

UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"
TIMIȘOARA

BIBLIOTECA CENTRALĂ

Nr. Inv. 625.871

Dulap 181 Lit. E

UNIVERSITATEA "POLITEHNICA" TIMIȘOARA
Facultatea de Mecanică

ing. Gelu-Dan Pădure

TEZA DE DOCTORAT

**"Studii și cercetări privind evaluarea noxelor
produse de către motoarele cu ardere internă"**

BIBLIOTECA CENTRALĂ
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"
TIMIȘOARA

Conducător științific:
Prof. dr. ing. Virgiliu-Dan Negrea

200.

UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"
TIMIȘOARA
BIBLIOTECA CENTRALĂ
Nr. volum <u>625.871</u>
Dulap <u>181</u> Lit. <u>E</u>

CUVÂNT ÎNAINTE

În mod paradoxal, dar în fond cât se poate de normal, aceste rânduri așezate aici, la începutul tezei de doctorat, au fost scrise ultimele, de fapt după încheierea redactării lucrării. Prin aceasta, se încheie un capitol deosebit de important al vieții mele.

Ajuns aici, aș dori să aduc mulțumiri în mod special, din toată inima celui căruia îi datorez de fapt realizarea acestei lucrări, omului și profesorului dr. ing. **Virgiliu-Dan Negrea**, conducătorul științific și autorul moral al acestei teze.

Mulțumiri deosebite le aduc colegilor mei de la Catedra de Termotehnică, Mașini Termice și Autovehicule Rutiere, și în mod deosebit domnului prof. dr. ing. **Daniel Iorga**, cel care a avut amabilitatea de a-mi călăuzi pașii și a fi alături de mine în timpul cercetărilor experimentale.

Un sprijin major am primit din partea doamnei prof. dr. ing. **Ioana Ionel**, prin bunăvoința căreia a fost posibilă colaborarea cu domnul prof. dr. ing. Peter Sturm de la Universitatea Tehnică din Graz - Austria.

Aduc mulțumiri deosebite, colegului, prietenului și colaboratorului meu, domnul dr. ing. **Mekki Chedli**, cu care am conlucrat în mod direct la partea experimentală a lucrării. Calde mulțumiri se cuvin a fi aduse tuturor celor care au contribuit la efectuarea măsurătorilor în laboratorul de motoare al catedrei, spațiul redus împiedicându-mă să îi amintesc aici pe toți.

În același timp, țin să mulțumesc tuturor profesorilor mei de la Facultatea de Mecanică a Universității "Politehnica" Timișoara, toți cei care au contribuit la formarea mea ca inginer, respectiv ca și cercetător.

Nu în ultimul rând trebuie să mulțumesc familiei, care m-a înțeles și m-a susținut pe întreaga perioadă a elaborării tezei, și în mod deosebit în partea finală, în contextul social - economic al României actuale

Autorul

CUPRINS

Capitolul 1 • Introducere	6
Capitolul 2 • Stadiul actual al cercetărilor în domeniul reducerii noxelor eșapate de către motoarele cu ardere internă	12
2.1. Motorul cu ardere internă și noxele eșapate în atmosferă	12
2.1.1. Hidrocarburile	13
2.1.2. Oxizii de azot (NO _x)	15
2.1.3. Monoxidul de carbon	18
2.1.4. Dioxidul de carbon	18
2.1.5. Particulele	19
2.1.6. Compușii cu sulf	21
2.1.7. Compararea emisiilor motoarelor cu aprindere prin scânteie și a motoarelor diesel	21
2.2. Cercetări privind factorii care influențează emisiile gazoase la motorul cu aprindere prin scânteie	25
2.2.1. Influența calității amestecului	25
2.2.2. Influența factorilor funcționali	26
a. sarcina motorului	26
b. turația motorului	28
c. avansul la declanșarea scânteii electrice	28
2.2.3. Influența factorilor constructivi	29
a. Camera de ardere și raportul de comprimare	29
b. Modificarea duratei de deschidere simultană a supapelor	31
2.3. Cercetări privind factorii care influențează fumul și emisiile gazoase la motorul diesel cu injecție directă	33
2.3.1. Efectele avansului și a vitezei de injecție	34
2.3.2. Efectele mișcării de rotație a aerului	37
2.3.3. Efectele configurației orificiilor de pulverizare	38
2.3.4. Efectele injecției de apă în cilindrul motorului diesel	41
2.3.5. Influența tipului camerei de ardere	43
2.3.6. Recircularea gazelor de ardere	43
Capitolul 3 • Modele de calcul pentru evaluarea cantitativă a noxelor emise de motoarele cu ardere internă	46
3.1. Evaluarea prin calcul a noxelor emise de motorul cu aprindere prin scânteie	46

3.2. Calculul emisiilor de funingine și a oxizilor de azot la motorul diesel	54
3.2.1. Formarea funingini	59
3.2.2. Formarea oxizilor de azot	63
3.3 Concluzii	69
Capitolul 4 • Tehnici și metode de cercetare a emisiilor poluante ale motoarelor cu ardere internă	71
4.1. Metode de măsurare a poluanților chimici	71
4.1.1. Măsurarea monoxidului de carbon (CO)	71
4.1.2. Măsurarea oxizilor de azot (NO _x)	73
4.1.3. Măsurarea hidrocarburilor (HC)	76
4.1.4. Măsurarea fumului	77
4.1.5. Măsurarea particulelor	78
4.1.5.1. Corelația funingine - unități de fum Bosch	79
4.1.5.2. Corelația funingine - unități de fum Hartridge	82
4.2. Instalații de măsurare a poluanților	84
4.2.1. Instalații de măsură a poluanților gazoși	84
4.2.2. Instalații de măsură a particulelor	84
4.2.3. Analizorul de gaze și opacimetrul diesel tip GATS 1000 NGD	88
4.3. Alte metode de cercetare ale poluanților chimici	91
4.3.1. Spectrometria de masă	93
4.3.2. Cromatografia	93
4.3.3. Gravimetria și termogravimetria	95
4.3.4. Fotometria	95
4.4. Cicluri de măsurare ale emisiilor poluante	96
4.4.1. Cicluri de măsurare a emisiilor m.a.s.	97
4.4.1.1. Testul SHED	98
4.4.1.2. Testul FTP 75	98
4.4.1.3. Testul ECE / EC	100
4.4.1.4. Teste japoneze	102
4.4.2. Reglementări ale emisiilor m.a.c.	103
4.4.2.1. Regulamentul CEE - ONU nr. 49	103
4.4.2.2. Regulamentul CEE - ONU nr. 24	104
4.4.2.3. Reglementări S.U.A.	105
4.4.2.4. Reglementări Japonia	106
4.4.2.5. Reglementări România	107
4.5. Concluzii	108
Capitolul 5 • Cercetări experimentale privind efectele constructiv – funcționale ale pulverizatoarelor asupra performanțelor de poluare și energetice ale motoarelor diesel cu injecție directă ...	109

5.1. Echipamentul folosit pentru investigația experimentală	111
5.2 Rezultate experimentale și interpretarea lor	116
5.2.1. Influența numărului și diametrului orificiilor de pulverizare	116
5.2.2 Influența unghiului conului de pulverizare	122
5.2.3. Influența acului pulverizatorului	125
5.2.4. Influența presiunii de deschidere a injectoarelor	128
5.2.5. Influența preîncălzirii combustibilului	131
5.2.6. Influențe combinate	135
5.3. Concluzii	139
Capitolul 6 • Investigații experimentale privind nivelul noxelor motorului cu aprindere prin scânteie în raport cu variabilitatea regimurilor funcționale	142
6.1. Investigații experimentale și calcule teoretice interpretate comparativ	142
6.2. Concluzii	151
Capitolul 7 • Calculul teoretic al oxizilor de azot emiși de un motor diesel cu injecție directă și calibrarea rezultatelor după date experimentale	152
Capitolul 8 • Concluzii finale. Contribuții personale	165
Bibliografie	171

Capitolul 1 • INTRODUCERE

Motorul cu ardere internă s-a extins în secolul nostru ca unitate de tracțiune în transportul rutier, naval, feroviar și aerian. Dezvoltarea lui însă este legată nemijlocit de existența unei numeroase populații de automobile. Dacă în 1990, parcul mondial de autovehicule număra circa 405 milioane de unități, dintre care 81 % autoturisme și 19 % autobuze și autocamioane, prognoza pentru anul 2000 este de circa 500 milioane, cu o producție anuală de aproximativ 40 milioane bucăți [45].

Atenția deosebită acordată sectorului de transporturi rutiere este justificată de faptul că în anul 1990, acesta consuma circa 17 % din producția mondială de petrol extras anual, folosind 20 ... 25 % din energia mondială. În 1993, statisticile British Petroleum au stabilit consumul de hidrocarburi pentru toate aplicațiile cu motoare cu ardere internă la 34 %.

Transporturile rutiere realizate cu autovehicule echipate cu motoare cu ardere internă au o contribuție însemnată asupra poluării mediului înconjurător, afectând practic toate ecosistemele.

Contribuția procentuală a transporturilor rutiere în degradarea mediului este următoarea:

- schimbări climatice:
 - prin producerea efectului de seră: 17 %;
 - prin reducerea stratului de ozon: 2 %;
- acidificare: 25 %;
- eutroficare, cu azot - 5 %, cu fosfor - 2 %;
- zgomot: 90 %;
- miros: 30 %.

Studii și măsurători efectuate în Europa - la nivelul celor 15 țări membre ale Uniunii Europene, referitor la nivelul global al emisiilor principalilor poluanți datorati motoarelor cu ardere internă (NMHC - hidrocarburi care nu conțin metan, NO_x , CO și particule), începând cu anul 1970 până în prezent și prognoza până în 2010, sunt prezentate în fig. 1.1 și 1.2, iar nivelele emisiilor pentru diferite categorii de autovehicule sunt redată în tabelul 1.1 (autoturisme), tabelul 1.2 (autocamioane) și tabelul 1.3 (tractoare) [80].

Analizând curbele prezentate, se constată o tendință evidentă de reducere permanentă a emisiilor poluante, în special după anii '80. Europa a reacționat cu o relativă întârziere în comparație cu S.U.A. în domeniul măsurilor antipoluare. Cronologic, controlul emisiilor a început în 1970 prin limitarea CO și HC la motoarele cu aprindere prin scânteie, a fumului la motorul diesel, în 1972.

Prima perioadă în care s-a declanșat lupta împotriva emisiilor a fost caracterizată de creșterea consumului de combustibil, dovedindu-se că politica legislativă a emisiilor a fost foarte costisitoare. În 1975, odată cu declanșarea crizei petroliere, s-au dezvoltat mijloacele de control ale emisiilor poluante fără creșterea consumului de combustibil. În perioada 1975 - '90, eforturile scăderii consumului de combustibil s-au corelat cu cele făcute pentru scăderea emisiilor.

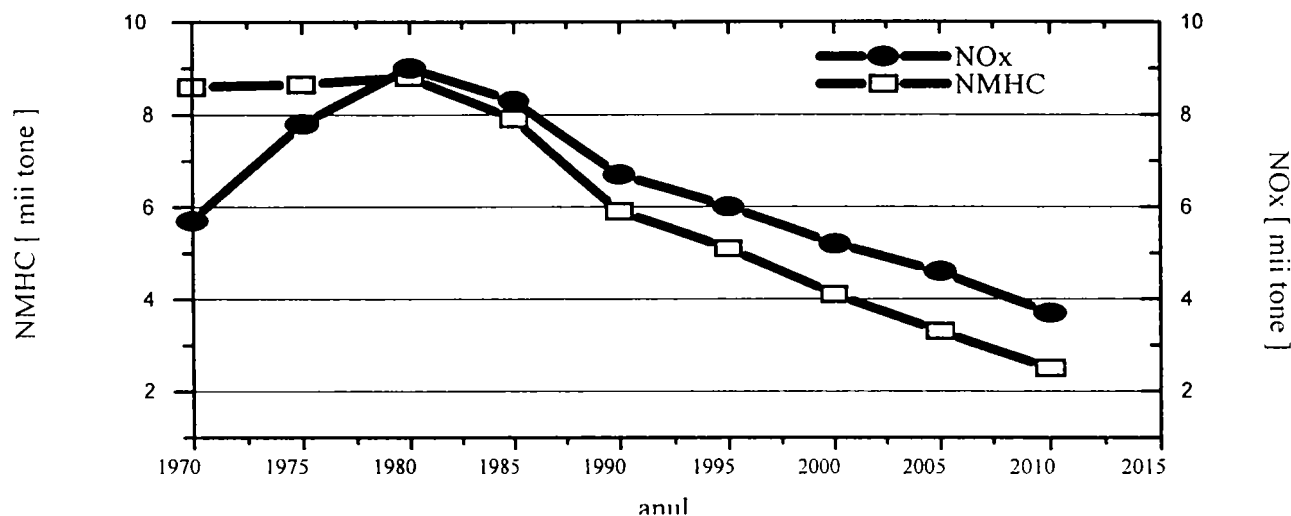


Fig. 1.1 - Emisia de NMHC și NO_x pentru 15 țări membre ale UE, din 1970 până în prezent, și prognoza până în 2010

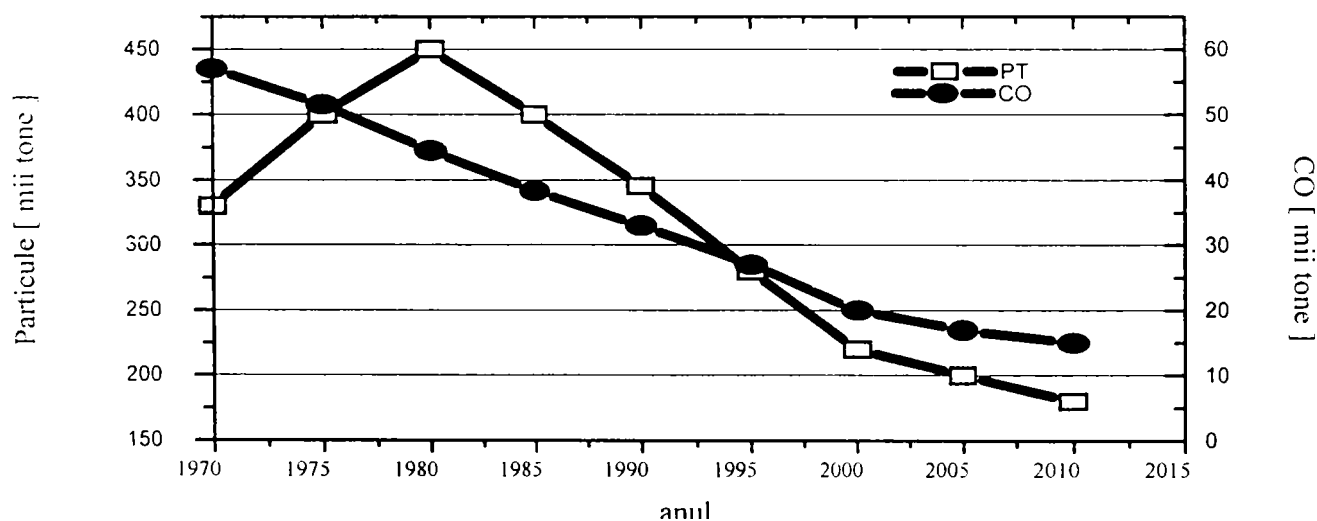


Fig. 1.2 - Emisia de CO și particule pentru 15 țări membre ale UE, din 1970 până în prezent, și prognoza până în 2010

Politica antipoluare a generat planuri, prognoze și strategii de reducere a noxelor, care sunt în plină desfășurare. Țările puternic industrializate au luat o serie de măsuri stimulative pentru constructorii de vehicule mai puțin poluante sau chiar nepoluante - scutiri de taxe și impozite, respectiv taxe suplimentare,

ecologice și chiar interzicerea circulației pentru vehiculele cu emisii poluante mari.

În perspectiva integrării europene, România se aliază acestor strategii, în prezent aplicarea măsurilor antipoluare fiind în plină desfășurare.

Tabelul 1.1

Tipul motorului	Poluantul	Etapa 1992 / 1993	Etapa 1996 / 1997	După 2000
MAS	CO	3,16 g/km	2,2 g/km	1,5 g/km
MAS	HC + NO _x	1,13 g/km	0,5 g/km	0,2 g/km
MAC	CO	3,16 g/km	1,0 g/km	0,5 g/km
MAC	HC + NO _x	1,13 g/km	0,7 g/km	0,5 g/km
MAC	Particule	1,18 g/km	0,08 g/km	0,04 g/km

Tabelul 1.2

Poluantul	Etapa 1992 / 1993	Etapa 1996 / 1997	După 2000
CO	4,9 g/kWh	4,0 g/kWh	2,0 g/kWh
HC	1,23 g/kWh	1,1 g/kWh	0,6 g/kWh
NO _x	9,0 g/kWh	7,0 g/kWh	< 5,0 g/kWh
Particule	0,4 g/kWh	0,15 g/kWh	< 0,1 g/kWh

Tabelul 1.3

Grupa de putere [kW]	NO _x [g/kWh]	CO [g/kWh]	HC [g/kWh]	Particule [g/kWh]	Data aplicării
37 ... 75	9,2	6,5	1,3	0,85	1.10.1998
75 ... 130	9,2	5,0	1,3	0,70	1.10.1997
130 ... 560	9,2	5,0	1,3	0,54	1.10.1997
37 ... 75	8,2 (7,0)	5,0 (3,5)	1,3 (1,0)	0,7 (2,0)	1.10.2002
75 ... 130	8,2 (7,0)	5,0 (3,5)	1,3 (1,0)	0,7 (2,0)	1.10.2001
130 ... 560	8,2 (7,0)	5,0 (3,5)	1,3 (1,0)	0,7 (2,0)	1.10.2001

“Explozia” de motorizare înregistrată în România după 1989 a făcut ca numai în județul Timiș să circule în 1995 un număr de 162.000 autovehicule, din care circa 130.000 în municipiul Timișoara. Această creștere a populației de mașini impune dezvoltarea de măsuri în cercetarea, proiectarea, fabricația și

exploatarea motoarelor cu ardere internă în scopul reducerii consumului de combustibil și a noxelor, precum și a efectelor nocive ale acestora, prin tratarea corespunzătoare a gazelor de ardere înaintea eliminării lor în mediul ambiant.

Lucrarea de față, structurată în opt capitole, debutează cu o introducere în care se face o scurtă trecere în revistă a situației actuale în domeniul emisiilor poluante eșapate de motoarele cu ardere internă, cu prezentarea importanței cercetărilor în legătură cu reducerea emisiilor și a consumului de combustibil, precum și o descriere de ansamblu a întregii lucrări.

Capitolul 2 prezintă stadiul actual al cercetărilor în domeniul reducerii noxelor eșapate de către motoarele cu ardere internă. În prima parte a capitolului, se face o prezentare a mecanismului formării emisiilor poluante în motorul cu ardere internă (hidrocarburi, NO_x , CO , CO_2 , particule, compuși cu sulf), cu specificitatea fiecărui tip de motor - cu aprindere prin scânteie sau prin comprimare, făcându-se o comparație între nivelul emisiilor celor două tipuri de motoare. Se prezintă cercetări privind influențele principalilor factori asupra emisiilor motorului cu aprindere prin scânteie - calitatea amestecului, factori funcționali (turația, sarcina motorului, avansul la producerea scânteii electrice), factori constructivi (camera de ardere, raportul de comprimare, distribuția - prin durata deschiderii simultane a supapelor). Cercetările privind influențele diversilor factori asupra emisiilor poluante ale motorului diesel au vizat în special motorul cu injecție directă, și anume: efectele avansului și a vitezei injecției, mișcarea de rotație a aerului în interiorul cilindrului, configurația orificiilor de pulverizare, injecția de apă în cilindrul motorului, efectul tipului camerei de ardere și a recirculării gazelor arse.

Capitolul 3 prezintă modele de calcul pentru evaluarea cantitativă a noxelor emise de motoarele cu ardere internă. Pentru motorul cu aprindere prin scânteie, pornind de la o serie de relații de calcul a coeficientului excesului de aer, în care intervin și principalele noxe emise, se stabilește o metodologie de evaluare a acestora pornind de la măsurători parțiale ale acestora, și chiar în lipsa măsurărilor, la determinarea analitică a lor. Pentru motorul diesel se propune un model de calcul al emisiilor de funingine și al oxizilor de azot, pornind de la constantele vitezelor reacțiilor de formare (NO_x) și de specificul zonelor de formare a fiecărui poluant. O altă metodă de evaluare a oxizilor de azot, implementată sub forma unei subrutine într-un program de calcul al ciclului real de funcționare al motoarelor cu ardere internă - program descris în cadrul acestui capitol, a permis stabilirea prin calcul a NO_x , și evoluția acestora în raport cu diferite mărimi de interes.

În capitolul următor, se trec în revistă principalele tehnici și metode de cercetare a emisiilor poluante ale motoarelor cu ardere internă. Se prezintă metodele de măsurare a poluanților chimici, precum și câteva instalații de măsurare. Având în vedere că măsurarea particulelor respectiv a funinginii eșapate de motoarele diesel este destul de anevoioasă, se analizează relațiile de echivalare

între gradul de fum - exprimat în unități Bosch sau Hartridge, și emisia de particule, aceasta fiind o metodă mult mai expeditivă de apreciere a concentrației de particule emise. Sunt prezentate apoi principalele cicluri de măsurare a emisiilor poluante ale autovehiculelor echipate cu motoare cu aprindere prin scânteie (testul SHED, FTP 75, ECE / EC, teste japoneze) și reglementările în domeniul emisiilor motoarelor diesel (reglementări Europa, SUA, Japonia).

Capitolul 5 debutează cu trecerea în revistă a principalilor factori de influență a emisiilor poluante ale motorului diesel cu injecție directă, interesul fiind apoi focalizat pe modificările echipamentului de injecție al motorului cu efecte asupra performanțelor de poluare și energetice. Se prezintă standul utilizat pentru cercetările experimentale precum și variantele de pulverizatoare analizate. Din punctul de vedere constructiv al echipamentului de injecție, a fost cercetat efectul numărului și al diametrului orificiilor de pulverizare al injectoarelor, al unghiului de dispunere al orificiilor asupra gradului de fum Hartridge și al performanțelor energetice și economice ale motorului. Altă modificare constructivă a pulverizatorului injectorului a constat în realizarea unor canale oblice pe suprafața exterioară a acului, canale care au avut rolul inducerii unei mișcări de rotație a acestuia, cu efecte în uniformizarea uzurilor dintre ac și scaunul său și reducerea pulsațiilor acului pulverizatorului la așezarea pe scaun, cu eliminarea injecției la presiune redusă în faza finală a procesului. A fost analizat efectul modificării presiunii de injecție și al preîncălzirii combustibilului înaintea introducerii sale în pompa de injecție pentru mai multe din variantele de pulverizatoare încercate, precum și influențele combinate ale modificărilor.

Capitolul 6 prezintă rezultatele comparative ale emisiilor poluante eșapate de motoare cu aprindere prin scânteie, emisii măsurate experimental respectiv calculate teoretic după metodologia propusă în cadrul capitolului 3 al lucrării. Buna corespondență între valorile experimentale și cele teoretice confirmă valabilitatea modelului de calcul propus,

În capitolul următor se prezintă rezultatele calculelor analitice relativ la emisia de oxizi de azot pentru un motor diesel cu injecție directă, calcule efectuate cu programul de evaluare a ciclului real de funcționare al motorului, completat cu subrutina de evaluarea a NO_x . S-au calculat oxizii de azot prin simularea funcționării motorului diesel cu combustibili având diferite cifre cetanice, prin utilizarea de amestecuri de motorină și uleiuri vegetale în proporții variabile. Pentru aceleași variante de combustibili, s-a stabilit evoluția NO_x în raport cu turația motorului, cifra cetanică, temperatura și presiunea maximă de ardere, temperatura medie a gazelor evacuate, concentrația gazelor reziduale. Pentru validarea programului de calcul utilizat, au fost verificate prin calcul măsurători experimentale ale NO_x în cazul funcționării unui motor diesel cu diferite uleiuri vegetale. Acordarea programului de calcul a fost făcută pentru varianta funcționării motorului alimentat cu motorină, rezultatele experimentale privind emisia de NO_x pentru funcționarea cu uleiuri vegetale fiind reproduse cu abateri

minime utilizând programul de calcul, confirmându-se valabilitatea modelului adoptat.

Ultimul capitol al lucrării este dedicat concluziilor finale și prezentării contribuțiilor personale ale autorului în tratarea temei abordate.

Capitolul 2 • STADIUL ACTUAL AL CERCETĂRILOR ÎN DOMENIUL REDUCERII NOXELOR EȘAPATE DE CĂTRE MOTOARELE CU ARDERE INTERNĂ

2.1. Motorul cu ardere internă și noxele eșapate în atmosferă

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

Studii efectuate în Germania, care au analizat poluarea aerului cu raportarea acestuia la sursele de emisie - tab. 2.1, respectiv la tipurile de motoare cu care este înzestrat parcul de autovehicule - tab. 2.2, confirmă faptul că m.a.i. este principalul factor poluant al atmosferei [50].

Tabelul 2.1

Poluant	Industrie	Centrale electrice	Utilizări civile	Transporturi
CO	15,2 %	0,5 %	10,6 %	73,7 %
NO _x	9,8 %	24,6 %	4,8 %	60,8 %
SO _x	23,7 %	60,8 %	10,7 %	4,8 %
HC*	44,3 %	0,6 %	3,5 %	51,6 %
CO ₂	21,0 %	33,0 %	24,0 %	21,0 %
PT**	63,6 %	15,3 %	8,1 %	13,0 %

HC - hidrocarburi;

* - inclusiv solvenții

PT - particule;

** - inclusiv praful

Tabelul 2.2

Poluant	Autoturisme (m.a.s.)	Autoturisme (m.a.c.)	Vehicule comerciale (m.a.s.)	Vehicule comerciale (m.a.c.)	Vehicule industriale, autobuze
CO	81,9 %	2,4 %	4,0 %	1,2 %	10,5 %
NO _x	44,6 %	12,2 %	1,3 %	4,9 %	37,0 %
SO _x	≈ 0	30,0 %	≈ 0	10,0 %	60,0 %
HC	74,0 %	4,6 %	2,7 %	4,3 %	14,3 %
PT	≈ 0	30,0 %	≈ 0	10,0 %	60,0 %

Emisiile poluante ale unui m.a.i. sunt generate de două cauze fundamentale:

- arderea combustibililor;
- etanșarea imperfectă a cilindrilor și a sistemului de alimentare cu combustibil al motorului;

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

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

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

2.1.1. Hidrocarburile

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

La m.a.s., hidrocarburile din gazele evacuate sunt rezultatul arderii incomplete a benzinei, ca urmare a întreruperii propagării flăcării în amestec. Acest fenomen este numit "stingerea flăcării", fiind de două tipuri: stingerea flăcării la perete (SFP) - fig. 2.1. - domeniul B, și stingerea flăcării în masa de gaze (SFMG) - domeniul A. În cazul m.a.s., hidrocarburile apar și în cazuri banale, când scânteia electrică nu se declanșează, sau când declanșarea nu este urmată (sau urmată prea târziu) de apariția nucleului de flacără.

SFMG se înregistrează la presiuni foarte mici în colectorul de admisiune - p_{ca} când datorită concentrației relativ mari de gaze arse reziduale, moleculele active se pot ciocni cu molecule neutre, întrerupând lanțul reacției. Fenomenul se poate produce și la presiuni p_{ca} mai mari, dar cu prioritate în zona supapelor de evacuare, unde datorită fenomenelor dinamice necontrolate, gazele arse se pot

întoarce înapoi în cilindru. SFMG poate determina noxe de circa 10 ori mai multe decât SFP.

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

- reducerea presiunii din conducta de admisiune (creșterea p_{ca});
- întreruperea alimentării motorului cu combustibil, ceea ce determină sărăcirea amestecului;
- recircularea unei cote părți din gazele arse, bogate în hidrocarburi neare;
- postarderea hidrocarburilor în eșapament cu reactori catalitici sau termici.

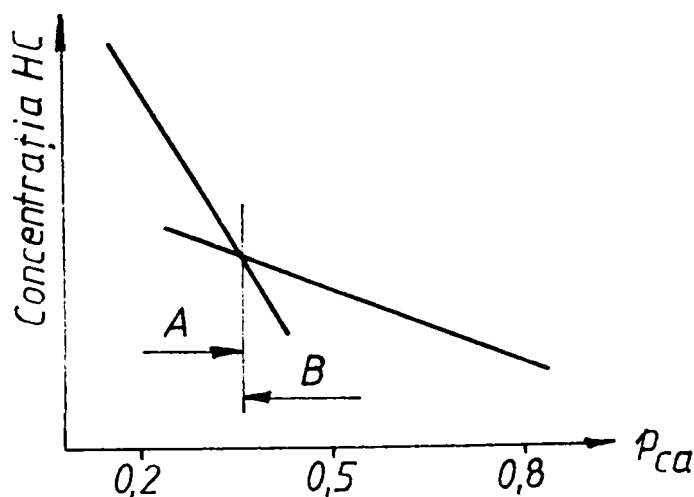


Fig. 2.1. Mecanisme de stingere a flăcării

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

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

- stingerea flăcării la perete - fenomen asemănător cu cel de la m.a.s.;
- compoziția locală a amestecului, excesiv de bogat sau de sărac; practic la m.a.c. coeficientul excesului de aer λ poate lua valori între 0 și ∞ ;
- existența unor elemente izolate de amestec, în care raportul suprafață / volum este mare, astfel că autoaprinderea este imposibilă datorită pierderilor de căldură.

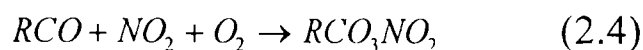
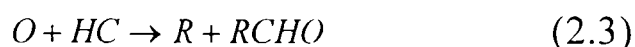
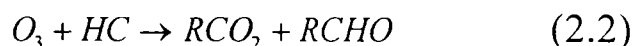
În zona centrală a jetului de motorină, cu concentrații ridicate de combustibil la începutul arderii, ca și în zona de la perete, se asigură condiții normale de organizare a formării amestecului, cu posibilitatea arderii practic complete a combustibilului în perioada arderii difuzive. Temperatura pereților camerei de ardere poate avea o influență sensibilă asupra emisiilor de hidrocarburi. După unele experimente [3], prin scăderea temperaturii pereților de la 90 °C la 40 °C, emisiile de HC au crescut cu 30 %, ceea ce sugerează un efect de stingere a flăcării în stratul de la perete, fără oxidarea ulterioară a hidrocarburilor. În cazul când combustibilul este depus pe perete sub formă de

peliculă (procedeul M), funcționarea la regimuri termice reduse ale peretelui determină creșterea puternică a emisiilor de hidrocarburi.

Hidrocarburile, ca ansamblu numeros de compuși chimici, ca substanțe primare care rezultă din procesul de schimb de gaze de ardere în m.a.i., au o nocivitate diversă. Deoarece metanul contribuie foarte puțin la formarea rapidă a ozonului, în S.U.A. s-au diferențiat emisiile de hidrocarburi, în cele fără metan "NMHC" și compușii oxigenați "NMOG" - de tipul aldehide, formaldehide, acetaldehide, alcooli, eteri, cetone - tot fără metan dar cu contribuție mărită în formarea rapidă a ozonului.

Ca substanțe poluante secundare care rezultă prin interacțiunea dintre hidrocarburile primare sau dintre acestea și aer în anumite condiții de umiditate, temperatură și radiație solară, hidrocarburile eșapate de către m.a.i. sunt un factor important în formarea smogului fotochimic (SF).

Smogul fotochimic reprezintă o ceață caracteristică unor zone geografice aglomerate, cu o circulație redusă a aerului pe verticală și o insolație puternică - Tokyo, California, etc ($t > 20\text{ }^{\circ}\text{C}$). Se consideră că există 13 reacții chimice înlănțuite care determină formarea SF. Mecanismul este declanșat de oxidul de azot și de hidrocarburi în prezența luminii [18].



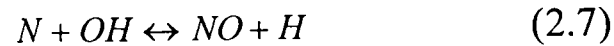
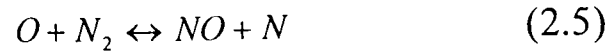
Smogul fotochimic este format din trei componente: ozonul (2.1), aldehidele (2.2) și (2.3) și peroxinitratul acil (2.4).

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

2.1.2. Oxizii de azot (NO_x)

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

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



În cilindrul m.a.i., concentrația de oxigen atomic este de 100...1000 de ori mai mare decât cea de azot atomic, astfel încât reacția (2.5) este cea care inițiază formarea NO_x .

Pentru m.a.s., prin analiza spectrală respectiv chimică a gazelor din camera de ardere, s-a constatat că NO_x se formează în timp, concentrația atingând o valoare maximă, după care se păstrează aproximativ constantă - fig. 2.2. Creșterea treptată a concentrației locale de NO_x arată că procesul de formare se desfășoară cu viteză finită.

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

$$\frac{d[NO]}{d\tau} = A \cdot \exp \frac{-B}{T} \quad (2.8)$$

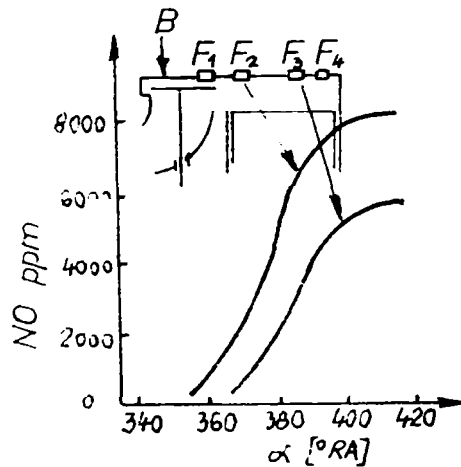


Fig. 2.2 Variația concentrației de NO_x

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

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

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

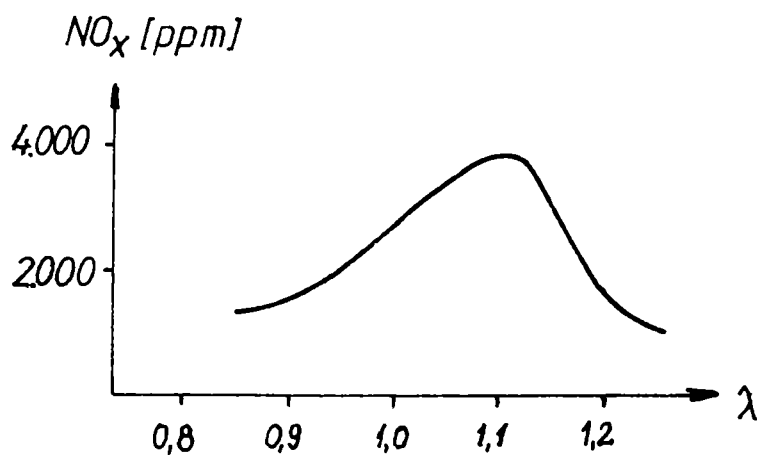


Fig. 2.3 Evoluția oxizilor de azot

Fig. 2.3. ilustrează dependența NO_x de coeficientul excesului de aer, indicând valori maxime pentru $\lambda \approx 1,1$, când aerul este în exces și temperatura înregistrează valori mari.

Referitor la m.a.c., formarea poluanților poate fi explicată pe baza unei reprezentări simple a jetului de combustibil într-o

cameră de ardere unitară - fig. 2.4. Zonele caracteristice jetului sunt [50]:

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

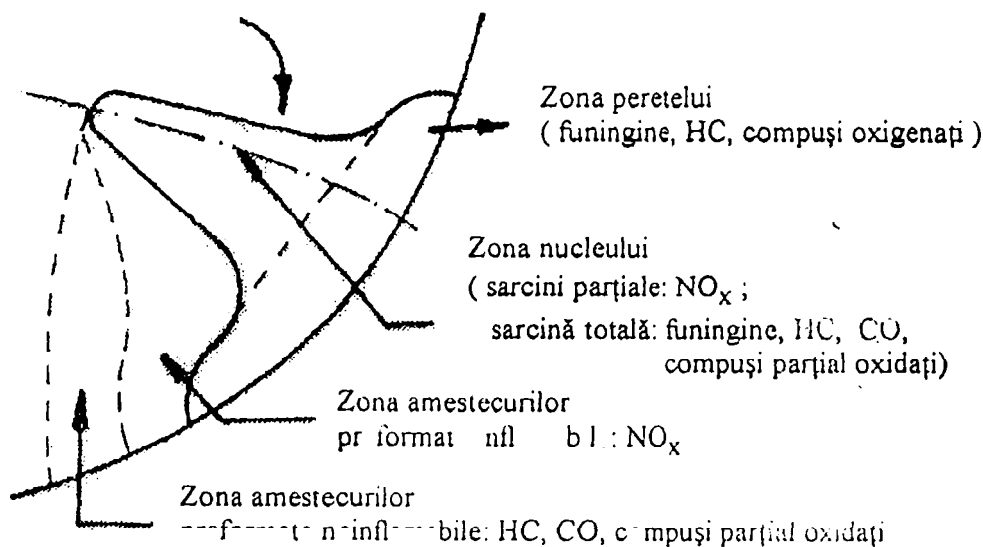


Fig. 2.4 Jetul de combustibil și zonele sale

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

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

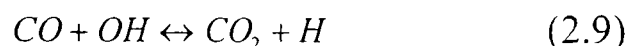
La motoarele cu cameră de ardere divizată, analiza probelor extrase prin supape de prelevare rapidă au arătat că NO se formează în special în camera separată. La trecerea gazelor din camera separată în camera principală, reacțiile de formare a NO au tendința se înghețe la amestecarea cu aerul rece. S-au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

2.1.3. Monoxidul de carbon

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

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

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



Reacția decurge cu viteză mare în ambele sensuri, ceea ce ar motiva existența unui echilibru între CO și CO_2 , însă concentrația de hidrogen atomic este mult mai mare decât a radicalului OH , astfel încât reacția se desfășoară preponderent spre stânga, cu prezența semnificativă a CO în cazul m.a.s.

În prezența unei cantități suficiente de O_2 , CO produs în timpul arderii este imediat oxidat, trecând în CO_2 . Acest lucru nu se întâmplă în cazul funcționării m.a.i. la regimul de mers în gol sau decelerare.

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

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

2.1.4. Dioxidul de carbon

Dioxidul de carbon CO_2 apare în gazele de ardere eșapate de m.a.i. în urma oxidării complete a carbonului conținut de combustibil. CO_2 nu joacă un rol semnificativ în producerea ozonului și nu este toxic, dar contribuie la producerea

efectului de seră în proporție de 50 %, absorbind energia radiată de suprafața terestră.

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

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

2.1.5. Particulele

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

După mărime, se consideră particule mari acelea care au un diametru mai mare de 2,5 μm, iar particule mici, cele sub 2,5 μm diametru. Emisia de particule a m.a.c. este mult mai mare decât a m.a.s., chiar utilizând benzine etilate. Raportul acestora variază între 6 ... 22 (4...7 g/l pentru autovehiculele grele față de 0,65 g/l pentru m.a.s.) [50].

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

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

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

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

Fumul este de trei categorii:

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

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

Fumul alb și albastru constă dintr-o suspensie de particule lichide de combustibil nears sau oxidat parțial, cu diametru de circa 1 μm pentru fumul alb și 0,5 μm pentru cel albastru. Fumul negru este format din particule cărbunoase, cu diametrul de 1 μm .

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

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

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

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

Viteza finală de formare a funinginii rezultă ca diferență între viteza propriu-zisă de formare și viteza de ardere parțială a norului de funingine. O schemă a formării particulelor de funingine este redată în fig. 2.5.

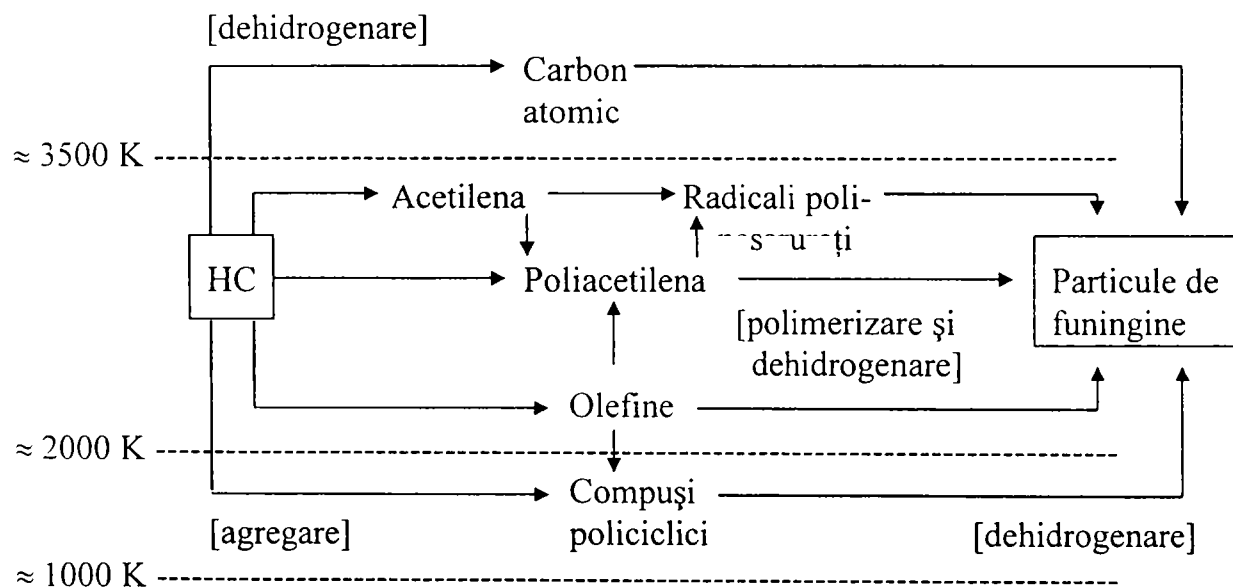


Fig. 2.5 Schema formării particulelor de funingine

Poluantul denumit fum vizibil, care a fost considerat multă vreme ca o măsură a gradului de poluare al m.a.c., se dovedește a fi un poluant care nu mai

caracterizează suficient toxicitatea gazelor arse. În afara particulelor de funingine care crează efectul optic detectabil de opacimetrele tradiționale, gazele de evacuare conțin particule ultrafine care nu pot fi detectate decât prin colectare și cântărire. Astfel s-a definit un nou poluant denumit particule diesel, limitat de norme legislative. Acest poluant cuprinde practic toate emisiile solide și lichide cuprinse în gazele de evacuare ale motoarelor cu ardere internă, care sunt apreciate gravimetric.

2.1.6. Compuși cu sulf

Petrolul nerafinat conține o fracțiune de compuși cu sulf, dar deoarece aceștia sunt concentrați în fracțiunile grele, ei se regăsesc în cantități mai mari în motorine și combustibili grei (navali) și mai puțin în benzine. Cantitatea de sulf din combustibil depinde de țiteiul din care a fost extras și de măsurile luate pentru reducerea sulfului. Prin arderea combustibilului, majoritatea sulfului se transformă în SO_2 , iar o cantitate mică - circa 2 %, este oxidată până la SO_3 . Acesta se combină cu apa și cu alți compuși ai gazelor de evacuare formând acidul sulfuric și sulfații, care contribuie la emisia totală de particule.

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

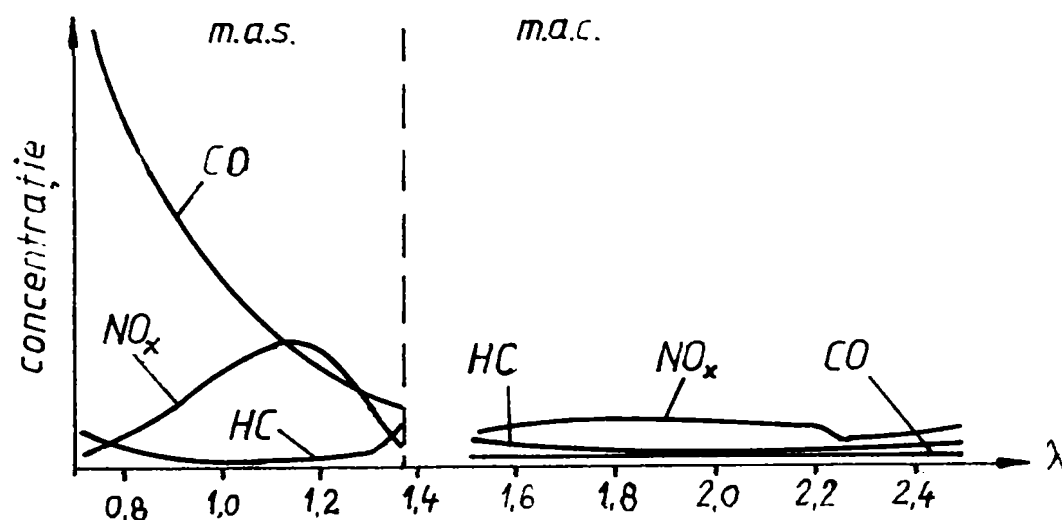
2.1.7. Compararea emisiilor motoarelor cu aprindere prin scânteie și a motoarelor diesel

Transporturile rutiere, cea mai frecventă aplicație a m.a.i. folosesc două tipuri de motoare cu ardere internă: m.a.s. și m.a.c.

