1

Varianta	Mărimi caracteristice					
	Diametrul orificiului de pulverizare	Numărul de orificii al pulverizatorului	Suprafața reală de injecție	Abaterea suprafeței reale față de valoarea standard	Perimetrul udat	Creșterea perimetrului față de valoarea standard
	d_0	n_0	S_0	ΔS_0	P	ΔP
	[mm]	[-]	[mm ²]	[%]	[mm]	[%]
Varianta V_0	$d_0=0,57$	4	1,0201	-7,473	7,159	13,040
Varianta standard	$d_{0s}=0,53$	5	1,1025	0	8,321	-
Varianta V_1	$d_{01}=0,48$	6	1,0851	-1,578	9,043	8,676
Varianta V_2	$d_{02}=0,45$	7	1,1127	0,990	9,891	18,867
Varianta V_3	$d_{03}=0,42$	8	1,1077	0,471	10,550	26,787
Varianta V_4	$d_{04}=0,40$	9	1,1304	2,530	11,304	35,849
Varianta V_5	$d_{05}=0,37$	10	1,0746	-2,530	11,618	39,622
Varianta V_6	$d_{06}=0,34$	11	0,9982	-9,460	11,743	41,132

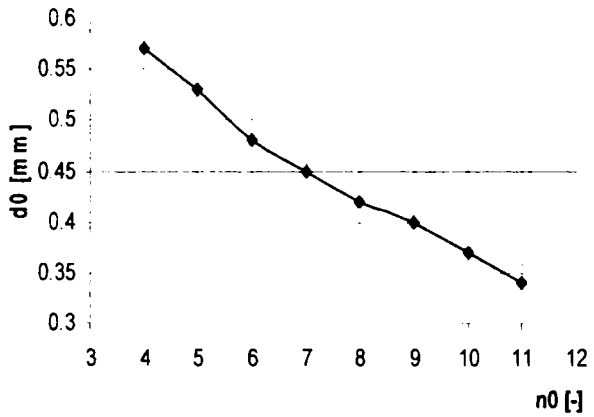


Fig. 5.6 Variația diametrului orificiului de pulverizare funcție de numărul de orificii al pulverizatorului

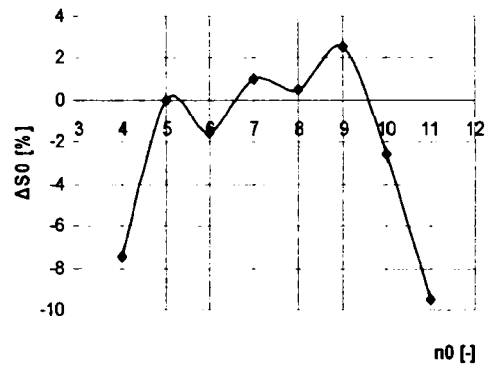


Fig. 5.7 Variația suprafeței totale de pulverizare funcție de numărul de orificii al pulverizatorului

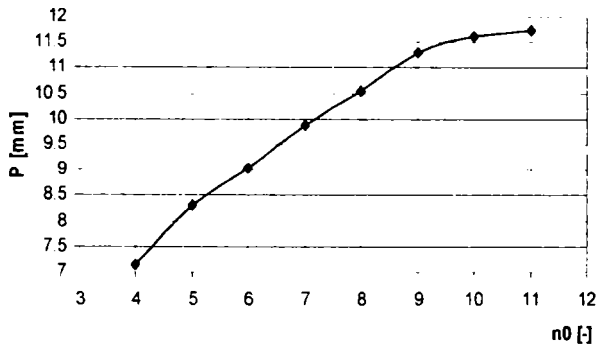


Fig. 5.8 Variația perimetrului udat funcție de numărul de orificii al pulverizatorului

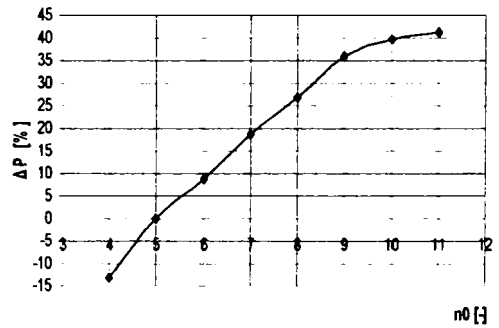


Fig. 5.9 Variația creșterii perimetrului udat funcție de numărul de orificii al pulverizatorului

În fig. 5.6 și 5.7 se reprezintă variația diametrului orificiului de injecție, respectiv a suprafeței totale de pulverizare, funcție de numărul orificiilor de pulverizare, iar în fig. 5.8 și 5.9 variația perimetrului udat (P) și a creșterii (ΔP) a perimetrului udat față de valoarea standard în funcție de numărul orificiilor de injecție.

Analiza acestor grafice conduce la următoarele concluzii:

a) Perimetrul (P) udat de jeturile de combustibil se mărește odată cu creșterea numărului de orificii de injecție, suprafața totală de pulverizare rămânând constantă.

b) Creșterea perimetrului udat (ΔP) are valoare negativă pentru varianta micșorării numărului de orificii ale pulverizatorului față de varianta standard.

c) Abaterea față de suprafața totală de pulverizare varianta standard, are valori negative pentru variantele cu 4, 6, 10, 11 orificii, iar pentru variantele cu 7, 8, 9 orificii înregistrează valori pozitive, ceea ce înseamnă o ușoară creștere față de varianta standard.

Concluzionând, se poate aprecia că este posibilă modificarea sistemului de injecție actual prin adaptarea unei serii de pulverizatoare, prin mărirea numărului orificiilor de injecție de la 5 la 8, cu micșorarea corespunzătoare a diametrului acestora, păstrând constantă suprafața totală de pulverizare, pentru a nu se prelungi exagerat procesul de injecție.

5.3 Cercetări experimentale privind comportarea pulverizatoarelor modificate

5.3.1 Amprenta jeturilor de combustibil

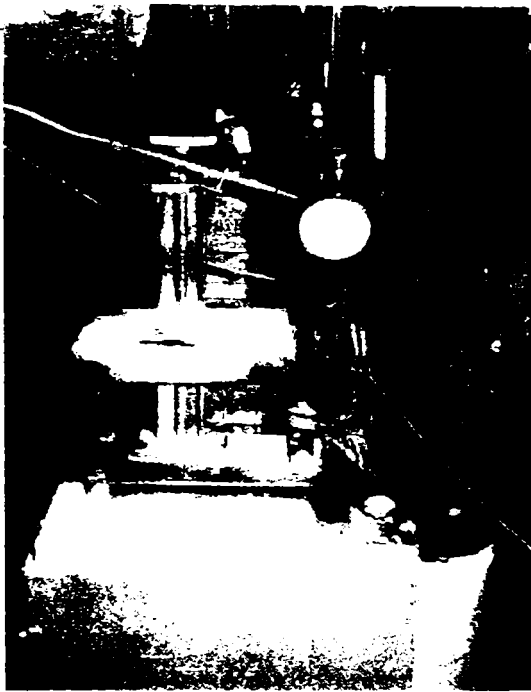
5.3.1.1 Instalația experimentală și metodică de încercare

Pentru captarea amprentei jeturilor de combustibil am utilizat "Standul pentru încercat și reglat injectoare" din dotarea laboratorului de motoare cu ardere internă al Universității Politehnica Timișoara. (fig. 5.10 a,b)

Standul se compune din placa de bază, care servește la colectarea motorinei, corpul inferior, în care este ghidat împingătorul elementului de pompă de injecție acționat de manetă. În corpul aparatului, este montat elementul de pompă al cărui pistonas are canalul de scăpare al motorinei înfundat.

Rezervorul de motorină este legat de elementul de pompă printr-o conductă, la robinet.

În partea superioară a corpului este montat robinetul cu trei căi, din care, una merge la manometru, alta către conducta de înaltă presiune, iar cealaltă către elementul de pompă.



a



b

Fig. 5.10 Standul pt încercat și reglat injectoare

Injectorul de încercat se fixează pe un trepied, jeturile de motorină injectate se colectează pe o placă de sticlă.

Pentru efectuarea încercărilor, injectorul s-a fixat la un unghi de 76° față de axa verticală a standului pentru a se da posibilitatea captării jetului în poziție perpendiculară pe placa de sticlă.

Înainte de a efectua încercările, s-a făcut o verificare a standului. Pentru aceasta, după amorsarea elementului de pompă, se montează un dop la racordul de prindere al injectorului, care se strânge cu piuliță. Se creează, astfel, presiune în interiorul elementului, iar după întreruperea pomparei, acul manometrului trebuie să rămână pe loc sau să coboare foarte încet, cu maximum 20 bar.

Motorina refulată de elementul de pompă prin acționarea manetei merge atât către manometru, cât și către injector. În timpul încercărilor, de regulă manometrul rămâne izolat, cu ajutorul robinetului se deschide doar la măsurarea presiunii de injecție.

Combustibilul injectat este captat pe o placă de sticlă care se deplasează în poziție perpendiculară pe axa injectorului. Pentru colectarea amprentelor jeturilor, metoda cea mai eficientă s-a dovedit a fi cea cu plăci de sticlă curate, care s-au înegrit uniform de funingine de petrol, peste care s-a aplicat un strat subțire de oxid

alb de titan. Placa de sticlă, astfel tratată, s-a folosit cu succes ca o placă de captare a jeturilor, amprenta a persistat în timp în condiții foarte bune.

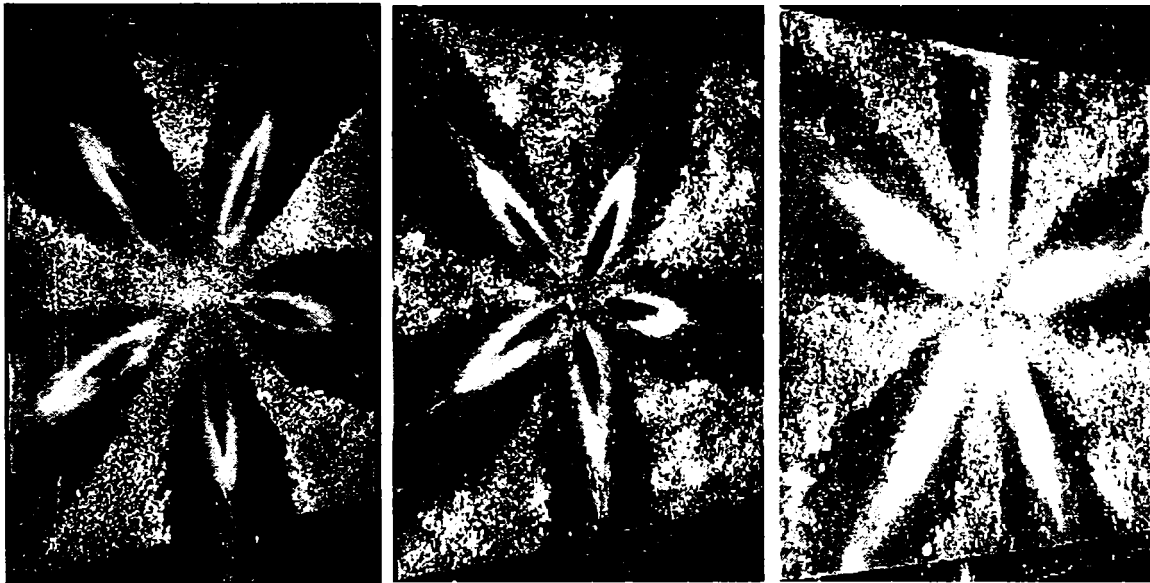
Captările amprentelor s-au efectuat pentru variantele cu 5, 6, 7, 8 orificii de injecție ale pulverizatoarelor, la presiunea inițială de injecție de 240 bar și la presiunile mărite de 260, 280 bar.

Captarea amprentei jeturilor de motorină s-a realizat la distanțele de 11, 25, 35, 50 mm. S-a realizat fotografierea amprentelor jeturilor de combustibil pentru toate variantele încercate, utilizând un aparat de fotografiat obișnuit.

În fig. 5.11 a, b, c, d, e, f, g, h, i, j, k, l sunt reprezentate o parte din fotografiile amprentelor jeturilor de motorină, captate la distanța de 15 mm.

Analiza amprentelor jeturilor de motorină, conduce la următoarele concluzii:

a) La fiecare variantă încercată se observă o puternică dispersie a formei și mărimii jeturilor;



a.)

$p_i = 240$ bar
 $n = 5$ orificii
 $l = 15$ mm

b.)

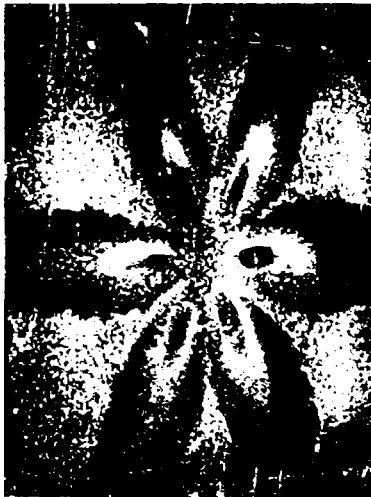
$p_i = 260$ bar
 $n = 5$ orificii
 $l = 15$ mm

c.)

$p_i = 280$ bar
 $n = 5$ orificii
 $l = 15$ mm

b) Se constată că, unul, două sau chiar trei jeturi (funcție și de numărul lor total pe injector) pătrund mai rapid în camera de ardere, deci au o lungime de pătrundere mai mare, în raport cu celelalte jeturi. Acestea sunt jeturi cu unghi redus de dispersie în raport cu celelalte jeturi, care au unghiul de dispersie mai mare și o penetrație mai mică;

c) De asemenea, jeturile din partea opusă celor rapide, sunt mai scurte;



d.)

$p_i = 240$ bar
 $n = 6$ orificii
 $l = 15$ mm



e.)

$p_i = 260$ bar
 $n = 6$ orificii
 $l = 15$ mm



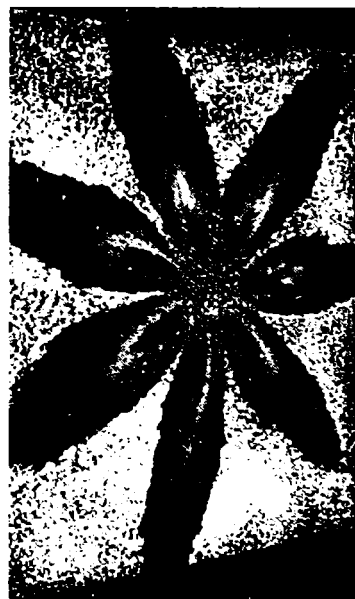
f.)

$p_i = 280$ bar
 $n = 6$ orificii
 $l = 15$ mm



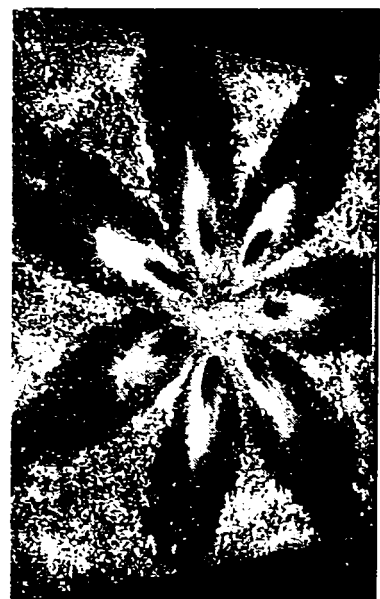
g.)

$p_i = 240$ bar
 $n = 7$ orificii
 $l = 15$ mm



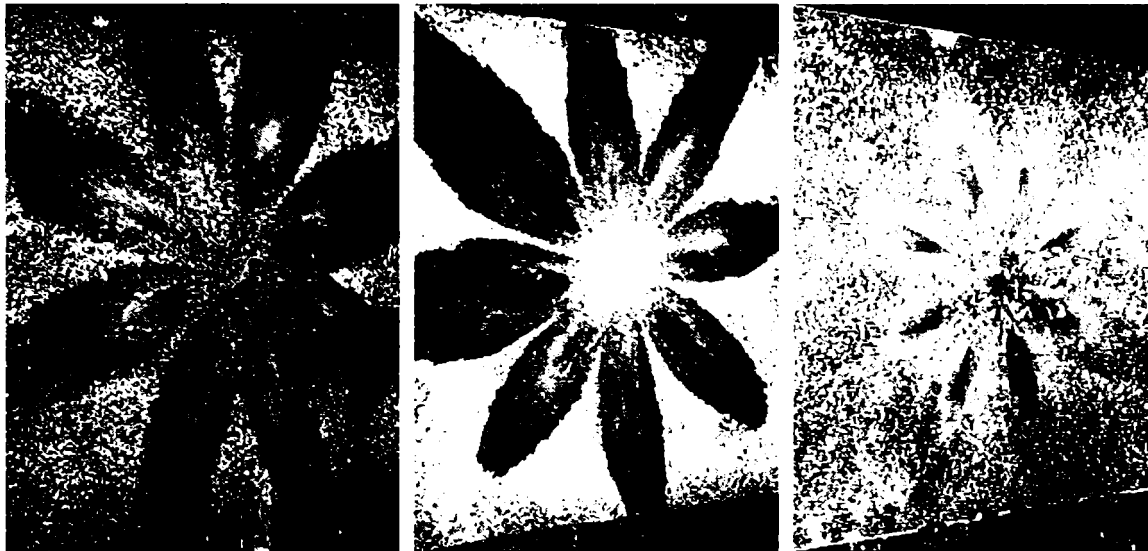
h.)

$p_i = 260$ bar
 $n = 7$ orificii
 $l = 15$ mm



i.)

$p_i = 280$ bar
 $n = 7$ orificii
 $l = 15$ mm



j.)

$p_i = 240$ bar
 $n = 8$ orificii
 $l = 15$ mm

k.)

$p_i = 260$ bar
 $n = 8$ orificii
 $l = 15$ mm

l.)

$p_i = 280$ bar
 $n = 8$ orificii
 $l = 15$ mm

Fig. 5.11 a÷l Amprentele jeturilor de motorină captate la 15 mm

d) Aceste neuniformități ale jeturilor apar la acest tip de injector, deoarece acul este dispus foarte aproape de intrarea în orificiile de pulverizare, la începutul injecției, în etapa de preridicare a acului;

Atunci cea mai mică deplasare a acului injectorului, datorită împingerii vânei de combustibil, provoacă aceste neuniformități. O altă explicație ar fi dată de analiza curgerii combustibilului printr-o secțiune asimetrică față de acul injector; astfel o parte din orificii sunt alimentate diferențiat față de celelalte.

e) Este foarte posibil ca prin adoptarea unor patine dreptunghiulare pe acul injectorului, să se creeze al doilea ghidaj al acului, acesta se va comporta mai bine, anticipând obținerea unor jeturi mai regulate, fără neuniformități, chiar și la începutul injecției, ceea ce ar conduce la un amestec mult mai omogen și o ardere completă.

f) Analizând comparativ jeturile în cazul pulverizatoarelor cu 6, 7, 8 orificii se observă o uniformitate mai bună a acestora comparativ cu varianta standard cu 5 orificii, funcție și de presiunea inițială de injecție, evidențiindu-se următoarele variante:

- varianta cu 6 orificii pentru presiunea de injecție de 260 bar;
- varianta cu 7 orificii pentru presiunea de injecție de 240 bar, respectiv 280 bar;
- varianta cu 8 orificii pentru presiunea de injecție de 280 bar; această ultimă concluzie, direcționează cercetările următoare, existând posibilitatea găsirii unei variante optime de pulverizator, pentru creșterea performanțelor energetice și reducerea gradului de fum.

5.3.2 Ridicarea experimentală a caracteristicilor de pulverizare și interpretarea lor

5.3.2.1 Instalația experimentală și metodica de încercare

Pentru efectuarea experimentelor s-a utilizat aparatura și instalația descrisă la pct. 5.3.1.1.

Încercările s-au efectuat pentru echiparea injectoarelor cu pulverizatoare în varianta standard cu 5 orificii, respectiv în variantele de pulverizatoare modificate cu 6, 7, 8 orificii. presiunea inițială de injecție s-a reglat la 240 bar, în varianta standard și la valorile marite de 260 și 280 bar.

Încercările au constat, în captarea amprentei unui jet de motorină injectat pentru toate variantele de pulverizatoare.

Captarea amprentelor s-a făcut pe plăci de sticlă înnegrite cu funingine de petrol, acoperite cu un strat subțire de oxid alb de titan.

Jetul de combustibil s-a captat în poziție perpendiculară pe plăcile de sticlă dispuse pe dispozitivul de culisare al standului de încercare și reglat injectoare.

Captarea jetului de combustibil injectat s-a realizat la distanțele de 150 și 220 mm față de orificiile de injecție ale pulverizatorului. Ampretele jetului de combustibil injectat, pentru toate variantele de pulverizatoare încercate, s-au fotografiat cu Seleomicroscopul "TECHNIVAL CARLZEISS JENA", cu putere de marire de 100 ori, existent în dotarea laboratorului de studiul metalelor al Facultății de Mecanică.

S-au realizat peste 150 de fotografii. Amprenta fiecărui jet de combustibil injectat, captat la cele două distanțe față de orificiile pulverizatorului, pentru toate variantele încercate, s-a fotografiat în 5 poziții concentrice față de centru, respectiv:

- poziția 1 (0÷5) mm;
- poziția 2 (5÷10) mm;
- poziția 3 (10÷15) mm;
- poziția 4 (15÷20) mm;
- poziția 5 (20÷25) mm;

O parte din fotografiile realizate în diferite zone ale jetului de motorină injectat sunt reprezentate, pentru exemplificare, în fig. 5.12 a, b, c, d; 5.13 a, b, c, d; 5.14 a, b, c, d.

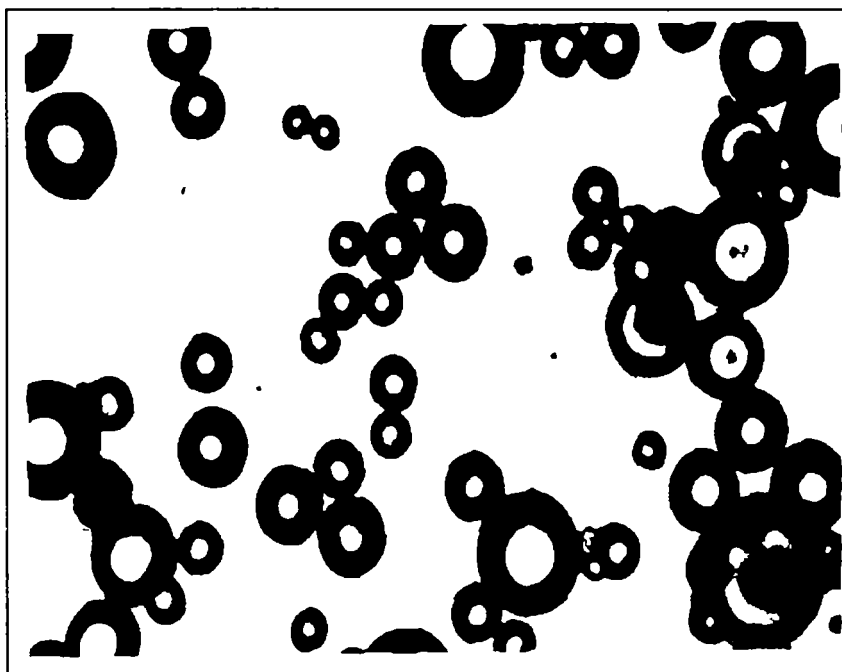


Fig. 5.12 a

$p_i = 240$ bar
 $l_e = 220$
mm
 $n_0 = 5$
 $r = 10$ mm

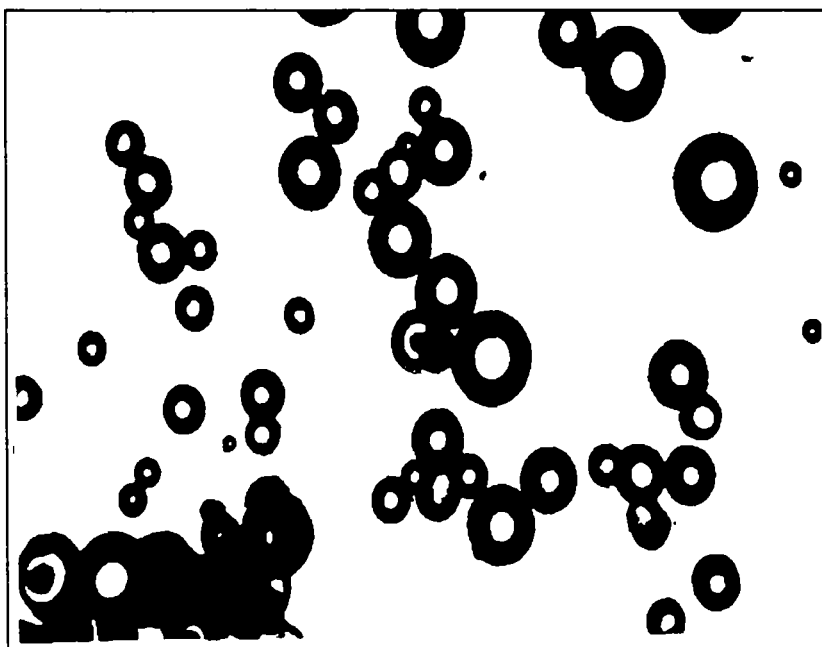


Fig. 5.12 b

$p_i = 240$ bar
 $l_e = 220$ mm
 $n_0 = 6$
 $r = 10$ mm

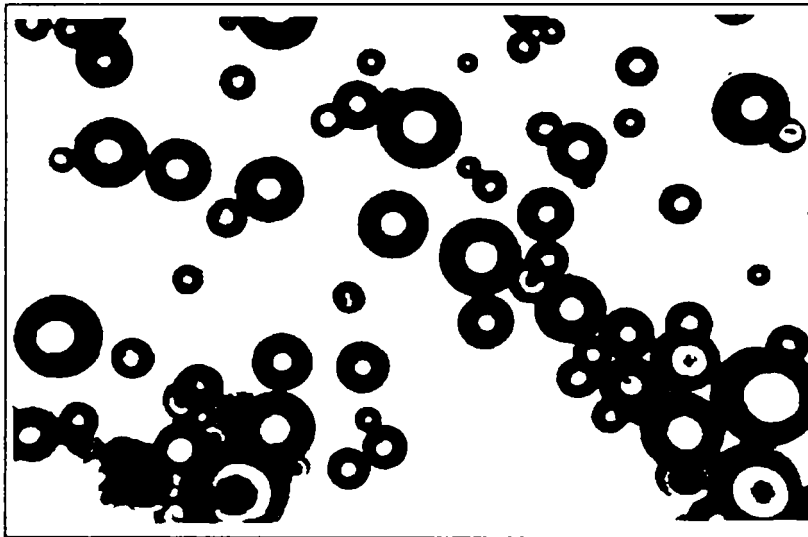


Fig. 5.12 c

$p_i = 240$ bar
 $l_e = 220$ mm
 $n_0 = 7$
 $r = 10$ mm

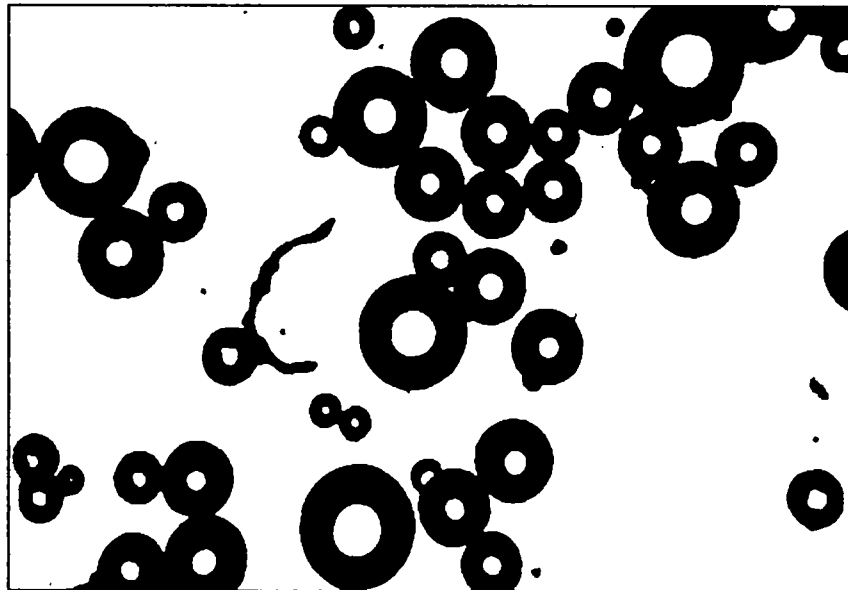


Fig. 5.12 d

$p_i = 240$ bar
 $l_e = 220$ mm
 $n_0 = 8$
 $r = 10$ mm

S-a măsurat diametrul fiecărei picături din jet și s-au numărat picăturile de la fiecare amprentă a jetului de motorină injectat, pentru toate variantele de pulverizatoare încercate.

Disponând de numărul și diametrul picăturilor în jet, s-au determinat diametrele medii caracteristice, respectiv diametrul mediu aritmetic d_{10} , diametrul de suprafață d_{20} , diametrul de volum d_{30} , diametrul mediu Sauter d_{32} , utilizând relațiile de calcul (2.1, 2.2, 2.3, 2.8), rezultatele fiind centralizate, pentru variantele de pulverizatoare încercate.

Având aceste rezultate s-a trecut la ridicarea experimentală a caracteristicilor de pulverizare.

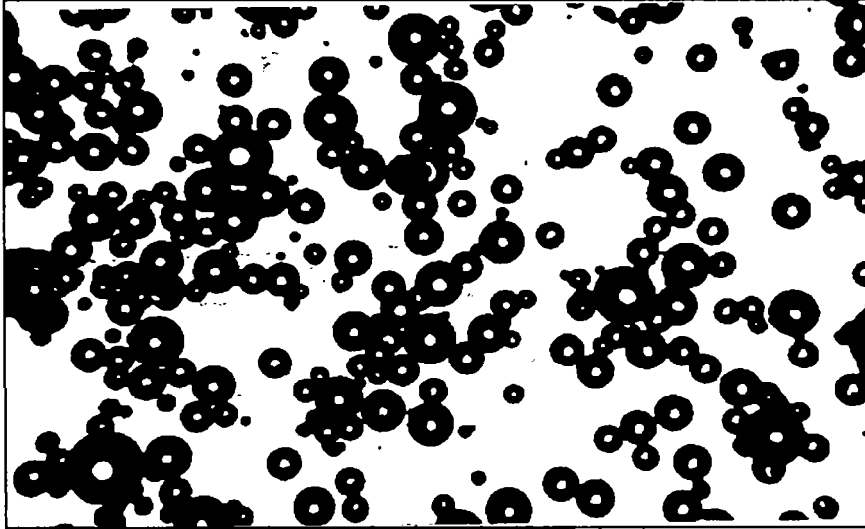


Fig. 5.13a

$p_i = 260$ bar
 $l_e = 220$ mm
 $n_0 = -$
 $r = 5$ mm

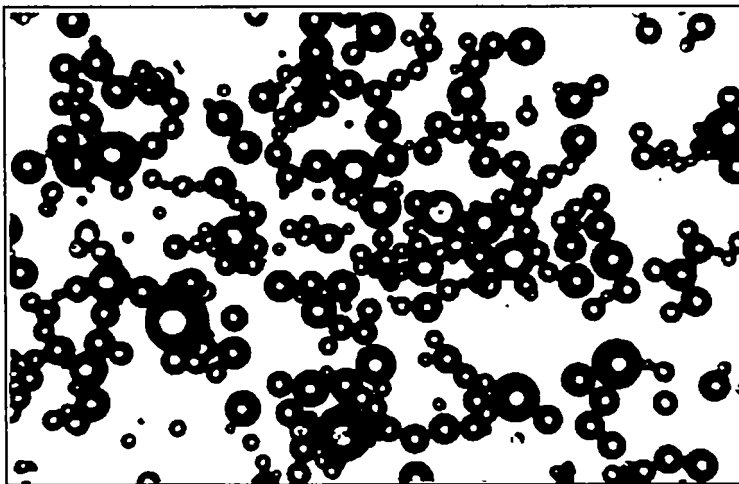


Fig. 5.13 b

$p_i = 260$ bar
 $l_e = 220$ mm
 $n_0 = 6$
 $r = 5$ mm

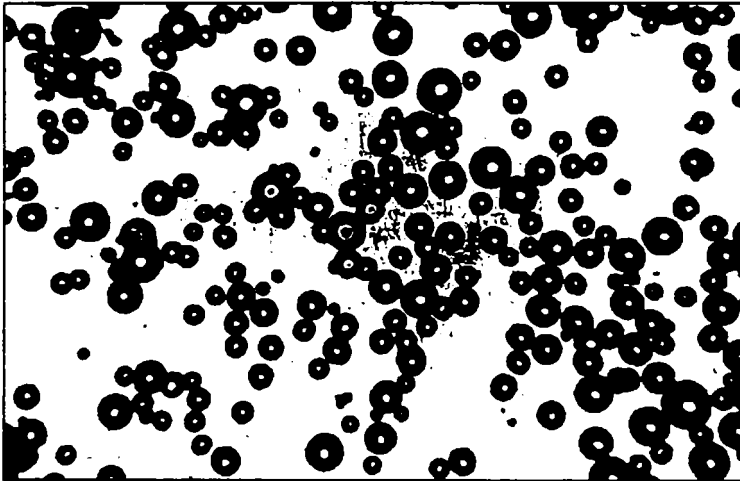


Fig. 5.13 c

$p_i = 260$ bar
 $l_e = 220$ mm
 $n_0 = 7$
 $r = 5$ mm

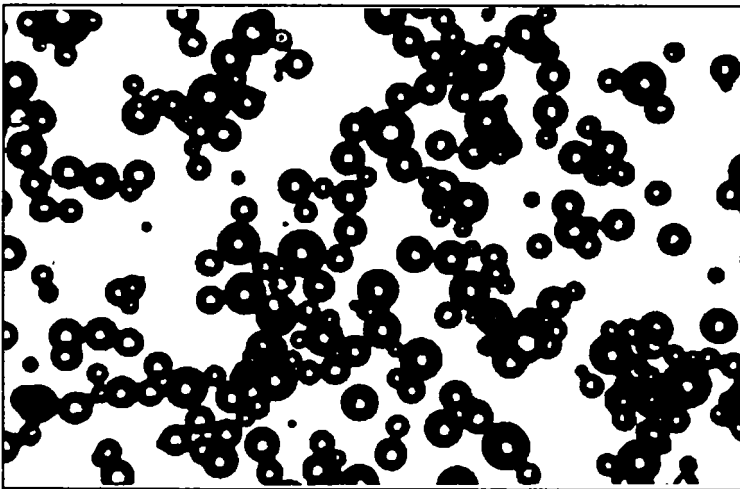


Fig. 5.13 d

$p_i = 260$ bar
 $l_e = 220$ mm
 $n_0 = 8$
 $r = 5$ mm

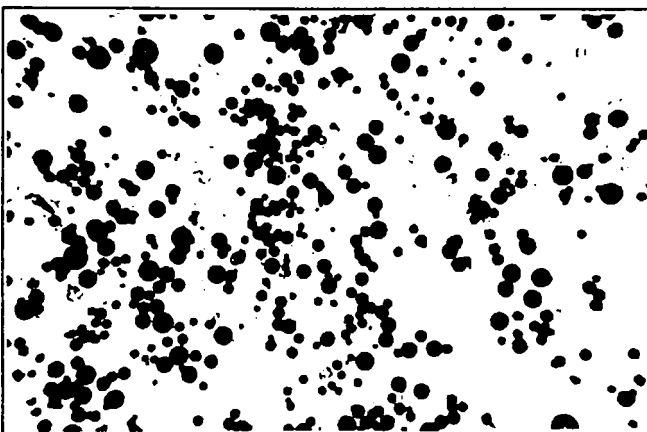


Fig. 5.14 a

$p_i = 280$ bar
 $l_e = 220$ mm
 $n_0 = 5$
 $r = 10$ mm

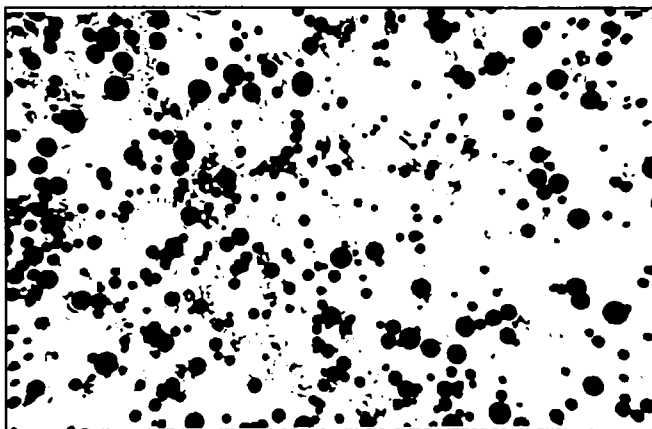


Fig. 5.14 b

$p_i = 280$ bar
 $l_e = 220$ mm
 $n_0 = 6$
 $r = 20$ mm

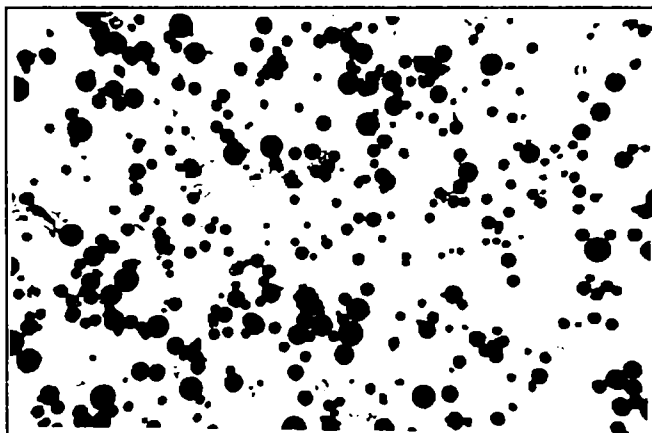


Fig. 5.14 c

$p_i = 280$ bar
 $l_e = 220$ mm
 $n_0 = 7$
 $r = 20$ mm

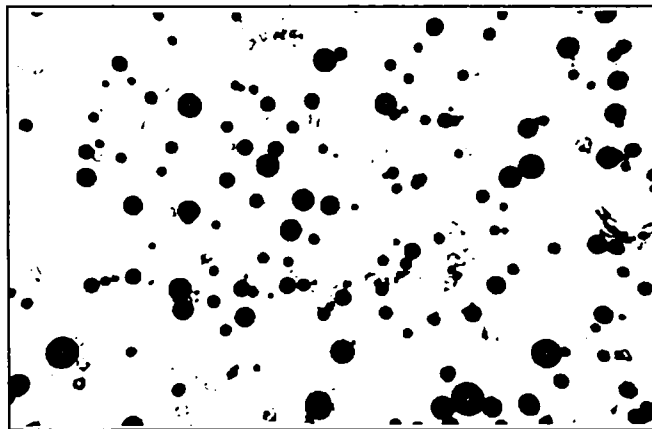


Fig. 5.14 d

$p_i = 280$ bar
 $l_e = 220$ mm
 $n_0 = 8$
 $r = 20$ mm

5.3.2.2 Influența modificării numărului și a diametrului orificiilor de injecție ale pulverizatorului

În literatura de specialitate [59],[72] se precizează că, dimensiunile orificiilor de injecție prin jeturile pe care le formează și mărimea picăturilor realizate influențează hotărâtor asupra formării amestecului și arderii optime a combustibilului din **m.a.c.**

Rezultatele cercetărilor anterioare, au demonstrat că, prin mărirea numărului orificiilor de injecție și micșorarea corespunzătoare a diametrului acestora, cu păstrarea constantă a suprafeței totale de injecție, determină o creștere a performanțelor energetice ale motorului și reducerea gradului de fum, ca urmare a îmbunătățirii procesului de ardere, printr-o distribuție mai uniformă a combustibilului în aerul din camera de ardere.

Diametrul d_0 al orificiilor de injecție influențează finețea de pulverizare și penetrația jeturilor. Având în vedere aceste considerente și rezultatele cercetărilor efectuate de alți autori, într-o primă fază a experimentelor s-a urmărit influența măririi numărului orificiilor de injecție, corespunzător cu micșorarea diametrului acestora, asupra caracteristicilor de pulverizare.

Caracteristicile de pulverizare s-au calculat pe baza fotografiilor amprentelor jeturilor ridicate experimental, prin stabilirea numărului n_i de picături de un anumit diametru d_{pi} , raportat la numărul total, adică n_i/n_t [%] în funcție de diametrul d_{pi} , apoi s-au trasat pentru variantele de pulverizatoare cu: 5, 6, 7, 8 orificii de injecție, reglate la presiunile de injecție de 240, 260, 280 bar (fig. 5.15; 5.16; 5.17).

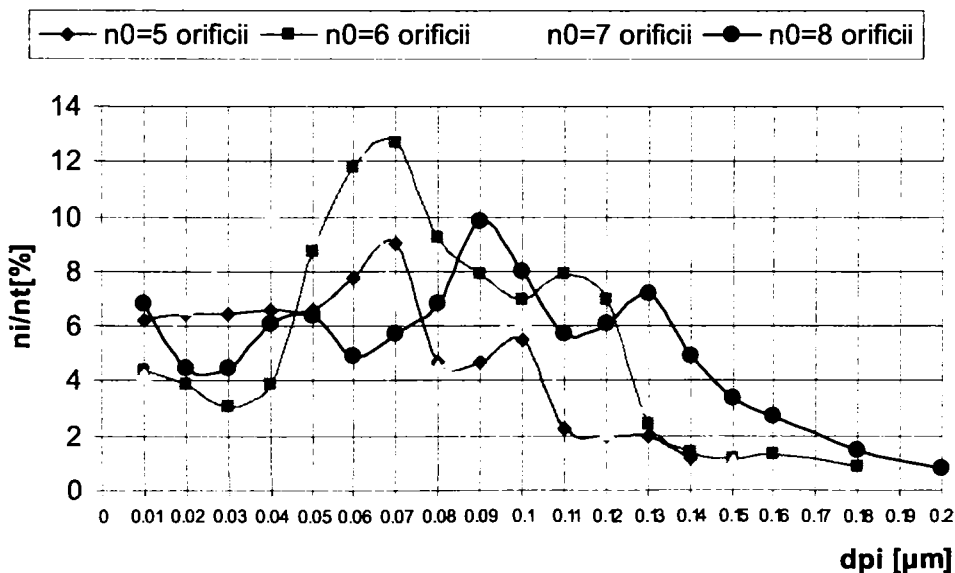


Fig. 5.15 Caracteristicile de pulverizare pentru $p_i=240\text{bar}$, $n_0=5,6,7,8$ orificii

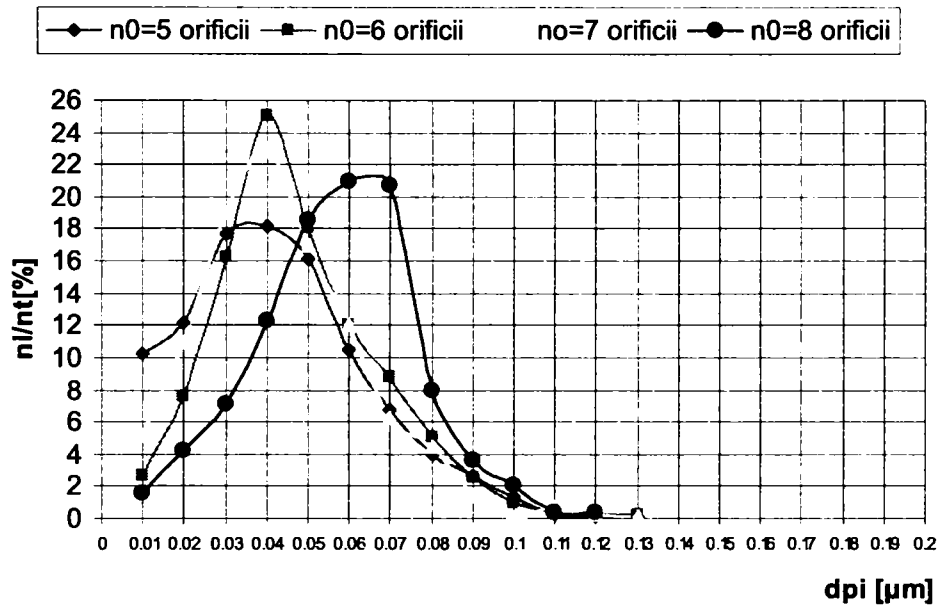


Fig. 5.16 Caracteristicile de pulverizare pentru $p_i=260$ bar, $n_0=5,6,7,8$ orificii

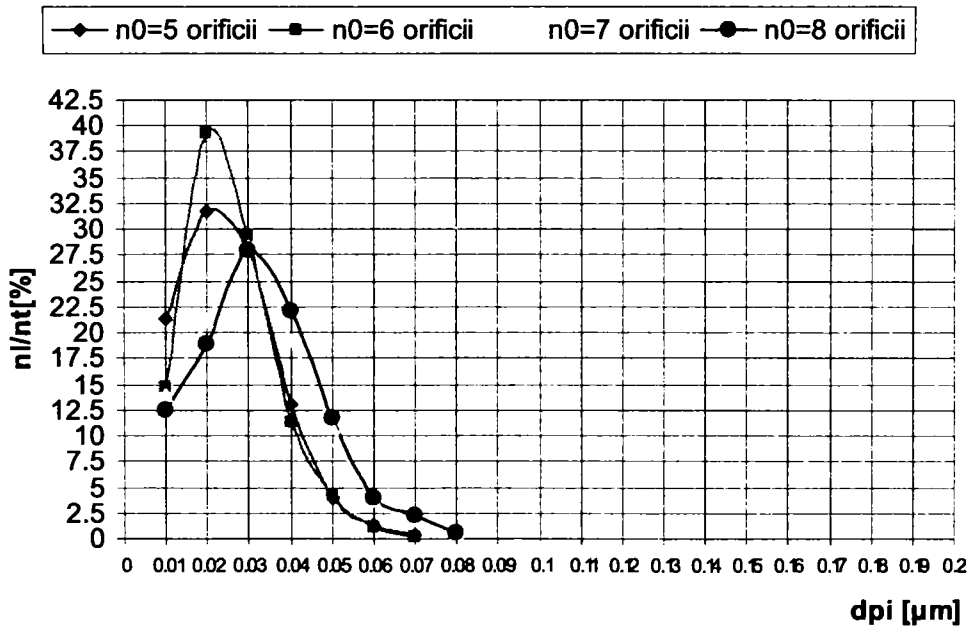


Fig. 5.17 Caracteristicile de pulverizare pentru $p_i=280$ bar, $n_0=5,6,7,8$ orificii

Din studiul graficelor caracteristicilor de pulverizare trasate pentru toate variantele de pulverizatoare încercate la presiunea de injecție de 240, 260, 280bar, rezultă următoarele:

1. La presiunea de injecție standard de 240 bar

- a) Varianta standard cu 5 orificii de injecție:
 - curba prezintă ondulații pronunțate la început și la sfârșit;
 - predomină picăturile de diametre mari, numărul picăturilor de diametre mici este redus;
- b) Varianta cu 6 orificii de injecție:
 - se observă o ușoară îmbunătățire a fineții de pulverizare, omogenitatea jetului este proastă;
- c) Varianta cu 7 orificii de injecție:
 - graficul prezintă o singură curbă tip clopot, urmată de curbe de amplitudine mai mică;
 - se constată o îmbunătățire a fineții de pulverizare și a omogenității jetului;
- d) Varianta cu 8 orificii de injecție:
 - se observă că mărirea numărului de orificii ale pulverizatorului, corespunzător cu micșorarea diametrului acestora, nu conduce la o îmbunătățire a fineții de pulverizare și a omogenității jetului;
 - graficul caracteristicii de pulverizare prezintă mai multe curbe situate în zona picăturilor de diametre mici, precum și în zona picăturilor de diametre mari;

Se observă că, varianta cu 7 orificii de injecție este soluția cea mai bună privind creșterea fineții de pulverizare și a omogenității jetului, la presiunea de deschidere a injectorului de 240 bar.

2. La presiunea de injecție mărită de 260 bar.

- a) Varianta cu 5 orificii de injecție;

Graficul prezintă o curbă tip clopot, cu o deschidere mare, deci omogenitatea jetului este proastă, iar finețea de pulverizare este mai bună.
- b) Varianta cu 6 orificii de injecție;

Graficul caracteristicii de pulverizare prezintă mai multe curbe de diferite amplitudini, privind finețea de pulverizare și omogenitatea jetului; nu se observă modificări față de varianta anterioară.
- c) Varianta cu 7 orificii de injecție;

Se constată o îmbunătățire semnificativă a fineții de pulverizare și a omogenității jetului. Curba caracteristicii de pulverizare are o deschidere mică și este situată în zona picăturilor de diametre mici.
- d) Varianta cu 8 orificii de injecție;

Curba caracteristicii de pulverizare are o deschidere mai mare și este dispusă în zona picăturilor de diametre mai mari. Rezultă că finețea de pulverizare și omogenitatea jetului se înrăutățesc.

Se constată că la presiunea de 260 bar, varianta cu 7 orificii de injecție este o posibilă soluție optimă din punct de vedere al fineții de pulverizare și a omogenității jetului, ceea ce poate determina o ardere mai bună a amestecului aer-combustibil și o reducere a emisiilor poluante.

3. La presiunea de injecție mărită de 280 bar.

a) Varianta cu 5 orificii de injecție;

Graficul caracteristicii de pulverizare prezintă o singură curbă cu deschidere mică, situată în zona picăturilor de diametre mici. Se observă că finețea de pulverizare și omogenitatea jetului se îmbunătățesc față de varianta anterioară.

b) Varianta cu 6 orificii de injecție;

Graficul se prezintă sub forma unei curbe tip clopot cu o deschidere mică, situată în zona picăturilor de diametre mici. Se observă o îmbunătățire a fineții de pulverizare și a omogenității jetului față de varianta precedentă.

c) Varianta cu 7 orificii de injecție;

Graficul caracteristicii de pulverizare are două curbe cu deschidere mare, rezultând o înrăutățire a omogenității jetului, finețea de pulverizare este mai scăzută față de varianta anterioară.

d) Varianta cu 8 orificii de injecție;

Curba caracteristicii de pulverizare are forma unui clopot cu o deschidere mare. Rezultă că omogenitatea jetului este proastă, iar finețea de pulverizare nu este diferită față de varianta c).

Se observă că, la presiunea mărită de 280 bar, varianta cu 6 orificii orificii de injecție poate fi cea mai bună soluție privind îmbunătățirea fineții de pulverizare și a omogenității jetului.

Din studiul caracteristicilor de pulverizare ridicate pentru toate variantele de pulverizatoare încercate, rezultă că, prin mărirea numărului de orificii de injecție ale pulverizatorului, corespunzător cu micșorarea diametrului acestora, păstrând suprafața totală de pulverizare constantă, finețea de pulverizare și omogenitatea jetului se îmbunătățesc.

Concluzionând, rezultă că, varianta cu 7 orificii de injecție la presiunile de injecție de 240 și 260 bar și varianta cu 6 orificii la presiunea de injecție de 280 bar, pot fi posibile soluții optime privind îmbunătățirea semnificativă a fineții de pulverizare și a omogenității jetului, care pot genera o ardere, cât mai completă a amestecului aer-motorină și limitarea emisiilor poluante.

Pentru aprofundarea cunoașterii distribuției picăturilor în volumul jetului în funcție de rază, s-au reprezentat curbele de variație a diametrelor caracteristice, din centru spre periferia jetului, pentru variantele de pulverizatoare încercate. (fig. 5.18 a, b, c, d; fig. 5.19 a, b, c, d; fig. 5.20 a, b, c, d)

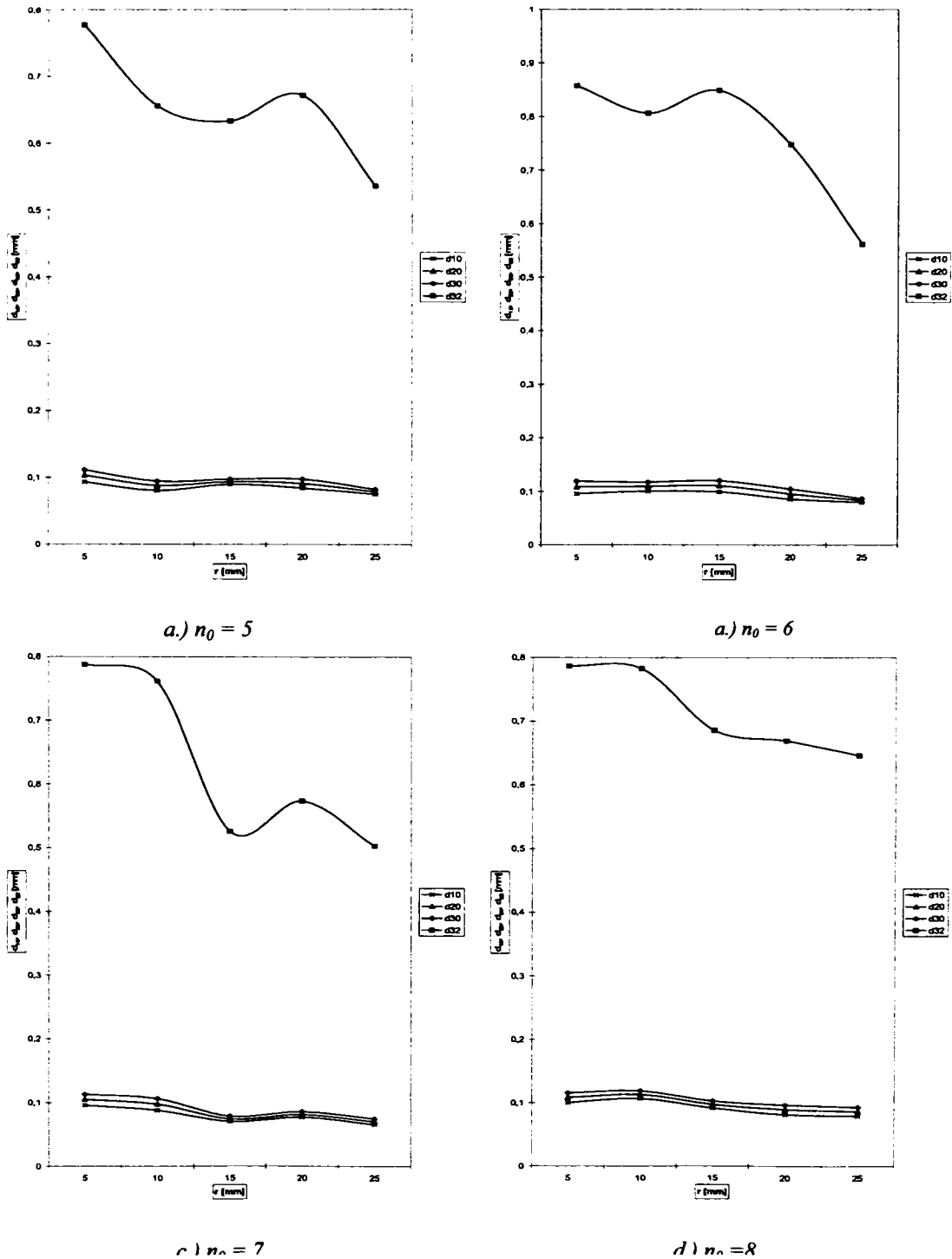
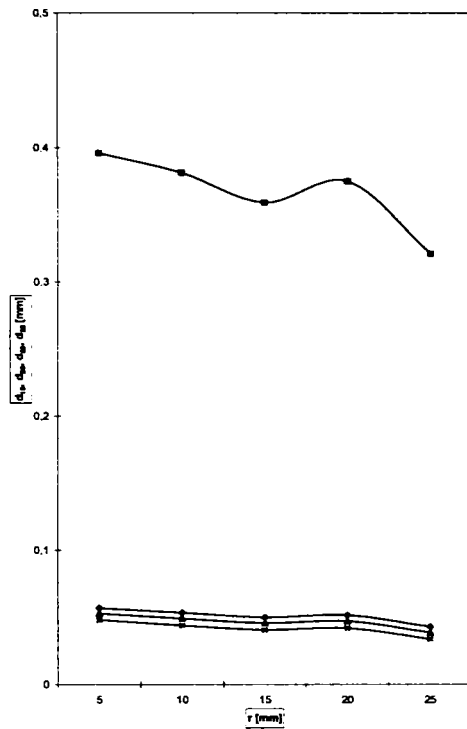
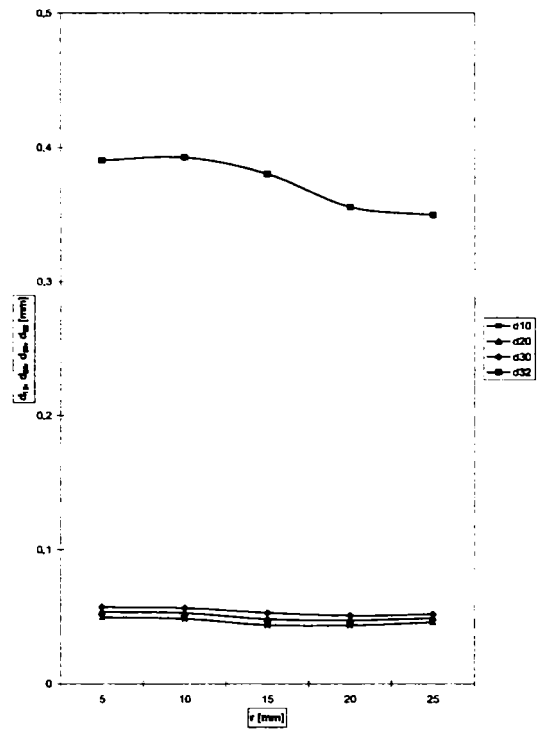


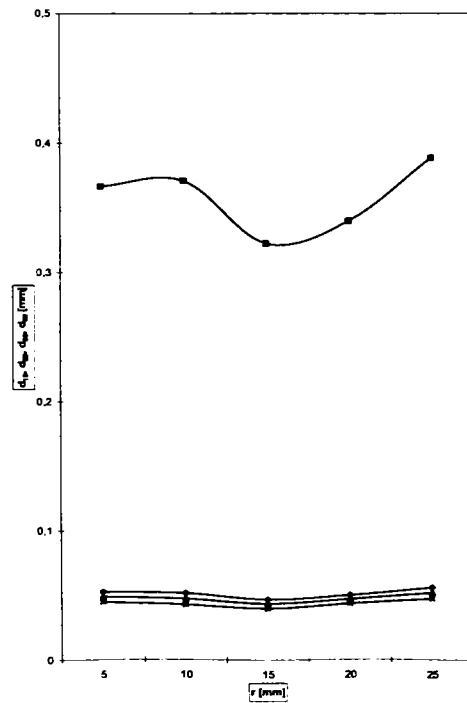
Fig. 5.18 a, b, c, d - Variația diametrelor medii ale picăturilor funcție de raza petei jetului la presiunea de 240 [bar]



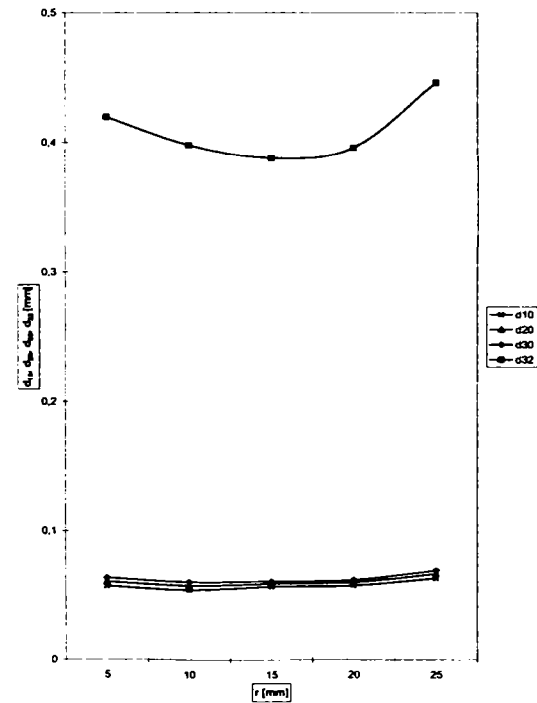
a.) $n_0 = 5$



b.) $n_0 = 6$



c.) $n_0 = 7$



d.) $n_0 = 8$

Fig. 5.19 a, b, c, d -Variația diametrelor medii ale picăturilor funcție de raza petei jetului la presiunea de 260 [bar]

152 Cercetări teoretice și experimentale privind influența modificărilor unor parametri constructivi și funcționali asupra caracteristicilor injecției combustibilului cu injectoare multijet la un motor diesel cu injecție directă de putere mijlocie-mare - 5

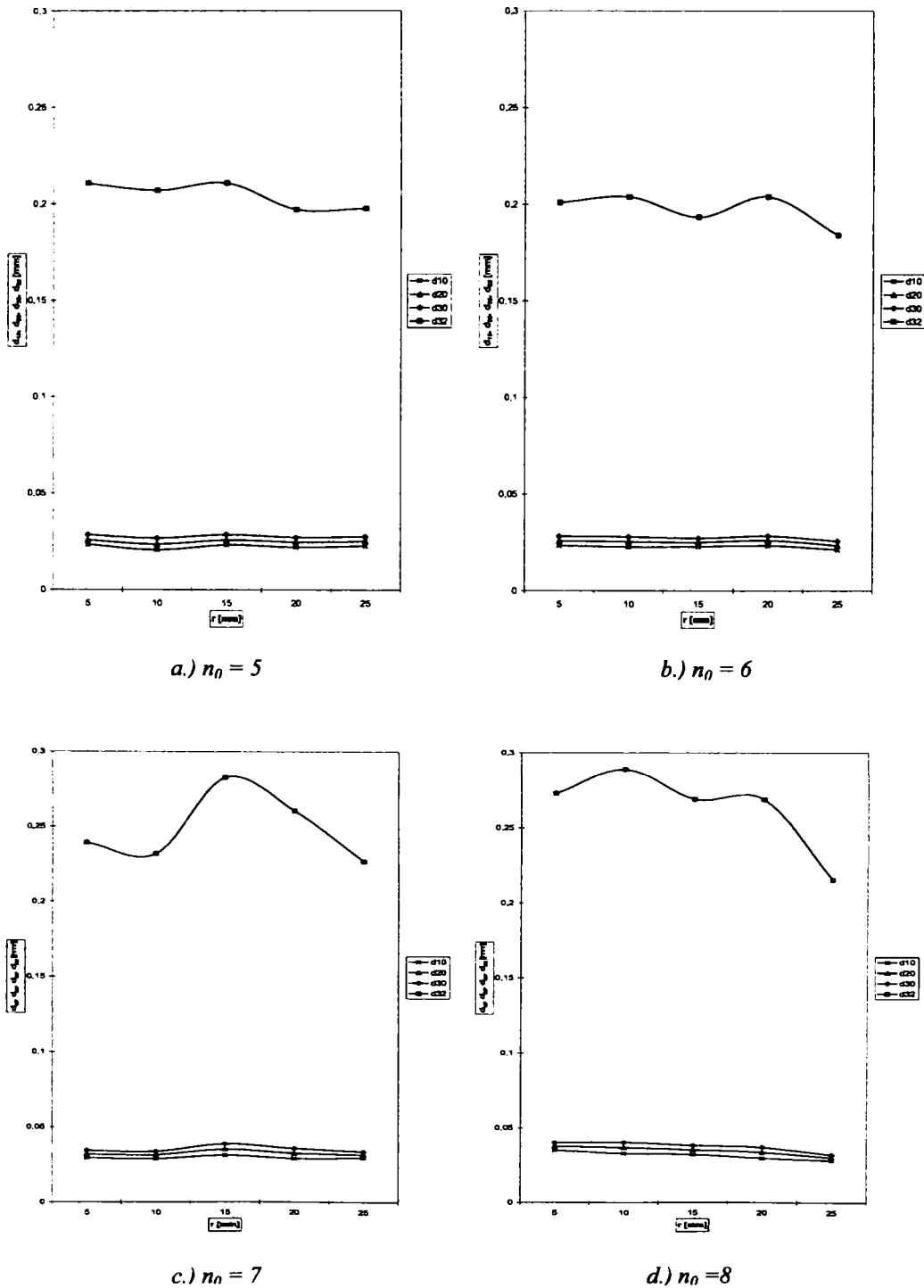


Fig. 5.20 a, b, c, d - Variația diametrelor medii ale picăturilor funcție de raza petei jetului la presiunea de 280 [bar]

Analiza graficelor de variație a diametrelor medii caracteristice funcție de raza petei jetului de combustibil injectat conduce la următoarele concluzii:

1) Diametrele medii caracteristice aritmetice de suprafață și de volum, prezintă o descreștere spre periferia jetului, valoarea minimă pentru variantele de pulverizatoare încercate este situată în vecinătatea periferiei jetului, respectiv pentru raza jetului de 20 mm și nu la periferie, $r=25$ mm. Acest aspect poate fi explicat prin efectul de frânare la periferia jetului și de recompunere a picăturilor fine, fenomen de altfel confirmat și în fotografiile amprentelor jetului de combustibil injectat.

2) Privind variația diametrului mediu Sauter d_{32} , se constată următoarele:

a) La presiunea de injecție de 240 bar:

- Pentru variantele de pulverizatoare cu 5 și 6 orificii de injecție, curbele prezintă o descreștere lentă pe segmentul de la 0 la 15 mm, o ușoară creștere pe porțiunea de la 15 la 20 mm, urmată de o descreștere bruscă;
- La variantele cu 7 și 8 orificii de injecție, curbele prezintă o descreștere lentă pe segmentele de la 10 la 15 mm, urmată de o descreștere lentă;

b) La presiunea de injecție de 260 bar:

- La variantele cu 5 și 6 orificii de injecție, curbele prezintă o descreștere lentă, până la $r=15$ mm, apoi o ușoară creștere, urmată de o descreștere bruscă pe segmentul de rază 20 la 25 mm;
- La variantele cu 7 și 8 orificii, curbele au o formă concavă;

c) La presiunea de injecție de 280 bar:

- Pentru variantele cu 5 și 6 orificii de injecție curbele prezintă o ușoară descreștere pe segmentul de rază 0 la 15 mm, urmată de o ușoară creștere pe segmentul de la 15 la 25 mm;
- La variantele cu 7 și 8 orificii se observă o creștere pe segmentul 0 la 15 mm apoi urmează o descreștere pe porțiunea 15÷25 mm;

Concluzionând, se apreciază că, valoarea diametrului mediu Sauter d_{32} , are următoarea evoluție:

- Scade, la toate variantele de pulverizatoare încercate pe segmentele de rază de 5 la 15 mm, cu excepția variantelor de pulverizatoare cu 5 orificii la presiunile de injecție de 240 bar și cu 7 orificii de injecție, la presiunea de injecție de 280 bar;
- Scade pe segmentul de bază de (20÷25) mm pentru toate variantele de pulverizatoare, cu excepția variantelor cu 7 și 8 orificii de injecție la presiunea de injecție de 260 bar;

Aceste variații cu multe neregularități și neuniformități ale diametrului mediu Sauter d_{32} , se explică prin distribuția și repartiția picăturilor în jetul de combustibil injectat, funcție de diametrele acestora, aspect evidențiat de graficele caracteristicilor de pulverizare.

5.3.2.3 Influența modificării presiunii de injecție

Presiunea de injecție determină viteza de curgere a combustibilului prin orificiile de injecție ale pulverizatorului de care depinde finețea pulverizării și penetrația jetului. Viteza de curgere a combustibilului prin orificiile de injecție ale pulverizatorului se exprimă în funcție de presiunea de injecție și contrapresiunea din cilindru motorului.

Relația de calcul pentru viteza de curgere a combustibilului rezultă din ecuația lui Bernoulli:

$$w_{j0} = \phi \sqrt{\frac{2(p_i - p_c)}{\rho_c}} \quad [\text{m/s}] \quad (5.5)$$

unde:

Φ [-] – (0,7÷0,8) coeficientul de viteză al orificiilor pulverizatorului;

p_i [bar] – presiunea de injecție;

p_c [bar] – contrapresiunea în cilindru motorului;

ρ_c [kg/m³] – densitatea combustibilului;

Se observă că, dacă presiunea de injecție crește, ceilalți factori rămânând constanți, viteza de curgere a combustibilului prin orificiile de injecție ale pulverizatorului crește, deci energia cinetică a picăturilor de combustibil injectat este mai mare, ceea ce are ca efect creșterea penetrației jetului.

Odată însă, cu creșterea vitezei de curgere a combustibilului prin orificiile de injecție, cresc și rezistențele pe care le întâmpină picăturile la deplasarea lor prin aerul comprimat din camera de ardere, ceea ce va determina creșterea fineții de pulverizare.

Este evident că, peste o anumită limită a presiunii de injecție, crescând finețea de pulverizare, picăturile fiind extrem de mici, suferă puternic efectul de frânare, astfel că distanța de pătrundere se micșorează, deci pentru a obține penetrația optimă este necesară o presiune de injecție optimă.

Cu privire la finețea de pulverizare, cercetările au demonstrat că, aceasta nu crește nelimitat odată cu creșterea presiunii de injecție, deoarece peste o anumită limită de creștere a acesteia, orificiile de injecție se deformează, ceea ce va determina scăderea fineții de pulverizare.

Pornind de la rezultatele cercetărilor anterioare, s-au realizat încercări la presiunea de deschidere a injectoarelor de: 240, 260, 280bar. S-a determinat viteza de curgere a combustibilului prin orificiile de injecție ale pulverizatorului cu relația (5.5).

Date cunoscute:

$$\Phi = 0,7$$

$$\rho_c = 840 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

$$p_a = 2,32 \text{ [bar]}$$

$$\varepsilon = 13,5$$

Contrapresiunea din cilindru motorului se determină cu relația:

$$p_c = p_a \cdot \varepsilon^{m_c} \text{ [bar]}$$

unde:

$$m_c = 1,35$$

$$p_c = 2,32 \cdot 13,5^{1,35} = 77,882 \text{ [bar]}$$

Prin înlocuirea valorilor, în relația (5.5) rezultă:

$$w_{io} = 0,7 \sqrt{\frac{2(240 - 77,882) \cdot 10^5}{840}} = 137,553 \text{ [m/s]}$$

$$w_{io1} = 0,7 \sqrt{\frac{2(260 - 77,882) \cdot 10^5}{840}} = 145,764 \text{ [m/s]}$$

$$w_{io2} = 0,7 \sqrt{\frac{2(280 - 77,882) \cdot 10^5}{840}} = 153,56 \text{ [m/s]}$$

În figurile 5.21, 5.22, 5.23, 5.24 sunt reprezentate caracteristicile de pulverizare pentru presiunile de injecție de 240, 260, 280 bar pentru variantele de pulverizatoare cu 5, 6, 7, 8 orificii de injecție.

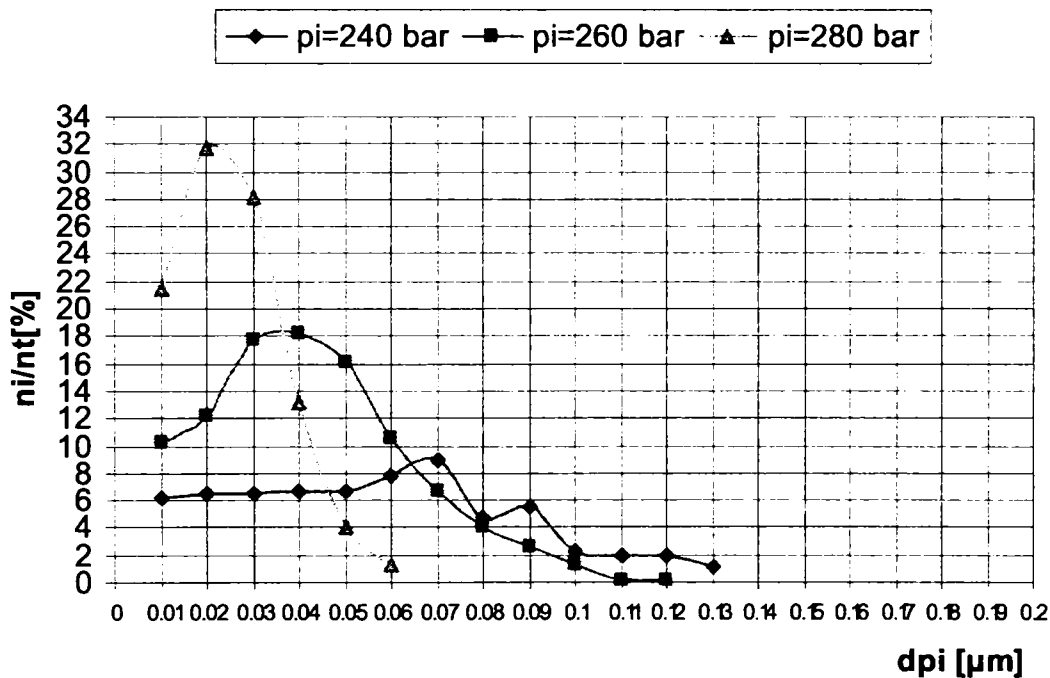


Fig. 5.21 Caracteristicile de pulverizare pentru $n_0=5$ orificii la presiunile de injecție $p_i=240\text{bar}$, 260bar , 280bar

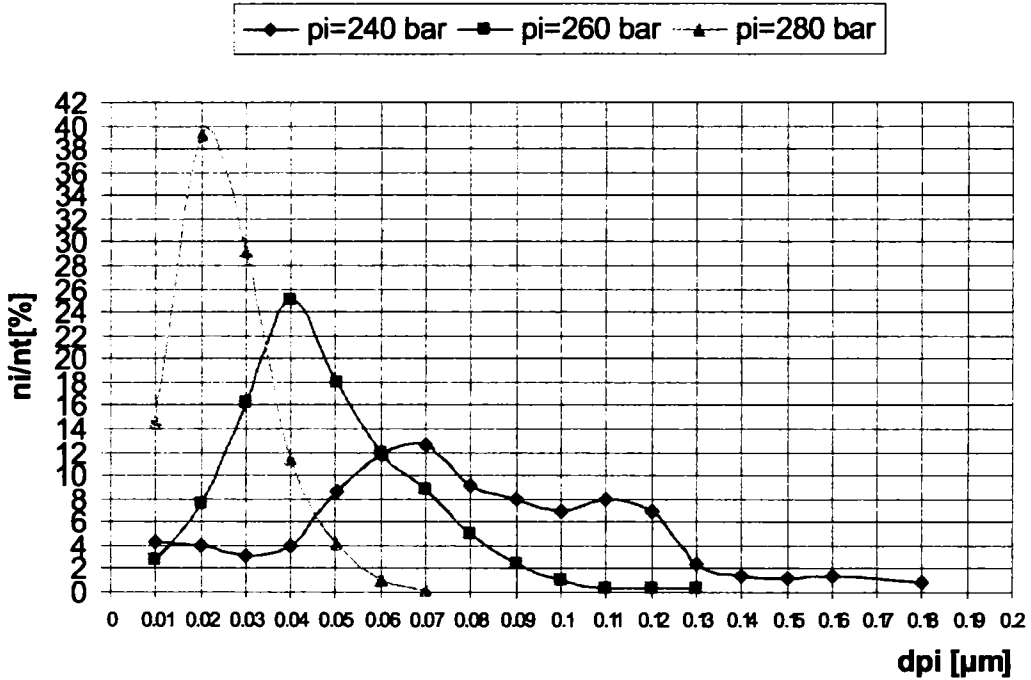


Fig. 5.22 Caracteristicile de pulverizare pentru $n_0=6$ orificii la presiunile de injecție $p_i=240$ bar, 260bar, 280bar

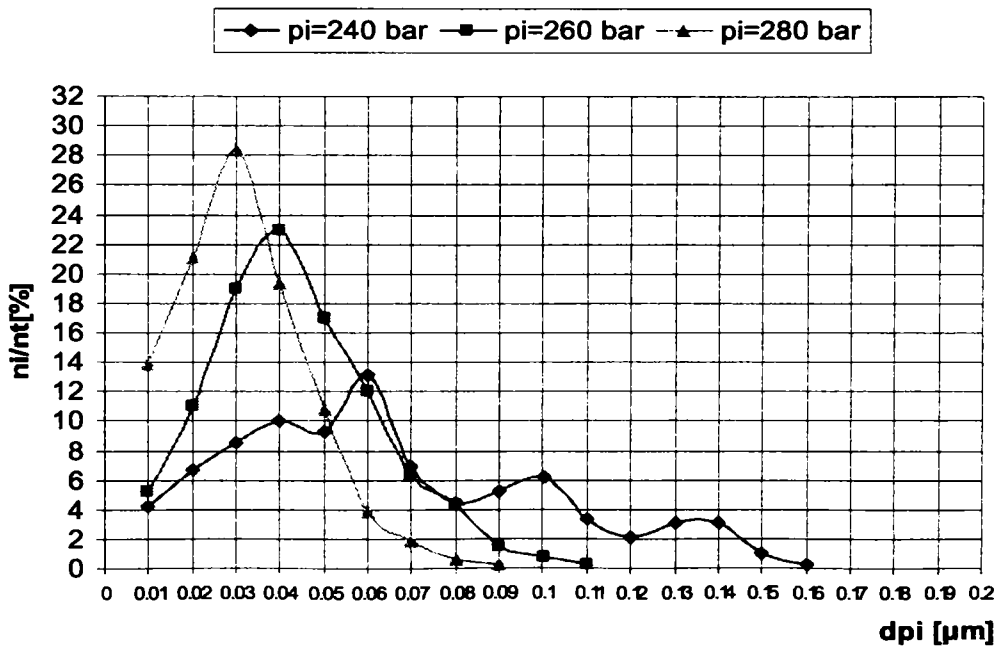


Fig. 5.23 Caracteristicile de pulverizare pentru $n_0=7$ orificii la presiunile de injecție $p_i=240$ bar, 260bar, 280bar

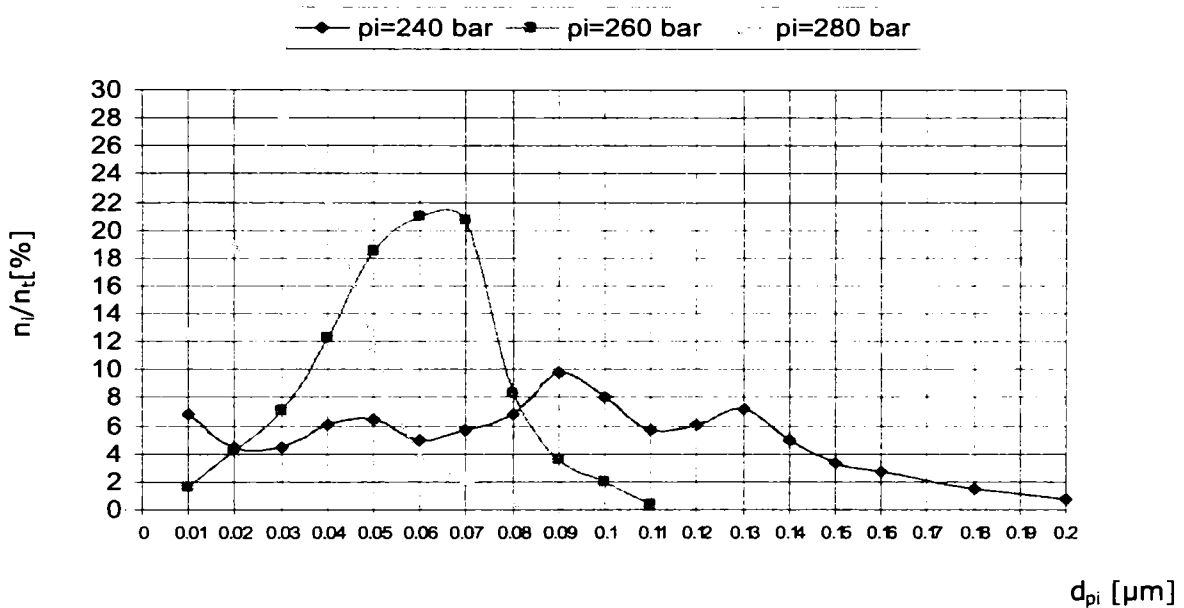


Fig. 5.24 Caracteristicile de pulverizare pentru $n_0=8$ orificii la presiunile de injecție $p_i=240\text{bar}$, 260bar , 280bar

Analiza graficelor caracteristicilor de pulverizare experimentale conduc la următoarele concluzii:

1) Varianta cu 5 orificii de injecție:

- Graficele caracteristicilor de pulverizare pentru presiunea de injecție de 240 bar, prezintă neuniformități și neregularități, rezultând o finețe de pulverizare scăzută și o omogenitate proastă a jetului;
- La presiunea de injecție mărită de 260 bar, graficul caracteristicii de pulverizare prezintă o curbă tip clopot, fără neregularități; se observă o îmbunătățire a fineții de pulverizare și a omogenității jetului;
- La presiunea mărită de 280 bar, curba caracteristicii de pulverizare are o deschidere mică, fiind situată în zona picăturilor de diametre mici, se constată o îmbunătățire a calității pulverizării.

2) Varianta cu 6 orificii de injecție:

- La presiunea de injecție în varianta standard de 240 bar, graficul caracteristicii de pulverizare prezintă 3 curbe neuniforme, finețea de pulverizare este grobiană iar omogenitatea jetului este proastă;
- La presiunea de injecție mărită de 260 bar, finețea de pulverizare și omogenitatea jetului nu se îmbunătățesc față de varianta anterioară;
- La presiunea de injecție mărită de 280 bar, curba caracteristicii de pulverizare este de tip clopot, se observă o îmbunătățire semnificativă a fineții de pulverizare și a omogenității jetului.

3) Varianta cu 7 orificii de injecție:

- La presiunea de injecție standard de 240 bar, curba caracteristicii de pulverizare este de tip clopot, dispusă în zona picăturilor de

diametre mici, este evidentă îmbunătățirea fineții de pulverizare și a omogenității jetului;

b) La presiunea de injecție mărită de 260 bar, graficul caracteristicii de pulverizare arată o curbă tip clopot, uniformă, calitatea pulverizării se îmbunătățește față de varianta anterioară;

c) La presiunea de injecție mărită de 280 bar, graficul caracteristicii de pulverizare prezintă mai multe curbe, neuniforme, se constată că finețea de pulverizare și omogenitatea jetului se înrăutățesc față de variantele precedente.

4) Varianta cu 8 orificii de injecție:

a) La presiunea de injecție standard de 240 bar, curba caracteristicii de pulverizare prezintă neuniformități; se constată o înrăutățire a fineții de pulverizare și a omogenității jetului;

b) La presiunea de injecție de 260 bar, graficul caracteristicii de pulverizare este o curbă tip clopot, finețea de pulverizare este proastă, iar omogenitatea jetului este bună.

c) La presiunea de injecție mărită de 280 bar, curba caracteristicii de pulverizare este de tip clopot, fără neuniformități; se constată o îmbunătățire a fineții de pulverizare și a omogenității jetului.

Concluzionând, se constată că, prin creșterea presiunii de injecție, finețea de pulverizare și omogenitatea jetului se îmbunătățesc. Se observă că, varianta cu 7 orificii, la presiunea de injecție de 260 bar și varianta cu 6 orificii la presiunea de injecție de 280 bar pot constitui posibile soluții optime care oferă o finețe de pulverizare ridicată și o omogenitate a jetului foarte bună.

Privind variația diametrelor medii caracteristice (d_{10} , d_{20} , d_{30}) se constată o scădere uniformă a valorilor acestora la creșterea presiunii de injecție (fig. 5.25, 5.26, 5.27, 5.28).

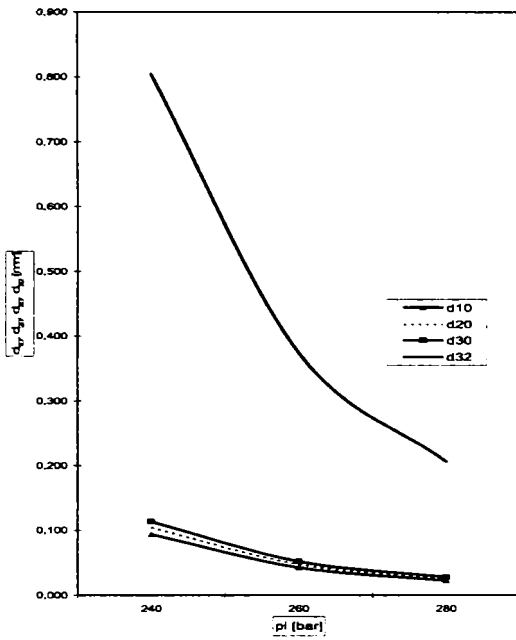


Fig. 5.25 Variația diametrelor medii caracteristice funcție de presiunea de injecție pentru $n_o = 5$ orificii

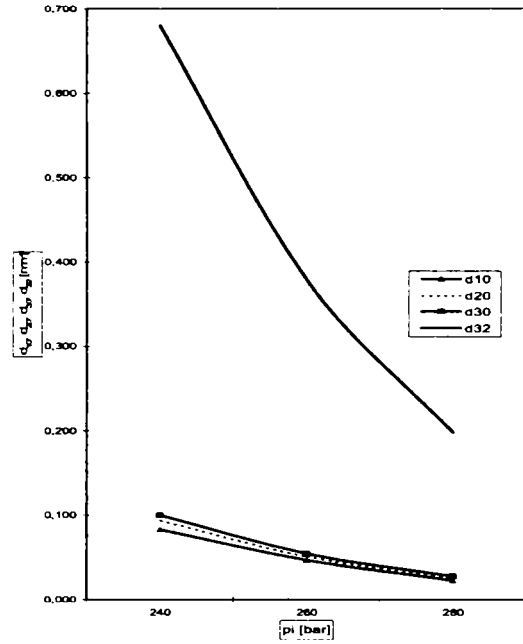


Fig. 5.26 Variația diametrelor medii caracteristice funcție de presiunea de injecție pentru $n_o = 6$ orificii

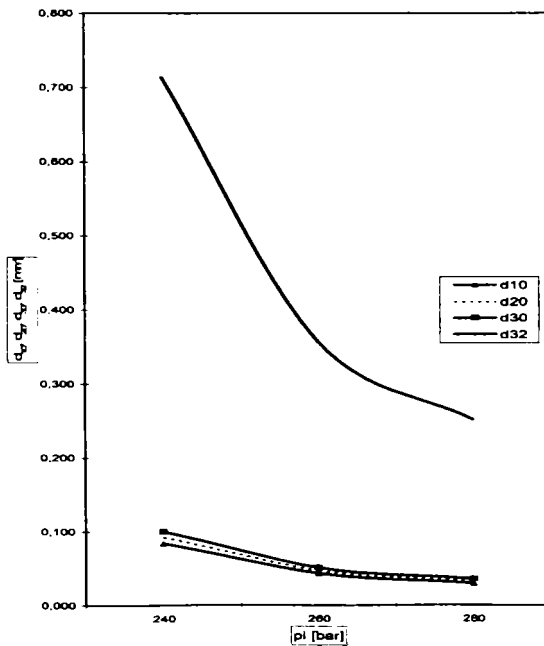


Fig. 5.27 Variația diametrelor medii caracteristice funcție de presiunea de injecție pentru $n_o = 7$ orificii

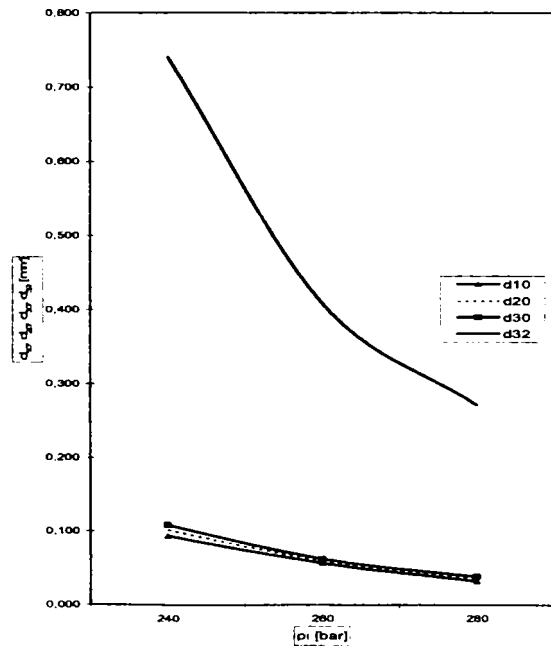
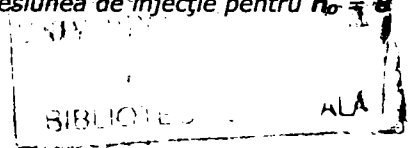


Fig. 5.28 Variația diametrelor medii caracteristice funcție de presiunea de injecție pentru $n_o = 8$ orificii



160 Cercetări teoretice și experimentale privind influența modificărilor unor parametri constructivi și funcționali asupra caracteristicilor injecției combustibilului cu injectoare multijet la un motor diesel cu injecție directă de putere mijlocie-mare - 5

Curba de variație a diametrului mediu Sauter d_{32} , prezintă o scădere accentuată la mărirea presiunii de injecție pentru variantele cu 5 și 6 orificii de pulverizare, iar la variantele cu 7 și 8 orificii, valoarea diametrului mediu Sauter, prezintă o scădere pronunțată pentru presiunea de injecție $p_i=260$ bar, apoi curba are o descreștere lentă prin creșterea presiunii de injecție la 280 bar.

Se observă că, varianta cu 7 orificii de injecție la presiunea de injecție de 260 bar, reprezintă o soluție optimă privind valoarea diametrului mediu Sauter d_{32} .

5.3.2.4 Influența modificării combinate a numărului orificiilor de injecție și a presiunii de injecție.

Încercările efectuate au vizat comportarea la injecție a pulverizatoarelor prin mărirea numărului orificiilor de injecție corespunzător cu micșorarea diametrului acestora concomitent cu mărirea presiunii de injecție de la valoarea standard de 240 bar, la 260 și 280 bar.

Din analiza graficelor caracteristicilor de pulverizare ale jetului reprezentate la punctele 5.3.2.2 și 5.3.2.3 rezultă următoarele:

a) Prin creșterea numărului orificiilor de injecție la 6 și mărirea presiunii de injecție la 260 bar și 280 bar, finețea de pulverizare și omogenitatea jetului se îmbunătățesc semnificativ;

b) Graficele caracteristicilor de pulverizare pentru variantele cu 7 orificii de injecție la presiunea de injecție de 260 bar și 280 bar prezintă curbe cu deschidere mică care cuprind picături de diametre mici. Mărirea presiunii de injecție la 280 bar, nu determină o îmbunătățire a calității pulverizării;

c) Creșterea numărului orificiilor de injecție la 8 și mărirea presiunii de injecție la 260 bar și 280 bar, poate fi o soluție de îmbunătățire a fineții de pulverizare și a omogenității jetului;

d) Se observă că, mărirea numărului orificiilor de injecție concomitent cu micșorarea diametrului acestora și creșterea presiunii de injecție nu conduce pentru fiecare din variantele încercate la îmbunătățirea fineții de pulverizare și a omogenității jetului;

Astfel, la varianta cu 6 orificii de injecție se observă o finețe de pulverizare ridicată și o omogenitate foarte bună a jetului la presiunea de injecție de 280 bar, iar la varianta cu 7 orificii de injecție calitatea pulverizării este foarte bună la presiunea de injecție de 260 bar.

Pentru varianta cu 8 orificii de injecție, se obține o finețe a pulverizării ridicată și o omogenitate foarte bună la presiunea de injecție de 280 bar.

În concluzie, urmare a analizei graficelor caracteristicilor de pulverizare pentru toate variantele de pulverizatoare încercate, rezultă că, pentru varianta cu 7 orificii de injecție și presiunea de injecție de 260 bar se poate obține calitatea optimă a pulverizării jetului.

Se observă că, influența numărului de orificii de injecție corespunzător cu micșorarea diametrului acestora este preponderentă, iar influența creșterii presiunii de injecție este mai mică asupra calității pulverizării jetului.

În final, se apreciază că, mărirea numărului orificiilor de injecție corespunzător cu micșorarea diametrului acestora, cu condiția păstrării suprafeței totale de pulverizare constantă, concomitent cu mărirea presiunii de injecție, până la o anumită limită, poate fi o soluție, pentru găsirea variantei optime de îmbunătățire

a calității pulverizării, care să conducă la influențarea arderii amestecului aer-combustibil și a gradului de fum.

5.3.2.5 Concluzii privind adoptarea unor noi soluții de pulverizatoare pentru îmbunătățirea performanțelor energetice ale motorului și reducerea gradului de fum.

După cum se cunoaște, motoarele Diesel cu injecție directă prezintă dezavantaje privind evacuarea de funingine și fum și formarea de oxizi de azot, care sunt determinate de caracterul neomogen al amestecului format prin injectarea combustibilului în aerul comprimat din camera de ardere.

Având în vedere aceste considerente, încercările experimentale efectuate, materializate prin ridicarea caracteristicilor de pulverizare pentru toate variantele de pulverizatoare, au avut drept scop principal, găsirea, prin comparație, a soluției optime de realizat tehnic la sistemul de injecție existent al unui motor Diesel cu injecție directă de putere mijlocie-mare, ca prin modificări minime, să se ajungă la obținerea unei calități ridicate a pulverizării jetului de combustibil, care să determine o ardere optimă a amestecului în camera de ardere și limitarea emisiilor poluante.

Se pot trage următoarele concluzii:

1) Prin trasarea caracteristicilor de pulverizare, s-a urmărit influența mării numărului orificiilor de injecție, corespunzător cu micșorarea diametrului acestora și mărirea presiunii de injecție asupra calității pulverizării jetului de combustibil;

2) Încercările au demonstrat că, prin mărirea concomitentă a numărului orificiilor de injecție ale pulverizatorului, micșorând diametrele acestora cu păstrarea suprafeței totale de injecție constantă și a presiunii de injecție, se poate determina o îmbunătățire a fineții de pulverizare și a omogenității jetului. Astfel, la presiunea de injecție standard de 240 bar, pentru varianta cu 7 orificii de pulverizare, graficul caracteristicii de pulverizare arată o îmbunătățire a fineții de pulverizare și a omogenității jetului față de varianta standard;

3) La mărirea presiunii de injecție la 260, respectiv 280 bar, se observă că, îmbunătățirea calității de pulverizare este evidentă pentru varianta cu 6 orificii de pulverizare la presiunea de injecție de 280 bar;

4) A rezultat că varianta cu 7 orificii de injecție la presiunea de injecție de 260 bar, poate fi o posibilă soluție optimă, care să asigure o îmbunătățire semnificativă a calității pulverizării jetului de combustibil;

5) Mărirea numărului jeturilor de combustibil, concomitent cu micșorarea diametrelor orificiilor de pulverizare, conduce la o finețe de pulverizare ridicată o omogenitate bună a jeturilor de combustibil injectate în camera de ardere. Prin aceasta, se ameliorează funcționarea motorului, se îmbunătățește procesul de pulverizare și de formare a amestecului, arderea va fi completă, fără funingine, ceea ce duce la ridicarea performanțelor energetice ale motorului și limitarea emisiilor poluante;

6) Injectarea combustibilului la presiuni ridicate în camera de ardere, are avantajul unei injecții într-un timp mai scurt și un grad ridicat al fineții de pulverizare, aspect vizibil din caracteristicile de pulverizare ale jetului;

7) Încercările experimentale realizate, au demonstrat că este posibil, ca prin modificări minime ale sistemului de injecție existent de la un motor Diesel cu injecție directă de putere mijlocie-mare, respectiv mărirea numărului orificiilor pulverizatorului și reducerea corespunzătoare a diametrelor acestora, concomitent

cu mărirea presiunii de injecție, este posibil să se obțină o creștere a fineții de pulverizare și o îmbunătățire a omogenității jetului de combustibil, deci a calității pulverizării.

5.4 Determinarea legii de injecție.

5.4.1 Considerații generale

O bună funcționare a **m.a.c.** cu injecție directă se obține prin dezvoltarea fazei arderii rapide în scopul degajării unei cantități importante de căldură în apropierea **p.m.i.**, dar în același timp trebuie limitată și funcționarea violentă a motorului, cu bătaii, trepidații și zgomote generate de o astfel de ardere, de aceea este necesară și faza arderii moderate.

Așadar, la aceste motoare, este nevoie de o corelare între procesul de injecție, de formare a amestecului și cel de ardere. De aceea, cunoașterea vitezei și a legii de injecție se impune ca o necesitate.

Legea de injecție reprezintă raportul dintre cantitatea de combustibil ce s-a injectat de la începutul injecției până la orice moment al acesteia, raportată la cantitatea totală injectată pe ciclu. Ea pune în evidență fracțiunea din doza ciclică acumulată în camera de ardere în perioada întârzierii la autoaprindere. De această cantitate depinde caracterul fazei rapide a arderii și, în bună măsură, performanțele și fiabilitatea motorului.

În același timp, legea de injecție permite urmărirea evoluției în timp a injecției combustibilului în cilindrul motorului și permite stabilirea duratei procesului de injecție. Rezultă, așadar, că o funcționare optimă a motorului, corespunde unei anumite legi de injecție considerată optimă.

Legea de injecție optimă, ca de altfel și viteza de injecție optimă, sunt caracteristice fiecărui tip de motor și rezultă din corelarea strânsă a procesului de injecție cu procesele de formare a amestecului și de ardere, precum și cu tipul și intensitatea mișcărilor aerului din camera de ardere a motorului.

5.4.2 Instalația experimentală și metodica de încercare

Încercările experimentale pentru determinarea legii de injecție s-au efectuat în laboratorul de încercări de la MEFIN S.A. SINAIA.

Principalele componente ale instalației experimentale sunt următoarele:

1. Stand de ceticubat tip BOSCH dotat cu:

- A.M.C (manometru, termometru, ceas comparator pentru controlul cursei cremalierii);
- motor electric cu puterea de 7,5 kW;
- variator de turație hidraulic; cu două trepte de turație (0÷1500) [rot/min] și (0÷4500) [rot/min];
- sistem de alimentare cu ulei de lucru CP4 cu două căi; de joasă presiune (0÷6) bar și de înaltă presiune (0÷85) bar
- sistem de încălzire a cilindrului de lucru dotat cu termometru manometric (0÷100)°C;
- turometru mecanic tip Bosch (0÷1500) [rot/min];
- turometru electronic tip MEFIN (0÷60000) [rot/min];
- pulsator electronic tip MEFIN pentru înregistrarea debitului;

- A.M.C (manometru, termometru, ceas comparator pentru controlul cursei cremalierii).

2. PC SILVER-Seraph Intel Inside:

- sistem de operare Windows 98;
- memorie 256 MB RAM;

3. Sistem digital de achiziție date în regim dinamic, tip Hottinger-Baldwin-Messtechnik, compus din:

- traductor de presiune absolută în domeniul (0÷3000) bar tip P-3MB/3000 cu mărci tensometrice 3500 [rot/min], clasa de precizie 0,1;
- D.M.C. 91T1 – aparatul de bază al sistemului DMC plus, clasa de precizie 0,02;

4. Modul Amplificator al Sistemului DMC plus, cu două amplificatoare cu frecvența purtătoare 4,8 kHz pentru traductor cu marci tensometrice și tensiuni continue +/- 10V cu convertor A/D, rază de conversie (1÷9600)/s, domeniul de frecvență 2,2 kHz, clasa de precizie 0,01;

5. Indicator pentru Legea de Injecție tip Bosch reper EFEP482 compus din:

- indicatorul de presiune (patru mărci tensometrice în montaj punte întreagă);
- tub de măsură (l÷5) m;
- ventil de reglaj fin;
- ventil de reglaj al contrapresiunii;
- racord de etalonare;
- manometre;

6. Pompa de injecție, reper RO-PE8ZW150/120RS26A

7. Injector reper RO-KDAL-62S18 echipat cu pulverizator reper RO-DLL152S19

8. Conductă de înaltă presiune

Verificarea etanșeității și reglarea presiunii inițiale de injecție pentru injecțoarele încercate s-a realizat la HIDROJET BREAZA.

În figurile 5.29a,b; 5.30a,b; 5.31a,b sunt evidențiate o parte din componentele instalației experimentale folosită la determinarea legii de injecție.

Pentru experimente s-a utilizat echipamentul de injecție care echipează motorul 8VSA2T2, compus din:

- pompa de injecție, reper PE8ZW150/120 RS 26;
- conducta de refluxare;

- injecțoare reper RO-KDAI 62 S18 echipate cu pulverizatoare reper RO-DLL 152 S19.

Indicatorul legii de injecție EFEP482, echipat cu traductor de presiune punte întreagă, este un aparat capabil să indice legea de injecție pentru debite pe ciclu cuprinse între 5 și 80 mm³/cursă.

Indicatorul legii de injecție este montat într-o carcasă cu dimensiunile 220x300x300 mm, prevăzută cu un suport de prindere pe standul de încercare.

În partea frontală sunt dispuse toate racordurile și butoanele de comandă necesare funcționării. Pentru etalonarea indicatorului de presiune, pe partea frontală a aparatului e prevăzut un racord de etalonare.

Cantitatea de combustibil injectată, la ieșirea din pulverizator, produce o undă de presiune, care este o măsură pentru variația în timp a debitului. Această variație în timp a unei de presiune se poate vizualiza prin intermediul unei punți de măsură la un osciloscop.

**Stand de ceticubat Bosh
cu 12 secțiuni reper EFEP-385A.**

**Indicator
pentru
legea de
injecție
Bosh reper
EFEP-482**

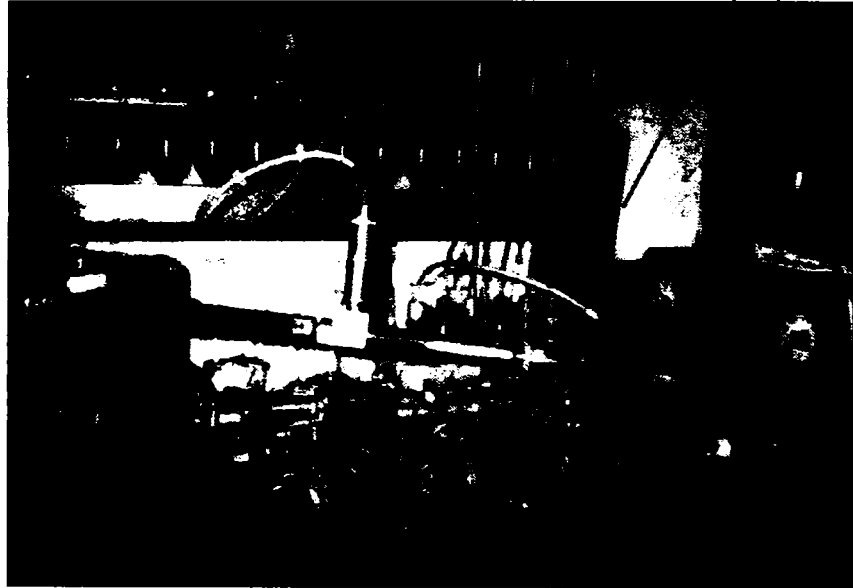


Fig. 5.29a Detaliu cu standul de ceticubat Bosch cu 12 secțiuni reper EFPE-385A

**Indicator pentru legea de injecție-panoul frontal
Injector pentru
experimentat**

**Ceas
comparator
pentru
controlul
cursei
cremalierii**

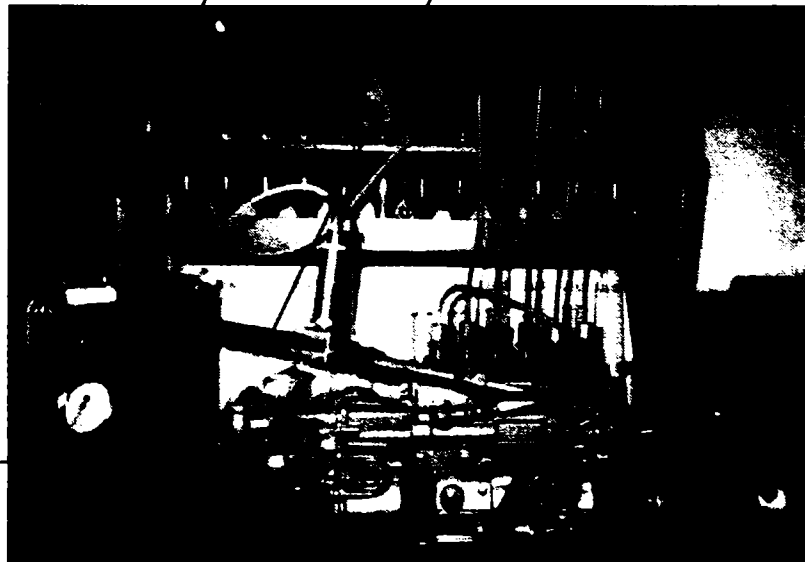


Fig. 5.29b Detaliu cu panoul frontal al indicatorului pentru legea de injecție Bosh reper EFEP-482

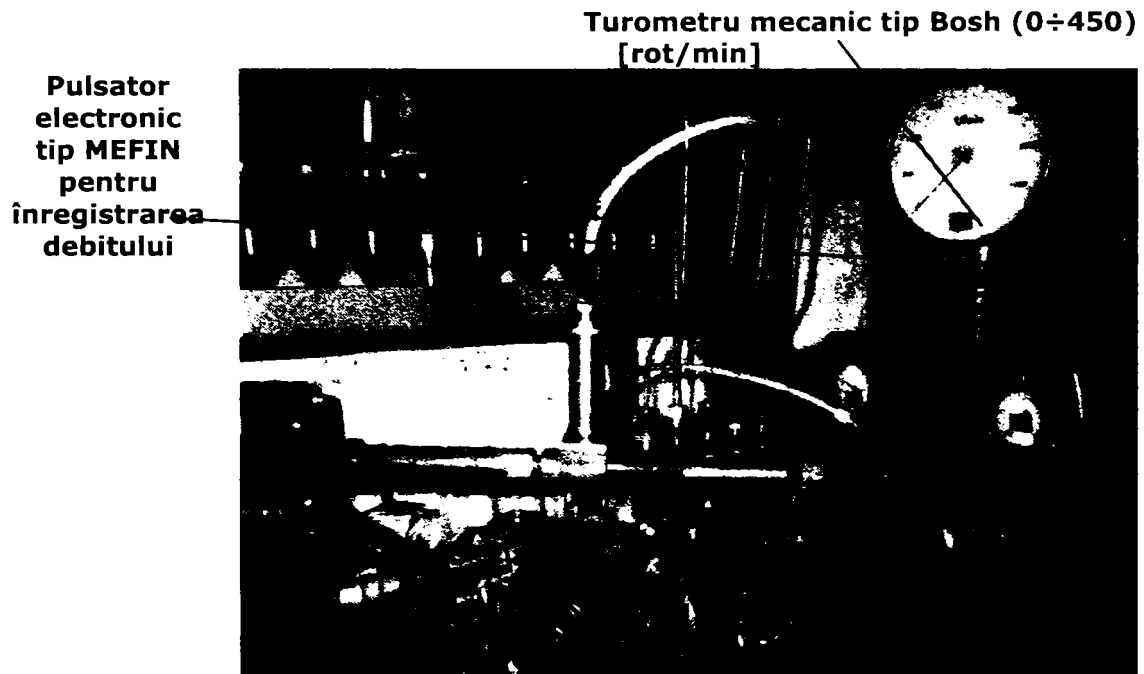


Fig. 5.30a Detaliu cu standul de cesticubat tip Bosh reper EFEP-385A

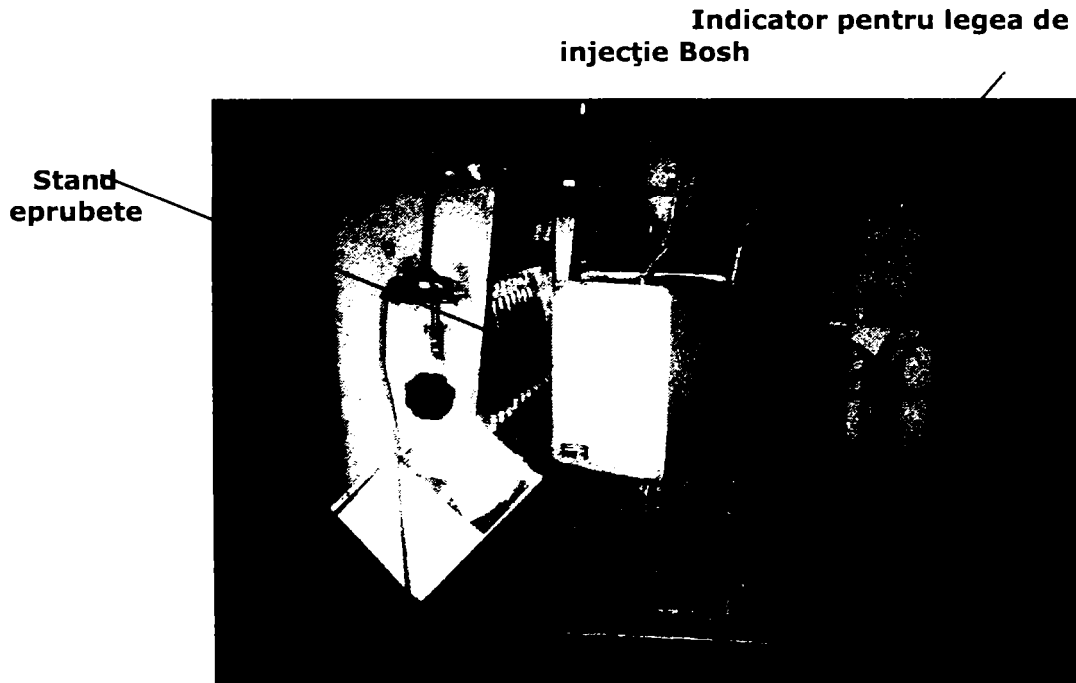


Fig. 5.30b Detaliu cu indicatorul pentru legea de injecție Bosh reper EFEP-482

PC
SILVER
SERAPH
INTEL
INSIDE



Fig. 5.31a PC SILVER SERAPH INTEL INSIDE

Sistem digital de achiziție date în regim dinamic tip Hottinger-Baldwin-Messtechnik



5.31b Detaliu cu sistemul digital de achiziție de date în regim dinamic tip Hottinger-Baldwin-Messtechnik

Unda primară de presiune, produsă prin procesul de injecție se induce în tubul de măsură până la ventilul sensibil de la capătul conductei, apoi este reflectată, mai mult sau mai puțin puternic, corespunzător fiecărei poziții a ventilului, și se întoarce, indusă, la locul injecției. Aici, unda este indicată de aparat ca primă reflexie, apoi unda se îndreaptă din nou spre ventil, unde se va reflecta din nou și procesul va continua până la amortizare.

Ventilul de contrapresiune permite ridicarea presiunii în indicatorul legii de injecție până la valoarea corespunzătoare celei din motor, valoare care se poate citi pe manometrul aparatului. Pe măsură ce contrapresiunea crește, pe osciloscop se poate observa o amplificare a tensiunii continue a liniei de bază a legii de injecție, aceasta însemnând o translație a indicării.

Pentru a nu supraîncărca tubul de măsură, la închiderea completă a ventilului de contrapresiune, aparatul mai este dotat cu un ventil de suprapresiune, între tubul de măsură și ieșire.

Principiul de măsurare al indicatorului legii de injecție constă în aceea că pulverizatorul injectează combustibilul într-o conductă calibrată, umplută cu lichid, numită conductă de măsurare.

Conform legii de continuitate, cantitatea de combustibil variabilă în timp care iese din pulverizator dă naștere la o viteză de asemenea variabilă în timp, dependentă ca mărime de diametrul conductei, consecința fiind unde de presiune analoge cantităților de combustibil injectate.

Pentru determinarea vitezei de curgere variabilă în timp, relația presiune-viteză variabilă la o curgere nestaționară pentru o undă singulară este:

$$p = a \cdot \rho \cdot u \quad (5.6)$$

unde:

p [N/m²] – presiune în conductă;

a [m/s] – viteza sunetului în mediul curgător (motorină);

ρ [kg/m³] – densitatea motorinei;

u [m/s] – viteza de curgere a motorinei;

La o dimensionare corespunzătoare a grosimii peretelui conductei, această variație de presiune se măsoară pe peretele exterior al conductei, cu ajutorul unor mărci tensometrice și se vizualizează după amplificarea semnalului pe osciloscop.

Din ecuația de continuitate rezultă:

$$\dot{V}_i = f_c \cdot u \quad (5.7)$$

unde:

\dot{V}_i [m³/s] – cantitatea de combustibil injectată;

f_c [m²] – secțiunea conductei de măsură.

Ținând cont de relația (5.6) rezultă:

$$\dot{V}_i = \frac{f_c \cdot p}{a \cdot \rho} \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad (5.8)$$

sau

$$\dot{V}_i = 10^9 \frac{f_c \cdot p}{a \cdot \rho} \quad [\text{mm}^3/\text{s}] \quad (5.9)$$

respectiv pe grad de rotație arbore pompă de injecție

$$\dot{V}_i = 10^9 \frac{f_c \cdot p}{6 \cdot n_p a \cdot \rho} \quad [\text{mm}^3/\text{°RAP}] \quad (5.10)$$

iar pentru calculele uzuale în care p se exprimă în bar

$$\dot{V}_i = 10^{14} \frac{f_c \cdot p}{6 \cdot n_p a \cdot \rho} \text{ [mm}^3/\text{°RAP]} \quad (5.11)$$

în care n_p este turația pompei în [rot/min].

În cazul secționii conductei f_c cunoscută, a vitezei sunetului a și a densității combustibilului ρ cunoscute, se obține o relație liniară între legea de injecție și variația presiunii.

Dacă pe osciloscop se reprezintă presiunea ce ia naștere în conducta de măsurare funcție de timp, atunci oscilograma astfel obținută reprezintă o măsură directă pentru legea de injecție, putând fi valorificată cantitativ.

Încercările experimentale s-au efectuat pentru injectoare în varianta standard precum și în variantele modificate cu 6, 7, 8 orificii de injecție, la presiunile de injecție de 240, 260, 280, 220 bar.

S-au efectuat măsurători ale cantității de combustibil injectat la turații diferite ale arborelui pompei de injecție cuprinse între (1150÷350) [rot/min], pentru fiecare turație modificându-se poziția cremalierii $h=18$ (poziție maximă) 16, 5, 14, 12, 10, 8, 7 [mm]; valorile înregistrate sunt prezentate în tabelul 5.2.

Se constată că, atât la creșterea numărului de orificii ale pulverizatorului cât și la mărirea presiunii de injecție, variația cantității de combustibil injectată este ne semnificativă pentru aceeași turație și cursă a cremalierii pompei de injecție.

Se observă că, valoarea maximă a cantității de combustibil injectată se înregistrează pentru turația de $n_p = 800$ [rot/min], ceea ce corespunde cu turația arborelui cotit pentru momentul motor maxim.