M.a.s. sunt folosite la motociclete, autoturisme și autoutilitare mici și mijlocii, fiind mai ieftin de executat și oferind performanțe mai bune de accelerare decât m.a.c. echivalente. M.a.s. au fost folosite mai ales la autoturisme, unde este necesară o putere specifică mare.

M.a.c. echipează autoturisme, autoutilitare, autocamioane și autobuze. Pentru vehicule mari, cum sunt camioanele și autobuzele, m.a.c. sunt folosite aproape în exclusivitate datorită economicității și a durabilității crescute. În ultimii ani s-au dezvoltat m.a.c. de capacitate mică, reducându-se diferența de preț față de m.a.s., utilizându-se din ce în ce mai frecvent la autoturisme și autoutilitare.

Pentru o apreciere globală comparativă între emisiile de CO , NO_x și hidrocarburi eșapate de către m.a.s. și m.a.c. în raport cu unul dintre cei mai importanți factori de influență - coeficientul excesului de aer λ , în fig. 2.6 se prezintă această interdependență, observându-se că pentru noxele menționate, m.a.c. este mai puțin poluant decât m.a.s.

Fig. 2.6 Dependenta concentrație noxe - λ pentru m.a.s. și m.a.c.

Substanțele nocive reprezintă în cazul m.a.s. circa 1 % din totalul de gaze eșapate - fig. 2.7.

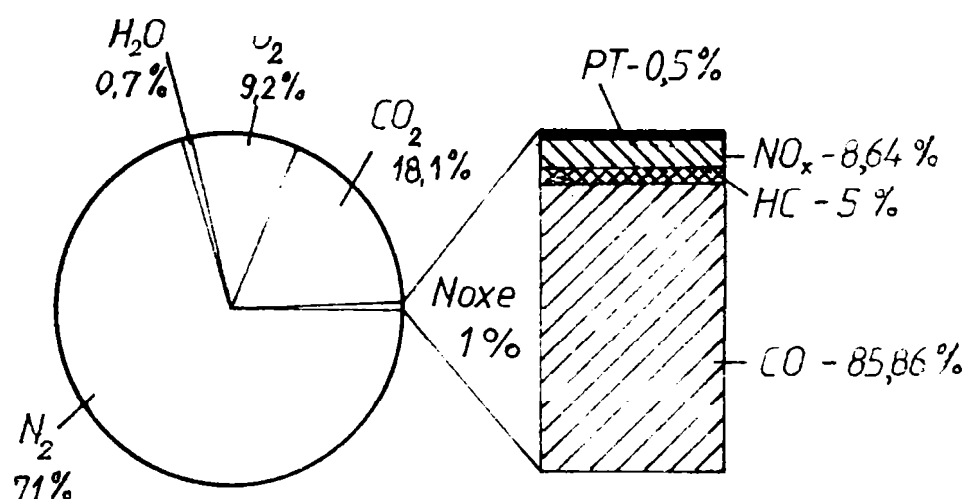


Fig. 2.7 Compoziția gazelor de ardere la m.a.s.

În cazul m.a.c. substanțele nocive reprezintă circa 0,3 % din totalul gazelor eșapate - fig. 2.8.

Cercetări efectuate de firma italiană VM [50] asupra acestor două tipuri de motoare au arătat că în ciuda fumului și mirosului, gazele emise de m.a.c. sunt mai puțin toxice decât hidrocarburile și CO emise de m.a.s. Teste efectuate pe motoare au evidențiat faptul că m.a.s. emite de 10 ori mai mult CO, de 12 ... 14 ori mai multe hidrocarburi, și de aproximativ 2 ori mai mult NO_x. M.a.c. are emisii mai mari de particule - de circa 3 ori, și de SO₂ - de circa 4 ori.

Referitor la emisiile legiferate, în tabelul 2.3 se prezintă comparativ valorile medii ale emisiilor produse de un motor încălzit în regim de trafic urban, în cazul utilizării acestuia la autoturisme. M.a.c. înregistrează emisii mai reduse de CO,

HC, NO_x decât m.a.s. standard fără catalizator trivalent. Pentru particule, emisiile m.a.c. sunt mult mai mari decât cele ale m.a.s.. Comparația între m.a.c. și m.a.s. cu catalizator arată că emisiile gazoase legiferate sunt apropiate.

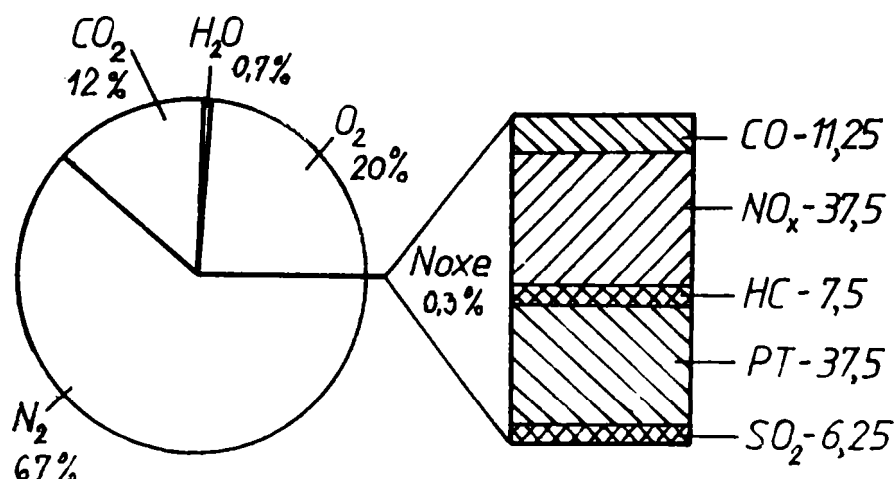


Fig. 2.8 Compoziția gazelor de ardere la m.a.c.

Tabelul 2.3

Tipul de vehicul	Emisii medii în trafic [g / km]			
	CO	HC	NO _x	PT
M.a.s. standard (fără catalizator)	27,0	2,8	1,7	-
M.a.s. cu catalizator	2,0	0,2	0,4	-
Diesel	0,9	0,3	0,8	0,4

Referitor la emisiile nelegiferate, s-a constatat că în general m.a.c. emit mai puține hidrocarburi ușoare decât m.a.s. cu catalizator, cu câteva excepții notabile: etilena, propilena și 1-butena, care sunt recunoscute ca având rol important în formarea ozonului.

Tabelul 2.4

Tipul de vehicul	Raportul rece / cald			
	CO	HC	NO _x	PT
M.a.s. standard (fără catalizator)	1,6	2,0	1,0	-
M.a.s. cu catalizator	9,6	11,0	1,3	-
Diesel	1,6	1,0	1,2	1,2

S-a constatat că emisiile autovehiculelor sunt mai mari în cazul funcționării cu motorul rece. Pe vreme caldă, un vehicul echipat cu m.a.s. va trebui să fie condus circa 10 km în oraș pentru a atinge temperatura de regim și a funcționa eficient, iar un vehicul cu m.a.c. necesită numai 5 km. Tabelul 2.4 prezintă creșterea de emisii datorate pornirii la rece în funcționare urbană. Creșterea pentru m.a.c și m.a.s. standard este similară, dar pentru m.a.s. cu catalizator se observă o

creștere cu un ordin de mărime pentru CO și HC, datorită faptului că nu s-au atins temperaturile de regim în catalizator.

Influența traficului intens asupra emisiilor poluante a evidențiat faptul că efectul congestionării este mai mare decât cel al funcționării la rece, pentru același traseu simulat. Emisiile de CO și HC cresc cu intensitatea traficului pentru m.a.s. - cu și fără catalizator, în timp ce pentru m.a.c. emisiile rămân practic constante. În trafic aglomerat, emisia de NO_x a m.a.c. este similară cu cea a m.a.s. standard și mult mai mare decât aceea a m.a.s. cu catalizator.

Vehiculele care nu sunt întreținute corespunzător consumă mai mult combustibil și emit mai mult CO și HC decât vehiculele revizuite periodic.

Trecerea de la vehicule echipate cu m.a.s. standard la vehicule diesel ar conduce la reducerea tuturor poluanților, cu excepția particulelor. În tabelul 2.5 se prezintă emisiile specifice ale vehiculelor echipate cu m.a.s. și m.a.c., cu și fără catalizator.

În alegerea unui anumit tip de motor, trebuie să se țină seama de avantajele și/sau dezavantajele pe care le presupun fiecare. Autoturismele diesel se consideră a avea emisii mai mici comparativ cu m.a.s. convenționale, dar în comparație cu m.a.s. cu catalizator, avantajele devin mult mai puțin marcante, iar unele dezavantaje devin mai evidente. În general, autoturismele diesel comparate cu autoturismele m.a.s. cu catalizator au emisii mai reduse de CO și CO₂, dar mai crescute de NO_x și particule.

Trăsătura pozitivă a motoarelor diesel este randamentul termodinamic mai ridicat decât al m.a.s. și deci un consum de combustibil mai scăzut. Aceasta determină emisii mai mici de CO₂ pe kilometru, mai puține gaze care produc efect de seră, metan, NO₂.

Tabelul 2.5

Poluantul	M.a.s. standard	M.a.s. cu catalizator trivalent	M.a.c. standard	M.a.c. cu catalizator de oxidare
NO _x	****	*	**	**
HC	****	**	***	*
CO	****	***	**	*
PT	**	*	****	***
Aldehyde	****	**	***	*
Benzen	****	***	**	*
1,3 Butadienă	****	**	***	*
PAH	***	*	****	**
SO ₂	*	*	***	****
CO ₂	***	****	*	**

* - cele mai mici emisii

/ - emisii intermediare

**** - cele mai mari emisii

Principalele dezavantaje ale m.a.c. sunt emisiile mari de NO_x și particule, mai ales pentru motoarele cu injecție directă.

2.2. Cercetări privind factorii care influențează emisiile gazoase la motorul cu aprindere prin scânteie

Natura și nivelul emisiilor poluante ale unui motor cu aprindere prin scânteie depind de numeroși factori, cu interdependențe complexe. În numeroase cazuri se constată că la modificarea condițiilor de reglaj și de funcționare, a construcției motorului sau a calității combustibilului, conținutul de emisii variază în sensuri opuse, datorită ponderii diferite cu care intervin cauze cu efecte contrare. Aceasta subliniază dificultatea găsirii unor soluții eficiente de control al emisiilor poluante.

2.2.1. Influența calității amestecului

Intrucât emisiile poluante din gazele de evacuare sunt produse ale arderii, calitatea amestecului combustibil - aer are o influență fundamentală asupra concentrației acestora.

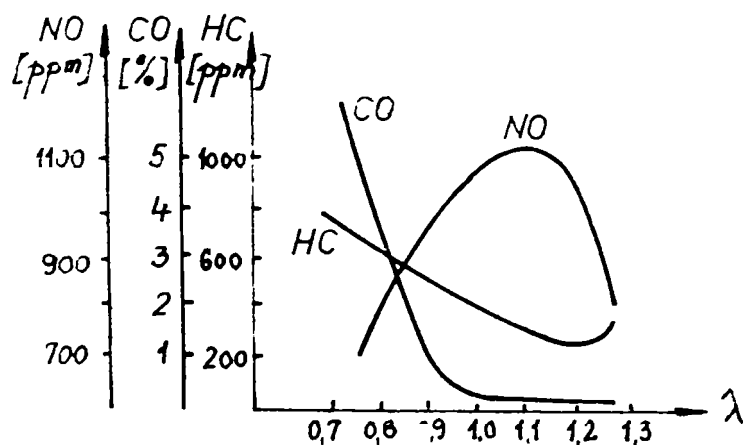


Fig. 2.9 Influența coeficientului de dozaj asupra emisiilor poluante m.a.s.

Proporția de HC din gazele de evacuare se reduce sensibil prin sărăcirea amestecului, până la o anumită valoare a excesului de aer - fig. 2.9 - [3]. Această dependență se explică în primul rând prin scăderea treptată a concentrației de HC în amestecul reținut în spațiile înguste, și a masei de HC absorbită în p... S... totodată că în motorul cu ardere internă, sărăcirea amestecului determină scăderea presiunii, ceea ce conduce la micșorarea masei totale de amestec reținute în spațiile

înguste și are un efect suplimentar de frânare a adsorbției de ulei. În cazul amestecurilor sărace, din cauza prelungirii arderii în destindere, temperatura medie a gazelor de ardere crește până la o anumită valoare a coeficientului excesului de aer. Sărăcirea mai intensă a amestecului se manifestă prin creșterea bruscă a HC în gazele de evacuare, în urma instabilității aprinderii amestecului și/sau propagării incomplete a flăcării.

Variația emisiei de NO în funcție de calitatea amestecului este determinată de efectul combinat al temperaturii și al concentrației de oxigen din gazele de ardere. În cazul amestecurilor bogate, formarea NO este frânată de absența relativă a oxigenului. La arderea amestecurilor foarte sărace, concentrația de oxigen este favorabilă, dar temperatura redusă a gazelor de ardere împiedică formarea intensă de NO. Influențele opuse ale dozajului asupra concentrației de oxigen disponibil și a temperaturii explică formarea maximă a NO în domeniul amestecurilor moderat-sărace ($\lambda = 1,10 \dots 1,20$). Pentru amestecuri mai sărace, la care concentrația de NO se reduce la jumătate, este posibil ca și concentrația de HC să atingă valori minime, dar stabilitatea aprinderii și promovarea unei arderi rapide este afectată, cu înrăutățirea performanțelor de putere ale motorului.

Proporția de gaze arse în amestecul proaspăt influențează formarea emisiilor de NO, prin acțiunea lor asupra temperaturii flăcării. Experiențe efectuate cu diferite gaze inerte chimic [3], introduse în diferite proporții în sistemul de admisiune al unui motor funcționând la același regim de turație și sarcină, au evidențiat acest efect. La concentrații volumetric egale, gazele au avut efecte diferite asupra formării emisiei de NO - fig. 2.10, a. Aceleași date experimentale, exprimate în funcție de capacitatea termică a gazului inert din amestecul proaspăt se înscriu pe o singură curbă, care exprimă tendința de reducere a emisiei de NO în urma ridicării capacității termice - fig. 2.10, b. Această influență stă la baza metodei de control a emisiilor de NO prin recircularea unei fracțiuni din gazele de evacuare în sistemul de admisiune.

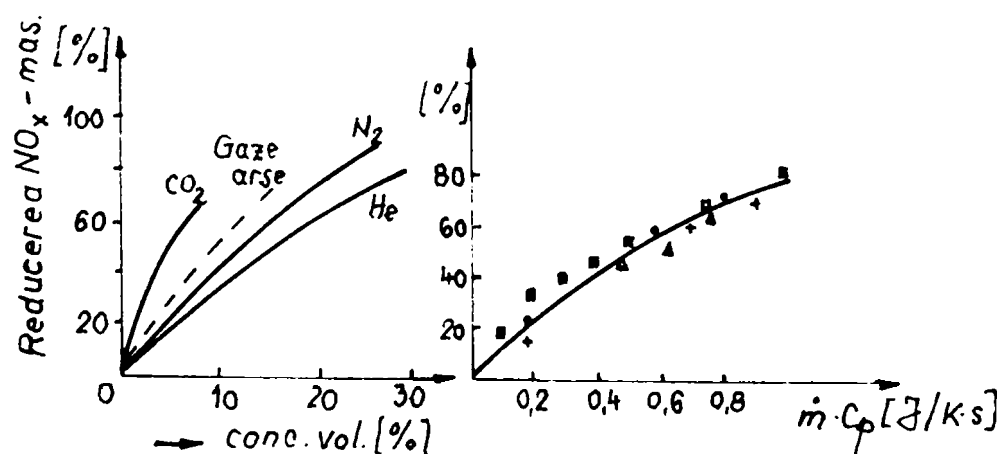


Fig. 2.10 Reducerea emisiei de NO prin diluarea amestecului proaspăt cu diferite gaze

2.2.2. Influența factorilor funcționali

a. Sarcina motorului

Măsurători efectuate [3] au arătat că în mod practic, conținutul de HC din gazele de evacuare este independent de sarcină, la variații în limite largi a calității amestecului. Influența neglijabilă a sarcinii se poate explica prin combinarea mai

multor efecte, care se anulează reciproc. La reducerea sarcinii, scad temperatura și presiunea din cilindru, cu efect de micșorare a masei de HC reținută în spațiile înguste și în pelicula de ulei. Micșorarea temperaturii și creșterea proporției gazelor reziduale este defavorabilă pentru cinetica oxidării finale, mai ales dacă se folosesc amestecuri bogate. Pe de altă parte, dacă sarcina se reduce, scade debitul de gaze prin poarta supapei de evacuare și canalul din chiulasă, crescând durata de trecere, iar oxidarea finală poate fi mai completă prin efect de timp.

Influența sarcinii asupra concentrației de NO_x este diferită: mărirea sarcinii antrenează creșterea emisiilor de NO, în proporții care variază în funcție de calitatea amestecului proaspăt. În fig. 2.11, sarcina este cuantificată prin presiunea din conducta de admisiune p_{ca}, rezultatele fiind obținute cu un m.a.s. la turația de 2000 rot/min și avans la aprindere de 30 °RAC. Creșterea presiunii p_{ca} mărește sensibil emisiile de NO_x, în special în cazul amestecurilor sărace. La sarcini și presiuni de admisiune superioare, scade concentrația de gaze reziduale din amestecul proaspăt. Arderea este mai rapidă, cu o creștere mai puternică a presiunii, iar gazele arse formate în prima parte a arderii - care au o pondere principală în formare NO_x, ating temperaturi ridicate. Tendința de creștere a emisiilor de NO cu sarcina este cu atât mai pronunțată pentru amestecurile sărace

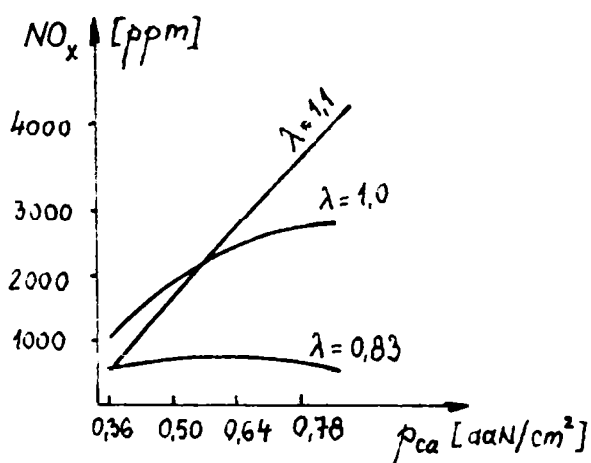


Fig. 2.11 Influența sarcinii motorului asupra concentrației NO_x

dată de prizați oxigenului în exces. În cazul amestecurilor bogate, dezvoltarea mecanismului Zeldovici este frânată de lipsa relativă a oxigenului, influența sarcinii fiind atenuată.

La motoarele care funcționează cu dozaj variabile cu sarcina, emisiile de NO_x sunt maxime în domeniul sarcinilor mari - 50...90 %, la care amestecul este sărac.

Tabelul 2.6

Regimul funcțional	Ponderea regimurilor %		Emisii poluante		
	Motoare de mare litraj	Motoare de litraj mic și mijlociu	CO [%]	NO _x [ppm]	HC [ppm]
mers în gol	15	30	3...8	35	4800
accelerare	32	21	3	1350	1000
decelerare	32	19	6	20	16000
croazieră	21	30	3,5	1200	300

În cazul funcționării cu amestecuri bogate, sarcina influențează și emisia de CO. Concentrația de CO este ridicată în special la regimul de mers în gol, la care

dozajele bogate se impun pentru controlul instabilității aprinderii și propagării flăcării.

Dependența emisiilor poluante de natura regimurilor de funcționare ale m.a.s. sunt prezentate în tabelul 2.6 [18].

b. Turația motorului

Experiențele indică o reducere a concentrației de HC din gazele de evacuare odată cu creșterea turației motorului. Această influență este determinată în

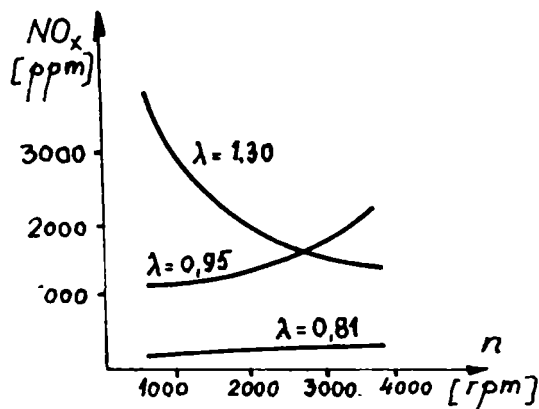


Fig. 2.12 Influența turației asupra concentrației NO_x

principal de tendința de creștere a duratei arderii: temperatura medie a gazelor în cursa de destindere este mai ridicată, cu tendința de intensificare a reacțiilor de oxidare finală. Tendința de mărire a temperaturii gazelor la creșterea turației este susținută și de reducerea transferului de căldură la pereți.

Modificarea turației are efecte opuse asupra proporției de NO din gazele de evacuare, în funcție de

calitatea amestecului - fig. 2.12, în cazul unui m.a.s. cu $\epsilon = 6,7$, avans la aprindere $30^\circ RAC$, sarcină plină. Dacă se menține constant avansul la producerea scânteii, arderea se deplasează în destindere la creșterea turației, presiunea maximă se reduce, micșorându-se astfel gradul de comprimare al gazelor arse formate în prima parte a arderii. Ca urmare, se reduce temperatura, deci și concentrația de NO_x . La acest efect se adaugă și cel de timp disponibil: la turații mai mari, scade timpul în care se pot dezvolta reacțiile de formare. În cazul dozajelor bogate care asigură viteze ridicate de ardere, există tendința generală de creștere a temperaturii gazelor de ardere, procesul de formare al NO_x fiind mai intens.

c. Avansul la declanșarea scânteii electrice

Micșorarea avansului α_s în raport cu valoarea la care momentul motor este maxim, permite reducerea concomitentă a emisiilor de HC și NO_x - fig. 2.13. Primul efect se explică prin tendința de ridicare a temperaturii medii a gazelor în cursa de destindere, asigurându-se o intensitate sporită a oxidării finale a hidrocarburilor. Al doilea efect se atribuie scăderii presiunii maxime a ciclului, și deci a gradului de comprimare a gazelor arse la începutul arderii, cu consecințe asupra intensificării procesului de formare a NO_x .

Micșorarea avansului sub valoarea corespunzătoare momentului maxim reprezintă o metodă simplă de reducere a emisiilor, dar cu implicații negative asupra consumului de combustibil al motorului. Experimental, s-au obținut

reduceri cu 1000 ppm a NO_x și cu 100 ppm a HC pentru fiecare 10° a avansului, dar consumul de combustibil a crescut cu 10 %.

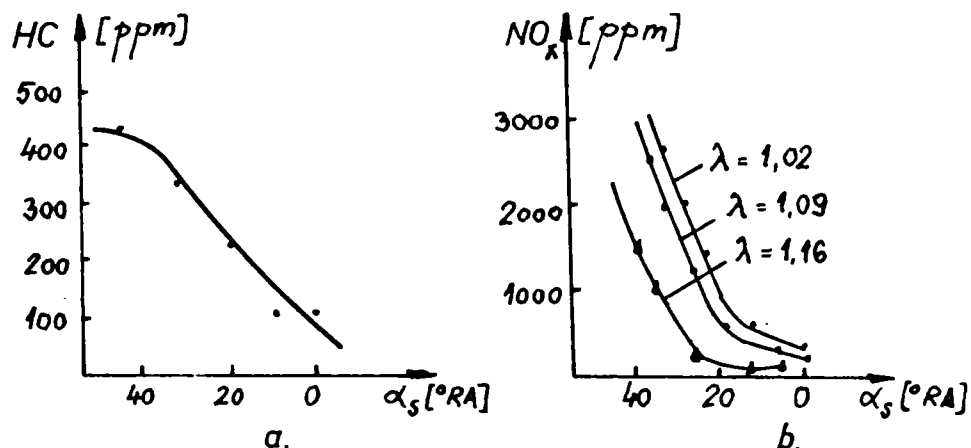


Fig. 2.13 Influența avansului la producerea scântei asupra concentrației HC și NO_x

2.2.3. Influența factorilor constructivi

a. Camera de ardere și raportul de comprimare

În acest domeniu, cercetările efectuate s-au făcut în mai multe direcții [18]:

- micșorarea ariei suprafeței camerei de ardere A_c la același volum de comprimare V_c , prin aceasta obținându-se scăderea stratului limită și reducerea concentrației de HC. Acest efect însă prezintă dezavantajul atenuării mișcării intense a fluidului proaspăt la sfârșitul arderii.

Raportul A_c / V_c , definit prin relația:

$$\frac{A_c}{V_c} = \frac{2}{D} \cdot \left(2 + \frac{\varepsilon - 1}{\psi} \right) \quad (2.10)$$

se reduce dacă se mărește alezajul D , raportul $\psi = S / D$ și dacă se micșorează ε , dar aceste direcții de acțiune nu sunt chiar favorabile.

- reducerea raportului de comprimare, aceasta micșorând concentrația de NO_x prin efect de temperatură asupra gazelor de ardere din zona bujiei, făcând posibilă folosirea benzinelor neetilate, eliminându-se și emisiile de plumb. Soluția a fost aplicată în S.U.A., unde raportul mediu de comprimare a scăzut de la 10,5 la 8,6 [4]. În Europa, soluția nu s-a aplicat, deoarece este însoțită de creșterea consumului de combustibil, înregistrându-se în continuare tendința de mărire a lui ε_{med} până la 9,3 pentru autoturisme de serie și 10,6 pentru turisme tip sport.

- stratificarea amestecului, care aduce ameliorări sensibile ale emisiilor poluante, prin distribuția neuniformă a combustibilului în fluidul motor, cu formarea unor câmpuri de concentrații diferite în camera de ardere. Gazele de ardere din zona bujiei generează mai puțin NO_x - amestecul în această zonă a camerei de ardere este bogat; conținutul de HC și CO se reduce deoarece se

folosesc amestecuri sărace în celelalte zone, turbulența intensă micșorând grosimea stratului limită de pe pereții camerei de ardere. S-au dezvoltat două procedee de stratificare a amestecului:

- stratificarea cu cameră de ardere unitară;
- stratificarea cu cameră de ardere divizată;

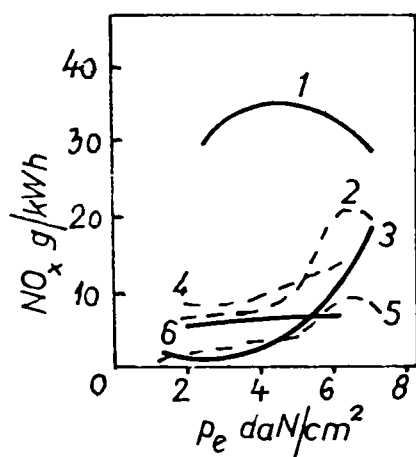


Fig. 2.14 Comparație între concentrația NO_x produsă de diferite camere de ardere divizate:

1- British Leyland standard; 2- British Leyland reglat pentru $c_{e\min}$; 3- British Leyland reglat pentru $\text{NO}_{x\min}$; 4 - VW2; 5 - Porsche; 6 - Texaco

laboratoarele de cercetare de la General Motors [13]. Cele trei variante de alimentare presupun o stratificare axială a amestecului proaspăt astfel:

- alimentare prin injecție de combustibil în poarta supapei de admisiune, injecția

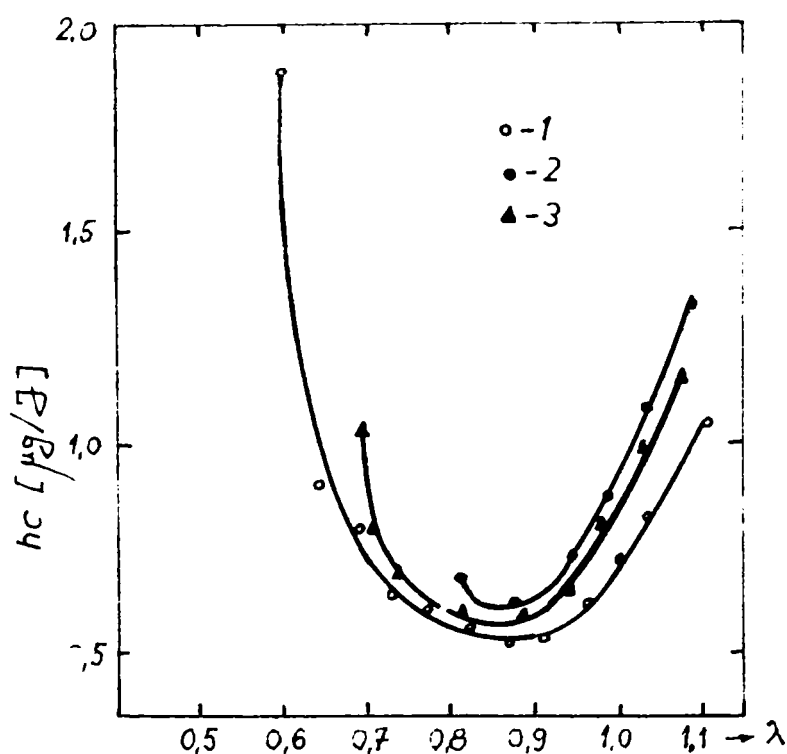


Fig. 2.15 Emisia hidrocarburi în cazul stratificării axiale a amestecului

În ambele cazuri, amestecul se prepară prin carburare, injecție sau prin ambele procedee. Toate procedeele de stratificare a amestecului se dovedesc eficiente sub raportul reducerii NO_x - fig. 2.14.

În fig. 2.15 - 2.16 se prezintă evoluția emisiilor de hidrocarburi și de NO_x în funcție de coeficientul excesului de aer λ , pentru trei variante de alimentare, pentru un motor tip CFR, ($n = 1200$ rot/min, $\epsilon = 8,0$) funcționând cu izo-octan.

Cercetările au fost efectuate în

laboratoarele de cercetare de la General Motors [13]. Cele trei variante de alimentare presupun o stratificare axială a amestecului proaspăt astfel:

- alimentare prin injecție de combustibil în poarta supapei de admisiune, injecția producându-se în perioada întârzierii la închiderea supapei. În timpul cursei de comprimare, în zona bujiei era concentrat un amestec bogat iar în partea opusă, un amestec sărac - injecție favorabilă (1);
- alimentare prin injecție în poarta supapei de admisiune, injecția producându-se înainte de deschiderea supapei. În timpul cursei de comprimare, în zona bujiei era concentrat un amestec sărac iar în partea opusă,

un amestec bogat - injecție nefavorabilă (2);

- alimentare cu amestec de aer-combustibil preformat (3).

Emisiile de hidrocarburi au evidențiat o reducere între 5 - 25 % în cazul injecției favorabile, respectiv o mărire cu 2 - 10 % în cazul injecției nefavorabile, în comparație cu varianta alimentării cu amestec a motorului.

În cazul NO_x , valorile cele mai mari s-au obținut în cazul alimentării motorului cu amestec (3), valorile cele mai mici fiind în cazul injecției nefavorabile (2), datorită temperaturilor de ardere mai reduse, ca urmare a formării necorespunzătoare a amestecului.

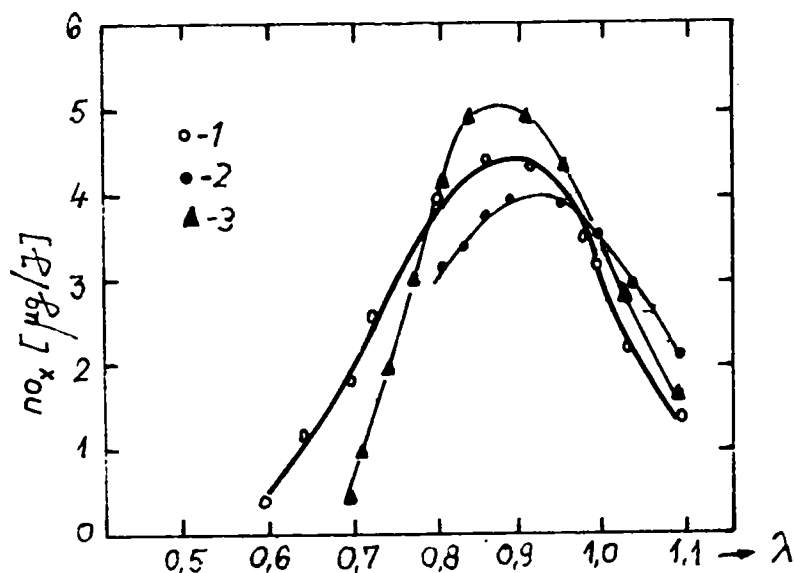


Fig. 2.16 Emisia de NO_x în cazul stratificării axiale a amestecului

b. Modificarea duratei de deschidere simultană a supapelor

Această soluție se dovedește în anumite limite o soluție eficientă, fie că mărește cantitatea de gaze reziduale - soluție echivalentă cu recircularea gazelor de evacuare, reducând NO_x , fie că readuce în cilindru din conducta de evacuare hidrocarburile eșapate la sfârșitul procesului de evacuare - curgere inversă.

Cercetări efectuate de firma General Motors [13] au urmărit determinarea efectelor pe care le are modificarea fazelor distribuției asupra emisieii de NO_x , cât și asupra celorlalte noxe. Cercetările au vizat reducerea conținutului de NO_x prin mărirea conținutului de gaze reziduale din camera de ardere, aplicând trei metode:

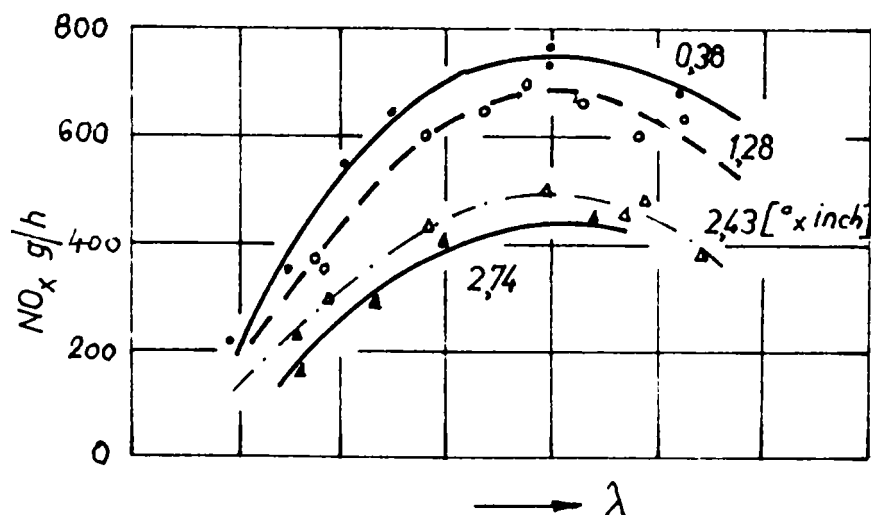


Fig. 2.17 Efectele suprapunerii deschiderii supapelor și a lui λ asupra NO_x

- creșterea suprapunerii deschiderii simultane a supapelor;
- utilizarea distribuției variabile;
- suprapunere variabilă a deschiderii simultane a supapelor.

Prin creșterea suprapunerii deschiderii simultane a supapelor, se obține reducerea emisiei de NO_x cu până la 50 % - fig.2.17 ($n = 1600 \text{ rot/min}$), dar simultan se înregistrează o mărire a hidrocarburilor și CO. Aceste efecte au fost puse pe seama amestecului bogat obținut la mersul în gol.

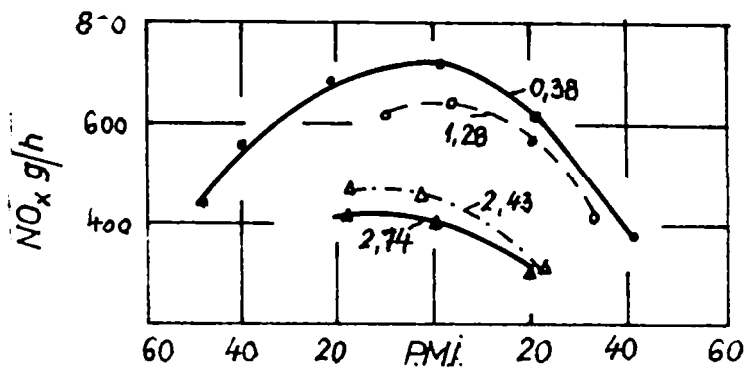


Fig. 2.18 Efectele distribuției variabile asupra emisiei de NO_x

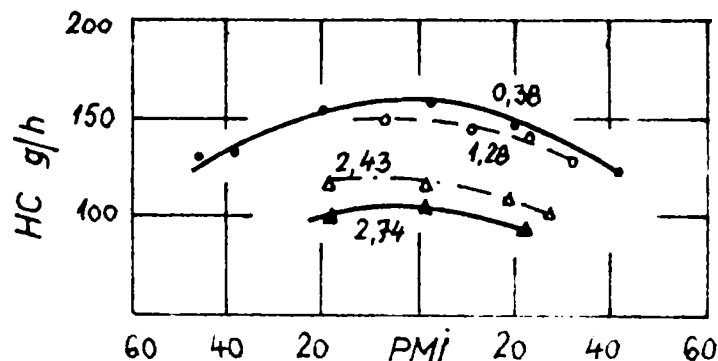


Fig. 2.19 Efectele distribuției variabile asupra emisiei de HC

Prin folosirea distribuției variabile, reducerea emisiilor de NO_x se obțin atât la rotirea axului cu came înainte respectiv înapoi, reduceri de până la 50 % - fig. 2.18. Suplimentar, s-a obținut și o ușoară reducere a hidrocarburilor - fig. 2.19, iar condițiile amestecului la mersul în gol au fost bune. O pierdere semnificativă de putere la sarcini parțiale s-a observat la deplasarea distribuției înainte sau înapoi.

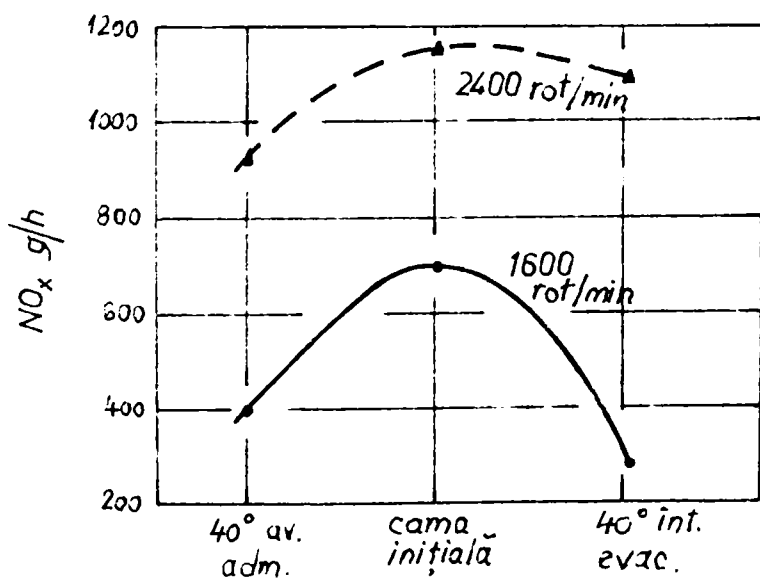


Fig.2.20 Efectele suprapunerii variabile a deschiderii supapelor asupra NO_x

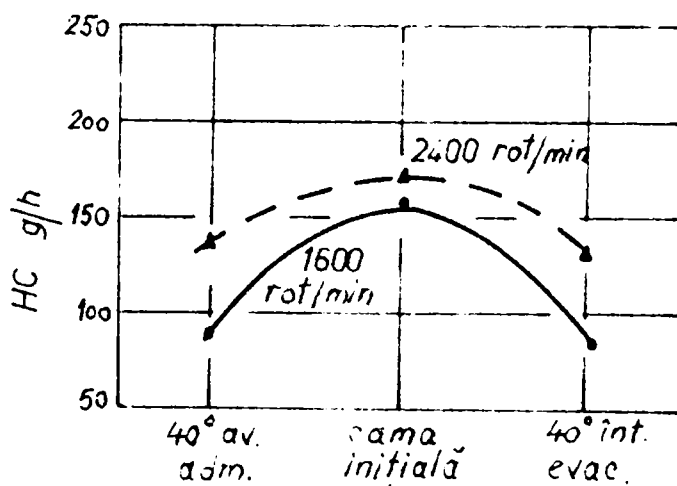


Fig. 2.21 Efectele suprapunerii variabile a deschiderii supapelor asupra HC

Suprapunerea variabilă a deschiderii supapelor a presupus combinarea suprapunerii reduse pentru mersul în gol cu suprapuneri mari pentru turațiile ridicate ale motorului. Variabilitatea suprapunerii deschiderii simultane a supapelor s-a obținut prin mărirea avansului deschiderii admisiunii și a întâzierii închiderii evacuării. Prin aceasta, s-a realizat reducerea semnificativă a emisiei de NO_x - fig. 2.20, și în mai mică măsură a hidrocarburilor - fig. 2.21.

2.3. Cercetări privind factorii care influențează fumul și emisiile gazoase la motorul diesel cu injecție directă

Experimente efectuate la departamentul de cercetare de la C.A.V. Lucas Ltd. au urmărit determinarea efectelor diferiților factori asupra emisiilor poluante ale motoarelor cu aprindere prin comprimare cu injecție directă. Scopul cercetărilor a fost obținerea de date pentru dezvoltarea sistemelor de ardere și de injecție, în vederea reducerii emisiilor poluante. Factorii analizați au fost: avansul la injecție, viteza de injecție, configurația orificiilor pulverizatorului și organizarea mișcării de rotație a aerului în interiorul cilindrului. Efectele tuturor acești factori - cu excepția avansului la injecție au fost studiate separat [29].

Câteva caracteristici ale motoarelor diesel cu injecție directă utilizate în timpul experimentelor sunt prezentate în tabelul 2.7.

Tabelul 2.7

Motor	Nr. cilindri	Cilindree unitară [dm ³]	Raport de comprimare ϵ	Raport diametru cupă piston / diametru cilindru D_c / D	Tipul cupei pistonului
A	1	0,97	16	0,62	Disc
B	1	1,0	16	0,60	Disc
C	1	1,36	16	0,50	Toroidală
D	4	1,0	16	0,60	Disc

Experimentele au fost efectuate pentru un anumit domeniu de variație al avansului la injecție, a debitului, a nivelului mișcării aerului și al turației motorului. Datorită efectelor în termeni calitativi ai echipamentului de injecție, rezultatele prezentate sunt la turația de 2000 rot/min, aceasta fiind la circa 60 % din turația nominală.

Viteza combustibilului injectat a fost modificată prin schimbarea presiunii de injecție și variind secțiunea de pulverizare a injectorului. Variația presiunii de injecție s-a obținut prin modificări ale sistemului de injecție. În tabelul 2.8 se prezintă duratele injecției obținute pentru cele 4 motoare utilizate și diferite configurații ale orificiilor de injecție.

Mișcarea de rotație a aerului în interiorul cilindrului a fost obținută utilizând supape de admisie ecranate, la un unghi de 60, 90 și 120 °.