Tabelul 5.2

Turaje	Cursa	Debite [cm ³]															
		p _e =280 bar				p _e =240 bar				p _e =260 bar				p _e =220 bar			
		a	b	c	d	a	b	c	d	a	b	c	d	a	b	c	d
1150	18	38.5	38	37.5	38.2	38.5	38.5	39	39.4	38.4	39.2	39.5	39.8	40.2	40.2	40.4	40.6
	16.5	35	35	34.5	35	35	35	35.2	35.2	35	35.3	35	35	35.4	35.2	35.5	35.2
	14	28	27.5	27.5	27.8	27.8	28.2	27.6	27.8	28.4	28.6	29.2	29	29.8	29.2	29.6	29.8
	12	24	22.5	22	22.8	23.8	22.8	22.8	23	24.6	23.2	24.2	23.8	24.4	23.8	24.6	24.6
	10	16	15.5	15	15.4	15.6	15.2	15.2	15.4	16.2	15.8	16.4	16	15.4	16.6	16.8	16.4
	8	11	11	10.8	11	11.2	11	11	11.2	11.2	11	11	11.2	11.4	11.2	11	11.4
1100	18	39	38.5	38	38.2	38.5	39	40	39.6	39.2	38.8	39	39.6	40.2	40.2	40.6	40.6
	16.5	36	36	35.5	35.8	36.2	35.8	36	36.2	36.2	36	36	36.2	36.2	36.8	37.6	36.4
	14	28	27.5	27	27.8	27.8	24.6	27.4	27.2	28.4	27.8	28.4	28.2	28.8	28.2	28.6	28.4
	12	24	23	22.5	23	23.4	23.6	23.4	23.2	24.2	23.8	24.2	24	24.6	23.8	24.2	24.4
	10	16	15	14.5	14.8	14.6	14.8	14.6	14.4	15.4	15	15.2	15.4	16	15.6	16	16.2
	8	11	10.8	10	10.6	11.2	11	10.8	11	11.2	10.8	11	11	11.8	11.2	11.4	11.8
1000	18	39.5	38	37.5	38.5	38.4	38.8	38.8	38.6	39.8	39.2	39	39.4	40.4	40	40.6	40.8
	16.5	36.5	36.5	36	36.2	35.8	35.8	36.5	37	37.2	36.8	37	36.8	36.8	37	37.5	37.5
	14	28.5	28	27.5	28.2	28.4	28.8	27.4	28.2	29.2	28	28.6	29.2	29.6	29.6	29.6	29.6
	12	24	23.5	23	23	23.2	23	23.2	23.6	24.2	23.8	24	23.8	24.2	24	24.4	24
	10	16	15.5	15.5	15.6	14	15.8	15.6	15.8	16.2	15.8	16.2	16	15.6	16.4	16.4	16.8
	8	10.5	10.8	10.4	10.6	10.6	10.8	10.6	10.8	10.7	10.4	10.6	10.6	11	11.2	11.2	11.4
900	18	40	39	38.5	39.2	38.2	39.4	39.2	39.4	40.2	39.8	38.6	39.2	40	39.8	40.8	40.8
	16.5	37	37	36.5	37	37.5	37.2	37.4	37.6	37.2	36.8	37	37.5	37.6	37.4	38	38.2
	14	28.5	28.5	28	28.2	28	27.8	28.2	28	28.2	28.4	29.2	29.6	30	28.8	28.6	28.8
	12	23.5	23.5	23	23.5	23.6	23.8	23.6	23.8	23.6	23.6	24	24.2	24.8	24.2	24	24.4
	10	15.5	15	14.8	15	14.8	15.2	15	15.4	15.8	15.2	15.6	15.4	16	15.8	16.2	16
	8	10.5	10.2	9.8	10.2	10.2	10	10	10.2	10.8	10.4	10.6	10.4	10.8	11	10.8	11.2
800	18	40	39.5	39	39.4	38.4	39.2	40	38.8	39.8	39.6	39	39.4	40.2	39.8	41	41.2
	16.5	38	37.5	37	37	38.2	38	37.8	38	38.2	37.8	38	38.5	38.4	38	38.5	38.4
	14	28.5	28.5	28	28.5	28.4	28.6	28.4	28.8	29	28.6	29.2	29.8	30	29.5	30	30.2
	12	23	22.5	22	22	22.6	22.8	22.4	22.2	23.2	23	23.5	23.2	24.6	24.2	24.2	24.8
	10	15.5	15.2	15	15.2	15.4	15.6	15.2	15.4	15.6	15.4	15.8	15.6	16.2	16	15.8	16.4
	8	10.5	10	10.8	11	11	11.2	11	11	10.8	10.4	10.8	10.6	11.4	11.2	10.9	12
700	18	40.5	39.5	39	39.4	38.8	39.2	39.8	39.8	40	39.6	39.6	39.2	40	39.8	40.8	40.8
	16.5	38	37	36.5	38.8	37.5	38.2	37.8	38.4	38.4	37.8	38.5	39.2	39	38.8	38.4	39.2
	14	28.5	28.5	28	28.5	28.4	28.4	28	28.8	28.8	28.2	28.8	28.6	28.8	29.2	29	29.4
	12	22	21.5	21	22	21.8	22	21.8	22	22.6	21.8	22.5	22	24	23.8	23.8	24.2
	10	14	14.2	14	14.8	14.6	14.8	14.6	14.6	14.4	14	14.6	14.6	15	14.8	15	15.2
	8	9.5	9.4	9.2	10.8	9.8	10	10	10.2	9.3	9.8	9.6	9.4	10.4	10	10.2	10.8
600	18	41	39.5	39	39.8	39	39.4	39.6	39.4	39.8	39.6	39.4	39.6	39.8	40	40.4	40.4
	16.5	38	36.5	36	38.5	38	38.2	38.4	38.6	38.4	38.5	39	38	39.2	39.4	39.4	39.6
	14	28	27.5	27	28	24.8	27.8	28	28.2	28.4	27.8	28.2	28.4	28.6	28.8	28.4	29
	12	21	20.5	20.5	19.8	20.2	20.4	20.2	20	21.2	20.6	20.8	20.2	21.2	20.8	20.8	21.2
	10	12.4	11.8	11.6	12.6	12.2	12.4	12.8	13	12	11.9	12.2	12.4	12.8	13.2	13.6	13.6
	8	9.5	9.4	9.6	10.2	10	10	10.2	10.2	9.8	9.6	9.6	9.4	10.8	10.6	10.4	10.8
500	18	40.5	39.5	39.5	39.8	39.2	40.2	39.8	40.4	39.8	39.4	39.8	39.6	40	39.6	40.2	40.4
	16.5	37	36.5	36	36.5	37.5	37	37.8	37.4	36.8	36.8	37.5	37.2	37.6	37.4	37.8	37.8
	14	26.5	26	25.5	26.2	26.8	26.2	26.8	26.6	26.4	26.2	26.8	27.8	27	27.8	27.6	27.6
	12	20	19.5	19	19.4	19.8	19.6	20.4	19.8	20.25	20	20.4	20.6	20.8	20.6	21.2	21.4
	10	11.5	11.3	11.2	10.8	11.2	11.4	11.2	10.8	11.4	11.4	11.6	11.4	11.8	12	12.2	12.2
	8	8.5	8.8	8.4	8.8	8.8	8.6	8.4	8.4	8.8	8.6	8.8	8.6	9.2	9.8	10	10.2
400	18	39	38.5	38	38.2	39	39.2	40	39.8	39.2	38.6	39.2	39	40.2	40	40.2	40.4
	16.5	34.5	35.5	35	35.5	35.2	35.8	36.2	36.4	34.8	34.6	35	35.5	36.2	37.6	37.5	37.4
	14	25.5	25	24.5	24.8	25.2	25.4	25.2	25	25.2	25.2	25.8	25.4	26	26.2	26.8	26.8
	12	19	18.5	18	18.2	18.8	19	18.9	19.8	18.6	18.4	19	18.8	18.8	19.6	20.2	20
	10	11	10.8	10.6	10.2	10.8	11.2	11	11.2	10.8	10.6	10.8	10.4	11.2	11.4	11.8	11.6
	8	7.4	7.5	7.2	7.6	7.6	7.8	7.4	7.6	7.6	7.5	7.8	7.6	8	8.2	8	8.6
350	7	3.2	2.8	2.8	3	2.8	3.2	2.8	3.2	3	3.2	3.4	3	3.4	3.4	3.4	3.5

Eticheta injector	a	b	c	d
Numar orificii	5	6	7	8

170 Cercetări teoretice și experimentale privind influența modificărilor unor parametri constructivi și funcționali asupra caracteristicilor injectiei combustibilului cu injectoare multijet la un motor diesel cu injectie directă de putere mijlocie-mare - 5

În tabelul 5.3 se prezintă valorile măsurătorilor presiunii maxime de injectie și a cantității de combustibil injectată la 100 de pulsații pentru turațiile arborelui pompei de injectie $n_p=1150, 800$ rot/min și cursa cremalierii $h=16,5$ mm, precum și la turația minimă de 350 rot/min și cursa minimă $h=7$ mm.

Tabelul 5.3

Injector		Turație [rpm]	Cursa [mm]	Debit [mm ³ /100p]	P _{max} [bar]	P _{rem} [bar]	P _{vâră după inj} [bar]
P _p (bar)	Nr. găuri						
280	5	1150	16.5	35	600	1	43
		800		38	477	4	15
		350		7	3.2	281	4
	6	1150	16.5	35	611	4	42
		800		37.5	479	4	23
		350		7	2.8	280	2
	7	1150	16.5	34.5	590	2	43
		800		37	467	2	29
		350		7	2.8	274	2
	8	1150	16.5	35	588	2	54
		800		37	467	4	33
		350		7	3	276	4
240	5	1150	16.5	35	584	4	33
		800		38.2	447	3	17
		350		7	3	291	4
	6	1150	16.5	35.3	611	4	21
		800		37.8	488	4.5	12
		350		7	3.2	295	3
	7	1150	16.5	35	609	3	37
		800		38	489	4.5	16
		350		7	3.4	272	3
	8	1150	16.5	35	615	4	32
		800		38.5	499	4	16
		350		7	3	279	4
260	5	1150	16.5	35	617	3	31
		800		38.2	487	3	29
		350		7	2.8	279	3
	6	1150	16.5	35.3	583	3	30
		800		37.8	479	3	15
		350		7	3.2	281	3
	7	1150	16.5	35	591	4	45
		800		38	447	3	13
		350		7	2.8	271	3
	8	1150	16.5	35.2	596	3	30
		800		38	471	4	23
		350		7	3.2	273	3
220	5	1150	16.5	35.4	597	3	33
		800		38.4	468	4	18
		350		7	3.4	260	4
	6	1150	16.5	35.2	572	3	40
		800		38	469	5	20
		350		7	3.4	262	3
	7	1150	16.5	35.5	579	3	31
		800		38.35	757	3	10
		350		7	3.4	272	3
	8	1150	16.5	35.2	580	3	29
		800		38.4	469	4	20
		350		7	35	264	3

Măsurătorile s-au efectuat pentru variantele de pulverizatoare cu 5, 6, 7, 8 orificii, reglate la presiunea de injecție de 240 bar în versiunea standard și la presiunile mărite de 260 și 280 bar și la presiunea micșorată de 220 bar.

În tabelele 5.4, 5.5, 5.6, 5.7 (anexe) sunt concentrate valorile presiunii combustibilului ce ia naștere în conducta de măsurare a indicatorului legii de injecție Bosch, funcție de timp și unghiul de rotație al pompei de injecție.

Valorile presiunii în conducta de măsurare s-au determinat la turațiile arborelui pompei de injecție n_p de 1150 și 800 rot/min, și cursa cremalierii, $h=16,5$ mm.

În figurile 5.32a,b; 5.33a,b; 5.34a,b; 5.35a,b sunt reprezentate graficele de variație ale presiunii ce ia naștere în conducta de măsurare în funcție de unghiul de rotație al arborelui pompei de injecție pentru toate variantele de pulverizatoare experimentate, la turațiile arborelui pompei de injecție de 1150 și 800 rot/min.

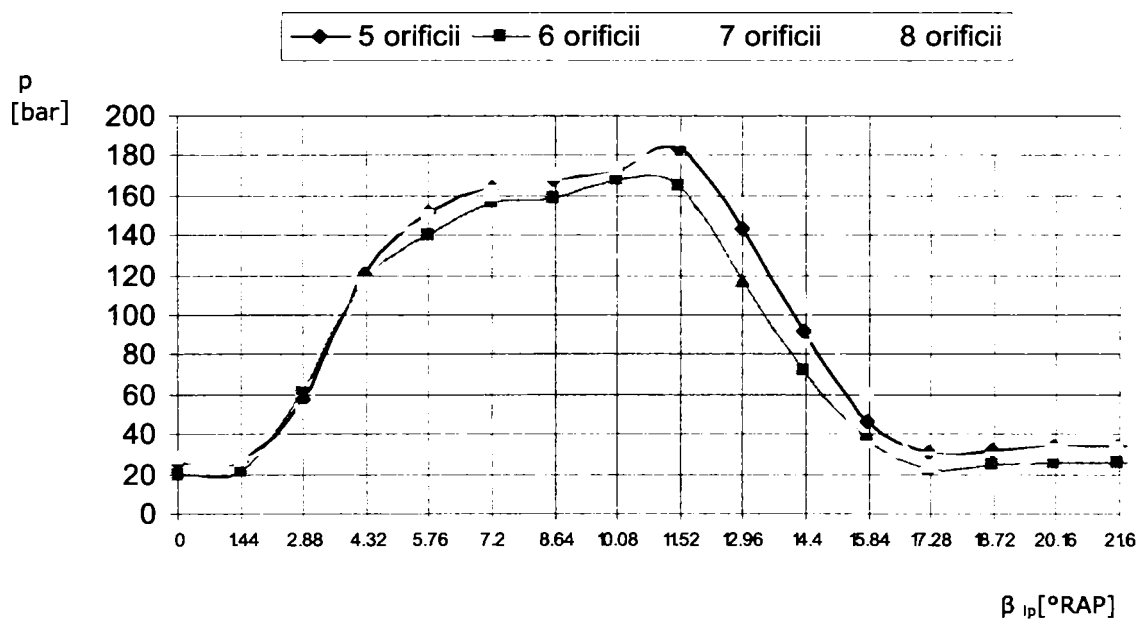


Fig. 5.32a Variația presiunii în conducta de măsurare pentru $p_i=240$ bar, $n_p=1150$ rot/min, $h=16,5$ mm

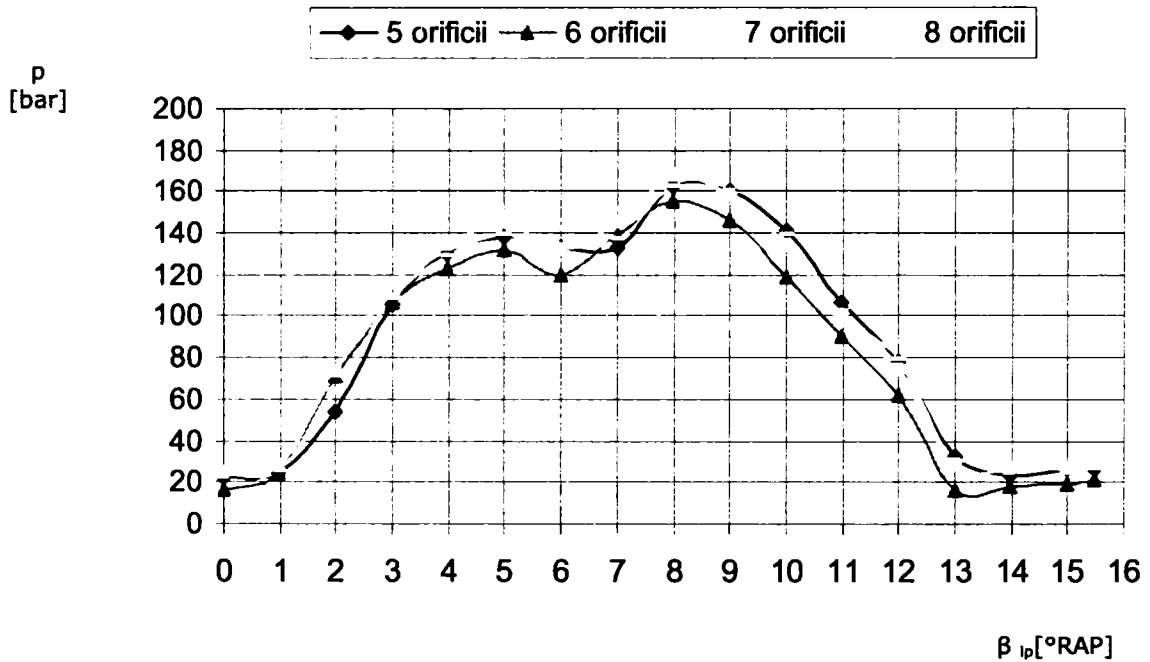


Fig. 5.32b Variația presiunii în conducta de măsurare pentru $p_i = 240 \text{ bar}$, $n_p = 800 \text{ rot/min}$, $h = 16,5 \text{ mm}$

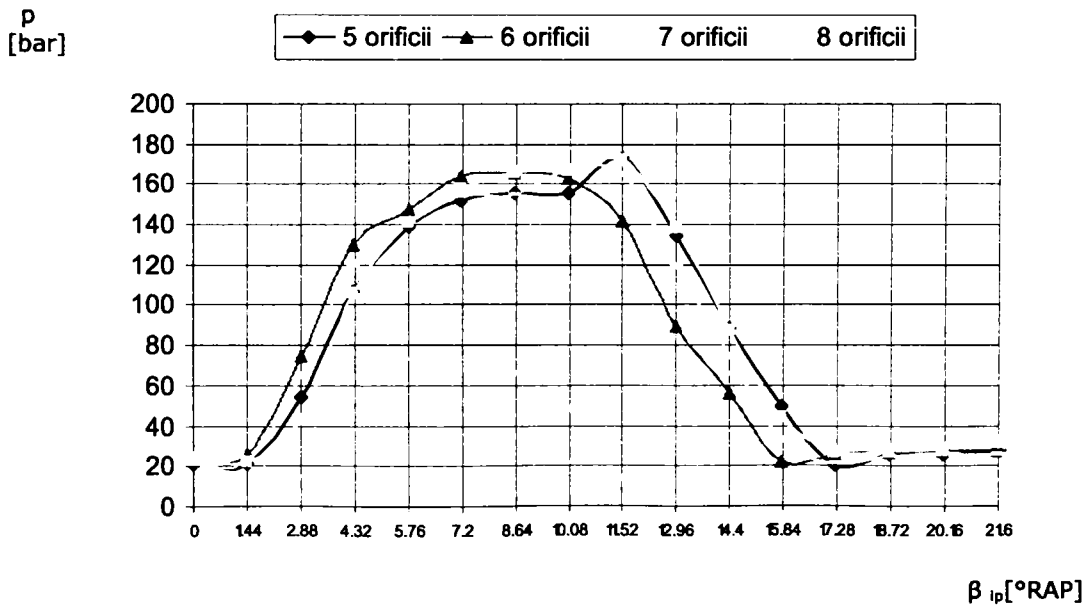


Fig. 5.33a Variația presiunii în conducta de măsurare pentru $p_i = 260 \text{ bar}$, $n_p = 1150 \text{ rot/min}$, $h = 16,5 \text{ mm}$

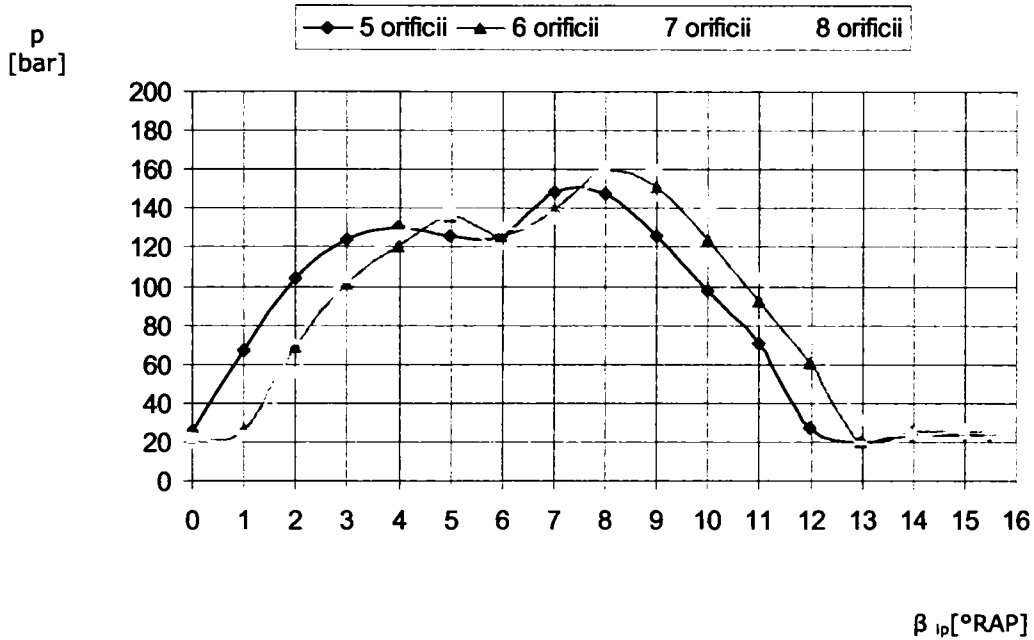


Fig. 5.33b Variația presiunii în conducta de măsurare pentru $p_i = 260$ bar, $n_p = 800$ rot/min, $h = 16,5$ mm

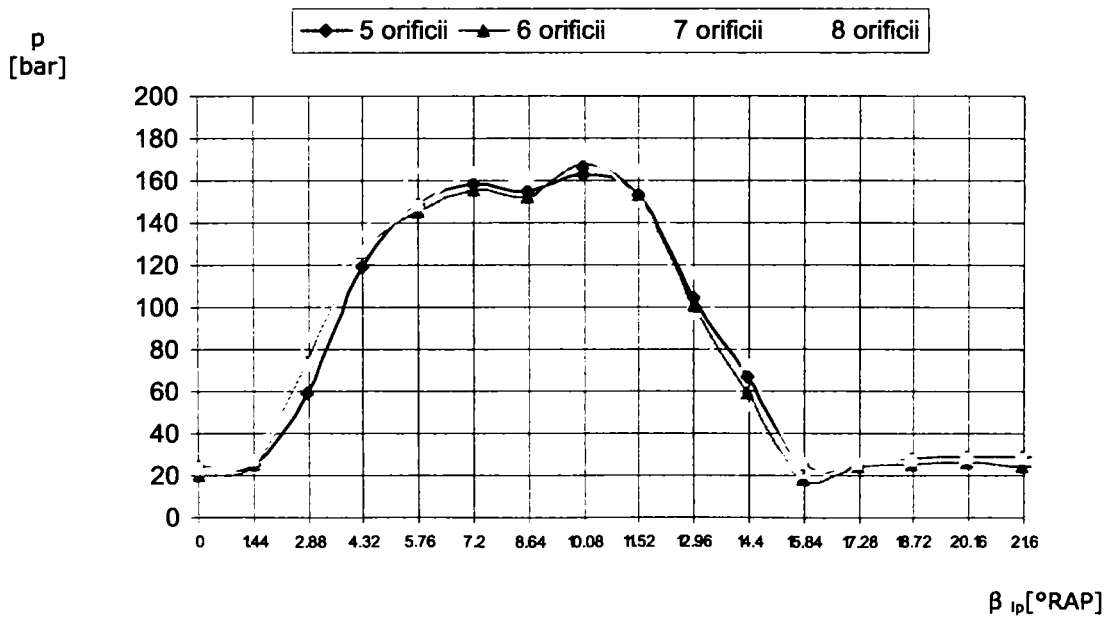


Fig. 5.34a Variația presiunii în conducta de măsurare pentru $p_i = 280$ bar, $n_p = 1150$ rot/min, $h = 16,5$ mm

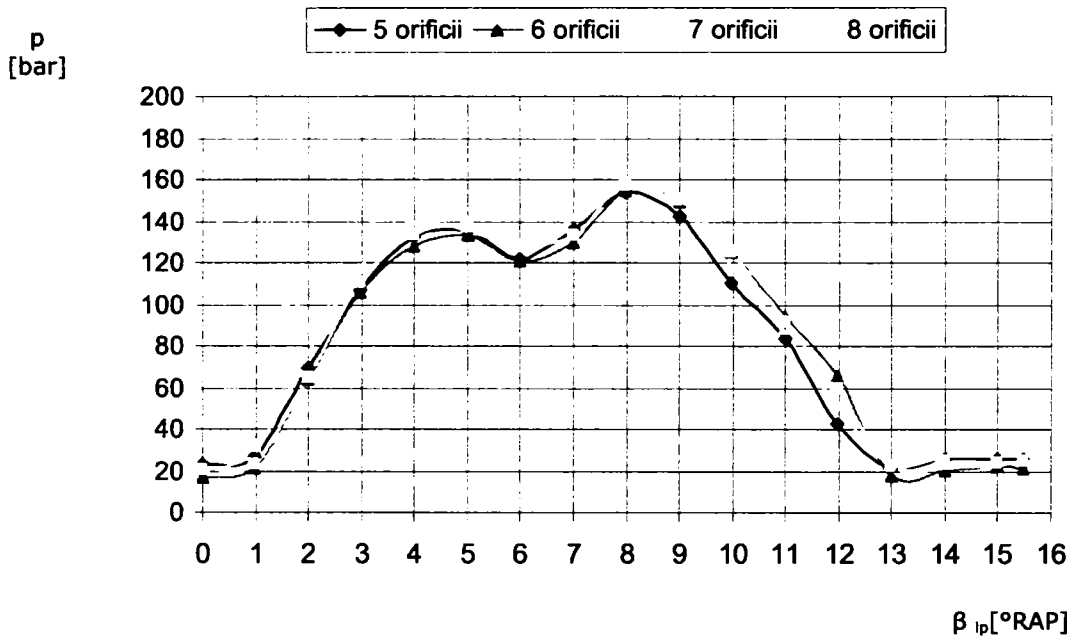


Fig. 5.34b Variația presiunii în conducta de măsurare pentru $p_i = 280$ bar, $n_p = 800$ rot/min, $h = 16,5$ mm

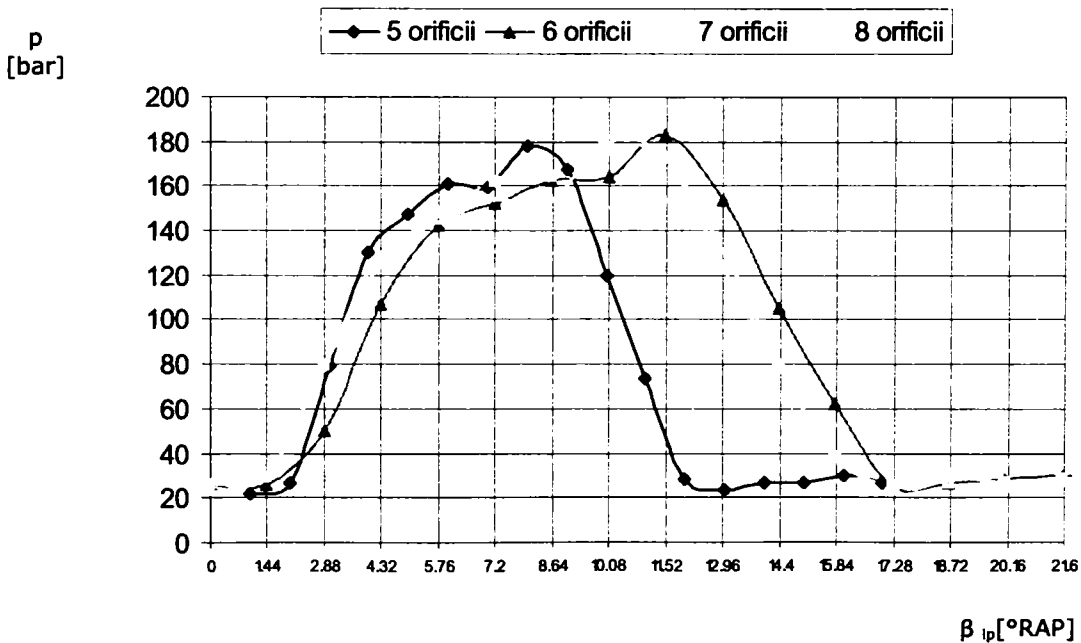


Fig. 5.35a Variația presiunii în conducta de măsurare pentru $p_i = 220$ bar, $n_p = 1150$ rot/min, $h = 16,5$ mm

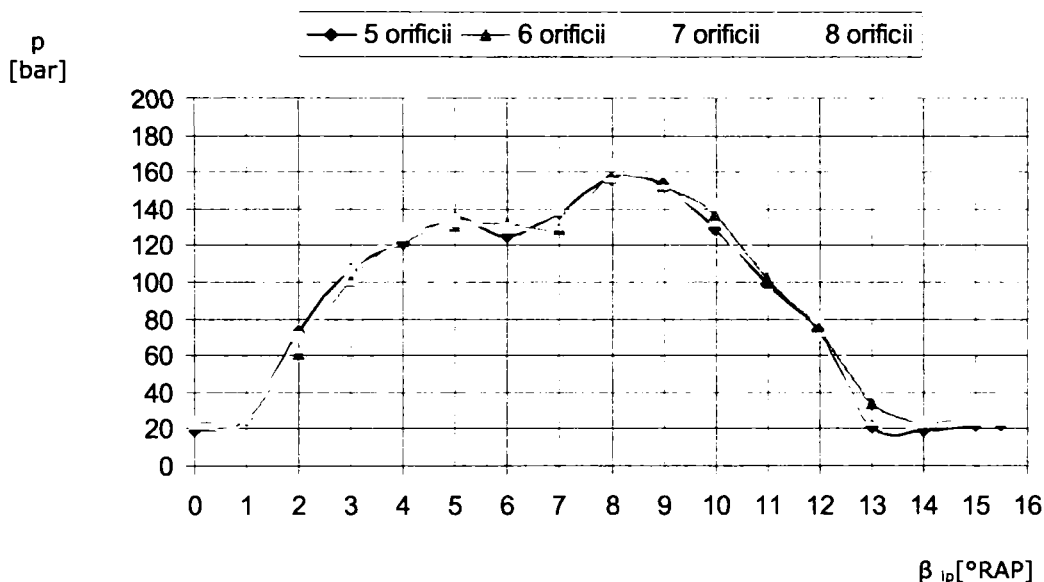


Fig. 5.35b Variația presiunii în conducta de măsurare pentru $p_i = 220$ bar, $n_p = 800$ rot/min, $h = 16,5$ mm

Analizând aceste grafice, rezultă următoarele concluzii:

1. Pentru turația $n_p = 1150$ [rot/min], la creșterea numărului de orificii al pulverizatorului de la 5 la 6, 7, 8, la presiunea de injecție standard, se înregistrează o ușoară creștere a presiunii în conducta de măsurare, pentru varianta cu 7 orificii, valoarea maximă a presiunii este la unghiul de $11^{\circ}49'$. Pentru turația $n_p = 800$ rot/min valoarea maximă a presiunii se înregistrează la același unghi;

2. Pentru presiunea de injecție mărită la 260 bar și $n_p = 1150$ rot/min, valoarea maximă a presiunii din conducta de măsurare se înregistrează la unghiul de $11^{\circ}40'$, atât pentru varianta cu 5 orificii cât și pentru varianta cu 7 orificii de pulverizare;

La $n_p = 800$ rot/min, valoarea maximă a presiunii din conducta de măsurare se înregistrează la unghiul de $12^{\circ}36'$ pentru varianta cu 7 orificii de pulverizare.

3. Pentru presiunea de injecție mărită la 280 bar și $n_p = 1150$ rot/min, valoarea maximă a presiunii din conducta de măsurare se înregistrează la unghiul de $10^{\circ}34'$, pentru varianta cu 7 orificii de pulverizare;

La $n_p = 800$ rot/min, valoarea maximă a presiunii s-a înregistrat tot pentru varianta cu 7 orificii de pulverizare, la unghiul de $12^{\circ}36'$.

4. Pentru presiunea de injecție micșorată la 220 bar și $n_p = 1150$ rot/min, se observă că, valoarea maximă a presiunii din conducta de măsurare este înregistrată la unghiul de $10^{\circ}33'$ pentru varianta cu 7 orificii de pulverizare.

Astfel, prin înlocuirea valorilor cunoscute, respectiv secțiunea conductei de măsură $f_e = 13,2603$ [mm²], viteza sunetului $a = 1350$ [m/s], densitatea combustibilului $\rho = 840$ [kg/m³], în relația (5.11) se obține viteza de injecție :

$$\dot{V}_j = 0,1696 \cdot p \text{ [mm}^3/\text{°RAP]} \text{ pentru } n_p = 1150 \text{ rot/min} \quad (5.12)$$

respectiv

$$\dot{V}_j = 0,2438 \cdot p \text{ [mm}^3/\text{°RAP]} \text{ pentru } n_p = 800 \text{ rot/min,}$$

unde cu p [bar], s-a notat presiunea din conducta de măsurare.

176 Cercetări teoretice și experimentale privind influența modificărilor unor parametri constructivi și funcționali asupra caracteristicilor injecției combustibilului cu injectoare multijet la un motor diesel cu injecție directă de putere mijlocie-mare - 5

Prin înlocuirea în relația (5.12) a valorilor presiunii ce ia naștere în conducta de măsurare, pentru varianta standard de pulverizatoare, la turația arborelui pompei de injecție $n_p=1150$ rot/min se obține:

$$\dot{V}_{i0} = 0.1696 \cdot 26.0359 = 4.4157 \text{ mm}^3/\text{°RAP}$$

$$\dot{V}_{i1} = 0.1696 \cdot 26.0359 = 4.4157 \text{ mm}^3/\text{°RAP}$$

$$\dot{V}_{i2} = 0.1696 \cdot 27.011 = 4.581 \text{ mm}^3/\text{°RAP}$$

$$\dot{V}_{i3} = 0.1696 \cdot 34.826 = 5.9065 \text{ mm}^3/\text{°RAP}$$

$$\dot{V}_{i4} = 0.1696 \cdot 57.5928 = 9.7169 \text{ mm}^3/\text{°RAP}$$

$$\dot{V}_{i5} = 0.1696 \cdot 92.4558 = 15.6805 \text{ mm}^3/\text{°RAP}$$

$$\dot{V}_{i6} = 0.1696 \cdot 120.785 = 20.485 \text{ mm}^3/\text{°RAP}$$

$$\dot{V}_{i7} = 0.1696 \cdot 141.296 = 23.694 \text{ mm}^3/\text{°RAP}$$

$$\dot{V}_{i8} = 0.1696 \cdot 152.041 = 25.786 \text{ mm}^3/\text{°RAP}$$

$$\dot{V}_{i9} = 0.1696 \cdot 155.948 = 26.449 \text{ mm}^3/\text{°RAP}$$

$$\dot{V}_{i10} = 0.1696 \cdot 163.752 = 27.773 \text{ mm}^3/\text{°RAP}$$

$$\dot{V}_{i11} = 0.1696 \cdot 168.646 = 28.6024 \text{ mm}^3/\text{°RAP}$$

$$\dot{V}_{i12} = 0.1696 \cdot 167.669 = 28.4367 \text{ mm}^3/\text{°RAP}$$

$$\dot{V}_{i13} = 0.1696 \cdot 166.693 = 28.2711 \text{ mm}^3/\text{°RAP}$$

$$\dot{V}_{i14} = 0.1696 \cdot 173.53 = 29.4307 \text{ mm}^3/\text{°RAP}$$

$$\dot{V}_{i15} = 0.1696 \cdot 187.204 = 31.7498 \text{ mm}^3/\text{°RAP}$$

$$\dot{V}_{i16} = 0.1696 \cdot 183.298 = 31.0873 \text{ mm}^3/\text{°RAP}$$

$$\dot{V}_{i17} = 0.1696 \cdot 170.599 = 28.9336 \text{ mm}^3/\text{°RAP}$$

$$\dot{V}_{i18} = 0.1696 \cdot 143.249 = 24.257 \text{ mm}^3/\text{°RAP}$$

$$\dot{V}_{i19} = 0.1696 \cdot 115.901 = 19.6568 \text{ mm}^3/\text{°RAP}$$

$$\dot{V}_{i20} = 0.1696 \cdot 91.4807 = 15.5151 \text{ mm}^3/\text{°RAP}$$

$$\dot{V}_{i21} = 0.1696 \cdot 75.9448 = 12.2018 \text{ mm}^3/\text{°RAP}$$

$$\dot{V}_{i22} = 0.1696 \cdot 46.5417 = 7.8935 \text{ mm}^3/\text{°RAP}$$

$$\dot{V}_{i23} = 0.1696 \cdot 27.989 = 4.7469 \text{ mm}^3/\text{°RAP}$$

$$\dot{V}_{i24} = 0.1696 \cdot 30.9199 = 5.244 \text{ mm}^3/\text{°RAP}$$

$$\dot{V}_{i25} = 0.1696 \cdot 30.9199 = 5.244 \text{ mm}^3/\text{°RAP}$$

$$\dot{V}_{i26} = 0.1696 \cdot 31.695 = 5.3755 \text{ mm}^3/\text{°RAP}$$

$$\dot{V}_{i27} = 0.1696 \cdot 33.8481 = 5.7406 \text{ mm}^3/\text{°RAP}$$

$$\dot{V}_{i28} = 0.1696 \cdot 33.8481 = 5.7406 \text{ mm}^3/\text{°RAP}$$

$$\dot{V}_{i29} = 0.1696 \cdot 32.8729 = 5.5752 \text{ mm}^3/\text{°RAP}$$

$$\dot{V}_{i30} = 0.1696 \cdot 33.8681 = 5.7406 \text{ mm}^3/\text{°RAP}$$

$$\dot{V}_{i31} = 0.1696 \cdot 33.8681 = 5.7406 \text{ mm}^3/\text{°RAP}$$

Pentru determinarea cantității injectate pe intervalele unghiulare succesive, am aplicat algoritmul de calcul de mai jos:

$$\Delta V_{inj01} = \frac{\dot{V}_{i,0} + \dot{V}_{i,1}}{2} \cdot \Delta\alpha \quad [\text{mm}^3] \quad (5.13)$$

$$\begin{aligned} \Delta V_{inj0,1} &= \frac{4,4157 + 4,4157}{2} \cdot 0,7183 = 3.1718 \text{ mm}^3 \\ \Delta V_{inj1,2} &= \frac{4,4157 + 4,581}{2} \cdot 0,7183 = 3.2312 \text{ mm}^3 \\ \Delta V_{inj2,3} &= \frac{4,581 + 5,9065}{2} \cdot 0,7183 = 3.7666 \text{ mm}^3 \\ \Delta V_{inj3,4} &= \frac{5,9065 + 9,7169}{2} \cdot 0,7183 = 5.6111 \text{ mm}^3 \\ \Delta V_{inj4,5} &= \frac{9,7169 + 15,6805}{2} \cdot 0,7183 = 9.1215 \text{ mm}^3 \\ \Delta V_{inj5,6} &= \frac{15,6805 + 20,485}{2} \cdot 0,7183 = 12.9888 \text{ mm}^3 \\ \Delta V_{inj6,7} &= \frac{20,485 + 23,964}{2} \cdot 0,7183 = 15.9639 \text{ mm}^3 \\ \Delta V_{inj7,8} &= \frac{23,964 + 25,786}{2} \cdot 0,7183 = 17.8677 \text{ mm}^3 \\ \Delta V_{inj8,9} &= \frac{25,786 + 26,449}{2} \cdot 0,7183 = 18.7602 \text{ mm}^3 \\ \Delta V_{inj9,10} &= \frac{26,449 + 27,713}{2} \cdot 0,7183 = 19.4738 \text{ mm}^3 \\ \Delta V_{inj10,11} &= \frac{27,713 + 28,6024}{2} \cdot 0,7183 = 20.2472 \text{ mm}^3 \\ \Delta V_{inj11,12} &= \frac{28,6024 + 28,4367}{2} \cdot 0,7183 = 20.486 \text{ mm}^3 \\ \Delta V_{inj12,13} &= \frac{28,4367 + 28,2711}{2} \cdot 0,7183 = 20.3668 \text{ mm}^3 \\ \Delta V_{inj13,14} &= \frac{28,2711 + 29,4307}{2} \cdot 0,7183 = 20.7236 \text{ mm}^3 \\ \Delta V_{inj14,15} &= \frac{29,4307 + 31,7498}{2} \cdot 0,7183 = 21.973 \text{ mm}^3 \\ \Delta V_{inj15,16} &= \frac{31,7498 + 31,0873}{2} \cdot 0,7183 = 22.5679 \text{ mm}^3 \\ \Delta V_{inj16,17} &= \frac{31,0873 + 28,9336}{2} \cdot 0,7183 = 21.5565 \text{ mm}^3 \end{aligned}$$

178 Cercetări teoretice și experimentale privind influența modificărilor unor parametri constructivi și funcționali asupra caracteristicilor injecției combustibilului cu injectoare multijet la un motor diesel cu injecție directă de putere mijlocie-mare - 5

$\Delta V_{inj17,18} =$	$\frac{28,9336 + 24,2570}{2} \cdot 0,7183 =$	16.796 mm^3
$\Delta V_{inj18,19} =$	$\frac{24,257 + 19,6568}{2} \cdot 0,7183 =$	15.7716 mm^3
$\Delta V_{inj19,20} =$	$\frac{19,6568 + 15,5115}{2} \cdot 0,7183 =$	12.6321 mm^3
$\Delta V_{inj20,21} =$	$\frac{15,5155 + 12,2018}{2} \cdot 0,7183 =$	9.9547 mm^3
$\Delta V_{inj21,22} =$	$\frac{12,2018 + 7,8935}{2} \cdot 0,7183 =$	7.2172 mm^3
$\Delta V_{inj22,23} =$	$\frac{7,8935 + 4,7469}{2} \cdot 0,7183 =$	4.5348 mm^3
$\Delta V_{inj23,24} =$	$\frac{4,7469 + 5,244}{2} \cdot 0,7183 =$	3.5882 mm^3
$\Delta V_{inj24,25} =$	$\frac{5,244 + 5,244}{2} \cdot 0,7183 =$	3.7668 mm^3
$\Delta V_{inj25,26} =$	$\frac{5,244 + 5,3765}{2} \cdot 0,7183 =$	3.8144 mm^3
$\Delta V_{inj26,27} =$	$\frac{5,3765 + 5,7406}{2} \cdot 0,7183 =$	3.9923 mm^3
$\Delta V_{inj27,28} =$	$\frac{5,7406 + 5,7406}{2} \cdot 0,7183 =$	4.1235 mm^3
$\Delta V_{inj28,29} =$	$\frac{5,7406 + 5,5752}{2} \cdot 0,7183 =$	4.064 mm^3
$\Delta V_{inj29,30} =$	$\frac{5,5752 + 5,7406}{2} \cdot 0,7183 =$	4.064 mm^3
$\Delta V_{inj30,31} =$	$\frac{5,7406 + 5,7406}{2} \cdot 0,7183 =$	4.1235 mm^3

Valorile finale sunt centralizate în tabelul 5.8.

Pentru turația arborelui pompei de injecție de 800 rot/min, calculul a decurs analog, iar rezultatele sunt rediate tot în tabelul 5.8.

$$\dot{V}_{i0} = 0,2438 \cdot 22,1271 = 5,3946 \text{ mm}^3/\text{ORAP}$$

$$\dot{V}_{i1} = 0,2438 \cdot 23,105 = 5,633 \text{ mm}^3/\text{ORAP}$$

$$\dot{V}_{i2} = 0,2438 \cdot 24,0801 = 5,8707 \text{ mm}^3/\text{ORAP}$$

$$\dot{V}_{i3} = 0,2438 \cdot 28,9641 = 7,0614 \text{ mm}^3/\text{ORAP}$$

$$\dot{V}_{i4} = 0,2438 \cdot 53,384 = 13,015 \text{ mm}^3/\text{ORAP}$$

$$\dot{V}_{i5} = 0,2438 \cdot 83,6658 = 21,6167 \text{ mm}^3/\text{ORAP}$$

$$\dot{V}_{i6} = 0,2438 \cdot 105,155 = 25,6368 \text{ mm}^3/\text{ORAP}$$

$$\dot{V}_{i7} = 0,2438 \cdot 117,854 = 28,7328 \text{ mm}^3/\text{ORAP}$$

$$\dot{V}_{i8} = 0,2438 \cdot 129,575 = 31,5904 \text{ mm}^3/\text{ORAP}$$

$$\dot{V}_{i9} = 0,2438 \cdot 134,459 = 32,7811 \text{ mm}^3/\text{ORAP}$$

$$\dot{V}_{i10} = 0,2438 \cdot 138,365 = 33,7334 \text{ mm}^3/\text{ORAP}$$

$$\dot{V}_{i11} = 0,2438 \cdot 139,343 = 33,9718 \text{ mm}^3/\text{ORAP}$$

$$\dot{V}_{i12} = 0,2438 \cdot 133,481 = 32,5427 \text{ mm}^3/\text{ORAP}$$

$$\dot{V}_{i13} = 0,2438 \cdot 127,622 = 31,1142 \text{ mm}^3/\text{ORAP}$$

$$\dot{V}_{i14} = 0,2438 \cdot 133,481 = 32,5427 \text{ mm}^3/\text{ORAP}$$

$$\dot{V}_{i15} = 0,2438 \cdot 149,111 = 36,3533 \text{ mm}^3/\text{ORAP}$$

$$\dot{V}_{i16} = 0,2438 \cdot 162,785 = 39,687 \text{ mm}^3/\text{ORAP}$$

$$\dot{V}_{i17} = 0,2438 \cdot 164,738 = 40,163 \text{ mm}^3/\text{ORAP}$$

$$\dot{V}_{i18} = 0,2438 \cdot 160,831 = 39,2106 \text{ mm}^3/\text{ORAP}$$

$$\dot{V}_{i19} = 0,2438 \cdot 152,041 = 37,0676 \text{ mm}^3/\text{ORAP}$$

$$\dot{V}_{i20} = 0,2438 \cdot 141,296 = 34,448 \text{ mm}^3/\text{ORAP}$$

$$\dot{V}_{i21} = 0,2438 \cdot 121,76 = 29,685 \text{ mm}^3/\text{ORAP}$$

$$\dot{V}_{i22} = 0,2438 \cdot 106,133 = 25,875 \text{ mm}^3/\text{ORAP}$$

$$\dot{V}_{i23} = 0,2438 \cdot 90,5028 = 22,0645 \text{ mm}^3/\text{ORAP}$$

$$\dot{V}_{i24} = 0,2438 \cdot 77,8039 = 18,969 \text{ mm}^3/\text{ORAP}$$

$$\dot{V}_{i25} = 0,2438 \cdot 60,2237 = 14,6825 \text{ mm}^3/\text{ORAP}$$

$$\dot{V}_{i26} = 0,2438 \cdot 32,8729 = 8,0146 \text{ mm}^3/\text{ORAP}$$

$$\dot{V}_{i27} = 0,2438 \cdot 20,174 = 4,9184 \text{ mm}^3/\text{ORAP}$$

$$\dot{V}_{i28} = 0,2438 \cdot 23,105 = 5,633 \text{ mm}^3/\text{ORAP}$$

$$\dot{V}_{i29} = 0,2438 \cdot 26,0359 = 6,3476 \text{ mm}^3/\text{ORAP}$$

$$\dot{V}_{i30} = 0,2438 \cdot 26,0359 = 6,3476 \text{ mm}^3/\text{ORAP}$$

$$\dot{V}_{i31} = 0,2438 \cdot 26,0359 = 6,3476 \text{ mm}^3/\text{ORAP}$$

$$\Delta V_{inj0,1} = \frac{5,3946 + 5,633}{2} \cdot 0,4997 = 2,755 \text{ mm}^3$$

$$\Delta V_{inj1,2} = \frac{5,633 + 5,8707}{2} \cdot 0,4997 = 2,874 \text{ mm}^3$$

$$\Delta V_{inj2,3} = \frac{5,8707 + 7,0614}{2} \cdot 0,4997 = 3,231 \text{ mm}^3$$

$$\Delta V_{inj3,4} = \frac{7,0614 + 13,015}{2} \cdot 0,4997 = 5,016 \text{ mm}^3$$

$$\Delta V_{inj4,5} = \frac{13,015 + 21,6167}{2} \cdot 0,4997 = 8,653 \text{ mm}^3$$

$$\Delta V_{inj5,6} = \frac{21,6167 + 25,6368}{2} \cdot 0,4997 = 11,806 \text{ mm}^3$$

$$\Delta V_{inj6,7} = \frac{25,6368 + 28,7328}{2} \cdot 0,4997 = 13,584 \text{ mm}^3$$

180 Cercetări teoretice și experimentale privind influența modificărilor unor parametri constructivi și funcționali asupra caracteristicilor injecției combustibilului cu injectoare multijet la un motor diesel cu injecție directă de putere mijlocie-mare - 5

$\Delta V_{inj7,8} =$	$\frac{28,7328 + 31,5904}{2} \cdot 0,4997 =$	$15,072 \text{ mm}^3$
$\Delta V_{inj8,9} =$	$\frac{31,5904 + 32,7811}{2} \cdot 0,4997 =$	$16,083 \text{ mm}^3$
$\Delta V_{inj9,10} =$	$\frac{32,7811 + 33,7334}{2} \cdot 0,4997 =$	$16,619 \text{ mm}^3$
$\Delta V_{inj10,11} =$	$\frac{33,7334 + 33,9718}{2} \cdot 0,4997 =$	$16,916 \text{ mm}^3$
$\Delta V_{inj11,12} =$	$\frac{33,9718 + 32,5427}{2} \cdot 0,4997 =$	$16,619 \text{ mm}^3$
$\Delta V_{inj12,13} =$	$\frac{32,5427 + 31,1142}{2} \cdot 0,4997 =$	$15,905 \text{ mm}^3$
$\Delta V_{inj13,14} =$	$\frac{31,1142 + 32,5427}{2} \cdot 0,4997 =$	$15,907 \text{ mm}^3$
$\Delta V_{inj14,15} =$	$\frac{32,5427 + 36,3533}{2} \cdot 0,4997 =$	$17,214 \text{ mm}^3$
$\Delta V_{inj15,16} =$	$\frac{36,3533 + 39,687}{2} \cdot 0,4997 =$	$18,949 \text{ mm}^3$
$\Delta V_{inj16,17} =$	$\frac{39,687 + 40,163}{2} \cdot 0,4997 =$	$19,951 \text{ mm}^3$
$\Delta V_{inj17,18} =$	$\frac{40,163 + 39,2106}{2} \cdot 0,4997 =$	$19,832 \text{ mm}^3$
$\Delta V_{inj18,19} =$	$\frac{39,2106 + 37,0676}{2} \cdot 0,4997 =$	$19,058 \text{ mm}^3$
$\Delta V_{inj19,20} =$	$\frac{37,0676 + 34,448}{2} \cdot 0,4997 =$	$17,868 \text{ mm}^3$
$\Delta V_{inj20,21} =$	$\frac{34,448 + 29,685}{2} \cdot 0,4997 =$	$16,026 \text{ mm}^3$
$\Delta V_{inj21,22} =$	$\frac{29,685 + 25,875}{2} \cdot 0,4997 =$	$13,882 \text{ mm}^3$
$\Delta V_{inj22,23} =$	$\frac{25,875 + 22,0645}{2} \cdot 0,4997 =$	$11,978 \text{ mm}^3$
$\Delta V_{inj23,24} =$	$\frac{22,0645 + 18,969}{2} \cdot 0,4997 =$	$10,252 \text{ mm}^3$
$\Delta V_{inj24,25} =$	$\frac{18,969 + 14,6825}{2} \cdot 0,4997 =$	$8,401 \text{ mm}^3$
$\Delta V_{inj25,26} =$	$\frac{14,6825 + 8,0144}{2} \cdot 0,4997 =$	$5,671 \text{ mm}^3$
$\Delta V_{inj26,27} =$	$\frac{8,0144 + 4,9184}{2} \cdot 0,4997 =$	$3,231 \text{ mm}^3$
$\Delta V_{inj27,28} =$	$\frac{4,9184 + 5,633}{2} \cdot 0,4997 =$	$2,636 \text{ mm}^3$

$$\Delta V_{inj28,29} = \frac{5,633 + 6,3476}{2} \cdot 0,4997 = 2,993 \text{ mm}^3$$
$$\Delta V_{inj29,30} = \frac{6,3476 + 6,3476}{2} \cdot 0,4997 = 3,172 \text{ mm}^3$$
$$\Delta V_{inj30,31} = \frac{6,3476 + 6,3476}{2} \cdot 0,4997 = 3,172 \text{ mm}^3$$

Aplicând acest algoritm de calcul, am determinat valorile vitezei de injecție pentru cele 4 seturi de pulverizatoare, la presiunile de injecție de 240, 260, 280 și 220 bar.

În tabelul 5.8, sunt centralizate, pentru exemplificare, valorile calculate pentru legea de injecție, la turațiile arborelui pompei de injecție de 1150 și 800 rot/min pentru varianta standard de pulverizatoare.

Tabelul 5.8

Turație [rot/min]	1150			800		
Injector	$p_i=240 \text{ bar}, n_o=5 \text{ orificii}$			$p_i=240 \text{ bar}, n_o=5 \text{ orificii}$		
Timp [ms]	Unghi β_{ip} [°RAP]	Cantitatea injectată pe interval $\Delta V_{inj}[\text{mm}^3]$	Legea de injectie ξ [%]	Unghi β_{ip} [°RAP]	Cantitatea injectată pe interval $\Delta V_{inj}[\text{mm}^3]$	Legea de injectie ξ [%]
0.1041	0.7183	3.1718	1.134	0.4997	2.755	1.794
0.2082	1.4366	3.2312	1.8	0.9994	2.874	2.493
0.3123	2.1549	3.7666	3.1	1.499	3.231	4.416
0.4164	2.8732	5.6111	4.4	1.9987	5.016	6.34
0.5205	3.5915	9.1215	7.5	2.4984	8.653	9.91
0.6246	4.3097	12.9888	10.6	2.9981	11.806	13.48
0.7287	5.028	15.9639	15.35	3.4978	13.584	17.865
0.8328	5.7463	17.8677	20.1	3.9974	15.072	22.25
0.9369	6.4646	18.7602	25.5	4.4971	16.083	26.97
1.041	7.1829	19.4738	30.9	4.9968	16.619	31.69
1.1451	7.9012	20.2472	36.6	5.4965	16.916	36.265
1.2492	8.6195	20.486	42.3	5.9962	16.619	40.84
1.3533	9.3378	20.3666	48.05	6.4958	15.905	45.5
1.4574	10.0561	20.7236	53.8	6.9955	15.905	50.16
1.5615	10.7744	21.973	60.05	7.4952	17.214	55.64
1.6656	11.4926	22.5679	66.3	7.9949	18.999	61.12
1.7697	12.2109	21.5565	71.65	8.4946	19.951	66.592
1.8738	12.9292	16.7960	77.1	8.9942	19.832	72.064
1.9779	13.6475	15.7716	81.11	9.4939	19.058	76.837
2.082	14.3658	12.6321	85.1	9.9936	17.868	81.61
2.1861	15.0841	9.9547	87.5	10.4933	16.024	85.23
2.2902	15.0824	7.2172	89.9	10.993	13.882	88.85
2.3943	16.5207	4.5348	91.05	11.4926	11.978	91.48
2.4984	17.239	3.5882	92.2	11.9923	10.252	94.11
2.6025	17.9573	3.7668	93.25	12.492	8.401	95.355
2.7066	18.6755	3.8144	94.3	12.9917	5.671	96.6
2.8107	19.3938	3.9923	95.45	13.4914	3.231	97.395
2.9148	20.1121	4.1235	96.6	13.991	2.636	98.19
3.0189	20.8304	4.064	97.7	14.4907	2.993	98.61
3.123	21.5487	4.064	98.8	14.9904	3.172	99.03
3.2271	22.267	4.1235	100	15.4901	3.172	100
		$\Sigma=356,3255$			$\Sigma=355,371$	

Disponând de valorile vitezei de injectie și legii de injectie, pentru a ilustra influența modificărilor constructive și funcționale ale pulverizatorului aceluiași tip de injector și a turației arborelui pompei de injectie, în fig. 5.36a,b; 5.37a,b; 5.38a,b; 5.39a,b; 5.40a,b; 5.41a,b; 5.42a,b; 5.43a,b s-a reprezentat grafic, variația legii de injectie și a vitezei de injectie în funcție de unghiul de rotație al arborelui pompei de injectie, pentru cele 4 seturi de pulverizatoare.

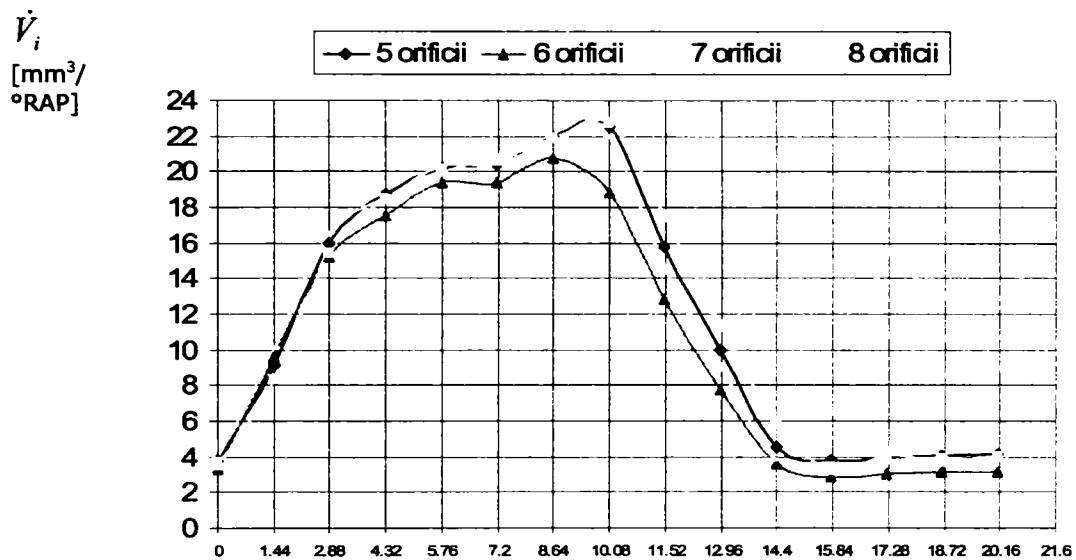


Fig. 5.36a Viteza de injecție
 $p_i = 240 \text{ bar}$, $n_p = 1150 \text{ rot/min}$, $h = 16,5 \text{ mm}$

β_{ip} [°RAP]

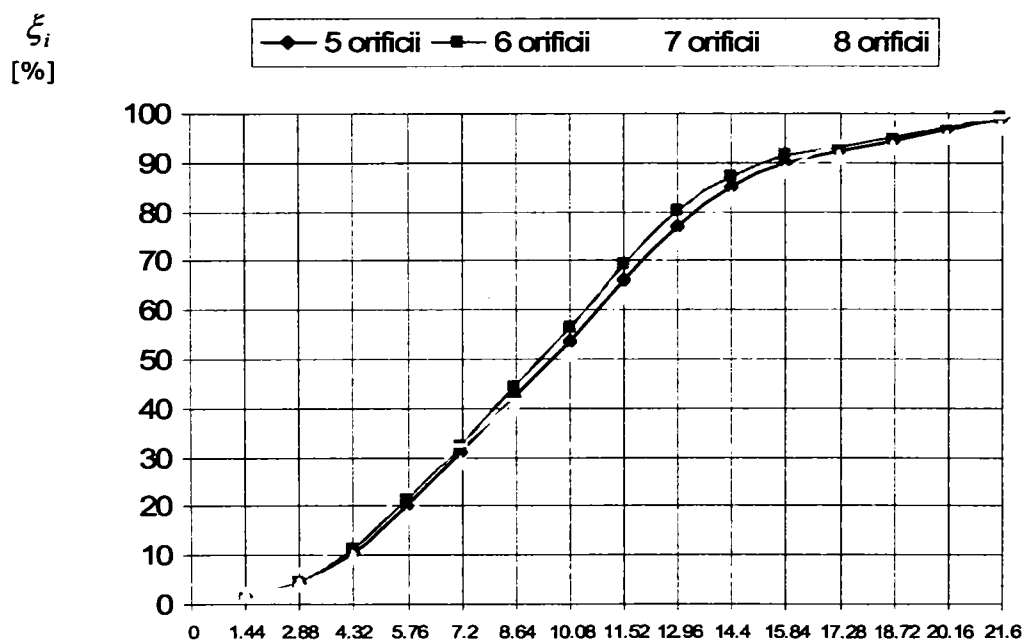


Fig. 5.36b Legea de injecție
 $p_i = 240 \text{ bar}$, $n_p = 1150 \text{ rot/min}$, $h = 16,5 \text{ mm}$

β_{ip} [°RAP]

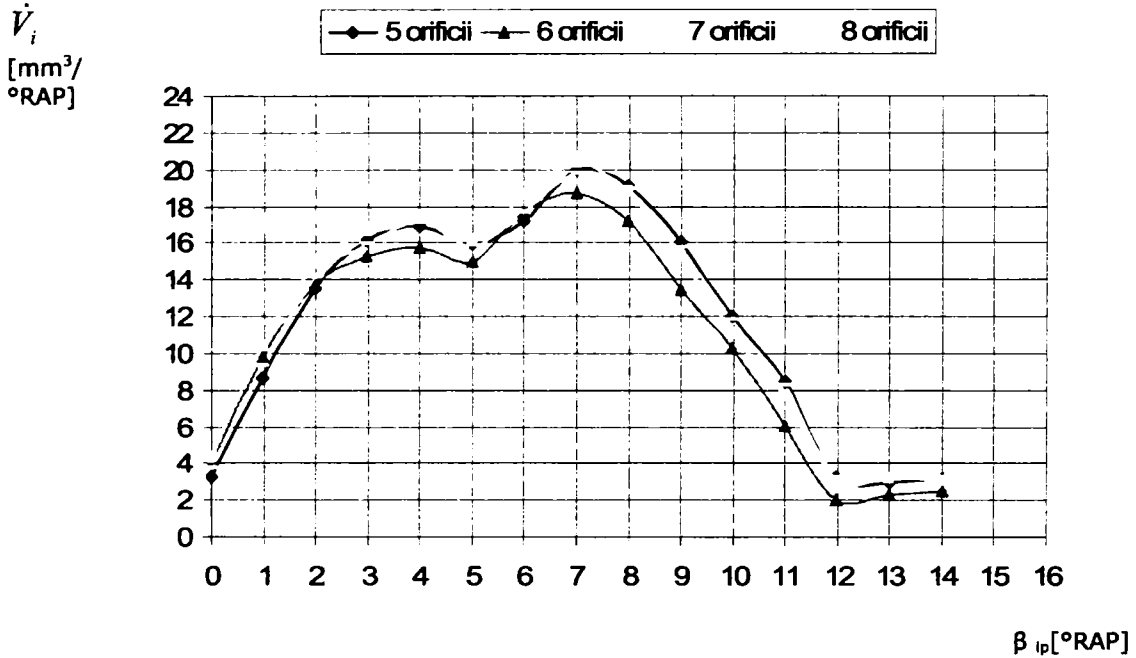


Fig. 5.37a Viteza de injecție
 $p_i = 240 \text{ bar}$, $n_p = 800 \text{ rot/min}$, $h = 16,5 \text{ mm}$

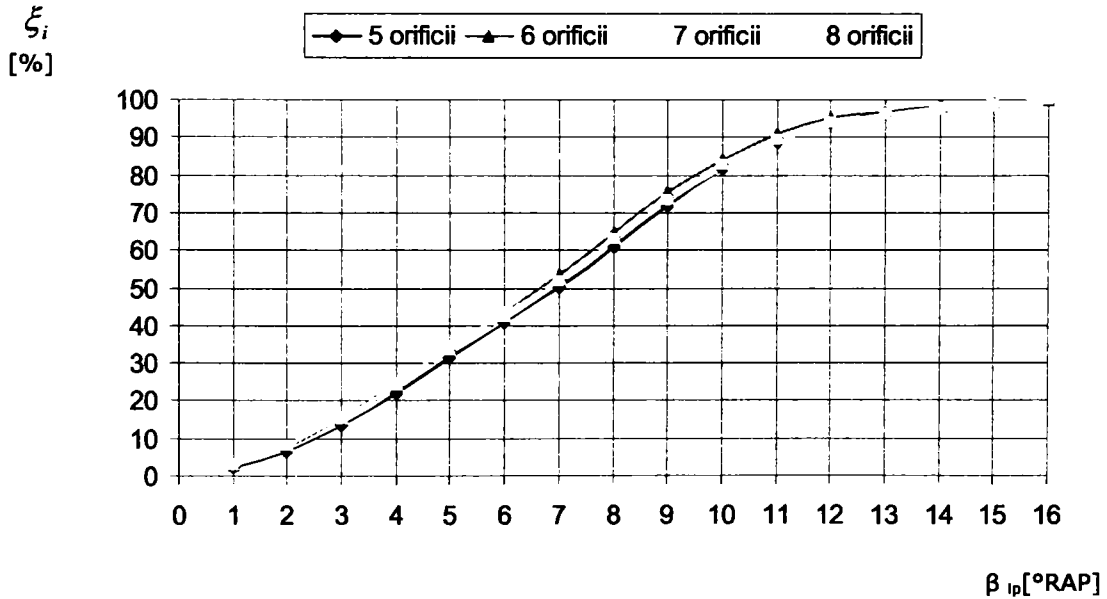
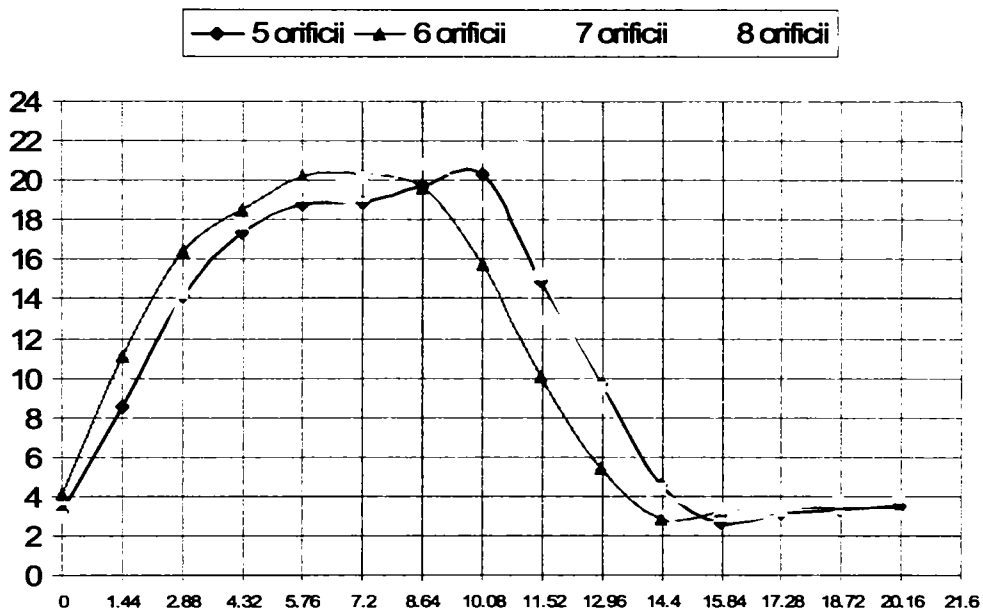


Fig. 5.37b Legea de injecție
 $p_i = 240 \text{ bar}$, $n_p = 800 \text{ rot/min}$, $h = 16,5 \text{ mm}$

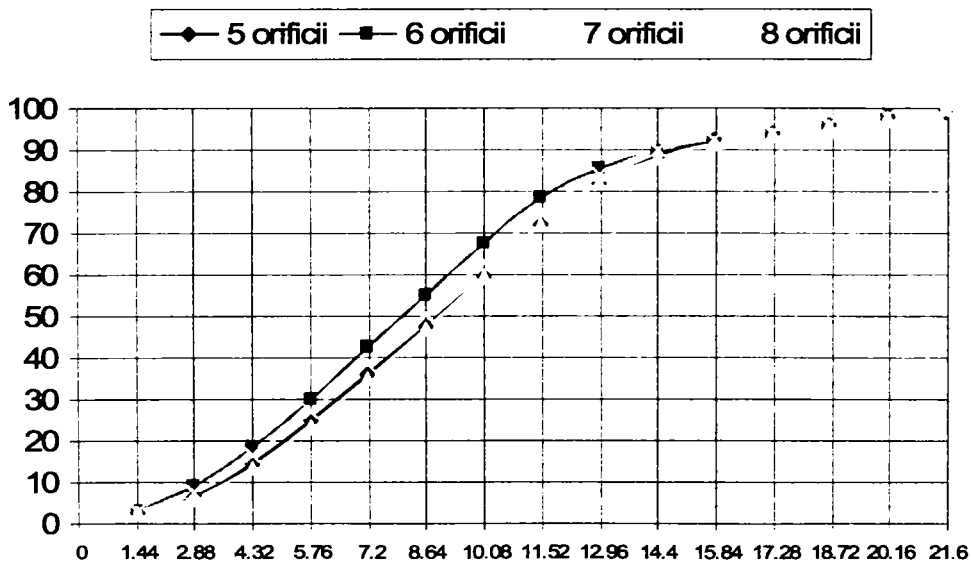
\dot{V}_i
[mm³/
°RAP]



β_{ip} [°RAP]

Fig. 5.38a Viteza de injecție
 $p_i = 260 \text{ bar}$, $n_p = 1150 \text{ rot/min}$, $h = 16,5 \text{ mm}$

ξ_i
[%]



β_{ip} [°RAP]

Fig. 5.38b Legea de injecție
 $p_i = 260 \text{ bar}$, $n_p = 1150 \text{ rot/min}$, $h = 16,5 \text{ mm}$

\dot{V}_i
[mm³/
°RAP]

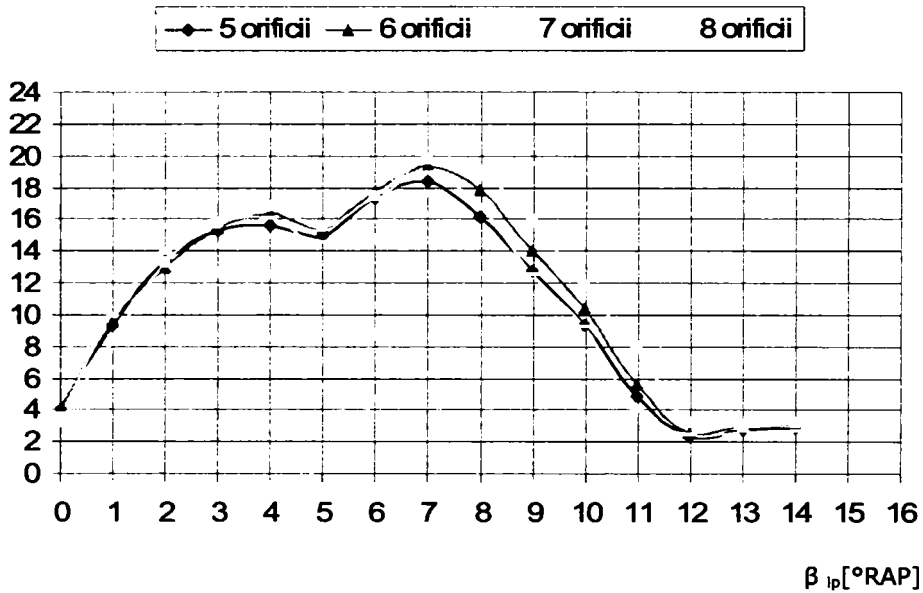


Fig. 5.39a Viteza de injecție
 $p_i = 260 \text{ bar}$, $n_p = 800 \text{ rot/min}$, $h = 16,5 \text{ mm}$

ξ_i
[%]

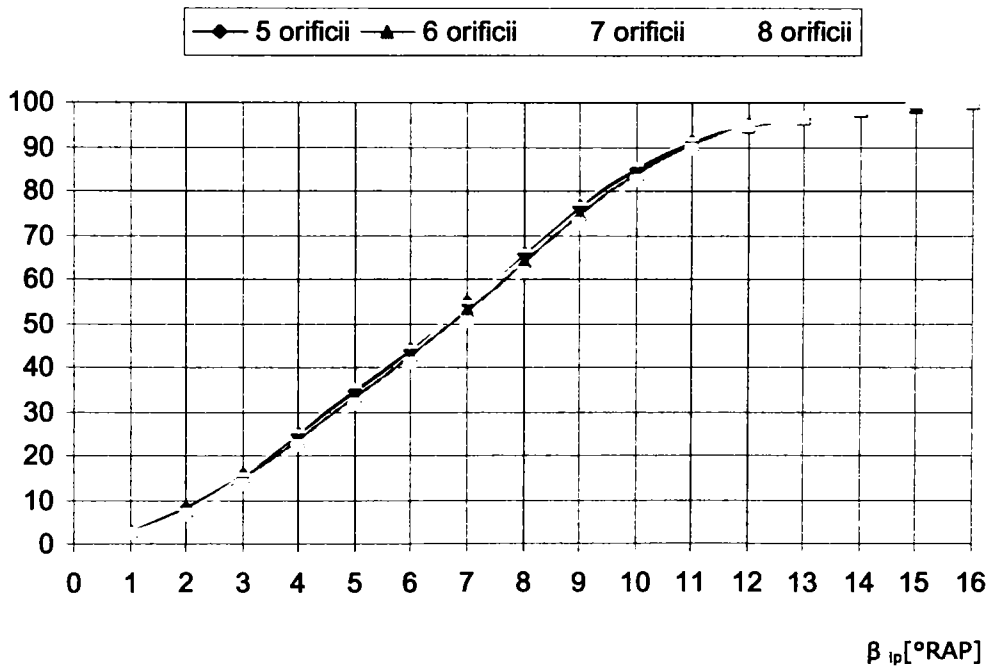


Fig. 5.39b Legea de injecție
 $p_i = 260 \text{ bar}$, $n_p = 800 \text{ rot/min}$, $h = 16,5 \text{ mm}$

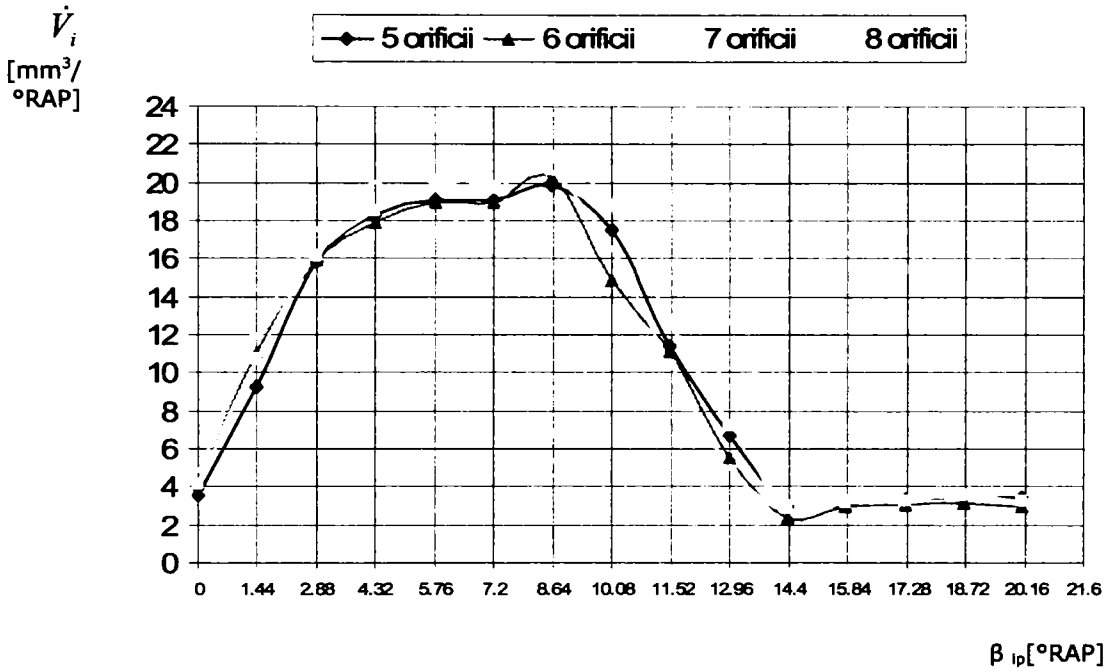


Fig. 5.40a Viteza de injecție
 $p_i = 280 \text{ bar}$, $n_p = 1150 \text{ rot/min}$, $h = 16,5 \text{ mm}$

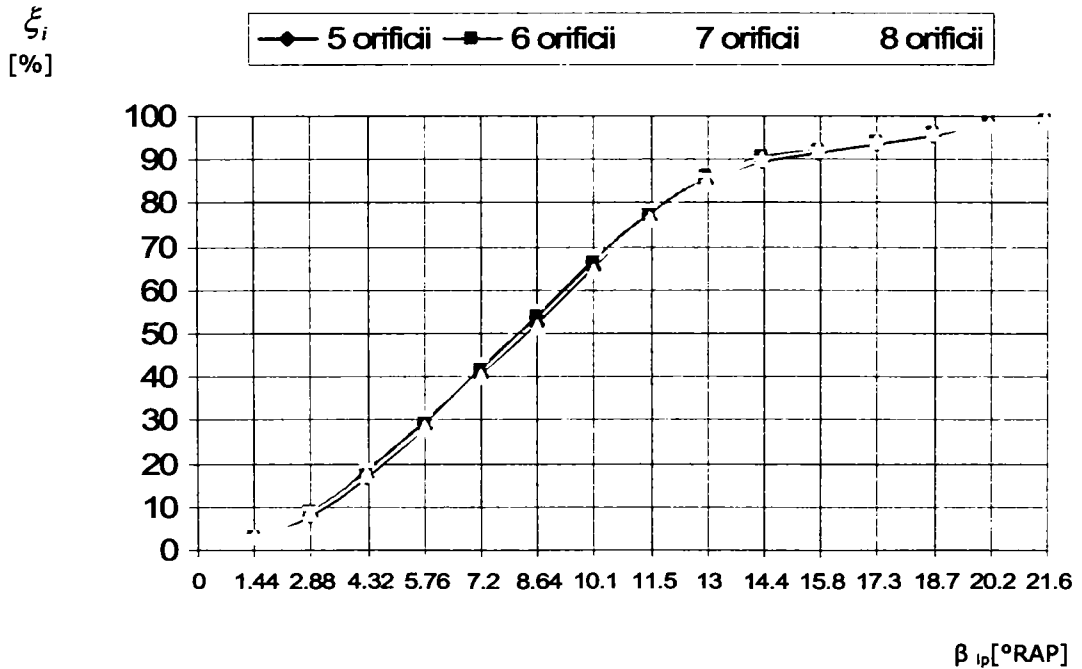


Fig. 5.40b Legea de injecție
 $p_i = 280 \text{ bar}$, $n_p = 1150 \text{ rot/min}$, $h = 16,5 \text{ mm}$

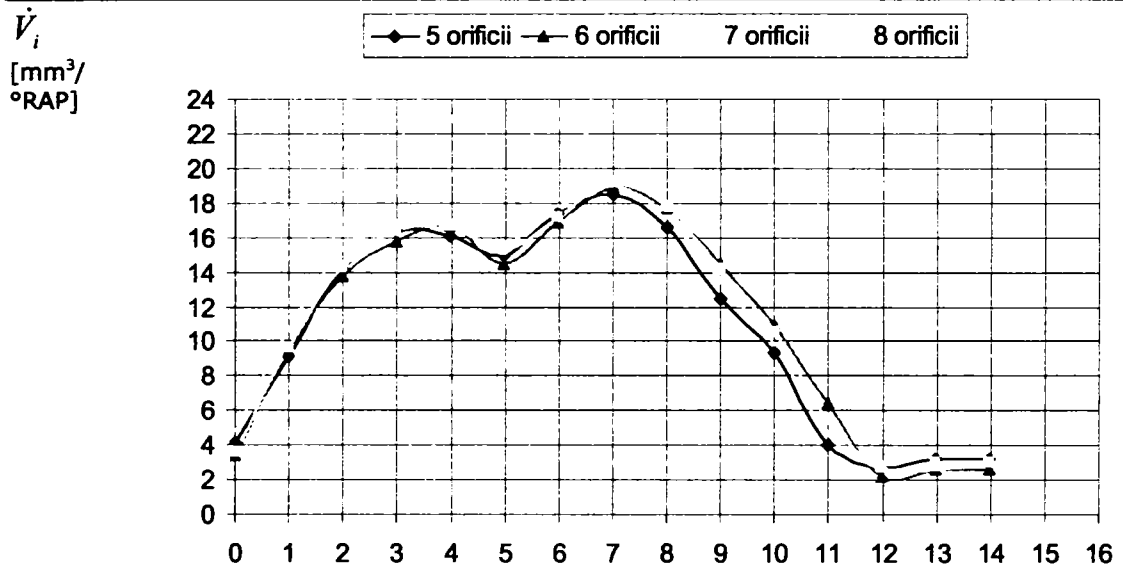


Fig. 5.41a Viteza de injecție
 $p_i = 280 \text{ bar}$, $n_p = 800 \text{ rot/min}$, $h = 16,5 \text{ mm}$

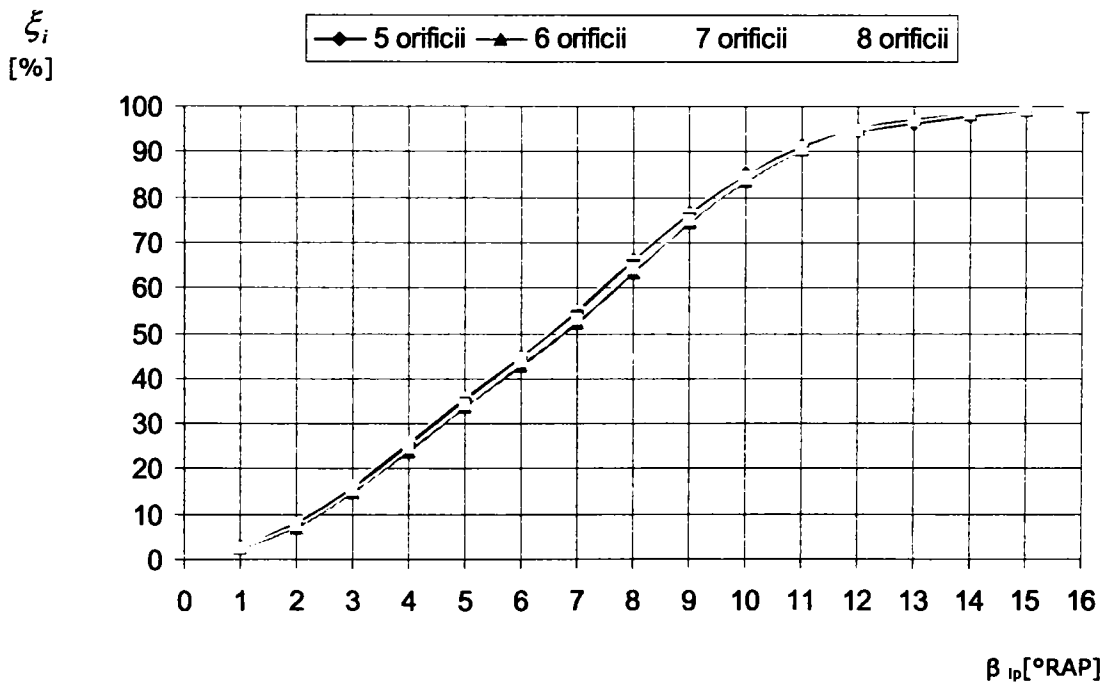


Fig. 5.41b Legea de injecție
 $p_i = 280 \text{ bar}$, $n_p = 800 \text{ rot/min}$, $h = 16,5 \text{ mm}$

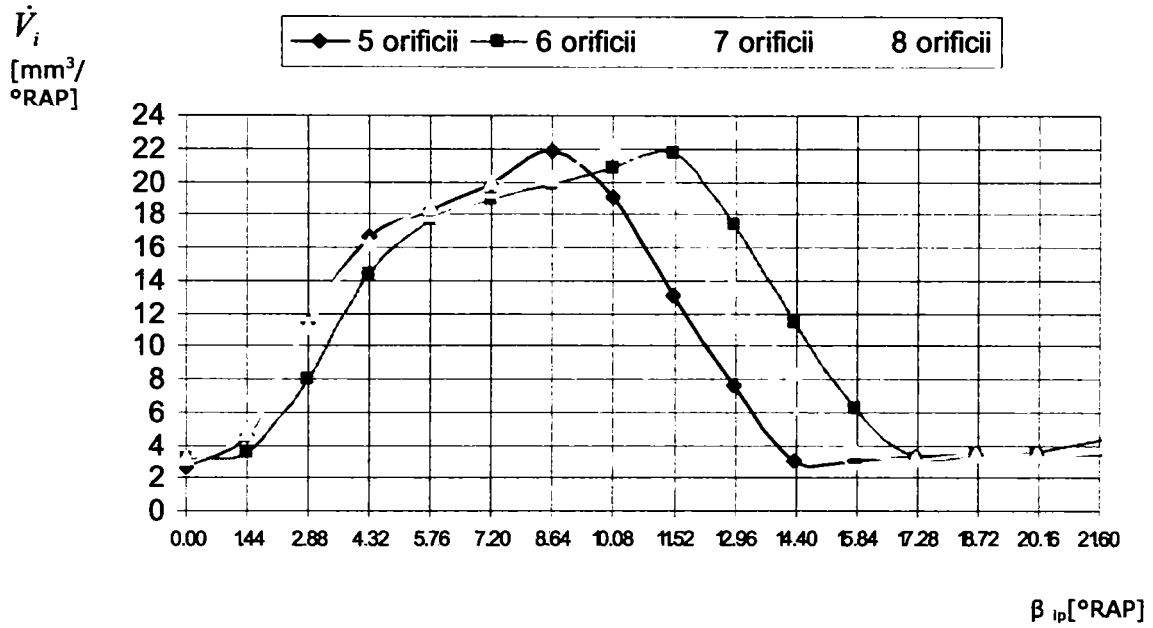


Fig. 5.42a Viteza de injecție
 $p_i = 220 \text{ bar}$, $n_p = 1150 \text{ rot/min}$, $h = 16,5 \text{ mm}$

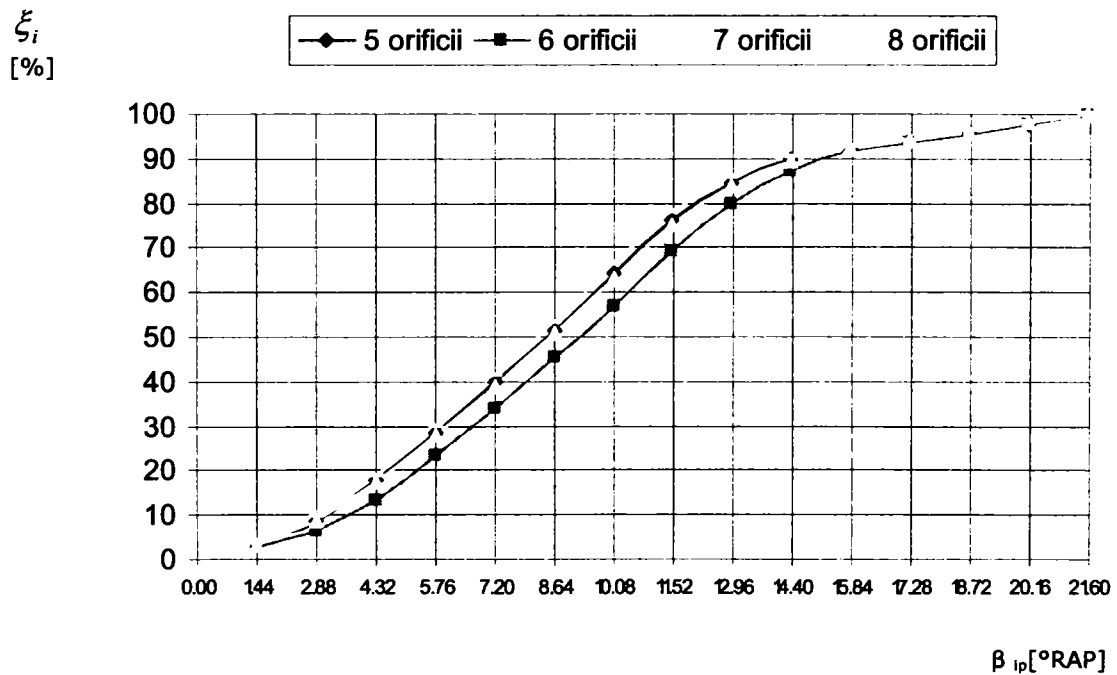


Fig. 5.42b Legea de injecție
 $p_i = 220 \text{ bar}$, $n_p = 1150 \text{ rot/min}$, $h = 16,5 \text{ mm}$

\dot{V}_i
[mm³/
°RAP]

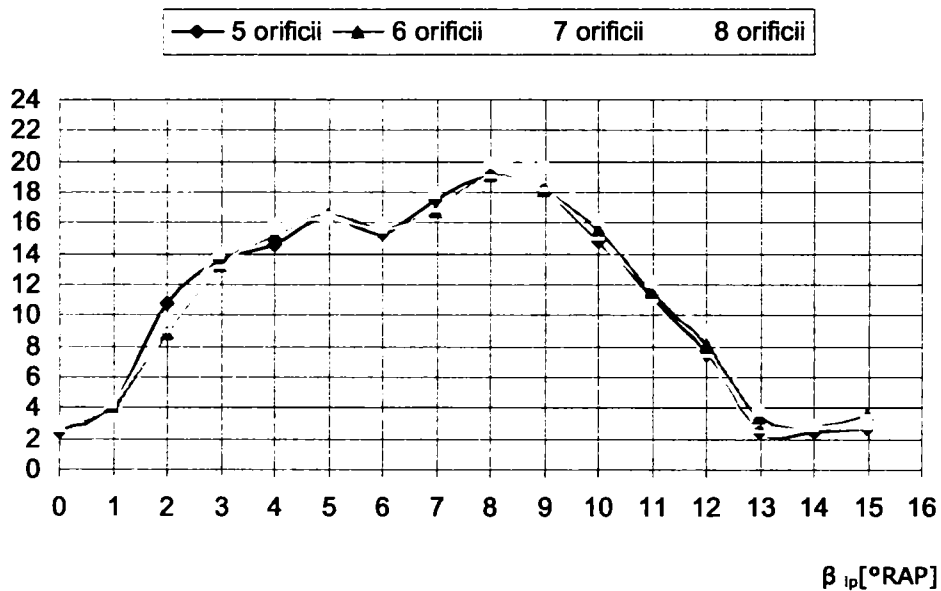


Fig. 5.43a Viteza de injecție
 $p_i = 220 \text{ bar}$, $n_p = 800 \text{ rot/min}$, $h = 16,5 \text{ mm}$

ξ_i
[%]

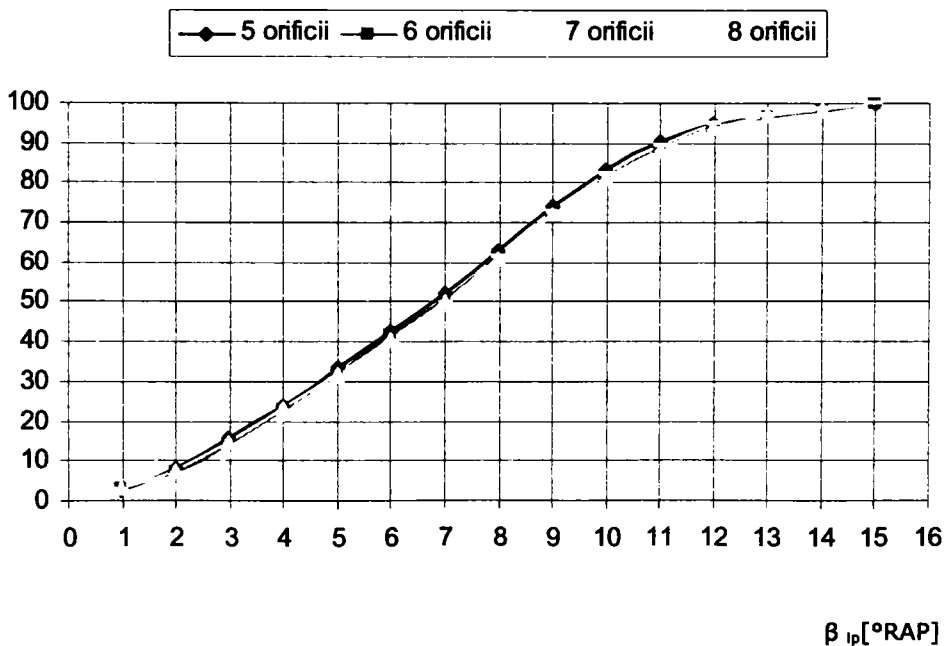


Fig. 5.43b Legea de injecție
 $p_i = 220 \text{ bar}$, $n_p = 800 \text{ rot/min}$, $h = 16,5 \text{ mm}$

5.4.3 Interpretarea rezultatelor și concluzii

1. Se observă că, la o poziție constantă a cremalierii pompei de injecție ($h=16,5$ mm), cantitatea de combustibil injectată înregistrează valori mai mari la turația de moment maxim ($n_p=800$ rot/min) pentru toate variantele de injectoare încercate, valori mai mici s-au înregistrat atât la creșterea cât și la scăderea turației motorului.

Explicația pentru creșterea cantității de combustibil injectată la turațiile de moment maxim este următoarea:

➤ La creșterea turației motorului, scad pierderile prin neetanșeități, respectiv datorită creșterii rezistențelor hidrodinamice la curgerea prin orificiile de alimentare presiunea de injecție este realizată cu un avans, înainte de închiderea orificiului și ca rezultat al ambelor fenomene, cantitatea de combustibil injectată crește. Concomitent însă, timpul-secțiune al orificiului de alimentare scade, ceea ce are ca efect reducerea gradului de umplere al elementului pompei și cantitatea de combustibil injectată scade. Cele două influențe contradictorii acționând simultan, determină un optim, unde cantitatea de combustibil injectată este maximă;

➤ La turații reduse, deși timpul-secțiune crește, efectul predominant este al creșterii pierderilor prin neetanșeități, respectiv al atingerii cu întârziere a presiunii de injecție, datorită rezistențelor hidrodinamice mai reduse și atunci cantitatea de combustibil injectată scade;

➤ Durata unghiulară a injecției crește la mărirea turației motorului, aspect normal dacă se ține seama de relațiile:

$$\alpha_i = 6 \cdot n \cdot \tau_i \text{ (pentru motor), și}$$

$$\beta_{ip} = 6 \cdot n_p \cdot \tau_i \text{ (pentru pompa de injecție)}$$

unde:

τ_i [m/s] = durata în timp a injecției;

n [rot/min] = turația motorului;

n_p [rot/min] = turația pompei de injecție;

α_i [°RAC] = durata injecției la arborele cotit;

β_{ip} [°RAP] = durata injecției la arborele pompei de injecție;

2. În toate cazurile, la scăderea turației motorului, masa de combustibil acumulată în camera de ardere în perioada întârzierii la autoaprindere crește, dar perioada întârzierii la autoaprindere se reduce la scăderea turației, de aceea se poate aprecia că, masa reală de combustibil acumulată în camera de ardere crește relativ puțin la scăderea turației.

Având în vedere aceste aspecte, se impun condiții speciale, injecției și procesului de ardere, dacă exploatarea motorului se face la turații reduse;

3. La o turație constantă a pompei de injecție rezultă o scădere a cantității de combustibil injectată și a duratei injecției odată cu micșorarea cursei cremalierii pompei. Se observă că, fracțiunea de combustibil acumulată în camera de ardere crește cu scăderea cursei cremalierii, dar ținând seama că doza ciclică scade, rezultă că, masa de amestec preformat rămâne practic constantă, asigurând astfel același caracter al arderii în faza arderii amestecurilor preformate.

De asemenea, rezultă că, la curse ridicate a cremalierii pompei, cantitatea de combustibil injectată crește, după consumarea perioadei întârzierii la autoaprindere, arderea se prelungește în destindere având ca efect scăderea randamentului și a puterii motorului.

De aceea la creșterea cursei cremalierii pompei este necesar să se realizeze o creștere a fracțiunii de combustibil acumulată în cilindru în perioada întârzierii la

autoaprindere, concomitent cu măsuri de îmbunătățire a proceselor de formare a amestecului și de ardere pentru obținerea de randamente optime.

Durata injecției scade la micșorarea turației și a cursei cremalierii pompei de injecție. La turația pompei de injecție $n_p=800$ rot/min, corespunzătoare momentului maxim, cantitatea de combustibil acumulată în camera de ardere în perioada întârzierii la autoaprindere, este mai mare, rezultând o ardere cu viteză mai mare, de creștere a presiunii în faza arderii rapide;

1. Din analiza graficelor vitezei de injecție trasate pentru cursa cremalierii pompei ($h=16,5$) mm, la turațiile de 1150 și 800 rot/min, se pot trage următoarele concluzii:

- **La presiunea de injecție $p_i=240$ bar;**
 - variantele cu 5, 6, 7, 8 orificii de pulverizare;
 - la turația $n_p=1150$ rot/min, curbele prezintă o evoluție crescătoare, maximul fiind la unghiul de $11^{\circ}49'$, apoi o evoluție descrescătoare până la unghiul de 16° , în final valoarea vitezei de injecție rămâne constantă;
 - la turația $n_p=800$ rot/min, valoarea vitezei de injecție crește până la $\beta_{ip}=4,997^{\circ}RAP$, apoi descrește pentru o perioadă scurtă; urmează o creștere, maximul fiind la $\beta_{ip}=8,995^{\circ}RAP$, apoi variația este descrescătoare, până la $\beta_{ip}=12,992^{\circ}RAP$;
- **La presiunea de injecție $p_i=260$ bar;**
 - la turația $n_p=1150$ rot/min, curbele de evoluție a vitezei de injecție pentru variantele cu 5, 6, 7, 8 orificii de pulverizare prezintă o creștere până la $\beta_{ip}=10,06^{\circ}RAP$, apoi o descreștere, valoarea minimă fiind la $\beta_{ip}=15,8^{\circ}RAP$;
 - la turația $n_p=800$ rot/min, valoarea vitezei de injecție crește până la $\beta_{ip}=4,99^{\circ}RAP$, apoi descrește, urmează o creștere bruscă, maximul fiind la $\beta_{ip}=8,99^{\circ}RAP$, după care curba prezintă o descreștere, minimul fiind la $\beta_{ip}=12,99^{\circ}RAP$;
- **La presiunea de injecție $p_i=280$ bar;**
 - la turația $n_p=1150$ rot/min, curbele de evoluție a vitezei de injecție pentru variantele cu 5, 6, 7, 8 orificii de pulverizare, sunt asemănătoare, valoarea maximă este la $\beta_{ip}=10,06^{\circ}RAP$ iar valoarea minimă pentru $\beta_{ip}=15,8^{\circ}RAP$;
 - la turația $n_p=800$ rot/min, pentru cele patru variante de pulverizatoare, curbele de evoluție a vitezei de injecție se diferențiază puțin, se înregistrează o creștere până la $\beta_{ip}=3,997^{\circ}RAP$, o descreștere, apoi o creștere până la valoarea maximă la $\beta_{ip}=7,995^{\circ}RAP$, urmează descresterea, valoarea minimă este la $\beta_{ip}=13^{\circ}RAP$;

5. Graficele de evoluție a legii de injecție sunt asemănătoare pentru toate variantele de injectoare experimentate. Acestea se prezintă sub forma unei parabole, similare cu a pistonășului pompei de injecție. La valori reduse ale turației și cremalierii pompei de injecție alura legii de injecție se apropie de o dreaptă.

6. Din experimentele efectuate, se pot trage următoarele concluzii în legătură cu pompa de injecție la motoarele Diesel.

➤ cantitatea de combustibil injectată de fiecare orificiu al pulverizatorului variază în principal datorită erorilor tehnologice de fabricație;

➤ la o turație constantă a pompei de injecție, prin variația poziției cremalierii pompei de injecție spre valori mai mici, rezultă o scădere a cantității de combustibil injectată pe ciclu, o deplasare spre valori mai mici ale unghiului de rotație al pompei de injecție, și o scădere a duratei de injecție.

➤ la o turație variabilă și o poziție constantă a cremalierii pompei de injecție, rezultă un maxim al cantității de combustibil injectat la o turație n_p , de aproximativ 800 rot/min, maximul de la această turație deplasându-se apoi spre valori mai mici ale unghiului de rotație al pompei de injecție.

La turații mai mici de 800 rot/min, cantitatea de combustibil injectată scade brusc.

➤ la toate variantele de pulverizatoare modificate și presiunile de injecție folosite, cantitatea de combustibil în camera de ardere în perioada întârzierii la autoaprindere rămâne aproximativ constantă, astfel că nu există pericolul ca la încercările "la cald" motorul să funcționeze trepidant, brutal, datorită arderii unor cantități sporite de amestec preformat.

CAPITOLUL VI

ÎNCERCĂRI EXPERIMENTALE ALE UNUI MOTOR CU CAMERĂ UNITARĂ, VIZÂND INFLUENȚA MODIFICĂRILOR CARACTERISTICILOR INJEȚIEI ASUPRA PERFORMANȚELOR ENERGETICE ȘI LIMITAREA GRADULUI DE FUM

6.1 Echipamentul folosit pentru încercările experimentale

6.1.1 Descrierea standului de încercări

Încercările experimentale pe motor s-au efectuat în standul de încercări motoare termice cu ardere internă cu puteri până la 9000 CP, de la SC MASTER SA București.

Standul de încercări motoare termice cu puteri până la 9000 CP are ca domenii de utilizare cercetarea și încercarea motoarelor cu ardere internă cu aprindere prin comprimare, alimentate cu combustibili convenționali, în scopul expertizării tehnice, încercărilor de recepție și omologare a cercetărilor de proces, încercărilor de fiabilitate și anduranță.

Standul de încercări este plasat într-o încăpere al cărui volum și sistem de ventilație asigură cantitatea de aer proaspăt necesară funcționării motorului instalat în stand la orice regim, pe toată durata desfășurării încercărilor.

Standul este echipat cu o frână hidraulică tip FROUDE FO 631 de până la 9000 CP și un moment maxim de 47284,2 Nm, cu suport special pentru instalarea motorului, cuplaj cardanic de legătură frână-motor, cu sistem de protecție în caz de deteriorare.

Standul este prevăzut cu instalații necesare funcționării motorului, instalat ca:

- instalația de alimentare cu combustibil, cu tanc amplasat în afara clădirii standului, dotată cu pompa de transfer și tanc de serviciu;
- instalație pentru răcirea motorului și a frânei;
- instalație pentru evacuarea gazelor evacuate în afara standului;
- instalații fixe și mobile pentru măsurarea parametrilor;
- pupitru de comandă și observare a funcționării motorului instalat în stand.

A) **Frâna Froude FO 631**, prezentată în figura 6.1, este o frână hidraulică pentru măsurarea puterii și a momentului motor, având o precizie de măsurare de $\pm 0,25\%$. În fig. 6.1 este prezentată schema de încărcare hidraulică a frânei.

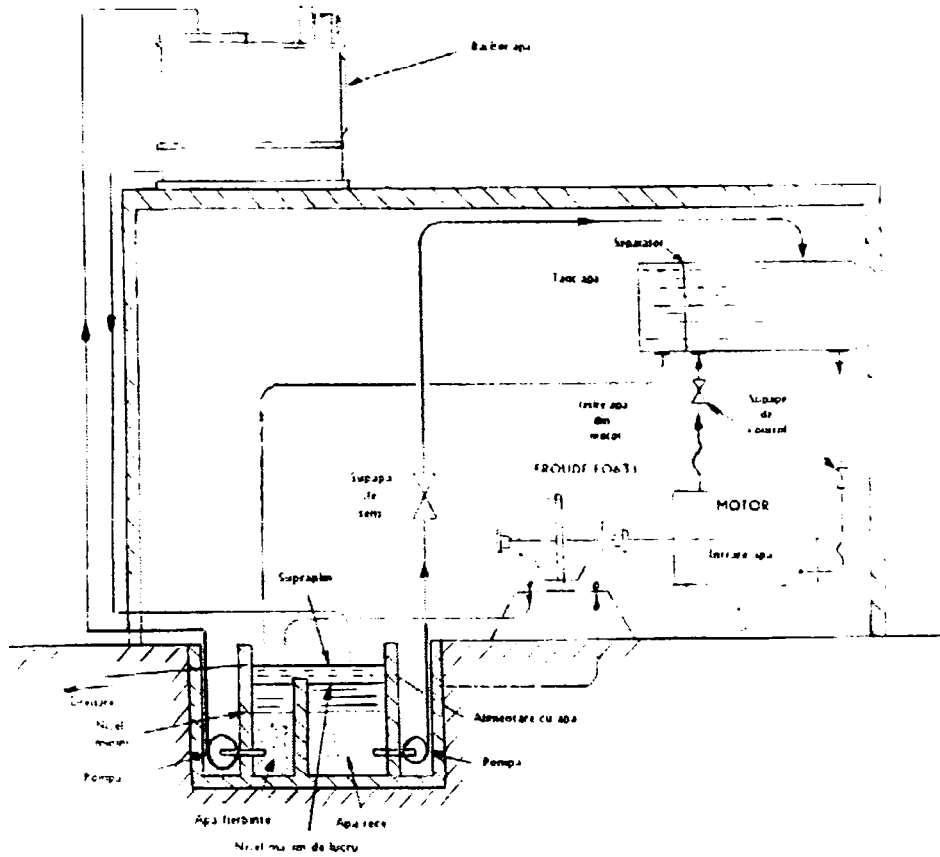


Fig. 6.1 Schema de încărcare hidraulică

Panoul de comandă are aparate de citire a turației și încărcării, atât analogice cât și digitale, precum și potențiometru pentru reglarea normală a frânei. Frâna FROUDE FO 631 este reprezentată în fig. 6.2.



Fig. 6.2 Vedere laterală dreapta a frânei hidraulice tip FROUDE FO 631

B) Aparatul de măsură consum combustibil 700C-S2 AVL de tip gravimetric.

Aparatul lucrează cu trei game de măsură: 100 grame, 1 kg și 20 kg (selectabile funcție de mărimea consumului), măsurând timpul în care este consumată cantitatea de combustibil selectată. S-a lucrat cu gama de măsură de 1000 grame. Comparându-se puterea motorului în timpul măsurătorii, cantitatea de combustibil selectată și citind timpul în care aceasta a fost consumată, se calculează consumul de combustibil.

Precizia de măsurare a aparatului este de:

- 1% pentru 100 grame;
- 0,5% pentru 1000 grame;
- 0,2 % pentru 20 kg.

Aparatul 700C-S2 AVL este reprezentat în fig. 6.3a, iar fotografia din fig. 6.3b prezintă aparatul de citire digitală a timpului în care este consumată cantitatea de combustibil selectată.



Fig. 6.3a Aparat de măsură consum de combustibil 700C-S2 AVL de tip gravimetric



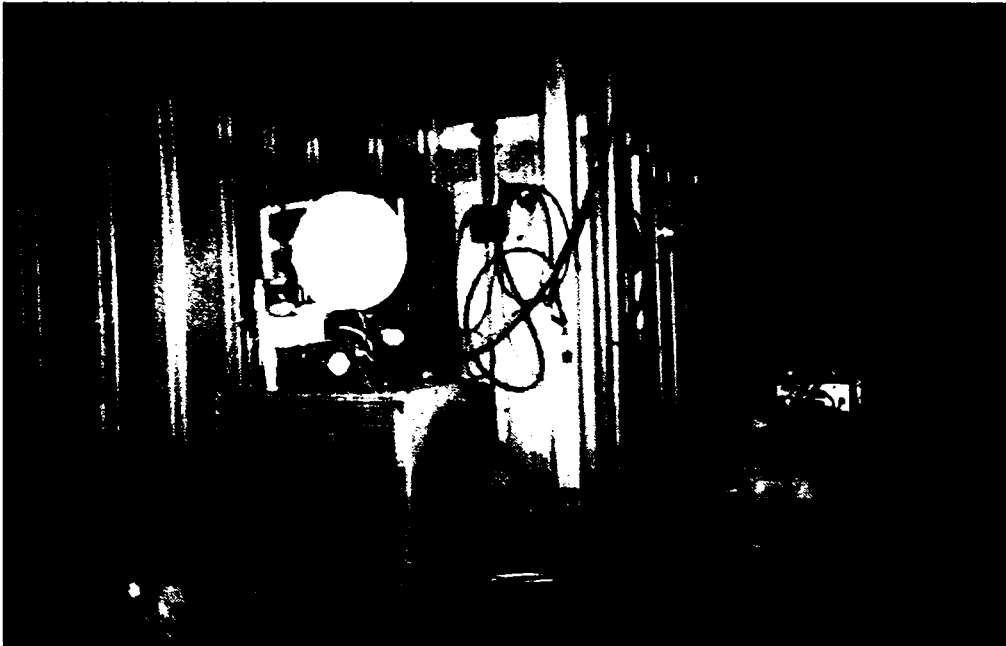
Fig. 6.3b Indicator digital pentru măsurarea timpului în care este consumată cantitatea de combustibil selectată (1). Indicatorul digital pentru măsurat în unități Bosch gradul de înnegrire a petei formate pe hârtia albă poroasă (2).

C) Aparatul pentru măsurarea fumului de evacuare SMOKE METER type 409 AVL.

Aparatul are ca principiu de lucru, măsurarea înnegrii unei benzi de hârtie albă specială.

Imaginea benzii de hârtie se face prin absorbirea unui volum fix (1 litru) de fum la eșapament. Fumul este absorbit de banda de hârtie albă datorată depresiunii constante create de o pompă de vacuum. După luarea probei, banda de hârtie se compară cu una curată cu ajutorul unei celule fotoelectrice.

Aparatul este reprezentat în fig. 6.4.



*Fig. 6.4 Aparatul de măsură a fumului la evacuare
"SMOKE METER type 409 AVL"*

Gradul înnegrii petei formate pe hârtia albă poroasă este măsurat în unități Bosch, pe o scală de la 0 la 9 unități (Smoke volume Bosch).

D) Analizorul de gaze DICOM 400 AVL.

Este un aparat de măsură precis și rapid a emisiilor poluante din gazele de evacuare a motorului cu ardere internă.

Aparatul este conceput să realizeze măsurători atât pentru **m.a.s.** cât și pentru **m.a.c.**

Măsurătorile se pot face în regim staționar sau dinamic, iar rezultatele sunt afișate pe display. Aparatul s-a folosit pentru măsurarea NOx. Aparatul este reprezentat în fig. 6.5a,b.

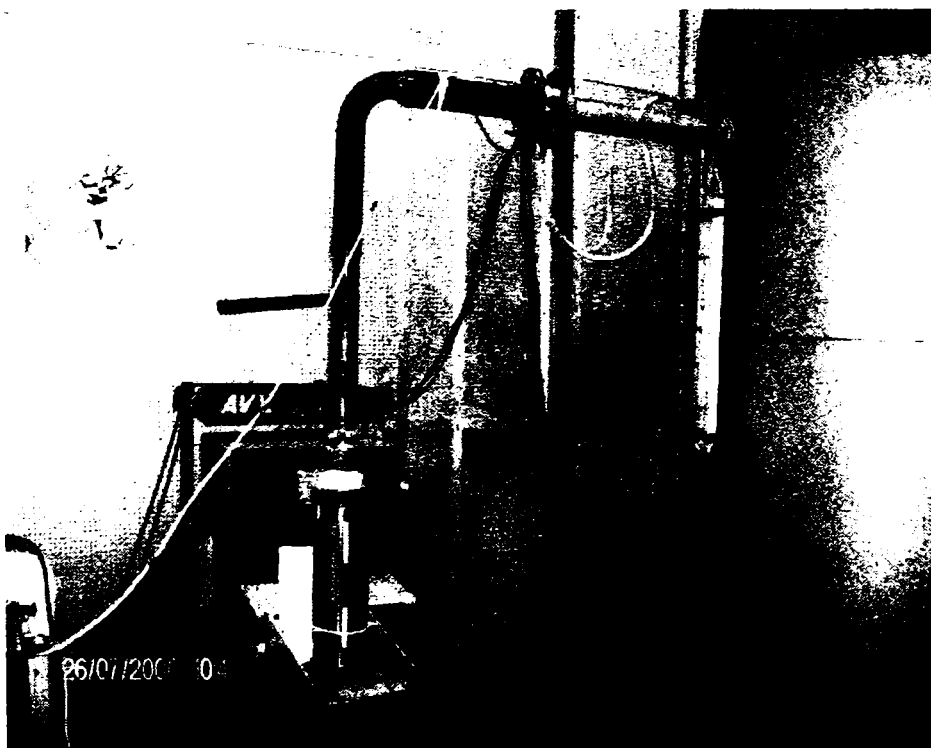
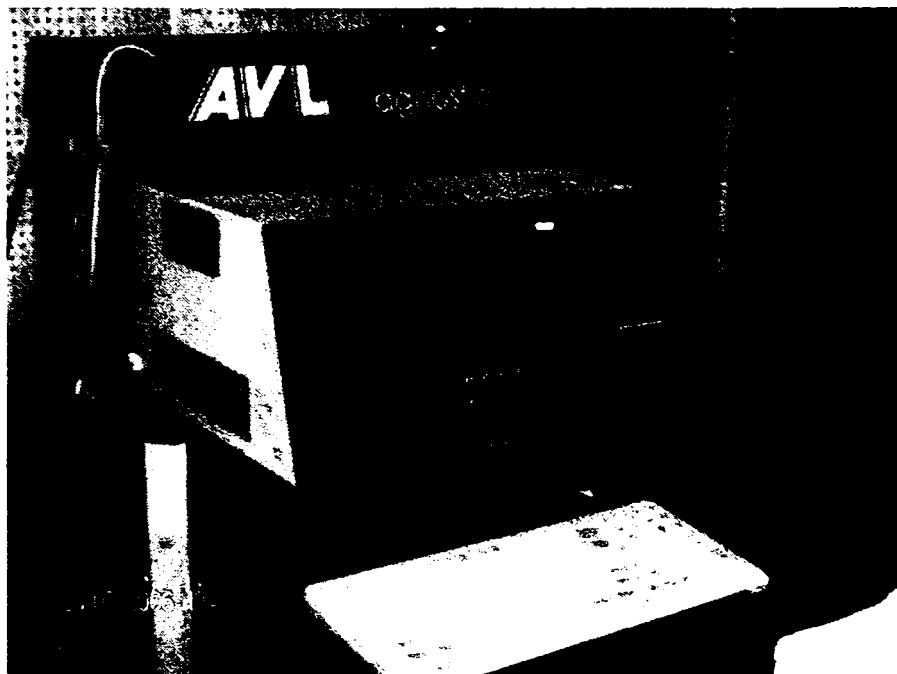


Fig. 6.5 a,b Aparat determinare noxe tip AVL DiCom

Încercările experimentale, s-au efectuat pe un grup de propulsie navală 8V396TC82RIN250, aflat în probe de recepție la SC MASTER SA, București.

Grupul de propulsie a fost introdus în standul de probe cu puteri până la 9000 CP, legat la frâna FROUDE FO 631, prin intermediul unui cuplaj cardanic și s-a conectat la instalațiile de alimentare cu combustibil, răcire și evacuare proprii standului.

Instalarea grupului în standul de probe s-a făcut prin așezarea acestuia pe suportul special, prin intermediul elementelor de sprijin elastice proprii (fig. 6.6a). Cuplarea la instalațiile standului s-a făcut în conformitate cu prescripțiile tehnice din schemele funcționale. Grupul de propulsie este reprezentat în fig. 6.6 b,c,d.