Tabelul 2.8

Motor	Orificiile de injecție nr.x diametru [mm]	Debit injectat mm ³ / cursă	Durata injecției [°RAC]	Viteza de injecție [mm ³ / °RAC]
A	4 x 0,28	60	20,5	2,92
	4 x 0,28	60	17	3,53
	3 x 0,33	60	20,5	2,92
	5 x 0,25	60	20,5	2,92
	4 x 0,30	60	18	3,33
	4 x 0,33	60	17	3,53
B	4 x 0,28	60	22	2,73
C	4 x 0,30	60	24	2,45
	4 x 0,30	60	20	2,94
	4 x 0,33	60	21	2,80
	4 x 0,33	60	18	3,27
D	4 x 0,28	60	20	3,00
	4 x 0,28	60	18	3,33
	4 x 0,28	60	17	3,53
	4 x 0,28	60	15,5	3,87

2.3.1. Efectele avansului și a vitezei de injecție

Rezultatele obținute pentru motorul D ale efectelor avansului și a vitezei de injecție asupra gradului de fum (GF), al emisiilor de NO_x și CO sunt prezentate în

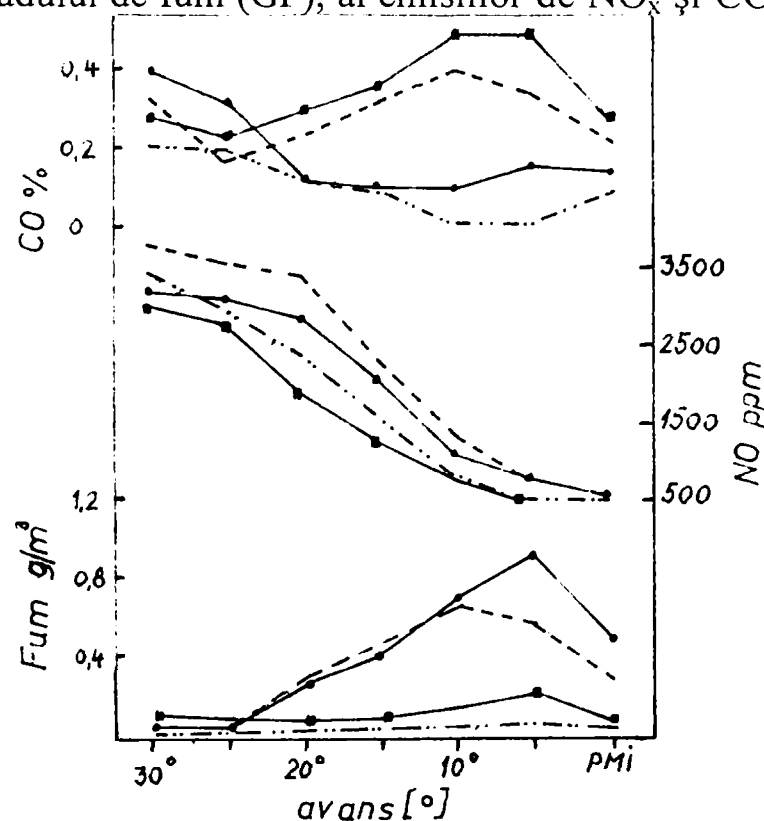


Fig. 2.22 Efectele avansului și a vitezei de injecție asupra emisiilor poluante m.a.c. (ID)

fig. 2.22 iar asupra emisiilor de HC, obținute pentru motorul B, similar din punct de vedere al arderii, în fig. 2.23.

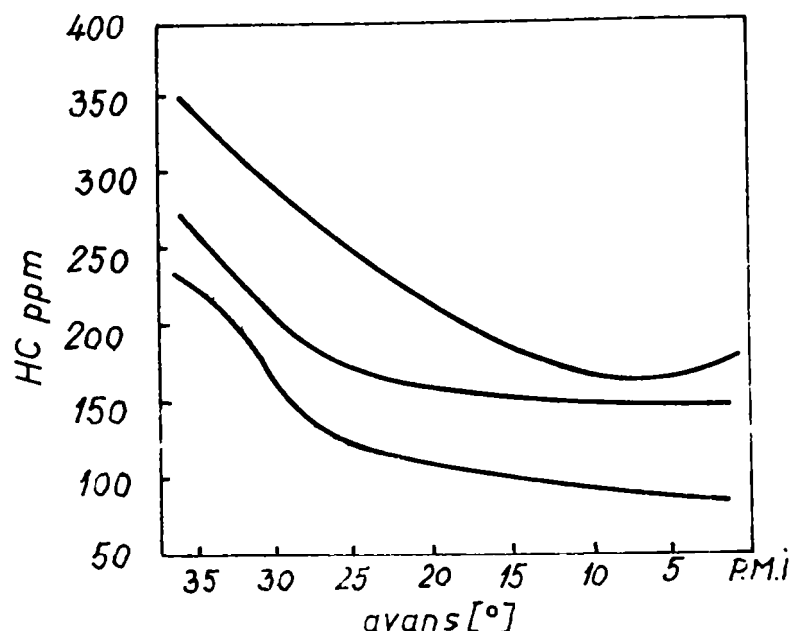


Fig. 2.23 Efectele avansului și a vitezei de injecție asupra emisiei HC

Reducerea avansului determină scăderea NO_x . Concentrația de CO scade la reducerea avansului pentru viteze mari de injecție (var. 3 și 4), iar gradul de fum crește la reducerea avansului până la un anumit punct, apoi la scăderea avansului în continuare, GF se reduce - fig. 2.22 și 2.24. Creșterea vitezei de injecție, deci a presiunii de injecție, pentru o valoare dată a avansului, determină reducerea fumului, a oxidului de carbon, dar crește emisia de NO_x .

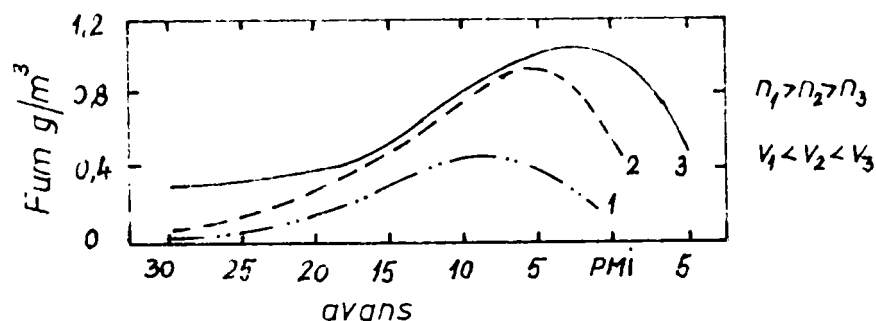


Fig. 2.24 Efectele avansului și a vitezei de injecție asupra GF la diferite turații

Emisia de hidrocarburi se reduce la scăderea avansului, dar se mărește la creșterea vitezei de injecție - fig. 2.23, dar influența injecției (avans + viteză) asupra emisiei de HC este relativ redusă.

Aceste rezultate au fost obținute prin modificarea presiunii de injecție. Rezultate similare au fost obținute prin variația secțiunii orificiilor injectorului, cu menținerea constantă a presiunii p_{inj} .

Rezultatele din fig. 2.23 și 2.24 au fost obținute la turația de 2000 rot/min și sarcina totală a motorului. În fig. 2.25 se prezintă evoluția emisiilor la turația nominală de 3200 rot/min și sarcina totală. Gradul de fum la turația nominală se reduce apreciazabil la creșterea vitezei de injecție și a avansului, o valoare constantă de circa 4 g/CPh obținându-se pentru injecția combustibilului chiar în p.m.i., indiferent de viteza de injecție. Masa de HC înregistrată a fost de circa 2 g/CPh, nefiind afectată în mod substanțial de modificarea avansului la injecție. Aceasta a fost însoțită și de o reducere cu 12 % a randamentului și a presiunii medii efective, în comparație cu motorul cu echipamentul standard de injecție (avans, debit), pentru turația de 2000 rot/min. Efecte similare au fost obținute și la turația nominală a motorului, cu reduceri ale randamentului până la 5 % - pentru un avans de 5 °, și o emisie de NO_x de 6 g/CPh - [29].

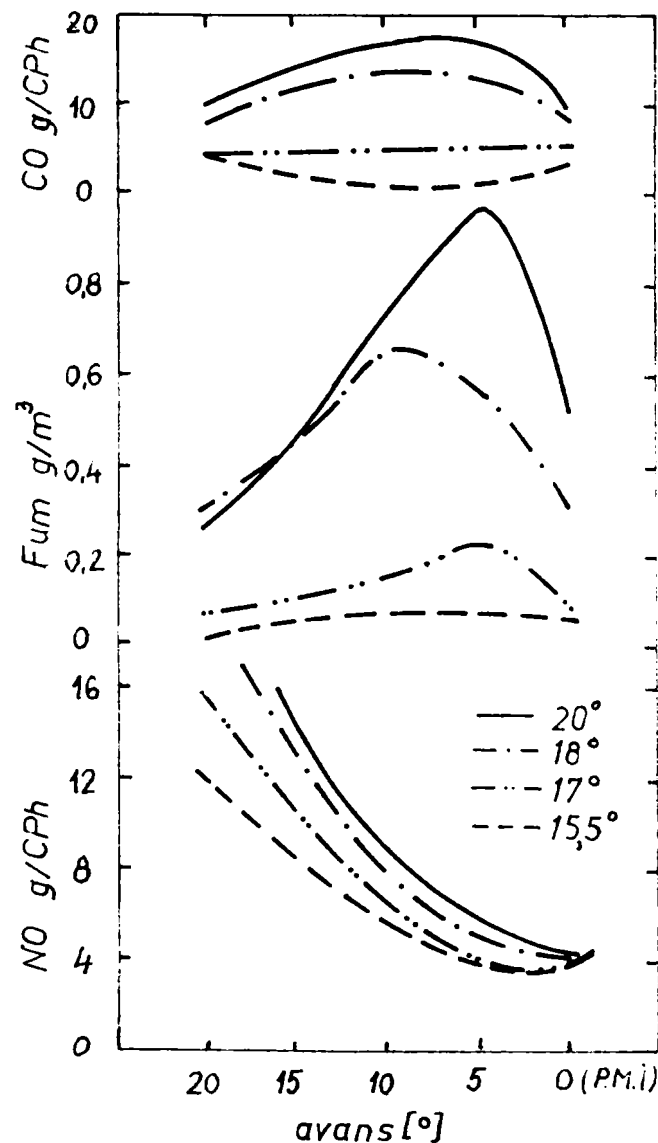


Fig. 2.25 Influența avansului și a vitezei de injecție asupra emisiilor poluante la turația nominală de 3200 rot/min

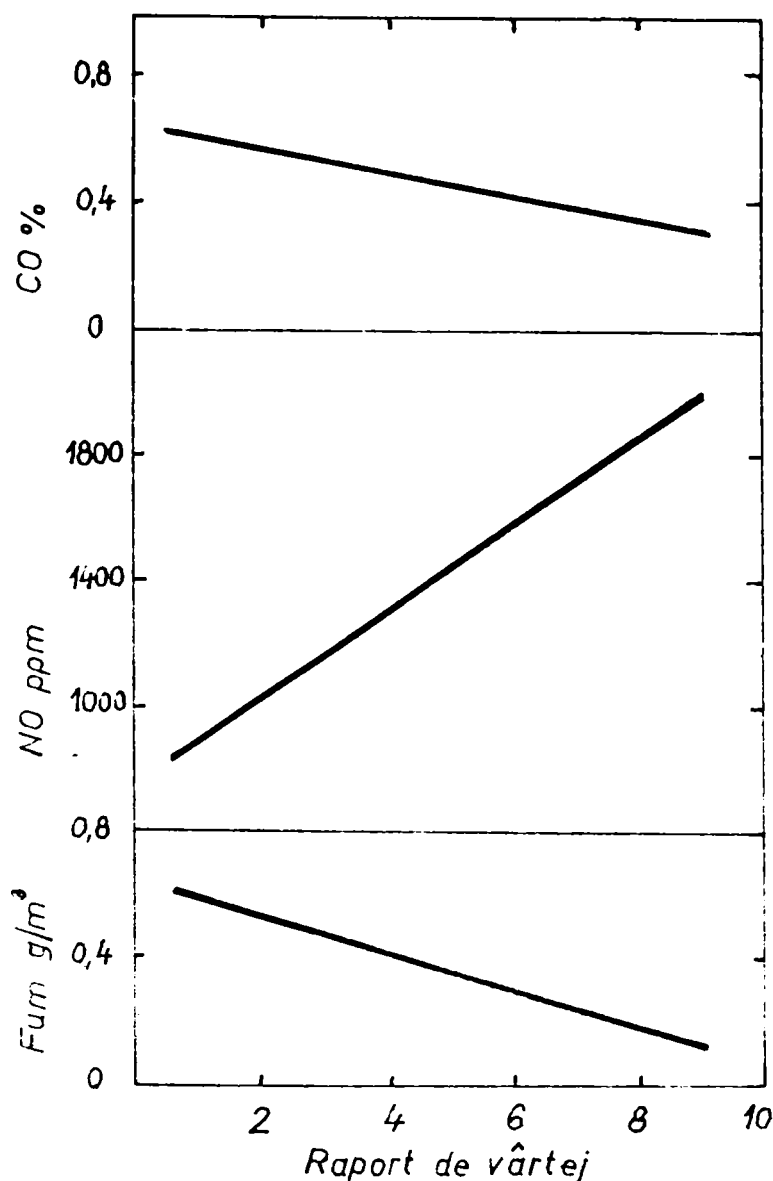


Fig. 2.26 Efectele mișcării de vârtej asupra emisiilor poluante și al consumului

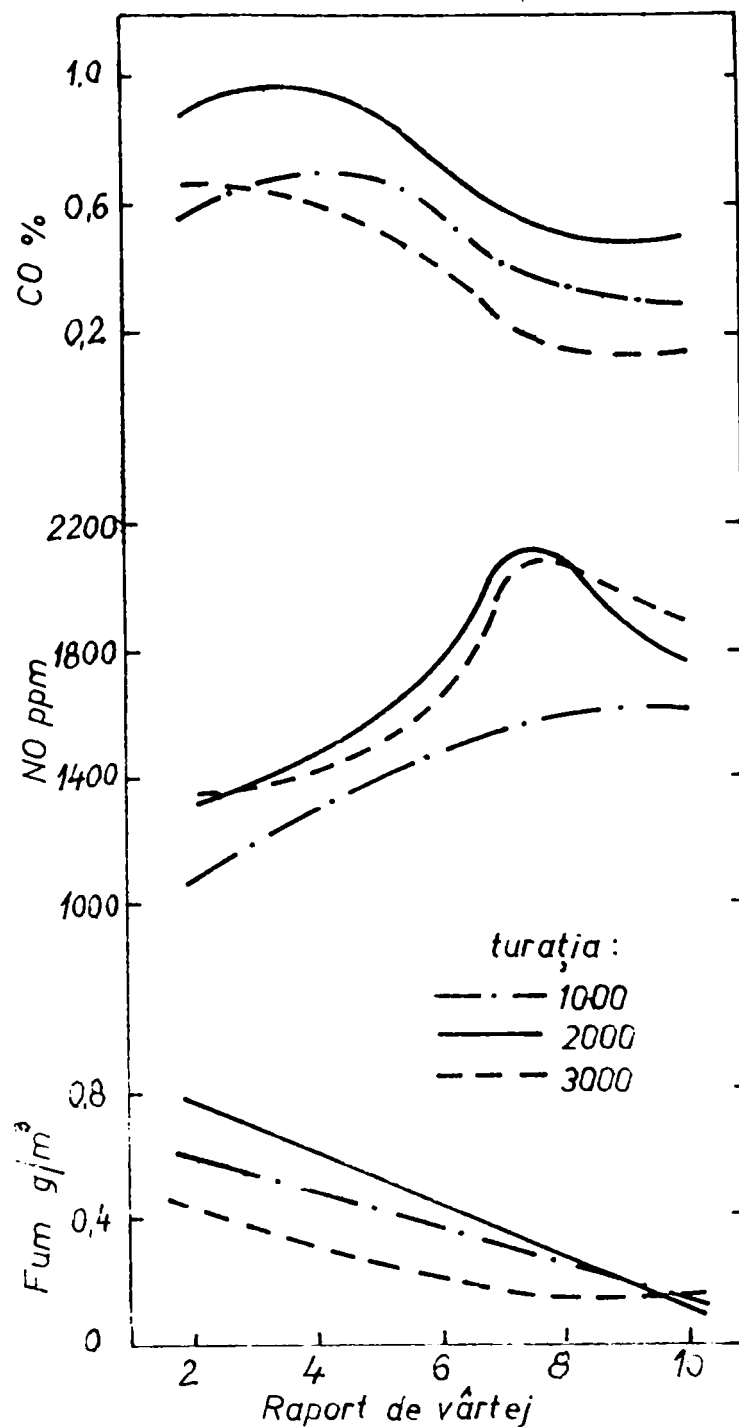


Fig. 2.27 Efectele mișcării de vârtej și al turației motorului asupra emisiilor

2.3.2. Efectele mișcării de rotație a aerului

Cercetările privind efectele mișcării de rotație a aerului asupra emisiilor poluante au fost efectuate pe motorul tip C, echipat cu injectoare cu 4 orificii de pulverizare. Fig. 2.26 prezintă rezultatele obținute pentru trei variante de supape ecranate ($\varphi = 60, 90$ și 120°) la turația de 1000 rot/min. Un raport de vârtej cu valoarea 7 este optim din punctul de vedere al consumului specific de combustibil. Aceeași influență se manifestă și la celelalte turații ale motorului. La creșterea raportului de vârtej, gradul de fum se reduce, similar CO, dar crește emisia de NO_x .

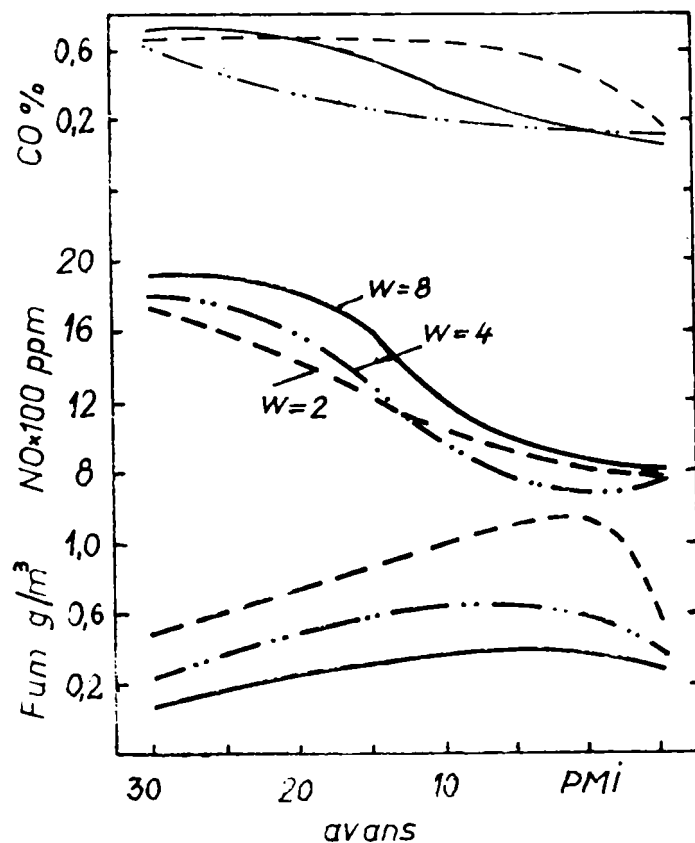


Fig. 2.28 Efectele mișcării de rotație asupra emisiilor poluante, motor C, $n = 2000$ rot/min

Turația motorului influențează de asemenea emisiile poluante - fig. 2.27, rezultatele prezentate fiind pentru supapele de admisie ecranate la un unghi de 90° . Gradul de fum și emisia de CO se reduc la creșterea turației, cu evoluții totuși oscilante - de exemplu, față de 1000 rot/min - valori mai reduse la 3000 rot/min, dar mai mari la 2000 rot/min. Conținutul de NO_x se mărește la creșterea turației.

De asemenea, mărirea raportului de vârtej a condus la reducerea sensibilității gradului de fum față de modificările avansului și a vitezei de injecție - fig. 2.28.

2.3.3. Efectele configurației orificiilor de pulverizare

Creșterea diametrului orificiilor de pulverizare - în cazul injectoarelor cu 4 orificii folosite la motoarele A și C, are ca efect mărirea debitului de combustibil injectat. Au mai fost încercate și variantele cu 3 și 5 orificii, cu păstrarea constantă a secțiunii de pulverizare, rezultatele fiind redată în fig. 2.29.

Pentru motorul A, varianta cu 4 orificii de pulverizare produce emisii de CO și fum mai reduse, pentru diferite valori ale avansului la injecție, iar varianta cu 5 orificii asigură valorile cele mai mari pentru cei doi poluanți. Din punctul de vedere al NO_x , injectoarele cu 4 orificii asigură valorile cele mai mari, iar cele cu 3 orificii, valorile cele mai mici. Efecte similare s-au înregistrat și pentru motorul tip C, cu diferențe totuși minore pentru cazul a 3 sau 4 orificii. În aceste situații, injectoarele cu 4 orificii de pulverizare asigură raportul de amestecare cel mai ridicat între aer și combustibil, pentru cazul camerelor de ardere tip cupă în piston la m.a.c. cu injecție directă.

Ca și cerință de bază impusă de aceste experimente este creșterea vitezei de amestecare între combustibil și aer și întârzierea injecției (reducerea avansului).

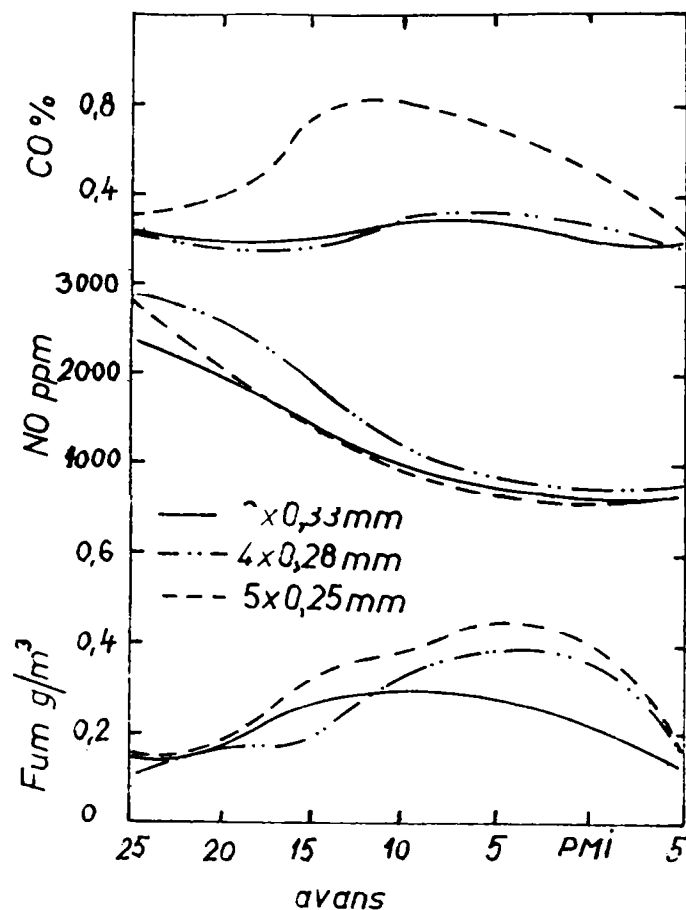


Fig. 2.29 Efectele configurației orificiilor de pulverizare

orificii al pulverizatorului de la 4 x 0,36 la 6 x 0,26, secțiunea echivalentă se reduce cu 30 %, cu consecințe asupra reducerii performanțelor motorului (putere, moment), deși nu într-o proporție atât de însemnată - până la 17...18 %.

Cercetări privind efectele modificării echipamentului de injecție (tipul pompei și configurația orificiilor de pulverizare) au fost efectuate și la S.C. INAR S.A. Brașov - [28], folosind un motor diesel cu injecție directă tip 292-L4-DT, cu cameră de ardere unitară tip ω cu deschidere medie. Variantele cercetate, din punctul de vedere al echipamentului de injecție, sunt prezentate în tabelul 2.9.

Rezultatele obținute pentru gradul de fum - xp - , pentru variantele analizate sunt prezentate în fig.2.17. Prin creșterea numărului de

Tabelul 2.9

Varianta	Tip pompă	Tip regulator	Tip pulverizator n x d [mm] x α[°]	Presiunea de injecție
standard	A Φ9 mm, p _{max} =600 bar	RSV	4 x 0,36 x 150°	240 bar
1	A Φ9 mm, p _{max} =600 bar	RSV	6 x 0,26 x 150°	240 bar
2	P Φ11 mm, p _{max} =900 bar	RQV	4 x 0,36 x 150°	240 bar
3	P Φ11 mm, p _{max} =900 bar	RQV	6 x 0,26 x 150°	240 bar
4	P Φ9,5 mm, p _{max} =900 bar	RSV	4 x 0,36 x 150°	240 bar
5	P Φ9,5 mm, p _{max} =900 bar	RSV	6 x 0,26 x 150°	240 bar
6	P Φ9,5 mm, p _{max} =900 bar	RSV	8 x 0,26 x 150°	240 bar

Varianta “4”, cu 4 orificii de pulverizare, a realizat gradul de fum minim în comparație cu varianta “standard”, cu reduceri de până la 105 % la turația de 1200

rot/min. Performanțele de moment și de consum sunt apropiate de cele ale variantei standard.

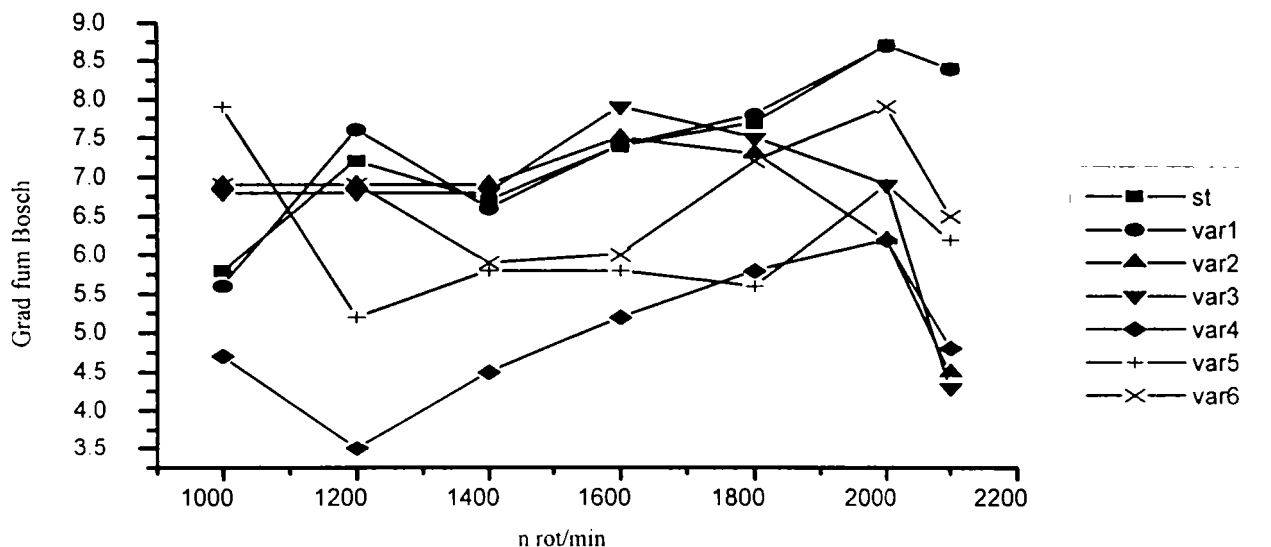


Fig. 2.30

Varianta “6” are 8 orificii de pulverizare cu diametrul de 0,26 mm, asigurând o secțiune echivalentă cu varianta “standard” - 4 x 0,36, determină un grad de fum mai redus în comparație cu varianta standard, dar nu la nivelul variantei “4”, scăderea gradului de fum fiind doar de până la 23 % la turația de 1600 rot/min. Această variantă asigură însă performanțele cele mai bune de moment și consum specific.

Concluzia acestor încercări a fost că soluția energetică optimă din punctul de vedere al performanțelor motorului nu asigură și cele mai reduse emisii de fum [28].

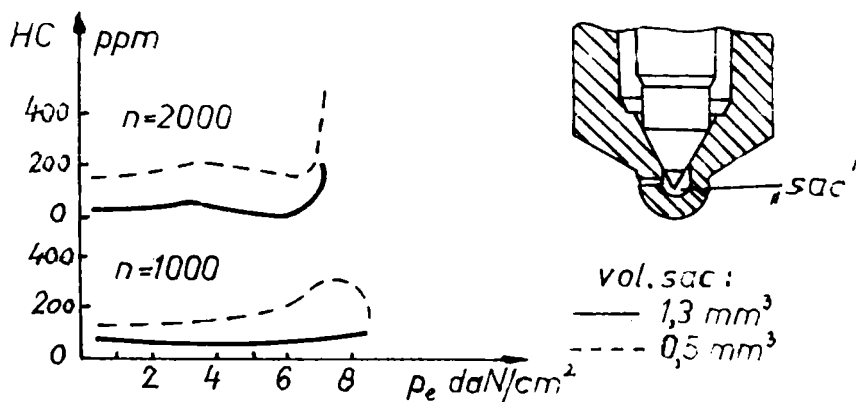


Fig. 2.31 Influența volumului sacului pulverizatorului asupra HC (m.a.c. - ID)

Alte experimente au demonstrat influența volumului interior al pulverizatorului (“sacului”) de sub acul injectorului - fig.2.31. Combustibilul din

acest volum se scurge parțial în cilindru după sfârșitul injecției, în cursa de destindere, devenind sursa emisiilor de hidrocarburi și fum, datorită condițiilor improprii de formare a amestecului. Alte experiențe au arătat că emisiunea de HC pe ciclu reprezintă aproximativ 20 % din volumul de sub ac, ceea ce sugerează că o parte din combustibilul scurs în camera de ardere este totuși antrenat în reacții de oxidare. Posibilitățile constructive de reducere a spațiului de sub acul pulverizatorului depind de poziția de montaj a injectorului și de unghiul conului format de axele orificiilor de injecție. Volumul minim se poate obține în varianta de montaj a pulverizatorului coaxial cu cilindrul.

2.3.4. Efectele injecției de apă în cilindrul motorului diesel

Cercetări efectuate la C.A.V. Lucas de către G.Greeves, I.M.Khan ș.a. au urmărit efectele injectării apei în interiorul cilindrului motorului în vederea reducerii noxelor eşapate, concomitent cu alte efecte urmărite (reducerea temperaturii în cilindru pentru îmbunătățirea răcirii, reducerea consumului de combustibil, funcționarea mai liniștită a motorului, etc). Incercările s-au făcut pe un motor diesel cu injecție directă având următoarele caracteristici:

- număr de timpi: 4;
- număr de cilindri: 4;
- cilindree unitară: $V_s = 0,97 \text{ dm}^3$;
- raport de comprimare: $\epsilon = 16$;
- injector de combustibil - nr. orificii x diametru: 4 x 0,28 mm

Injecția apei s-a făcut într-un singur cilindru, astfel:

- în colectorul de admisie, cu un injector cu diametrul orificiului de 0,58 mm și presiunea de 175 bar;
- direct în interiorul cilindrului, cu injectoare separate pentru apă și combustibil, orificiile injectorului de apă fiind 3 x 0,32 mm, presiunea de injecție de 165 bar;
- injecția apei în cilindru împreună cu combustibilul, cu un singur injector;

Cercetări similare s-au inițiat și la Universitatea "Stefan cel Mare" Suceava, folosind un motor HMN 2156 căruia i s-au modificat chiulasele, acestea fiind echipate cu câte un injector suplimentar pentru injecția de apă, aceasta fiind posibilă în orice punct al ciclului motor [40].

Câteva din rezultatele obținute sunt prezentate sintetic în tabelul 2.10, în formă relativă, pentru diferite rapoarte procentuale între apa injectată și combustibil.

În general, NO se reduce odată cu creșterea cantității de apă, cea mai mică valoare înregistrată a raportului relativ a fost de 0,28 și a corespuns la două situații: injecție directă de apă pentru $V_a / V_c = 1,24$ (deci cantități mari de apă

injectată) și în cazul injecției apei cu combustibilul prin injecție directă, la un raport V_a / V_c mai redus de 0,55.

Experimental, s-a constatat o creștere a hidrocarburilor eşapate odată cu mărirea cantității de apă.

Rezultatele privind fumul sunt contradictorii, raportul relativ prezentând valori între 0,25 (reducere drastică a fumului) și 1,3. Cel mai mic raport relativ corespunde injecției de apă odată cu combustibilul prin injecție directă la un raport apă/comb. de 0,55, dar și cel mai mare raport relativ apare tot la această metodă pentru un raport de 0,21.

În ceea ce privește conținutul de CO, se constată o creștere a acestuia cu cantitatea de apă injectată, dar și reduceri în aceleași condiții.

Tabelul 2.10

Autor	Turație rot/min	V_a / V_c %	Raport relativ					
			NO	HC	Fum	CO	c_e	\hat{t}_{aa}
Greeves ș.a.	2000	0,21	0,62	1,0	1,3	1,50	1,00	1,2
		0,50	0,53	1,0	0,5	0,60	0,98	1,5
		0,80	0,32	2,0	0,25	0,45	1,02	2,2
Suceava	2100	0,20	0,76		0,93	0,85	0,91	
		0,50	0,62		0,72	0,97	0,94	
		0,80	0,56		0,59	1,35	0,96	

Consumul specific de combustibil c_e se modifică în limite restrânse, existând posibilitatea diminuării acestuia cu maxim 6 %, dar putând avea loc și majorări ale consumului.

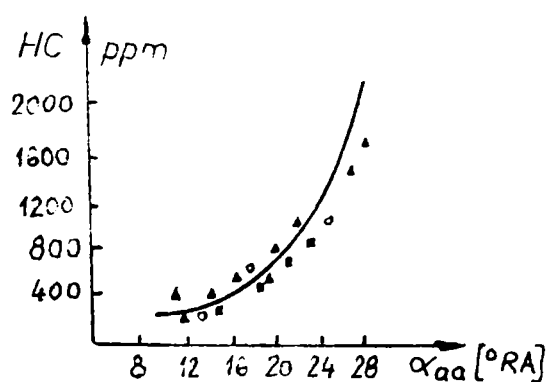


Fig. 2.32 Dependența emisiei de HC de întârzierea la autoaprindere (m.a.c. - ID)

Întârzierea la autoaprindere \hat{t}_{aa} se mărește conform tuturor încercărilor. Apare ca semnificativă valoarea maximă a raportului relativ de 2,2, ceea ce indică dublarea perioadei de întârziere la autoaprindere. Acest lucru poate fi pus pe seama reducerii temperaturii în cilindru datorită prezenței micropicăturilor de apă care absorb energia termică pentru vaporizare.

Cantitatea relativă de combustibil din zona amestecurilor preformate neinflamabile depinde de proporția combustibilului injectat în perioada întârzierii la declanșarea arderii și de viteza de amestecare a combustibilului cu aerul, deci de mișcările aerului din camera de ardere. Mărirea întârzierii antrenează în general tendința de creștere a emisiilor de HC. Experiențe efectuate cu un motor cu injecție directă [3], funcționând la

diferite sarcini ($n = 2800$ rot/min), avansuri la injecție și cu mai multe sorturi de combustibil, confirmă tendința de creștere a hidrocarburilor în gazele de ardere odată cu mărirea întârzierii la autoaprindere - fig. 2.32.

2.3.5. Influența tipului camerei de ardere

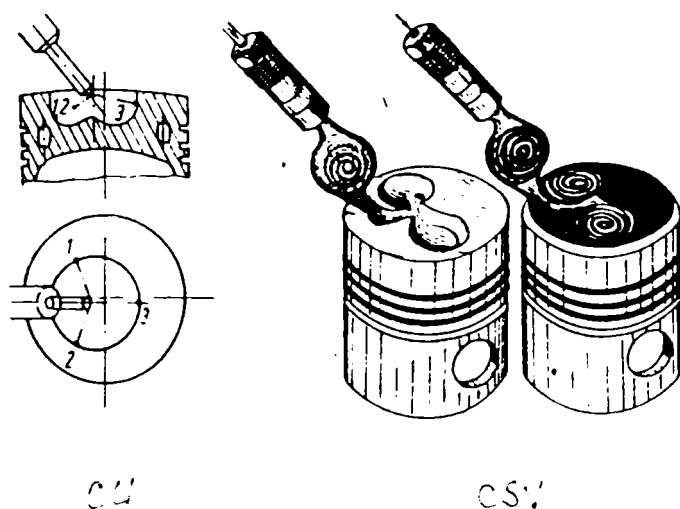


Fig. 2.33 Camera de ardere unitară CU și divizată CSV

Camera de ardere împărțită funcționează după principiul stratificării: amestec b-g în camera separată, amestec sărac în camera principală. Pe un același motor Deutz, au fost încercate două camere de ardere distincte, o cameră unitară CU - (a), și o cameră separată de vârtej CSV (b) - fig. 2.33. Variația concentrației emisiilor cu sarcina pentru aceste tipuri de camere de ardere este prezentată în fig. 2.34.

Testele arată că avantajele sunt net în favoarea camerei cu cameră separată de vârtej, ceea ce explică adaptarea acesteia pe motorul VW-Golf.

2.3.6. Recircularea gazelor de ardere

Inițial, această metodă a fost aplicată urmărindu-se același efect ca în cazul m.a.s.: reducerea NO_x prin acțiunea de moderare a vitezei de reacție de tip Zeldovici. Aplicând metoda la un motor tip Saviem 797-05, cu cameră de ardere tip "M", prin recircularea gazelor fierbinți s-a obținut pe lângă reducerea de NO_x și o scădere sensibilă a hidrocarburilor - fig. 2.35 a, determinată de creșterea temperaturii fluidului motor, ceea ce atenuază fenomenul de stingere a flăcării, care generează HC. Suplimentar, s-a obținut și o reducere a concentrației de CO. Pentru un grad mai mare de recirculare GR, se înregistrează o creștere a gradului de fum și a consumului specific de combustibil, evidențiind o lipsă de oxigen care înrăutățește arderea. Ulterior, procedeul a fost asociat cu obturarea admisiunii,

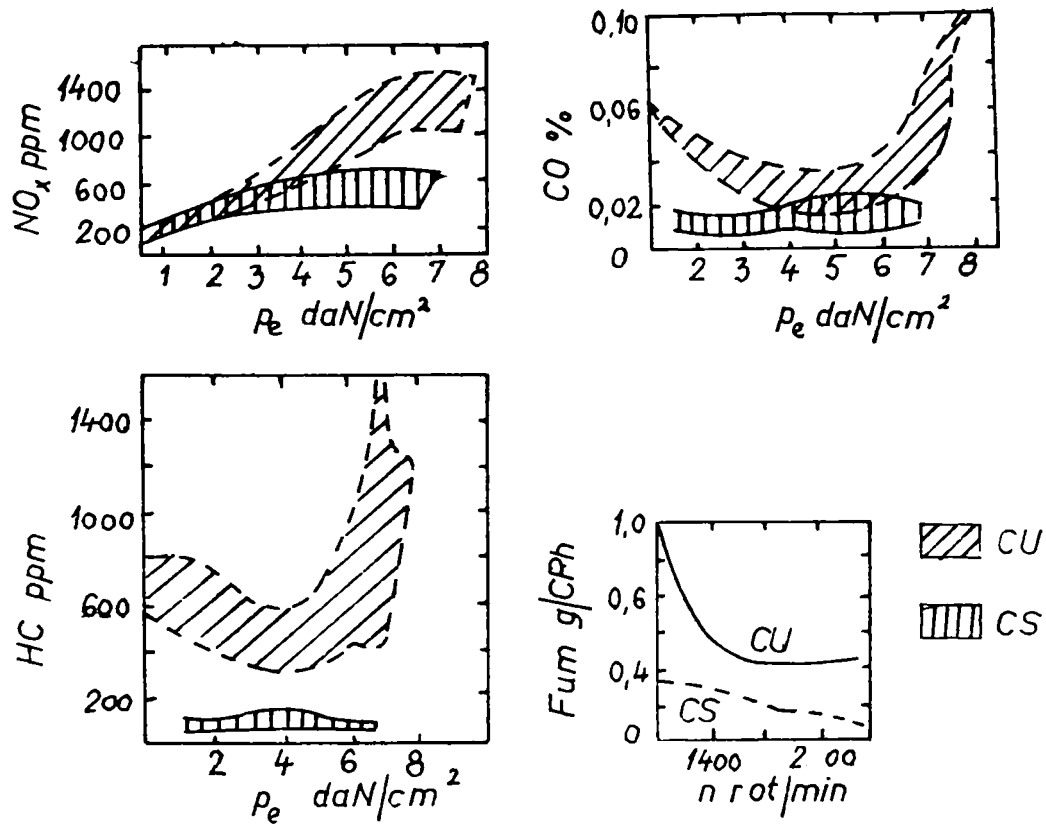


Fig. 2.34 Influența sarcinii și a turației asupra nivelului emisiilor poluante m.a.c.

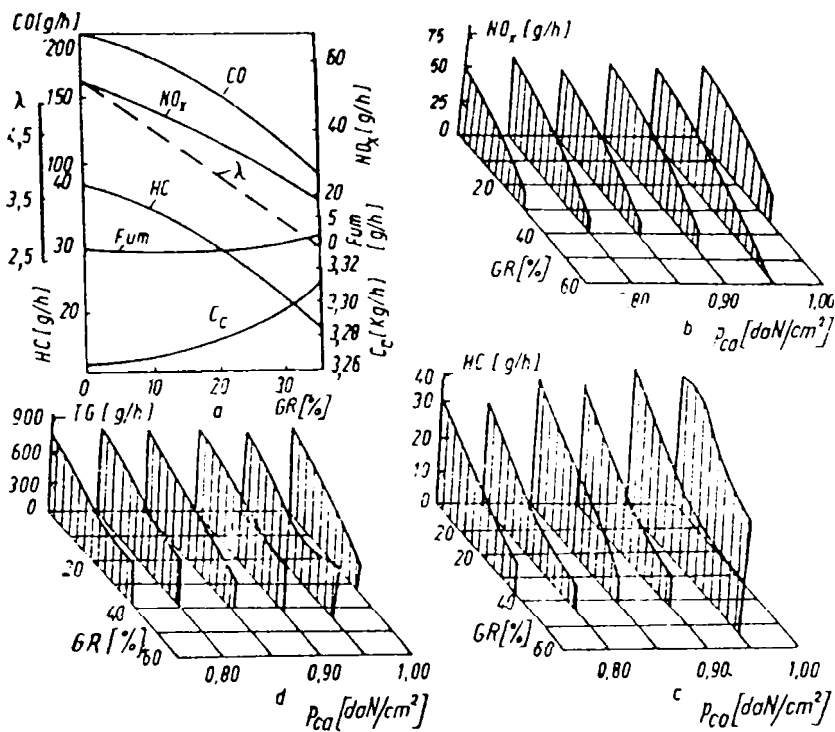


Fig. 2.35 Modificarea noxelor emise de mac prin recircularea gazelor de evacuare și obturarea admisiunii

reducându-se astfel sensibil coeficientul excesului de aer. Acest fapt determină creșterea temperaturii medii a fluidului motor în timpul arderii, acționând pozitiv asupra reducerii hidrocarburilor și contradictoriu asupra reducerii NO_x . Rezultatele globale sunt favorabile la mersul în gol și sarcini mici - fig. 2.35 b, c.

Capitolul 3 • MODELE DE CALCUL PENTRU EVALUAREA CANTITATIVĂ A NOXELOR EMISE DE MOTOARELE CU ARDERE INTERNĂ

În lipsa posibilităților de măsurare directă a compoziției gazelor eșapate de către motoarele cu ardere internă, se propun diverse metodologii pentru evaluarea aproximativă a acestora, care pot fi utile în studii de dispersie a noxelor în atmosferă, respectiv a imisiilor poluante datorate m.a.i.

3.1. Evaluarea prin calcul a noxelor emise de motorul cu aprindere prin scânteie

Calificarea de ansamblu a performanțelor motoarelor cu ardere internă poate fi făcută cu aproximație, determinată de complexitatea interdependențelor caracteristice proceselor care guvernează acest tip de mașini, respectiv prin calcul. Între nivelul noxelor eșapate de motorul cu aprindere prin scânteie și anumiți factori care caracterizează funcționarea acestuia (turație, coeficientul excesului de aer, etc), compoziția combustibilului, există anumite corelații, determinate de termodinamica arderii.

Compoziția chimică a combustibililor lichizi nu se definește exact printr-o formulă chimică, ei fiind un amestec de hidrocarburi. Compoziția chimică exactă se determină experimental pentru fiecare combustibil și se exprimă prin conținutul de carbon c , de hidrogen h și de oxigen o , exprimate în kg. componentă / kg. combustibil, celelalte elemente din combustibil (sulf, azot, etc.) fiind în proporții foarte reduse și influențând neînsemnat termodinamica arderii, respectiv compoziții rezultate prin ardere.

Cunoscând consistența noxelor din gazele de eșapament, măsurate în procente [%] de volum și marcate cu linii orizontale, de exemplu $|CO|$, se poate calcula coeficientul excesului de aer λ .

După Gerrish și Meem sunt oferite trei tipuri de relații, care exprimă interdependența dintre λ , produsele arderii și compoziția combustibilului [18], [41]:

$$\lambda = \frac{100 - |CO_2|}{0,329 \cdot L \cdot |CO_2| \cdot \left(1 + \frac{h}{c}\right)} \quad (3.1)$$

$$\lambda = \frac{100 - |CO_2| - |O_2|}{0,329 \cdot L \cdot |CO_2| \cdot \left(1 + \frac{h}{c}\right)} \quad (3.2)$$

Relația (3.1) se folosește în cazul arderii amestecurilor bogate ($\lambda < 1$), în condițiile în care în gazele eșapate există sub 1 % oxigen, datorită arderii incomplete. Precizia ambelor relații de calcul este bună și sensibilitatea lor, redusă.

Dioxidul de carbon este măsurat prin analiză în infraroșu nedisipativă, iar oxigenul, paramagnetic.

Pentru amestecurile sărace ($\lambda > 1$) se aplică relația:

$$\lambda = \frac{100 - 3 \cdot |CO_2| \cdot \frac{1 + \frac{h}{c}}{1 + \frac{c}{h}}}{0,416 \cdot L \cdot |CO_2| \cdot \left(1 + \frac{h}{c}\right)} \quad (3.3)$$

L [kg aer / kg comb.] - reprezintă aerul stoichiometric necesar arderii combustibilului, și poate fi calculat:

$$L = 11,45 \cdot \frac{3 + \frac{c}{h}}{1 + \frac{c}{h}} \quad (3.4)$$

National Gas Turbine Establishment Method propune pentru calculul coeficientului excesului de aer relația:

$$\lambda = \frac{|N_2|}{0,329 \cdot L \cdot |CO_2| \cdot \left(1 + \frac{h}{c}\right)} \quad (3.5)$$

Măsurătorile se fac prin colectarea probelor în saci, durează 1,5 s, metoda având precizie și sensibilitate mijlocie.

Haslett și Edison propun pentru calculul lui λ relația:

$$\lambda = \frac{1}{L} \cdot \frac{4,76 \cdot (|O_2| - x)}{L \cdot (1 - 4,76 \cdot |O_2|)} \cdot \frac{1 + 0,302 \cdot \frac{h}{c}}{1 + 0,25 \cdot \frac{h}{c}} \quad (3.6)$$

unde: x - este raportul dintre aerul participant la proces și proba totală supusă oxidării

Conținutul de O₂ se măsoară cu ajutorul unei sonde cu zirconiu, procedeul de măsurare fiind continuu, cu precizie redusă și sensibilitate mijlocie.

Relațiile (3.1) - (3.6) au la bază oxidarea catalitică a gazelor arse în cadrul procesului de analiză.

Pentru următoarele dependențe, analiza se face pentru gazele de ardere uscate, imediat după prelevarea acestora.

$$\lambda = \frac{1}{L} \cdot \frac{2897}{7,98 \cdot |CO_2| + 9,99 \cdot |CO| - 4,03 \cdot |O_2| + 16,04 \cdot |CH_4| + 2,02 \cdot |H_2| + 84,6} \quad (3.7)$$

unde:

$$\begin{aligned} |H_2| &= 0,0853 + 0,778 \cdot |CO| + 0,0869 \cdot |CO|^2 - 0,0076 \cdot |CO|^3 + 0,0003 \cdot |CO|^4 \\ |CH_4| &= 0,211 \cdot 0,0174 \cdot |CO| \end{aligned} \quad (3.8)$$

Dacă se cunoaște raportul h / c pentru combustibil, relația (3.6) devine:

$$\lambda = \frac{2897}{12,01 \cdot L \cdot \left(1 + \frac{h}{c}\right) \cdot (|CO_2| + |CO| + |CH_4|)} \quad (3.9)$$

Dioxidul și monoxidul de carbon se măsoară prin analiză nedisipativă în infraroșu iar oxigenul paramagnetic. Măsurarea este continuă, cu durata de 10 s, având o precizie bună și sensibilitate redusă.

$$\lambda = \frac{2897}{8 \cdot |CO_2| + 10 \cdot |CO| - 4 \cdot |O_2| + 86 \cdot |C_6H_{14}| + 2 \cdot |H_2| + 84 \cdot Q} \cdot \frac{Q}{L} \quad (3.10)$$

unde:

$$\begin{aligned} Q &= \frac{N_2}{79} = \frac{100 - |CO_2| - |CO| - |O_2| - |C_6H_{14}| - |H_2|}{79} \\ |H_2| &= 0,5 \cdot |CO| \end{aligned} \quad (3.11)$$

Măsurarea este continuă de-a lungul a 10 s, cu precizie bună și sensibilitate modestă.

Relația (3.10) este mai bună decât (3.8) prin aceea că ține cont de raportul volumic Q și că hidrocarburile pot fi ulterior recalulate din $|CH_4|$, chiar dintr-o dependență empirică.

Tot pentru calculul coeficientului excesului de aer în dependență cu compoziția volumică a noxelor eșapate, Weatherford a propus relația:

$$\lambda = \frac{5,75}{L \cdot \left(1 + \frac{h}{c}\right)} \cdot \left(\frac{|CO_2| + 2 \cdot |O_2| + |NO| - |H_2|}{|CO_2| + |CO|} \cdot 6 \cdot \frac{h}{c} + 1 \right) \cdot \left(1 + \frac{6 \cdot |HC|}{|CO_2| + |CO|} \right) \quad (3.12)$$

Măsurarea se face continuu sau în saci de colectare, are o durată de 10 s, cu precizie mijlocie și sensibilitate redusă. Dioxidul, monoxidul de carbon și hidrocarburile se măsoară prin analiză nedisipativă în infraroșu, hidrogenul prin cromatografie lichid - gaz, iar oxigenul paramagnetic. Hidrogenul se determină prin măsurători sau se calculează conform relației (3.11).

După Spindt, relația de calcul pentru λ se exprimă astfel:

$$\lambda = \frac{1}{L} \cdot \left(\frac{11,492}{1 + \frac{h}{c}} \cdot \frac{1 + 0,5 \cdot \frac{|CO|}{|CO_2|} \cdot \frac{|O_2|}{|CO_2|}}{1 + \frac{|CO|}{|CO_2|}} \right) \cdot \frac{34,3 \cdot K}{\left(1 + \frac{c}{h}\right) \cdot \left(K + \frac{|CO|}{|CO_2|}\right)} \cdot \frac{1}{1 + \frac{6 \cdot |HC|}{|CO_2| + |CO|}} \quad (3.13)$$

Măsurarea este continuă, având o precizie bună și o sensibilitate redusă. Hidrogenul poate fi stabilit din bilanțul aplicației, iar K este o constantă a cărei valoare este $K = 3,5$.

Brettschneider a propus relațiile:

$$\lambda = \frac{21 \cdot \left(|CO_2| + \frac{|CO|}{2} + |O_2| + \left(\frac{M_{cv}}{4} \cdot \frac{K}{K + \frac{|CO|}{|CO_2|}} - \frac{|O_{cv}|}{2} \right) \cdot \left(|CO_2| + |CO| + \frac{|NO|}{2} \right) \right)}{(21 + 50 \cdot \mu \cdot x) \cdot \frac{\frac{|CO|}{|CO_2|}}{K + \frac{|CO|}{|CO_2|}} \cdot \left(1 + \frac{M_{cv}}{4} - \frac{O_{cv}}{2} \right) \cdot (|CO_2| + |CO| + |HC|)} - \frac{\frac{W_{cv}}{2} \cdot \frac{\frac{|CO|}{|CO_2|}}{K + \frac{|CO|}{|CO_2|}}}{1 + \frac{M_{cv}}{4} - \frac{O_{cv}}{2}} \quad (3.14)$$

unde: x - umiditatea relativă în kg vapori apă / kg aer uscat;

$\mu = M_{au} / M_{ap\grave{a}} = 1,608$ - raportul maselor molare ale aerului uscat și a apei;

Raportul maselor molare este:

$$M_{cv} = \frac{2 \cdot K \cdot M_c}{c \cdot M_{apa}} \quad O_{cv} = \frac{20 \cdot M_c}{c \cdot M_{O_2}} \quad W_{cv} = \frac{a \cdot M_c}{c \cdot M_{apa}} \quad (3.15)$$

unde a - conținutul gravific de apă la 1 kg de substanță.

Măsurarea este continuă, având o durată de 10 s, precizia este bună și sensibilitatea modestă.

Cel de-al doilea tip de relație Brettschneider este mai simplă și mai puțin exactă:

$$\lambda = \frac{|CO_2| + \frac{|CO|}{2} + |O_2| + \left(\frac{1,542}{3,5 + \frac{|CO|}{|CO_2|}} - 0,0088 \right) \cdot (|CO_2| + |CO|)}{1,432 \cdot (|CO_2| + |CO| + k_1 \cdot |HC|)} \quad (3.16)$$

unde k_1 este raportul măsurătorilor pentru HC realizate prin analiză nedisipativă în infraroșu și respectiv prin ionizarea flăcării. Această valoare o oferă constructorul aparatului utilizat la măsurători după această metodă.

Lange oferă următoarea relație pentru evaluarea lui λ :

$$\lambda = \frac{28,96}{L \cdot (12,01 + 1,008 \cdot A)} \quad (13.17)$$

$$* \left[\frac{1}{|CO_2| + |CO| + x \cdot |C_2H_7|} \cdot \left(99,3 - 0,5 \cdot |CO| - \left(1 - \frac{0,375 \cdot y^2}{1 + \frac{|CO|}{K \cdot |CO_2|}} \right) \cdot |C_2H_7| \right) - \frac{A}{4} \cdot \left(2 - \frac{3}{1 + \frac{|CO|}{K \cdot |CO_2|}} \right) \right]$$

Măsurarea este continuă, cu durata de 1 s, precizia fiind bună pentru $\lambda > 1$ și mai modestă la amestecuri bogate, sensibilitatea este mijlocie.

Simons propune pentru calculul lui λ relația:

$$\lambda = \frac{21}{1 + \frac{3 \cdot h}{c}} \cdot \left(\frac{1 - 0,005 \cdot |CO| - 0,03 \cdot |C_3H_8| - 0,015 \cdot |H_2|}{|CO| + |CO_2| + 3 \cdot |C_3H_7|} + 0,03 \cdot \frac{h}{c} \right) \quad (3.18)$$

Măsurarea este continuă, durează 1 s și este caracterizată de precizie și sensibilitate mijlocie.

Procedeul Shell TRC a dezvoltat relațiile:

$$\lambda = \frac{(100 - d_w) - \sum |CO_2| - |O_2|}{0,329 \cdot L \cdot \left(1 + \frac{h}{c} \right) \cdot \sum |CO_2|} \quad (3.19)$$

$$\sum |CO_2| = \frac{100 \cdot (|CO_2| + |CO| + 6 \cdot |HC|)}{100 + 5 \cdot |HC| - |H_2|} \quad (3.20)$$

Constanta d_w pentru vaporii de apă prezenți în gazele eșapate este:

$d_w = 0,3$ dacă sunt subrăciți la $0^\circ C$ și presiune de vapori de $0,3\%$;

$d_w = 2,3$ dacă sunt răciți în condensator la $20^\circ C$ și presiune de vapori de $2,3\%$;

Măsurarea este continuă, durează 10 s și este caracterizată de precizie bună și sensibilitate ridicată.

Cea de-a doua clasă de relații dezvoltate după Shell TRC permite calculul coeficientului excesului de aer pentru amestecurile bogate, respectiv sărace.

$$\lambda_{bog} = \frac{98,9 - \sum |CO_2|}{0,329 \cdot L \cdot \left(1 + \frac{h}{c}\right) \cdot \sum |CO_2|}; \quad \lambda_{sar} = \frac{99,4 - T \cdot \sum |CO_2|}{0,416 \cdot L \cdot \left(1 + \frac{h}{c}\right) \cdot \sum |CO_2|} \quad (3.21)$$

Parametrul $T = 3 \cdot (1 + h/c) / (1 + c/h)$.

Raportul h/c poate fi determinat după compoziția combustibilului sau poate fi calculat după compoziție gazelor evacuate, conform relației (3.22).

$$\frac{h}{c} = \frac{8,63 - 0,422 \cdot (|CO_2| + 0,5 \cdot |CO| + |O_2| + 1,08 \cdot |HC|)}{|CO_2| + |CO| + 6 \cdot |HC|} \quad (3.22)$$

Precizia metodei este bună și sensibilitatea redusă.

După Robinson avem următoarea relație de calcul pentru λ :

$$\lambda = \frac{37,2 \cdot |N_2|}{L \cdot (8 \cdot |CO_2| + 10 \cdot |CO| + 16 \cdot |CH_4| - 4 \cdot |O_2| + 2 \cdot |H_2| + 1,077 \cdot |N_2|)} \quad (3.23)$$

Toate componentele din gazele de ardere se determină prin cromatografiere gaz - lichid, metoda fiind caracterizată de precizie bună și sensibilitate foarte bună.

Procedeeul Stivender apelează la relațiile:

$$\lambda = \frac{1}{L} \cdot \frac{M_a}{M_c} \cdot \left[N + \frac{N}{100} \cdot \left(6 \cdot |HC| - \frac{|CO|}{2} \cdot \frac{3 \cdot |H_2O|}{2} - |H_2O| \right) - \frac{h}{2 \cdot c} \right] \quad (3.24)$$

unde M_a și M_c sunt masele molare ale aerului respectiv combustibilului iar N este dat de expresia:

$$N = \frac{100}{6 \cdot |HC| + |CO| + |CO_2|} \quad (3.25)$$

Măsurarea este continuă, durează 1 s și are precizie și sensibilitate medie. Dacă procentul de vapori de apă este sub 1 %, acesta se poate neglija.

$$\lambda = \frac{4,76}{L} \cdot \frac{M_o}{M_c} \cdot \left(\frac{|CO_2| + 0,5 \cdot |CO| + 0,5 \cdot |H_2O| + 0,5 \cdot |NO| + |O_2|}{6 \cdot |HC| + |CO| + |CO_2|} \right) \quad (3.26)$$

Măsurarea este continuă, durează 10 s are o precizie bună și o sensibilitate redusă. Nu este necesară măsurarea conținutului de vapori de apă.

În esență, relațiile (3.1) - (3.26) permit stabilirea valorii pentru coeficientul excesului de aer prin calcul, după structura chimică a gazelor de ardere, de λ depinzând în mare măsură noxele eșapate în atmosferă.

Coeficientul excesului de aer λ pentru motoarele moderne cu aprindere prin scânteie, cu gestionare electronică a formării amestecului, cu sondă λ și catalizator cu trei căi, conform normelor actuale românești, este stabilit la $\lambda = 1 \pm 0,03$, astfel încât pentru această clasă de mașini, se poate considera într-o primă aproximație $\lambda \approx 1$.

Ca urmare, cel mai consistent factor de influență asupra conținutului de noxe îl constituie în primul rând proporția de carbon și hidrogen din combustibil și consumul orar de combustibil al motorului, putând fi calculate participările volumice în gazele de fum a următorilor constituenți: CO_2 , CO , HC , H_2 , O_2 , H_2O , CH_4 , C_6H_4 , N_2 .

Bioxidul de carbon se poate determina cu o precizie bună, utilizând relația (3.2) pentru amestecurile bogate, respectiv (3.3) pentru amestecurile sărace:

$$|CO_2| = \frac{100 - |O_2|}{0,329 \cdot L \cdot \left(1 + \frac{h}{c}\right) + 1} \quad [\%] \quad (3.27)$$

$$|CO_2| = \frac{100}{0,416 \cdot L \cdot \left(1 + \frac{h}{c}\right) - 3 \cdot \frac{1 + \frac{h}{c}}{1 + \frac{c}{h}}} \quad [\%] \quad (3.28)$$

$$|O_2| = \frac{0,21 \cdot (\lambda - 1) \cdot L + o}{\lambda \cdot L + 1} \quad [\%] \quad (3.29)$$

L_1 [kg/s] - debitul de aer minim necesar arderii combustibilului în motor poate fi calculat în funcție de consumul orar de combustibil C_h și de aerul stoichiometric necesar arderii L :

$$L_1 = \frac{L \cdot C_h}{3600} \quad [\text{kg/s}] \quad (3.30)$$

Debitului real de aer aspirat în motor poate fi calculat cu aproximație, având în vedere că procesul de admisiune nu este specific strict numai cursei de admisiune (gradul de umplere $\eta_v = 1$):

$$L_r = \rho_{o,s} \cdot V_s \cdot \frac{n}{2} \cdot i \quad [\text{kg/s}] \quad (3.31)$$

unde: - $\rho_{o,s}$ - densitatea aerului pentru motorul cu aspirație normală ($\rho_o = 1,293$ kg/m³) sau supraalimentat ($\rho_s = \rho_o \cdot p_s / p_o \cdot T_o / T_s$);
 - n [rot/s] - turația motorului;
 - i - numărul de cilindri;

Cu aceste precizări, în lipsa măsurătorilor directe pentru λ , acesta poate fi calculat:

$$\lambda = \frac{L_r}{L_1} \quad (3.32)$$

Pentru determinarea monoxidului de carbon se poate folosi relația provenită din (3.9):

$$|CO| = \frac{2897 - 12,01 \cdot L \cdot \left(1 + \frac{h}{c}\right) \cdot (|CO_2| + 0,211) \cdot \lambda}{12,313 \cdot L \cdot \left(1 + \frac{h}{c}\right) \cdot \lambda} \quad [\%] \quad (3.33)$$

iar pentru metanul prezent în eșapament:

$$|CH_4| = 0,211 + 0,0174 \cdot |CO| \quad [\%] \quad (3.34)$$

Cu o precizie medie se pot evalua azotul și hidrogenul, din relațiile (3.5) respectiv (3.7):

$$|N_2| = 0,329 \cdot L \cdot |CO_2| \cdot \left(1 + \frac{h}{c}\right) \cdot \lambda \quad [\%] \quad (3.35)$$

$$|H_2| = \frac{|CO|}{2} \quad \text{sau} \quad (3.36)$$

$$|H_2| = 0,0853 + 0,778 \cdot |CO| + 0,0869 \cdot |CO|^2 - 0,0076 \cdot |CO|^3 + 0,0003 \cdot |CO|^4$$

Hydrocarburile C_6H_{14} din gazele de ardere pot fi determinate cu o precizie bună din (3.11)

$$|C_6H_{14}| = 100 - |CO_2| - |CO| - |O_2| - |H_2| - |N_2| \quad [\%] \quad (3.37)$$

Cu o precizie medie, se stabilesc relațiile de calcul pentru oxizii de azot și hidrocarburi:

$$|NO| = 5,75 \cdot M_c \cdot \frac{|CO_2| + 2 \cdot |O_2| - |H_2| + \left(6 \cdot \frac{h}{c} + 1\right) \cdot (|CO_2| + |CO|)}{2,38 \cdot M_a \cdot \left(1 + \frac{h}{c}\right) - 5,75 \cdot M_c} \quad [ppm] \quad (3.38)$$

$$|HC| = \frac{|CO_2| + |CO|}{6} \cdot \left[\frac{5,75}{\lambda \cdot L \cdot \left(1 + \frac{h}{c}\right)} \cdot \left(\frac{|CO_2| + 2 \cdot |O_2| + |NO| - |H_2|}{|CO_2| + |CO|} \cdot 6 \cdot \frac{h}{c} + 1 \right) - 1 \right] \quad [ppm] \quad (3.39)$$

Pentru oxizii de azot s-a adoptat notația simplificată NO deoarece raportul dintre cantitatea de NO_2 și NO este de 1/20 la m.a.s și de 1/10 la motorul diesel, ceea ce permite într-o primă aproximare, operarea cu monoxidul de azot ca și noxă.

Din cele expuse în prezentul paragraf, se poate calcula participarea volumică în gazele de ardere a principalilor poluanți, pornind de la compoziția combustibilului (definită prin proporția de carbon, hidrogen și oxigen) și de coeficientul excesului de aer λ - cel mai consistent factor de influență asupra conținutului de noxe.

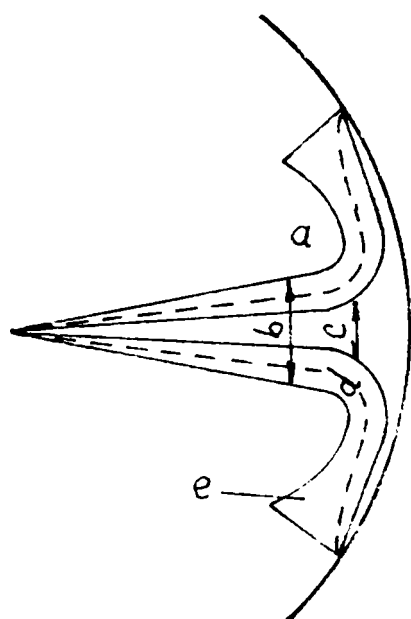
3.2. Calculul emisiilor de funingine și a oxizilor de azot la motorul diesel

Formarea poluanților în camera de ardere a motoarelor diesel este controlată în mod esențial de procesul de amestecare aer - combustibil, atât din punct de vedere spațial cât și temporal, cât și de temperatură. Toate echipamentele de

injecție influențează emisiile poluante ale m.a.c. prin efectele asupra procesului de formare al amestecului aer - combustibil.

Jetul de combustibil - inițial ca jet de aer care se dezvoltă ulterior între pereții limitatori ai jetului, este împărțit în trei zone caracteristice [30] - fig. 3.1:

1. - nucleul jetului, bogat, conținând combustibil neamestecat și ners, caracterizat de un raport echivalent Φ_u ;
2. - zona de reacție, care înconjoară nucleul jetului, unde combustibilul și aerul sunt deplasate și în care se produce degajarea căldurii. Această zonă își mărește volumul pe măsura arderii, conținând produsele arderii, fiind caracterizată de un raport echivalent Φ_p .
3. - zona exterioară, care conține rămășițe de aer antrenate de combustibilul pulverizat



- a - zona exterioară jetului
- b - zona aerului antrenat
- c - inima jetului, bogată în combustibil - zona formării funinginii: T_u , Φ_u
- d - reacții intense, degajarea căldurii - zona formării NO_x : T_p , Φ_p
- e - zonă exterioară, aer

Fig. 3.1 Zonele jetului, de degajare a căldurii, formare funingine și NO_x

Formarea funinginii se produce în zona 1 iar NO_x în zona 2.

Efectele echipamentului de injecție și al altor parametri asupra procesului de formare al funinginii și al NO_x 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. Fig. 3.2 prezintă schema amestecării și arderii unui asemenea jet - cu distribuția temperaturii și a coeficientului echivalent Φ , cu consecințele asupra procesului de

formare a funinginii și NO_x . De remarcat că arderea se produce în întreg jetul, dar în orice moment, zonele bogate conțin multe fracțiuni de combustibil nears - responsabile pentru 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. 3.2 la intervale foarte 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 însă relativ dificil de obținut, dar o apropiere destul de simplă poate fi realizată prin concretizarea principalelor caracteristici fizice ale combustibilului

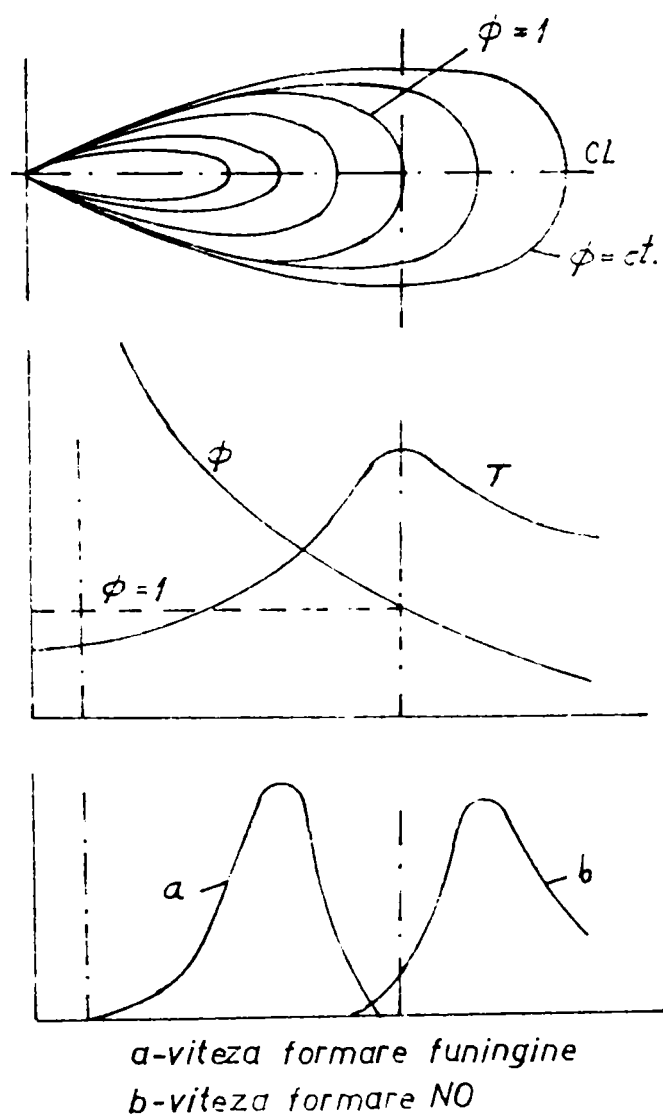


Fig. 3.2 Schema formării funinginii și NO în jetul pulverizat

Metoda de calcul se bazează pe modelul jetului de combustibil pulverizat al lui Grigg și Syed [17]. Acest model apreciază viteza de degajare a căldurii în principal prin calculul vitezei aerului antrenat de jeturile de aer generate de jetul de combustibil (macroamestecarea combustibilului cu aerul) și de asemenea a vitezei de microamestecare a combustibilului cu aerul în interiorul jetului. Timpul pentru evaporarea picăturii se consideră neglijabil.

Acest model a fost extins [30], incluzând efectele jetului asupra pereților și ulterior antrenarea aerului de către pereții jetului. - fig. 3.3. Suplimentar, se ține seama de efectul vitezei aerului din cilindru asupra aerului antrenat, prin introducerea unui raport de antrenare. De asemenea se consideră

difuzivitatea care determină viteza de microamestecare ca fiind constantă.

Jetul de combustibil pulverizat se consideră a avea formă conică. Poziția "y" a frontului jetului în jetul liber se determină conform ecuației Schweitzer:

$$y^2 = 1,042 \cdot 10^6 \cdot \frac{D_n \cdot p_i^{0,5} \cdot t}{Z} \quad [cm] \quad (3.40)$$

unde: D_n [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.

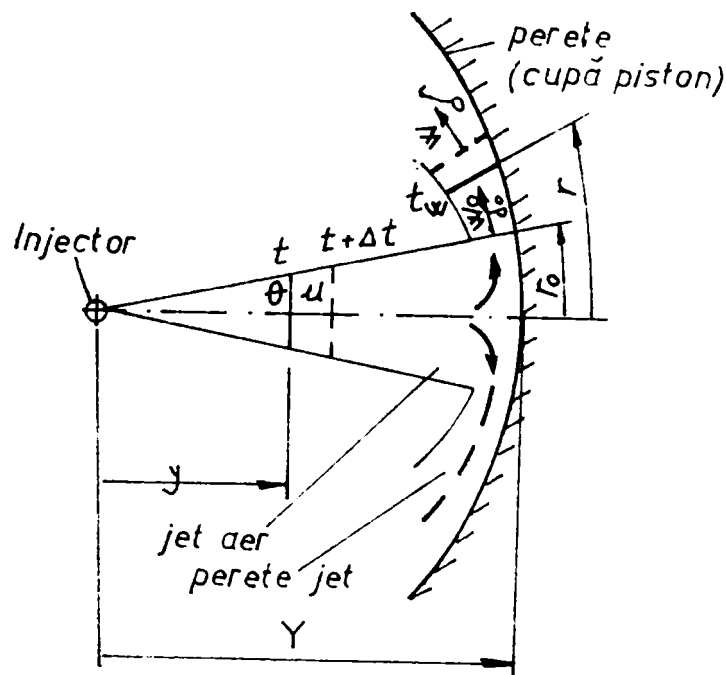


Fig. 3.3 Modelul jetului liber pulverizat și al peretelui jetului pentru determinarea aerului antrenat

Prin aplicarea ecuației momentului în lungul axei jetului liber se obține unghiul conului θ :

$$\operatorname{tg}^2 \theta = 1,09 \cdot 10^{-3} \cdot Z \quad (3.41)$$

Pe măsură ce frontul jetului avansează în jetul liber, incrementul aerului antrenat ΔA în timpul Δt este:

$$\Delta A = \frac{\pi}{3} \cdot \rho_a \cdot \operatorname{tg}^2 \theta \cdot \left(\frac{1,042 \cdot 10^6 \cdot p_i^{0,5} \cdot D_n}{Z} \right)^{1,5} \cdot \left((t + \Delta t)^{1,5} - t^{1,5} \right) \quad (3.42)$$

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:

$$W = W_0 \cdot \left(\frac{r}{r_0}\right)^{-1,06} \quad \delta = \delta_0 \cdot \left(\frac{r}{r_0}\right)^{1,006} \quad (3.43)$$

unde : r [cm] - raza peretelui frontului jetului;

Incrementul ΔA în condițiile ajungerii frontului jetului la perete este:

$$\Delta A = \pi \cdot \rho_a \cdot \frac{Y^2 \cdot W_0 \cdot \text{tg}^2 \theta}{1,459 \cdot t_0^{0,459}} \cdot \left((t_w + \Delta t)^{1,459} - t_w^{1,459} \right) \quad (3.44)$$

unde:

$$t_0 = \frac{r_0}{2,06 \cdot W_0} \quad ; \quad t_w = t + t_0 - t_Y \quad (3.45)$$

Y [cm] - lungimea de penetrare a jetului;

Pentru orice moment “ t ” din momentul începutului injecției, ecuația (3.40) servește la calculul lungimii de penetrare a jetului, iar relațiile (3.42) și (3.44) redau incrementul în ceea ce privește aerul antrenat de către jet. Cu privire la modificarea volumului cilindrului, se presupune că jetul se extinde sau se contractă în corelație cu volumul iar incrementul aerului antrenat este rezultatul avansării frontului și a spatelui jetului.

Modelul descris presupune injecția combustibilului în aer stagnant, astfel încât pentru a ține seama de mișcările aerului induse de mișcarea pistonului, vârtej, etc., se introduce un raport de antrenare E_r care reprezintă raportul dintre aerul antrenat real și cel antrenat în condiții de stagnare.

$$\Delta A (\text{real}) = E_r \cdot \Delta A (\text{stagnant}) \quad (3.45)$$

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, conform ecuațiilor:

$$\dot{M}_a = D \cdot V_f \cdot (A - M_a) \quad (3.46 \text{ a})$$

$$\dot{M}_f = D \cdot V_f \cdot (X - M_f) \quad (3.46 \text{ b})$$

unde: D [cm^2/s] - constantă de difuzivitate;

V_f [cm/s] - viteza frontului jetului ($\approx W$);

M_a , M_f [g] - masa de aer respectiv 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, ținând cont de 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 jetul este:

$$T_a = T_{ap} \cdot \left(\frac{p}{p_{ap}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (3.47)$$

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.

3.2.1. Formarea funinginii

Zona bogată în combustibil în care se formează funinginea - zona "c" - fig. 3.1, evoluția raportului echivalent local de combustibil nears Φ_u și temperatura T_u definesc calculul de formare al funinginii.

Modelul pentru amestecarea jetului nu prezintă distribuția locală a raportului echivalent, astfel încât pentru definirea lui Φ_u se folosește relația:

$$\Phi_u = \frac{X}{x} \cdot \Phi_{umed} \quad ; \quad cu \quad \Phi_{umed} = \frac{15 \cdot (X - x)}{A - a} \quad (3.48)$$

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:

$$\frac{X}{x} = \frac{\text{combustibil injectat}}{\text{combustibil amestecat}} \quad (3.49)$$

În absența datelor referitoare la transferul de căldură în zona bogată în combustibil, temperatura T_u din zona formării funinginii se ia egală cu temperatura medie termodinamică a întregului jet.

Funinginea se formează prin piroliza în stare de vapori a moleculelor de combustibil și apare în zonele cu temperaturi înalte cu insuficiență de oxigen. În gazele de ardere eșapate de motorul diesel, funinginea este formată din coagulate de $0,5 \div 2 \mu\text{m}$, acestea fiind compuse din particule de $200 \div 300 \text{ \AA}$ diametrul ($1 \text{ \AA} = 10^{-10} \text{ m}$). 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 nears 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 precursore formării funinginii [30].

S-a constatat că formarea funinginii depinde de Φ_u la un exponent "n", care variază în funcție de evoluția temperaturii în sistemele heterogene. Din aceste considerații, viteza de formare a funinginii prin oxidarea parțială a elementelor combustibile din amestec poate fi descrisă printr-o ecuație de tipul Arrhenius [19]:

$$\frac{dS}{dt} = C_s \cdot \frac{V_u}{V_s} \cdot \Phi_u^n \cdot p_u \cdot e^{-\frac{E_s}{R \cdot T_u}} \quad (3.50)$$

unde: C_s [mg/Nms] - constanta reacției de formare a funinginii;

V_u [m^3] - volumul zonei de formare a funinginii;

V_s [m^3] - volumul cilindrului unitare;

p_u [kN/m^2] - presiunea parțială a combustibilului nears;

E_s [cal/mol] - energia de activare pentru formarea funinginii;

R [cal/mol·K] - constanta universală a gazelor;

T_u [K] - temperatura locală pentru formarea funinginii.

Măsurători experimentale efectuate [19], prin variația temperaturii și păstrarea celorlalte condiții constante, au dus la o valoare pentru energia de activare $E_s = 40.000 \text{ cal/mol}$. Similar, pentru o plajă destul de largă a valorii lui Φ_u , exponentul obținut a fost $n = 3$. Pentru constanta C_s , valoarea a trebuit să fie determinată prin compararea datelor calculate cu cele experimentale, astfel încât

corespondența dintre ele să fie cât mai satisfăcătoare, obținându-se o valoare de $C_s = 9,36 \cdot 10^5$ mg/Nms, această valoare fiind apoi utilizată pentru calculele ulterioare.

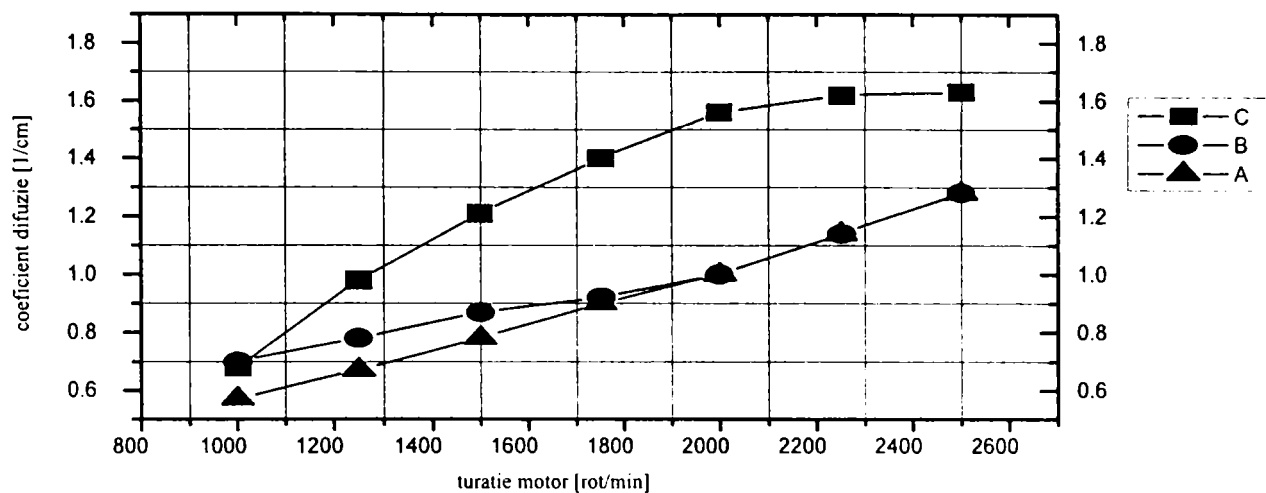


Fig. 3.4

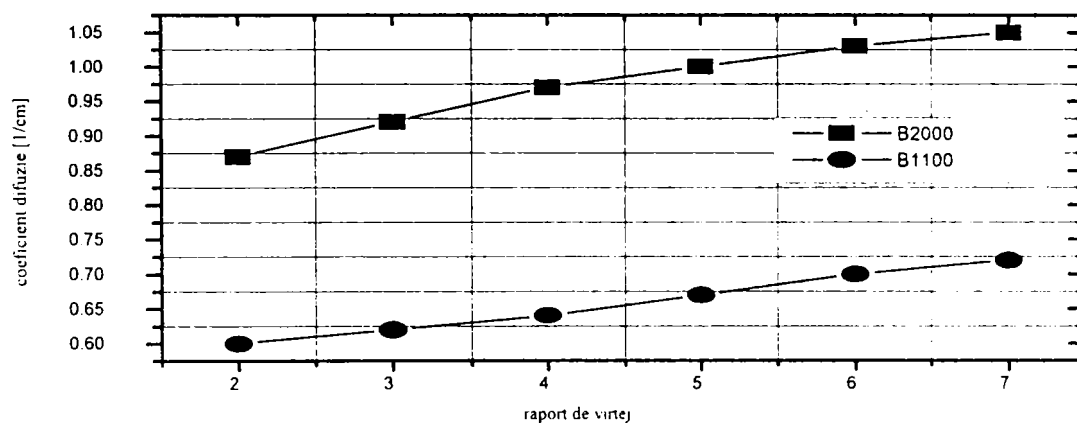


Fig. 3.5

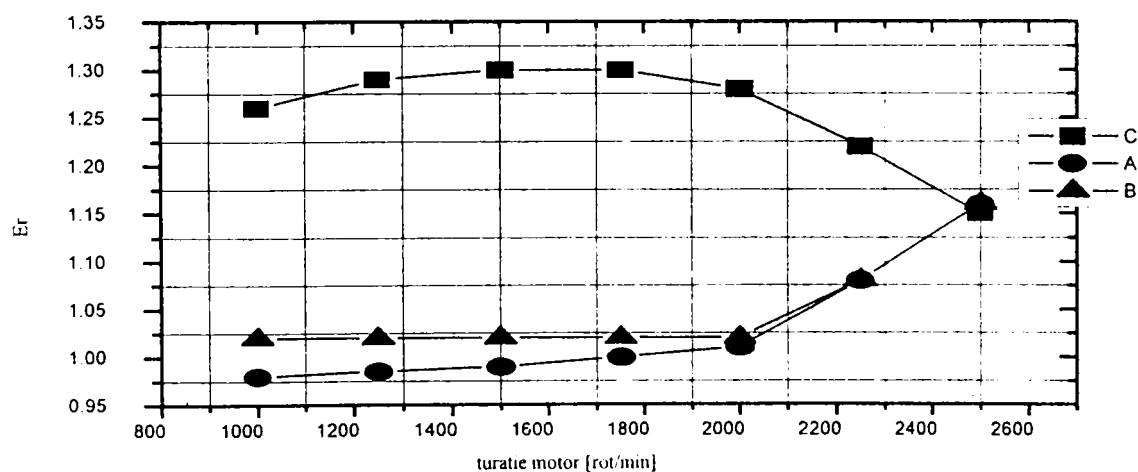


Fig. 3.6

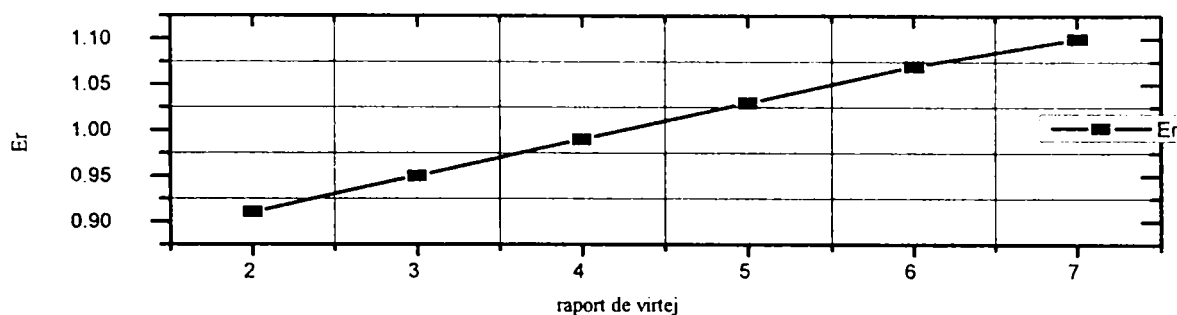


Fig. 3.7

Valorile raportului de antrenare E_r care au condus la corespondența dintre datele experimentale cu cele calculate referitor la formarea funinginii, respectiv valorile constantei de difuzivitate D , au fost determinate pentru diferite condiții de turație, raport de vârtaj, pentru trei tipuri de motoare diesel (motorul A: $S/D = 98/127$ mm; motor B: $S/D = 120/120$ mm; motor C: $S/D = 130/142$ mm), evoluțiile fiind reprezentate în fig. 3.4 - 3.7.

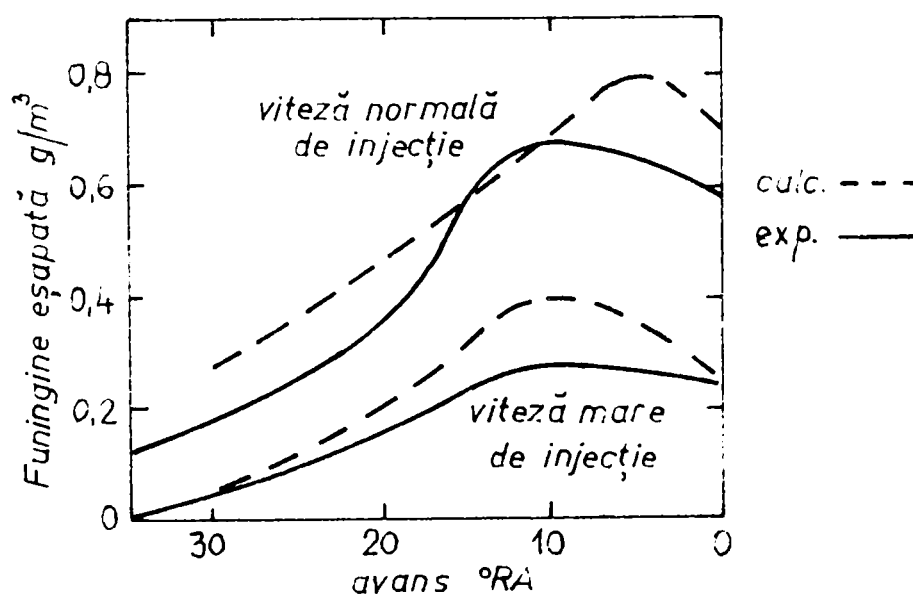


Fig. 3.8 Funinginea eșapată (experimental și calculată) în funcție de avansul la injecție, pentru injecție normală și rapidă

Relația (3.50) reprezintă procesul global de formare al funinginii, neglijând postarderea ulterioară. În fig. 3.8 se prezintă prin comparație, valorile calculate și cele experimentale pentru procesul de formare al funinginii, în funcție de avansului la injecție, pentru două tipuri de viteze de injecție, constatându-se o bună corespondență între valorile experimentale cu cele calculate.

3.2.2. Formarea oxizilor de azot

Formarea NO se produce în zona "d" - fig. 3.1, temperatura T_p fiind calculată din căldura degajată. În această zonă, raportul echivalent se calculează:

$$\Phi_p = \frac{15 \cdot x'}{M_a} \quad (3.51)$$

unde: x' - masa de combustibil arsă;

M_a - masa de aer microamestecat.

Procesul de formare al oxizilor de azot este analizat după mecanismul Zeldovici extins:



unde k_1 , k_2 , k_3 reprezintă constantele vitezei de reacție pentru reacțiile desfășurate spre dreapta, iar k_{-1} , k_{-2} , k_{-3} reprezintă constantele pentru reacțiile inverse, desfășurate spre stânga [19], [30].

Aceste constante ale vitezei de reacție se determină după relația:

$$k = 1 \cdot 10^{-3} \cdot A \cdot T^B \cdot e^{-\frac{E_{4,19}}{RT}} \quad [m^3 / kmol \cdot s] \quad (3.54)$$

unde: A [$cm^3/mol \cdot s$] - constanta lui Arrhenius;

B [-] - constantă funcție de temperatură;

E [kcal / kmol] - energia de activare;

R [kJ / kmol] - constanta universală a gazelor;

T [K] - temperatura.