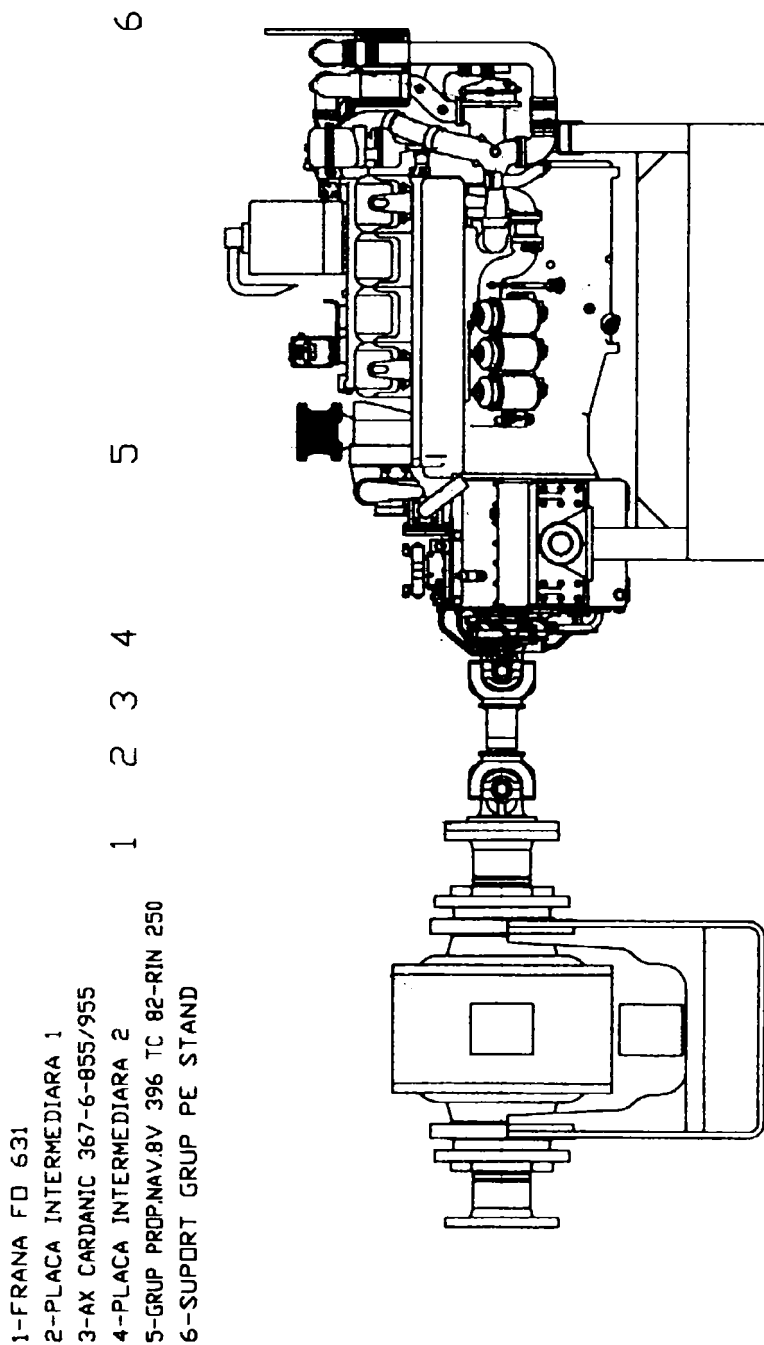
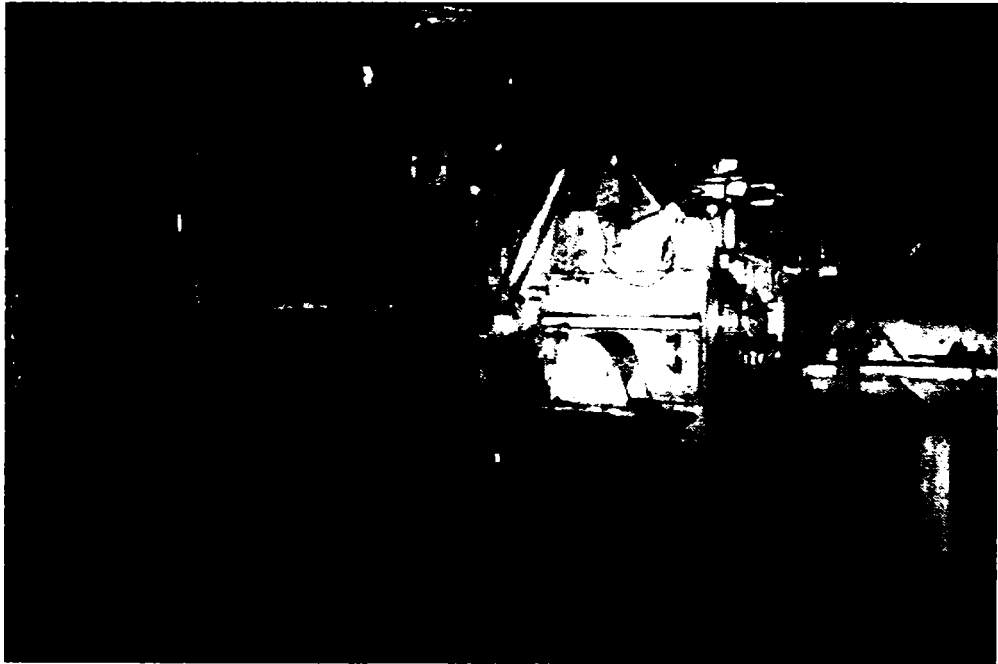
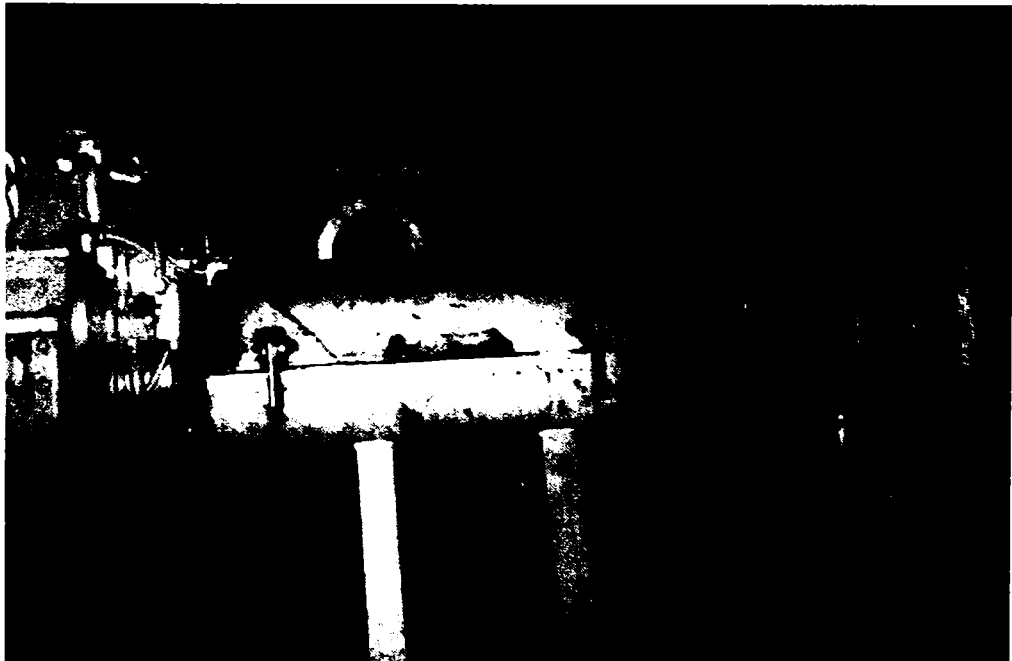


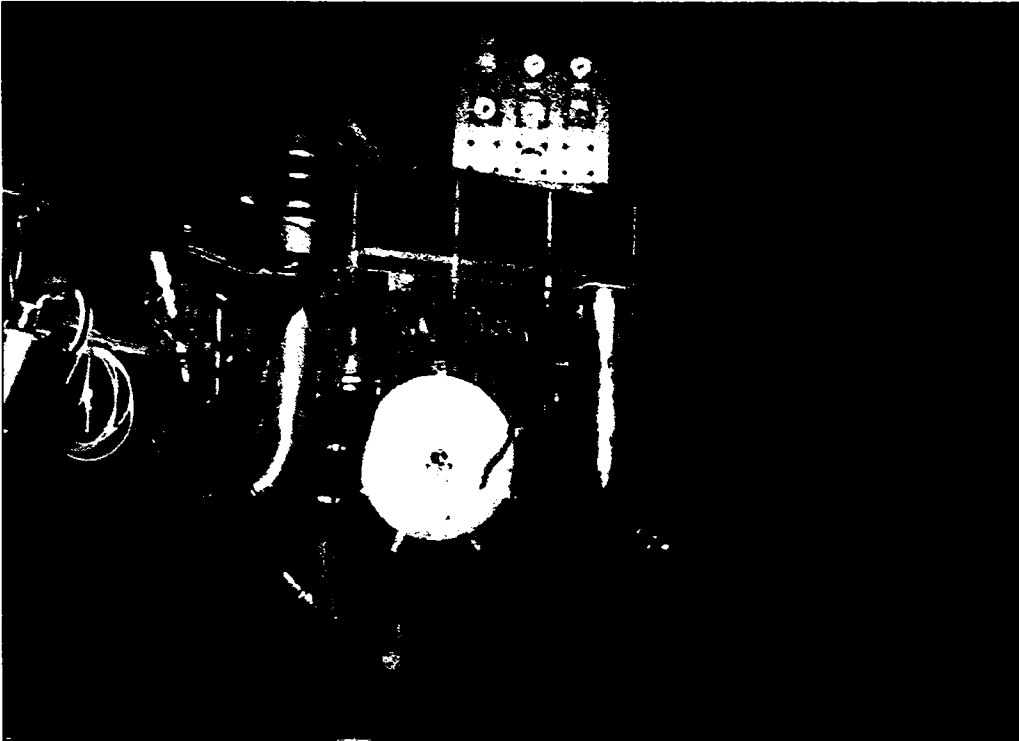
Fig. 6.6a Schema de instalare a grupului de propulsie 8V396TC82RIN250 în standul de probă



*Fig. 6.6b Vedere laterală dreapta a agregatului energetic
8V396TC82RIN250*



*Fig. 6.6c Vedere laterală dreapta a cuplajului dintre agregatul energetic
și frâna hidraulică tip FROUDE FO 631*



*Fig. 6.6d Vedere din față a agregatului energetic
8V396TC82RIN250*

Grupul de propulsie a fost instrumentat pentru măsurarea următorilor parametri:

- turație motor;
- presiune ulei motor;
- temperatura ulei motor;
- presiune apă circuit închis;
- presiune apă circuit deschis;
- temperatură apă circuit deschis;
- temperatură apă circuit închis;
- gradul de fum Bosch;
- oxizii de azot NO_x;

În fig. 6.7 este reprezentată încăperea și pupitrul de comandă și control și observare a funcționării grupului de propulsie 8V396TC82RIN250 pentru încercat, instalat în stand.

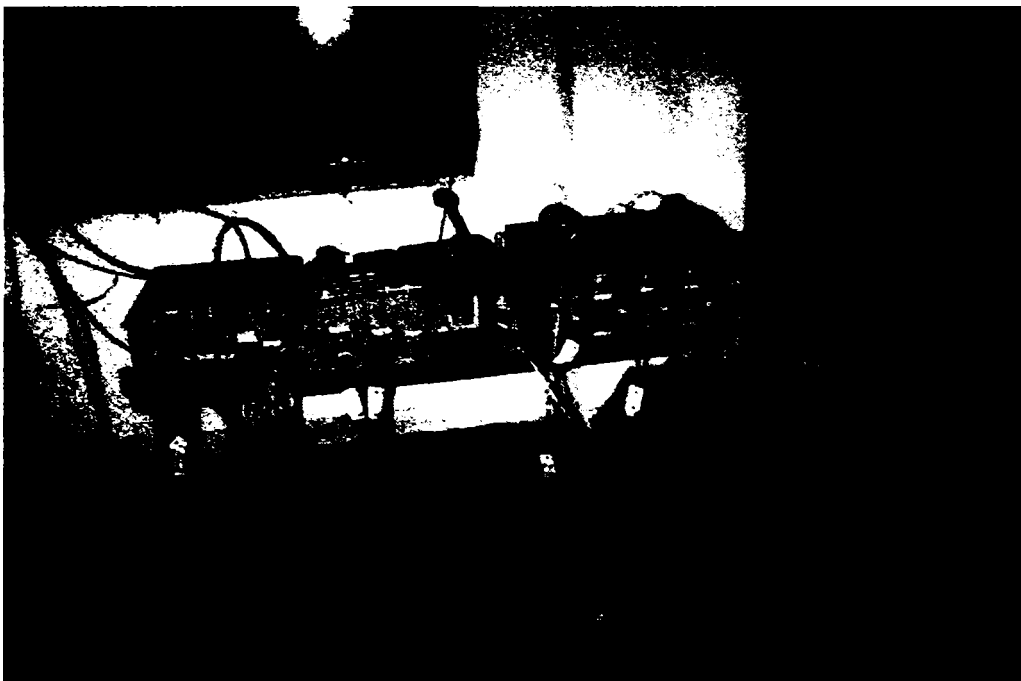


Fig. 6.7 Pupitru de comandă și observare a funcționării motorului instalat în stand pentru încercări

6.1.2 Echipamentul de injecție utilizat pentru încercările experimentale

Pentru încercările experimentale pe motor s-a utilizat echipamentul de injecție care echipează motorul 8V396TC82, motor de propulsie navală pentru nave rapide de pasageri.

Este un motor Diesel de putere mijlocie-mare, cu injecție directă în 4 timpi, supraalimentat de turbosuflante cu gaze de evacuare.

Caracteristici de bază ale motorului:

- Forma constructivă: în V la 90°;
- Alezaj: 165 mm;
- Cursă: 185 mm;
- Cilindree unitară: 3,96 litri;
- Raport de comprimare: $\epsilon=13,5$;
- Coeficientul excesului de aer $\lambda=1,9$;
- Avansul la injecție $\beta_i=20$ [°RAC];
- Tipul camerei de ardere: cupă în piston cu amestec în volum;
- Sensul de rotație privind dinspre volant stânga;
- Puterea maximă: $P_e=870$ CP (640 kW);
- Turația la puterea maximă: $n_{max}=1800$ rot/min;
- Turația minimă de funcționare în gol: 600 rot/min;
- Turația de pornire (100÷120) rot/min;

- Moment de pornire: 700 Nm;
- Consum specific efectiv de combustibil: 224 g/kWh.

Echipamentul de injecție standard al motorului este format din:

- pompa de injecție RO PE8ZW160/120RS26, fabricată la SC MEFIN SINAIA. Este o construcție în linie cu 8 elemente de pompare; este o pompă cu simplu efect și cursă fixă, prevăzută cu dispozitiv de oprire și este montată în spațiul liniilor cilindrilor.

Cursa pistonului elementului de pompare este de 12 mm și diametrul de 15 mm. Este prevăzută cu regulator electronic de turație pentru toate regimurile de turație și antrenată de arborele cu came din stânga.

- Injetoare RO KDAL 62S18, echipate cu pulverizoare tip RODLL152S19, realizate la HIDROJET BREAZA, cu 5 orificii de pulverizare cu diametrul $d_o=0,53$ mm dispuse pe un con cu unghiul de $152\pm 2,5^\circ$, presiunea inițială de injecție, s-a reglat la 240 ± 5 bar, conform prescripțiilor constructorului.

- Conducte de înaltă presiune

Asigură legătura dintre injetoare și elementele de pompare ale pompei de injecție.

Pentru efectuarea încercărilor la cald pe motorul 8V396TC82, s-au folosit injetoarele ROKDAL62S18 echipate cu pulverizatoare RODLL152S19, în varianta standard, cu 5 orificii de diametru 0,53 mm dispuse pe un con cu unghiul de $152\pm 2,5^\circ$, reglate la presiunea inițială de injecție de 240 ± 5 bar, precum și pulverizatoare modificate la care numărul orificiilor de pulverizare s-a mărit de la 5 la 6,7,8, iar presiunea de injecție s-a reglat la valori mărite, de 260 bar, respectiv 280 bar.

Mărirea numărului orificiilor pulverizatorului s-a făcut concomitent cu reducerea corespunzătoare a diametrului acestora, rezultat din condiția păstrării constante a suprafeței totale de pulverizare, dispuse pe un con cu același unghi de $152\pm 2,5^\circ$.

Încercările s-au făcut pentru pulverizatoare în varianta standard cu 5 orificii, reglate la presiunea de injecție $p_i=240$ bar și în variantele cu 6, 7, 8 orificii de pulverizare, la aceeași presiune de injecție.

S-au efectuat încercări și pentru variantele de pulverizatoare cu 6 orificii, reglate la presiunile de injecție mărite de 260 bar și 280 bar, precum și pentru varianta de pulverizatoare cu 7 orificii reglate la presiunea de injecție mărită de 260 bar.

În tabelul 6.1 sunt prezentate principalele caracteristici pentru variantele de pulverizatoare, folosite pentru încercări.

Tabel 6.1

Nr. crt	Denumirea variantei	Numărul de orificii n_o	Diametrul orificiilor d_o [mm]	Unghiul conului de pulverizare [°]	Presiunea de injecție p_i [bar]
0	1	2	3	4	5
1	Standard V_s	5	0,53	152	240
2	Varianta 1 V_1	6	0,48	152	240
3	Varianta 2 V_2	7	0,45	152	240
4	Varianta 3 V_3	8	0,42	152	240
5	Varianta 4 V_4	6	0,48	152	260
6	Varianta 5 V_5	7	0,45	152	260
7	Varianta 6 V_6	6	0,48	152	280

Pentru o verificare completă a condițiilor de funcționare a motorului, au mai fost mășurați următorii parametri care caracterizează aceasta, cum sunt:

- condițiile ambiante de stare; presiunea barometrică P_b , temperatura ambiantă, t_a ;
- presiunea și temperatura uleiului;
- presiune apă circuit închis;
- presiune apă circuit deschis;
- temperatura apă circuit închis;
- temperatura apă circuit deschis;

Pentru fiecare variantă de injectoare încercate, presiunea de injecție a fost reglată pe un stand de încercat injectoare, existent în încăperea standului de încercat motoare termice cu ardere internă, cu puteri până la 9000 CP, de la SC MASTER SA.

Încercările au fost efectuate și monitorizate de către personalul de înaltă calificare, al standului de încercat motoare termice cu ardere internă cu puteri până la 9000 CP de la SC MASTER SA.

În fig. 6.8 a,b sunt reprezentate aspecte din timpul efectuării încercărilor.



Fig. 6.8a Vedere laterală dreapta. Înlocuirea injectoarelor



Fig. 6.8b Aspcte privind observarea și urmărirea funcționării motorului instalat în stand pentru încercări

6.2 Rezultate experimentale și interpretarea lor.

6.2.1. Studiul influenței numărului și diametrului orificiilor de pulverizare asupra performanțelor motorului și a gradului de fum.

Cercetările experimentale efectuate pe motor au vizat influența numărului și diametrului orificiilor de pulverizare asupra performanțelor energetice ale motorului (putere, moment, consum specific efectiv) în corelație cu variația indicelui de fum Bosch exprimat în unități Bosch [uB].

Încercările au constat în ridicarea caracteristicilor de regulator a unui motor Diesel cu injecție directă, de putere mijlocie-mare, prevăzut cu regulator electronic de turație, la o sarcină constantă, cu înregistrarea parametrilor energetici de performanță și a gradului de fum pentru 7 regimuri de turație, respectiv, (900, 1000, 1200, 1400, 1500, 1650, 1800) rot/min.

Încercările au fost efectuate pentru echiparea injectoarelor cu pulverizatoare standard, cu 5 orificii, respectiv cu pulverizatoare modificate, cu 6, 7, 8 orificii (variantele 1,2,3, tabelul 5.1).

Numărul orificiilor de pulverizare a fost mărit simultan cu reducerea diametrului acestora, astfel încât suprafața totală de pulverizare a rămas constantă.

Presiunea inițială de injecție a fost reglată la valoarea standard de $p_i=240\pm 5$ bar, prescrisă de constructor.

Rezultatele încercărilor experimentale efectuate sunt prezentate sub formă tabelară în tabelele 6.1, 6.2, 6.3, 6.4 din anexe și sub formă grafică în fig. 6.9, puterea efectivă, 6.10, momentul motor, fig. 6.11, consumul specific efectiv de combustibil, fig. 6.12, gradul de fum Bosch.

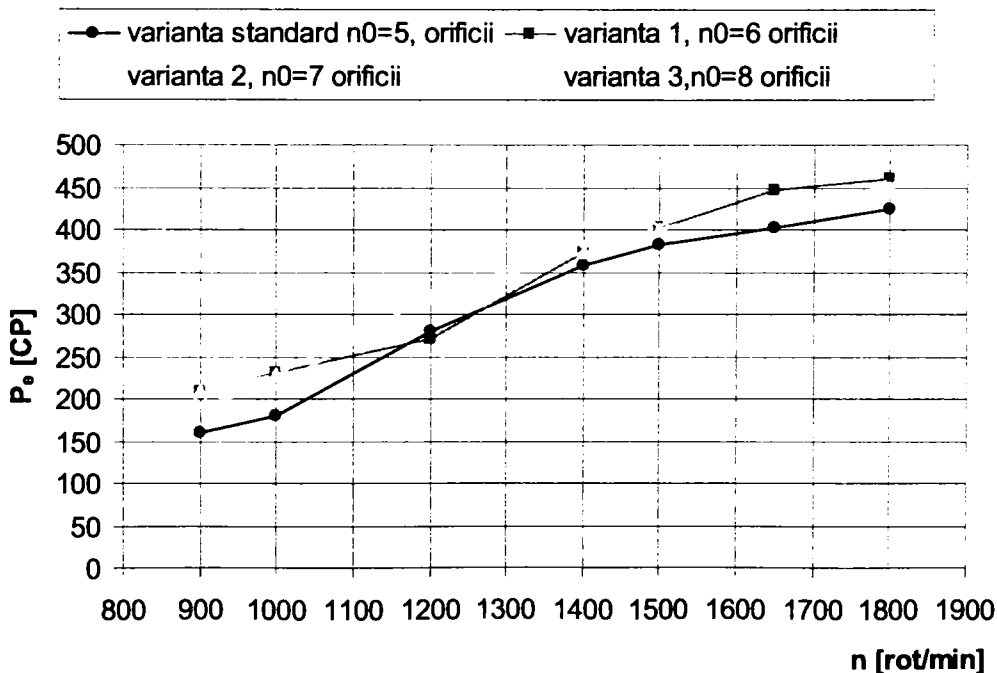


Fig. 6.9 Variația puterii efective în funcție de turație

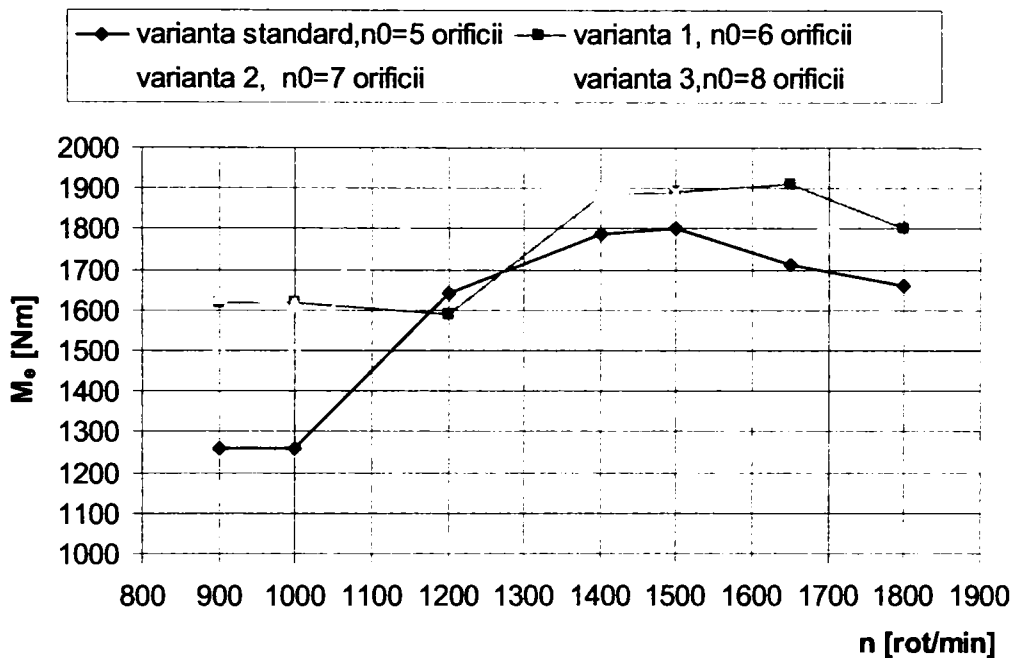


Fig. 6.10 Dependenta momentului motor de turație

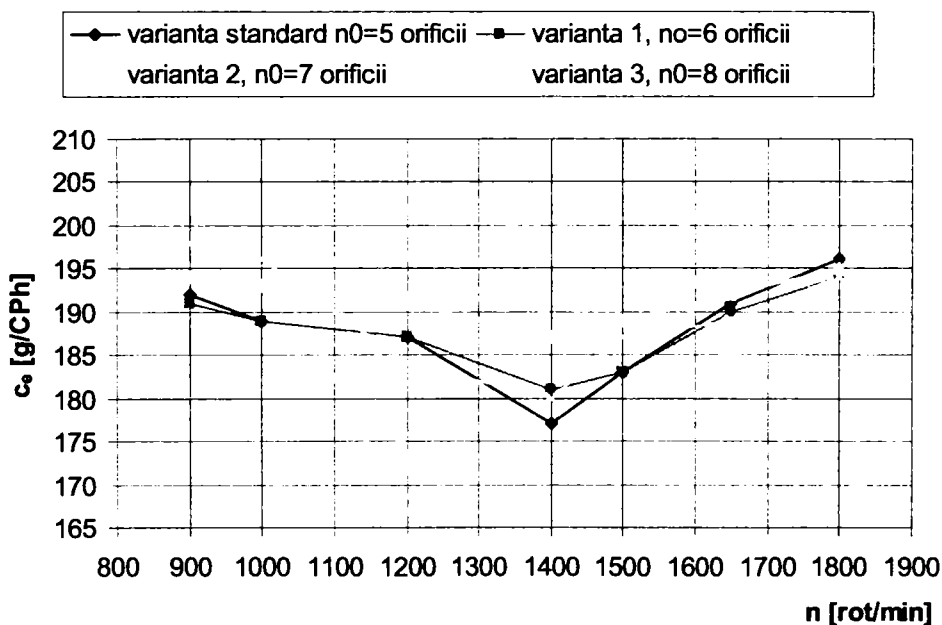


Fig. 6.11 Variația consumului specific efectiv de combustibil funcție de turație

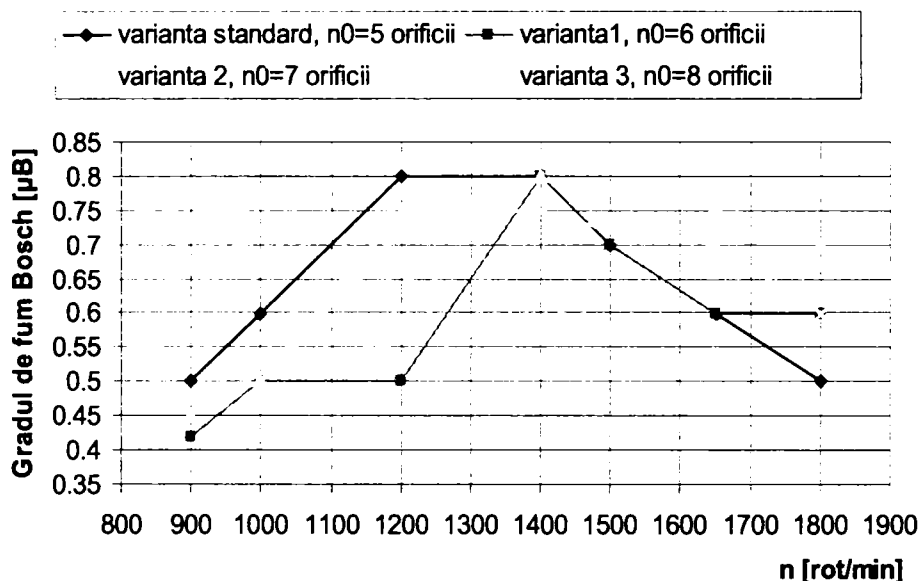


Fig. 6.12 Variația gradului de fum funcție de turație

Din analiza rezultatelor încercărilor experimentale efectuate, rezultă următoarele concluzii:

a) **Privind puterea efectivă;**

Se constată o creștere continuă a puterii, pe toată gama de turații pentru variantele de echipare a injectoarelor cu pulverizatoarele cu 6, 7, 8 orificii comparativ cu varianta standard luată ca bază de referință.

➤ Astfel, pentru varianta 1, cu 6 orificii de pulverizare, s-a obținut o creștere a puterii de 29,13% la turații de 900 și 1000 rot/min, apoi la turațiile de 1400 și 1500 rot/min, creșterea puterii este de 4,76% respectiv 5,22%, iar la turațiile de 1650, 1800 rot/min creșterea puterii este de 11,19% respectiv 8%.

➤ La varianta 2, de echipare cu pulverizatoare cu 7 orificii, se constată o creștere a puterii cu 29,19% și 28,49% pentru turațiile de 900 rot/min, respectiv 1000 rot/min; la turația de 1200 rot/min, creșterea de putere este de 14,29%. Și la această variantă, la turațiile de 1400 și 1500 rot/min, creșterea de putere este mai mică respectiv de 4,7%. La turațiile mari, (1650÷1800) rot/min, creșterea de putere este mai mică, față de varianta 1, respectiv 5,75%.

➤ Pentru varianta de echipare cu pulverizatoare cu 8 orificii, se observă o creștere mai mică a puterii față de variantele 1,2 pentru turațiile de 900 și 1000 rot/min, respectiv de 19,71%. La turația de 1200 rot/min, creșterea de putere este de 16,07%, superioară variantelor 1 și 2. La turația de 1400 rot/min și 1500 rot/min, creșterea de putere este de 5,6% și 4,97%. La turații mari de 1650, 1800 rot/min, creșterea de putere este de 6,35%, mai mică față de varianta 1, cu 6 orificii de pulverizare.

Din cele trei variante de echipare a injectoarelor, cu pulverizatoare de 6, 7, 8 orificii, comparativ cu varianta de echipare standard, cu 5 orificii, se constată că, pentru varianta de echipare cu pulverizatoare cu 7 orificii se obțin creșteri semnificative de putere, pe toată gama de turații (900÷1800) rot/min, în medie de

16,58%, mai mari față de celelalte două variante. Astfel, pentru varianta cu 6 orificii de pulverizare, creșterea de putere pe toată gama de turații a fost de 11,804%, iar pentru varianta 3 cu 8 orificii de pulverizare s-a înregistrat o creștere de 10,54%.

b) **Privind momentul motor**, se constată că variația acestuia este aceeași cu a puterii efective.

c) **Privind consumul specific efectiv de combustibil;**

➤ La varianta 1, de echipare cu pulverizatoare cu 6 orificii, s-a obținut o scădere a consumului specific efectiv de 0,52% la turațiile de 900 rot/min și 1650 rot/min și de 1,02% la turația maximă de 1800 rot/min, comparativ cu varianta standard. La turațiile de 1000, 1200 și 1500 rot/min, s-a înregistrat același consum specific efectiv ca la varianta standard.

➤ Pentru varianta de echipare cu pulverizatoare cu 7 orificii, se constată o mică creștere a consumului specific efectiv față de varianta standard cu 5 orificii de pulverizare, în gama de turații de (900÷1400) rot/min. Astfel, la turațiile de 1000 și 1200 rot/min, creșterea este de 2,11%, iar la turația de 1400 rot/min, creșterea consumului specific este de 9,35%, comparativ cu varianta standard cu 5 orificii de pulverizare. Este important de evidențiat că, la turațiile mari, de 1650, 1800 rot/min, consumul specific efectiv a înregistrat o scădere de 0,52%, față de varianta standard de pulverizare cu 5 orificii

➤ Pentru varianta 3, cu 8 orificii de pulverizare, s-a obținut o scădere de 1,6%, a consumului specific efectiv la turația de 1200 rot/min și de 1,03% la turațiile mari de 1650 și 1800 rot/min, față de varianta standard de pulverizatoare cu 5 orificii. La turațiile mici de 900 și 1000 rot/min, consumul specific efectiv a înregistrat creșteri de 3,12% și 3,7%, iar la turațiile de 1400 și 1500 rot/min, creșterea consumului specific efectiv a fost de 5,26%, respectiv 2,19%, comparativ cu varianta standard de pulverizatoare.

Din această analiză se apreciază că, pentru varianta de echipare cu pulverizatoare cu 7 orificii, s-au obținut valori ale consumului specific efectiv, apropiate ca și la varianta standard de pulverizatoare cu 5 orificii, în gama de turații (900÷1500) rot/min, iar la turațiile de 1650, 1800 rot/min consumul specific efectiv a scăzut cu 1,1%.

Este important de evidențiat că, pentru această variantă de pulverizatoare, puterea efectivă a înregistrat creșteri constante pe întreaga gamă de turație, în medie de 16,58%.

De remarcat că, pentru varianta 3, cu pulverizatoare cu 8 orificii, la turații mari (1650-1800)rot/min, s-a obținut o scădere a consumului specific de 1,3%, iar în gama de turație (900-1500) rot/min, s-a obținut o creștere a consumului, în medie de 3,58%, în condițiile în care și la această variantă, puterea efectivă crește în medie cu 10,54%. Un aspect relevant este acela că, pentru varianta de echipare cu 6 orificii de pulverizare, consumul specific efectiv a înregistrat aceleași valori cu varianta standard de pulverizatoare cu 5 orificii, în gama de turații de (900÷1500) rot/min, iar puterea efectivă înregistrează o creștere de 11,804%.

d) **Privind emisiile poluante eșapate de motor**, exprimate prin gradul de fum Bosch, se observă că, prin mărirea numărului de orificii ale pulverizatorului de la 5 la 6,7,8, s-a observat o scădere a acestuia, la turațiile de (900÷1400) rot/min, și o creștere la turațiile de 1650 și 1800 rot/min.

➤ Astfel, la varianta 1, cu 6 orificii de pulverizare, se obține o scădere de 1,61% la turația de 1000 rot/min, iar la turația de 1200 rot/min, scăderea este de 3,75%. La turațiile de 1400, 1500, 1650 rot/min, s-au obținut aceleași valori ale

indicelui de fum, iar la 1800 rot/min, s-a înregistrat o creștere de 12%, față de varianta standard.

➤ Pentru varianta 2, cu 7 orificii de pulverizare, s-a obținut o scădere de 10% la turațiile de 900, 1000, 1200 rot/min, iar la 1400 rot/min, se înregistrează aceeași valoare cu varianta standard. La turațiile de 1650, 1800 rot/min, s-a obținut o creștere a gradului de fum de 25%, respectiv de 40%.

➤ La varianta 3, cu 8 orificii de pulverizare, s-a observat o scădere importantă la turațiile mici, respectiv de 60%, la turația de 900 rot/min, de 16,6% la turația de 1000 rot/min și de 6,25% la turațiile de 1200 și 1400 rot/min, iar la turațiile mai mari, de 1650, 1800 rot/min, s-a înregistrat o creștere a indicelui de fum de 16,7%, respectiv 20%, comparativ cu varianta standard de pulverizatoare cu 5 orificii.

Efectuarea încercărilor la cald pe motor demonstrează că, prin mărirea numărului de orificii de pulverizare, corespunzător cu reducerea diametrului acestora și păstrarea constantă a suprafeței totale de pulverizare, dimensiunea picăturilor pulverizate se va micșora, dispersia lor va fi mai mare, cu efecte favorabile în ceea ce privește vaporizarea lor și amestecarea cu aerul.

Prin micșorarea diametrului orificiilor de pulverizare se mărește viteza de ieșire a picăturilor din injector. Micșorarea diametrului picăturilor pulverizate, determină scăderea lungimii de pătrundere a jetului, datorită reducerii forțelor de inerție și a creșterii amortizării.

Aceste aspecte explică reducerea constantă a gradului de fum la mărirea numărului de orificii de pulverizare de la 5 la 6,7,8, începând de la turația de 900 rot/min, până la 1500 rot/min.

Creșterea gradului de fum la turațiile mari de 1650, 1800 rot/min, pentru variantele cu 7 și 8 orificii de pulverizare, se datorează faptului că, jeturile ating parțial pereții camerei de ardere.

Aplicând corelația MIRA dintre gradul de fum și emisia de particule, acestea se pot determina prin calcul, fără măsurători directe. Pentru calculul emisiei de particule s-a folosit următoarea relație de calcul:

$$P=565 \left[\ln \left(\frac{10}{10 - Bn} \right) \right]^{1,206} \quad [\text{g/m}^3] \quad (6.1)$$

unde:

B_n - indicele de fum Bosch.

Variația emisiei de particule este aceeași cu a gradului de fum și este prezentată în fig. 6.13; prin aceasta se explică folosirea fumului în aprecierea emisiei de particule a unui motor Diesel.

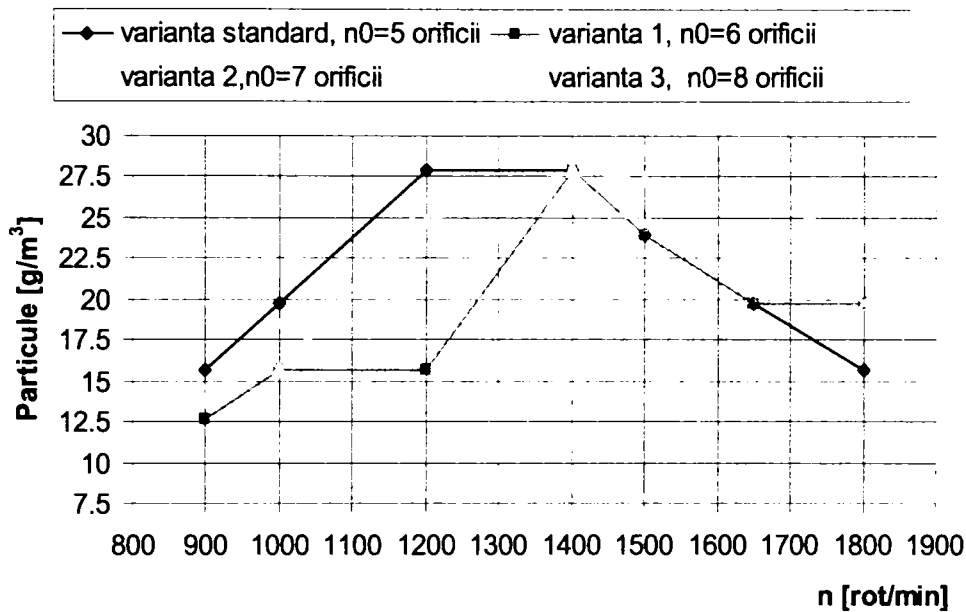


Fig. 6.13 Curbele de variație ale emisiei de particule –corelația MIRA funcție de turație

Este evident că, mișcarea de rotație a aerului îmbunătățește procesul de formare a amestecului, aducând aerul pentru alimentarea jeturilor de combustibil cu aerul proaspăt necesar amestecării și îndepărtării gazelor produse ale arderii, dar se dovedește că, e mult mai importantă pulverizarea fină a combustibilului și dispersia uniformă în camera de ardere.

La mărirea numărului jeturilor, se reduce distanța parcursă de aer între jeturile pulverizate, timpul de amestecare micșorându-se, cu efecte favorabile asupra formării amestecului și a arderii, respectiv asupra performanțelor motorului și a gradului de fum.

În urma încercărilor efectuate, se constată că, pentru un motor Diesel de putere mijlocie-mare, cu injecție directă, prin creșterea numărului de orificii de pulverizare de la 5 la 6,7,8, concomitent cu reducerea corespunzătoare a diametrului acestora și păstrarea constantă a suprafeței totale de pulverizare, s-a obținut o creștere a puterii efective și momentului motor, în medie cu 12,97% pentru variantele de pulverizatoare cu 6,7,8 orificii, comparativ cu varianta standard de pulverizatoare cu 5 orificii.

Cu privire la consumul specific efectiv de combustibil, se constată că, pentru varianta cu 6 orificii de pulverizare, s-au obținut aceleași valori sau foarte apropiate cu varianta standard, pe gama de turații (900÷1400) rot/min iar la turații mari, (1650÷1800) rot/min, s-au înregistrat scăderi ale consumului.

Pentru variantele cu 7 și 8 orificii de pulverizare, se constată o mică creștere a consumului specific efectiv, pe domeniul de turații (900÷1400) rot/min. Prin mărirea numărului de jeturi pulverizate, se aduce combustibilul în zonele cu aer disponibil, favorizând formarea amestecului.

Rezultatele obținute, în urma încercărilor efectuate, evidențiază că, variantele cu 6 și 7 orificii de pulverizare asigură performanțele cele mai bune ale motorului, din punct de vedere al gradului de fum precum și al indicilor energetici.

Este important de menționat că, varianta cu 7 orificii de pulverizare asigură o creștere semnificativă a puterii motorului pe toată gama de turație (900÷1800) rot/min, în medie de 16,58%.

Rezultatele obținute în urma efectuării încercărilor „la cald” pe motor sunt o confirmare a încercărilor „la rece” efectuate în Laboratorul de motoare cu ardere internă de la Facultatea de mecanică (vezi cap.5, paragraful 5.3.2).

Astfel, în urma efectuării încercărilor „la rece”, s-au trasat caracteristicile reale de pulverizare, de unde a rezultat că, variantele de pulverizatoare cu 6 și 7 orificii, asigură o îmbunătățire semnificativă a fineții de pulverizare și a omogenității jetului (vezi cap.5, paragraful 5.3.2).

f) **Privind regimul termic al motorului**, reprezentat prin temperatura gazelor evacuate, din prezentarea grafică fig. 6.14, se constată că, valorile acesteia înregistrează o creștere nesemnificativă la mărirea numărului orificiilor de pulverizare de la 5 la 6,7,8.

➤ La varianta cu 6 orificii de pulverizare, la turațiile de 1200 și 1400 rot/min, se înregistrează o scădere de 1,2%, iar la turațiile de 1650 și 1800 rot/min, temperatura gazelor evacuate a crescut cu 2,2%, respectiv 0,61%, față de varianta standard de pulverizatoare cu 5 orificii. Pentru variantele cu 7 și 8 orificii de pulverizare, creșterea temperaturii gazelor evacuate a fost de 2,31%, la turația de 1000 rot/min, de 6,91% la 1200 rot/min, de 3% la 1400 rot/min, de 2% la 1650 rot/min iar la 1800 rot/min se înregistrează o scădere a temperaturii gazelor evacuate.

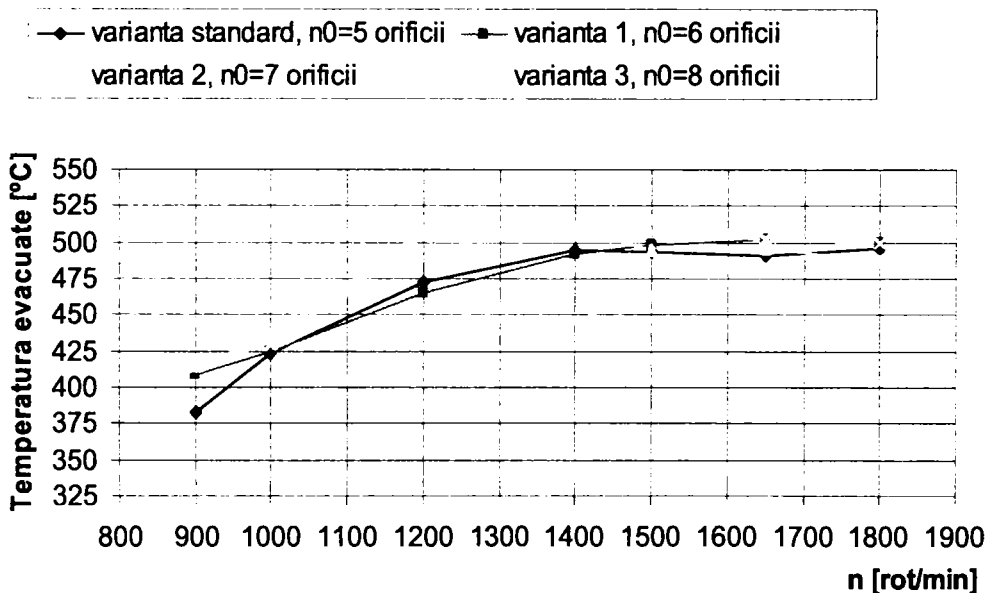


Fig. 6.14 Variația temperaturii gazelor evacuate – linia B, funcție de turație

g) **Privind emisia de oxizi de azot NOx**, din prezentarea grafică fig. 6.15, în urma încercărilor „la cald”, pe motor, se constată că, valorile sunt apropiate sau egale pentru variantele de pulverizatoare cu 6, 7, 8 orificii, comparativ cu varianta standard de pulverizatoare cu 5 orificii.

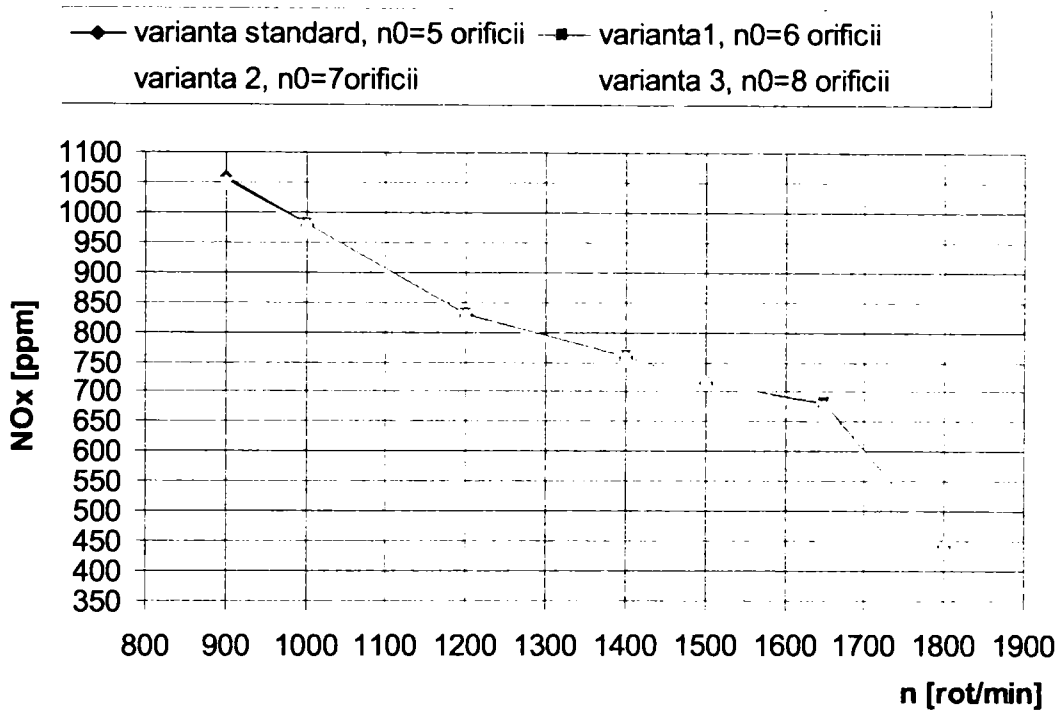


Fig. 6.15 Variația NOx în funcție de turație

Astfel, pentru varianta de pulverizatoare cu 6 orificii, față de varianta standard, valorile pentru NOx, sunt aceleasi pe întreg domeniul de turații (900÷1800) rot/min. Pentru varianta de pulverizatoare cu 7 orificii, comparativ cu varianta standard, s-au înregistrat valori mai mici pentru NOx. La turațiile mici (900÷1000) rot/min, scăderea este de 4,74%; la turațiile mijlocii (1200÷1500) rot/min, s-a înregistrat o scădere de 6,29, iar la turațiile mari (1650÷1800) rot/min, scăderea NOx a fost de 3,68%.

La varianta de pulverizatoare cu 8 orificii, față de varianta standard, s-a înregistrat o scădere de 7,29%, la turațiile mici (900÷1000) rot/min; la turațiile mijlocii de (1200÷1400) rot/min, scăderea a fost de 6,32%, iar la turațiile mari, (1650÷1800) rot/min, scăderea a fost de 3,68%.

Concluzionând, rezultă că, la mărirea numărului orificiilor de pulverizare, de la 5 la 6,7,8, concomitent cu micșorarea corespunzătoare a diametrului acestora, NOx înregistrează o scădere medie de 5,33% pe toată gama de turații (900÷1800) rot/min.

6.2.2 Studiul influenței presiunii de injecție asupra performanțelor motorului și a gradului de fum.

Este cunoscut faptul că, presiunea inițială de injecție are o influență hotărâtoare asupra calităților pulverizării, precum și a formării amestecului și a arderii; această influență se manifestă în anumite situații, contradictoriu atât în ceea ce privește finețea de pulverizare cât și distanța de pătrundere.

Astfel, până la o anumită limită, finețea de pulverizare se îmbunătățește odată cu creșterea presiunii, dar peste o anumită limită, deși continuă acest proces, apar și picături mari; în același timp, în unitatea de volum, numărul de picături fine crește, ceea ce determină recompunerea lor, care conduce la scăderea fineții de pulverizare. Acest aspect a fost evidențiat în capitolul 5, punctul 5.3.2.

Privind lungimea de pătrundere, aceasta crește la mărirea presiunii de injecție, după care începe să scadă datorită faptului că, picăturile de diametre mai mici, suferă un efect de frânare mai intens.

Este evident că, numai încercările „la cald” pe motor vor putea dovedi valabilitatea acestor concluzii.

Pentru studierea acestei influențe, încercările la cald pe motor s-au efectuat pentru variantele de echipare cu pulverizatoare cu 6 orificii reglate la presiunea de injecție standard de 240 bar, și la presiunea de injecție mărită la 260 bar, respectiv 280 bar.

Încercările s-au efectuat și pentru variantele de pulverizatoare cu 7 orificii reglate la presiunea de 240 bar, precum și la presiunea de injecție mărită de 260 bar.

Prin efectuarea acestor încercări la cald pe motor, s-a urmărit, desigur, influența creșterii presiunii de injecție asupra performanțelor energetice ale motorului, (putere, moment, consum specific) în corelație cu variația gradului de fum Bosch.

Rezultatele acestor experimente sunt prezentate sub formă tabelară în tabelele 6.5, 6.6, 6.7 (anexe) și grafică în fig. 6.16-6.17 puterea efectivă, fig. 6.18-6.19 momentul, fig. 6.20-6.21 consumul specific efectiv, fig. 6.22-6.23 gradul de fum Bosch, fig. 6.24-6.25 emisia de particule – corelația MIRA, fig. 6.26-6.27 emisia de NOx.

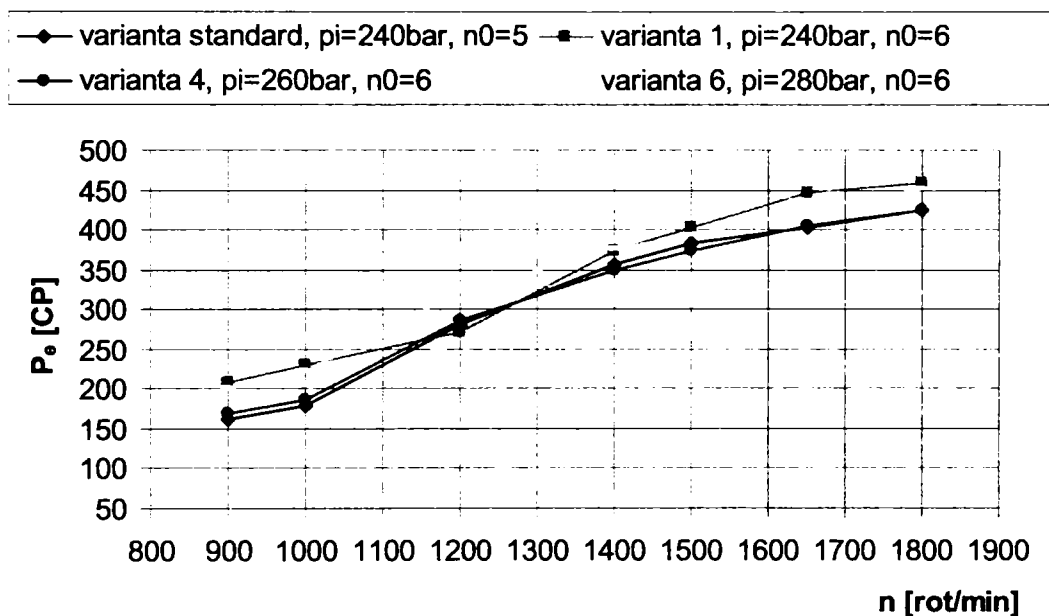


Fig. 6.16 Curbele de variație ale puterii efective funcție de turație

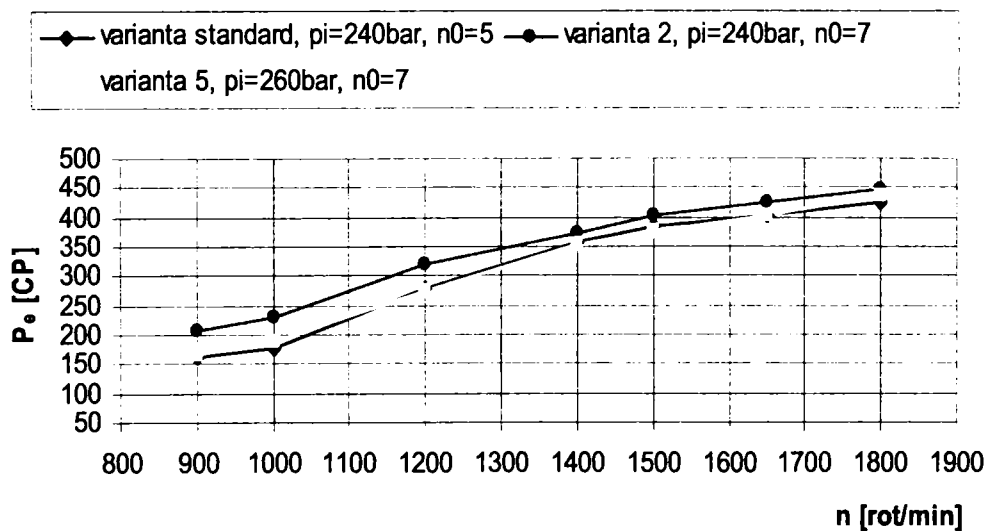


Fig. 6.17 Curbele de variație ale puterii efective funcție de turație

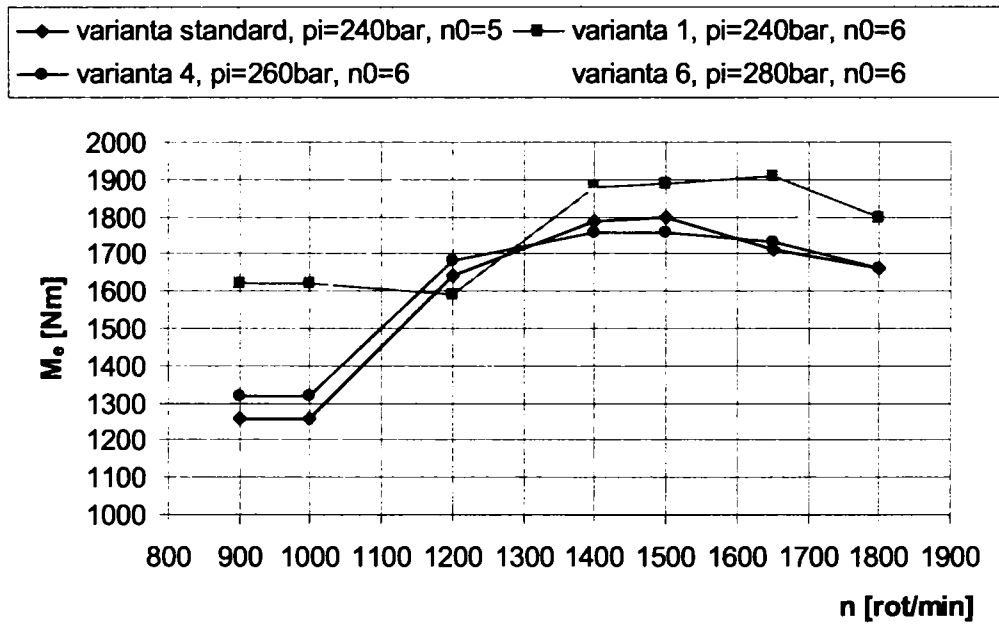


Fig. 6.18 Dependența momentului motor de turație

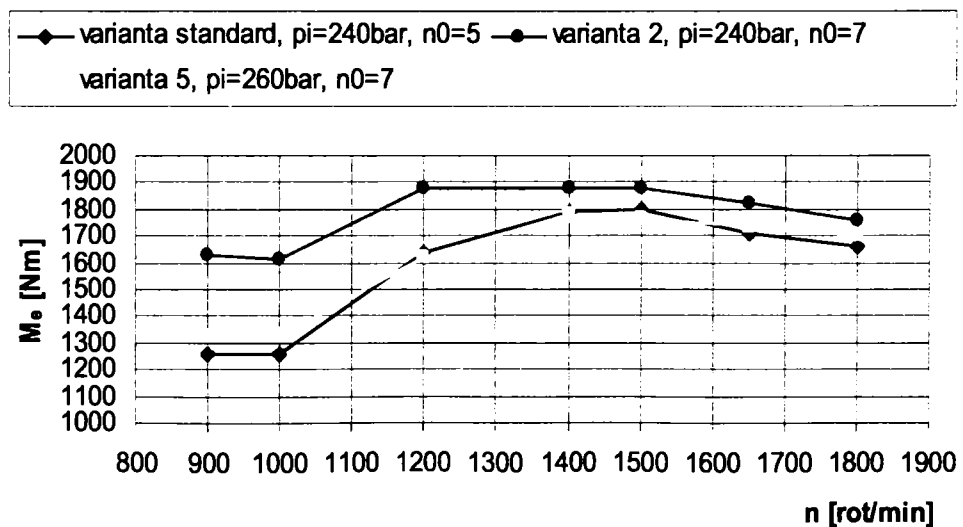


Fig. 6.19 Dependența momentului motor de turație

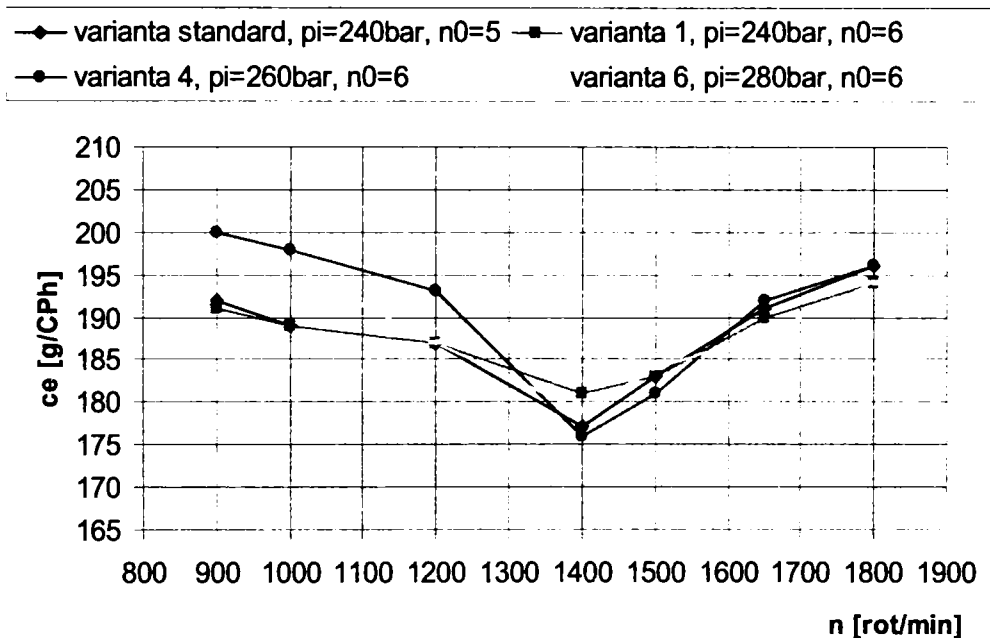


Fig. 6.20 Variația consumului specific efectiv de combustibil funcție de turație

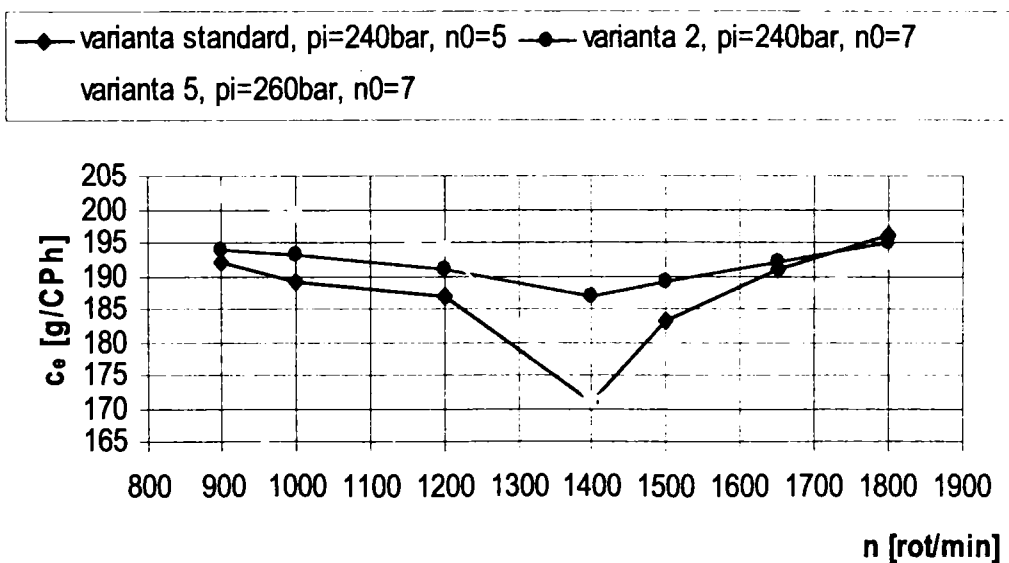


Fig. 6.21 Variația consumului specific efectiv de combustibil funcție de turație

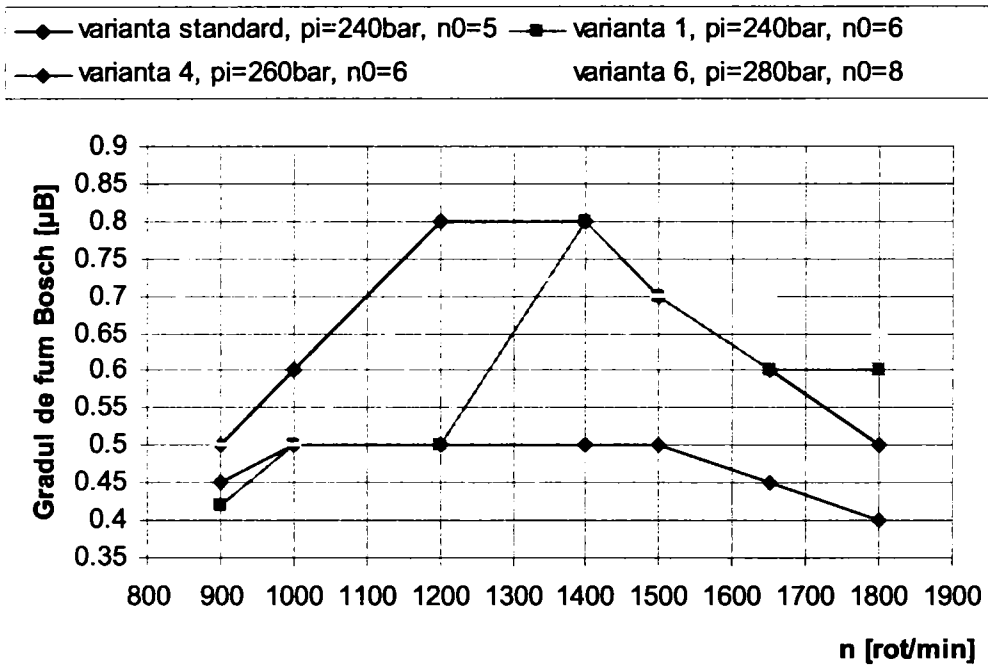


Fig. 6.22 Variația gradului de fum funcție de turație

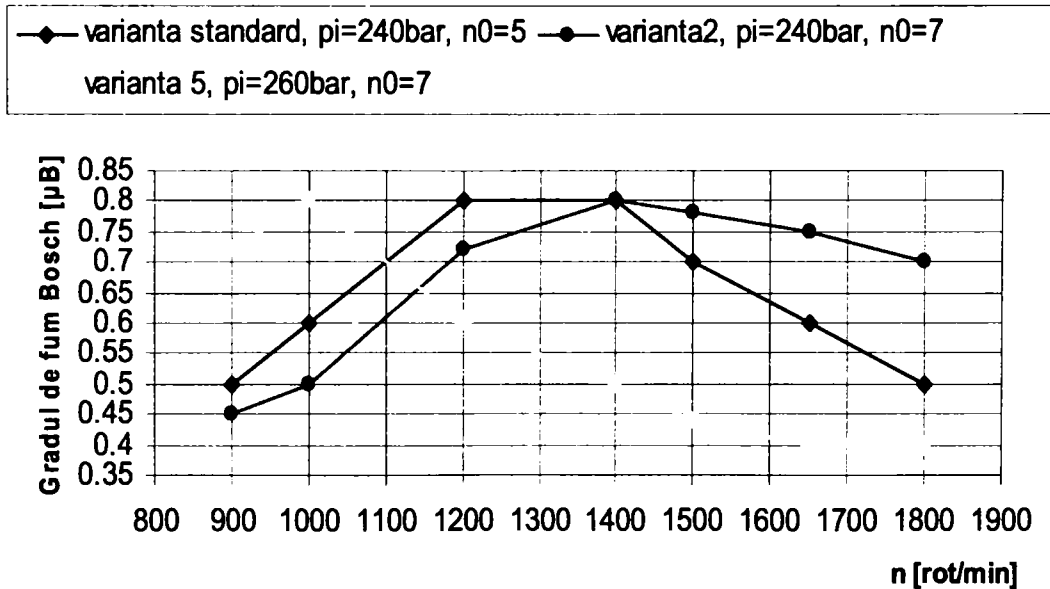


Fig. 6.23 Variația gradului de fum funcție de turație

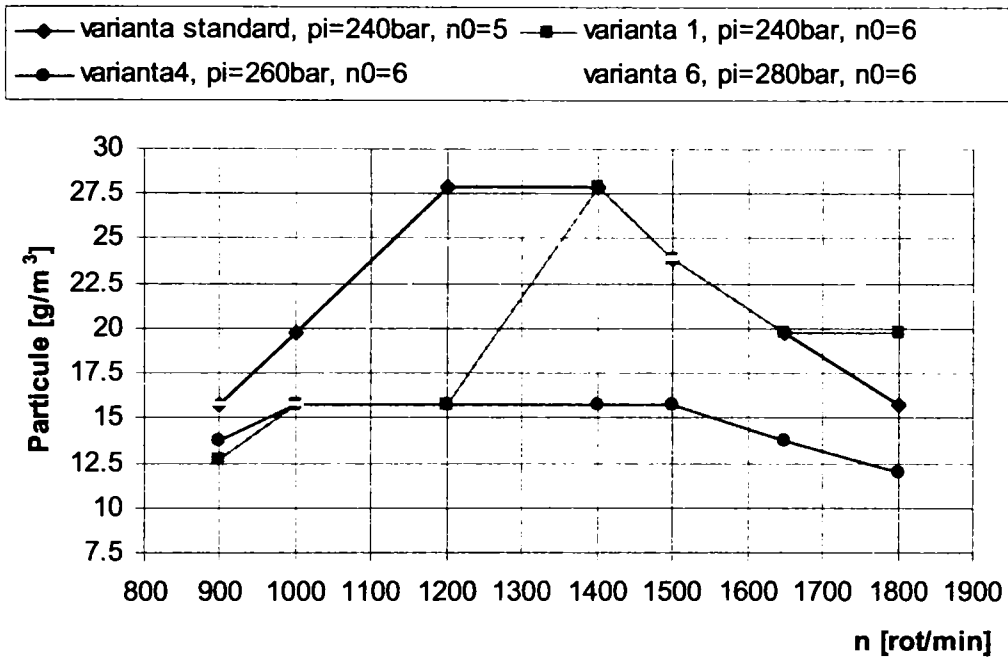


Fig. 6.24 Curbele de variație ale emisieii de particule –corelația MIRA funcție de turație

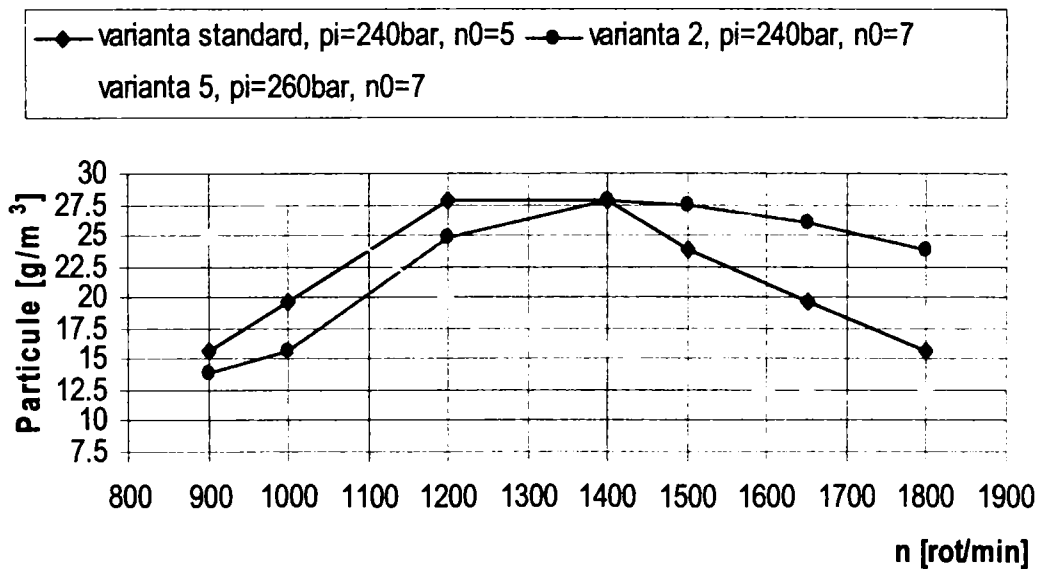


Fig. 6.25 Curbele de variație ale emisieii de particule –corelația MIRA funcție de turație

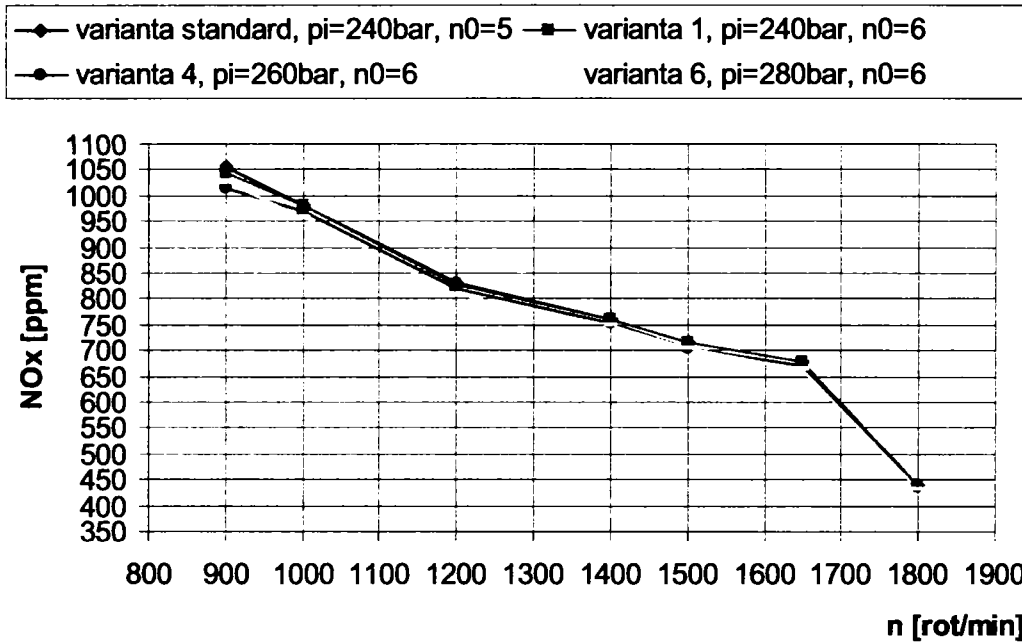


Fig. 6.26 Variația NOx în funcție de turație

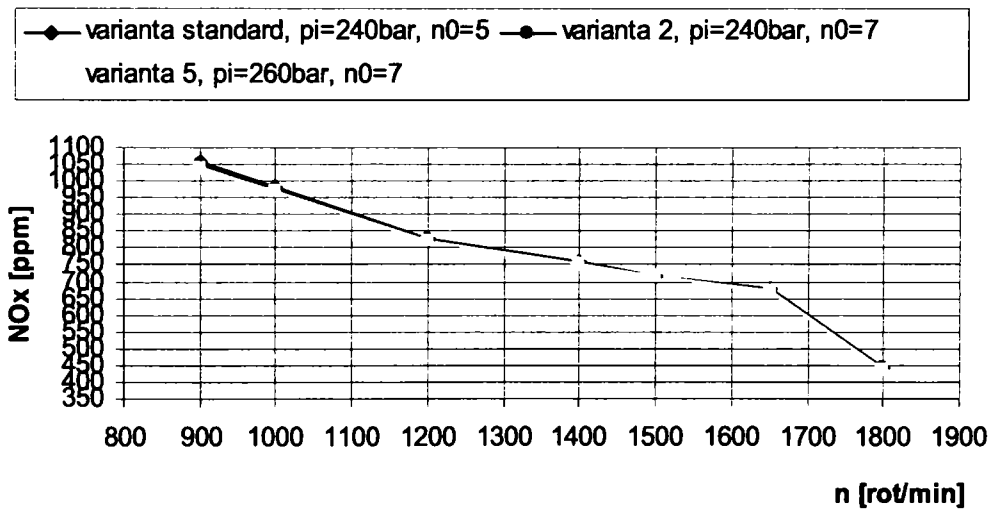


Fig. 6.27 Variația NOx în funcție de turație

Analizând rezultatele obținute, urmare a efectuării încercărilor „la cald”, pentru variantele de injectoare cu 6 orificii de pulverizare, reglate la presiunea de injecție standard, de 240 bar, și la presiunea de injecție mărită de 260 bar și de 280 bar, rezultă următoarele aspecte:

a) Privind puterea efectivă:

➤ Dacă se analizează varianta 1, echipată cu pulverizatoare cu 6 orificii, la presiunea de injecție standard, $p_i=240$ bar și varianta 4, de pulverizatoare cu 6 orificii, la presiunea de injecție mărită de 260 bar, se constată că, puterea scade cu 19,17% la turații de (900÷1000) rot/min, înregistrează o creștere de 5,61% la turații de 1200 rot/min, iar în gama de turații (1400÷1800) rot/min, s-a obținut o scădere a puterii în medie de 7,68%.

➤ Pentru varianta 6, de echipare cu pulverizatoare cu 6 orificii, la presiunea de injecție mărită de 280 bar, comparativ cu varianta 1, cu pulverizatoare cu 6 orificii, la presiunea de injecție standard de 240 bar, la turații mici (900÷1000) rot/min, puterea scade cu 3,38%; la turația de 1200 rot/min se înregistrează o creștere de 18,4% și de 0,53% la turația de 1400 rot/min. Puterea înregistrează în medie o scădere 2,87% în gama de turații (1500÷1800) rot/min.

➤ Din analiza variantei de echipare cu pulverizatoare cu 7 orificii de pulverizare, la presiunea de injecție standard, $p_i=240$ bar și a variantei 5, cu 7 orificii de pulverizare, reglate la presiunea de injecție mărită de 260 bar, se constată că, puterea efectivă înregistrează o scădere, în medie de 17,32% în gama de turații mici (900÷1200) rot/min. Pentru gama de turații (1400÷1800) rot/min puterea scade în medie cu 5,05%.

Pentru momentul motor se înregistrează aceeași evoluție ca și pentru putere.

Încercările efectuate demonstrează că, pentru variantele de pulverizatoare cu același număr de orificii, la mărirea presiunii de injecție s-a înregistrat o scădere a puterii pe anumite domenii de turații.

Astfel, pentru varianta cu 6 orificii de pulverizare, la presiunea de injecție mărită de 260 bar, comparativ cu varianta cu același număr de orificii la presiunea de injecție standard, $p_i=240$ bar, puterea înregistrează o creștere de 9,61% numai la turația de 1200 rot/min. La celelalte turații s-a obținut o scădere a puterii, în medie de 13,43%.

Dacă presiunea de injecție se mărește la 280 bar, pentru pulverizatoare cu 6 orificii, se constată că, puterea motorului înregistrează o creștere în medie de 9,47%, la turații de (1200÷1400) rot/min. În gama de turații (900-1200) rot/min și (1500÷1800) rot/min, se înregistrează o scădere mai mică a puterii față de varianta de pulverizatoare cu 6 orificii la presiunea de injecție de 260 bar.

Pentru variantele cu 7 orificii de pulverizare, reglate la presiunea de injecție standard $p_i=240$ bar și la presiune mărită de 260 bar, se înregistrează o scădere constantă a puterii pe toată gama de turații (900÷1800) rot/min.

b) Privind consumul specific efectiv de combustibil

➤ Pentru varianta 6, cu pulverizatoarele cu 6 orificii și presiunea de injecție $p_i=280$ bar, comparativ cu varianta având aceleași pulverizatoare reglate la presiunea de injecție standard $p_i=240$ bar, la turații mici (900÷100) rot/min, s-a obținut o creștere de 3,68%; la turațiile de (1400÷1650) rot/min consumul specific scade cu 0,91%. La turațiile de 1200 rot/min și 1800 rot/min, s-au înregistrat aceleași valori ale consumului specific.

➤ La varianta 4, cu pulverizatoare cu 6 orificii, la presiunea de injecție $p_i=260$ bar, comparativ cu varianta de echipare cu 6 orificii și presiunea de injecție

standard $p_i=240$ bar, consumul specific a înregistrat o creștere de 4,22%, la turații mici (900÷1200) rot/min, la turațiile de (1400÷1500) rot/min, consumul specific scade în medie cu 3,61%, iar la turațiile mari de (1650÷1800) rot/min se înregistrează o creștere a consumului specific de 1,03%.

➤ La varianta 5, cu pulverizatoare cu 7 orificii, la presiunea de injecție $p_i=260$ bar, consumul specific înregistrează o scădere de 7,1% la turațiile de (1400÷1500) rot/min și de 2,08% la turațiile mari (1650÷1800) rot/min, față de varianta 2, echipată cu pulverizatoare cu același număr de orificii la presiunea de injecție standard, $p_i=240$ bar. La turațiile mici (900÷1200) rot/min, consumul specific efectiv înregistrează o creștere mică de 2,92%.

Analizând rezultatele încercărilor „la cald” efectuate, obținute pentru două variante de pulverizatoare, cu același număr de orificii, reglate la presiuni de injecție diferite, se constată că, pentru varianta cu 7 orificii de pulverizare, la presiunea de injecție mărită de 260 bar, s-a obținut o scădere semnificativă a consumului specific, în medie de 4,61%, în gama de turații de (1400÷1800) rot/min, comparativ cu varianta 2, cu același număr de orificii reglate la presiunea de injecție standard, $p_i=240$ bar.

Pentru variantele de pulverizatoare cu 6 orificii de pulverizare, reglate la presiunea de 260 bar, consumul specific efectiv de combustibil înregistrează o scădere mai mică, respectiv de 3,61% la turațiile de (1400÷1500) rot/min. Pentru aceste variante, creșterea consumului specific s-a manifestat în gama de turație (900÷1400) rot/min și (1650÷1800) rot/min.

Dacă se analizează varianta de pulverizatoare cu 6 orificii reglate la presiunea de injecție mărită de 280 bar, și aceeași variantă cu 6 orificii de pulverizare, la presiunea de injecție $p_i=240$ bar, se constată că, în gama de turații (1400÷1800) rot/min, consumul specific înregistrează o scădere de numai de 0,71%. Consumul specific a înregistrat o creștere și pentru această variantă, în gama de turații (900÷1400) rot/min.

c) Privind gradul de fum Bosch:

➤ Încercările efectuate pentru variantele de pulverizatoare cu 6 orificii, reglate la presiunea de injecție standard, $p_i=240$ bar și la presiunea de injecție mărită de 260 bar, se constată că, la turații mici (900÷1200) rot/min, gradul de fum înregistrează o creștere de 2,37%.

În gama de turații (1400÷1800) rot/min, s-a înregistrat o scădere semnificativă a gradului de fum, în medie de 30,68%, la mărirea presiunii de injecție la 260 bar.

➤ Pentru varianta de pulverizatoare cu 6 orificii, reglate la presiunea de injecție mărită de 280 bar, comparativ cu varianta de pulverizatoare cu același număr de orificii, reglate la presiunea de injecție standard, $p_i=240$ bar, s-a obținut o scădere a gradului de fum de 9,7%, la turațiile de (900÷1000) rot/min, și de 5,6% la turațiile de (1400÷1500) rot/min.

Gradul de fum a înregistrat o creștere mare de 43% la turația de 1200 rot/min, și de 12,47% la turațiile mari, de (1650÷1800) rot/min.

➤ Pentru variantele de pulverizatoare cu 7 orificii, reglate la presiunea de injecție standard de 240 bar, și la presiunea mărită de 260 bar, se constată o scădere a gradului de fum de 16,7%, la turația de 1200 rot/min, de 37% la turația de 1400 rot/min, și în medie, de 44,36% pentru turațiile mari, de (1500÷1800) rot/min. La turațiile de (900÷1000) gradul de fum crește cu 60%.

Din această analiză rezultă că, la mărirea presiunii de injecție de la valoarea standard, $p_i=240$ bar la 260 bar, pentru pulverizatoarele cu 6 orificii s-a obținut o scădere importantă a gradului de fum, la turații mari (1400÷1800) rot/min, iar la turații mici, gradul de fum crește.

➤ Pentru variantele de pulverizatoare cu 7 orificii, la presiunea de injecție mărită de 260 bar, se obține o scădere importantă a gradului de fum, pe un domeniu mai larg de turații, (1200÷1800) rot/min.

➤ Dacă se mărește presiunea de injecție la $p_i=280$ bar, pentru pulverizatoarele cu 6 orificii, spre deosebire de variantele anterioare, gradul de fum, scade la turațiile mici (900÷1000) rot/min, iar la turația de 1200 rot/min, înregistrează o creștere mare; aceasta este mai mică la turațiile mari (1500÷1800).

d) **Privind emisia de particule – corelația MIRA**, variația este aceeași cu cea a gradului de fum.

e) **Privind formarea emisiei de oxizi de azot NOx:**

Pentru variantele de pulverizatoare cu 6 orificii reglate la presiunea de injecție standard, $p_i=240$ bar și la presiunea de injecție mărită de 260 bar, se constată o scădere a NOx, pe întreaga gamă de turații (900÷1800) rot/min.

Astfel, la turațiile mici (900÷1000) rot/min, scăderea NOx este de 1,91%, iar la turațiile mari (1500÷1800) rot/min, NOx scade în medie de 1,33%.

Pentru variantele de pulverizatoare tot cu 6 orificii, reglate la presiunea de injecție mărită de 280 bar, comparativ cu presiunea de injecție standard, se înregistrează o scădere a NOx, de 2,2% la turații mici (900÷1200) rot/min, iar la turații mari (1500÷1800) rot/min, scăderea este de 1,87%.

La variantele de pulverizatoare cu 7 orificii, reglate la presiunea de injecție mărită $p_i=260$ bar, față de presiunea de injecție standard, se înregistrează o scădere NOx, de 0,85% la turații de (900÷1200) rot/min; la turațiile de 1400, 1500 rot/min, valorile sunt aceleași, iar la turațiile mari, NOx, scade cu 0,95%.

Se observă că, la mărirea presiunii de injecție la 280 bar, pentru pulverizatoare cu 6 orificii se înregistrează cele mai mici valori pentru NOx, comparativ cu celelalte variante.

f) **Cu privire la variația temperaturii gazelor evacuate**, prezentată în fig. 6.28-6.29, pentru variantele de pulverizatoare încercate, se constată o scădere pe toată gama de turații, pentru varianta de pulverizatoare cu 6 orificii, reglate la presiunea de injecție mărită de 260 bar, comparativ cu varianta de pulverizatoare cu același număr de orificii, la presiunea de injecție $p_i=240$ bar.

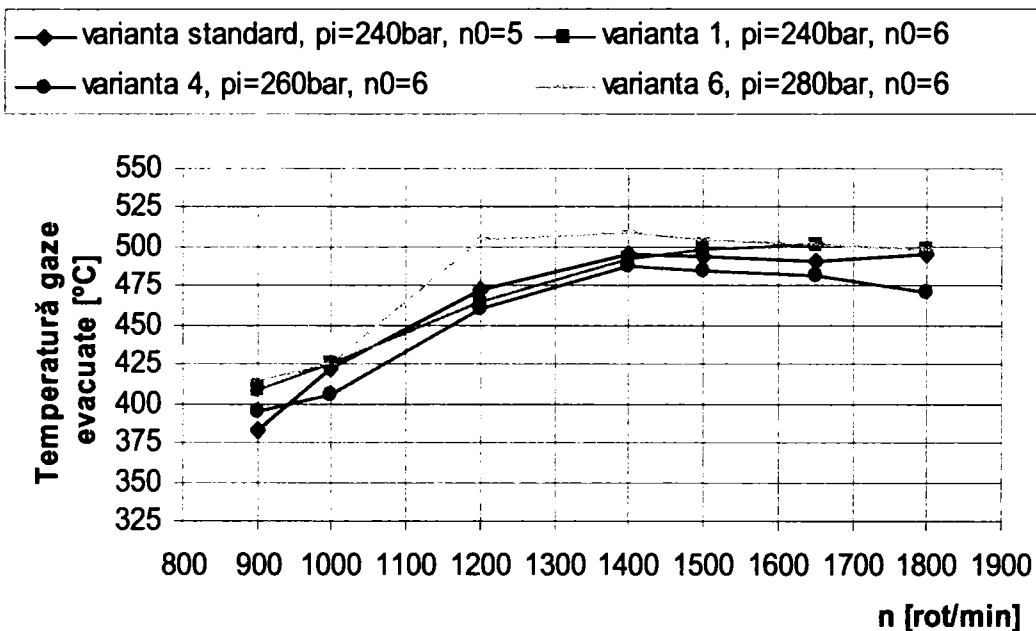


Fig. 6.28 Variația temperaturii gazelor evacuate – linia B funcție de turație

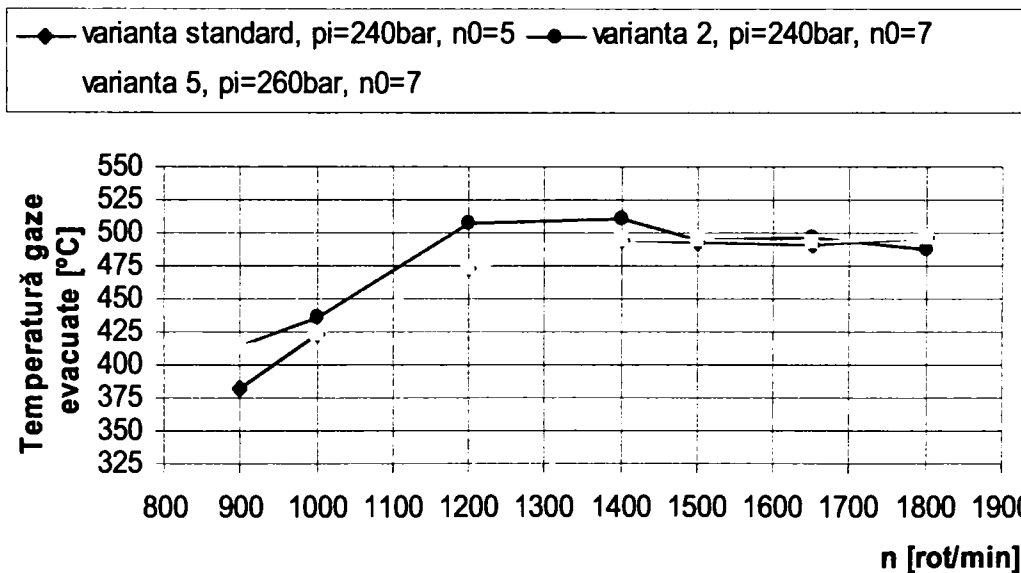


Fig. 6.29 Curbele de evoluție pentru temperatura gazelor evacuate – linia B

Scăderile mai mari, s-au înregistrat la turațiile mici (900÷1000) rot/min, de 4,12%, la turațiile mari de (1650÷1800) rot/min scăderea este de 4,87%.

➤ La varianta cu pulverizatoare cu 6 orificii, reglate la presiunea de injecție mărită de 280 bar, comparativ cu varianta 1, valorile temperaturii gazelor evacuate sunt mai mici, respectiv în medie de 0,73%, la turațiile de (900÷1000) rot/min, de 6,17% la turațiile mijlocii, iar la turațiile mari (1500÷1800) rot/min, valorile temperaturii sunt identice pentru cele două variante.

➤ Pentru varianta cu 7 orificii de pulverizare la presiunea de injecție mărită de 260 bar, comparativ cu varianta cu același număr de orificii la presiunea de injecție standard de 240 bar, temperatura gazelor evacuate înregistrează o scădere a valorilor pe toată gama de turații.

Astfel, la turațiile de (1000÷1400) rot/min, temperatura gazelor evacuate scade cu 4,17%, iar la turațiile de (1500÷1800) rot/min, scăderea este de 0,91%.

Încercările efectuate cu pulverizatoare cu același număr de orificii, la presiuni de injecție diferite, respectiv 240 bar, 260 bar și 280 bar au evidențiat următoarele aspecte:

➤ Prin mărirea presiunii de injecție la 260 bar, pentru pulverizatoarele cu 6 și 7 orificii, s-a înregistrat o scădere a puterii motorului pe toată gama de turații, comparativ cu presiunea de injecție standard $p_i=240$ bar.

Dacă presiunea de injecție se mărește la 280 bar, pentru pulverizatoare cu 6 orificii, s-a obținut o creștere semnificativă a puterii la turațiile de (1200÷1400) rot/min, față de varianta de pulverizatoare reglate la presiunea de injecție standard, $p_i=240$ bar. Pentru celelalte turații, s-a înregistrat o scădere mai mică a puterii comparativ cu variantele anterioare.

➤ Consumul specific efectiv de combustibil a înregistrat scăderi pe anumite segmente de turații, la mărirea presiunii de injecție pentru pulverizatoarele cu același număr de orificii.

Astfel, la varianta de pulverizatoare cu 7 orificii, reglate la presiunea de injecție mărită de 260 bar, față de varianta de pulverizatoare cu același număr de orificii, reglate la presiunea de injecție standard, $p_i=240$ bar, consumul specific efectiv a înregistrat o scădere medie de 4,61%, pe segmentul de turații (1400÷1800) rot/min. Se constată că, în gama de turații (900÷1400) rot/min s-a înregistrat o creștere a consumului specific efectiv pentru toate variantele de pulverizatoare încercate.

➤ Se constată că, și gradul de fum a înregistrat valori reduse pentru varianta de pulverizatoare cu 7 orificii reglate la presiunea de injecție mărită de 260 bar, în comparație cu presiunea de injecție standard, $p_i=240$ bar.

➤ Se demonstrează în acest fel că, prin mărirea presiunii de injecție de la valoarea standard $p_i=240$ bar, la 260 bar se obține o reducere importantă a gradului de fum și a consumului specific efectiv de combustibil în gama de turații mari de (1400÷1800) rot/min, pentru varianta de pulverizatoare cu 7 orificii.

Pentru putere și momentul motor se obțin valori mai mici față de varianta de pulverizatoare reglate la presiunea de injecție standard.

➤ La mărirea presiunii de injecție, pentru pulverizatoarele cu același număr de orificii, temperatura gazelor evacuate, scade pe toată gama de turații.

6.2.3 Studiul influenței simultane a modificării numărului de orificii ale pulverizatorului și a presiunii de injecție asupra performanțelor motorului și a gradului de fum

Încercările s-au efectuat pentru variantele de pulverizatoare cu 6 orificii reglate la presiunile de injecție mărite de 260 bar, respectiv 280 bar, precum și pentru varianta de pulverizatoare cu 7 orificii reglate la presiunea de injecție mărită de 260 bar.

Prin efectuarea acestor încercări s-a urmărit variația indicilor energetici ai motorului (putere, momentul motor, consumul specific efectiv) în corelație cu gradul de fum Bosch.

Rezultatele încercărilor sunt prezentate sub formă grafică în fig. 6.30–puterea efectivă, fig. 6.31–momentul motor, fig. 6.32–consumul specific efectiv de combustibil, fig. 6.33–gradul de fum Bosch, fig. 6.34–emisia de particule, fig. 6.35–emisia de NOx și fig. 6.36–temperatura gazelor evacuate.

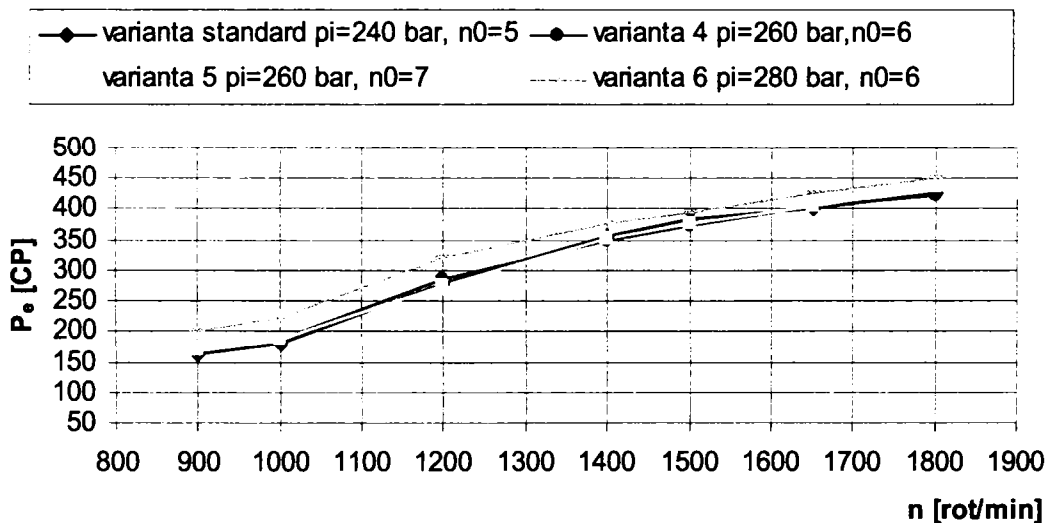


Fig. 6.30 Curbele de variație ale puterii efective funcție de turație

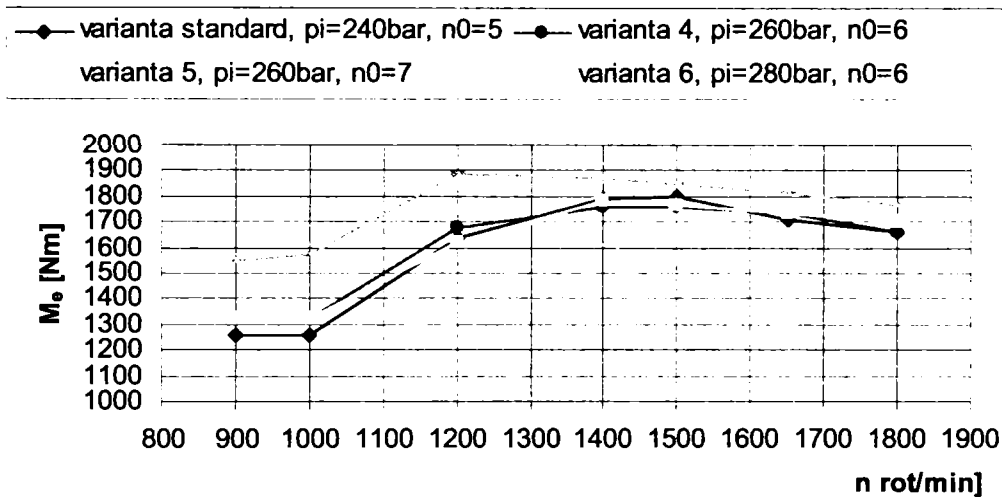


Fig. 6.31 Dependența momentului motor de turație

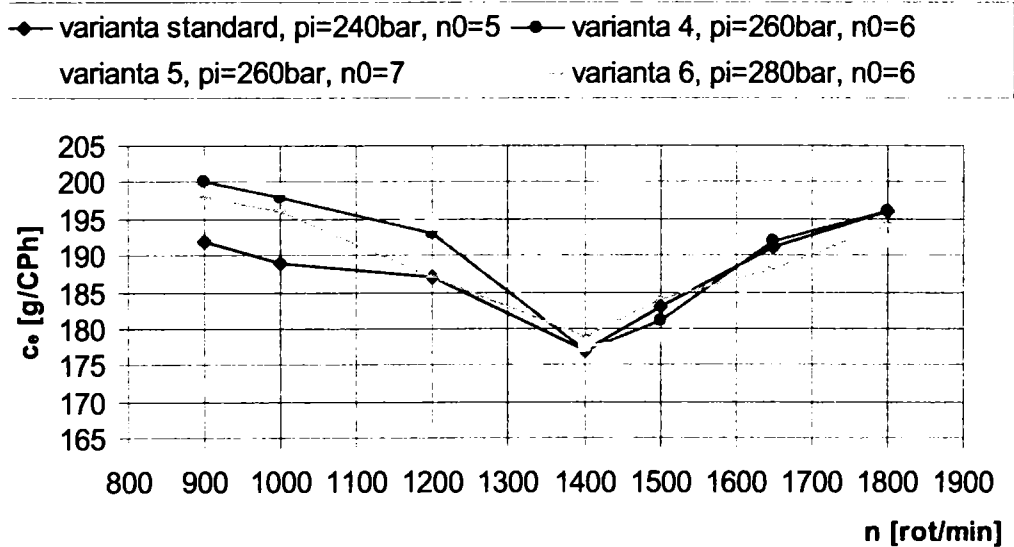


Fig. 6.32 Variația consumului specific efectiv de combustibil funcție de turație

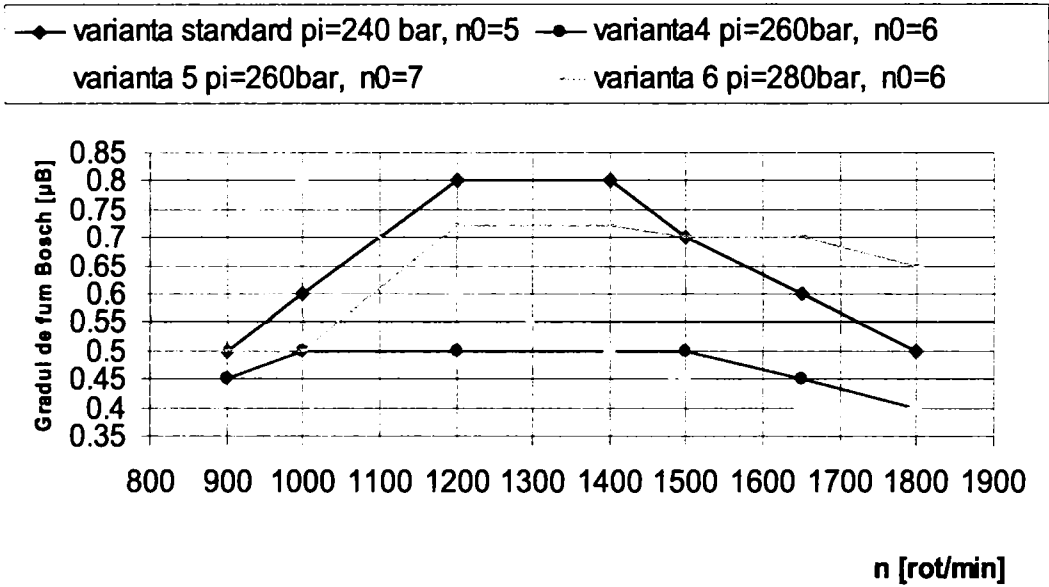


Fig. 6.33 Variația gradului de fum funcție de turație

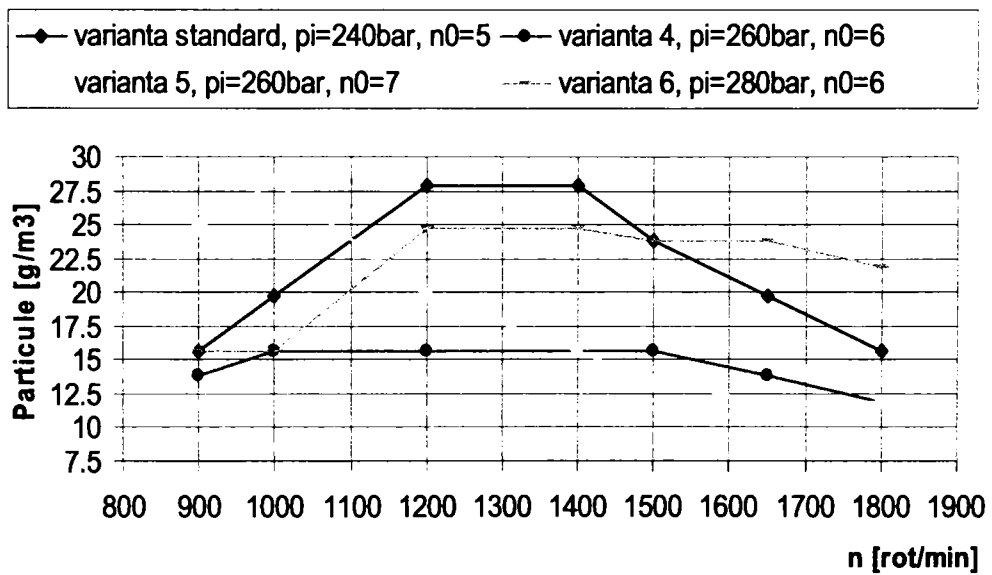


Fig. 6.34 Curbele de variație ale emisiei de particule -corelația MIRA, funcție de turație

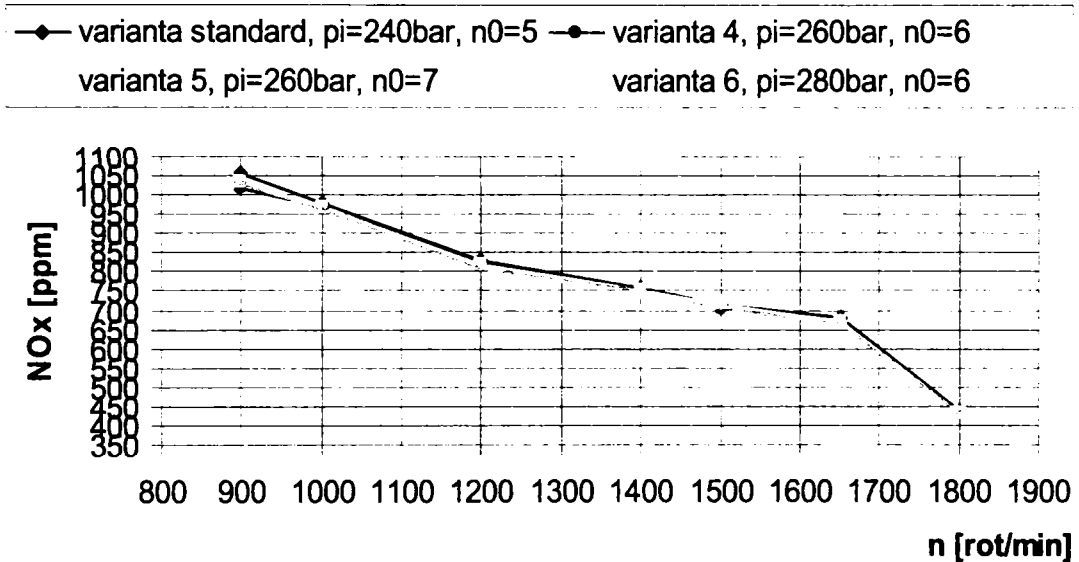


Fig. 6.35 Variația NOx în funcție de turație

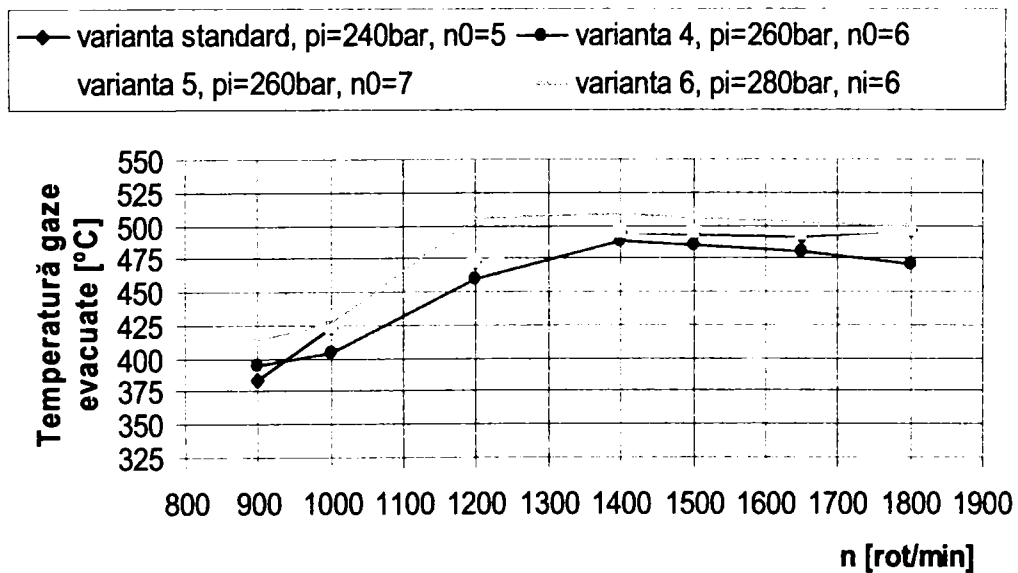


Fig. 6.36 Variația temperaturii gazelor evacuate – linia B funcție de turație

Urmare a încercărilor efectuate, se constată următoarele:

a) **Privind puterea efectivă:**

- La varianta 4, cu pulverizatoare cu 6 orificii reglate la presiunea de mărită de 260 bar, comparativ cu varianta standard ($p_i=240\text{ bar}$, $n_0=5$ orificii), în

gama de turații (900÷1200) rot/min, puterea înregistrează o creștere de 3,97%; la turațiile de (1400÷1500) rot/min, puterea scade cu 2,27%, iar la turațiile mari de (1650÷1800) rot/min, se obține o creștere a puterii de 0,56%.

➤ La varianta 5, cu pulverizatoare cu 7 orificii, reglate la aceeași presiune de injecție mărită de 260 bar, față de varianta standard, s-a obținut o creștere a puterii de 4,47%, la turații mici (900÷1000) rot/min, la turațiile mijlocii (1200÷1400) rot/min, puterea scade cu 1,43%, iar la turațiile mari de (1500÷1800) rot/min, s-a înregistrat o creștere 2,17%.

➤ Pentru varianta 6, echipată cu pulverizatoare cu 6 orificii, reglate la presiunea de injecție mărită de 280 bar, comparativ cu varianta standard, s-a obținut o creștere de 24,67% a puterii, la turații de 900 și 1000 rot/min, și de 15% la turația de 1200 rot/min. La turațiile mari s-au obținut creșteri mai mici de putere, respectiv de 4,16% la turațiile (1400÷1500) rot/min, și de 6,21% la turațiile mari (1650÷1800) rot/min.

Se constată că, prin mărirea numărului orificiilor de pulverizare de la 5 la 6,7,8 simultan cu mărirea presiunii de injecție de la 240 bar la 260 bar, respectiv 280 bar s-au obținut creșteri ale puterii motorului; acestea sunt mai mari la turațiile mici (900÷1200) rot/min, iar la turații mari (1500÷1800) rot/min, creșterea este mai mică, pentru toate cele 3 variante de pulverizatoare încercate.

Dintre acestea, pentru varianta cu 6 orificii de pulverizare, reglate la presiunea de injecție mărită la 280 bar, s-au obținut cele mai semnificative creșteri ale puterii și momentului motor.

b) **Privind consumul specific efectiv de combustibil**, se constată o creștere a acestuia, în domeniul turațiilor mici (900÷1200) rot/min și o scădere la turațiile mari (1500÷1800) rot/min.

➤ La varianta 4, de pulverizatoare cu 6 orificii, reglate la presiunea de injecție mărită de 260 bar, comparativ cu varianta standard, consumul specific crește cu 4,04% la turațiile de (900÷1200) rot/min; la turațiile de (1400÷1500) rot/min, se înregistrează o scădere de 1,01%, iar la turațiile mari (1650÷1800) rot/min, scăderea este mică, de 0,49%.

➤ Pentru varianta 5, de pulverizatoare cu 7 orificii, reglate la presiunea de injecție mărită la 260 bar, față de varianta standard, consumul specific efectiv înregistrează o creștere medie de 4,74%, în gama de turații (900÷1200) rot/min. La turația de 1400 rot/min consumul specific este același ca la varianta standard. La această variantă, se constată o scădere a consumului specific de 2,19%, în gama de turații mari (1500÷1800) rot/min.

➤ La varianta 6, de pulverizatoare cu 6 orificii, reglate la presiunea de injecție mărită de 280 bar, comparativ cu varianta standard, se constată o creștere de 3,41%, a consumului specific, la turațiile mici (900÷1000) rot/min, iar la turația de 1200 rot/min se înregistrează aceeași valoare a consumului specific. La turațiile de (1400÷1500) rot/min, creșterea consumului specific este în medie de 2,61%. Consumul specific înregistrează o scădere de 1,27% la turațiile mari (1650÷1800) rot/min.

Din această analiză a variantelor încercate, se constată că, pentru varianta 5, de pulverizatoare cu 7 orificii, reglate la presiunea de injecție mărită de 260 bar, consumul specific efectiv înregistrează cele mai mici valori, comparativ cu varianta standard. La celelalte variante încercate, valorile consumului specific efectiv au fost mai mari.

Această concluzie demonstrează că, varianta de pulverizatoare cu 7 orificii reglate la presiunea de injecție mărită de 260 bar asigură o finețe ridicată de

pulverizare și o omogenitate bună a jetului, aspect evidențiat prin trasarea caracteristicilor experimentale de pulverizare (vezi subcapitolul 5.3.2). Astfel, prin îmbunătățirea calităților pulverizării, se asigură o ardere completă a jeturilor de combustibil pulverizat, acestea sunt dispersate uniform, și nu ating pereții camerei de ardere.

c) **Referitor la gradul de fum Bosch**, pentru variantele încercate, s-au constatat următoarele:

➤ La varianta 4, de pulverizatoare cu 6 orificii, la presiunea de injecție mărită de 260 bar, față de varianta standard, gradul de fum scade pe toată gama de turații. Astfel, la turațiile de (900÷1200) rot/min, scăderea este de 13,2%; la turațiile de (1200÷1400) rot/min, se înregistrează o scădere de 37,5%, iar în domeniul turațiilor mari (1500÷1800) rot/min, gradul de fum scade în medie cu 24,83%.

➤ Pentru varianta 5, de pulverizatoare cu 7 orificii, reglate la presiunea de injecție mărită de 260 bar, comparativ cu varianta standard, gradul de fum înregistrează o creștere de 36,9%, la turațiile mici (900÷1000) rot/min. La celelalte turații se constată o scădere a gradului de fum; astfel la turația de 1200 rot/min, scăderea este de 25%; la turațiile de (1450÷1650) rot/min, gradul de fum scade cu 35,69%, iar la 1800 rot/min, scăderea este de 20%.

➤ La varianta 6, de pulverizatoare cu 6 orificii, reglate la presiunea de injecție mărită, $p_i=280$ bar, față de varianta standard, gradul de fum înregistrează o scădere de 16,7%, la turația de 1000 rot/min; la turațiile de (1200÷1400) rot/min, scăderea gradului de fum este de 10%. La turațiile mari de (1650÷1800) rot/min se înregistrează o creștere a gradului de fum de 23,4%.

Analiza variantelor de pulverizatoare folosite pentru încercări evidențiază că, pentru varianta cu 6 orificii reglate la presiunea de injecție mărită de 260 bar, gradul de fum înregistrează o scădere importantă față de varianta standard, pe toată gama de turații.

De evidențiat că, pentru varianta cu 7 orificii de pulverizare, la aceeași presiune de injecție mărită de 260 bar, gradul de fum crește la turațiile mici, de (900÷1000) rot/min, iar la turațiile (1400÷1800) rot/min înregistrează o scădere semnificativă față de varianta standard.

Încercările „la cald” efectuate, pentru aceste variante de pulverizatoare confirmă că, mărirea simultană a numărului orificiilor de pulverizare de la 5 la 6 și 7 și a presiunii de injecție la 260 bar, conduce la reducerea gradului de fum.

Prin mărirea presiunii de injecție la 280 bar, va crește viteza de curgere a combustibilului, picăturile fiind mai mici, suferă mai puternic efectul de frânare, astfel că, distanța de pătrundere se micșorează, ceea ce înseamnă că, arderea este incompletă, motiv pentru care gradul de fum crește în mod deosebit la turații mari.

d) **Pentru emisia de particule – corelația MIRA** variația este aceeași cu a gradului de fum.

e) **Cu privire la emisia de oxizi de azot NOx**; se constată că, valoarea acestora scade pentru variantele de pulverizatoare încercate comparativ cu varianta standard.

➤ Astfel, la varianta cu 6 orificii de pulverizare, reglate la presiunea de injecție mărită de 260 bar, față de varianta standard, la turațiile mici de (900÷100) rot/min scăderea este de 2,43%, la turațiile mijlocii (1200÷1400) rot/min, s-a înregistrat o scădere de 0,91%, iar la turațiile mari (1500÷1800) rot/min s-a obținut o scădere de 1,47%.

➤ Pentru varianta 5, cu 7 orificii de pulverizare, reglate la aceeași presiune de injecție mărită de 260 bar, comparativ cu varianta standard, scăderea este de 1,47%, la turații mici (900÷1200) rot/min, și de 2,37% pentru turații mari (1650÷1800) rot/min.

➤ La varianta 6, de pulverizatoare cu 6 orificii, reglate la presiunea de injecție mărită de 280 bar, față de varianta standard se înregistrează o scădere de 2,47% la turații mici de (900÷1200) rot/min, și de 1,32%, la turații mijlocii de (1400÷1500) rot/min iar la turații mari (1650÷1800) rot/min, s-a înregistrat o scădere de 2,11%.

f) **Temperatura gazelor evacuate (linia B)** înregistrează valori mai scăzute, pentru varianta de pulverizatoare cu 6 orificii, reglate la presiunea de injecție mărită de 260 bar, comparativ cu varianta standard.

Scăderea este de 3,71%, la turații mici (900÷1000) rot/min, de 2,76% la turații mijlocii (1200÷1400) rot/min, și de 2,96% la turații mari (1500÷1800) rot/min.

➤ La varianta de pulverizatoare cu 7 orificii, la aceeași presiune de injecție mărită de 260 bar, față de varianta standard, temperatura gazelor evacuate înregistrează aceleași valori.

➤ Pentru varianta de pulverizatoare cu 6 orificii, reglate la presiunea de injecție mărită de 280 bar, față de varianta standard, temperatura gazelor evacuate înregistrează creșteri, pe toată gama de turații, o creștere mai mare de 6,76%, înregistrându-se la turația de 1200 rot/min. La celelalte turații, creșterea medie este de 2,29%.

Încercările efectuate, cu variantele de pulverizatoare, la care s-a mărit simultan numărul orificiilor de pulverizare și presiunea de injecție, evidențiază creșteri ale puterii motorului și scăderi ale consumului specific efectiv de combustibil și a gradului de fum.

➤ Astfel, pentru variantele de pulverizatoare cu 6 și 7 orificii, reglate la presiunea de injecție mărită de 260 bar, se obține o creștere a puterii, la turații mici de (900÷1200) rot/min, și la turații mari de (1500÷1800) rot/min, iar la turații mijlocii (1200÷1500) rot/min, puterea scade

➤ Pentru aceste variante, s-au înregistrat scăderi ale consumului specific efectiv de combustibil și a gradului de fum. Se confirmă astfel, rezultatele obținute, urmare a efectuării încercărilor „la rece” în laboratorul de motoare cu ardere internă al Facultății de mecanică, concretizate prin trasarea caracteristicilor experimentale de pulverizare (vezi cap. 5, paragraful 5.3.2).

➤ La varianta de pulverizatoare cu 6 orificii, reglate la presiunea de injecție mărită de 280 bar, comparativ cu varianta standard, s-au obținut creșteri semnificative de putere, pe toată gama de turații, mai mari față de variantele de pulverizatoare cu 6 și 7 orificii, reglate la presiunea de injecție de 260 bar.

La această variantă de pulverizatoare, se constată, o creștere a gradului de fum la turațiile mari de (1650÷1800) rot/min, iar consumul specific efectiv, scade la aceeași gamă de turații.

Este evident că, varianta de pulverizatoare cu 7 orificii, reglate la presiunea de injecție de 260 bar, precum și varianta de pulverizatoare cu 6 orificii

➤ reglate la presiunea de injecție mărită de 280 bar, pot fi soluții posibile, de luat în calcul în vederea îmbunătățirii performanțelor energetice și limitarea gradului de poluare a unui motor Diesel cu injecție directă, de putere mijlocie-mare, cu actualul sistem de injecție.

➤ La mărirea simultană a numărului de orificii de pulverizare și a presiunii de injecție se constată, o scădere a temperaturii gazelor evacuate pe întreg domeniul de turații.

6.3 Cercetări experimentale și interpretarea lor comparativă cu rezultatele datelor de calcul.

6.3.1 Cercetări experimentale privind oxizii de azot din gazele eșapate de un motor Diesel de mare putere și comparația cu rezultatele datelor de calcul.

Pentru validarea calculului teoretic utilizând programul PROGO, al oxizilor de azot eșapați de motorul Diesel 8V396TC82, am efectuat măsurători experimentale ale NOx în cadrul programului de încercări „la cald” desfășurat la SC MASTER SA București.

Pentru realizarea măsurătorilor experimentale ale NOx s-a folosit analizorul de gaze DICOM 400 AVL, prezentat la punctul 6.1.

Rezultatele măsurătorilor experimentale ale oxizilor de azot NOx eșapați de motor, consumului specific efectiv de combustibil și ale puterii efective, respectiv calculele teoretice ale acestora prin utilizarea programului PROGO sunt prezentate în tabelul 6.8 și grafic în fig. 6.37, 6.38, 6.39, pentru variantă standard de injectoare.