Din reacțiile duble (3.51) - (3.53) se poate forma următorul sistem:

$$\begin{aligned} K_1 &= k_1 \cdot [N_2] \cdot [O] \\ K_{-1} &= k_{-1} \cdot [NO] \cdot [N] \\ K_2 &= k_2 \cdot [O_2] \cdot [N] \\ K_{-2} &= k_{-2} \cdot [NO] \cdot [O] \\ K_3 &= k_3 \cdot [N] \cdot [OH] \\ K_{-3} &= k_{-3} \cdot [NO] \cdot [H] \end{aligned} \quad (3.55)$$

unde K reprezintă viteza de reacție.

Cu aceste precizări, se poate scrie gradientul concentrației de NO ca fiind:

$$\frac{d[NO]}{dt} = K_1 - K_{-1} + K_2 - K_{-2} + K_3 - K_{-3} \quad (3.56)$$

Tabelul 3.1

Constanta vitezei de reacție	A [cm ³ /mol · s]	B [-]	E [kcal / kmol]	Autor
k ₁	4,93 · 10 ¹³	0,0472	75590	Pattas
k ₋₁	1,60 · 10 ¹³	0	0	Pattas
k ₂	1,48 · 10 ⁸	1,5	5680	Pattas
k ₋₂	1,25 · 10 ⁷	1,612	37690	Pattas
k ₃	4,22 · 10 ¹³	0	0	Pattas
k ₋₃	6,76 · 10 ¹³	-0,212	49340	Pattas
k ₁	7,00 · 10 ¹³	0	75500	Wray
k ₋₁	1,55 · 10 ¹³	0	0	Wray
k ₂	1,33 · 10 ¹⁰	1,0	7080	Wray
k ₋₂	3,20 · 10 ⁹	1,0	39100	Wray
k ₃	4,00 · 10 ¹³	0	0	Campbell
k ₋₃	1,30 · 10 ¹⁴	0	45405	Urlaub
k ₁	1,36 · 10 ¹⁴	0	75400	Baulch / Bracco
k ₋₁	3,10 · 10 ¹³	0	334	Baulch / Bracco
k ₂	6,40 · 10 ⁹	1,0	6250	Baulch / Bracco
k ₋₂	1,50 · 10 ⁹	1,0	38640	Bracco
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

Mărimile care stau la baza determinării constantelor vitezei de reacție k au fost calculate de către mai mulți autori [5], [6], [7], [61], [76], fiind prezentate centralizat în tabelul 3.1.

În fig. 3.9 se prezintă curbele de variație a formării NO, calculate cu constantele vitezei de reacție prezentate în tabelul 3.1.

După un alt autor [30], în concordanță cu mecanismul Zeldovici extins, ecuația gradientului de formare a NO poate fi scrisă:

$$\frac{d[NO]}{dt} = \frac{\frac{p}{41,0 \cdot T_p} \cdot k_1 \cdot [N_2] \cdot [O] \cdot \left(1 - \frac{[NO]^2}{[NO]_e^2}\right)}{1 + \left(\frac{k_{-1} \cdot [NO]}{k_2 \cdot [O_2]} + k_3 \cdot [OH]\right)} \quad (3.57)$$

unde: p [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.

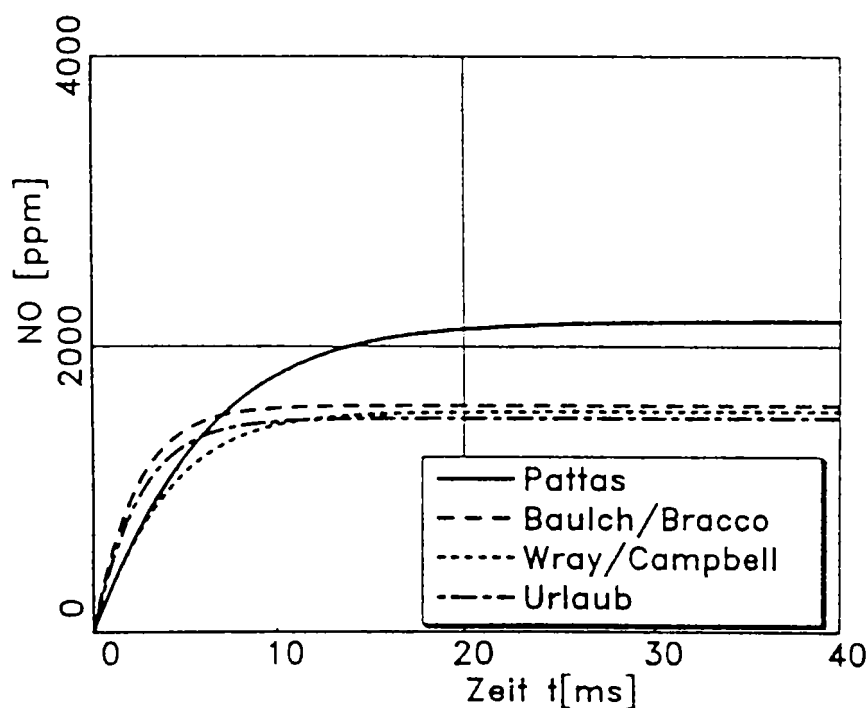


Fig. 3.9 Calculul formării NO, $\lambda = 1,0$, $p = 100$ bar, $T = 2400$ K

Reacția (3.57) presupune ca ecuațiile (3.51) - (3.53) să se desfășoare la echilibru. Pentru mecanismul Zeldovici simplificat, considerând doar ecuațiile (3.51) și (3.52), ecuația (3.57) devine:

$$\frac{d[NO]}{dt} = \frac{\frac{p}{41,0 \cdot T_p} \cdot k_1 \cdot [N_2] \cdot [O] \cdot \left(1 - \frac{[NO]^2}{[NO]_e^2}\right)}{1 + \frac{k_{-1} \cdot [NO]}{k_2 \cdot [O_2]}} \quad (3.58)$$

iar pentru amestecuri sărace, numitorul ecuației devine neglijabil:

$$\frac{d[NO]}{dt} = \frac{p}{41,0 \cdot T_p} \cdot k_1 \cdot [N_2] \cdot [O] \cdot \left(1 - \frac{[NO]^2}{[NO]_e^2}\right) \quad (3.59)$$

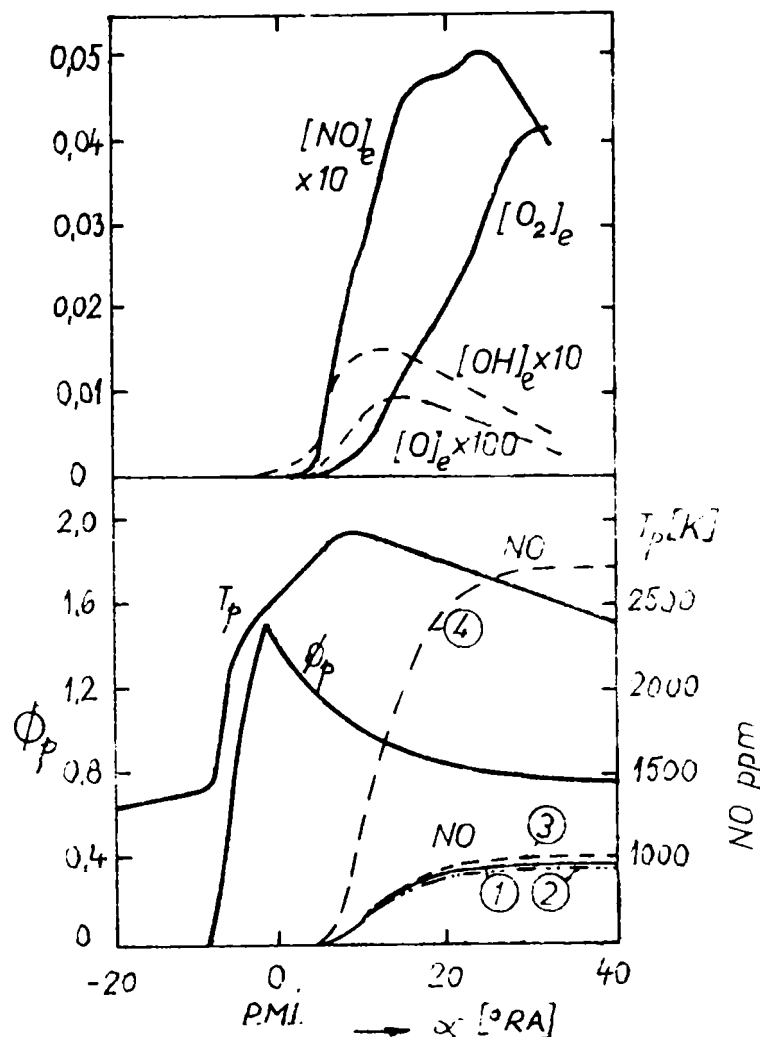


Fig. 3.10

Fig. 3.10 prezintă evoluția formării NO respectiv mărimile la echilibru, temperatura și raportul echivalent, determinate pentru un motor diesel cu injecție directă ($S/D = 98/127$ mm, $\varepsilon = 16$, $n = 2000$ rot/min, diametrul cupei pistonului $D_i = 58$ mm, avans la injecție $\beta_{inj} = 20^\circ$, volum injectat $V_{inj} = 60$ mm³/ciclu). Curbele 1 -3 au fost obținute cu ecuațiile (3.57) - (3.59), folosind coeficienții vitezei de reacție dați de Baulch/Bracco - tabelul 3.1, curba 4 fiind obținută utilizând ecuația (3.59), folosind un coeficient k_1 modificat, și anume:

$$k_1 = 7,30 \cdot 10^{14} \cdot e^{-\frac{75400}{R \cdot T_r}} \quad (3.60)$$

astfel încât datele teoretice să corespundă cu cele experimentale.

Conținutul de NO din gazele de fum eșapate de motorul diesel poate fi calculat cu ajutorul relației următoare [70]:

$$|NO| = C_1 \cdot (\lambda - 0,89)^{2,11} \cdot n^{-0,39} \cdot Q_Z^{2,49} \cdot m_a^{-5,01} \cdot \left(\int_0^{Q_Z} T^{11} \cdot p^9 \cdot dQ_Z \right)^{0,28} \quad [ppm] \quad (3.61)$$

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:

$$C_1 = 0,24 \cdot 10^{-10} \cdot \frac{(\text{rot/s})^{0,39} \cdot \text{g}^{5,01} \cdot \text{ppm}}{\text{kJ}^{2,77} \cdot \text{K}^{3,08} \cdot \text{bar}^{2,52}} \quad (3.62)$$

Valoarea integralei din relația (3.61) 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 respectiv vitezei medii de degajare a căldurii pentru fiecare interval considerat.

$$\int T^{11} \cdot p^9 \cdot dQ_Z = \sum T_m^{11} \cdot p_m^9 \cdot \Delta Q_Z \quad (3.63)$$

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 evoluția 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 Munchen

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 NOX de calcul a emisiilor de NO.

Programul este realizat sub formă structurată - fig. 3.11, fiind compus dintr-un program principal - MAIN, și o serie de proceduri externe, de tip funcție sau subrutină. În cele ce urmează se va face o foarte scurtă descriere a principalelor proceduri externe.

- **DATIN** - subrutină de citire a datelor de intrare;
- **UPFEF** - subrutină de calcul a secțiunii efective de curgere ale orificiilor controlate de supape (admișiune 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;

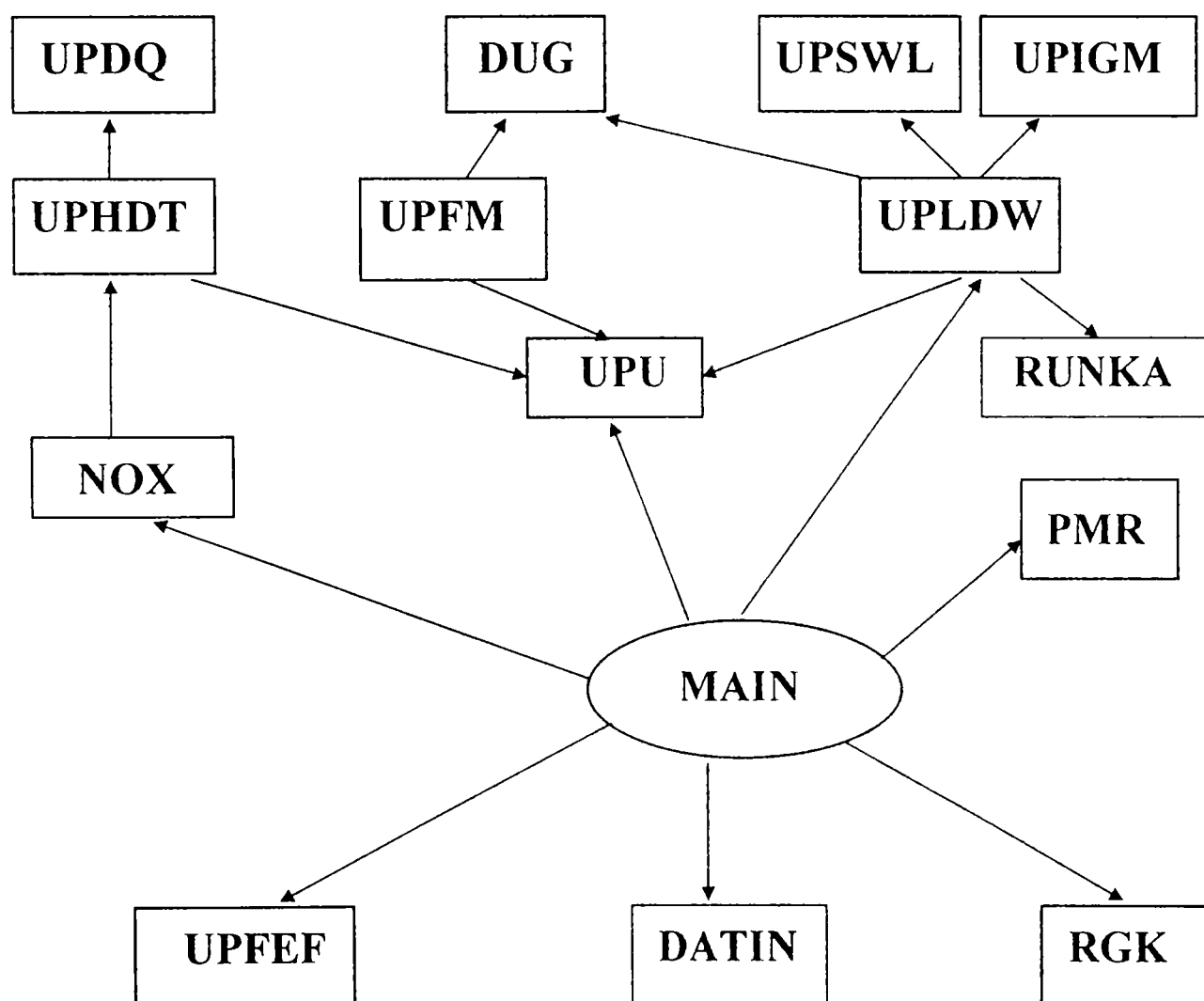


Fig. 3.11 Schema structurală a programului de calcul a ciclului real de funcționare al motorului

- **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 procesul de ardere după o lege tip Vibe de ordinul II **NOX** - subrutină care calculează noxele globale eşapate 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 (admișiune, comprimare, ardere, destindere, evacuare);
- **UPFEM** - subrutină de calcul iterativ a presiunii gazelor din cilindru cu ajutorul ecuației de stare și cu luarea în considerație 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 (admișiune 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, scaun 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.

3.3 Concluzii

1. În lipsa unor măsurători directe a compoziției gazelor eşapate de motorul cu aprindere prin scânteie, pe baza relațiilor de calcul prezentate se propune o metodologie pentru evaluarea analitică a acestora, pornind strict de la compoziția combustibilului (raportul h/c), consumul de combustibil și de aer al motorului.
2. Aceste relații de calcul pot fi utile în aprecierea noxelor eşapate pentru motoare noi, aflate chiar în faza de concepție, permițând luarea de măsuri în vederea limitării emisiilor poluante.

3. Estimarea prin calcul a emisiilor poluante este utilă în studii de dispersie a noxelor în atmosferă, respectiv a imisiilor datorate motoarelor cu ardere internă.
4. 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 eşapate de către motorul diesel.
5. Emisiile de oxizi de azot ale motorului diesel pot fi estimate cu ajutorul cineticii de reacție, considerând principalele reacții care stau la baza formării NO, verificarea relațiilor de calcul dovedind o bună corespondență între teorie și datele experimentale.
6. Oxizii de azot pot fi determinați prin calcul, pe baza unor mărimi specifice funcționării motorului diesel - 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.
7. Relațiile de calcul a oxizilor de azot pot fi asociate sub forma unei subrutine în programe de modelare a ciclului real de funcționare ale motoarelor diesel, putându-se determina teoretic influențele diferiților factori asupra procesului de formare a oxizilor de azot (avans la injecție, cifra cetanică, coeficientul gazelor reziduale, temperatura maximă de ardere, etc).

Capitolul 4 • TEHNICI ȘI METODE DE CERCETARE A EMISIILOR POLUANTE ALE MOTOARELOR CU ARDERE INTERNĂ

4.1. Metode de măsurare a poluanților chimici

Pentru măsurarea poluanților legiferați până în prezent, s-au dezvoltat metode de analiză specifice, în scopul catalogării și omologării motoarelor cu ardere internă în ceea ce privește emisiile de substanțe poluante, metode ce vor fi descrise în cele ce urmează:

4.1.1. Măsurarea monoxidului de carbon (CO)

Măsurarea CO se face de regulă cu analizorul tip "NDIR" sau cu analizorul electric, primul tip fiind preferat de regulamentele internaționale. Nu sunt excluse și alte metode de măsură, dacă se dovedește că acestea sunt echivalente în performanțe cu cele ale analizorului NDIR.

Acest analizor folosește metoda absorbției energiei radiante nedispersive în spectrul de radiații infraroșii, având la bază următorul principiu: gazele poliatomiche absorb selectiv energia radiată în spectrul infraroșu în diferite benzi de lungimi de undă caracteristice fiecărei substanțe. Pe această cale se poate determina atât concentrația CO cât și CO₂ și HC - [68].

CO și CO₂ absorb radiația infraroșie cu lungimea de undă de 4,7 μm și 4,3 μm. Analizorul NDIR măsoară absorbția la o lungime de undă dată și compară rezultatul cu absorbția unor gaze etalon. Acest analizor face o măsurătoare comparativă și nu una absolută, depinzând într-o mare măsură de calitatea gazelor etalon utilizate.

Schema simplificată a unui analizor în infraroșu NDIR este prezentată în fig. 4.1, și constă dintr-o sursă de radiații de bandă largă în infraroșu, care produce două fascicule paralele care trec prin două tuburi cu pereți interiori reflectorizanti și care sunt apoi captate de un detector diferențial de gaz. Detectorul este alcătuit dintr-o carcasă etanșă cu două fante de transmitere a radiației infraroșii, care este despărțită de o diafragmă flexibilă ce reprezintă placa unui condensator. Cele două părți ale detectorului sunt umplute cu gazul de analizat respectiv cu gazul etalon. Când cele două fascicule pătrund în detector, componentele cu lungimile de undă specificate

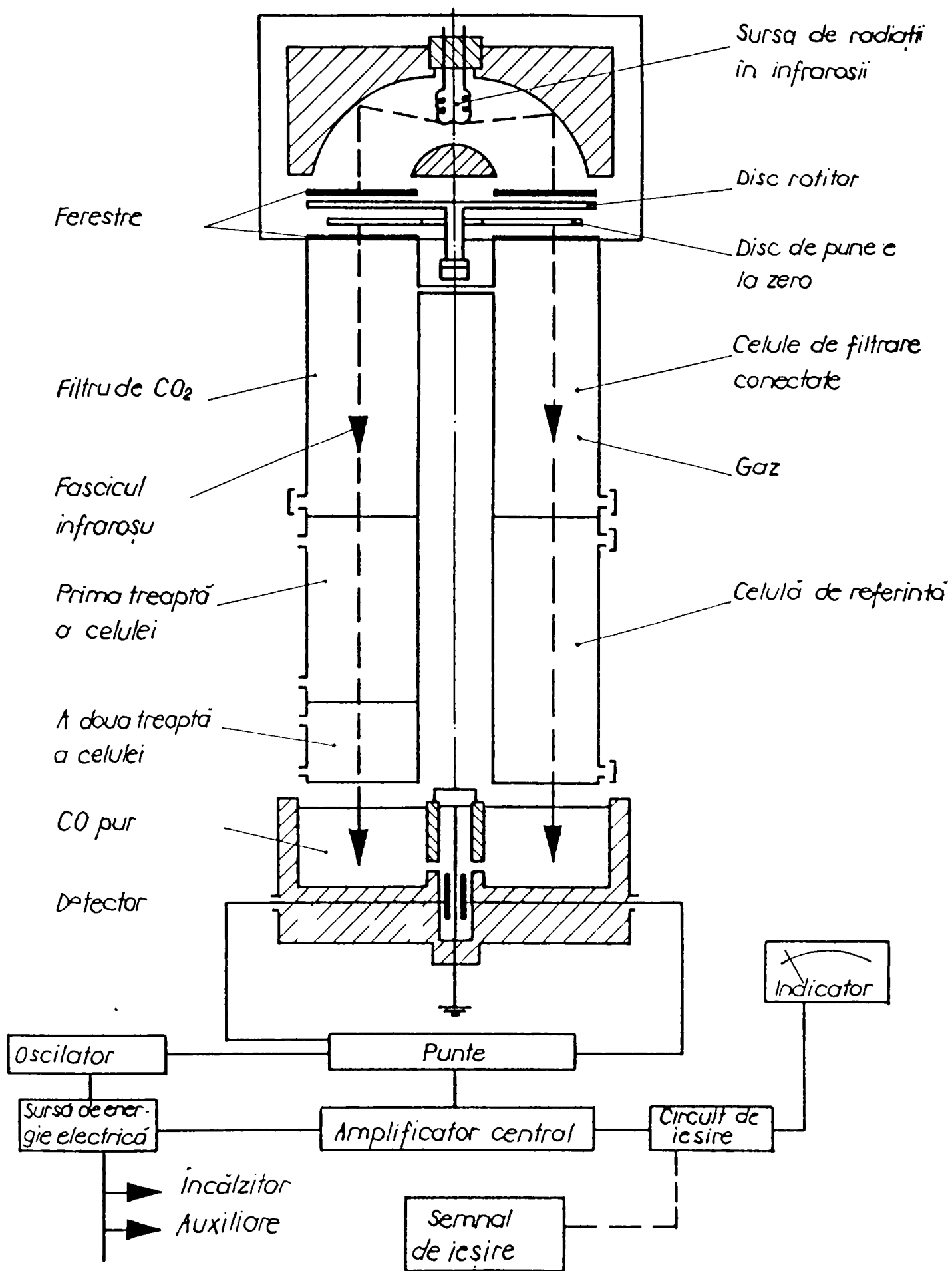


Fig. 4.1 Schema unui analizor în infraroșu (NDIR)

sunt absorbite de gazul detector care se încălzește și se dilată. În cazul în care fasciculele sunt egale, nu apare dezechilibrul diafragmei separatoare. Un fascicol, cel de referință urmează un drum fixat, celălalt trece prin tubul cu gazul de analizat. În acest tub, energia fascicolului scade datorită absorbției unui anumit component și prin trecerea prin jumătatea corespunzătoare a detectorului, dezvoltă mai puțină căldură de absorbție, ceea ce conduce la deplasarea diafragmei cu variația capacității electrice a condensatorului. Fasciculele sunt întrerupte cu o frecvență de 6 - 10 Hz, ceea ce determină generarea unui semnal electric alternativ.

Selectivitatea pentru fiecare componentă este dată de natura gazului folosit în detector, și poate fi mărită prin folosirea filtrelor de bandă îngustă în infraroșu tip Fabry - Perrot sau prin înlăturarea compusului cu care interferează.

4.1.2. Măsurarea oxizilor de azot (NO_x)

Măsurarea NO_x se face fie prin metoda absorbției sau prin metoda chemiluminiscentei, aceasta din urmă fiind metoda recomandată de regulamentele internaționale. Determinarea NO_x prin chemiluminiscentă se bazează pe faptul că NO reacționează cu ozonul (O_3) rezultând NO_2^* încărcat electric. Acesta se descarcă producând o cantă de lumină roșie. Reacțiile care au loc sunt:



Numărul cuantelor de lumină produse, deci și al reacțiilor produse poate fi măsurată cu precizie folosind un fotomultiplicator. Pe lângă reacțiile amintite, mai pot avea loc alte două reacții:



Prima reacție consumă O_3 fără a produce molecule excitate, iar cea de a doua, consumă moleculele excitate, prin acțiunea moleculelor inerte (M), fără a produce emisie de fotoni.

Pentru evitarea acestor reacții parazite, gazul se menține la presiune scăzută și temperatură constantă și se elimină apa pentru a nu crea molecule inerte.

Analizorul cu chemiluminiscentă (HCLA) are alcătuirea din fig. 4.2. În camera de reacție pătrunde gazul de analizat și ozonul. În această cameră,

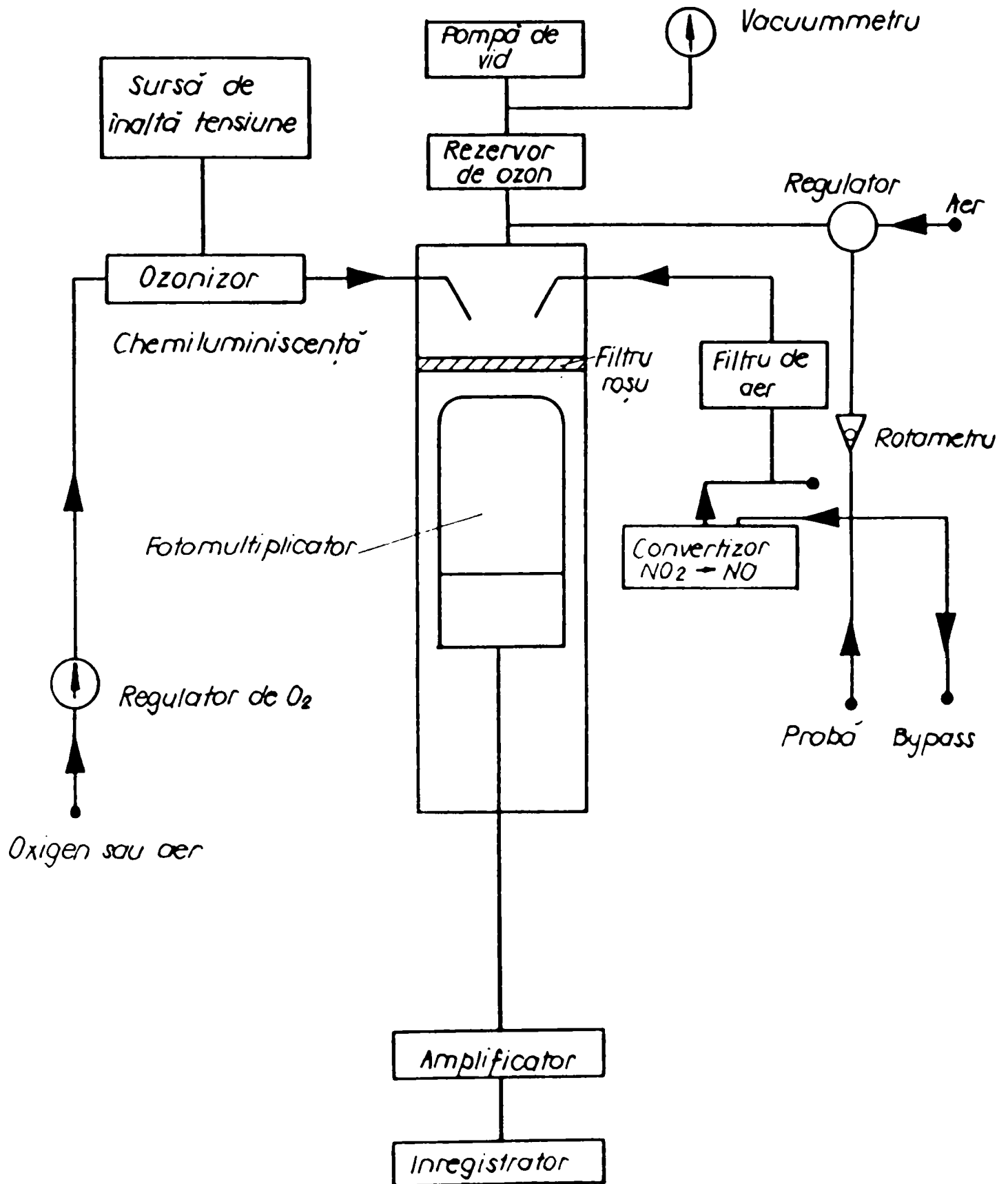
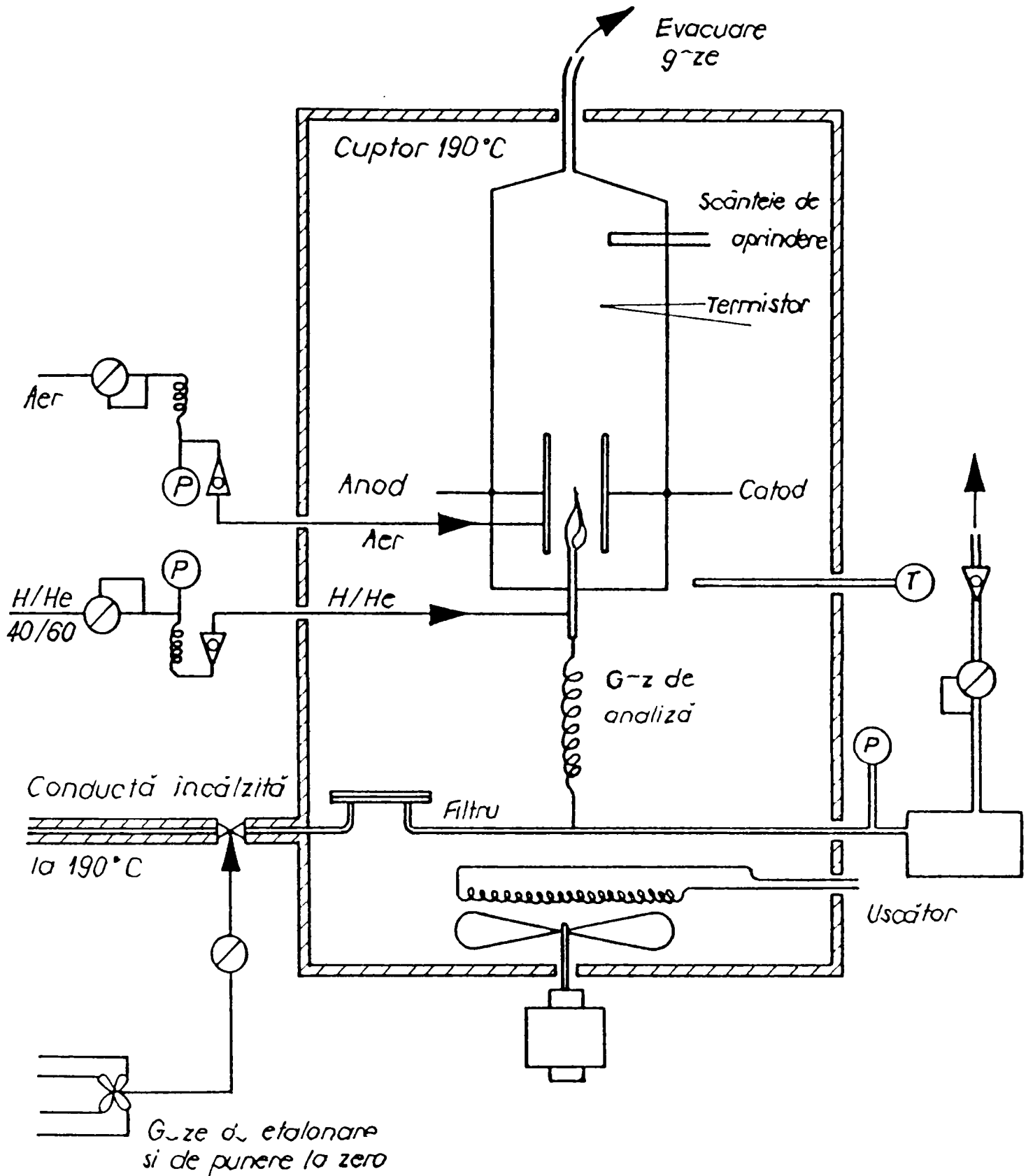


Fig. 4.2 Analizorul de NO_x cu chemiluminiscentă (HCLA)



- Ⓣ - termometru
- Ⓟ - manometru
- Ⓝ - regulator
- ▽ - debitmetru

Fig. 4.3 Analizorul pentru hidrocarburi cu ionizarea flăcării (HFID)

menținută la temperatură constantă se produce reacția care generează moleculele de bioxid de azot excitate (NO_2^*). Camera se videază cu o pompă de vid până la o presiune de 3 - 12 torr. Fotomultiplicatorul, cu celulă fotoelectrică, transformă impulsurile luminoase în curent electric. Aparatul mai cuprinde circuitul probei și circuitul de producere al ozonului. Ozonul se produce prin trecerea O_2 printr-un reactor cu doi electrozi alimentați la o sursă de tensiune înaltă care produce o descărcare electrică, rezultând 2 % ozon din oxigenul vehiculat. Deoarece normele solicită măsurarea concentrației totale de NO_x ($\text{NO} + \text{NO}_2$), și pornind de la constatarea că în gazele de evacuare se află în principal aceste două componente, aparatul este realizat pentru a măsura și suma acestor gaze. Pentru aceasta, proba de gaze se trece printr-un reactor încălzit electric la temperatura de 650 - 700 °C, la care totalitatea NO_2 disociază în NO , care este apoi analizat după metoda descrisă.

4.1.3. Măsurarea hidrocarburilor (HC)

O serie de hidrocarburi absorb radiația în spectrul infraroșu, la lungimea de undă de 3,4 μm , dar altele, în special hidrocarburile aromatice, au absorbția aproape nulă. Doar aproximativ 50 % din hidrocarburi pot fi măsurate prin NDIR, ceea ce face ca această metodă să nu poată fi folosită pentru măsurarea HC. Metoda care realizează măsurători cu precizie mai bună este cea care utilizează detecția ionizării flăcării (FID - "Flame Ionization Detection"). Această metodă se bazează pe faptul că atomii de carbon pot fi separați la temperatură ridicată, în ioni pozitivi și electroni liberi.

Intrucât vaporii de apă influențează măsurătoarea, gazele de analizat se încălzesc până la 190 °C, iar metoda devine "HFID" ("Heated FID"), schema unui astfel de analizor fiind prezentată în fig. 4.3.

Procedeul de măsură are avantajul că indicația detectorului este proporțională cu concentrația hidrocarburilor și cu numărul de atomi de carbon din moleculă, de exemplu, indicația aparatului la 100 ppm propan (C_3H_8) este jumătate din indicația la 100 ppm hexan (C_6H_{14}). De aceea, aparatul se mai numește și "numărător de atomi de carbon".

Gazul de analizat se amestecă cu aer și arde într-o flacără formată din H_2 (40 %) și He (60 %). În zona flăcării sunt amplasate două plăci electrificate pozitiv respectiv negativ. Ionii pozitivi și negativi se vor separa pe plăci, generând un curent electric proporțional cu numărul de atomi de carbon, curent care poate fi amplificat și măsurat.

4.1.4. Măsurarea fumului

Metodele cele mai răspândite de măsurare a fumului sunt metoda filtrării gazelor și metoda evaluării luminii absorbite de gaze.

- Metoda filtrării gazelor constă în colectarea particulelor de fum pe un filtru și aprecierea acestora fie prin cântărire, fie prin determinarea gradului de înnegrire al hârtiei de filtru. Metoda de măsurare gravimetrică este folosită și la evaluarea particulelor, ceea ce înseamnă că noțiunea de “particule” reprezintă o noțiune mai largă, care include produși solizi și lichizi ai arderii incomplete. Determinarea colorației hârtiei de filtru este principiul care stă la baza construcției fummetrelor Bosch. La aceste aparate, fumul trece printr-un disc din hârtie de filtru, la o depresiune constantă creată de o pompă de vacuum. După luarea probei, filtrul se compară cu unul curat cu ajutorul unei celule fotoelectrice. Valorile obținute se încadrează în scara Bacharach, care stabilește 10 nivele de înnegrire, zero fiind atribuit hârtiei de filtru curate.
- Metoda evaluării luminii absorbite de gaze are ca principiu de măsură comparația transparenței coloanei de fum cu transparența unei coloane de aer curat, luat ca etalon. O lampă cu incandescență emite un flux luminos ce trece prin coloanele de gaze și aer, impresionând o celulă fotoelectrică. Funcție de coeficientul de absorbție determinat, se stabilesc valorile corespunzătoare ale unităților de fum. Fummetrele care lucrează după acest principiu se numesc fummetre Hartridge, sau mai corect opacimetre.

Intre cele două scări de măsură, Bosch și Hartridge, s-a stabilit o echivalență calitativă, reprezentată în fig. 4.4.

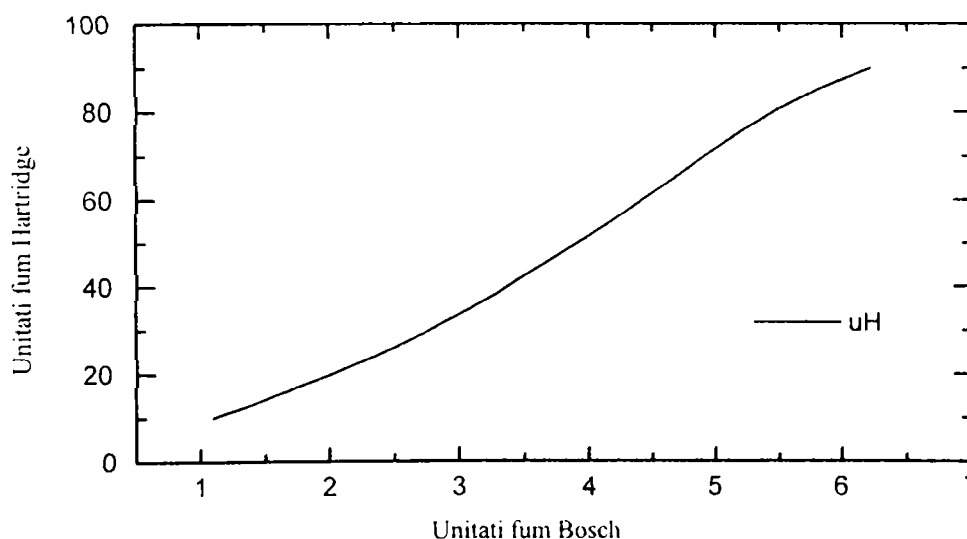


Fig. 4.4 Echivalența unități fum Bosch - Hartridge

Conform reglementărilor în vigoare referitoare la măsurarea opacității gazelor de evacuare, fumul este considerat ca o măsură vizibilă a emisiei de particule.

Definiția fumului dată de QUARG (Grupul pentru calitatea aerului din Marea Britanie) este următoarea:

- “Fumul reprezintă materia formată din particule cu diametrul sub 15 μm rezultată în urma arderii incomplete a combustibilului.”
- “Fumul negru reprezintă materia formată din particule negre (nereflectante) care rezultă în urma măsurării prin metoda filtrării.”

Diferența dintre fum și fum negru trebuie subliniată: termenul fum se referă la particulele primare, indiferent de culoarea acestora (grad de înnegrire). Datorită faptului că măsurătorile de fum din aer prin metoda filtrării depind de gradul de înnegrire al hârtiei de filtru, s-a introdus termenul de fum negru pentru a face distincție între capacitățile de depunere diferite ale fumului provenit din surse diferite.

4.1.5. Măsurarea particulelor

Particulele sunt definite prin metoda proprie de măsurare, și anume prin metoda gravimetrică - detaliată în paragraful anterior, în contextul instalațiilor de măsură.

Particulele emise de motoarele diesel sunt compuse în principal din funingine, generată în timpul arderii (carbon grafitic) și hidrocarburi adsorbite sau condensate. Particulele sunt definite, în scop legislativ, ca materialul (cu excepția apei) colectat pe un filtru de teflon, la trecerea gazelor arse emise de motor, anterior diluate cu aer filtrat; diluarea se face cu aer curat pentru a respecta condiția ca temperatura filtrului să fie sub 52 °C, pentru a evita volatilizarea unor hidrocarburi și condensarea apei.

Măsurarea particulelor se bazează pe definiția anterioară și implică o procedură complicată: diluarea gazelor de evacuare sau a unei părți a acestora, măsurarea exactă a raportului de diluție, cântărirea filtrelor înainte și după eșantionare într-o atmosferă controlată, cunoașterea exactă a debitului de gaze diluate care trec prin filtru în perioada eșantionării.

Se poate trage concluzia că măsurarea particulelor este o operație cu multe faze, scumpă și de durată. De aceea, s-au adoptat diferite metode de corelație între măsurarea gravimetrică a particulelor și măsurarea gradului de fum, utilizând fummetrele obișnuite (Bosch, Hartridge) sau a altor tipuri de instrumente. Majoritatea studiilor pe această temă au obținut corelații între cifrele de fum și concentrația de funingine măsurată în gazele de evacuare nediluate; de aceea se va urmări aplicabilitatea corelațiilor existente între fum - funingine în estimarea emisiei masice de particule și se vor cerceta relațiile dintre particule, funingine și fum.

În continuare, se prezintă rezultatele cercetărilor unor instituții de prestigiu în domeniul investigării motoarelor diesel și de realizare de aparatură destinată acestui scop - MIRA (Motor Industry Research Association - UK) și AVL (Austria).

4.1.5.1. Corelația funingine - unități de fum Bosch

Există mai multe determinări, care au stabilit o serie de corelații sub formă de nomograme, valori tabelate sau ecuații:

$$C = 0,0387 \cdot Bn^5 - 0,147 \cdot Bn^4 + 0,106 \cdot Bn^3 + 12,6 \cdot Bn^2 + 12,4 \cdot Bn \quad (4.5)$$

$$C = 24,7 \cdot Bn + 1,92 \cdot Bn^3 \quad (4.6)$$

$$C = 19,1 \cdot Bn^{1,78} \quad (4.7)$$

$$C = 581,4 \cdot \left[\ln \left(\frac{10}{10 - Bn} \right) \right]^{1,413} \quad (4.8)$$

în care: C - concentrația de funingine din gaze, în g/m³;
Bn - indicele de fum, în unități Bosch;

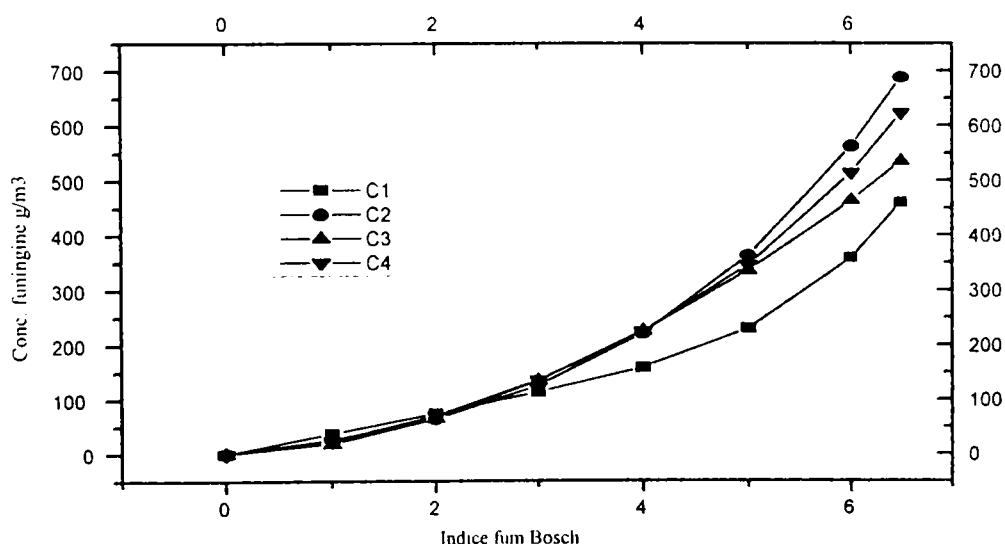


Fig. 4.5 Funcții de interpolare a dependenței experimentale $C = f(Bn)$

În fig. 4.5 se prezintă grafic corelația $C = f(Bn)$, determinată cu relațiile (4.5) - (4.8). Curba C4 (adoptată pentru celelalte dependențe cantitative expuse în

continuare) este cea mai reprezentativă, având o poziție mediană în raport cu celelalte curbe, C1, C2 și C3.