Tabelul 6.8

Nr crt	Turații a motorului n [rot/min]	Oxizi de azot NOx [ppm]			Consum specific efectiv de combustibil c _e [g/kWh]			Putere efectivă P _e [kW]		
		Măsurate	Calculat	Abateri %	Măsurate	Calculat	Abateri %	Măsurate	Calculat	Abateri %
0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	1800	440	436	-0,9	266	256	-3,76	313	319	1,02
2	1650	680	576	-15,3	259	251	-3,1	296	303	1,02
3	1500	715	612	-14,4	249	255	2,41	282	289	1,02
4	1400	760	689	-9,34	232	244	5,17	263	268	1,02
5	1200	830	715	-13,85	254	260	2,36	206	213	1,03
6	1000	980	929	-5,2	256	260	1,56	132	136	1,03
7	900	1055	1056	0,094	261	254	-2,68	119	121	1,01

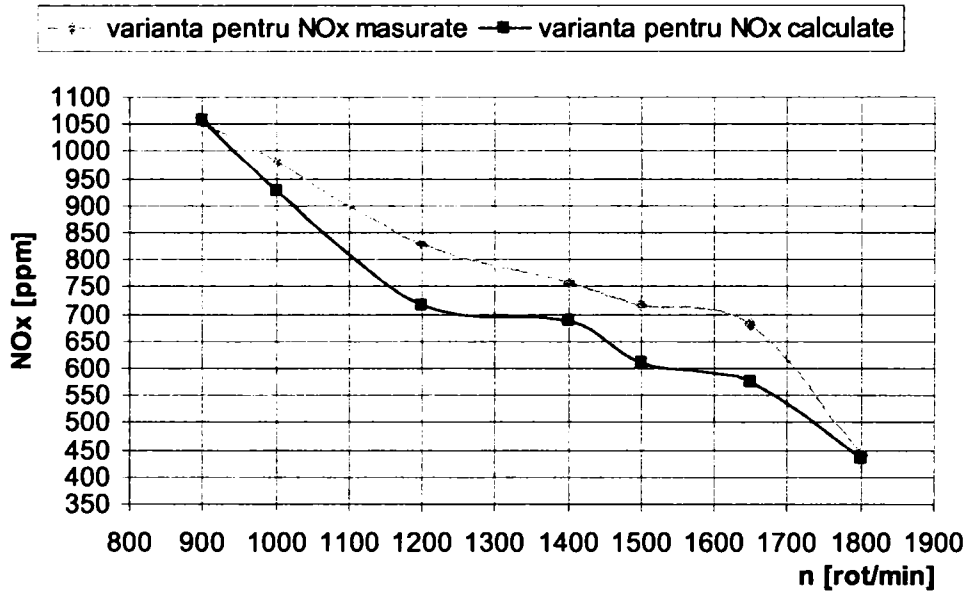


Fig. 6.37 Variația NOx în funcție de turația motorului

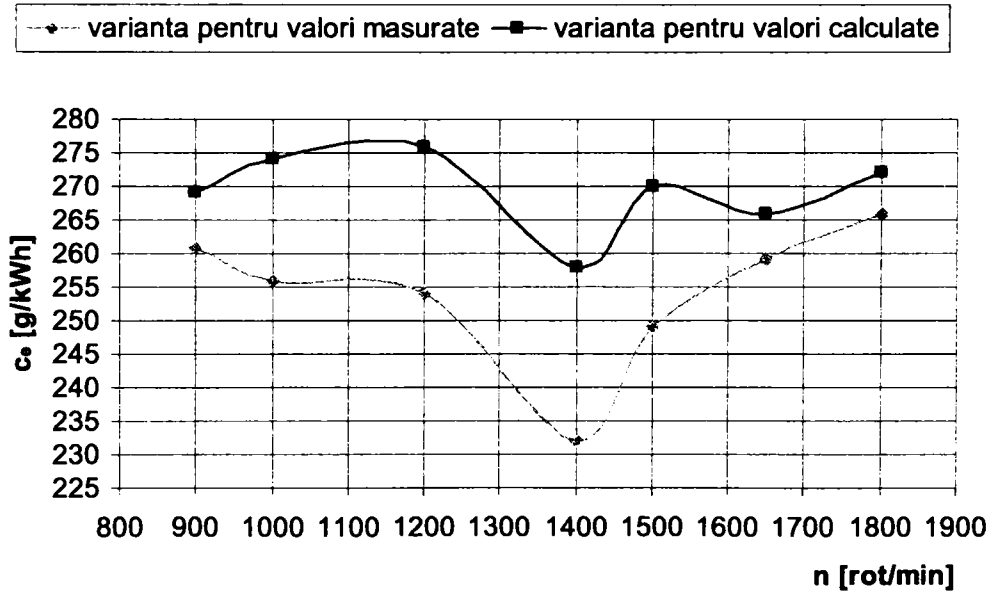


Fig. 6.38 Variația consumului specific efectiv de combustibil în funcție de turația motorului

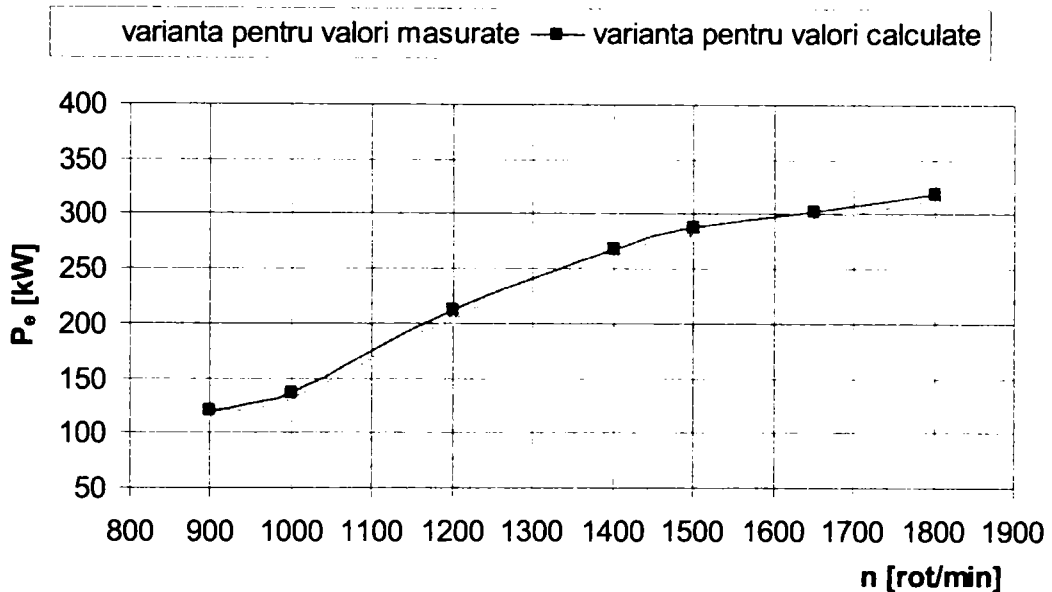


Fig.6.39 Variația puterii efective în funcție de turația motorului

Analiza rezultatelor obținute în urma măsurătorilor experimentale și a calculului teoretic prin aplicarea programului PROGO conduce la următoarele concluzii:

a) Privind emisia de oxizi de azot NOx:

➤ Se constată că abaterile între valorile măsurate experimental și cele calculate sunt cuprinse în limite admisibile. Măsurătorile experimentale au valori mai mari față de cele calculate pe întreg domeniul de turații. Abaterile sunt mai mari pe domeniul de turații de la 1200 la 1650 rot/min. La creșterea turației motorului, valoarea NOx scade.

a) Privind consumul specific efectiv de combustibil:

➤ Se constată că valorile determinate prin calcul sunt mai mari față de măsurătorile experimentale; abaterile înregistrate se situează în limite admisibile. Abaterea maximă este de 5,17%, pentru turația de 1400 rot/min.

b) Privind puterea efectivă:

➤ Se constată că valorile măsurătorilor experimentale sunt foarte apropiate de cele determinate prin calcul. Astfel, pe întreg domeniul de turații abaterea este de 1,02%; valorile calculate fiind mai mari decât cele măsurate experimental.

În concluzie, se apreciază că există o foarte bună corespondență între rezultatele măsurătorilor experimentale și cele calculate.

Astfel, prin utilizarea unui program de calcul care modelează ciclul real de funcționare al motoarelor cu ardere internă, program în care a fost introdusă o subrutină pentru calculul oxizilor de azot, s-a reușit determinarea și evoluția lor pentru un motor Diesel, cu injecție directă de mare putere, în funcție de diferiți parametri, respectiv: turația motorului, presiunea medie a ciclului, concentrația de gaze reziduale, coeficientul excesului de aer.

Toate evoluțiile determinate pentru NOx corespund, în general, cu cele specificate în literatura de specialitate.

Abaterile mici, între valorile măsurătorilor experimentale și cele determinate prin calcul pentru NOx, dovedesc valabilitatea programului de calcul utilizat.

6.3.2 Comparația rezultatelor obținute teoretic "la rece" privind îmbunătățirea pulverizării, prin modificarea parametrilor injecției și rezultatele experimentale pe motorul "la cald"

Încercările experimentale din acest subcapitol sunt destinate verificării concluziilor teoretice stabilite în capitolul 5, privind optimizarea pulverizării.

Astfel, în capitolul respectiv, în urma cercetărilor experimentale "la rece", am ajuns la concluzia că, varianta de pulverizatoare cu 6 orificii, la presiunea de injecție de 280 bar și varianta cu 7 orificii la 260 bar, este posibil să aibă o comportare superioară "la cald" datorită fineții de pulverizare și omogenității superioare, cu păstrarea distanței de pătrundere.

Aceste concluzii au fost arătate și în lucrarea prezentată în anul 2005 la Conferința Națională de Termotehnică 27-30 mai, Craiova [97] la pag. 4 și 5, după cum urmează:

- astfel din analiza caracteristicilor de pulverizare se dovedește că, prin creșterea presiunii de injecție, finețea de pulverizare și omogenitatea jetului se îmbunătățesc, diametrul mediu Sauter d_{32} al picăturilor scăzând cu 44% la varianta cu 6 orificii și cu 50% la varianta cu 7 orificii, curbele caracteristicilor de pulverizare au o deschidere mai redusă a clopotului, cu un maxim mai pronunțat și deplasat spre picăturile fine.
- din acest studiu "la rece" al comportării pulverizatoarelor modificate ca număr de orificii, dar cu aceeași suprafață totală de injecție, am concluzionat că variantele cu 6 și 7 orificii pot fi soluții posibile pentru îmbunătățirea formării amestecului și în consecință a procesului de ardere pentru motorul luat în considerare, dintre aceste două variante cea cu șapte orificii apare ca optimă și în condițiile modificării presiunii de injecție care se știe că se reduce la scăderea sarcinii și turației motorului.

Pornind de la aceste concluzii teoretice, am trecut la încercările "la cald" pe motorul 8V396TC82, insistând asupra variantelor cu 6 și 7 orificii, care s-au dovedit net superioare, din punct de vedere al performanțelor energetice și limitării nivelului de poluare, fapt dovedit de concluziile sintetice de mai jos.

Rezultatele obținute în urma efectuării încercărilor "la cald" prezentate în subcapitolul 6.2, arată că pentru varianta de pulverizatoare cu 7 orificii la presiunea de injecție 240 bar, creșterea de putere pe toată gama de turații a fost de 16,5%, aspect evidențiat în fig. 6.17, pagina 221 și de 5,21% la presiunea de 260 bar, evidențiat în aceeași figură în comparație cu varianta standard.

Pentru varianta de pulverizatoare cu 6 orificii la presiunea de injecție de 280 bar, puterea a crescut cu 12,51% comparativ cu varianta standard (figura 6.16, pagina 221).

Cu privire la nivelul de poluare, se constată că la varianta cu 7 orificii de pulverizare la presiunea de injecție de 260 bar, gradul de fum a înregistrat o scădere de 32,68%, față de varianta standard (figura 6.23, pagina 224).

La varianta de pulverizatoare cu 6 orificii, la presiunea de 280 bar, gradul de fum scade în medie cu 9,7 %, față de varianta standard (figura 6.22, pagina 224).

În ceea ce privește oxizii de azot, scăderile nu sunt semnificative, situație normală, deoarece prin pulverizare s-au modificat relativ puțin condițiile de formare a acestora, astfel că, deși s-au înregistrat scăderi, ele nu sunt semnificative, situându-se în limita a 2,27%, față de varianta standard.

Se constată astfel, experimental, valabilitatea concluziilor teoretice pe care le-am stabilit în capitolul al cincilea, atât sub aspectul performanțelor energetice cât și limitarea nivelului de poluare.

Consider că, metoda, astfel elaborată în prezenta lucrare poate fi generalizată pentru orice motor Diesel cu injecție directă cu injectoare multijet, limitând mult cercetările pe motor, laborioase și costisitoare.

6.4 Concluzii

Factorii care influențează indicii de performanță și nivelul emisiilor poluante la motorul Diesel sunt numeroși, cei mai importanți fiind regimul funcțional al motorului (turație, sarcină, regim termic), caracteristicile sistemului de injecție (tipul pompei, presiunea de injecție, tipul injectorului și construcția pulverizatorului), particularitățile constructive ale motorului (tipul camerei de ardere, fazele distribuției, dimensiunile principale) caracteristicile combustibilului, starea tehnică a motorului.

Analizând influența modificărilor caracteristicilor injecției, prin mărirea numărului orificiilor pulverizatorului, corespunzător cu micșorarea diametrului acestora, păstrând secțiunea totală de pulverizare constantă, și mărirea presiunii de injecție; asupra performanțelor energetice și limitarea gradului de fum la un motor Diesel cu injecție directă de putere mijlocie-mare, se pot trage următoarele concluzii:

1. Injecția combustibilului în camera de ardere la presiuni mai ridicate, are avantajul unei injecții într-un timp mai scurt și la un grad de finețe al pulverizării mai mare.

Legea de injecție este factorul care determină delimitarea arderii rapide, de care depinde randamentul motorului, de cea difuzivă care asigură funcționarea silențioasă a motorului.

2. Pentru motorul Diesel cu injecție directă cu cameră de ardere unitară, de putere mijlocie-mare, la care mișcările de rotație ale fluidului proaspăt nu se manifestă în mod semnificativ, fără măsuri constructive speciale, prin creșterea numărului de orificii ale pulverizatorului, corespunzător cu reducerea diametrului acestora, cu condiția ca secțiunea totală de pulverizare să rămână constantă, se obțin creșteri ale puterii și momentului motor și reduceri ale consumului specific efectiv de combustibil, precum și a gradului de fum pentru anumite regimuri de funcționare ale motorului.

3. Mărirea numărului jeturilor de combustibil concomitent cu reducerea diametrului orificiilor de pulverizare, determină o îmbunătățire a calităților pulverizării respectiv, o finețe de pulverizare mai mare și o omogenitate mai bună a jeturilor injectate în camera de ardere.

Îmbunătățirea procesului de pulverizare și de formare a amestecului conduce la o ardere mai bună și completă, care să determine obținerea unor performanțe energetice și de poluare mai bune ale motorului.

4. Pentru variantele de pulverizatoare încercate cu 5,6,7,8 orificii, reglate la presiunea de injecție standard de 240 bar, se constată că, prin mărirea numărului orificiilor de pulverizare, concomitent cu reducerea corespunzătoare a diametrului acestora și păstrarea constantă a suprafeței totale de pulverizare, s-au obținut creșteri semnificative ale puterii pe toată gama de turații, pentru variantele de pulverizatoare cu 6, 7, 8 orificii față de varianta standard.

Astfel, la varianta de pulverizatoare cu 6 orificii, reglate la presiunea de injecție de 240 bar, s-au obținut creșterile cele mai semnificative ale puterii, de 29,13%, în gama de turații mici (900÷1000) rot/min și de 9,59% la turații mari (1650÷1800) rot/min.

Varianta de pulverizatoare cu 7 orificii, oferă creșteri importante de putere pe toată gama de turații, acestea fiind mai mici la turațiile de (1650÷1800) rot/min,

față de varianta cu 6 orificii de pulverizare. Creșterea medie de putere obținută pe toată gama de turații este de 11,8%.

La varianta de pulverizatoare cu 8 orificii, la turațiile mici, creșterea de putere este de 19,71%, mai mică față de variantele cu 6 și 7 orificii de pulverizare.

În gama de turații (1200÷1800) rot/min, s-au obținut creșteri de putere, de 9,35%, mai mari, față de variantele de pulverizatoare cu 6 și 7 orificii. La această variantă, creșterea medie de putere a fost de 10,54%.

Deoarece, la varianta de pulverizatoare cu 7 orificii, puterea a înregistrat creșteri semnificative pe toată gama de turații, în medie de 16,58%, comparativ cu varianta standard cu 5 orificii de pulverizare, aceasta, poate fi, o posibilă soluție, de adoptat pentru actualul sistem de injecție al motorului.

5. Se constată că, pentru variantele de pulverizatoare cu 7 și 8 orificii, consumul specific efectiv de combustibil înregistrează creșteri foarte mici în gama de turații (900÷1200) rot/min, în medie de 5,73%, și scăderi ne semnificative, de 0,52% la turații de (1400÷1800) rot/min.

Se poate aprecia că, variația consumului specific efectiv de combustibil, este ne semnificativă, având în vedere creșterea importantă de putere obținută pentru varianta de pulverizatoare cu 7 orificii, în medie de 16,58%, pe toată gama de turații.

6. Pentru gradul de fum, comparativ cu varianta standard, valorile cele mai mici s-au înregistrat pentru varianta de pulverizatoare cu 6 orificii, pe toată gama de turații.

Pentru varianta de pulverizatoare cu 7 orificii, la care s-a obținut cea mai mare creștere de putere, de 16,58%; consumul specific efectiv a înregistrat valori apropiate ca la varianta standard, se observă că, gradul de fum, are o scădere de 10%, la turațiile mici (900÷1200) rot/min, și o creștere de 30,12%, la turațiile mari (1650÷1800) rot/min.

S-a obținut o reducere semnificativă a gradului de fum la turațiile mari (1500÷1800) rot/min, pentru variantele de pulverizatoare cu 6 și 7 orificii, la presiunea de injecție mărită de 260 bar.

7. La mărirea presiunii de injecție, de la valoarea standard de 240 bar la 260 bar, respectiv 280 bar, pentru varianta de pulverizatoare cu 6 orificii, puterea motorului a înregistrat o scădere de 8,17%, la mărirea presiunii la 260 bar, și o creștere de 6,41 %, la mărirea presiunii de injecție la 280 bar, comparativ cu varianta standard.

Se dovedește că, prin mărirea presiunii de injecție de la 240 bar la 280 bar, crește viteza de curgere a combustibilului prin orificiile pulverizatorului, determinându-se astfel o finețe de pulverizare ridicată și o omogenitate mai bună a jeturilor. Mărirea presiunii de injecție la 280 bar, determină o micșorare a distanței de pătrundere, astfel că, picăturile de combustibil ajung în vecinătatea pereților camerei de ardere, fără să-i atingă.

În aceste condiții, se obține o ardere mai bună și completă a combustibilului, care generează creșterea de putere.

Referitor la consumul specific efectiv de combustibil, se observă că, la mărirea presiunii de injecție de la 240 bar la 260 bar, deși puterea motorului scade, consumul specific efectiv înregistrează o creștere de 3,31%.

Este important de observat că, la mărirea presiunii de injecție de la 240 bar la 280 bar, deși se înregistrează o creștere a puterii de 6,41%, consumul specific efectiv are o creștere de numai 1,73%.

Se observă că, pentru varianta de pulverizatoare cu 7 orificii, reglate la presiunea de injecție mărită de 260 bar, comparativ cu varianta de pulverizatoare,

reglate la presiunea de injecție de 240 bar, puterea motorului scade în medie cu 11,18%, pe toată gama de turații. Este important de evidențiat că, în aceste condiții se înregistrează o scădere medie de 2,13%, a consumului specific efectiv, pe toată gama de turații.

Încercările efectuate au evidențiat că, la mărirea presiunii de injecție de la 240 bar la 260 bar, respectiv 280 bar, pentru variantele de pulverizatoare cu 6 și 7 orificii, gradul de fum înregistrează o scădere importantă de 32,68%, pentru pulverizatoarele cu 7 orificii și de 28,31%, pentru pulverizatoarele cu 6 orificii, ambele variante, reglate la presiunea de injecție de 260 bar.

8. Încercările efectuate au evidențiat că, prin mărirea simultană a numărului orificiilor de la 5 la 6,7,8 și a presiunii de injecție de la 240 bar la 260 bar și la 280 bar, puterea a înregistrat o creștere semnificativă de 12,51%, pentru varianta de pulverizatoare cu 6 orificii, reglate la presiunea de injecție mărită de 280 bar; la celelalte variante creșterile sunt mai mici.

Încercările efectuate, au demonstrat că, prin mărirea simultană a numărului orificiilor pulverizatorului și a presiunii de injecție, în condițiile reducerii corespunzătoare a diametrului orificiilor și a păstrării constante a suprafeței totale de pulverizare, performanțele energetice ale motorului se îmbunătățesc și se reduce gradul de fum.

Se constată că, pentru varianta de pulverizatoare cu 6 orificii, reglate la presiunea de injecție mărită la 280 bar, se obține o creștere a puterii de 12,51%, față de varianta standard de pulverizatoare; consumul specific efectiv, a înregistrat o creștere medie de numai 1,73%, pe toată gama de turații, în timp ce gradul de fum scade în medie cu 3,37%.

Pentru variantele de pulverizatoare cu 6 și 7 orificii, reglate la presiunea de injecție mărită de 260 bar, creșterea de putere a fost mai mică, respectiv de 2,26 % și 5,21%; consumul specific are o creștere mai mare de 2,57%, pentru ambele variante.

În schimb, gradul de fum, înregistrează o scădere importantă de 25,17%, pentru pulverizatoarele cu 6 orificii, și o creștere de 9,61%, pentru varianta cu 7 orificii de pulverizare.

Rezultă, deci că, pentru varianta de pulverizatoare cu 6 orificii, reglate la presiunea de injecție mărită la 280 bar, se obține o îmbunătățire semnificativă a performanțelor energetice ale motorului și o reducere a gradului de fum.

9. Încercările efectuate evidențiază o scădere a NOx, în medie de 2,29%, prin mărirea simultană a numărului orificiilor pulverizatorului, de la 5 la 6,7,8 și a presiunii de injecție de la 240 bar la 260 bar și la 280 bar.

10. În funcție de destinația principală a motorului Diesel experimentat, pot fi adoptate una dintre variantele de pulverizatoare încercate, care să conducă la îmbunătățirea performanțelor energetice și limitarea gradului de fum.

Având în vedere că, motorul 8V396TC82, are menirea să echipeze o navă cu destinație specială, este important să se asigure navei o mobilitate mare. De aceea, prioritar, este să se îmbunătățească performanțele energetice ale motorului concretizate în creșterea puterii și a momentului motor, dar și limitarea gradului de poluare, în limitele admise de reglementările în vigoare.

Cercetările experimentale, efectuate pe motorul 8V396TC82, care au vizat influența mării numărului orificiilor pulverizatorului de la 5 la 6,7,8 și a presiunii de injecție de la 240 bar la 260 bar și la 280 bar, cu condiția păstrării suprafeței totale de pulverizare constante, precum și o reducere corespunzătoare a diametrului

orificiilor au demonstrat că, pentru variantele de pulverizatoare cu 6 orificii, reglate la presiunea de injecție standard de 240 bar și mărită la 280 bar, precum și varianta cu 7 orificii de pulverizare, reglate la presiunea de injecție de 240 bar, s-au obținut performanțe energetice superioare.

Astfel, la varianta de pulverizatoare cu 7 orificii, la presiunea de injecție standard de 240 bar, puterea a înregistrat o creștere de 16,48%, față de varianta cu 5 orificii.

Pentru varianta de pulverizatoare cu 6 orificii, reglate la presiunile de injecție de 240 bar și mărită de 280 bar, se obțin creșteri ale puterii de 8,86% respectiv de 12,51%.

Deci, în concluzie, pentru varianta cu 7 orificii de pulverizare, la presiunea de injecție de 240 bar se obține cea mai mare creștere de putere.

Varianta de pulverizatoare cu 6 orificii, la presiunea de injecție mărită de 280 bar, poate fi o soluție bună de adoptat pentru actualul sistem de injecție al motorului 8V396TC82, ca de altfel și varianta cu 7 orificii de pulverizare la presiunea de injecție de 240 bar.

CAPITOLUL VII

CONCLUZII FINALE ȘI CONTRIBUȚII PERSONALE

7.1 Concluzii finale

Tema de cercetare care face obiectul lucrării, se integrează în cadrul investigațiilor privind creșterea performanțelor energetice și limitarea gradului de fum a motoarelor Diesel cu injecție directă de mare putere.

1. Dezvoltarea motoarelor Diesel cu injecție directă și formarea amestecului în volum este strâns legată pe de o parte de mișcările aerului din camera de ardere și pe cealaltă parte de performanțele sistemului de injecție; ambele sisteme sunt interdependente, deci trebuie studiate simultan.

2. La motoarele Diesel cu cameră unitară, impactul jet-perete este aproape inevitabil, datorită faptului că, picăturile mai mari rezultate din pulverizarea jetului, având o inerție mai mare, ajung în contact cu pereții camerei de ardere, aspect care generează în permanență depuneri de combustibil pe perețele camerei și ca urmare, o formare peliculară a amestecului.

3. Mișcările aerului în camera de ardere au un rol extrem de important la frânarea jetului și direcționarea lui pentru a nu ajunge în contact cu pereții camerei de ardere, precum și la promovarea proceselor de vaporizare, amestecare și ardere a picăturilor de combustibil injectat prin spălarea continuă a suprafețelor acestora, alimentarea cu aer proaspăt și îndepărtarea produselor arderii. De aceea este necesar ca intensitatea mișcărilor aerului să fie controlată, deoarece o creștere necontrolată ar putea duce la o turbulență de mare intensitate, aceasta fiind dăunătoare pentru procesul de propagare a flăcării în timpul arderii.

4. Studiul experimental al jeturilor de combustibil se realizează în instalații experimentale numite bombe, studiile pe motor fiind imposibil de realizat. imaginea jeturilor din bombă diferă de cea din motor datorită vaporizării și arderii, ca urmare nu a fost posibilă stabilirea unor corelații general valabile între configurația jetului în bombă și în motor.

5. Se evidențiază rolul hotărâtor al fineții și omogenității pulverizării la desfășurarea procesului de pulverizare, precum și importanța deosebită a penetrației și unghiului de dispersie a jetului pentru amestecare.

Penetrația jetului crește proporțional cu diametrul pulverizatorului, cu viteza jetului prin orificiul pulverizatorului, cu densitatea combustibilului și cu timpul și scade la mărirea tensiunii superficiale a combustibilului și a densității aerului.

6. Prin adoptarea unei legi de injecție optime se poate asigura o corelare perfectă între faza arderii rapide și faza arderii difuzive, cu limitarea cantității de combustibil injectată în perioada întârzierii la autoaprindere, precum și cu o influențare a masei de amestec preformat prin factori care modifică gradul de pregătire fizico-chimică a combustibilului acumulat în cilindru, adică prin caracteristicile jetului, calitatea combustibilului injectat și starea aerului din cilindru.

7. Cercetările evidențiază că, o imagine exactă a pulverizării se poate realiza numai experimental, chiar dacă condițiile de încercare nu le respectă cu exactitate pe cele din motor.

8. Performanțele energetice ale unui motor Diesel cu injecție directă se pot îmbunătăți și gradul de poluare se poate limita prin modificări posibile ale unui sistem de injecție existent. Cercetările anterioare arată că, mărirea numărului de orificii ale pulverizatorului concomitent cu reducerea corespunzătoare a diametrului acestora, cu condiția păstrării constante a suprafeței totale de pulverizare, determină o creștere a fineții de pulverizare și o utilizare mai bună a volumului camerei de ardere; prin aceasta se compensează într-o oarecare măsură, intensitatea mică a mișcărilor turbulente ale aerului din cilindru în momentul injecției.

9. Cercetările au evidențiat că, prin mărirea numărului orificiilor pulverizatorului de la 4 la 6, concomitent cu reducerea corespunzătoare a diametrului acestora, dar și a suprafeței totale de pulverizare cu 30%, s-a ajuns la performanțe energetice mai slabe ale motorului cu 18% și la o creștere de 10,7% a consumului specific efectiv de combustibil.

10. Creșterea presiunii de injecție favorizează arderea amestecurilor preformate, dar la turații mari lungimea de pătrundere se micșorează datorită producerii efectului de frânare a picăturilor mici, jeturile nu mai utilizează aerul disponibil din camera de ardere, aspect care determină o creștere a consumului specific efectiv de combustibil și o reducere a gradului de fum.

11. Cercetările anterioare dovedesc că, o soluție de îmbunătățire a performanțelor energetice ale motorului Diesel cu injecție directă și limitarea poluării, ar putea fi mărirea simultană a numărului orificiilor pulverizatorului de la 4 la 5,6,7,8 concomitent cu reducerea corespunzătoare a diametrului acestora, cu condiția păstrării constante a suprafeței totale de pulverizare precum și a presiunii de injecție.

În aceste condiții, se îmbunătățesc calitățile pulverizării în mod semnificativ, care vor determina o ardere completă și eficientă a amestecului, care să conducă la ridicarea performanțelor energetice și reducerea gradului de fum la motorul Diesel cu injecție directă.

12. Pornind de la un model matematic al jetului de combustibil, ținând cont de aerul antrenat de către jet în camera de ardere a motorului, acest aer se amestecă cu combustibilul la nivel microscopic, precum și de căldura degajată în urma procesului de ardere, se poate aplica o metodologie de calcul a emisiilor de funingine eșapate de către motorul Diesel.

13. Pentru calculul emisiilor de NOx se poate folosi metoda care se bazează pe mărimi specifice funcționării motorului Diesel, cum ar fi coeficientul excesului de aer, turația, căldura degajată prin ardere pe ciclu, cantitatea de încărcătură proaspătă introdusă în cilindru, regimul de temperaturi și presiuni.

Această metodă de calcul a oxizilor de azot poate fi asociată sub forma unei subrutine a unui program de modelare a ciclului real de funcționare, în acest fel putându-se studia influențele diferiților factori asupra procesului de formare al NOx.

14. Cei mai importanți factori care influențează nivelul emisiilor poluante ale motorului Diesel sunt: regimul de funcționare al motorului, caracteristicile sistemului de injecție, particularitățile constructive ale motorului, caracteristicile combustibilului, dar și starea tehnică a motorului.

15. S-a evidențiat că, investigația teoretico-experimentală a formării amestecului și arderii într-un **m.a.c.** cu cameră unitară se poate realiza numai prin utilizarea unor metode complexe și diverse.

16. Cercetările experimentale au dovedit că, perimetrul udat de jeturile de combustibil se mărește odată cu creșterea numărului de orificii ale pulverizatorului, cu condiția păstrării constante a suprafeței totale de pulverizare; rezultatele se regăsesc în tabelul 5.1.

17. Fotografiile amprentelor jeturilor de combustibil realizate pentru pulverizatoarele RODLL152S19, în varianta standard cu 5 orificii și variantele cu 6,7,8 orificii la aceeași distanță de captare, evidențiază faptul că, două sau trei jeturi de combustibil pătrund mai rapid în camera de ardere, deoarece au lungimea de pătrundere mai mare în raport cu celelate jeturi și unghiul de dispersie mai mic.

Aceste neuniformități ale jeturilor, apar deoarece acul pulverizatorului este dispus aproape de intrarea în orificiile de pulverizare, la începutul injecției, în etapa de prericicare a acului, respectiv curgerea combustibilului prin canalul injectorului nu este radial-simetrică, vâna de combustibil ajungând în sacul pulverizatorului pe o porțiune laterală, alimentând diferențiat orificiile acestuia.

18. S-au realizat fotografiile amprentelor jetului de combustibil pulverizat, la o distanță constantă pentru toate variantele de pulverizatoare încercate, pe baza cărora s-a determinat numărul, diametrul picăturilor de combustibil injectate și s-au trasat caracteristicile de pulverizare. Am înregistrat peste 150 fotografii valabile, pe care le-am prelucrat prin numărarea a mii de diametre ale picăturilor din câmpul fotografiilor pentru stabilirea numărului de picături într-o gamă de diametre în vederea ridicării caracteristicilor de pulverizare.

19. Pe baza analizei caracteristicilor de pulverizare și a variației diametrelor medii de picături s-au trasat peste 50 figuri, dintre care sunt redate selectiv în text; a rezultat că prin mărirea numărului de orificii ale pulverizatorului, concomitent cu reducerea corespunzătoare a diametrului acestora și păstrarea constantă a suprafeței totale de pulverizare, se îmbunătățește finețea de pulverizare și omogenitatea jetului.

20. Se constată că, la creșterea presiunii de injecție de la 240 bar la 260 bar și la 280 bar, concomitent cu mărirea numărului de orificii ale pulverizatorului, pot fi posibile soluții de perfecționare a calității pulverizării, și prin aceasta a arderii, care să conducă la îmbunătățirea performanțelor energetice ale motorului și limitarea gradului de fum.

21. Cercetările teoretico-experimentale au demonstrat că, variantele de pulverizatoare cu 7 orificii, reglate la presiunea de injecție de 240 bar și la presiunea mărită de 260 bar, precum și varianta cu 6 orificii de pulverizare, reglate la presiunea de injecție mărită de 280 bar, sunt posibile soluții de adoptat pentru actualul sistem de injecție al motorului.

22. Încercările experimentale pentru determinarea legii de injecție cu indicatorul de tip Bosch, în Laboratorul de încercări de la SC MEFIN SINAIA pentru variantele de pulverizatoare cu 5,6,7,8 orificii, reglate la presiunea de injecție de 220, 240, 260, 280 bar au evidențiat următoarele aspecte:

a) La mărirea cursei cremalierii pompei de injecție crește cantitatea de combustibil injectat, după consumarea perioadei întârzierii la autoaprindere, arderea se prelungește în destindere, având ca efect scăderea presiunii și randamentului motorului;

b) Durata injecției scade la micșorarea turației și a cursei cremalierii pompei de injecție;

c) Cantitatea de combustibil injectată pe fiecare orificiu al pulverizatorului variază în principal, datorită erorilor tehnologice de fabricație, dar și datorită curgerii nesimetrice în vecinătatea sacului injectorului.

23. Analizând și prelucrând adecvat legile de injecție ridicate experimental pentru toate pulverizatoarele modificate, am constatat un fapt deosebit de important că, în timpul întârzierii la autoaprindere, cantitatea de combustibil acumulată în camera de ardere este aproximativ aceeași. Acest aspect ne asigură că, "la cald", pulverizatoarele cu orificii diferite de varianta standard nu vor determina modificarea caracterului arderii, prin favorizarea arderii amestecurilor preformate cu consecințe negative asupra fiabilității motorului.

24. S-au evidențiat zonele mai sensibile ale legii de injecție, obținându-se informații privind durata în timp a acesteia și deci influența asupra arderii difuzive.

25. Mărirea numărului de orificii de la 5 la 6,7,8 ale pulverizatorului RO DLL 152 S19, concomitent cu reducerea diametrului acestora, cu condiția păstrării constante a suprafeței totale de pulverizare, prin efectuarea încercărilor "la cald" pe motorul 8V396TC, a demonstrat că, finețea de pulverizare și omogenitatea jeturilor injectate în camera de ardere sunt mai bune, iar procesul de formare a amestecului și de ardere se îmbunătățesc.

Altfel, în urma încercărilor "la cald" efectuate pe actualul echipament de injecție al motorului 8V396TC82, cu pulverizatoarele RO DLL 152 S19 cu 5,6,7,8 orificii, reglate la presiunea de injecție standard de 240 bar, s-au obținut creșteri importante de putere de 11,804% la varianta cu 6 orificii de pulverizare, de 16,58% pentru pulverizatoarele cu 7 orificii și de 10,54% pentru varianta cu 8 orificii, față de varianta cu 5 orificii de pulverizare.

Este important de evidențiat că, pentru varianta cu 7 orificii de pulverizare, consumul specific efectiv de combustibil a înregistrat valori apropiate ca la varianta standard, iar gradul de fum a înregistrat scăderi de 10% la turații mici și de 30% la turațiile mari.

26. Încercările efectuate pe motor, cu pulverizatoarele RODLL152S19, reglate la presiunile de injecție mărite de 260 bar și 280 bar, pentru variantele cu 6 și 7 orificii au evidențiat scăderi semnificative ale gradului de fum fără modificări ale puterii și momentului motor.

Astfel, pentru pulverizatoare cu 6 și 7 orificii reglate la presiunea de injecție mărită de 260 bar, gradul de fum al motorului se reduce cu 28,31%, respectiv 32,68%, comparativ cu variantele standard de pulverizatoare, cu același număr de orificii, reglate la presiunea de injecție standard de 240 bar.

27. La mărirea simultană a numărului orificiilor pulverizatorului RO DLL 152 S19 de la 5 la 6,7,8 și a presiunii de injecție de la valoarea standard de 240 bar, la valorile mărite de 260 bar și 280 bar, s-au obținut de asemeni creșteri ale puterii și momentului motor și reducerea gradului de fum.

Pentru variantele de pulverizatoare cu 6 și 7 orificii reglate la presiunea de injecție mărită de 260 bar, puterea motorului a crescut cu 2,26%, respectiv 5,21%, și gradul de fum înregistrează o scădere de 25,17%, pentru pulverizatoarele cu 6 orificii, comparativ cu varianta standard.

S-a obținut creșterea puterii motorului cu 12,51%, față de varianta standard, pentru varianta cu 6 orificii de pulverizare, reglate la presiunea mărită de 280 bar, precum și scăderea de 3,37% a gradului de fum, iar consumul specific efectiv de combustibil are o creștere medie de 1,73%.

28. Emisia și variația de oxizi de azot NOx, eșapați de motorul Diesel a fost calculată pentru motorul 8V 396TC 82, folosind un program de calcul care

modelează ciclul real de funcționare, în funcție de diferiți parametri ca: turaj motorului, presiunea maximă de ardere, temperatura medie a ciclului, coeficientul excesului de aer, concentrația de gaze reziduale, constatându-se o bună concordanță cu valorile găsite experimental. În ceea ce privește determinarea experimentală a oxizilor de azot, nu s-au constatat scăderi semnificative ale variantelor modificate de pulverizatoare față de varianta standard, situație normală, deoarece nu s-au schimbat, prin pulverizare, decât puțin, condițiile de formare ale acestora, totuși, s-au înregistrat mici scăderi ale acestora între 0,8 și 2,2% față de varianta standard.

29. Cercetările experimentale efectuate în prezenta lucrare demonstrează că, este posibil ca prin modificări minime ale sistemului de injecție actual, care echipează motorul Diesel cu injecție directă 8V396TC82, să crească performanțele energetice și să scadă gradul de fum la acest motor.

30. Încercările efectuate pe motor au dovedit că, mărirea numărului de orificii ale pulverizatorului de la 5 la 6,7,8, concomitent cu reducerea corespunzătoare a diametrului acestora, cu condiția păstrării suprafeței totale de pulverizare constante, precum și creșterea presiunii de injecție de la 240 bar la 260 bar și 280 bar determină o îmbunătățire semnificativă a performanțelor energetice și o limitare a gradului de fum. Astfel, performanțele cele mai ridicate s-au obținut pentru variantele de pulverizatoare cu 7 orificii, reglate la presiunea de injecție de 240 bar și pentru pulverizatoare cu 6 orificii reglate la presiunea de injecție mărită de 280 bar.

7.2 Contribuții personale

Principalele contribuții pe care le-am adus la întocmirea prezentei teze de doctorat referitoare la îmbunătățirea performanțelor energetice și limitarea poluării prin îmbunătățirea calităților injecției la un motor Diesel cu injecție directă de mare putere sunt:

1. Lucrarea sistematizează informațiile din literatura de specialitate în legătură cu tematica fixată, prin concentrarea acestora spre sisteme de injecție, pulverizarea combustibilului, legea de injecție și ridicarea ei experimentală, corelația acesteia cu arderea în motorul Diesel cu injecție directă și consecințe asupra performanțelor energetice și nivelului de poluare.

2. Efectuarea unui studiu teoretic de detaliu, privind caracteristicile jetului de combustibil pulverizat și dispersia jeturilor și corelația dintre caracteristicile pulverizării, formarea amestecului, ardere și performanțele unui motor Diesel cu injecție directă de mare putere.

3. Sunt sistematizate pentru prima dată informațiile referitoare la metodele de determinare a legii de injecție, în concordanță cu mărirea motorului deservit de pompa de injecție și cu gradul de precizie impus de aceasta.

4. S-a efectuat analiza și sistematizarea cercetărilor privind influența modificărilor parametrilor constructivi și funcționali ai injectoarelor multijet asupra performanțelor energetice și a limitării poluării unui motor cu aprindere prin comprimare cu injecție directă;

5. Au fost inventariate tehnicile și metodele de investigație teoretico-experimentală a formării amestecului și a arderii;

6. S-a stabilit că, emisiile de oxizi de azot datorate motorului Diesel pot fi determinate cu ajutorul cineticii de reacție, considerând mecanismul Zeldovici extins, rezultatele dovedesc o bună corespondență între teorie și experiment;

7. Realizarea unei instalații experimentale pentru captarea amprentei jetului de combustibil, fotografierea sa microscopică și calificarea sa din punct de vedere al diametrelor picăturilor și al repartiției acestora în jet, pentru un set de pulverizatoare modificat față de varianta standard, pe care le-am proiectat și realizat la Hidrojet Breaza, într-o gamă de presiuni de 240 și 280 bar;

8. Stabilirea experimentală pe baza unor cercetări sistematice în interdependența lor complexă a efectelor modificării numărului și diametrului orificiilor pulverizatorului asupra pulverizării combustibilului în motorul Diesel cu cameră unitară și distribuție în volum și concluzii teoretice asupra performanțelor energetice și a gradului de poluare al motorului, care s-au dovedit justificate prin rezultatele obținute experimental.

9. Evidențierea influenței pe care o are presiunea ridicată de injecție, asupra distribuției diametrelor picăturilor, adâncimii de pătrundere și interpretarea efectelor acestora privind condițiile de autoaprindere;

10. Această metodă de experimentare "la rece" a calităților de pulverizare a injectoarelor reale, prin interpretarea rezultatelor constituie o metodă teoretică de alegere a variantei optime de pulverizator, care se va putea încerca "la cald", evitând încercări deosebit de laborioase și costisitoare cu motorul în funcționare, mai ales în cazul motoarelor de mare putere. Consider că metoda pe care am dezvoltat-o în lucrare a fost validată de numeroasele încercări experimentale "la cald" pe care le-am efectuat și care au confirmat variantele optime găsite teoretic;

11. Realizarea instalației experimentale la SC MEFIN SINAIA, pentru determinarea legii de injecție pe baza metodei indirecte de măsurare a presiunii în unda incidentă, generată de injecție într-o conductă lungă, respectiv indicatorul de undă Bosch; aceste experimentări au fost absolut necesare pentru a verifica dacă nu se modifică legea de injecție în ceea ce privește acumularea de combustibil în camera de ardere, în perioada întârzierii la autoaprindere, ceea ce ar duce la o ardere violentă la începutul ei, cu suprasolicitarea organelor motorului, trepidații, creșterea regimului termic și, deci al oxizilor de azot, respectiv scăderea puterii motorului.

Am constatat că nu numai că nu apare acest efect, dar, mai mult, injecția se prelungește cu câteva grade, ceea ce favorizează o ardere la presiune constantă, cu un regim termic mai scăzut, aspect dovedit ulterior pe cale experimentală, cu motorul în funcționare;

12. Analiza influenței modificării parametrilor constructivi și funcționali ai injectoarelor RO KDAL 62 S18, asupra legii de injecție în baza cercetării experimentale efectuată la SC MEFIN SINAIA;

13. S-a stabilit că, în cazul motorului Diesel cu injecție directă, în lipsa controlului mișcărilor organizate ale aerului în interiorul cilindrului, îmbunătățirea performanțelor energetice și limitarea poluării se obțin prin mărirea numărului de orificii ale pulverizatorului, reducerea corespunzătoare a diametrelor acestora, cu păstrarea constantă a suprafeței totale de pulverizare, concomitent cu creșterea presiunii de injecție în cazul unui număr mai mare de orificii, pentru ca picăturile mici rezultate să aibă energia necesară deplasării în camera de ardere;

14. Contribuții la simularea prin programul PROGO, a ciclului real al motorului, pentru stabilirea pe cale teoretică a oxizilor de azot, produși într-un motor Diesel cu injecție directă și calibrarea rezultatelor programului cu datele experimentale obținute pe motorul în funcționare;

15. Printr-o cooperare deosebită cu întreprinderea producătoare de injectoare Hidrojet Breaza am reușit fabricarea și calibrarea a câte 8 pulverizatoare

pe fiecare din cele 4 seturi de injectoare necesare încercărilor pe motorul 8V396TC82.

16. Având seturile de injectoare, printr-o convenție cu SC MASTER SA București, am trecut la încercările experimentale pe motorul 8V396TC82, mai întâi, efectuând teste preliminare cu injectoarele standard, după care, s-a trecut la încercările propriu-zise, redată în prezenta lucrare.

17. Am studiat experimental efectele combinate ale modificării unor parametri constructivi și funcționali ai injectoarelor (numărul și diametrul orificiilor de pulverizare, presiunea de injecție) asupra performanțelor energetice și limitării gradului de fum al unui motor Diesel de mare putere 8V396TC82;

18. S-a stabilit că, soluțiile care determină îmbunătățirea performanțelor energetice și limitarea gradului de fum al motorului Diesel cu injecție directă pot fi aplicate diferențiat în exploatare, funcție de destinația autovehiculului pe care este montat motorul, deoarece domeniul de turații influențează decisiv atât performanțele energetice, cât și nivelul de poluare, aspecte redată prin concluziile aferente capitolului 6 din prezenta lucrare;

19. Cercetările experimentale efectuate, au evidențiat influența esențială a modificărilor caracteristicilor injecției, atât asupra performanțelor energetice ale motorului, cât și asupra nivelului de poluare al unui motor Diesel cu injecție directă de putere mare, supraalimentat, respectiv motorul 8V396TC82. Se dovedește astfel, indirect, tendința actuală în construcția sistemelor de injecție de presiune înaltă cu modificarea orificiilor de pulverizare adoptate de marile firme constructoare de motoare pentru realizarea normelor EURO3 și EURO4.

20. Rezultatele cercetărilor "la cald" pe motorul 8V396TC82, au confirmat ipotezele obținute teoretic din studiul pulverizării cu pulverizatoare modificate, care au condus la stabilirea variantei optime de pulverizator și presiune de injecție; astfel, metoda elaborată în prezenta lucrare, de găsire a variantei optime de pulverizator, prin cercetări "la rece" este validată și se poate folosi cu succes și pentru alte tipuri de motoare Diesel cu injecție directă;

21. Cercetările experimentale efectuate în prezenta lucrare, pot fi folosite ca direcții ulterioare de lucru prin folosirea informațiilor privind influența modificărilor caracteristicilor injecției asupra performanțelor energetice și limitarea gradului de poluare a unui motor Diesel de putere mijlocie-mare, cu injecție directă.

Direcții care se pot dezvolta sunt: cea a neuniformității lungimii jetului, a corelației dintre distanța de pătrundere cu numărul de orificii și presiunea de injecție, modificarea avansului la injecție cu numărul de orificii, modificarea unghiului conului de pulverizare și chiar modificarea cupei pistonului.

BIBLIOGRAFIE

- [1] **Abaităncei D., Hașegan C. și alții** – *Motoare pentru automobile și tractoare*, Editura Tehnică, București, 1980.
- [2] **Abaităncei D., Bobescu Gh.** – *Motoare pentru automobile*, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1975.
- [3] **Abata D.L., Stroia B.J., Roach A.R** – *Diesel engine flame photographs with high pressure injection*, SAE Paper 880298, 1988.
- [4] **Anton I.** – *Cavitația*, volumul I, Editura Academiei, București, 1984
- [5] **Apostolescu N., Chiriac R.** – *Procesul arderii în motorul cu ardere internă. Economia de combustibil. Reducerea emisiilor poluante*, Editura Tehnică, București, 1998.
- [6] **Apostolescu N.** – *Un model de calcul al formării amestecului în motorul cu aprindere prin comprimare și injecție directă*, Buletinul Institutului Politehnic, București, Nr. 2, 1980.
- [7] **Apostolescu N., și alții** – *Posibilități de studiu pe model al proceselor formării amestecului dintr-un motor diesel cu injecție directă*, Construcția de mașini Nr. 12, București, 1980.
- [8] **Apostolescu N., Sfințeanu R.** – *Automobilul cu combustibili neconvenționali*, Editura Tehnică, București, 1966.
- [9] **Apostolescu N., Grünwald B** – *Neomogenitatea termică și chimică din motoarele cu ardere internă*, Editura Academiei, București, 1975.
- [10] **Aramă C., Grünwald B.,** - *Motoare cu ardere internă. Procese și caracteristici*, Editura Tehnică, București, 1966.
- [11] **Aramă C., Dudaș T., Grünwald B., Manole A.** – *Instalații pentru alimentarea cu combustibil a motoarelor cu ardere internă*, Editura Tehnică, București, 1966.
- [12] **Aramă C., Apostolescu N., Grünwald B.,** - *Poluarea aerului de către motoarele cu ardere internă*, Editura Tehnică, București, 1975.
- [13] **Baranco C., Renault VI** – *L'utilisation de la simulation numerique de la combustion pour mieux optimiser les réglages de moteurs Diesel equipes de*

- systemes d'injection directe a haûte pression*, Conference le moteur Diesel, Ingenieurs de l'Automobile, nr. 709/1996.
- [14] **Baritaud T.A., Heinze T.A** – *Spray and Self Ignition Vizualization in a DI Diesel engine*, SAE Paper 940681, 1994.
- [15] **Baulch D.L., s.a.** – *High Temperature Reaction Rate*, Data Report No 4, University of Leeds, 1969.
- [16] **Bazari Z., A. D.I. Diesel** – *Combustion and Emission Predictive Capability for Use in Cycle Simulation*, SAE Paper 920462, 1992.
- [17] **Bărănescu Gh.** – *Calculul proceselor de ardere*, Editura Academiei, R.P.R., București, 1957.
- [18] **Bărănescu Gh.** – *Injection system with pilot injection*, US Patent nr. 4, 796577, Jan 10, 1989.
- [19] **Bătagă N., Zătreanu Gh.** – *Motoare termice*, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1979.
- [20] **Bătagă N., Popa B.** – *Motoare pentru autovehicule. Funcționare, caracteristici, uzură, testare, reglare*, Editura Dacia, Cluj-Napoca, 1982.
- [21] **Bejan A.** – *Termodinamica avansată*, Editura Tehnică, București, 1996.
- [22] **Berindean V.** – *Procese, caracteristici și supraalimentarea motoarelor cu ardere internă*, partea I, I.P.T.V.T, Facultatea de Mecanică, Timișoara 1977.
- [23] **Berindean V.** – *Procese, caracteristici și supraalimentarea motoarelor cu ardere internă*, partea a-II-a, I.P.T.V.T, Facultatea de Mecanică, Timișoara 1979.
- [24] **Berindean V.** – *Procese, caracteristici și supraalimentarea motoarelor cu ardere internă*, partea a-III-a, I.P.T.V.T, Facultatea de Mecanică, Timișoara 1985.
- [25] **Berindean V.** – *Motoare cu ardere internă, procese termice, Lucrări de laborator*, I.P.T.V.T. Facultatea de Mecanică, Timișoara, 1980.
- [26] **Bobescu Gh., Radu A., Chiru A., ș.a.** – *Tehnici speciale pentru reducerea consumului de combustibili și limitarea noxelor la autovehicule*, Universitatea din Brașov, 1989.
- [27] **Bobescu Gh., Radu A., Chiru A., ș.a.** – *Motoare pentru automobile și tractoare – volumul I- teorie și caracteristici*, Editura Tehnică, Chișinău, 1996.
- [28] **BOSCH** – *Eispritzgesetz-Indicatoren, Bedinunsanleitung*, Robert Bosch GmbH, Stuttgart
- [29] **Bracco F.V.** – *Nitric Oxide Formation in Droplet Diffusion Flames proceedings of 14th International Symposium on Combustion*, 1973.

- [30] **Buzbuchi N., Soloiu V., Sabău A.** – *Motoare navale. Concepte de calcul și construcție – volumul III*, Editura Breen, 2001.
- [31] **Buzdugan Gh.** – *Vibrații mecanice*, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1982
- [32] **Ciubotaru T., Grigore L., Vînturiș V.** – *Determinarea caracteristicilor produsului Tr.85/MI*, Uzina Mecanică București, 1996.
- [33] **Ciubotaru T., Grigore L., Vînturiș V.** – *Efectuarea de măsurători, verificări și determinări conform planului de testare-evaluare a produsului /MIS Petrom*, Uzina Mecanică București, 1998.
- [34] **Constantinescu I., și alții** – *Prelucrarea datelor experimentale cu calculatoare numerice*, Editura Tehnică, București, 1980.
- [35] **Copae I.** – *Instalațiile de alimentare ale motoarelor de tracțiune cu ardere internă*, Editura Academia Militară, București, 1987.
- [36] **Costache D., Grigore L.** – *Studiul proceselor hidraulice ce au loc în conductele de înaltă presiune la motoarele cu aprindere prin comprimare*, Grant CNCIS, 2002-2004.
- [37] **Dartwel P.L., Champbell K.** – *Emission de particulles par les equipaments des vehicules*, Ingenieurs de l'Automobile, nr. 11/1972.
- [38] **Dec J.E., Espey C.** – *Ignition and early soot formation in a DI diesel engine using multiple 2-D imaging diagnostics*, SAE Paper 950456, 1995.
- [39] **Dent J.C., Mehta P.S.** – *Phenomenological Combustion Model for a Quiescent Chamber Diesel Engine*, SAE Paper 811235, 1981.
- [40] **Dobiasch A., Meyer-Pittroff R.** – *Emission situation of Regenerative-Fuel-Powered Diesel Engines*, Technical University of München, 1998.
- [41] **Doinaru L.** – *Aparatura de injecție pentru motoare diesel*, Editura Tehnică, București, 1973.
- [42] **Eilts P.** – *Modell zur Vorausberechnung des Brenngesetzes mittelschnell-laufender Dieselmotoren*, MTZ 54, 3, 1993, pg. 134-140.
- [43] **Kobayashi H., Kamimoto T., Matsuoka S.** – *Prediction of the Role of Heat Release of an Axisymmetrical Diesel Flame in a Rapid Compression Machine*, SAE Paper 840519, 1984.
- [44] **Kono S., Nagao A., Motooka H.** – *Prediction of in Cylinder flow and Spray Formation Effects on Combustion in Direct Injection Diesel Engines*, SAE Paper 850108, 1985.

- [45] **Kono S., Nagao A.** – *Prediction of the Combustion Characteristics by Spray and Combustion Model for Direct Injection Diesel Engine*, *Isac Review*, Nov. 1984.
- [46] **Gaiginschi R., Zătăreanu Gh.** – *Motoare cu ardere internă. Construcție și calcul*, Editura Gh. Asachi, Iași, 1995.
- [47] **Gheorghe G.** – *Măsurarea debitelor de lichide*.
- [48] **Giffen E., Murazsow A.** – *The atomisation of Liquid Fuels*, London, 1953.
- [49] **Giurcă V.** – *Optimizarea legii de injecție la motoarele Diesel rapide*, Teză de doctorat, Institutul Politehnic "Gh. Asachi", Iași, 1992.
- [50] **Giurcă V.** – *Metode de determinare a legii de injecție la motoarele cu ardere internă cu piston*, Buletinul Institutului Politehnic din Iași, Tomul XX (XXIV), Fasc. 3-4, Secția IV, Mecanică Tehnică, 1974.
- [51] **Greeves G., Khan I.M., Wang C.H.T., Fenne I.** – *Origins of Hydrocarbon Emission from Diesel Engines*, S.A.E. Paper 770259, 1977.
- [52] **Grigg H.C., Syed M.H.** – *The Problem of Predicting Rate of Heat Release in Diesel Engines*, Symposium of Diesel Engine Combustion, Proc. IME, vol. 184, Part 3), 1970.
- [53] **Grigore L.** – *Referat nr. 1 - Analiza injecției la motoarele cu aprindere prin comprimare: parametri caracteristici, legea de injecție, metode de calcul*, Academia Tehnică Militară, București, 1997.
- [54] **Grigore L.** – *Referat nr. 2 - Influența caracteristicilor injecției asupra performanțelor motorului diesel*, Academia Tehnică Militară, 1998.
- [55] **Grigore L.** – *Referat nr. 3 - Metode și posibilități practice de investigare a proceselor de injecție în vederea optimizării performanțelor motoarelor cu aprindere prin comprimare*, Academia Tehnică Militară, București, 1998.
- [56] **Grigore L., și alții** – *Aspecte ale calculului duzelor de injector, prin metoda elementelor finite*, Academia Tehnică Militară, Sesiune de comunicări științifice, București, 1999.
- [57] **Grigore L., Ciobotaru T., Vînturiș V.** – *Regimul termic la TR 85 MI*, Contract de omologare, Uzina Mecanică București, 2001.
- [58] **Grigore L.** – *Contribuții privind studiul injecției în motoarele cu aprindere prin comprimare de mare putere*, Teză de doctorat, Academia Tehnică Militară, 2003.
- [59] **Grünwald B.** – *Teoria, calculul și construcția motoarelor pentru autovehicule rutiere*, ediția a-II-a revăzută și completată, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1980.

- [60] **Grünwald B.** – *Despre conceptul de macromixtură la motoarele Diesel cu cameră unitară cu mișcarea de rotație a fluidului motor*, Construcția de mașini Nr. 8, București, 1987.
- [61] **Grünwald B., Apostolescu N.** – *Cercetări privind formarea amestecului în camera de ardere unitară pentru motorul Diesel rapid*, I.P. Gheorghe Gheorghiu Dej, Nr. 4, București, 1981.
- [62] **Grünwald B. și alții** – *Calculul traiectoriei jetului de combustibil într-un curent de aer în mișcare de vârtej*, Buletinul Institutului Politehnic București, Tom XII, Nr. 4, București, 1982.
- [63] **Grünwald B., Apostolescu N.** – *Cu privire la evaluarea intensității mișcării de rotație a aerului din cilindru unui motor Diesel rapid cu injecție directă*, Construcția de mașini, București 32, Nr. 4, 1982.
- [64] **Heider G.** – *Recheumodell zur Vorausrechnung der NO - Emission von Dieselmotoren*, Technische Universität München, 1996, Teză de doctorat.
- [65] **Holotescu S., Negrea V.D., Pop Gh.** – *Modele matematice pentru evaluarea prin calcul a legii de injecție*, Conferința Națională de Termotehnică, Pitești, 1998.
- [66] **Hiroyasu H., Kadota T** – *Models of Combustion and Formation of Nitric Oxide and Soat in Direct Injection Diesel Engines*, SAE Paper 760129, 1976.
- [67] **Ikegami M., Shioji M., Kimoto T.** – *Diesel combustion and the pollutant formation as viewed from turbulent mixing concept*, SAE Paper 880425, 1988.
- [68] **Iliescu I.** – *Contribuții la realizarea unui echipament de injecție a combustibilului cu fracționarea dozei injectate pe ciclu*, Teză de doctorat, U.P.B. Facultatea de Inginerie Mecanică, Catedra de Motoare cu ardere internă.
- [69] **Ioja V., Sorea O** – *Cercetări pe monocilindru privind influența caracteristicilor unor echipamente de injecție asupra performanțelor*, CONAT-96, ediția a VIII-a, 13-15.11.1996, Brașov.
- [70] **Ionel. I, Ungureanu C.** – *Termoenergetica și mediul*, Editura Tehnică, București, 1996.
- [71] **Iorga V., Jora B., și alții** – *Programare numerică*, Editura Tora, București, 1996.
- [72] **Iorga D.** – *Alimentarea și reglarea motoarelor cu ardere internă*, vol. II, I.P.T.V.T. Facultatea de Mecanică, Timișoara, 1986.
- [73] **Iorga D.** – *Motoare cu ardere internă*, vol I, I.P.T.V.T. Facultatea de Mecanică, Timișoara, 1989.

- [74] **Iorga D.** - *Dispositif de declanchement electromagnetique pour la levée de la loi d'injection*, Buletinul științific și tehnic al U.T.T., 37 (51) Fascicola 1-2, 1992.
- [75] **Iorga D., Jădăneanț M.** - *La levée de la loi d'injection a l'aide d'un dispositif a declanchement electronique*, Buletinul științific și tehnic al U.T.T., 38 (52) Fascicola 1-2, 1993.
- [76] **Iorga D., Iorga Dan** - *Cercetări experimentale privind modificarea legii de injecție la pompele cu piston-sertar, în funcție de sarcina și turația motorului*, E.F.F.A., vol II, București, 1995.
- [77] **Iorga D., Pădure G., Iorga Dan** - *Considerații privind legea de injecție ridicată cu un dispozitiv de captare cu declanșare electro-magnetică*, a-IV-a Conferință națională de termodinamică, vol. III, Timișoara, iunie 1994.
- [78] **Iorga D., Iorga Dan** - *Stabilirea unor parametri ai injecției prin ridicarea experimentală a legii de injecție cu un dispozitiv de declanșare electromagnetice*, a VIII-a Conferință internațională, CONAT-96, Brașov, România, noiembrie, 1996.
- [79] **Iorga D., Negrea V.D., Mekki C.** - *Cercetări experimentale privind distribuția combustibilului pulverizat la un injector destinat distribuției combustibilului în volum*, INGMEC, Craiova, 1998.
- [80] **Iorga D., Negrea V.D., Mekki C.** - *Posibilități de adaptare a sistemului de injecție la motoarele Diesel rapide cu injecție directă și distribuție a combustibilului în volum*, INGMEC, Craiova, 1998.
- [81] **Iorga D., Negrea V.D., Mekki C.** - *Stand pentru determinarea parametrilor pulverizării*. Cerere de brevetare a propunerii de invenție C/23, Ianuarie 1999.
- [82] **Iorga D., Negrea V.D., Pădure G.** - *Injectarea combustibilului la diferite unghiuri în volumul camerei de ardere*, a-IX-a Conferință Națională de Termotehnică, 27-30.05.1999, Craiova.
- [83] **Iorga D., Negrea V.D., Pădure G.** - *Correlation between the Fuel Jet Distribution and Diesel Engine Pollution*, JUMV, 1999, Constanța.
- [84] **Iorga D., Negrea V.D., Pădure G.** - *Îmbunătățirea amestecării unui jet grosolan în vederea arderii sale în motorul Diesel cu injecție directă*, A XXVIIIa Sesiune de comunicări științifice , Academia Tehnică Militară București, 21 22 octombrie 1999.
- [85] **Iorga D., Pădure G.** *Modelarea arderii cu ajutorul procesului de injecție*, A XXVIIIa Sesiune de comunicări științifice , Academia Tehnică Militară București, 21 22 octombrie 1999.

- [86] **Iorga D., Negrea V.D., Pădure G.** *Încercări privind îmbunătățirea funcționării motorului Diesel prin mărirea numărului orificiilor pulverizatorului*, A IX a Conferință națională de Termotehnică, Craiova, 27 30.05.1999.
- [87] **Iorga D., Negrea V.D., Pădure G.** *Cercetări privind limitarea presiunii maxime de injecție la un motor Diesel cu injecție directă*, A IX a Conferință națională de Termotehnică, Craiova, 27 30.05.1999.
- [88] **Iorga D., Negrea V.D., Pădure G.** *Injectoare cu ac de pulverizare rotitor pentru motoarele Diesel*, A IX a Conferință națională de Termotehnică, Craiova, 27 30.05.1999.
- [89] **Iorga D., Mekki C.** – *Verificarea mișcărilor aerului din cilindrul unui motor Diesel cu injecție directă și camera de ardere unitară cupă în piston prin modificarea unghiului de pulverizare al jeturilor de combustibil*, A XI a Conferință națională de Termotehnică, Galați, 2001.
- [90] **Iorga D., Mekki C.** – *Fenomene de vaporizare nestaționare și traiectoriile picăturilor de combustibil injectate într-un vârtej de aer*, A XXIX a Sesiune de comunicări științifice cu participare internațională, Tehnologii moderne în secolul XXI, București, 15 16 XI 2001
- [91] **Iorga D., Mekki C., Ostoia D.** – *Asupra posibilității de încălzire a motorinei cu apă din sistemul de răcire pentru îmbunătățirea performanțelor unui motor Diesel cu injecție directă*, Cluj, 2000.
- [92] **Iorga D., Mekki C., Ostoia D.** – *Dezvoltarea performanțelor motorului Diesel, prin utilizarea unor pulverizatoare cu ac rotitor*, Al IV lea Simpozion Internațional – Cercetarea Multidisciplinară Regională, Reșița, 16-18 noiembrie 2000.
- [93] **Iorga D., Mekki C., Ostoia D.** – *Dezvoltarea performanțelor motorului Diesel, prin modificarea combinată a temperaturii combustibilului și a presiunii de injecție*, Al IV lea Simpozion Internațional – Cercetarea Multidisciplinară Regională, Reșița, 16-18 noiembrie 2000.
- [94] **Iorga D., Mekki C., Ostoia D.** – *Dezvoltarea performanțelor motorului Diesel, prin injecție de motorină preîncălzită*, Al IV lea Simpozion Internațional – Cercetarea Multidisciplinară Regională, Reșița, 16-18 noiembrie 2000.
- [95] **Iorga D., Mekki C., Ostoia D.** – *Evaluarea experimentală a unui model matematic pentru calculul mișcărilor aerului în cilindrul unui motor Diesel cu cameră cupă în piston, cu ajutorul unui monocilindru transparent*, A XXIX a Sesiune de

- comunicări științifice cu participare internațională, Tehnologii moderne în secolul XXI, București, 15-16 XI 2001
- [96] **Iorga D., Mekki C., Ostoia D.** – *Dezvoltarea performanțelor motorului Diesel, prin modificarea pompei de injecție*, Al IV-lea Simpozion Internațional – Cercetarea Multidisciplinară Regională, Reșița, 16-18 noiembrie 2000.
- [97] **Iorga D., Vrabie I., Pădure G.** – *Cercetări privind construcția optimă a pulverizatorului injectorului unui motor Diesel de mare putere, vizând îmbunătățirea pulverizării combustibilului*, A-XV-a Conferință Națională de Termotehnică, 27-30.05.2005, Craiova.
- [98] **Iorga D., Vrabie I., Ostoia D.** – *Improving possibilities of the spraying qualities of the injection system of a high power diesel engine with unitary combustion chamber*, The Conference International Stability pact for South Eastern Europe Sustainability for humanity environment in the extended connection, field science-economy-policy, 24-25 februarie 2005, Timișoara, pg. 409-412.
- [99] **Iorga D., Vrabie I., Pădure G.** – *"Cercetări experimentale privind influența combinată a modificării presiunii de injecție și a numărului orificiilor pulverizatorului asupra caracteristicilor pulverizării"*, Zilele Academice Timișene, Ediția a IX-a, Simpozion Omul și Mediul, 26-27 mai 2005, Timișoara.
- [100] **Jădăneanț M.** – *Termodinamică tehnică*, Curs, Universitatea Politehnică Timișoara, Facultatea de Mecanică, 1997.
- [101] **Kamimoto T., s.a** – *Effect of high pressure on soot formation processes in a rapid compression machine to simulate Diesel flames*, International off highway congress and powerplant exposition, Milwaukee, Wisconsin, 1987.
- [102] **Khan I.M., Greeves G.** – *A method of calculation emissions of soot and nitric oxide from diesel engines*, SAE Paper 730169, 1973.
- [103] **Kotani D., Yoshida K., Shoji H., Tanaka H.** – *Study of combustion characteristics of lean mixture ignited by diesel fuel injection*, JSAE Review 19, 1998, 311-317.
- [104] **Kuhlmann P.** – *Motoare cu ardere internă*, Curs lito, Academia Tehnică Militară, Hamburg, 1993.
- [105] **Kumar K., Gaur R., Babu M.K.** – *A Thermodynamic Simulation Model for a Four Stroke Medium Speed Diesel Engine*, SAE Paper 840516, 1984.

- [106] **Lauvin P., Schmitt A., Zimmermann W.**- *Electronic unit injector system for future emission standards*, Institute of Mechanical Engineers Seminar, Solihull, UK, 13-15.04.1992.
- [107] **Manea C.** - *Contribuții la studiul caracteristicii de injecție în condițiile apariției golurilor pe traseul pompă-injector*, Teză de doctorat, Institutul Politehnic București, 1975.
- [108] **Matsui Y., Kamimoto T., Matsuoka S.** - *Formation and Oxidation process of soot particulates in a DI Diesel engine - an experimental study via the two-color method*. SAE Paper 820464, 1982.
- [109] **Mekki C.** - *Contribuții la cercetarea influenței organizării mișcărilor aerului asupra repartiției combustibilului în camere de ardere unitare ale motoarelor cu aprindere prin comprimare rapide*, Teză de doctorat, Universitatea Politehnică Timișoara, Facultatea de Mecanică, Timișoara, 2000.
- [110] **Meguerdichian M., Watson N.** - *Prediction of Mixture Formation and Heat Release in Diesel Engines*, SAE Paper 780225, 1978.
- [111] **Micheles H.G.** - *Contribuții la studiul și cercetarea organizării mișcării aerului în timpul admisiunii la motoarele cu aprindere prin compresiune cu cameră de ardere unitară*, Teză de doctorat, I.P.T.V.T., Facultatea de Mecanică, Timișoara, 1976.
- [112] **Mihai I.C.** - *Modificarea experimentală a noxelor în cazul injecției cu apă în cilindrul motorului cu aprindere prin comprimare*, CONAT-96, ediția a VIII-a, 13-15.11.1996, Brașov.
- [113] **Mihon L.** - *Utilizarea biocombustibililor în motoarele Diesel*, a XV-a Conferință Națională de Termotehnică, 27-30.05.2005, Craiova.
- [114] **Milan M.** - *Calculation of the Diesel fuel Injection Parameters University of Maribar*, SAE, 982071.
- [115] **Mitran T.** - *Contribuții la studiul procesului de injecție a combustibilului în motor*, Teză de doctorat, U.P.B., Facultatea de Inginerie Mecanică.
- [116] **Morris C.J., Dent J.C.** - *The simulation of air fuel mixing in high swire open chamber Diesel engines*. Proc. Inst. Mech Engrs vol. 190 47/76, 1976.
- [117] **Năstase M., ș.a.** - *Termotehnică*, Editura Academiei Tehnice Militare, București, 1997.
- [118] **Negrea V.D.** - *Bazele cercetării experimentale a mașinilor termice*, vol. I, I.P.T.V.T., Facultatea de Mecanică, Timișoara, 1978.

- [119] **Negrea V.D.** - *Bazele cercetării experimentale a mașinilor termice*, vol. II, I.P.T.T.V., Facultatea de Mecanică, Timișoara, 1979.
- [120] **Negrea V.D., Heiner P.** - *Studii teoretice privind evoluția picăturii de combustibil în procesul de vaporizare și ardere cu implicații asupra noxelor emise de către motoarele cu ardere internă*, Timișoara, 1994.
- [121] **Negrea V.D.** - *Procese în motoare cu ardere internă. Economicitate, combaterea poluării*, vol. I, Editura Politehnica Timișoara, 2001.
- [122] **Negrea V.D.** - *Motoare cu ardere internă. Procese, economicitate, poluare*. vol. I, Editura Sedona, Timișoara, 1997.
- [123] **Negrea V.D.** - *Procese în motoare cu ardere internă*, vol. II, Editura Politehnica, Timișoara, 2003.
- [124] **Nguyen van Lap** - *Posibilități de corelare a mișcării de rotație a aerului cu caracteristicile jetului de combustibil la motoarele Diesel rapide cu cameră de ardere unitară în vederea reducerii consumului de combustibil*, Teză de doctorat, I.P.T.B, București, 1980.
- [125] **Ostoia D.** - *Studii și cercetări privind corelația dintre procesul de pulverizare și formare al amestecului la m.a.c. cu injecție directă și performanțele motorului*, Lucrare de dizertație, Facultatea de Mecanică Timișoara, Energoecologie în domeniul Mașini termice și Transporturi.
- [126] **Oprișa Stănescu P.D** - *Proiectare asistată de calculator a mașinilor termice*, Curs Litografia Universității Politehnica, Timișoara, 1997.
- [127] **Papuc F.** - *Unele particularități ale formării amestecului la motorul Diesel cu injecție directă*, Teză de doctorat, Institutul Politehnic București, Facultatea de Mecanică, București, 1981.
- [128] **Patrik M.** - *Aspecte privind pregătirea amestecului carburant la injecția directă*, Conferences e moteur Diesel, Renault SA, Ingenieurs de l'Automobile nr.706/1996.
- [129] **Pădure G., Negrea V.D., Ostoia D.** - *Ridicarea presiunii de injecție și a temperaturii combustibilului la un motor Diesel, cu implicații asupra construcției pulverizatorului*, A XXVIII-a Sesiune de comunicări științifice, Academia Tehnică Militară, București, 21-22 octombrie, 1999.
- [130] **Pădure G.** - *Studii și cercetări privind evaluarea noxelor produse de către motoarele cu ardere internă*, Teză de doctorat, Universitatea Politehnică Timișoara, Facultatea de Mecanică, Timișoara, 2000.

- [131] **Pop Gh.** – *Cercetări privind sistemele de injecție de înaltă presiune pentru motoare Diesel de putere mijlocie*, Teză de doctorat, Universitatea Politehnică Timișoara, Facultatea de Mecanică, Timișoara 2000.
- [132] **Popa M., Negurescu N., Pană. C.** – *Motoare Diesel*, Procese, volumul 1,2, Editura MatrixRom, București, 2003.
- [133] **Protopopescu C., Radu B.** – *Model de calcul al proceselor din instalația de injecție cu pompă cu piston sertar*, SIAR, 900702.
- [134] **Protopopescu C., Radu B.** – *Phenomenological Model of Combustion in Quiescent Chamber D.I. Diesel engines with High Injection Pressure*, Revue Roumaine, Sci Techn. Electrotechn. et Energ. 37, București, 1992, pag. 85-100.
- [135] **Raica T.** – *Construcția și calculul motoarelor cu ardere internă*, vol. I-V, Timișoara, 1978.
- [136] **Ramos J.I.** – *Internal Combustion Engine Modeling* Hemisphere Publishing Corporation, 1989.
- [137] **Sandu V.** – *Tratarea chimică și acustică a gazelor de evacuare emise de motoarele diesel*, Teză de doctorat, Universitatea Transilvania Brașov, 1998.
- [138] **Schroer A.** – *Vorschlog einer Methode zur herechnung der Stickoxid – Emission von Dieselmotoren*, Teză de doctorat, Universitatea din Braunschwig, Germania, 1975.
- [139] **Shahed S.M., Chiu W.S., Lyn W.T.** – *Mathematical Model of Diesel Combustion* Conference on Combustion in Engines, Inst. of Mechanical Engineers, Cranfield 1975, pg. 119-128.
- [140] **Sierens R., Van Hove, Riemslogh K.** – *Heat Release Analysis and Power Cycle Calculation of the Combustion in a Medium Speed Diesel Engine*, ICE, vol. 17, ASME, New York, 1992, pg. 41-51.
- [141] **Soloi A.** – *Prelucrarea datelor experimentale*, Editura Academiei Tehnice Militare, București, 2002.
- [142] **Soloi A., Grigore L.** – *Influența legii de injecție a unui motor Diesel de mare putere asupra performanțelor acestuia*, Sesiune de comunicări științifice, Sibiu 2000.
- [143] **Soloiu V.** – *Modelarea proceselor gazo-dinamice nestaționare din motoarele cu ardere internă*, vol. I, Editura Printech, 1999.
- [144] **Stratulat M., Copae I.** – *Procesele energetice din motoare*, Editura Academiei Tehnice Militare, București, 1982.

- [145] **Stringer F.W., Clarke A.E.** – *The spontaneous ignition of hydrocarbon fuels in a flowing system*, Proc. Inst. Mech Engrs vol. 184 pt 3J, 1969-1970.
- [146] **Ștefan M.** – *Contribuții privind creșterea performanțelor motoarelor cu aprindere prin comprimare de medie și mare putere, prin ameliorarea procesului de umplere*, Teză de doctorat, Academia Tehnică Militară, București, 1998.
- [147] **Taraza D.** – *Dinamica motoarelor cu ardere internă*, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1985.
- [148] **Turcoiu T., Boncoi J., Time A.** – *Echipamente de injecție pentru motoare cu ardere internă*, Editura Tehnică, București, 1987.
- [149] **Tuzu C.** – *Motoare Diesel*, Editura Tehnică, București, 1966.
- [150] **Vasilescu C.A., Faur S., Pimsner V., Rădulescu Gh.** – *Corelațiile dintre combustibilul lichid și motorul cu ardere internă*, Editura Academiei, București, 1972.
- [151] **Vrabie I.** – *Stadiul actual al cercetărilor în domeniul injecției de combustibil cu injectoare multijet*, Referat nr.1, Universitatea Politehnică Timișoara, Facultatea de Mecanică Timișoara, 2003.
- [152] **Vrabie I.** – *Controlul formării amestecului la motoarele cu aprindere prin comprimare cu injecție directă*, Referat nr.2, Universitatea Politehnică Timișoara, Facultatea de Mecanică, Timișoara, 2004.
- [153] **Vrabie I.** – *Posibilități de modificare a echipamentului de injecție al unui motor diesel cu injecție directă de putere mijlocie, vizând creșterea performanțelor energetice și reducerea gradului de poluare*, Lucrare de dizertație, Universitatea Politehnică Timișoara, Facultatea de Mecanică, 2002, Energoecologie în domeniul Mașini termice și Transporturi.
- [154] **Vrabie I.** – *Metode și mijloace de cercetare a calităților pulverizării*, Referat nr.3, Universitatea Politehnică Timișoara, Facultatea de Mecanică, Timișoara, 2005.
- [155] **Yamaguchi J., Nakahira T., Komori M.** – *An image analysis of high speed combustion photographs for DI Diesel engine with high pressure fuel injection*, SAE Paper 901577, 1990.
- [156] **Walder C.J.** – *Reduction of emission from diesel engines*, SAE Paper 901577, 1990.
- [157] **Whithouse N.D., Way** – *A simple Method for the Calculation of Heat Release Rates in Diesel Engines Based on Fuel Injection Rate*, SAE Paper 710134, 1971.

[158] **Zugrăvel M., Giurcă V., Homutescu C.A.** – *Determinarea legii de injecție cu ajutorul indicatorului de presiune*, Fiabilitatea în construcția de mașini, Mecanoenergetică, Institutul Politehnic Iași, 1975.

*** *Documentație motor 8VS42 T2*, Uzina Mecanică București

*** *Documentație motor 8V396 TC 82*, SC Faur SA București

Anexa 1
Tabel 5.4

Turatie [min] Injector	1150		800		1150		800		1150		800			
	P ₀ =240 bar, 5 orificii		P ₀ =240 bar, 6 orificii		P ₀ =240 bar, 7 orificii		P ₀ =240 bar, 8 orificii		P ₀ =240 bar, 9 orificii		P ₀ =240 bar, 10 orificii			
	ZW6_LINJ Rec17	ZW6_LINJ Rec18	ZW6_LINJ Rec19	ZW6_LINJ Rec20	ZW6_LINJ Rec21	ZW6_LINJ Rec22	ZW6_LINJ Rec23	ZW6_LINJ Rec24	ZW6_LINJ Rec25	ZW6_LINJ Rec26	ZW6_LINJ Rec27	ZW6_LINJ Rec28		
Ungchi [°]	Ungchi [°]	Ungchi [°]	Ungchi [°]	Ungchi [°]	Ungchi [°]	Ungchi [°]	Ungchi [°]	Ungchi [°]	Ungchi [°]	Ungchi [°]	Ungchi [°]	Ungchi [°]		
Presiune [bar]	Presiune [bar]	Presiune [bar]	Presiune [bar]	Presiune [bar]	Presiune [bar]	Presiune [bar]	Presiune [bar]	Presiune [bar]	Presiune [bar]	Presiune [bar]	Presiune [bar]	Presiune [bar]		
0	0.0000	22.1271	0.0000	19.1961	0.0000	16.2668	0.0000	27.9889	0.0000	24.0801	0.0000	27.0111	0.0000	23.105
0.1041	0.7183	26.0359	0.4997	23.105	0.7183	19.1961	0.4997	27.0111	0.7183	25.058	0.4997	27.0111	0.7183	24.0801
0.2082	1.4366	27.0111	0.9994	24.0801	1.4366	21.1519	0.9994	27.0111	1.4366	27.0111	0.9994	27.0111	1.4366	25.058
0.3123	2.1549	34.826	1.4990	28.9641	2.1549	32.8729	1.4990	30.9199	2.1549	43.616	1.4990	35.8039	2.1549	36.778
0.4164	2.8732	57.2828	1.9987	53.384	2.8732	63.1519	1.9987	70.9668	2.8732	51.4309	1.9987	72.9198	2.8732	64.1298
0.5205	3.5915	92.4558	2.4984	83.6658	3.5915	94.4089	2.4984	90.5028	3.5915	84.6409	2.4984	97.3388	3.5915	88.5497
0.6246	4.3097	120.785	2.9981	105.155	4.3097	117.854	2.9981	106.133	4.3097	115.901	2.9981	121.622	4.3097	109.061
0.7287	5.0280	141.296	3.4978	129.575	5.0280	132.506	3.4978	118.829	5.0280	137.368	3.4978	143.249	5.0280	127.738
0.8328	5.7463	152.041	3.9974	129.575	5.7463	140.32	3.9974	122.738	5.7463	149.111	3.9974	158.622	5.7463	133.481
0.9369	6.4646	155.948	4.4971	134.459	6.4646	148.133	4.4971	128.597	6.4646	153.984	4.4971	163.762	6.4646	138.343
1.041	7.1829	163.762	4.9968	136.365	7.1829	156.925	4.9968	131.528	7.1829	159.854	4.9968	171.829	7.1829	143.249
1.1451	7.9012	168.646	5.4965	139.343	7.9012	160.831	5.4965	126.644	7.9012	168.646	5.4965	183.762	7.9012	149.111
1.2492	8.6195	167.689	5.9962	133.481	8.6195	159.854	5.9962	119.807	8.6195	170.599	5.9962	193.762	8.6195	154.911
1.3533	9.3378	166.693	6.4958	127.622	9.3378	158.878	6.4958	125.668	9.3378	178.646	6.4958	203.762	9.3378	160.831
1.4574	10.0561	173.53	6.9955	133.481	10.0561	167.689	6.9955	139.343	10.0561	188.646	6.9955	213.762	10.0561	166.693
1.5615	10.7744	187.204	7.4952	149.111	10.7744	172.552	7.4952	150.086	10.7744	198.646	7.4952	223.762	10.7744	172.552
1.6656	11.4926	183.298	7.9948	162.785	11.4926	184.738	7.9948	154.97	11.4926	208.646	7.9948	233.762	11.4926	178.646
1.7697	12.2109	170.599	8.4946	164.738	12.2109	184.227	8.4946	153.017	12.2109	218.646	8.4946	243.762	12.2109	184.738
1.8738	12.9292	143.249	8.9942	160.831	12.9292	177.854	8.9942	148.133	12.9292	228.646	8.9942	253.762	12.9292	190.831
1.9778	13.6475	115.901	9.4939	152.041	13.6475	164.738	9.4939	134.459	13.6475	238.646	9.4939	263.762	13.6475	200.831
2.082	14.3658	91.4807	9.9936	141.296	14.3658	141.296	9.9936	118.829	14.3658	248.646	9.9936	273.762	14.3658	210.831
2.1861	15.0841	71.9448	10.4933	121.78	15.0841	121.78	10.4933	102.224	15.0841	258.646	10.4933	283.762	15.0841	220.831
2.2902	15.8024	46.547	10.9930	106.133	15.8024	90.5028	10.9930	80.5028	15.8024	268.646	10.9930	293.762	15.8024	230.831
2.3943	16.5207	27.989	11.4926	90.5028	16.5207	70.9668	11.4926	62.779	16.5207	278.646	11.4926	303.762	16.5207	240.831
2.4984	17.2390	30.9199	11.9923	77.8039	17.2390	60.2237	11.9923	50.2237	17.2390	288.646	11.9923	313.762	17.2390	250.831
2.6025	17.9573	30.9199	12.4920	60.2237	17.9573	50.2237	12.4920	40.2237	17.9573	298.646	12.4920	323.762	17.9573	260.831
2.7066	18.6755	31.885	12.9917	32.8729	18.6755	25.058	12.9917	16.268	18.6755	308.646	12.9917	333.762	18.6755	270.831
2.8107	19.3938	33.8481	13.4914	20.174	19.3938	20.174	13.4914	12.2109	19.3938	318.646	13.4914	343.762	19.3938	280.831
2.9148	20.1121	33.8481	13.9910	23.105	20.1121	26.0359	13.9910	18.221	20.1121	328.646	13.9910	353.762	20.1121	290.831
3.0189	20.8304	32.8729	14.4907	26.0359	20.8304	26.0359	14.4907	16.1961	20.8304	338.646	14.4907	363.762	20.8304	300.831
3.123	21.5487	33.8481	14.9904	26.0359	21.5487	26.0359	14.9904	14.1611	21.5487	348.646	14.9904	373.762	21.5487	310.831
3.2271	22.2670	33.8481	15.4901	26.0359	22.2670	26.0359	15.4901	12.1519	22.2670	358.646	15.4901	383.762	22.2670	320.831

Anexa 2
Tabel 5.5

Turalle [rpm] Injector Nume caracteristica Temp [ms]	1150 P ₀ =260 bar, 5 orificii				800 P ₀ =260 bar, 6 orificii				1150 P ₀ =260 bar, 7 orificii				800 P ₀ =260 bar, 8 orificii			
	ZW8_LINJ Rec9		ZW8_LINJ Rec10		ZW8_LINJ Rec11		ZW8_LINJ Rec12		ZW8_LINJ Rec13		ZW8_LINJ Rec14		ZW8_LINJ Rec15		ZW8_LINJ Rec16	
	Unghi [°]	Presiune [bar]	Unghi [°]	Presiune [bar]	Unghi [°]	Presiune [bar]	Unghi [°]	Presiune [bar]	Unghi [°]	Presiune [bar]	Unghi [°]	Presiune [bar]	Unghi [°]	Presiune [bar]	Unghi [°]	Presiune [bar]
0	0.0000	21.1519	0.0000	19.221	23.105	0.0000	20.174	0.0000	23.8481	0.0000	21.895	0.0000	21.1519	0.0000	17.2431	
0.1041	0.7183	21.1519	0.4997	20.174	22.1271	0.4997	22.1271	0.4997	23.8481	0.4997	20.9198	0.7183	22.1271	0.4997	19.221	
0.2082	1.4366	21.1519	0.9994	25.058	26.0359	0.9994	26.0359	0.9994	21.895	0.9994	22.8729	1.4366	23.105	0.9994	22.1271	
0.3123	2.1549	30.9199	1.4990	40.8878	41.663	1.4990	42.6409	2.1549	25.8039	1.4990	29.7099	2.1549	36.779	1.4990	38.7321	
0.4164	2.8732	54.3619	1.9987	67.0608	74.8729	1.9987	69.0138	2.8732	43.384	1.9987	55.105	2.8732	65.105	1.9987	70.9668	
0.5205	3.5915	85.6188	2.4984	86.5967	108.086	2.4984	88.5497	3.5915	74.8409	2.4984	83.4337	3.5915	96.3646	2.4984	80.5028	
0.6246	4.3097	107.108	2.9981	104.177	129.575	2.9981	101.249	4.3097	105.901	2.9981	103.945	4.3097	119.807	2.9981	106.133	
0.7287	5.0280	125.668	3.4978	114.923	139.343	3.4978	111.017	5.0280	127.389	3.4978	114.681	5.0280	134.459	3.4978	121.76	
0.8328	5.7463	139.343	3.9974	123.713	147.157	3.9974	120.785	5.7463	141.064	3.9974	125.436	5.7463	141.296	3.9974	132.506	
0.9369	6.4648	146.18	4.4971	127.622	155.948	4.4971	131.528	6.4648	149.854	4.4971	132.273	6.4648	147.157	4.4971	132.506	
1.041	7.1829	152.041	4.9968	130.522	163.762	4.9968	135.436	7.1829	157.669	4.9968	137.157	7.1829	153.994	4.9968	134.459	
1.1451	7.9012	155.948	5.4965	130.552	167.669	5.4965	133.481	7.9012	164.506	5.4965	138.133	7.9012	157.901	5.4965	128.597	
1.2492	8.6195	155.948	5.9962	125.668	165.715	5.9962	125.668	8.6195	165.483	5.9962	129.343	8.6195	154.97	5.9962	119.807	
1.3533	9.3378	154.97	6.4958	119.807	162.785	6.4958	126.844	9.3378	164.506	6.4958	125.436	9.3378	156.925	6.4958	119.807	
1.4574	10.0561	155.948	6.9955	125.668	162.785	6.9955	139.343	10.0561	166.461	6.9955	135.204	10.0561	167.669	6.9955	133.481	
1.5615	10.7744	168.546	7.4952	136.365	162.785	7.4952	151.064	10.7744	174.273	7.4952	148.854	10.7744	173.53	7.4952	149.111	
1.6656	11.4926	173.53	7.9949	146.18	142.273	7.9949	158.878	11.4926	172.32	7.9949	160.598	11.4926	164.738	7.9949	156.925	
1.7697	12.2109	158.878	8.4946	151.064	142.273	8.4946	157.901	12.2109	161.577	8.4946	163.53	12.2109	144.227	8.4946	153.017	
1.8738	12.9292	134.459	8.9942	147.157	12.9292	8.9942	151.064	12.9292	138.133	8.9942	159.622	12.9292	119.807	8.9942	145.204	
1.9778	13.6475	110.039	9.4939	136.365	74.8729	9.4939	141.296	13.6475	110.785	9.4939	151.809	13.6475	93.4337	9.4939	129.575	
2.082	14.3658	88.5497	9.9936	125.668	56.3149	9.9936	123.713	14.3658	87.3398	9.9936	139.111	14.3658	74.8729	9.9936	111.992	
2.1861	15.0841	70.9668	10.4933	111.017	31.895	10.4933	106.133	15.0841	68.7818	10.4933	121.528	15.0841	55.3398	10.4933	94.4089	
2.2902	15.8024	49.4779	10.9930	97.3398	22.1271	10.9930	92.4558	15.8024	44.3619	10.9930	103.945	15.8024	32.8729	10.9930	81.7127	
2.3943	16.5207	26.0359	11.4926	82.6878	24.0801	11.4926	77.8039	16.5207	26.779	11.4926	90.271	16.5207	19.1961	11.4926	69.989	
2.4984	17.2390	20.174	11.9923	70.9668	17.2390	11.9923	60.237	17.2390	26.779	11.9923	75.6186	17.2390	21.1519	11.9923	44.5939	
2.6025	18.9573	24.0801	12.4920	53.384	27.0111	12.4920	32.8729	18.9573	27.7569	12.4920	55.105	18.9573	24.0801	12.4920	21.1519	
2.7066	19.6755	26.0359	12.9917	27.0111	18.6755	12.9917	20.174	19.6755	27.7569	12.9917	30.6878	19.6755	25.058	12.9917	19.1961	
2.8107	19.3938	26.0359	13.4914	18.221	29.989	13.4914	22.1271	19.3938	27.7569	13.4914	20.9199	19.3938	25.058	13.4914	21.1519	
2.9148	20.1121	26.0359	13.9910	20.174	20.1121	13.9910	25.058	20.1121	28.7321	13.9910	23.9481	20.1121	26.0359	13.9910	22.1271	
3.0189	20.8304	27.989	14.4907	22.1271	27.989	14.4907	26.0359	20.8304	31.663	14.4907	25.8039	20.8304	26.0359	14.4907	22.1271	
3.123	21.5487	27.989	14.9904	23.105	27.989	14.9904	25.058	21.5487	31.663	14.9904	25.8039	21.5487	26.0359	14.9904	22.1271	
3.2271	22.2670	29.942	15.4901	23.105	27.989	15.4901	26.0359	22.2670	31.663	15.4901	25.8039	22.2670	26.0359	15.4901	22.1271	

Anexa 3
Tabel 5.6

Turalle [rpm] injector	1150		800		1150		800		1150		800					
	P ₀ =280 bar, 5 orificii				P ₀ =280 bar, 6 orificii				P ₀ =280 bar, 7 orificii				P ₀ =280 bar, 8 orificii			
	ZW8_LINJ Rec1	ZW8_LINJ Rec2	ZW8_LINJ Rec3	ZW8_LINJ Rec4	ZW8_LINJ Rec5	ZW8_LINJ Rec6	ZW8_LINJ Rec7	ZW8_LINJ Rec8	ZW8_LINJ Rec1	ZW8_LINJ Rec2	ZW8_LINJ Rec3	ZW8_LINJ Rec4	ZW8_LINJ Rec5	ZW8_LINJ Rec6	ZW8_LINJ Rec7	ZW8_LINJ Rec8
	Ungli [°]	Presiune [bar]	Ungli [°]	Presiune [bar]	Ungli [°]	Presiune [bar]	Ungli [°]	Presiune [bar]	Ungli [°]	Presiune [bar]	Ungli [°]	Presiune [bar]	Ungli [°]	Presiune [bar]	Ungli [°]	Presiune [bar]
0	0.0000	24.0801	0.0000	20.174	0.0000	17.2431	0.0000	23.105	0.0000	20.174	0.0000	20.174	0.0000	21.1519	0.0000	19.1861
0.1041	0.7183	24.0801	0.4897	21.1519	0.7183	18.221	0.4897	23.105	0.7183	23.105	0.4897	21.1519	0.7183	22.1271	0.4897	21.1519
0.2082	1.4366	25.058	0.9894	27.0111	1.4366	25.058	0.9894	27.0111	1.4366	27.0111	0.9894	23.105	1.4366	28.8641	0.9894	28.9641
0.3123	2.1549	33.8481	1.4990	40.6878	2.1549	34.826	1.4990	40.6878	2.1549	40.6878	1.4990	36.779	2.1549	49.4779	1.4990	49.4779
0.4164	2.8732	59.2459	1.9987	69.0738	2.8732	73.8878	1.9987	64.1298	2.8732	71.9448	1.9987	65.105	2.8732	84.6409	1.9987	76.8287
0.5205	3.5915	92.4558	2.4984	90.5028	3.5915	107.108	2.4984	90.5028	3.5915	104.177	2.4984	93.4337	3.5915	110.039	2.4984	99.2928
0.6246	4.3097	118.829	2.9981	107.108	4.3097	125.668	2.9981	106.133	4.3097	125.668	2.9981	110.039	4.3097	134.459	2.9981	117.854
0.7287	5.0280	141.296	3.4978	132.506	5.0280	135.436	3.4978	119.807	5.0280	138.343	3.4978	124.681	5.0280	153.017	3.4978	133.481
0.8328	5.7463	149.111	3.9974	145.204	5.7463	145.204	3.9974	127.622	5.7463	148.133	3.9974	133.481	5.7463	164.738	3.9974	138.365
0.9369	6.4646	151.064	4.4971	135.436	6.4646	149.111	4.4971	131.528	6.4646	155.948	4.4971	135.436	6.4646	163.762	4.4971	133.481
1.041	7.1829	157.901	4.9968	135.436	7.1829	155.948	4.9968	133.481	7.1829	163.762	4.9968	137.368	7.1829	164.738	4.9968	135.436
1.1451	7.9012	155.948	5.4965	128.597	7.9012	154.97	5.4965	132.506	7.9012	164.738	5.4965	136.412	7.9012	166.683	5.4965	134.459
1.2492	8.6195	154.97	5.9962	121.76	8.6195	152.041	5.9962	120.785	8.6195	159.854	5.9962	127.622	8.6195	162.785	5.9962	127.622
1.3533	9.3378	157.901	6.4958	124.681	9.3378	159.854	6.4958	116.876	9.3378	163.762	6.4958	123.713	9.3378	165.715	6.4958	127.622
1.4574	10.0561	162.785	6.9955	138.412	10.0561	167.889	6.9955	129.575	10.0561	173.53	6.9955	133.481	10.0561	170.599	6.9955	141.296
1.5615	10.7744	162.785	7.4952	148.133	10.7744	165.017	7.4952	147.157	10.7744	176.461	7.4952	148.133	10.7744	165.715	7.4952	151.064
1.6656	11.4926	153.017	7.9949	153.994	11.4926	153.017	7.9949	154.97	11.4926	176.461	7.9949	157.901	11.4926	149.111	7.9949	155.948
1.7697	12.2109	134.459	8.4946	150.088	12.2109	128.597	8.4946	154.97	12.2109	143.249	8.4946	158.878	12.2109	121.76	8.4946	154.97
1.8738	12.9292	104.177	8.9942	142.273	12.9292	121.76	8.9942	148.111	12.9292	115.901	8.9942	150.088	12.9292	95.3867	8.9942	148.133
1.9778	13.6475	82.6879	9.4939	129.575	13.6475	81.7127	9.4939	140.32	13.6475	92.4558	9.4939	141.296	13.6475	76.8287	9.4939	133.481
2.082	14.3658	67.0608	9.9938	110.039	14.3658	59.2459	9.9938	125.668	14.3658	71.9448	9.9938	125.668	14.3658	53.364	9.9938	117.854
2.1861	15.0841	42.6409	10.4933	94.4089	15.0841	30.9789	10.4933	111.017	15.0841	45.3778	10.4933	107.108	15.0841	28.9641	10.4933	102.224
2.2902	15.8024	25.058	10.9930	83.6658	15.8024	18.221	10.9930	94.4089	15.8024	25.058	10.9930	81.7127	15.8024	19.1861	10.9930	86.5967
2.3943	16.5207	23.105	11.4926	69.0738	16.5207	24.0801	11.4926	84.6409	16.5207	24.0801	11.4926	24.0801	16.5207	20.174	11.4926	74.8729
2.4984	17.2390	24.0801	11.9923	42.6409	17.2390	24.0801	11.9923	66.0629	17.2390	25.058	11.9923	56.2459	17.2390	26.0359	11.9923	51.4309
2.6025	17.9573	26.0359	12.4920	24.0801	17.9573	25.058	12.4920	39.7099	17.9573	26.0359	12.4920	32.1895	17.9573	26.0359	12.4920	24.0801
2.7066	18.6755	27.989	12.9917	21.1519	18.6755	25.058	12.9917	18.221	18.6755	27.0111	12.9917	22.1271	18.6755	27.989	12.9917	22.1271
2.8107	19.3938	27.0111	13.4914	13.4914	19.3938	23.105	13.4914	18.221	19.3938	27.0111	13.4914	23.105	19.3938	27.989	13.4914	21.1519
2.9148	20.1121	28.9641	13.9910	26.0359	20.1121	26.0359	13.9910	20.174	20.1121	27.989	13.9910	25.058	20.1121	27.989	13.9910	21.1519
3.0189	20.8304	27.989	14.4907	26.0359	20.8304	26.0359	14.4907	22.1271	20.8304	29.942	14.4907	24.0801	20.8304	27.989	14.4907	22.1271
3.123	21.5487	28.9641	14.9904	26.0359	21.5487	24.0801	14.9904	22.1271	21.5487	27.989	14.9904	24.0801	21.5487	27.989	14.9904	23.105
3.2271	22.2670	27.989	15.4901	26.0359	22.2670	24.0801	15.4901	21.1519	22.2670	26.0359	15.4901	25.058	22.2670	27.0111	15.4901	24.0801

Anexa 4
Tabel 5.7

Tura[te[pm] injector Nome caracteristica	800						1150						800						1150						800							
	P _a =220 bar, 5 orificii			P _a =220 bar, 6 orificii			P _a =220 bar, 7 orificii			P _a =220 bar, 8 orificii			P _a =220 bar, 9 orificii			P _a =220 bar, 10 orificii			P _a =220 bar, 11 orificii			P _a =220 bar, 12 orificii			P _a =220 bar, 13 orificii			P _a =220 bar, 14 orificii				
	ZW6_LINJ Rec25	ZW6_LINJ Rec26	ZW6_LINJ Rec27	ZW6_LINJ Rec28	ZW6_LINJ Rec29	ZW6_LINJ Rec30	ZW6_LINJ Rec31	ZW6_LINJ Rec32	ZW6_LINJ Rec33	ZW6_LINJ Rec34	ZW6_LINJ Rec35	ZW6_LINJ Rec36	ZW6_LINJ Rec37	ZW6_LINJ Rec38	ZW6_LINJ Rec39	ZW6_LINJ Rec40	ZW6_LINJ Rec41	ZW6_LINJ Rec42	ZW6_LINJ Rec43	ZW6_LINJ Rec44	ZW6_LINJ Rec45	ZW6_LINJ Rec46	ZW6_LINJ Rec47	ZW6_LINJ Rec48	ZW6_LINJ Rec49	ZW6_LINJ Rec50	ZW6_LINJ Rec51	ZW6_LINJ Rec52	ZW6_LINJ Rec53	ZW6_LINJ Rec54	ZW6_LINJ Rec55	
0	0.0000	22.1271	0.0000	19.1961	0.0000	26.0359	0.0000	23.105	0.0000	26.0359	0.0000	23.105	0.0000	26.0359	0.0000	22.127	0.0000	22.271	0.0000	22.127	0.0000	22.127	0.0000	22.127	0.0000	26.0359	0.0000	22.127	0.0000	22.127	0.0000	20.174
0.1041	0.7183	22.1271	0.4997	20.174	0.7183	26.0359	0.4997	23.105	0.7183	26.0359	0.4997	23.105	0.7183	26.0359	0.4997	24.0801	0.7183	24.0801	0.4997	24.0801	0.7183	24.0801	0.4997	24.0801	0.7183	26.0359	0.4997	24.0801	0.7183	24.0801	0.4997	19.1961
0.2082	1.4366	27.0111	0.9984	25.058	1.4366	26.0359	0.9984	26.0359	1.4366	28.9841	0.9984	26.0359	1.4366	28.9841	0.9984	27.0111	1.4366	29.942	0.9984	29.942	1.4366	29.942	0.9984	29.942	1.4366	28.9841	0.9984	27.0111	1.4366	29.942	0.9984	23.105
0.3123	2.1549	47.5249	1.4990	43.616	2.1549	32.8729	1.4990	36.778	2.1549	47.5249	1.4990	36.778	2.1549	47.5249	1.4990	47.5249	2.1549	49.4779	1.4990	49.4779	2.1549	49.4779	1.4990	49.4779	2.1549	32.8729	1.4990	47.5249	2.1549	32.8729	1.4990	32.8729
0.4164	2.8732	79.7569	1.9987	72.9199	2.8732	50.4558	1.9987	61.1989	2.8732	79.7569	1.9987	61.1989	2.8732	79.7569	1.9987	69.989	2.8732	80.7348	1.9987	80.7348	2.8732	80.7348	1.9987	80.7348	2.8732	79.7569	1.9987	72.9199	2.8732	79.7569	1.9987	62.1768
0.5205	3.5915	108.086	2.9884	92.4558	3.5915	80.7348	2.9884	82.6879	3.5915	104.177	2.9884	82.6879	3.5915	104.177	2.9884	88.5497	3.5915	109.061	2.9884	109.061	3.5915	109.061	2.9884	109.061	3.5915	108.086	2.9884	92.4558	3.5915	108.086	2.9884	88.6658
0.6246	4.3097	130.552	2.9881	107.108	4.3097	107.108	2.9881	101.249	4.3097	125.868	2.9881	101.249	4.3097	125.868	2.9881	106.133	4.3097	129.575	2.9881	129.575	4.3097	129.575	2.9881	129.575	4.3097	130.552	2.9881	107.108	4.3097	130.552	2.9881	99.2828
0.8328	5.7463	147.157	3.9974	121.76	5.7463	142.273	3.9974	122.738	5.7463	148.133	3.9974	122.738	5.7463	148.133	3.9974	127.622	5.7463	143.249	3.9974	143.249	5.7463	143.249	3.9974	143.249	5.7463	147.157	3.9974	121.76	5.7463	147.157	3.9974	127.622
0.9369	6.4646	152.041	4.4971	130.552	6.4646	147.157	4.4971	126.644	6.4646	154.97	4.4971	126.644	6.4646	154.97	4.4971	131.528	6.4646	148.133	4.4971	148.133	6.4646	148.133	4.4971	148.133	6.4646	152.041	4.4971	130.552	6.4646	152.041	4.4971	127.622
1.041	7.1829	160.831	4.9868	135.436	7.1829	152.041	4.9868	131.528	7.1829	161.809	4.9868	131.528	7.1829	161.809	4.9868	138.865	7.1829	153.994	4.9868	153.994	7.1829	153.994	4.9868	153.994	7.1829	160.831	4.9868	135.436	7.1829	160.831	4.9868	127.622
1.1451	7.9012	164.738	5.4965	134.459	7.9012	157.901	5.4965	139.343	7.9012	165.715	5.4965	139.343	7.9012	165.715	5.4965	138.365	7.9012	157.901	5.4965	157.901	7.9012	157.901	5.4965	157.901	7.9012	164.738	5.4965	134.459	7.9012	164.738	5.4965	138.365
1.2492	8.6195	159.854	5.9862	125.668	8.6195	162.785	5.9862	132.506	8.6195	164.738	5.9862	132.506	8.6195	164.738	5.9862	129.575	8.6195	153.994	5.9862	153.994	8.6195	153.994	5.9862	153.994	8.6195	159.854	5.9862	125.668	8.6195	159.854	5.9862	130.552
1.3533	9.3378	166.693	6.4858	124.691	9.3378	162.785	6.4858	125.668	9.3378	165.715	6.4858	125.668	9.3378	165.715	6.4858	127.622	9.3378	157.901	6.4858	157.901	9.3378	157.901	6.4858	157.901	9.3378	166.693	6.4858	124.691	9.3378	166.693	6.4858	138.365
1.4574	10.0561	178.414	6.9855	137.389	10.0561	164.738	6.9855	129.575	10.0561	177.436	6.9855	129.575	10.0561	177.436	6.9855	139.343	10.0561	165.715	6.9855	165.715	10.0561	165.715	6.9855	165.715	10.0561	178.414	6.9855	137.389	10.0561	178.414	6.9855	129.575
1.5615	10.7744	179.389	7.4952	150.086	10.7744	176.461	7.4952	145.204	10.7744	182.32	7.4952	145.204	10.7744	182.32	7.4952	153.994	10.7744	172.552	7.4952	172.552	10.7744	172.552	7.4952	172.552	10.7744	179.389	7.4952	150.086	10.7744	179.389	7.4952	145.204
1.6656	11.4926	167.869	7.9949	155.948	11.4926	163.298	7.9949	156.925	11.4926	172.552	7.9949	156.925	11.4926	172.552	7.9949	162.785	11.4926	157.901	7.9949	157.901	11.4926	157.901	7.9949	157.901	11.4926	167.869	7.9949	155.948	11.4926	167.869	7.9949	129.575
1.7697	12.2109	144.227	8.4946	156.925	12.2109	172.552	8.4946	156.925	12.2109	148.111	8.4946	156.925	12.2109	148.111	8.4946	162.785	12.2109	153.994	8.4946	153.994	12.2109	153.994	8.4946	153.994	12.2109	144.227	8.4946	156.925	12.2109	144.227	8.4946	156.925
1.8738	12.9292	119.807	8.9942	153.017	12.9292	153.994	8.9942	152.041	12.9292	123.713	8.9942	152.041	12.9292	123.713	8.9942	159.854	12.9292	153.994	8.9942	153.994	12.9292	153.994	8.9942	153.994	12.9292	119.807	8.9942	153.017	12.9292	119.807	8.9942	156.925
1.9779	13.6475	94.4089	9.4839	145.204	13.6475	131.528	9.4839	146.18	13.6475	98.3177	9.4839	146.18	13.6475	98.3177	9.4839	152.041	13.6475	162.785	9.4839	162.785	13.6475	162.785	9.4839	162.785	13.6475	94.4089	9.4839	145.204	13.6475	94.4089	9.4839	156.925
2.082	14.3658	73.8978	9.9836	129.575	14.3658	105.155	9.9836	136.412	14.3658	78.7818	9.9836	136.412	14.3658	78.7818	9.9836	154.266	14.3658	165.715	9.9836	165.715	14.3658	165.715	9.9836	165.715	14.3658	73.8978	9.9836	129.575	14.3658	73.8978	9.9836	138.365
2.1861	15.0841	51.4309	10.4933	113.945	15.0841	82.6879	10.4933	116.829	15.0841	59.2459	10.4933	116.829	15.0841	59.2459	10.4933	125.668	15.0841	150.086	10.4933	150.086	15.0841	150.086	10.4933	150.086	15.0841	51.4309	10.4933	113.945	15.0841	51.4309	10.4933	129.575
2.2902	15.8024	27.989	10.9830	99.2928	15.8024	62.1768	10.9830	102.224	15.8024	37.7569	10.9830	102.224	15.8024	37.7569	10.9830	106.133	15.8024	153.994	10.9830	153.994	15.8024	153.994	10.9830	153.994	15.8024	27.989	10.9830	99.2928	15.8024	27.989	10.9830	129.575
2.3943	16.5207	22.1271	11.4926	86.5967	16.5207	39.7098	11.4926	86.5967	16.5207	23.105	11.4926	86.5967	16.5207	23.105	11.4926	93.4337	16.5207	172.552	11.4926	172.552	16.5207	172.552	11.4926	172.552	16.5207	22.1271	11.4926	86.5967	16.5207	22.1271	11.4926	145.204
2.4984	17.2390	23.105	11.9923	73.8978	17.2390	25.058	11.9923	74.8729	17.2390	25.058	11.9923	74.8729	17.2390	25.058	11.9923	80.7348	17.2390	153.994	11.9923	153.994	17.2390	153.994	11.9923	153.994	17.2390	23.105	11.9923	73.8978	17.2390	23.105	11.9923	129.575
2.6025	17.9573	26.0359	12.4920	48.5	17.9573	26.0359	12.4920	48.5	17.9573	26.0359	12.4920	48.5	17.9573	26.0359	12.4920	86.5967	17.9573	153.994	12.4920	153.994	17.9573	153.994	12.4920	153.994	17.9573	26.0359	12.4920	48.5	17.9573	26.0359	12.4920	145.204
2.7066	18.6755	27.0111	12.9917	21.1519	18.6755	27.0111	12.9917	33.8481	18.6755	26.9841	12.9917	33.8481	18.6755	26.9841	12.9917	39.7098	18.6755	153.994	12.9917	153.994	18.6755	153.994	12.9917	153.994	18.6755	27.0111	12.9917	21.1519	18.6755	27.0111	12.9917	129.575
2.8107	19.3938	27.989	13.4914	18.221	19.3938	29.942	13.4914	22.1271	19.3938	27.989	13.4914	22.1271	19.3938	27.989	13.4914	44.807	19.3938	153.994	13.4914	153.994	19.3938	153.994	13.4914	153.994	19.3938	27.989	13.4914	18.221	19.3938	27.989	13.4914	129.575
2.9148	20.1121	27.989	13.9910	16.221	2																											

Bd. Iuliu Maniu nr. 246, Bucuresti 061126 ROMANIA

 tel: 434.08.91; fax: 434.26.99, 434.08.69; e-mail: mastersa@xnet.ro, www.mastersa.xnet.ro

FIȘĂ DE STAND NR. 1

MOTOR 8V 396 TC 82
Echipeare: varianta standard
Injectoare cu 5 orificii de pulverizare, presiunea de injecție $p_i=240$ bar

Nr crt	Turație motor n [rot/min]	Forța la frână F [N]	Puterea efectivă a motorului		Momen-tul motor efectiv M_e [Nm]	Temperatură gaze arse t_g [°C]		Tempera-tură ulei t_u [°C]	Tempera-tură apă t_a [°C]	Consum orar de combus-tibil C [kg/h]	Consum specific efectiv de combustibil		Cifra fum [dB]	NOx [ppm]
			P_e [CP]	P_e [KW]		Linia A	Linia B				C_p [g/CPH]	C_p [g/KWh]		
0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
1	900	2006.3	181	119	1260	379	383	61	60	31	192	261	0.5	1055
2	1000	2006.3	179	132	1260	419	423	67	66	34	189	256	0.6	980
3	1200	2611.4	280	206	1640	465	473	83	81	52	187	254	0.8	830
4	1400	2851	357	263	1790	492	495	90	83	61	171	232	0.8	760
5	1500	2866.2	383	282	1800	490	493	91	83	70	183	249	0.7	715
6	1650	2723	402	298	1710	489	491	93	84	77	181	259	0.6	680
7	1800	2843.3	425	313	1660	488	496	98	84	83	186	286	0.5	440

FIȘĂ DE STAND NR. 2

MOTOR 8V 396

Echipare: varianta 1

Injectoare cu 6 orificii de pulverizare, presiunea de injecție $p_i=240$ bar

Nr. crt.	Turație motor n [rot/min]	Forța la frână F [N]	Puterea efectivă a motorului		Momentul motor efectiv M_e [Nm]	Temperatură gaze arse t_g [°C]		Temperatura ulei t_u [°C]	Temperatura apă t_a [°C]	Consum orar de combustibil C [kg/h]	Consum specific efectiv de combustibil		Cifra fum [uB]	NOx [ppm]
			P_e [CP]	P_{e1} [KW]		Linia A	Linia B				c_p [g/CPH]	c_p [g/KWh]		
0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
1	900	2579.6	208	153	1620	407	409	65	64	40	191	259	0.42	1045
2	1000	2579.6	231	170	1620	422	425	68	66	44	189	257	0.5	980
3	1200	2531.8	272	200	1590	460	465	82	80	51	187	254	0.5	828
4	1400	2993.6	374	276	1880	488	492	90	84	68	181	246	0.8	760
5	1500	3008.5	403	297	1890	495	498	93	84	74	183	249	0.7	715
6	1650	3041.4	447	329	1910	488	502	95	85	85	190	258	0.6	680
7	1800	2866.2	459	339	1800	495	499	95	86	89	194	264	0.6	440

FIȘĂ DE STAND NR. 3

MOTOR 8V 396 TC 82

Echipe: varianta 2

Injectoare cu 7 orificii de pulverizare, presiunea de injecție $p_i=240$ bar

Nr. crt.	Turație motor n [rot/min]	Forța la frână F [N]	Puterea efectivă a motorului		Momentul motor efectiv M_e [Nm]	Temperatură gaze t_g [°C]		Temperatură apă t_a [°C]	Consum orar de combustibil C [kg/h]	Consum specific efectiv de combustibil		Cifra fum [uB]	NOx [ppm]	
			Pe [CP]	Pe [kW]		Linia A	Linia B			c_e [g/CPH]	c_e [g/kWh]			
0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
1	900	2595	208	153	1630	420	415	69	70	40	194	264	0.45	1050
2	1000	2579	230	169	1615	435	435	72	76	45	193	262	0.5	975
3	1200	2984	320	236	1880	500	507	82	80	61	191	259.5	0.72	825
4	1400	2984	374	275	1880	505	510	90	84	70	187	254	0.8	755
5	1500	2984	401	295	1880	498	495	91	85	76	189	257	0.78	715
6	1650	2902	426	314	1822	495	496	93	84	82	192	261	0.75	675
7	1800	2802	449	331	1760	491	487	86	87	88	195	265	0.7	440

Bd. Iuliu Maniu nr. 246, Bucuresti 061126 ROMANIA

 tel: 434.08.91; fax: 434.26.99, 434.08.69; e-mail: mastersa@xnet.ro, www.mastersa.xnet.ro

FIȘĂ DE STAND NR. 4

MOTOR 8V 396 TC 82

Echipare: varianta 3

 Injectoare cu 8 orificii de pulverizare, presiunea de injecție $p_i=240$ bar

Nr. crt.	Turație motor n [rot/min]	Forța la frână F [N]	Puterea efectivă a motorului		Momentul motor efectiv M_e [Nm]	Temperatură gaze arse t_g [°C]		Temperatura apei t_a [°C]	Consum orar de combustibil C [kg/h]	Consum specific efectiv de combustibil		Cifra fum [uB]	NOx [ppm]	
			P_e [CP]	P_e [kW]		Linia A	Linia B			c_p [g/CPH]	c_p [g/kWh]			
0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
1	800	2404	193	142	1510	407	416	78	76	38	198	270	0.47	1045
2	1000	2404	214	158	1510	415	430	80	78	42	196	266	0.5	975
3	1200	3041	325	239	1910	487	504	87	82	60	184	250	0.75	825
4	1400	3025.5	377	278	1900	500	509	91	83	68	180	245	0.75	755
5	1500	3009.5	402	296	1800	497	507	93	84	76	187	254	0.72	715
6	1650	2903	426	314	1820	497	502	94	84	81	189	257	0.7	675
7	1800	2818.5	452	333	1770	496	499	95	85	88	194	264	0.6	440

FIȘĂ DE STAND NR. 5

MOTOR 8V 396 TC 82

Echipare: varianta 4

Injectoare cu 6 orificii de pulverizare, presiunea de injecție $p_i=260$ bar

Nr. crt.	Turație motor n [rot/min]	Forța la frână F [N]	Puterea efectivă a motorului		Momen-tul motor efectiv M_e [Nm]	Temperatură gaze arse t_g [°C]		Tempera-tură ulei t_u [°C]	Tempera-tură apă t_a [°C]	Consum orar de combus-tibil C [kg/h]	Consum specific efectiv de combustibil		Cifra fum [uB]	NOx [ppm]
			P_e [CP]	P_e [kW]		Linia A	Linia B				c_e [g/CPH]	c_e [g/kWh]		
0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
1	900	2101.9	168	124	1320	387	395	78	75	34	200	272	0.45	1015
2	1000	2101.9	187	138	1320	398	405	80	78	37	188	269	0.5	970
3	1200	2675	287	211	1680	458	460	82	93	55	193	262	0.5	822
4	1400	2802.5	349	257	1760	485	488	90	84	59	170	231	0.5	754
5	1500	2803	374	276	1760	483	485	91	84	68	181	246	0.5	705
6	1650	2754.7	404	298	1730	481	481	93	84	78	192	261	0.45	670
7	1800	2843.3	424	312	1660	475	471	96	85	83	186	266	0.4	435

Bd. Iuliu Maniu nr. 246, Bucuresti 061126 ROMANIA

 tel: 434.08.91; fax: 434.26.99, 434.08.69; e-mail: mastersa@xnet.ro, www.mastersa.xnet.ro

FIȘĂ DE STAND NR. 6

MOTOR 8V 396 TC 82

Echipare: varianta 5

 Injectoare cu 7 orificii de pulverizare, presiunea de injecție $p_i=260$ bar

Nr. crt.	Turație motor n [rot/min]	Forța la frână F [N]	Puterea efectivă a motorului		Momen-tul motor efectiv M_e [Nm]	Temperatură gaze arse t_g [°C]		Tempera-tură ulei t_u [°C]	Tempera-tură apă t_a [°C]	Consum orar de combus-tibil C [kg/h]	Consum specific efectiv de combustibil		Citră fum [uB]	NOx [ppm]
			P_e [CP]	P_e [kW]		Linia A	Linia B				c_p [g/CP]	c_p [g/kWh]		
0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
1	900	2101.9	168	124	1320	410	415	64	63	34	202	274	0.72	1035
2	1000	2101.9	187	138	1320	419	423	67	66	37	199	270	0.8	970
3	1200	2579.6	275	203	1620	465	473	83	81	53	194	264	0.6	820
4	1400	2834.4	353	260	1780	492	495	90	83	61	171	234	0.5	755
5	1500	2818.5	376	277	1770	490	494	92	83	68	179	243	0.44	715
6	1650	2754.7	404	298	1730	489	493	93	84	76	187	254	0.4	670
7	1800	2707	435	320	1700	487	496	98	84	84	192	261	0.4	435

FIȘĂ DE STAND NR. 7

MOTOR 8V 396 TC 82

Echipe: varianta 6

Injectoare cu 6 orificii de pulverizare, presiunea de injectie $p_i=280$ bar

Nr. crt.	Turație motor n [rot/min]	Forța la frână F [N]	Puterea efectivă a motorului		Momen-tul motor efectiv M_e [Nm]	Temperatură gaze arse t_g [°C]		Tempera-tură ulei t_u [°C]	Tempera-tură apă t_a [°C]	Consum orar de com-bus-tibili C [kg/h]	Consum specific efectiv de combustibil		Cifra fum [uB]	NOx [ppm]
			P_e [CP]	P_e [kW]		Linia A	Linia B				c_p [g/CPH]	c_p [g/kWh]		
0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
1	900	2468.1	201	148	1550	410	414	75	72	40	198	269	0.5	1027
2	1000	2501	223	164	1570	422	426	80	76	44	196	266	0.5	960
3	1200	3009.5	322	237	1890	500	505	86	82	60	187	254	0.72	810
4	1400	3023	376	277	1870	505	509	90	84	67	179	245	0.72	750
5	1500	2955	394	290	1850	502	505	91	84	74	184	250	0.7	705
6	1650	2898	425	313	1812	498	502	93	84	80	188	255	0.7	665
7	1800	2828.5	462	333	1768	493	499	95	84	88	194	264	0.65	432