Relațiile (4.6) - (4.8) au fost determinate prin măsurarea masei de carbon raportată la condițiile standard de presiune și temperatură și a indicelui de fum Bosch, în 53 de puncte de funcționare ale motorului.

Semnificația fizică a ecuației (4.8) este mai evidentă în forma:

$$Bn = 10 \cdot \left\{ 1 - \exp\left[-(k \cdot C)^b\right] \right\} \quad (4.9)$$

în care: k, b - constante experimentale;

Prin determinări, valoarea acestor constante a fost stabilită la: k = 0,0017 și b = 0,708.

Ecuația (4.9) reflectă fenomenul de atenuare al radiației luminoase, definit de legea Lambert - Beer.

Pentru aceleași încercări, s-a stabilit corelația dintre particule și fum:

$$P = 565 \cdot \left[\ln\left(\frac{10}{10 - Bn}\right) \right]^{1,206} \quad (4.10)$$

și echivalența sa:

$$Bn = 10 \cdot \left\{ 1 - \exp\left[-(0,0018 \cdot P)^{0,829}\right] \right\} \quad (4.11)$$

în care P - concentrația de particule din gazele arse, în g/m³.

În fig. 4.6 se reprezintă grafic funcțiile definite de relațiile (4.8) și (4.10), cu evidența C < P pe domeniul de aplicabilitate tipic 0 < Bn < 5.

Din reprezentarea grafică a relației (4.10) se observă că măsurătorile de particule se corelează surprinzător de bine cu indicii de fum Bosch, relația (4.10) având un grad de încredere de 97 %, ceea ce înseamnă că fracțiunea volatilă a particulelor are o influență redusă asupra fumului Bosch

Alți autori, folosind măsurători efectuate pe motoare diesel cu cameră unitară și cu cameră divizată, au propus relația de echivalență:

$$P = 1,024 \cdot C + 0,505 \cdot HC \quad (4.12)$$

în care: C - concentrația de carbon sau funingine obținută prin măsurarea fumului Bosch prin corelația propusă de MIRA, și care este trasată în fig. 4.7.
HC - concentrația masică de hidrocarburi din gazele de evacuare.

$$C = \frac{1}{0,405} \cdot a \cdot Bn \cdot \exp(b \cdot Bn) \quad (4.13)$$

în care a și b sunt coeficienți experimentali: $a = 4,95$; $b = 0,38$.

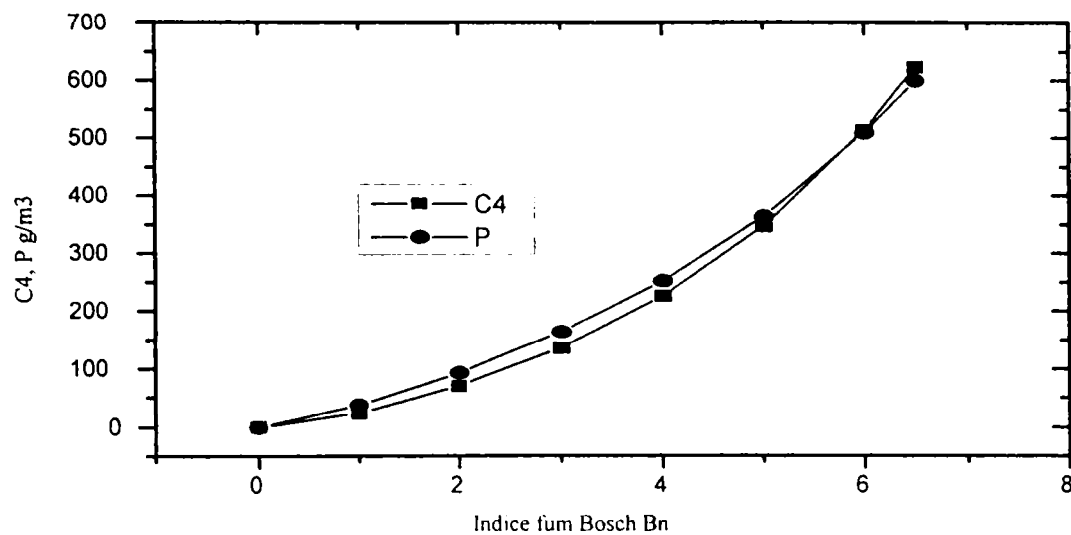


Fig. 4.6 Curbele de funungine și particule

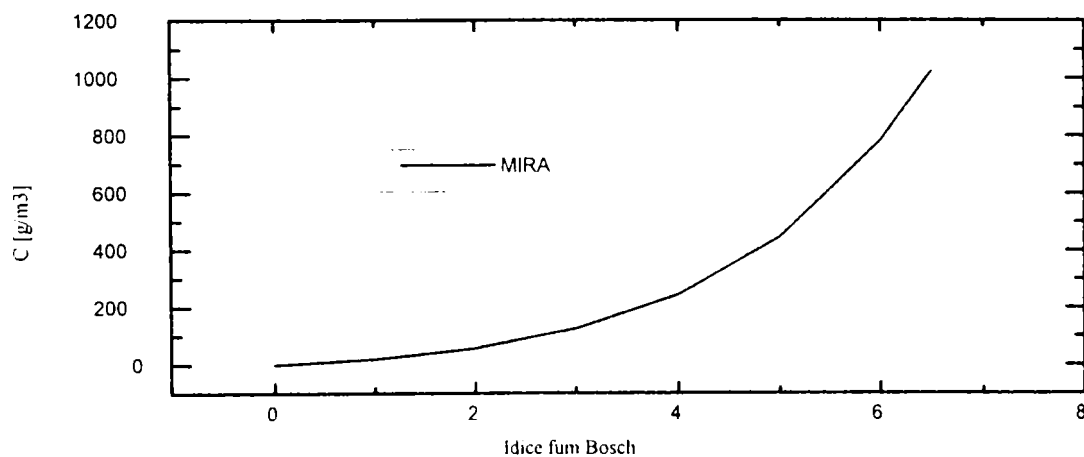


Fig.4.7 Curba de corelație MIRA

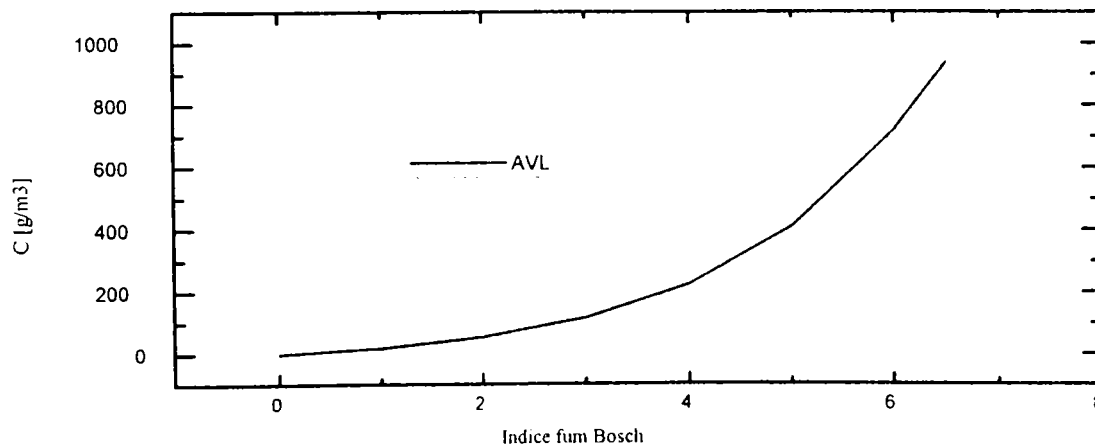


Fig. 4.8 Corelația funingine - unități Bosch (AVL)

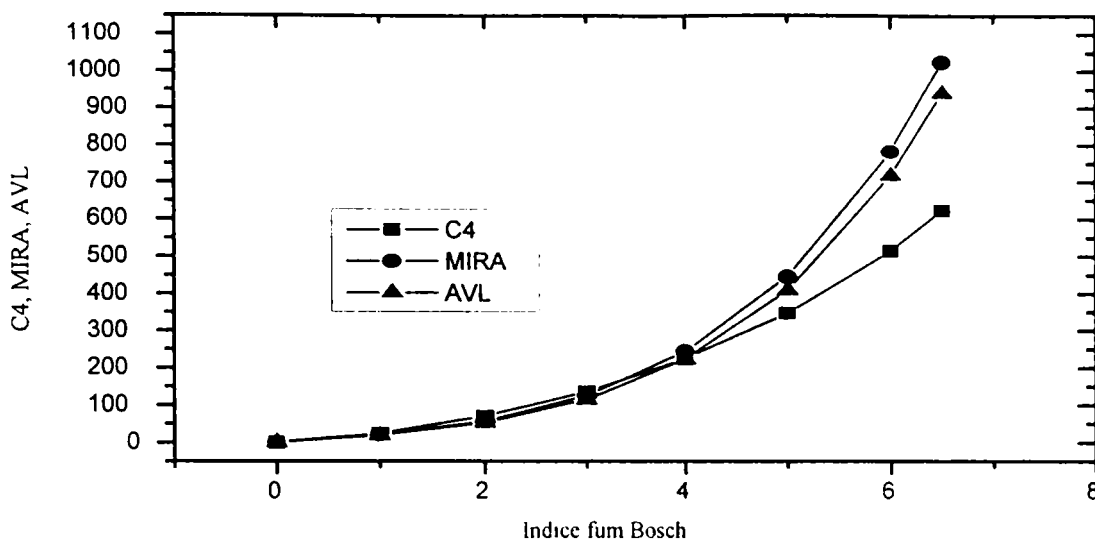


Fig. 4.9 Corelații funingine - fum Bosch

Fig. 4.8 redă corespondența descrisă de ecuația (4.13), ilustrând corelația funingine - unități Bosch stabilită de AVL.

Fig. 4.9 prezintă comparativ curbele de corelație funingine - fum. Din aceste grafice, care reprezintă concluziile mai multor cercetători ai problemei, care au utilizat diferite tipuri și mărimi de motoare diesel, rezultă convergența opiniilor lor, dovedind că fummetrul Bosch poate fi un instrument potrivit pentru evaluarea particulelor.

4.1.5.2. Corelația funingine - unități de fum Hartridge

Principiul de măsurare al fumului cu fummetrul Hartridge diferă de cel al fummetrului Bosch. În primul caz se realizează compararea intensității luminoase a unui fascicol de lumină care trece printr-un spațiu umplut cu gaze de evacuare, cu intensitatea luminoasă a aceluiași fascicol care trece prin aer curat, iar în al doilea caz, se realizează filtrarea gazelor și evaluarea colorației (al gradului de înnegrire) unei hârtii de filtru.

Ca metodă de măsurare, metoda Hartridge este mai directă, ea fiind caracterizată de o mărime cu semnificație fizică clar definită - coeficientul de absorbție al luminii (m^{-1}), spre deosebire de metoda Bosch la care scara de măsurare este relativă.

Răspândirea mare a acestor fummetre a dus la stabilirea unei corespondențe între indicele de fum Bosch și indicele Hartridge - fig. 4.4. Pe baza acestei echivalențe, MIRA a stabilit relații de corespondență între fumul Hartridge și emisia de funingine, conform relației:

$$P = -K \cdot \ln \left[1 - \frac{H}{100} \right] \quad (4.14)$$

în care: P - concentrația de particule din gazele arse, în g/m^3 ;

H - indicele de fum Hartridge;

K - constantă, pentru care s-au stabilit valorile: 0,26; 0,349; 0,532.

Sub formă grafică, corespondența descrisă de relația (4.14) este redată în fig.4.10. Relația (4.14) a rezultat din interpretarea statistică a 376 de perechi de măsurători particule - indice fum Hartridge, valoarea de 0,349 a constantei K fiind cea mai probabilă (curba mijlocie - fig. 4.10). Relația cuprinde între limitele sale 95 % din măsurători, deci cu o probabilitate de eroare de 5 %.

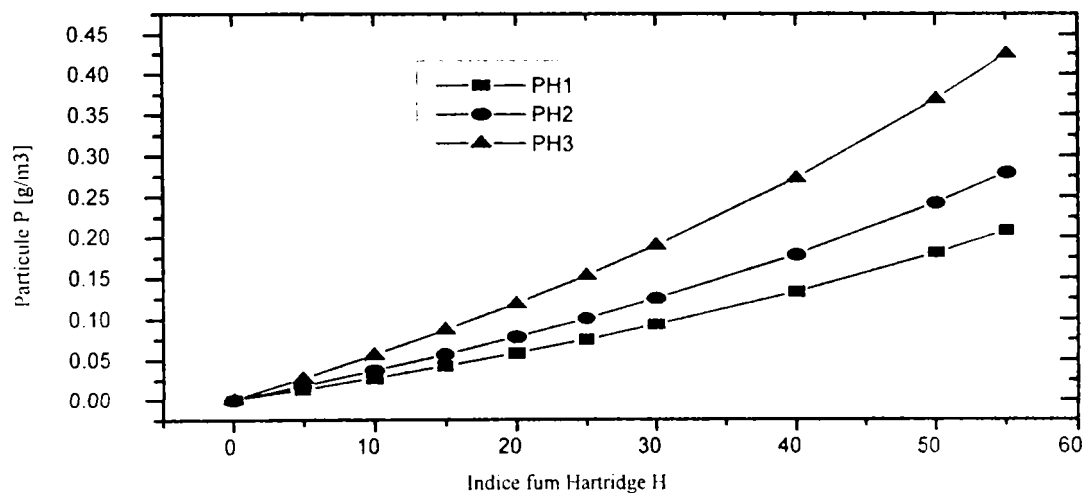


Fig. 4.10 Corespondența particule - fum Hartridge

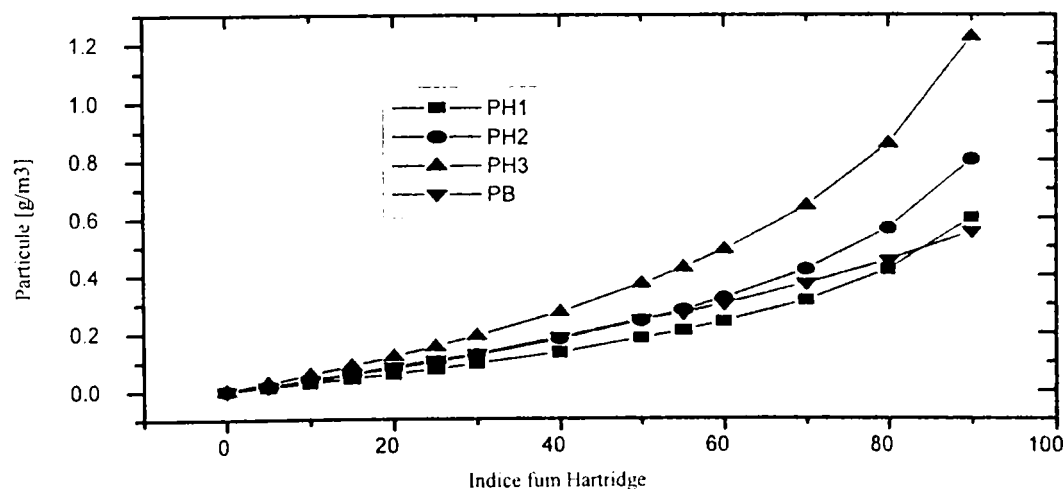


Fig. 4.11 Corespondența particule - fum Hartridge

În fig. 4.11 s-au reprezentat curbele care definesc corespondența particule - fum Hartridge determinate cu (4.14), respectiv cu relația (4.8), prin transformarea unităților Bosch în unități Hartridge, conform fig.4.4.

Se observă o corespondență foarte bună a relației (4.8) cu valoarea medie dată de (4.14) în intervalul uzual de indici de fum Hartridge (0 - 55).

La valori mai mari ale indicelui de fum Bosch ($B_n > 5$; $H > 72$), extrapolarea curbelor de corespondență prezentate nu este semnificativă și introduce erori importante

Intrucât măsurarea fumului prin metoda Hartridge este cea recunoscută de organismele europene (Regulamentul CEE - ONU nr. 24.03), relația (4.14) se folosește pentru determinarea concentrației de particule emise de un motor pentru un regim dat.

Pentru verificarea corelației propusă de relația (4.14), s-au efectuat măsurători de fum Hartridge în cele 13 trepte prevăzute de Regulamentul CEE - ONU nr. 49.02, pe un motor Renault tip MIDR 06 3540N/3. Acest motor a fost certificat conform Regulamentului nr. 49.02 și este caracterizat de o emisie de particule de 0,226 g/kWh, determinată prin metoda gravimetrică. Cu relația (4.14), emisia probabilă de particule este de 0,223 g/kWh, ceea ce înseamnă o eroare de 1,3 % față de metoda de referință.

4.2. Instalații de măsurare a poluanților

4.2.1. Instalații de măsură a poluanților gazoși

Există mai multe posibilități de conectare a aparatelor descrise pentru măsurarea simultană a poluanților gazoși emiși de un motor, respectiv CO, NO_x, și HC și a CO₂ și O₂. Schema tipică a unui sistem de analiză a poluanților gazoși este prezentată în fig. 4.12.

Performanțele instalației depind foarte mult de tipul analizorului folosit, în special de caracteristicile sale de curgere. Analizoarele HFID și HCLA necesită un sistem de încălzire a probei, în timp ce analizoarele NDIR necesită un sistem de răcire.

4.2.2. Instalații de măsură a particulelor

Măsurarea particulelor se face prin metoda gravimetrică. Determinarea particulelor necesită un sistem de diluție capabil să mențină gazele diluate de evacuare sub 52 °C și să evite condensarea apei, un sistem de prelevare a particulelor cu filtre speciale și o microbalanță care trebuie plasată într-o cameră cu atmosferă controlată. Diluarea se poate efectua printr-un sistem principal - fig. 4.13, sau printr-un sistem în derivație - fig.4.14.

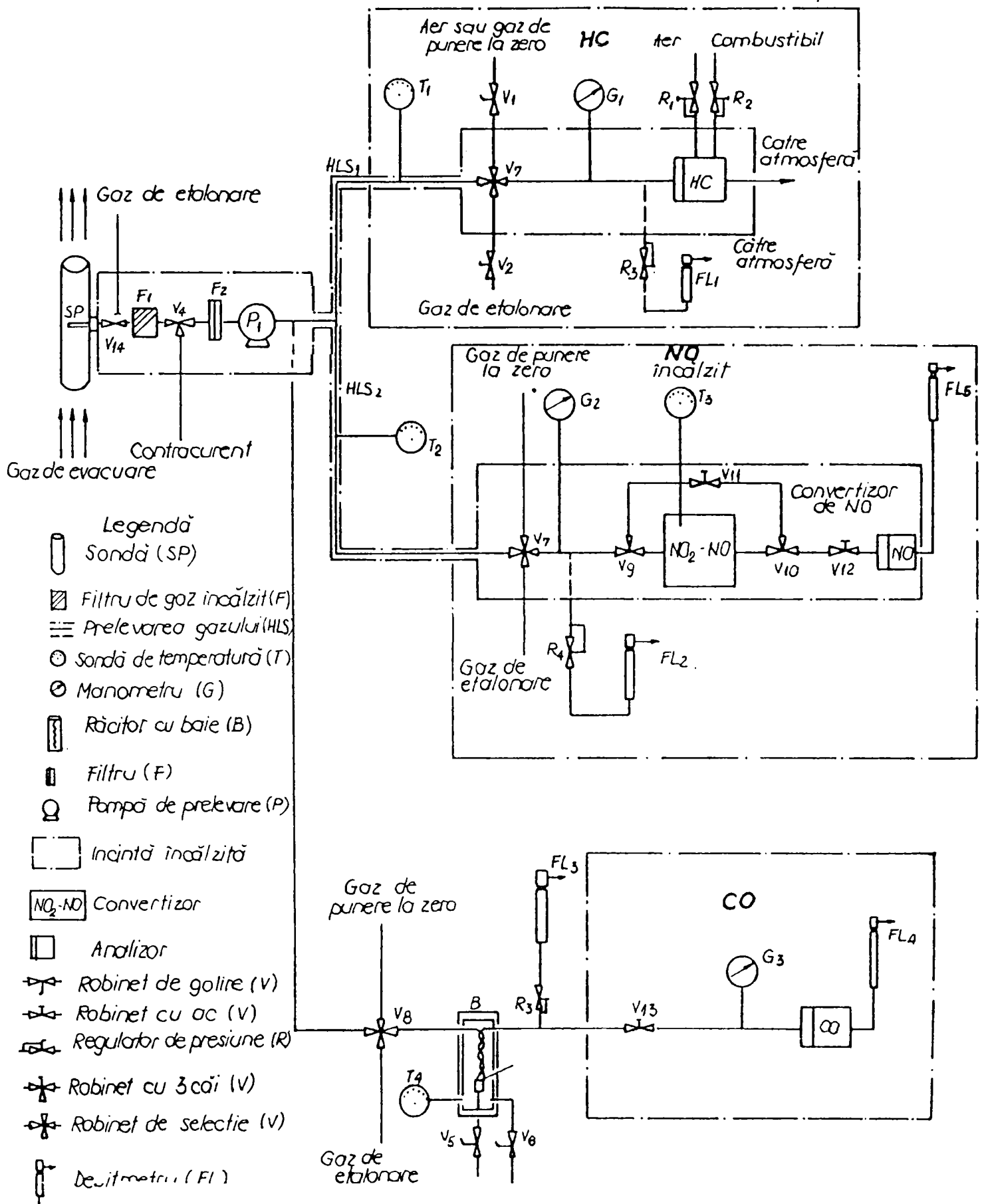


Fig. 4.12 Schemă de principiu a unui sistem de analiză a poluanților gazoși

- EP- intrarea gazului de
escapament
- PDP- pompa volumetrică
- CFV- sistem de măsurare
a debitului
- HE- schimbător de
caldura
- PDT- tunel de diluție
rimară
- SDS- sistem de prelevare
în diluție simplă
- BDS- s de prelevare
în diluție dublă
- PSP- sondă de prelevare
a particulelor
- PTT- tub de transfer
particule
- SDT- tunel de diluție
secundară
- DAF- filtru de aer
- FH- part filtru
- SP- pompă de prelevare
particule
- DP- pompă de diluție
- GF- obtinmetru

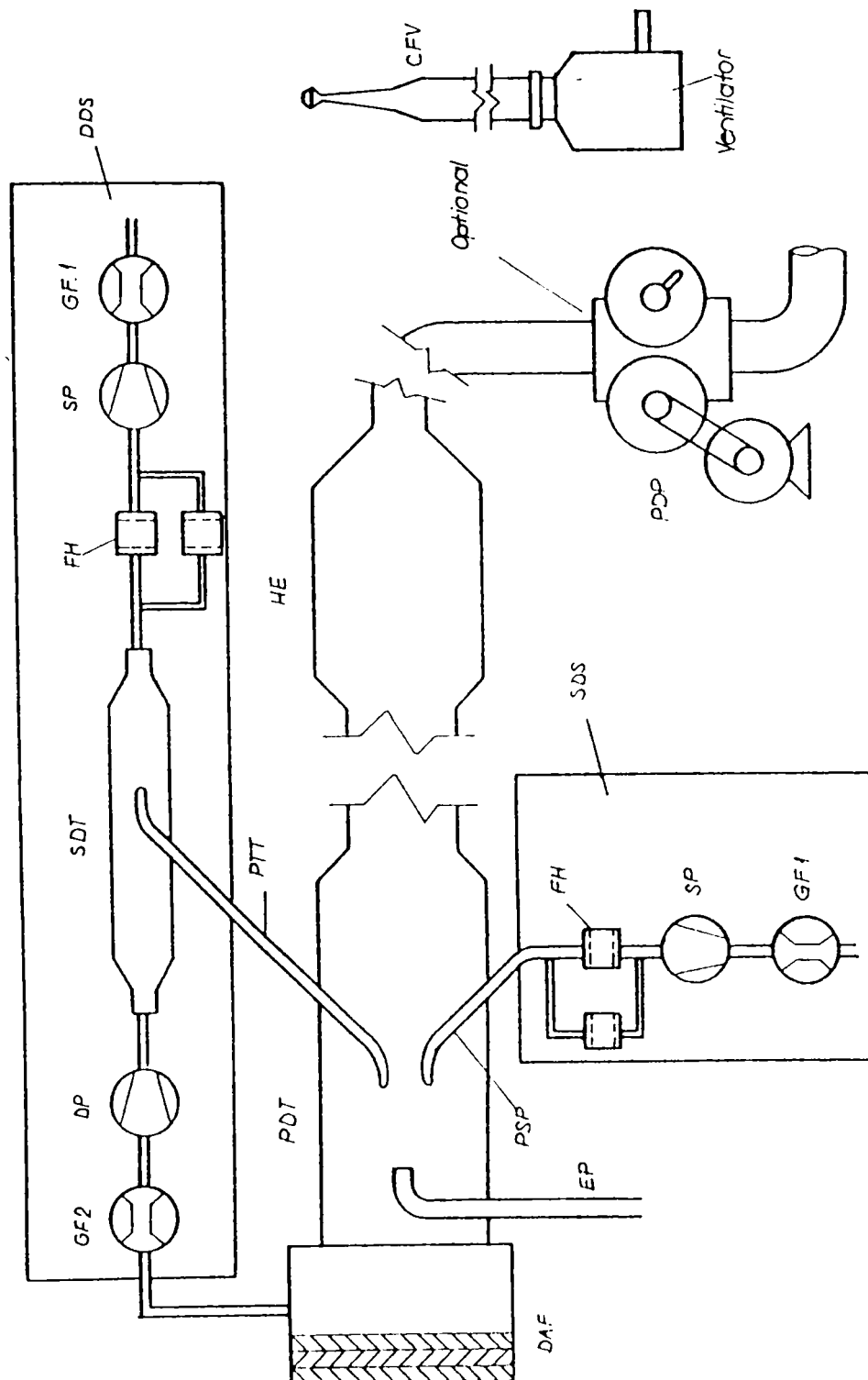


Fig. 4.13 Sistem de diluție în circuit principal

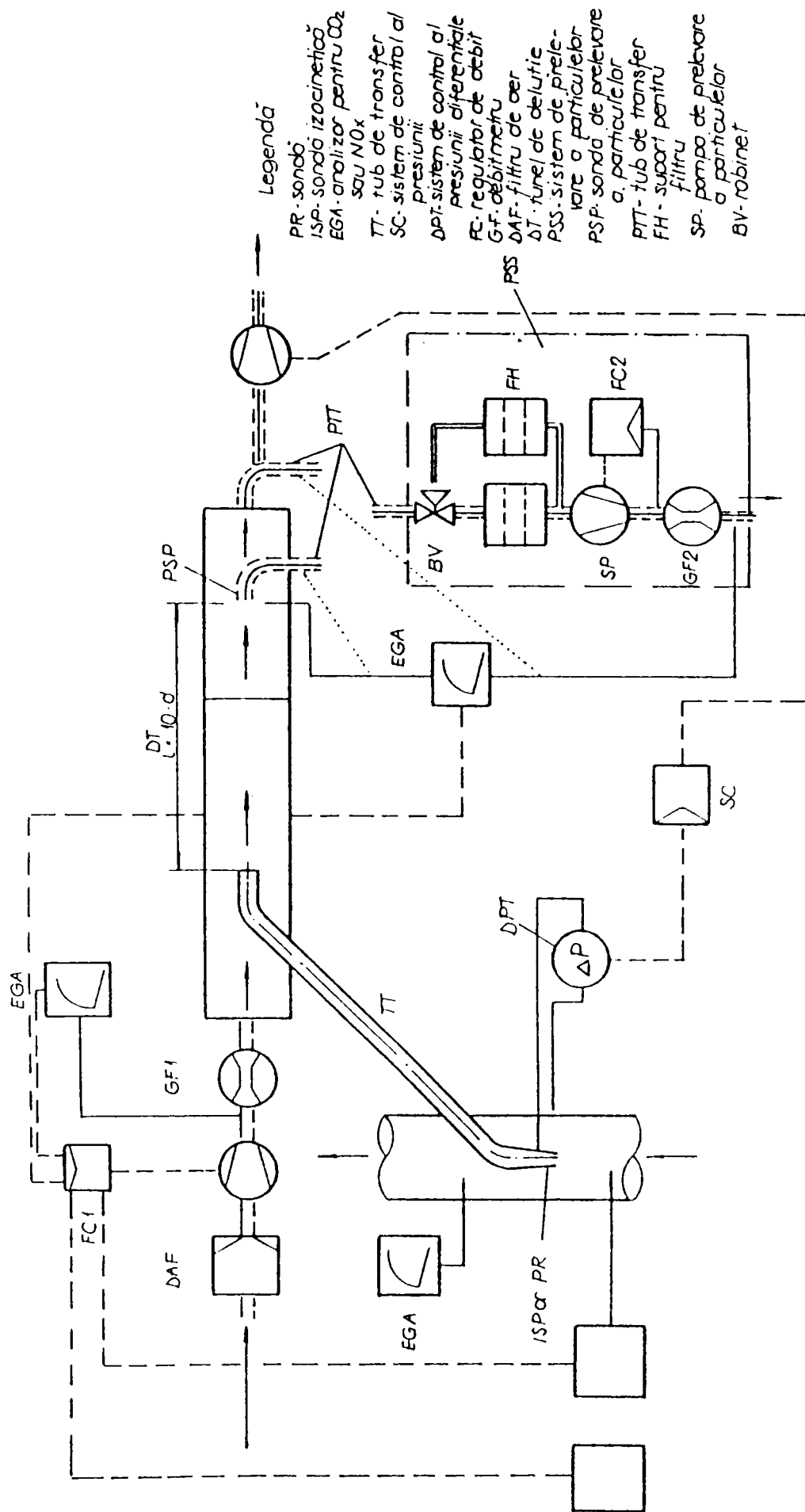


Fig. 2.14 Sistem de diluție în derivație

Instalația cu diluție în circuit principal folosește prelevarea la volum constant CVS (Constant Volume Sampling). Se măsoară volumul total de amestec de gaze arse și aer și se prelevează o probă pentru analiză. Masa emisiilor de particule se calculează cunoscând masa particulelor prelevate, debitul prelevat și debitul total de amestec.

Instalația cu sistem de diluție în derivație se bazează pe diluarea numai a unei părți din gazele eșapate, emisia de particule determinându-se pe baza masei prelevate pe filtre, a raportului de diluție, a debitului eșantionat și a debitului total de gaze arse.

Filtrele pentru reținerea particulelor sunt din fibră de sticlă acoperite cu fluorcarbon sau teflon, sau sunt filtre tip membrană pe bază de fluorcarbon. Ele sunt de obicei în număr de două, dispuse în serie la o distanță maximă de 100 mm.

Microbalanța utilizată pentru determinarea masei particulelor prelevate trebuie să aibe o precizie de 2 % și domeniul de măsurare între 0 ... 5 mg.

Camera cu atmosferă controlată este necesară pentru evitarea erorilor de cântărire; de aceea temperatura se menține în intervalul 20 - 30 °C, iar umiditatea între 35 - 55 %. Toate piesele sistemului de diluție și prelevare care sunt în contact cu gazele arse diluate și nediluate trebuie să minimalizeze depunerea și alterarea particulelor (conduțe din oțel inoxidabil) și să evite efectele electrostatice (legare la pământ).

4.2.3. Analizorul de gaze și opacimetrul diesel tip GATS 1000 NGD

Analizorul de gaze și opacimetrul diesel GATS 1000 NGD - fig. 4.15, este utilizat pentru determinarea concentrației poluanților gazoși din gazele eșapate de motoarele cu aprindere prin scânteie (pe benzină sau gaz) și pentru măsurarea emisiilor de fum ale motoarelor diesel, cu aplicații în domeniul ecologiei și în activitatea de service auto.

GATS 1000 NGD este un aparat electronic digital, comandat de un microprocesor încorporat. Aparatul conține 7 programe selectabile prin intermediul elementelor de comandă de pe panoul frontal; în cadrul programării, măsurarea emisiilor la autovehicule și funcțiile de măsurare a subsansamblelor electrice care influențează emisiile sunt comandate de microcomputer, care comandă și afișarea rezultatelor pe imprimanta încorporată.

La măsurarea emisiilor motoarelor cu aprindere prin scânteie, principiul care stă la baza determinării concentrației CO, CO₂ și HC este acela al absorbției pe frecvențe diferite, specifice a fiecărei componente, a unei raze de lumină din spectrul infraroșu care străbate camera de măsurare (NDIR). Pentru măsurarea concentrației de oxigen, aparatul este prevăzut cu un senzor electrochimic.

Principiul care stă la baza măsurării emisiei de fum la motoarele diesel, se bazează pe absorbția fluxului luminos vizibil de către gazul de emisie, la detectarea acestuia cu o fotocelulă cu siliciu.

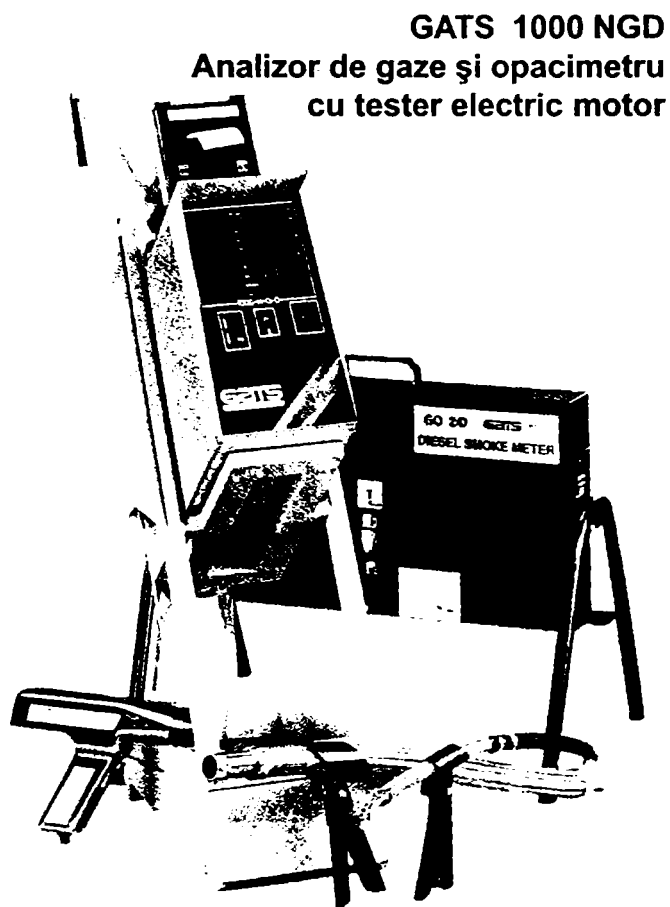


Fig. 4.15

Ansamblul aparatului GATS 1000 NGD constă din următoarele subansamble:

- sonda de prelevare a gazelor de evacuare pentru motoarele cu aprindere prin scânteie, conectată la camera de măsură, prin care este dirijată o rază de lumină infraroșie;
- sonda de temperatură pentru uleiul motorului;
- sonde de prelevare a gazelor pentru fummetru;
- camera de fum termostată, care constituie camera de măsurare pentru funcția de fummetru;
- stroboscop reglabil;
- dispozitiv de afișare cu indicare individuală a următoarelor mărimi:

concentrațiilor de gaze HC, CO, CO₂, O₂, turație, coeficientul excesului de aer λ , raportul masic combustibil - aer AFR, avans la aprindere sau la injecție;

- sistem de înregistrare cu imprimantă
- subansamblu "GATS Pedal System" pentru măsurători în regim de reproducere a accelerațiilor la care s-au efectuat măsurătorile, care constituie o pedală de accelerare automată, comandată de microprocesor.

Rezultatele analizei gazelor de eșapament sunt prezentate prin intermediul dispozitivului de afișare digital, rezultate care se regăsesc în buletinul de analiză eliberat prin intermediul imprimantei, precum și cu date de identificare a autovehiculului încercat, a operatorului și a momentului efectuării analizei (data, ora).

Coeficientul excesului de aer λ este calculat de aparat cu ajutorul relației utilizate pe plan internațional (Brettschneider), iar valoarea raportului masic combustibil - aer AFR se determină ținând cont de raportul teoretic de 14,7 kg aer/kg benzină super.

Aparatul GATS 1000 NGD este prevăzut cu monitorizare internă și automată a fluxului de gaze, este asigurat cu mijloace de vehiculare și de filtrare a gazelor prelevate, precum și de purjare a condensului.

Înainte fiecărei măsurători se verifică automat etanșeitarea sistemului de măsurare. În caz de neetanșeitare sau a pătrunderii de aer fals, protecțiile aparatului nu permit efectuarea măsurătorii pentru motoarele pe benzină sau pe gaz. De asemenea, aparatul verifică automat înainte fiecărei măsurători nivelul de HC rezidual și în situația în care acesta depășește valoarea de 20 ppm vol., nu permite efectuarea măsurătorii.

Intrucât emisiile poluante la motoarele cu ardere internă depind în mare măsură de temperatura motorului, înainte de începerea măsurătorii, aparatul impune introducerea sondei de temperatură la motorul oprit. Măsurarea temperaturii se repetă până când 5 măsurători consecutive prezintă aceeași valoare a temperaturii motorului, aceasta fiind considerată cea reală și memorată de către aparat, după care se cere scoaterea sondei din motor, pornirea motorului și se poate trece la efectuarea analizei gazelor de ardere.

Caracteristicile specifice funcției de analizor de gaze de evacuare ale autovehiculelor cu motoare pe benzină sau gaz sunt:

- clasa metrologică I conform prevederilor OIML R 99-91;
- domenii de măsurare:
 - CO: 0 - 10 % vol., rezoluție 0,01 % vol.;
 limite tolerate ale erorilor: $\pm 0,06$ %vol.;
 - CO₂: 0 - 20 %vol., rezoluție 0,1 % vol.;
 limite tolerate ale erorilor: $\pm 0,4$ %vol.;
 - HC: 0 - 2000 ppm vol., rezoluție 1 ppm vol.;
 2001 - 9999 ppm vol., rezoluție 10 ppm vol.;
 limite tolerate ale erorilor: ± 12 ppm vol.;
 - O₂ : 0 - 21,7 % vol., limite tolerate ale erorilor: $\pm 0,1$ % vol.

Caracteristici specifice funcției de măsurare a emisiilor de fum ale motoarelor diesel:

- lungimea spotului de lumină: 430 mm $\pm 0,5$ mm;
- lungimea de undă a luminii de măsurare: 560 nm ± 10 nm;
- interval de măsurare a indicelui de fum Hartridge: 0 - 16,6 m⁻¹;
rezoluție 0,01 m⁻¹;
- Interval de măsurare a opacității N: 0 - 100 %, rezoluție 0,1 %;
- limite tolerate ale erorilor de măsurare ± 4 %;

Aparatul măsoară gradul de fum al motoarelor diesel în regim de accelerare liberă, între o turație minimă de mers în gol și o turație maximă, de regulă turația

la care intră în funcțiune regulatorul de turație al pompei de injecție. Accelerările libere între turația minimă și maximă, în număr de 5, trebuie efectuate într-un interval de timp sub 2 s. Aparatul prelucrează datele obținute, eliminând valoarea maximă și minimă a măsurătorilor, mediind rezultatul. Dacă valorile rămase au o abatere între ele mai mare de 20 %, aparatul cere repetarea ciclului de măsurători.

Funcții suplimentare:

- indicarea turației motorului în domeniul $(350 - 9990) \pm 10$ rot/min;
- indicarea temperaturii uleiului: $(50 - 200) \pm 2$ °C;
- indicarea avansului la aprindere (m.a.s.): $(0 - 60) \pm 0,5$ °RAC;
- indicarea avansului la injecție (m.a.c.): $(0 - 60) \pm 0,5$ °RAC;
- indicarea tensiunilor: $(0 - 40) \pm 0,1$ V;
- indicarea rezistențelor: $(0 - 99,99) \pm 10$ Ω.

4.3. Alte metode de cercetare ale poluanților chimici

Cercetarea genezei poluanților și a eficienței mijloacelor de combatere a acestora impun identificarea naturii și a concentrației substanțelor poluante prin metode și cu echipamente performante. Acestea trebuie să satisfacă o serie de cerințe distincte, cum sunt: timp de răspuns scăzut, mai ales pentru măsurătorile continue, costuri legate de încercări și materialele consumabile să fie cât mai mici, fiabilitate și precizie cât mai mari.

Intrucât metodele de investigație se aplică unei probe prelevate din gazele de evacuare, aceasta nu trebuie să sufere modificări în perioada deplasării în sistemul de prelevare sau în perioada de conservare (adsorbție - desorbție la perete, condensare, reacții chimice între componente, etc).

Metodele de analiză aplicate pentru determinarea componentelor gazelor de evacuare nelimitate prin norme nu sunt nici ele reglementate de astfel de norme. Deși pentru prelevarea probelor se pot utiliza, în parte, metode aplicate componentelor limitate prin norme, la înregistrarea analitică se pot aplica metode unice pentru anumite grupe de substanțe. Acest fapt este justificat în principal prin două cauze: pe de-o parte, sensibilitatea aparatelor de măsură aplicabile componentelor gazelor de evacuare limitate prin norme nu corespunde cerințelor efectuării cercetărilor componentelor care nu sunt limitate prin norme, componente a căror concentrație este de multe ori mult mai redusă, iar pe de altă parte, selectivitatea aparatelor existente este insuficientă.

Au fost elaborate tehnici de înregistrare de înaltă sensibilitate, precum și unele metode de prelucrare prealabilă a probelor pentru separarea dorită a substanțelor necesare. Această prelevare selectivă a probelor, dirijată spre

separarea și detectarea specială a substanțelor a primit denumirea de “micro - analiză”.

Metodele de microanaliză se bazează în principal pe principii fizice sau fizico - chimice de măsurare. Metodele utilizate pentru prelevarea probelor și metodele de analiză pentru diferite componente din gazele de evacuare nelimitate prin norme, sunt prezentate în tabelul 4.1.

Tabelul 4.1

Componenta	Metoda de prelevare a probelor	Metoda de analiză
Masa totală a particulelor	Filtrare	Gravimetrie
Cianuri totale	Absorbție	Fotometrie
Amoniac	Absorbție	Fotometrie
Dioxid de sulf	Absorbție	Titrare
Sulfați	Filtrare	Fotometrie
Hidrogen sulfurat	Absorbție	Fotometrie
Aldehyde totale	Absorbție	Fotometrie (MBTH)
Aldehyde separate și cetone	Absorbție	HPLC (metoda DNPH)
Fenoli totali	Absorbție	Fotometrie
Hidrocarburi separate	Sac colector	GC / FID
Hidrocarburi aromatice policiclice	Filtrare Filtrare cu absorbție	GC / FID GC / MC
Spirt	Sac colector	GC / FID
Combinatii organice legate de particule	Filtrare	Extracție, termogravimetrie
Compoziția elementară a particulelor	Filtrare	Analiză elementară, amortizare atomică și spectroscopie Roentgen - fluorescentă

- DSC - cromatografia straturilor subțiri;
HPLC - cromatografie lichidă de înaltă sensibilitate;
GC / FID - cromatografie cu detector de ionizare a flăcării;
GC / MC - cromatografie cu spectroscopie de masă.

Prelevarea probelor se face din gazele de evacuare diluate, exceptând analiza hidrocarburilor aromatice policiclice, pentru care prelevarea probelor se face direct din curentul de gaze de evacuare nediluate.

4.3.1. Spectrometria de masă

Această metodă analizează compoziția chimică a unui amestec de gaze în funcție de comportarea particulelor sale încărcate electric într-un câmp electromagnetic. Proba de gaze analizată este bombardată cu electroni cu energie înaltă, rezultând ioni de masă m și sarcină e . Aceștia sunt accelerați într-un câmp electric de tensiune U până ating viteza w cu care pătrund într-un câmp magnetic H . Traectoria inițială a electronilor se curbează cu raza:

$$r = \left(\frac{2 \cdot U \cdot m}{e \cdot H^2} \right)^{0.5} \quad (4.15)$$

Raza de curbură poate fi modificată convențional acționându-se asupra lui U sau H , astfel că particulele cu un anumit raport caracteristic m/e să ajungă la detector. Răspunsul detectorului este proporțional cu numărul de ioni cu același raport m/e , adică cu concentrația inițială a substanței analizate.

Spectrometrul de masă se folosește pentru determinarea tuturor substanțelor dintr-un amestec, pe baza înregistrării continue a razei de curbură a traiectoriei particulelor. Datorită descompunerii sau ionizării duble din faza bombardării electronice, spectrul de masă al unei substanțe are mai multe vârfuri (spectru de fragmentare), fiecare corespunzând unui raport m/e caracteristic, iar înălțimea vârfului este proporțională cu concentrația sa în amestec. La un amestec cu mai mulți componenți, spectrele de fragmentare interferează și fiecare vârf al spectrului poate fi rezultatul mai multor vârfuri, complicând analiza. Pentru efectuarea analizei, este necesar să se cunoască compoziții probabile din amestec și spectrul de fragmentare al acestora.

Această metodă de analiză este foarte sensibilă, ea poate fi folosită pentru determinarea unor concentrații de ordinul 1 ppm (parte pe miliard).

4.3.2. Cromatografia

Cromatografia este o metodă de separare a amestecurilor multicomponente. Ea se bazează pe repartiția diferită a componentelor unui amestec între o fază mobilă și una staționară, având ca urmare deplasarea cu viteză diferită a componentelor purtate de faza mobilă de-a lungul fazei staționare.

Există mai multe variante ale metodei, în funcție de tehnica, modul de lucru și proprietățile fizico - chimice ale fazelor. Cea mai importantă clasificare are drept criteriu starea de agregare a fazei mobile, și anume:

- cromatografie în fază gazoasă;
- cromatografie în fază lichidă.

Principalele deosebiri între cele două metode sunt:

- folosirea unei faze mobile atrage după sine utilizarea unor coloane de separare, în timp ce faza mobilă lichidă permite și aplicarea altor tehnici, cum ar fi cromatografia pe hârtie sau în strat subțire;
- transferul de masă este cu câteva ordine de mărime mai rapid în gaze decât în lichide, viteza de separare fiind mai rapidă în fază gazoasă față de faza lichidă;
- faza mobilă gazoasă se pretează mai bine la determinarea cantitativă a unor mase mici de substanță, cromatografia în fază gazoasă fiind astfel o metodă de microanaliză calitativă și cantitativă.

În cromatografia gazoasă, procesul de separare al componentelor se bazează pe legile termodinamice ale echilibrului fazelor, care se stabilește la trecerea amestecului printr-o coloană de separare.

O categorie de coloane de separare au pereții prevăzuți cu un material adsorbant poros, care reține prin adsorbție un anumit component, stabilindu-se un echilibru între fracțiunea componentului rămasă în amestec și fracțiunea adsorbită. Conform legii lui Henri, cantitatea adsorbită este proporțională cu concentrația componentului în amestec.

Altă categorie de coloane, cele de partiție, sunt prevăzute cu materiale poroase impregnate cu un lichid. O parte a componentului se dizolvă în acest lichid, până se atinge echilibrul cu faza rămasă în amestecul de gaze. Conform legii lui Nernst, concentrația finală a fracțiunii dizolvate în faza lichidă este proporțională cu concentrația componentului în faza gazoasă.

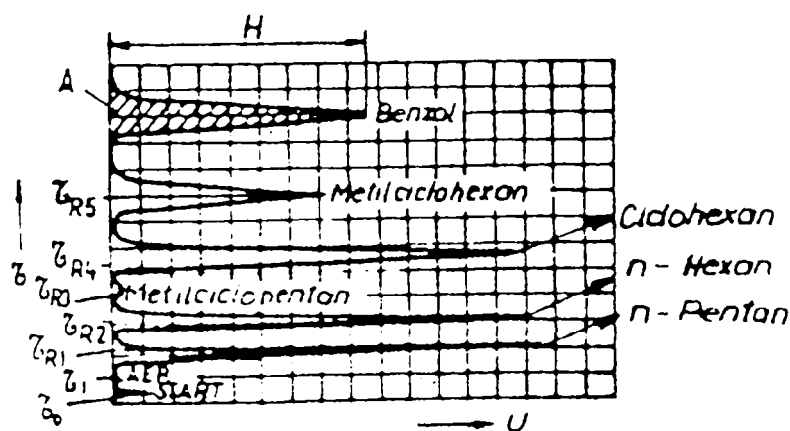


Fig. 4.16 Cromatogramă

Analiza hidrocarburilor existente în gazele de v... e alizează prin cromatografie de partiție. Pentru analiză se injectează o cantitate determinată dintr-un gaz purtător inert (heliu sau azot) care nu interacționează cu proba. În ordinea afinității față de materia'ul coloanei, componentii amestecului se separă, pășind coloana pe rând. Gazul care iese este analizat de un detector care

sesizează apariția componentelor sub forma unei succesiuni de semnale în funcție de timp, obținându-se grafic o cromatogramă - fig. 4.16.

Primul vârf de pe cromatogramă corespunde momentului când ajung în detector componentii care nu sunt reținuți în colector, iar coada cromatogramei corespunde componentelor care nu sunt bine separați. Intervalul de timp dintre momentul injectiei probei și momentul apariției primului vârf se numește timp de reținere și caracterizează o substanță dată, acesta putând servi la identificarea substanțelor, folosind o cromatogramă de etalonare. Concentrația unui component în amestec poate fi determinată calculând aria unui vârf, care este proporțională cu cantitatea inițială a componentului în amestec. Timpul de reținere depinde de temperatura fazei lichide din coloană: prin scăderea temperaturii, se mărește timpul de reținere și se mărește rezoluția.

Cromatografia are dezavantajul de a nu permite analiza continuă a gazelor de ardere, și o durată de analiză destul de mare.

Avantajele cromatografiei:

- posibilitatea de a analiza toate gazele și toate substanțele lichide sau solide care pot fi evaporate fără descompuneri;
- cantitatea de probă este redusă, fiind de ordinul $10^{-6} \dots 10^{-3}$ g;
- pot fi analizate și substanțe solide prin descompunerea lor termică controlată

Sensibilitatea analizelor depinde de detectorul utilizat. Concentrația măsurată cu detectorul de conductibilitate este de 0,1 % iar cu detectorul cu ionizare a flăcării de 1 ppm.

4.3.3. Gravimetria și termogravimetria

Metoda gravimetrică urmărește determinarea masei probei de analizat prin cântărire. Este folosită la determinarea masei totale de particule, dar și la analiza compoziției acestora. Mijloacele cele mai folosite sunt microbalanțele analitice (încărcare maximă de 20 g și sensibilitate 10^{-3} g), ultra-microbalanțele (încărcare maximă de zeci de mg și sensibilitate de 10^{-4} g) și nanogram - balanțele (încărcare maximă de 20 mg și sensibilitate de 10^{-6} g).

Termogravimetria urmărește variația greutateii substanțelor la diferite temperaturi și intervale de timp, prin cântărirea lor după fiecare etapă. În prezent, proba este cântărită continuu în timp ce este încălzită într-un cuptor în care ridicarea temperaturii se realizează cu viteză constantă. Metoda se folosește cu precădere în analiza compoziției particulelor, mai ales a fracțiunilor organice.

4.3.4. Fotometria

Metodele fotometrice se bazează pe măsurarea valorii absolute a absorbției luminii, servind la determinarea concentrației unui component dintr-un amestec.

Principiul măsurării fotometrice este următorul: lumina emisă de o sursă trece printr-un monocromator care lasă să treacă o bandă îngustă de lungimi de undă și apoi trece prin soluția cercetată, ajungând la o celulă fotoelectrică. Intensitatea luminoasă se compară cu intensitatea radiației ce trece prin amestecul fără componentul urmărit, diferența fiind proporțională cu concentrația măsurată. Monocromatorul separă lumina albă prin refracție sau mai adesea prin difracție, și printr-o fantă mobilă în raport cu "evantaiul" de raze monocromatice astfel obținut filtrează "trece - bandă" lumina. Prin baleierea acestui evantai de raze, corelată mecanic sau electronic cu baleierea unei axe (a absciselor) pe hârtia unui înregistrator X - Y sau pe ecranul unui calculator, se parcurge tot domeniul frecvențelor de interes (uzual între infraroșu și ultraviolet). Ordonata diagramei spectro - fotometrice este intensitatea luminoasă (reprezentată liniar dacă se doresc determinări cantitative de precizie, sau logaritmic dacă se doresc doar aprecieri calitative, eventual numai identificări de poluanți). Neuniformitățile spectrale ale sursei luminoase sunt la rândul lor compensate mecanic sau electronic. Sursele luminoase au o construcție specială (de la sursele cu incandescență cu filamente speciale, pentru infraroșu și vizibil, până la surse cu tuburi cu descărcare în gaz, în special cu halogen, cu sticlă specială de cuarț).

4.4. Cicluri de măsurare ale emisiilor poluante

Primele măsuri împotriva emisiilor poluante ale automobilelor au fost adoptate în S.U.A., în statul California, începând cu 1959. Statul California, datorită condițiilor geografice nefavorabile - o depresiune puțin aerată și temperaturi relativ înalte, precum și datorită populației numeroase de autovehicule, a fost inițiatorul unei legislații foarte aspre, care în decursul timpului a impus limite ale emisiilor poluante inferioare celor din restul statelor S.U.A. Din 1960, s-a formulat legislația la nivel federal, cuprinzând limitarea emisiilor evaporative din carburator și rezervor. În 1963 s-au limitat gazele de carter, în 1965 - NO_x , iar în 1968 toate autoturismele au devenit obiectul legislației antipoluante, limitându-se CO și HC.

Din 1970 s-a renunțat la exprimarea conținutului de substanțe poluante în procente sau ppm și s-a adoptat criteriul absolut, prin exprimarea în g/milă, care dezavantajează autovehiculele cu cilindree mare.

În 1975 (California) și 1976 (celelalte state federale S.U.A.), limitele emisiilor au atins nivelul care de regulă necesită folosirea unui convertor catalitic (m.a.s.). Următoarele reduceri (1977 - 1983) au condus la introducerea obligatorie a catalizatorilor tripli, cu control electronic.

Din 1987 s-a introdus controlul asupra emisiilor de particule la motoarele diesel.

În Europa, controlul emisiilor poluante a început mult mai târziu, în 1970 prin limitarea CO și HC la m.a.s., continuând cu limitarea fumului în 1972 la m.a.c. A urmat reducerea emisiei CO la mersul în gol și scăderea pragului CO și HC în 1974, iar în 1977 s-a introdus limitarea NO_x. În anii '80, regulamentele au modificat numai valorile limită admise pentru m.a.s., iar la m.a.c. s-a pevăzut controlul particulelor începând cu anii '90. La nivelul anului 1992, legislația europeană a ajuns la nivelul celei americane din 1983 - 1987, urmând ca până la sfârșitul mileniului, cele două nivele de emisii să se egaleze.

Au fost definite o serie de categorii de vehicule, din punctul de vedere al nivelului de poluare, planificându-se ca producția de mașini a anilor 2000 să se încadreze în următoarele categorii:

- TLEV - (Transitional Low Emission Vehicle) - vehicul cu emisii relativ scăzute;
- LEV - (Low Emission Vehicle) - vehicul cu emisii scăzute;
- ULEV - (Ultra Low Emission Vehicle) - vehicul cu emisii foarte scăzute;
- ZEV - (Zero Emission Vehicle) - vehicul cu emisii nule.

4.4.1. Cicluri de măsurare a emisiilor m.a.s.

La ora actuală, există în lume trei centre de dezvoltare economică, producătoare de autovehicule, care și-au impus proceduri, legislații și strategii proprii în ceea ce privește emisiile poluante: S.U.A., Europa și Japonia.

Strategiile față de limitarea emisiilor poluante s-au dovedit divergente: S.U.A. pun accent pe reducerea nivelului de particule, acceptând valori mari pentru CO, Japonia impune scăderea NO_x, fără limitarea particulelor (până în '93 - '94), iar Europa se situează undeva la mijloc, căutând calea compromisului optim.

Nivelul emisiilor autovehiculelor de transport trebuie determinat în condițiile care reflectă situațiile reale de trafic. Testele se efectuează în încăperi unde se asigură condiții standardizate, care reflectă situațiile de circulație.

Autovehicolul se plasează cu roțile motoare pe un stand cu role, a căror rezistență de rotație se poate regla, astfel încât să se simuleze pierderile prin fricțiune și rezistența aerodinamică. Mase inerționale se pot adăuga acestora, simulând astfel încărcarea mașinii. Răcirea dinamică, determinată de viteza de deplasare, este asigurată de un ventilator montat la mică distanță de vehicul.

Măsurarea nivelului emisiilor se bazează pe simularea condițiilor de trafic prin cicluri precise, acestea diferind de la o regiune la alta. În unele țări, regulile referitoare la emisiile poluante eșapate direct de motor sunt suplimentate de limitarea pierderilor prin evaporare din sistemul de alimentare al motorului. S.U.A. a introdus deja restricții referitoare la pierderile prin evaporare, măsuri care urmează a fi aplicate și de Comunitatea Europeană.

4.4.1.1. Testul SHED

Testul SHED (Sealed Housing for Evaporative Determination) este cel mai utilizat pentru determinarea emisiilor prin evaporare. Testul constă din două etape, desfășurându-se într-o incintă cu atmosferă controlată.

Prima parte a testului se efectuează cu rezervorul de combustibil al mașinii plin aproximativ 40 %. Combustibilul este încălzit de la temperatura inițială de 10 ... 14,5 °C, cu măsurarea inițială a concentrației de HC la atingerea temperaturii de 15,5 °C. După 1 oră, temperatura combustibilului a crescut cu 14 °C, în acest moment măsurându-se din nou concentrația de HC. Emisiile prin evaporare se determină comparând cele două măsurători. Geamurile și capota mașinii rămân deschise în timpul testului.

Pentru a doua parte a testului, motorul mașinii este încălzit conform testului FTP 75 (Federal Test Procedure). Mașina este parcată în camera de măsurare și se măsoară creșterea emisiilor de HC în timpul răcirii timp de o oră de staționare.

Suma rezultatelor ambelor etape trebuie să fie mai mică de 2 g/test, valoare care se preconizează a fi redusă.

4.4.1.2. Testul FTP 75

Acest test constă din trei etape - fig. 4.17, acestea reprezentând vitezele corespunzătoare deplasării pe o stradă din Los Angeles, în condițiile de trafic de dimineață. Schema standului de testare este redat în fig. 4.18.

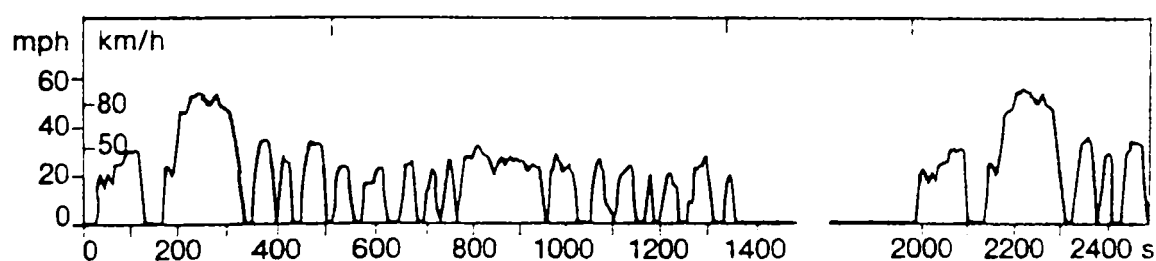


Fig. 4.17 Ciclul de testare FTP 75

Distanța ciclului: 11,115 mile;

Viteza medie: 34,1 km/h;

Durata ciclului: 1877 s + 600 s pauză;

Viteza maximă: 91,2 km/h;

Etapele de testare sunt următoarele:

- încălzirea motorului (ct) - interval de timp: 0 ... 505 s;
- faza stabilizată (s) - interval de timp: 506 ... 1372 s;
- pauză (cu motorul oprit 10 min.) - interval de timp: 1372 ... 1972 s;
- faza caldă (ht) - interval de timp: 1972 ... 2477 s.

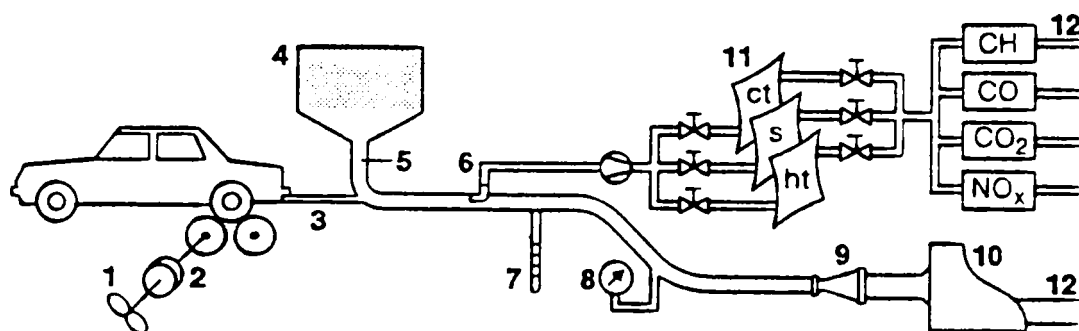


Fig. 4.18 Schema standului pentru testul FTP 75

1 - dinamometru; 2 - mase inerționale; 3 - eșapament; 4 - filtru aer; 5 - aer proaspăt de diluție; 6 - ajutor prelevare probă; 7 - termometru; 8 - manometru; 9 - ajutor; 10 - ventilator; 11 - saci colectare probe; 12 - sistem de evacuare.

Înainte de testare, vehiculul este parcat timp de 12 ore într-o încălțată cu temperatura de 20 ... 30 °C. Gazele evacuate sunt colectate în saci separați, pentru fiecare etapă în parte. Probele sunt analizate imediat, neavând voie să rămână în sacii de prelevare mai mult de 20 min.

Suma masică a poluanților colectați (HC, CO și NO_x) din toți cei trei saci se raportează la distanța parcursă (11,115 mile), obținându-se emisia în g/milă (sau în g/km - pentru alte țări). Valorile limită ale poluanților sunt date în tab.4.2 (S.U.A., inclusiv California), respectiv tabelul 4.3 (alte țări).

Fiecare vehicul nou trebuie să se încadreze în limitele de poluare pentru un parcurs de 50.000 mile, indiferent de greutate și categorie.

Autoritățile S.U.A. au în pregătire limite mai severe, în care vehiculele trebuie să se încadreze pe un parcurs de 100.000 mile.

Pornirea la temperaturi scăzute, prin îmbogățirea amestecului produce un grad ridicat de emisii, care nu sunt măsurate prin testele actuale, care se desfășoară la temperatura de 20 ... 30 °C. Normativul "The Clean Air Act" caută să reducă aceste emisii prin prescrierea unui test efectuat la -6,7 °C, cu limitarea doar a CO.

Tabelul 4.2

Anul	Regiunea	CO g/milă	HC g/milă	NO _x g/milă	Test evaporare g/test
până în 1982	S.U.A.	3,41	0,41	1,0	2,0
	California	7,0	0,41	0,4	2,0
1993	California	3,4	0,25	0,4	2,0
1994	S.U.A.	3,4	0,25	0,4	2,0

Tabelul 4.3

Tara	Anul aplicării	CO g/km	HC g/km	NO _x g/km	Test evaporare g/test
Elveția	10.1987	2,1	0,25	0,62	2,0
Austria	1987 / 88	2,1	0,25	0,62	2,0
Suedia	1989	2,1	0,25	0,62	2,0
Norvegia	1989	2,1	0,25	0,62	2,0
Finlanda	1990	2,1	0,25	0,62	2,0
Mexic	1991	7,0	0,7	1,4	2,0
Brazilia	1.1990	24,0	2,1	2,0	-
	1.1992	12,0	1,2	1,4	-
	1.1997	2,0	0,3	0,6	-
Australia	1.1986	9,3	0,9	1,9	2,0
Canada	0.1987	3,4 *	0,41 *	1,0 *	2,0
Coreea de Sud	1988	3,4 *	0,41 *	1,0 *	2,0

* exprimare în g/milă

4.4.1.3. Testul ECE / EC

Acest test este un test european și folosește o secvență presupusă de trafic corespunzătoare deplasării mașinii în trafic urban - fig. 4.19. După condiționarea mașinii prin parcare într-o încălțare la o temperatură de 20 ... 30 °C, testul începe cu o perioadă de încălzire de 40 s, după care continuă cu 4 secvențe identice a câte 195 s, efectuate fără pauză între ele. În timpul testului, se aplică metoda CVS de colectare a emisiilor în saci. Această metodă se caracterizează prin diluarea gazelor eșapate cu aer proaspăt în raportul 1 : 10. Se analizează conținutul acestora, fără raportarea la distanța parcursă (11 km), raportarea făcându-se în g/test Suplimentar, hidrocarburile și oxizii de azot se exprimă cumulat (HC+NO_x). Limite mai riguroase, în funcție de cilindrarea motorului au fost adoptate în 1988 (EWG 88/77). Această regulă se aplică vehiculelor echipate cu motoare cu cilindree totală sub 1,4 dm³ respectiv peste 2,0 dm³ - tabelul 4.5. Motoarele cu cilindree totală între 1,4 și 2,0 dm³ se supun reglementărilor ECE R15-04 - cu diferențierea vehiculelor după masa lor - tabelul 4.4., actualizate în anul 1992 sub denumirea EWG 89/458 - tabelul 4.5.

Un nou tip de ciclu de încercare EWG 91/441 a fost adoptat de Comunitatea Europeană, pentru toate categoriile de vehicule, precum și limite de evaporare, similare cu cele aplicate în S.U.A.. Testul constă dintr-un ciclu care simulează deplasarea urbană, cu viteze până la 60 km/h, completat cu o fază cu viteze până la 120 km/h, corespunzătoare deplasării cu viteză mare în trafic extra - urban - fig. 4.19 b.

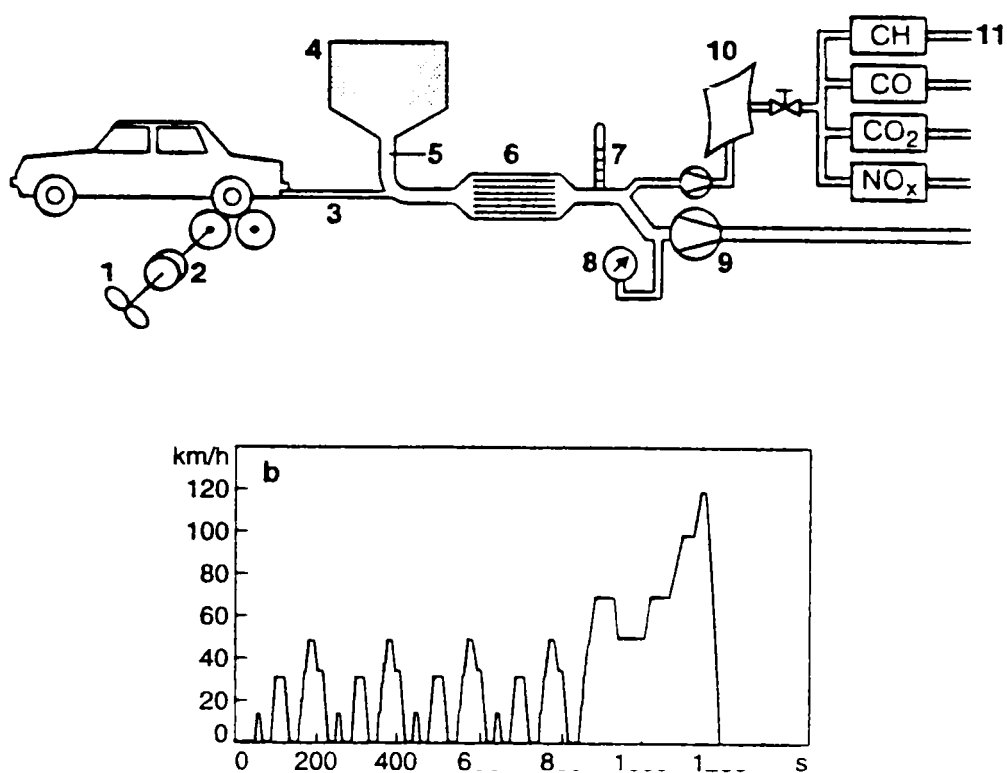


Fig. 4.19

a. Schema standului pentru testul ECE / EC : 1 - dinamometru; 2 - mase inerționale; 3 - eșapament; 4 - filtru aer; 5 - aer proaspăt de diluție; 6 - răcitor; 7 - termometru; 8 - manometru; 9 - suflintă rotativă cu piston; 10 - saci de prelevare (≈ 100 l); 11 - sistem evacuare;

b. ciclul de testare ECE / EC
distanța: 11 km;

viteza medie: 32,5 km/h;
viteza maximă: 120 km/h

Tabelul 4.4

Masa de referință a vehiculului [kg]	CO g/test	HC + NO _x g/test
< 1020	58	19,0
1020 ... 1250	67	20,5
1250 ... 1470	76	22,0
1470 ... 1700	84	23,5
1700 ... 1930	93	25,0
1930 ... 2150	101	26,5
2150 <	110	28,0

Tabelul 4.5

Cilindree motor dm ³	Data implementării		Regulament	CO g/test	HC + NO _x g/test	NO _x g/test
	Model nou	Inițial				
<2,0	1.10.88	1.10.89	88/76/EWG	25	6,5	3,5
1,4 ... 2,0	1.10.91	1.10.93	88/75/EWG	30	8	-
2,0 <	1.10.90	1.10.91	88/76/EWG	45	15	6
	1.07.92	1.01.93	89/458/EWG	19	5	-
toate categoriile	1.07.92	31.12.92	91/441/EWG	2,72 g/km	0,97 g/km	-

4.4.1.4. Teste japoneze

Regulamentele japoneze privind emisiile poluante sunt complexe datorită numărului mare de proceduri de testare, categorii de vehicule.

În 1990 erau în vigoare următoarele tipuri de teste referitoare la motoarele cu aprindere prin scânteie:

- testul în 10 trepte, tip urban, cu pornire la cald, cu accelerări până la 40 km/h, lungime 0,644 km, durată 135 s, viteză medie 17,7 km/h, parcurs de 6 ori - fig. 4.20 - curba 2;
- testul cu 11 trepte, cu pornire la rece și viteză până la 60 km/h, lungime 1,021 km, durată 120 s, viteză medie 30,6 km/h, parcurs de 4 ori, care îl completează pe cel în 10 trepte - fig. 4.20 - curba 1;
- testul emisiilor evaporative, determinate după metoda SHED.

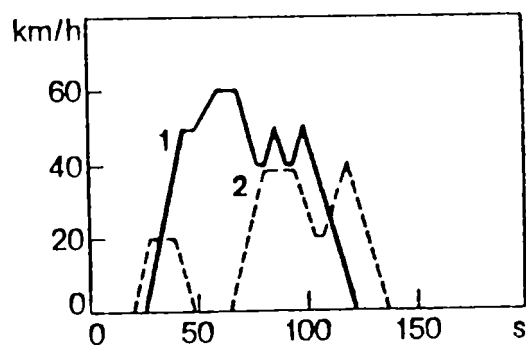


Fig. 4.20 Cicluri de testare Japonia

Tabelul 4.6

Procedeele de testare	CO	HC	NO	Evaporare
10 trepte (g/km)	2,1	0,25	0,25	-
11 trepte (g/test)	60,0	7,0	4,4	-
SHED (g/test)	-	-	-	2,0

Limitele emisiilor poluante după testele japoneze sunt redată în tabelul 4.6. În Japonia se preconizează restrângerea limitelor de poluare (în special pentru NO_x), testul în 10 puncte urmând a fi extins.

4.4.2. Reglementări ale emisiilor m.a.c.

4.4.2.1. Regulamentul CEE - ONU nr. 49

Acest regulament se aplică emisiilor gazoase și de particule ale motoarelor cu aprindere prin comprimare care antrenează autovehiculele cu viteză mai mare de 25 km/h și masa totală peste 3,5 t (autocamioane și autobuze).

Pentru încercare, motorul (și nu vehiculul) este montat pe un stand de probe, cuplat la un dinamometru și supus unui ciclu de încercări alcătuit din 13 trepte de funcționare staționară, definite de sarcină și turație - tabelul 4.7. După prima treaptă de mers în gol, motorul este încărcat treptat în sarcini crescătoare până la 100 %, cu funcționare la turații intermediare. Această turație este definită ca turația de cuplu maxim, dacă aceasta se încadrează între 60 și 75 % din turația nominală, iar dacă această condiție nu este îndeplinită, se consideră egală cu 60 % din turația nominală. În trapta a șaptea a ciclului, motorul se aduce la mersul în gol, după care urmează treptele de funcționare la turația nominală, la sarcină descrescătoare, de la 100 % până la mersul în gol.

Tabelul 4.7

Treapta	Turația	Sarcina [%]	Coeficient de ponderare
1	mers în gol	-	0,25 / 3
2	intermediară	10	0,08
3	intermediară	25	0,08
4	intermediară	50	0,08
5	intermediară	75	0,08
6	intermediară	100	0,25
7	mers în gol	-	0,25 / 3
8	nominală	100	0,10
9	nominală	75	0,02
10	nominală	50	0,02
11	nominală	25	0,02
12	nominală	10	0,02
13	mers în gol	-	0,25 / 3

În fiecare treaptă se măsoară prin înregistrări grafice emisiile gazoase care se mediază pe întreg intervalul de măsurare, apoi media fiecărei trepte intră în calculul mediei ponderate finale cu un anumit coeficient. Măsurătorile de debit de gaze arse, moment motor și turație servesc la stabilirea puterii specifice fiecărei trepte, necesară pentru determinarea puterii echivalente a întregului ciclu. Emisiile gazoase măsurate de analizoare se raportează masic la puterea echivalentă a ciclului, fiind exprimate în g/kWh.

Tabelul 4.8

Data	Norma	CO g/kWh	HC g/kWh	NO _x g/kWh	PT g/kWh
1987	-	14	3,4	18,0	-
1991	EURO 0	11,2	2,5	14,2	-
1.07.1992	EURO 1	4,5	1,1	8,0	0,67
1.10.1995	EURO 2	4,0	1,1	7,0	0,30
2000	EURO 3	2,1	0,66	5,0	0,10

Pentru determinarea particulelor se folosește metoda gravimetrică: gazele arse, diluate cu aer curat (metoda CVS) trec printr-o pereche de filtre de teflon de o anumită porozitate, colectând depunerile solide și lichide existente. Filtrele sunt cântărite înainte și după același ciclu iar debitul masic de particule este raportat la puterea motorului. Valorile limită admise și evoluția lor în timp sunt date în tabelul 4.8.

Pentru EURO 4, se preconizează o reducere în continuare a emisiilor poluante cu 40 % în comparație cu nivelul precizat de EURO 3.

4.4.2.2. Regulamentul CEE - ONU nr. 24

Acest regulament cuprinde prescripții referitoare la omologarea motoarelor cu aprindere prin comprimare în ceea ce privește emisiile poluante vizibile (gradul de fum). Emisiile poluante se măsoară în cursul a două încercări:

- în regim stabilizat de funcționare în sarcină totală - încercarea se efectuează pe motor sau pe autovehicul, măsurându-se opacitatea gazelor eșapate. Se execută un număr suficient de măsurători, între turația nominală maximă și minimă. Pentru fiecare din turațiile la care s-au făcut măsurători ale coeficientului de absorbție, se calculează debitul nominal de gaz:

$$G = \frac{V_t \cdot n}{120} \quad [dm^3 / s]$$

în care: V_t [dm³] - cilindrul motorului;

n [rot/min] - turația motorului;

Coefficientul de absorbție al luminii, măsurat cu opacimetrul, trebuie să fie mai mic decât valorile limită impuse acestui coeficient, funcție de debitul de gaz.

- în regim de accelerare liberă - încercarea se efectuează cu motorul montat pe stand sau pe autovehicul. Motorul funcționând la regimul de mers în gol, este accelerat rapid, pentru a se obține debitul maxim al pompei de injecție, obținându-se turația maximă. Apoi motorul se decelerează, ajungându-se din nou la regimul de mers în gol, turația minimă. Se repetă operația de cel puțin 6 ori, măsurându-se opacitatea maximă până se obțin valori stabilizate într-o plajă de 0,25 m⁻¹. Valoarea coeficientului de absorbție este media aritmetică a 4 opacități consecutive care respectă condiția precizată.

4.4.2.3. Reglementări S.U.A.

Testul FTP 75 se aplică vehiculelor de pasageri și vehiculelor comerciale ușoare, cu greutate totală sub 8500 lbs (3850 kg). Ciclul corespunde unui trafic urban, rezultatele fiind măsurate folosind metoda CVS iar limitele sunt redate în tabelul 4.9.

Tabelul 4.9

Anul	HC g/milă	NMHC g/milă	NO _x g/milă	CO g/milă	Particule g/milă	Durată mile
1987 SUA	0,41	-	1,0	3,4	0,20	50.000
1989 Calif.	0,46	-	1,0	8,3	0,08	100.000
1993 Calif.	-	0,31	1,0	4,2	0,08	100.000
1994 SUA	-	0,25	1,0	3,4	0,08	50.000
1994 SUA	-	0,31	1,25	4,2	0,10	100.000

NMHC - hidrocarburi care nu conțin metan;

Tabelul 4.10

Anul	HC g/CPh	NO _x g/CPh	CO g/CPh	Particule g/CPh	Fum Opacitate %
1990	1,3	6,0	15,5	0,6	A: accelerare: 20 %
1991...93	1,3	5,0	15,5	0,25	B: decelerare de la
1994...97	1,3	5,0	15,5	0,1	încărcare totală: 15 %
1998	1,3	4,0	15,5	0,1	C: Fum maxim: 50 %

La autovehiculele comerciale cu greutatea totală peste 8500 lbs se măsoară suplimentar fumul, respectiv opacitatea, limitele pentru această categorie de mașini fiind prezentate în tabelul 4.10.

4.4.2.4. Reglementări Japonia

Vehiculele de pasageri (≤ 10 persoane) sunt încercate după un ciclu în 10 trepte, iar din 1993, ciclul de încercare a fost extins cu o perioadă de viteză mare - similară cu încercările europene. Limitele emisiilor și prognoza de viitor este redată în tabelul 4.11.

Tabelul 4.11

	Greutate vehicul kg	HC g/km		CO g/km		NO _x g/km		PT g/km	Fum %
		max	med	max	med	max	med		
limite prezente	≤ 1200 > 1250	0,62 0,62	0,4 0,4	2,7 2,7	2,1 2,1	0,98 1,26	0,7 0,9	- -	50
aprox. 1992 ... 94	≤ 1200 > 1250	- -	- -	- -	- -	0,72 0,84	0,5 0,6	0,2 0,2	40 40
viitor	-	-	-	-	-	-	0,4	0,08	25

Tabelul 4.12

6 trepte		HC		CO		NO _x		PT	Fum %	
		ppm								3 trepte
		max	med	max	med	max	med			
limite prezente	DI IDI	670 670	510 510	980 980	790 790	520 350	400 260	- -	50	
13 trepte		g/kWh								3 trepte
aprox 1994	DI IDI	- -	- -	- -	- -	6,0 5,0	6,0 5,0	0,7 0,7	40 40	
viitor	-	-	-	-	-	4,5	4,5	0,25	25	

Vehiculele comerciale de transport (masă totală > 2500 kg) sunt încercate după un ciclu în 6 trepte, prevăzându-se limite maxime respectiv valori medii

pentru emisiile poluante. Suplimentar, s-a introdus și calificarea emisiilor după un ciclu în 13 trepte, similar cu cel european. Limitele emisiilor pentru această categorie de vehicule sunt redate în tabelul 4.12.

Fumul este evaluat după un ciclu cu 3 trepte, pentru toate categoriile de autovehicule diesel.

4.4.2.5. Reglementări România

Legislația românească tinde să se alinieze la reglementările europene în domeniul antipoluant, prin recunoașterea și aplicarea unor prevederi (CEE - ONU nr. 24, 49 și 83) și prin emitere unor documente legislative proprii care să se înscrie în normele internaționale.

În domeniul poluării chimice sunt în vigoare mai multe norme (STAS), dintre care cele mai importante sunt:

- STAS 10474 Autovehicule. Determinarea opacității gazelor de evacuare ale motoarelor cu aprindere prin comprimare;
- STAS 11040 Autovehicule. Dispozitive pentru măsurarea opacității gazelor de evacuare la motoarele diesel.
- STAS 11369 Vehicule rutiere. Determinarea emisiilor poluante. Limite admise și metode de încercare pentru vehicule cu masa până la 3500 kg.

În România, calificarea motorului diesel din punctul de vedere al noxelor emise se face prin gradul de fum Hartridge, a cărui valoare limită legiferată este:

- motoare aspirate: $K = 2,5 \text{ m}^{-1}$;
- motoare supraalimentate: $K = 3,0 \text{ m}^{-1}$;

condițiile de determinare fiind în regim de accelerare liberă, între turația minimă de mers în gol a motorului și turația maximă la care intră în funcțiune regulatorul de turație al pompei de injecție, accelerări (în număr de 5) care trebuie efectuate într-un interval de timp sub 2 s, rezultatul fiind media încercărilor.

Pentru motoarele cu aprindere prin scânteie, poluantul legiferat îl reprezintă CO, cu următoarele valori limită:

- motoare fabricate până în 1986: $\text{CO}_{\text{lim}} = 4,5 \%$;
- motoare fabricate după 1986: $\text{CO}_{\text{lim}} = 3,5 \%$;
- motoare echipate cu catalizator și sondă λ :
 - pentru $n < 1000 \text{ rot/min}$: $\text{CO}_{\text{lim}} = 0,5 \%$;
 - pentru $n > 2000 \text{ rot/min}$: $\text{CO}_{\text{lim}} = 0,3 \%$ și $\lambda = 1 \pm 0,03$.

4.5. Concluzii

1. Pentru măsurarea poluanților gazoși legiferați s-au stabilit metode de măsurare uniform acceptate pe plan internațional. Pentru măsurarea particulelor, metodele folosite sunt scumpe și de durată, dar nu se prefigurează folosirea altor tehnici.
2. Pentru calificarea motoarelor diesel din punctul de vedere al particulelor, în lipsa instalației de măsurare gravitațională, se pot folosi pentru aprecieri calitative relațiile de echivalare între gradul de fum (Bosch, Hartridge) și emisia de particule.
3. Ciclurile folosite pentru evaluarea poluanților sunt destul de variate, în funcție de regiunea în care se aplică, diferențierea fiind relativ la lungimea ciclului (distanță, timp), viteza mașinii, unitățile de măsură, valori limită ale poluanților, împărțirea vehiculelor pe categorii.
4. România, prin legislația adoptată în domeniu, se aliniază reglementărilor europene în domeniu.

Capitolul 5 • CERCETĂRI EXPERIMENTALE PRIVIND EFECTELE CONSTRUCTIV - FUNCȚIONALE ALE PULVERIZATOARELOR ASUPRA PERFORMANȚELOR DE POLUARE ȘI ENERGETICE ALE MOTOARELOR DIESEL CU INJEȚIE DIRECTĂ

În ultimele decenii, datorită importanței din ce în ce mai mari care s-a acordat calității mediului înconjurător, au fost inițiate numeroase cercetări care au avut în vedere stabilirea principalilor factori care influențează emisiile poluante ale motoarelor cu ardere internă.

În general, măsurile de reducere a celor 4 poluanți legiferati (HC, CO, NO_x și particule) au generat creșteri, relativ mici, ale consumului de combustibil, ceea ce implică găsirea unei soluții de compromis. De asemenea, există influențe în opoziție ale unor factori asupra poluanților legiferati, dar și efecte contradictorii ale aceluiași factor asupra aceluiași poluant, în cazul unor motoare diferite.

Factorii care afectează nivelul emisiilor poluante produse de motorul diesel sunt numeroși, iar cei mai importanți sunt prezentați succint în cele ce urmează:

- Regimul funcțional:
 - turația;
 - sarcina (dozajul)
 - regimul termic al motorului;
- Caracteristicile injecției:
 - avansul la injecție;
 - legea de injecție;
 - construcția echipamentului de injecție:
 - tipul pompei de injecție;
 - mărimea presiunii de injecție;
 - tipul injectorului și poziția sa;
 - construcția pulverizatorului (diametru, lungime, numărul și diametrul orificiilor pulverizatorului);
 - volumul sacului de sub acul injectorului.
- Particularități constructive ale motorului:
 - intensitatea mișcărilor aerului (turbulențele din camera de ardere);

- cantitatea de gaze reziduale (funcție de căderea de presiune la evacuare);
- numărul de supape pe cilindru (tipul chiulasei: cu 2 sau cu mai multe supape);
- arhitectura camerei de ardere:
 - cameră de ardere unitară;
 - cameră de ardere divizată;
- forma camerei de ardere și dimensiunile ei;
- caracteristicile de transfer termic ale camerei de ardere:
 - raportul suprafață / volumul camerei de ardere;
 - proprietățile de conductibilitate ale pereților;
- supraalimentarea (presiunea aerului aspirat în cilindru - p_a);
- răcirea intermediară a aerului admis (temperatura aerului aspirat - T_a);
- caracteristicile instalației de ungere:
 - consumul de ulei;
 - calitatea uleiului utilizat;
 - neetanșeitățile instalației de ungere (scurgeri);
 - concepția instalației de ungere;
- dimensiunile principale ale cilindrului:
 - diametrul cilindrului D ;
 - cursa pistonului S ;
 - raportul S/D ;
 - raportul de comprimare ϵ ;
- fazele distribuției;
- dispozitivele de pornire la rece;
- gradul de recirculare a gazelor arse;
- debitul variabil de aer determinat de fenomenele de undă pe traseul de schimb de gaze;
- Caracteristicile combustibilului:
 - conținutul de sulf;
 - densitatea;
 - volatilitatea;
 - cifra cetanică;
 - compoziția fracționată;
 - conținutul de hidrocarburi aromatice;
- Starea tehnică a motorului:
 - mărimea jocurilor dintre piese (uzura);
 - starea echipamentului de injecție:
 - obturarea orificiilor pulverizatorului;
 - scăderea presiunii de injecție;
 - colmatarea filtrelor de combustibil;
- Natura aplicației și regimul de exploatare.

În cadrul acestui capitol, s-au urmărit efectele pe care le au modificările echipamentului de injecție asupra emisiilor poluante ale motorului diesel, concomitent cu efectele asupra performanțelor energetice. S-a apreciat că echipamentului de injecție are efecte considerabile asupra reducerii emisiei de fum și de particule, comparativ cu ceilalți factori amintiți.

Încercările efectuate au urmărit măsurarea opacității și a gradului de fum al gazelor eșapate de un motor diesel cu injecție directă, aceste tipuri de motoare dovedindu-se a fi cele mai poluante, concomitent cu determinarea indicilor energetici, pentru diferite variante ale echipamentului de injecție (diferite tipuri de pulverizatoare - număr de orificii, diametrul și unghiul lor de dispunere, pulverizator cu ac rotitor, presiuni de injecție, temperaturi diferite ale combustibilului).

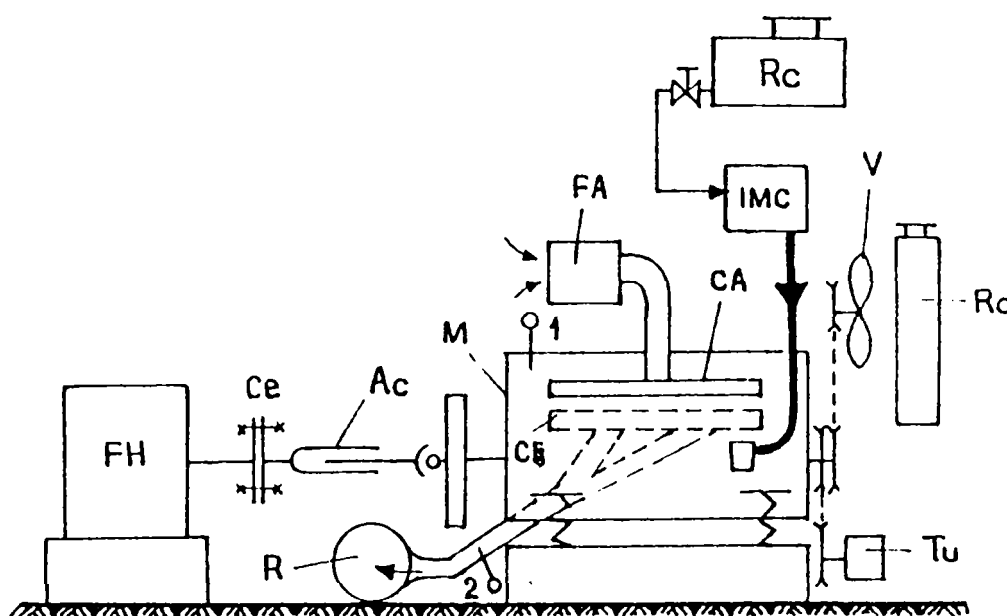


Fig. 5.1 Schema standului

M - motor; Rc - rezervor combustibil; IMC - instalație pentru măsurarea gravimetrică a consumului de combustibil; V - ventilator; Rd - radiator răcire; FA - filtru aer; CA - colector admisie; CE - colector evacuare; Tu - tuometru; Ac - arbore cardanic; Ce - cuplaj elastic; FH - frână hidraulică; 1,2 - termometre

5.1. Echipamentul folosit pentru investigația experimentală

Pentru încercări, a fost utilizat un motor diesel în patru timpi, cu injecție directă, cu cameră de ardere tip cupă în piston de formă "ω", de tip D 115, având următoarele caracteristici:

- raport $S / D = 110 / 95$ mm;
- număr de cilindri : $i = 3$ în linie;

- putere efectivă $P_e = 33 \text{ kW}$ (45 CP) la $n_p = 2400 \text{ rot/min}$;
- moment motor $M_e = 14 \text{ daNm}$ la $n_M = 1200 \text{ rot/min}$;
- raport de comprimare $\varepsilon = 17$;
- cilindree unitară $V_s = 0,779 \text{ dm}^3$.

Schema de principiu a standului pe care a fost montat motorul este prezentată în fig. 5.1.

Momentul motor a fost determinat cu ajutorul unei frâne hidraulice de tip Junkers - fig. 5.2, alimentată cu apă de la rețeaua proprie a laboratorului.

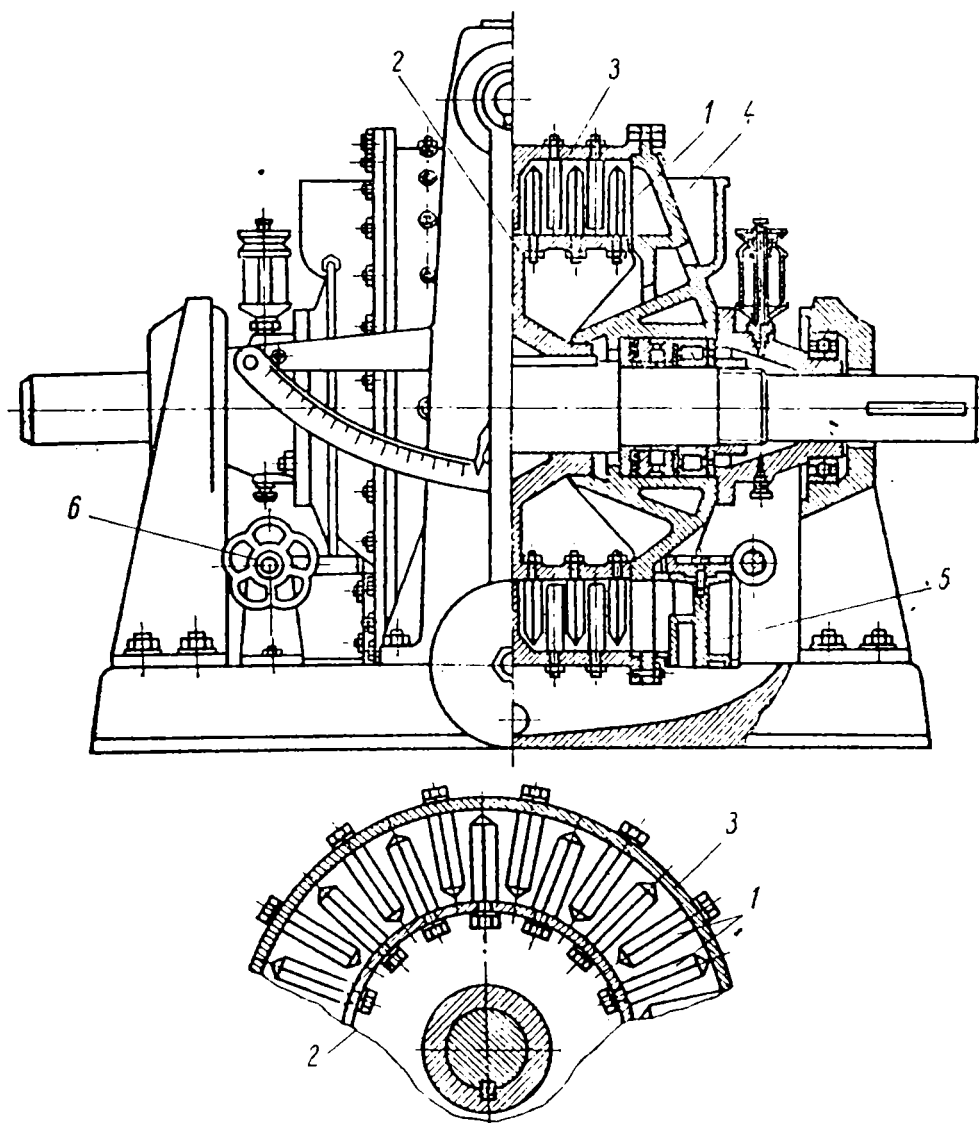


Fig. 5.2 Frâna tip Junkers

1 - știfturi; 2 - rotor; 3 - stator; 4 - orificiu admisie apă; 5 - orificiu evacuare apă

Consumul orar de combustibil a fost măsurat prin metoda gravimetrică, alimentarea motorului făcându-se dintr-un rezervor de combustibil amplasat pe platanul unui cântar și măsurând intervalul de timp în care motorul a consumat o anumită cantitate de motorină. Pentru alimentarea motorului diesel cu motorină la diferite temperaturi, aceasta a fost încălzită cu ajutorul unor schimbătoare de

căldură compacte, amplasate într-un rezervor suplimentar umplut cu apă încălzită cu ajutorul unor rezistențe electrice, conform schemei din fig. 5.3. Incălzirea motorinei s-a realizat până la temperaturi de 80 °C, înainte de intrarea în pompa de injecție, aceste temperaturi fiind relativ ușor de realizat în exploatare utilizând căldura preluată de la lichidul de răcire.

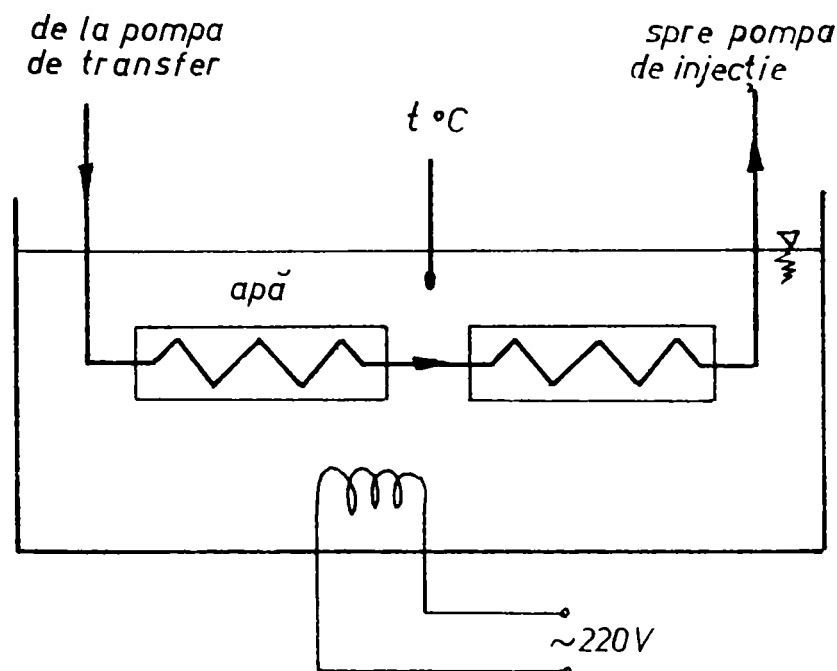


Fig. 5.3 Schema sistemului de încălzire a combustibilului

Răcirea motorului s-a asigurat prin sistemul propriu motorului, cu radiator de răcire și ventilator antrenat de la arborele cotit.

Turația motorului a fost măsurată prin două metode:

- cu ajutorul unui turometru centrifugal clasic;
- cu ajutorul unui traductor piezoelectric aflat în dotarea opacimetrului GATS 1000 ND, montat cu ajutorul unei cleme pe conducta de înaltă presiune a unuia dintre injectoare, și care înregistrează de fapt numărul de injecții sesizând pulsațiile de presiune din interiorul conductei, pe care le transformă apoi de la turația pompei de injecție la turația arborelui cotit. Precizia de înregistrare a turației, cu ajutorul traductorului piezo a fost de ± 10 rot/min.

Evacuarea gazelor de ardere s-a făcut printr-o tubulatură cu ramificație la cca. 20 °, care să permită prelevarea probelor de gaz prin introducerea sondei flexibile a opacimetrului până în mijlocul conductei de evacuare, astfel încât capătul cu orificiul de prelevare să fie în centrul curentului de gaz și coaxial cu acesta - fig. 5.4.

Gradul de fum și opacitatea gazelor de ardere au fost măsurate cu ajutorul unui opacimetru tip GATS 100 ND, ale cărui principale caracteristici tehnice au fost prezentate în capitolul 4.2.3.

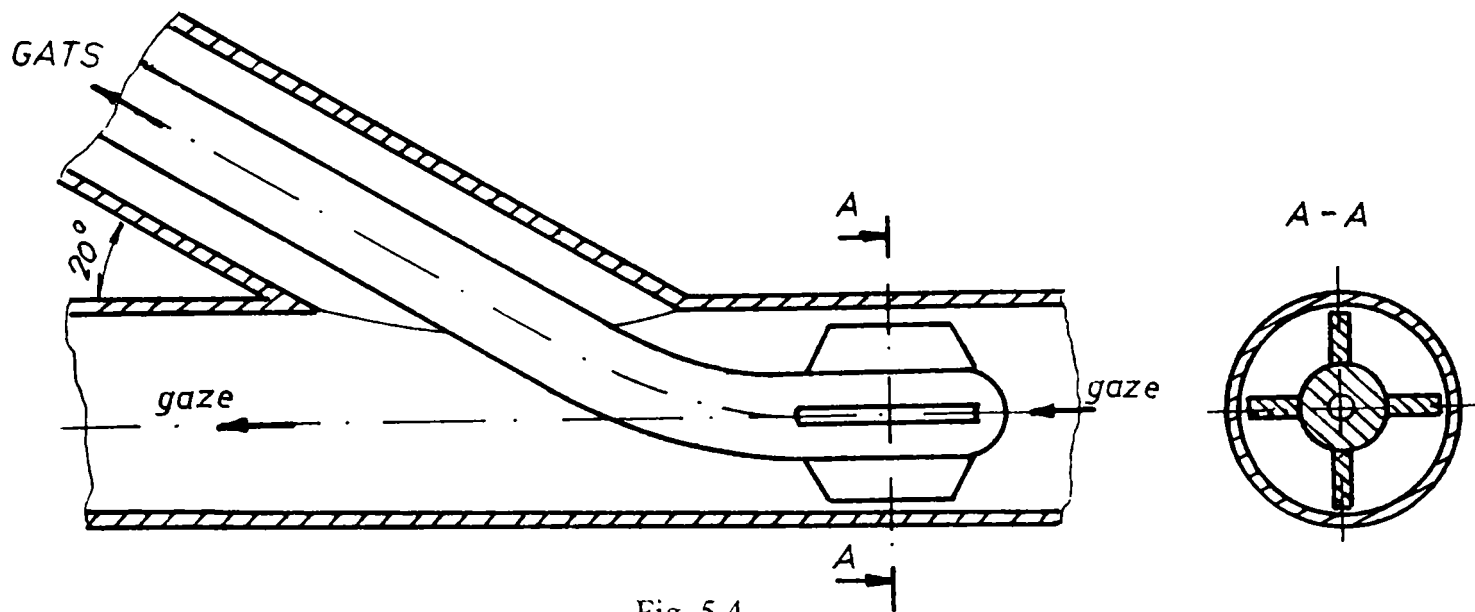


Fig. 5.4

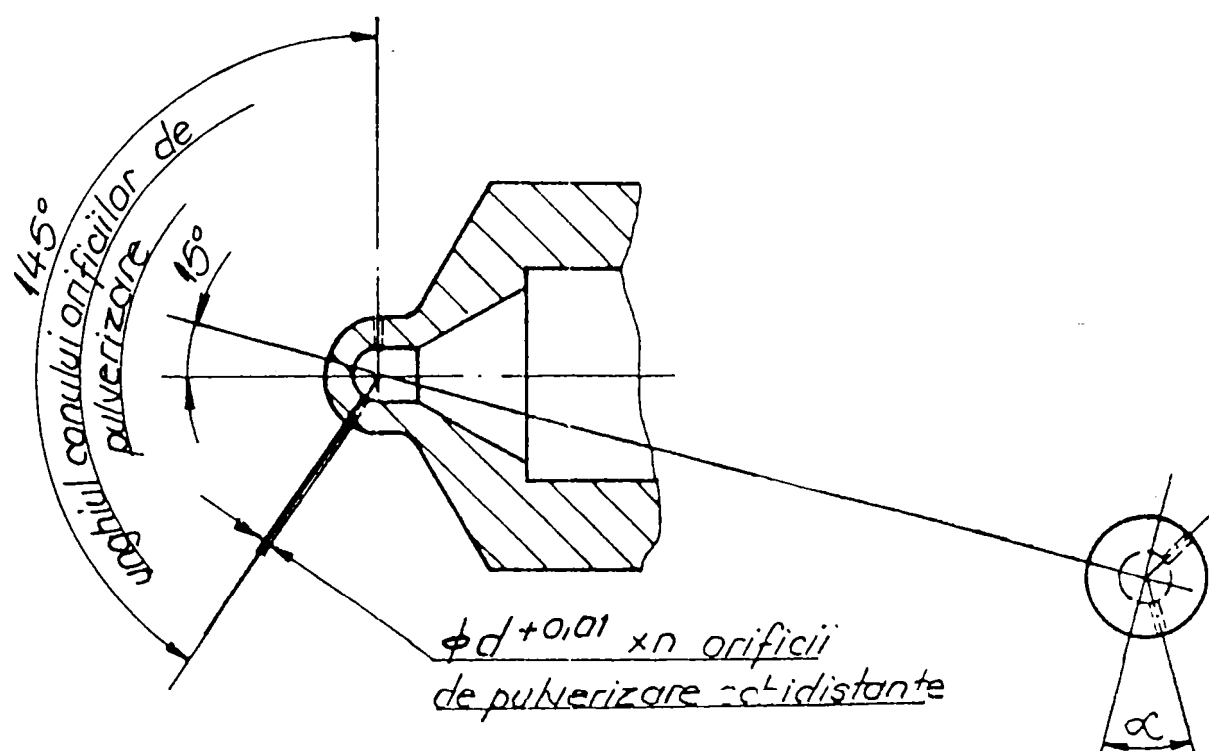


Fig. 5.5

Echipmentul standard de injecție al motorului este format din:

- pompă de injecție cu distribuitor rotativ, de tip DPA M 3233 F 330, realizată sub licență CAV Lucas;
- injectoare de tip RO - KBL270S23, echipate cu pulverizatoare RO-DLLA-145-8-448-JR, realizate la Hidrojet Breaza, cu 4 orificii de pulverizare, cu diametru de 0,30 mm, dispuse pe un con cu unghiul de 145°, presiunea inițială de deschidere a injectoarelor fiind reglată inițial la 230 ± 5 bar, conform prescripțiilor constructorului;

- conducte de înaltă presiune având diametrul interior de 1,5 mm, diametrul exterior de 6 mm și lungimea de 825 ± 25 mm.

Pentru studierea influențelor pe care le are modificarea echipamentului de injecție, au fost folosite și alte tipuri de pulverizatoare, ale căror schiță de principiu este prezentată în fig. 5.5 iar principalele caracteristici în tabelul 5.1.

Tabelul 5.1

Nr. crt.	Numărul de orificii	Diametrul Φ [mm]	Unghiul conului	Varianta
1	4	0,30	145 °	standard
2	5	0,275	145 °	1
3	6	0,26	145 °	2
4	7	0,24	145 °	3
5	8	0,22	145 °	4
6	6	3 x 0,275	145 °	5
		3 x 0,23	145 °	
7	4	2 x 0,38	145 °	6
		2 x 0,22	100 °	
8	4	2 x 0,38	145 °	7
		2 x 0,22	80 °	
9	8	4 x 0,22	145 °	8
		4 x 0,22	100 °	
10	8	4 x 0,22	145 °	9
		4 x 0,22	80 °	
11	4	0,30	145 °	standard ac rotitor

Ultima variantă de pulverizator prezentată în tabelul 5.1 este din punct de vedere al geometriei orificiilor varianta standard, pe suprafața exterioară a acului pulverizatorului fiind frezate un număr de patru canale oblice, echidistante la 90° - fig. 5.6, aceste canale având rolul să imprime acului pulverizatorului o mișcare de rotație, mișcare care se dorește a fi transmisă și combustibilului.

Pentru fiecare variantă încercată, presiunea de deschidere a injectoarelor a fost reglată pe un stand de încercat injectoare, a cărui schemă este prezentată în fig. 5.7.

Suplimentar, au mai fost măsurate o serie de mărimi care caracterizează funcționarea motorului, cum sunt:

- condițiile ambiante de stare: presiunea barometrică p_b , temperatura ambiantă t_a și umiditatea φ ;
- presiunea și temperatura uleiului de ungere;
- temperatura gazelor de ardere eșapate;
- temperatura aerului la intrarea în motor;
- temperatura apei de răcire a motorului;

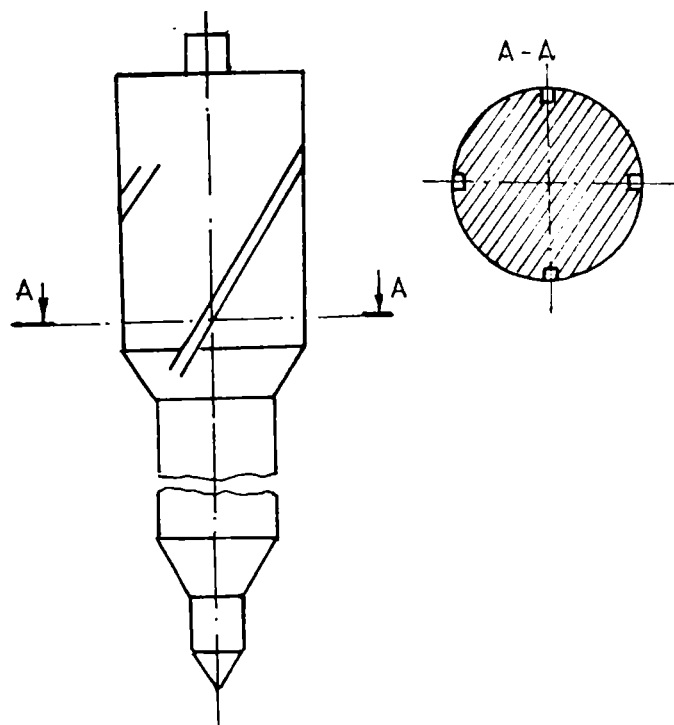


Fig. 5.6 Ac rotitor pulverizator

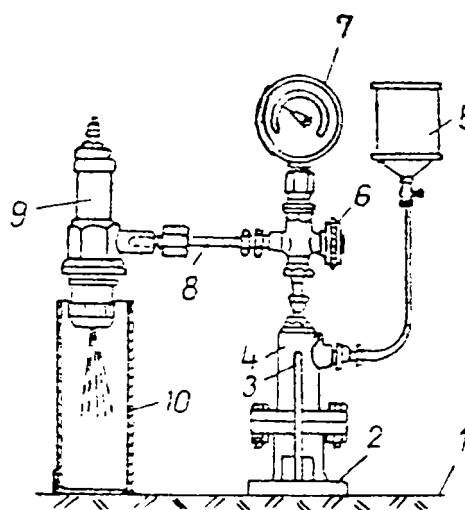


Fig. 5.7 Schema standului pentru încercat și reglat injectoare

5.2 Rezultate experimentale și interpretarea lor

5.2.1. Influența numărului și diametrului orificiilor de pulverizare

Intr-o primă fază a cercetărilor experimentale, s-a urmărit influența numărului și a diametrului orificiilor de pulverizare asupra gradului de fum Hartridge, exprimat prin coeficientul de absorbție $K [m^{-1}]$, în corelație cu evoluția indicilor energetici ai motorului (putere, moment, consum specific, doză ciclică). Incercările au constatat prin ridicarea caracteristicii de reglator a motorului diesel prevăzut cu reglator mecanic centrifugal, la o sarcină constantă de 75 %, cu înregistrarea gradului de fum pentru fiecare regim, respectiv în regim de accelerare liberă a motorului, între turația minimă de 750 rot/min și turația maximă de 2200 rot/min, accelerare efectuată într-un interval de timp sub 2 s.

Incercările au fost efectuate pentru echiparea injectoarelor cu pulverizatoarele standard, respectiv cu pulverizatoarele cu 5 .. 8 orificii (variantele

1 - 4, tabelul 5.1). Numărul orificiilor de pulverizare a fost mărit, simultan cu reducerea diametrului acestora, astfel încât suprafața totală de pulverizare să rămână constantă. Numărul de orificii de pulverizare a fost limitat la 8 din considerente tehnologice, un număr mai mare de orificii reducând rezistența mecanică a capului pulverizatorului sub limita admisibilă. Presiunea de deschidere a injectoarelor a fost reglată la $p = 230 \pm 5$ bar.

Rezultatele încercărilor experimentale sunt prezentate sub formă grafică în fig. 5.8 - momentul motor, fig. 5.9 - puterea efectivă, fig. 5.10 - consumul specific efectiv de combustibil, fig. 5.11 - doza ciclică injectată, iar în tabelul 5.2 se prezintă valorile gradului de fum.

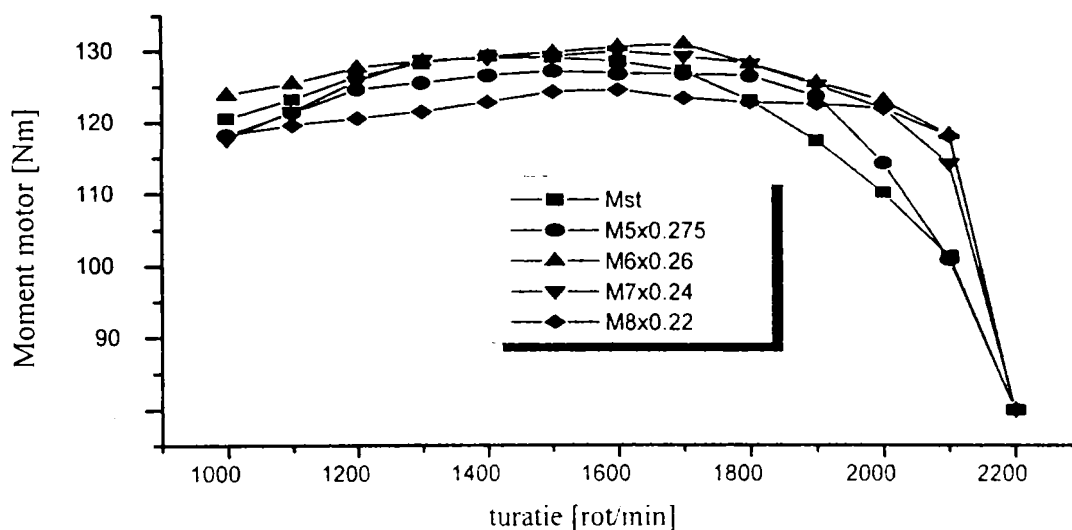


Fig. 5.8 Curbele de variație pentru momentul motor

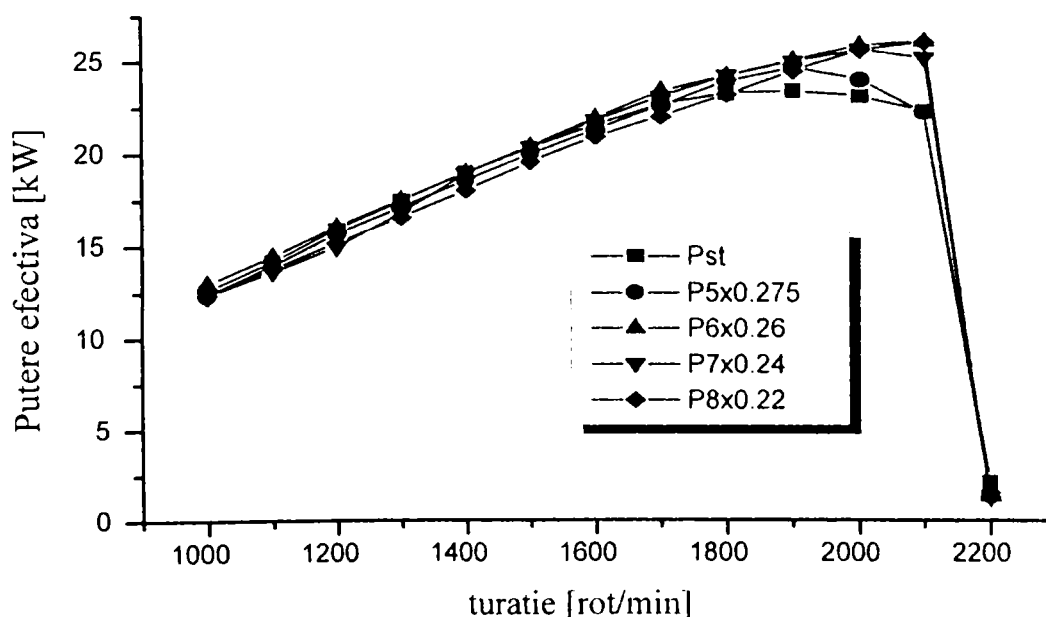


Fig. 5.9 Curbele de variație pentru puterea efectivă

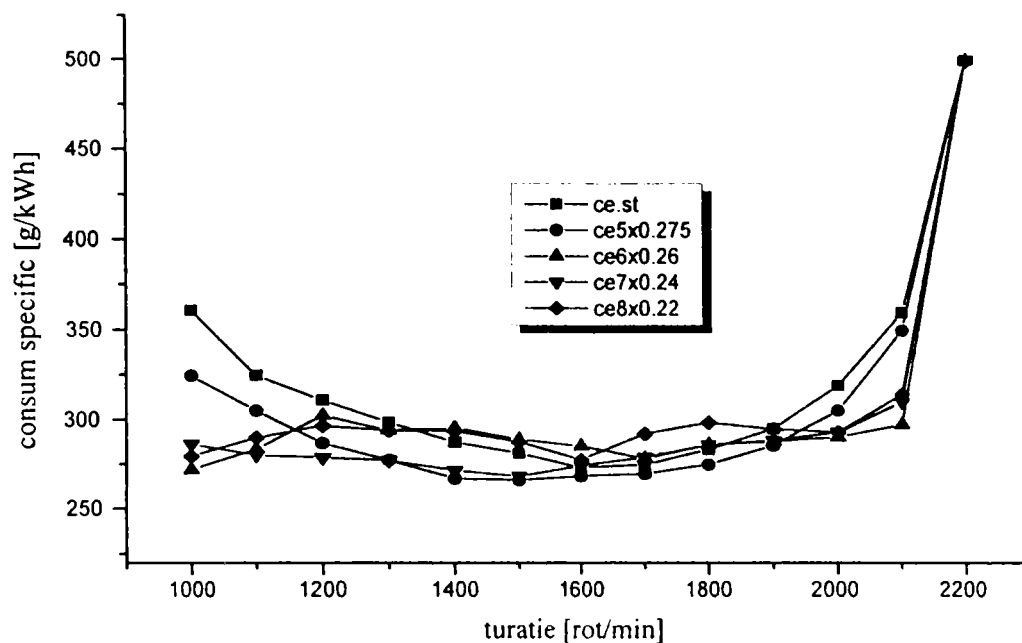


Fig. 5.10 Curbele de variație ale consumului specific efectiv de combustibil

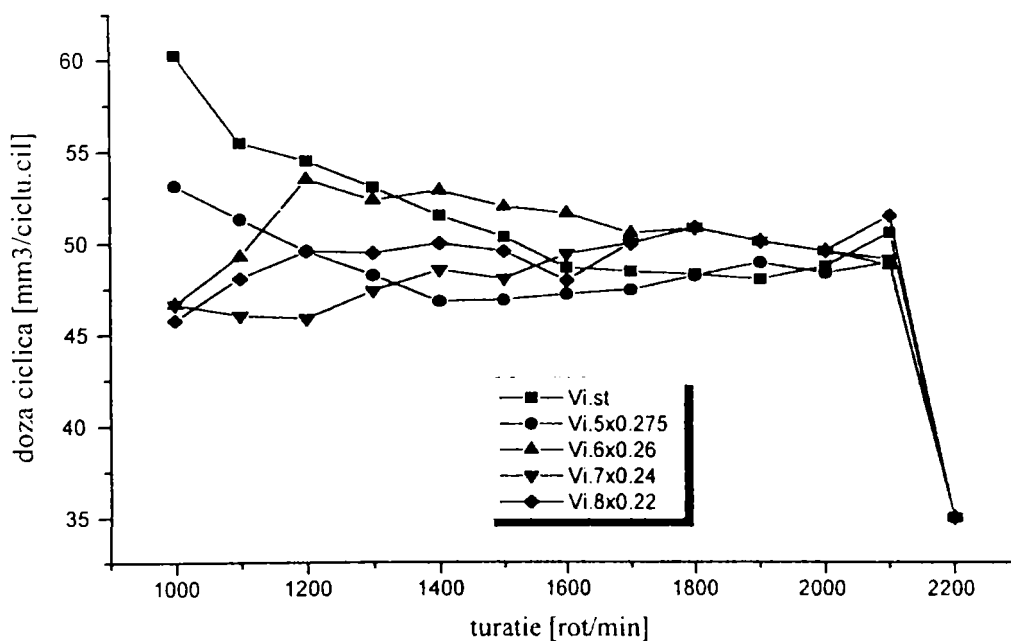


Fig. 5.11 Curbele de variație ale dozei ciclice injectate

Referitor la puterea efectivă a motorului, la turațiile mari se constată o creștere continuă a puterii, comparativ cu varianta standard, luată ca bază de referință, pe măsura măririi numărului de orificii de pulverizare și a reducerii concomitente a diametrului acestora. Această creștere se manifestă până la un

număr de 6 orificii de pulverizare, apoi, la mărirea în continuare a numărului acestora, se înregistrează o ușoară scădere a puterii - comparativ cu varianta 2, dar totuși superioară față de cazul standard. Pentru varianta 2 (cu 6 orificii), creșterea de putere față de soluția standard este de 11 % la 2000 rot/min, scăzând apoi treptat (4 % la 1800 rot/min, 1,6 % la 1600 rot/min), ajungând la valori comparabile - la 1400 rot/min, și înregistrând din nou o creștere de putere în domeniul turațiilor mici (1 % la 1200 rot/min și 3 % la 1000 rot/min). Față de soluția standard, varianta 1 înregistrează scăderea puterii la turații sub 1700 rot/min, varianta 3, sub 1400 rot/min iar varianta 4, sub 1800 rot/min. Pentru soluțiile cu 7 respectiv 8 orificii de pulverizare, comparativ cu varianta cu 6 orificii, s-au obținut puteri cu circa 3 - 5 % mai mici.

Aceeași evoluție se consemnează și pentru momentul motor.

În ceea ce privește consumul specific efectiv de combustibil, varianta 1 înregistrează valori mai mici față de soluția standard, pe întreg domeniul de turații - cu o reducere maximă de 7 % a consumului la turațiile 1200 - 1500 rot/min.

Pentru varianta 2, s-au obținut consumuri mai reduse în domeniul turațiilor mari respectiv mici (peste 1800 rot/min și sub 1300 rot/min). În domeniul turațiilor mijlocii, consumurile înregistrate au fost mai mari comparativ cu varianta standard. Varianta 3 prezintă aceeași evoluție cu varianta 1, iar 4 cu 2, ceea ce indică aceleași condiții de formare ale amestecului pentru variantele cu număr par de orificii, respectiv impar.

Doza ciclică injectată prezintă valori apropiate pentru toate variantele de pulverizatoare, abaterile înregistrate la turațiile mici datorându-se neuniformității de debitare a pompei de injecție.

Tabelul 5.2

[rot/min]	Gradul de fum Hartridge K [1/m]									
	Standard		Var. 1		Var. 2		Var.3		Var. 4	
		acc. liberă		acc. liberă		acc. liberă		acc. liberă		acc. liberă
2200	0.10	2,33	0,07	1.74	0.02	1,26	0,03	1,13	0.05	0,84
2100	0.58		0,24		0,44		0,13		0.48	
2000	1.76		0,89		0,48		0,75		0.99	
1900	2.45		1,20		0.70		0,97		1.12	
1800	2.99		1,15		0,98		1,12		1.47	
1700	4.03		1,41		1.04		1,27		1.93	
1600	4.18		1,83		1,32		1,58		2.00	
1500	4.38		2,28		1.58		1,92		2.23	
1400	4.51		2,63		2.80		2,43		2.50	
1300	4.48		2,69		3.19		3,04		2.84	
1200	4.47	2,75	2.86	2,99	2.78					
1100	4.32	2,69	2.41	2,72	3.04					
1000	4.82	2,76	2,36	2,80	2.66					

In fig. 5.12 și 5.13, se prezintă variația gradului de fum în funcție de turația motorului respectiv doza ciclică injectată, pentru caracteristica de regulator ridicată.

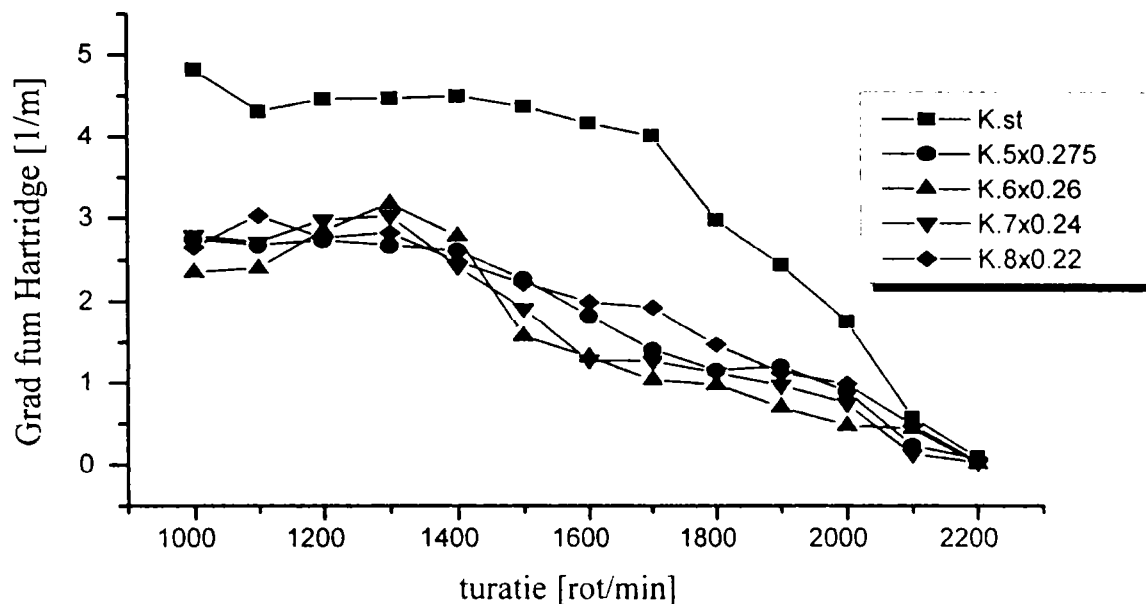


Fig. 5.12 Curbele de variație ale gradului de fum Hartridge

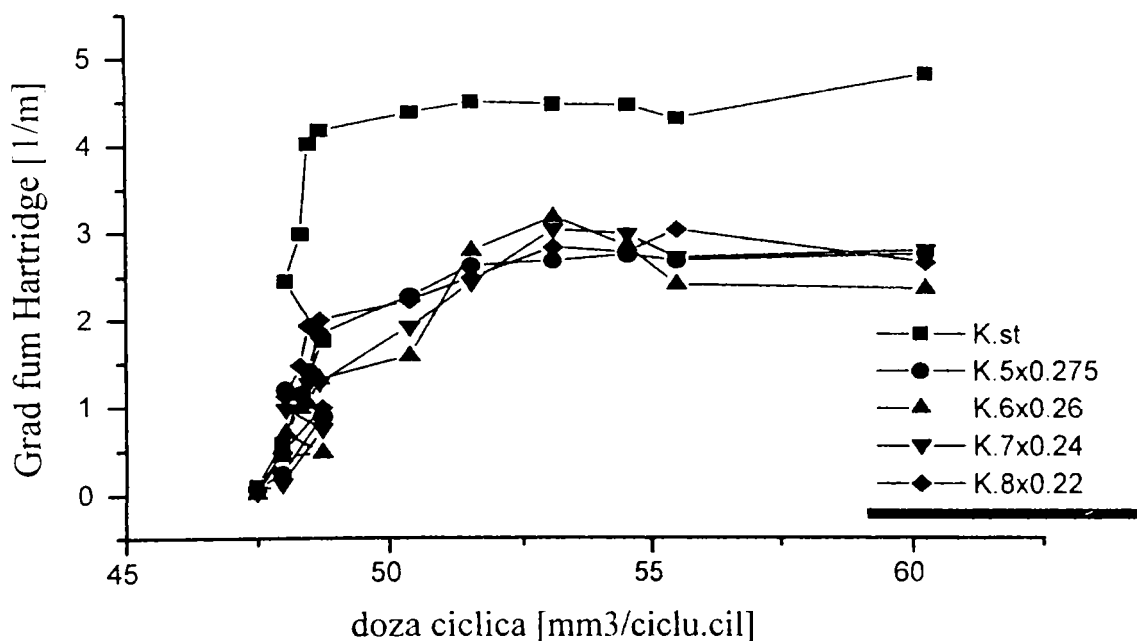


Fig. 5.13 Variația gradului de fum Hartridge cu doza ciclică injectată

Referitor la emisiile poluante eșapate de motor, exprimate prin gradul de fum Hartridge, prin mărirea numărului de orificii ale pulverizatorului injectorului, s-a obținut o reducere importantă a acestuia - până la 60 - 75 % mai mici comparativ cu soluția standard. Varianta standard a avut valori medii ale gradului

de fum de $4,40 \text{ m}^{-1}$, pentru variantele 1- 4 obținându-se valori medii ale gradului de fum de $2,50 \text{ m}^{-1}$ - pentru turații relativ mici, apropiate de turația de cuplu maxim, respectiv $1 \dots 1,5 \text{ m}^{-1}$ pentru turații mai mari, varianta 1 (cu 5 orificii) asigurând poluarea minimă.

Prin creșterea numărului de orificii de pulverizare și reducerea diametrului acestora, 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. Micșorarea diametrului orificiilor de pulverizare determină pe de-o parte mărirea vitezei de ieșire a picăturilor din injector, cu creșterea lungimii de penetrație. Pe de altă parte, injecția producându-se în aer comprimat, prin micșorarea diametrului picăturilor scade lungimea de pătrundere a jetului datorită reducerii forțelor de inerție și a creșterii amortizării. Aceste aspecte explică reducerea substanțială a gradului de fum la mărirea numărului de orificii de pulverizare de la 4 la 5, reducerea gradului de fum prin mărirea în continuare a numărului de orificii atenuându-se datorită celor două efecte contradictorii care se manifestă la creșterea numărului jeturilor de combustibil și care au fost amintite anterior.

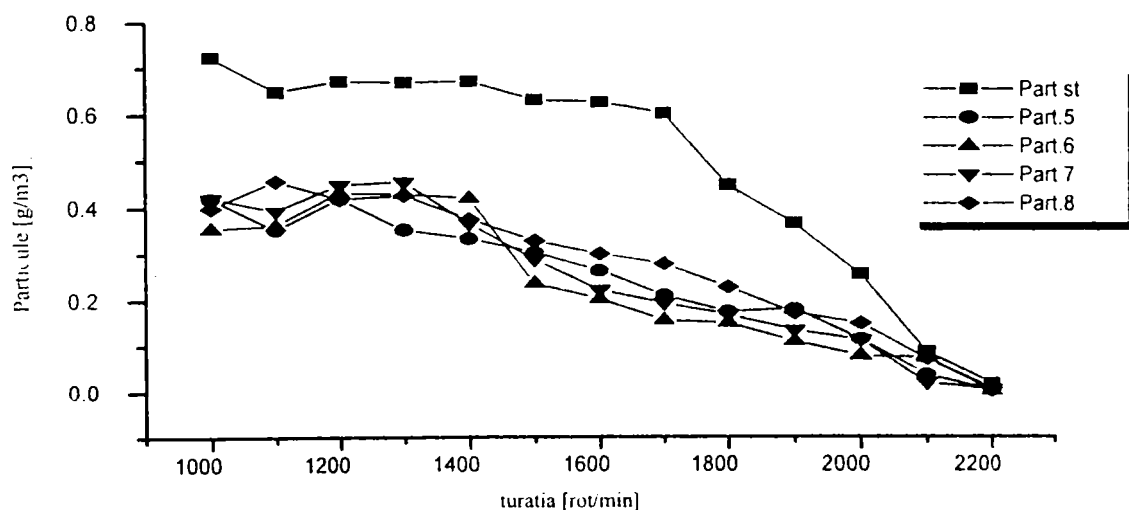


Fig. 5.14 Evoluția emisiei de particule - corelația MIRA

Deoarece doza ciclică injectată nu variază substanțial și cum gradul de umplere al cilindrilor motorului a fost același pentru variantele de pulverizatoare încercate, reducerea gradului de fum poate fi explicată numai prin îmbunătățirea condițiilor de pulverizare ale combustibilului (diametrul picăturilor mai mic, viteză mai mare de ieșire, lungime mai mare de pătrundere).

În ceea ce privește reducerea gradului de fum în regim de accelerare liberă, aceasta este continuă pe măsura creșterii numărului de orificii de pulverizare, varianta cu 8 orificii asigurând un grad de fum de circa 30 % față de varianta standard.

Aplicând corelația MIRA dintre gradul de fum și emisia de particule, acestea se pot determina prin calcul, fără măsurători directe. Evoluția acestora este aceeași cu a gradului de fum - fig. 5.14, ceea ce explică folosirea fumului în aprecierea emisiei de particule a unui autovehicul.

La motorul diesel cu cameră de ardere unitară, tip "cupă în piston", cu injecție directă și formarea amestecului în volum, mișcarea de rotație a aerului în interiorul cilindrului este foarte puțin prezentă, în lipsa unor soluții constructive pentru generarea acesteia (de ex: canale de admisiune elicoidale, cu introducerea tangențială a aerului, folosirea de supape de admisiune ecranate, etc). Cercetări anterioare (v. cap.2) precizează că prin creșterea numărului de orificii de pulverizare și reducerea diametrului acestora, pentru motoarele cu mișcare organizată de rotație a aerului în cilindru, gradul de fum se mărește. Mișcarea de rotație a aerului îmbunătățește procesul de formare a amestecului, aducând aerul la jeturile de combustibil. La mărirea numărului jeturilor, se reduce distanța parcursă de aer între jeturile pulverizate, timpul de amestecare micșorându-se, cu efecte nefavorabile asupra formării amestecului, a arderii și a gradului de fum.

În urma încercărilor efectuate, se constată că pentru motoarele diesel cu injecție directă, fără mișcări organizate de rotație ale aerului în cilindru, prin creșterea numărului de orificii de pulverizare, gradul de fum al motorului scade, concomitent cu mărirea indicilor de performanță ai motorului (putere superioară, consum specific mai mic). Prin mărirea numărului de jeturi pulverizate, în lipsa mișcării de rotație, se aduce combustibilul în zonele cu aer disponibil, favorizând formarea amestecului. Varianta cu 6 orificii de pulverizare asigură performanțele cele mai bune ale motorului, atât din punctul de vedere al gradului de fum cât și al performanțelor energetice ale motorului. Creșterea în continuare a numărului de orificii de pulverizare nu aduce reduceri majore ale gradului de fum, cu excepția încercărilor în regim de accelerare liberă, care să justifice adoptarea acestor soluții.

5.2.2 Influența unghiului conului de pulverizare

Pentru studierea influenței unghiului conului de pulverizare, au fost încercate comparativ pulverizatoarele cu 8 orificii, dispuse la 145° , $145^\circ + 100^\circ$ și $145^\circ + 80^\circ$ (variantele 4, 8 și 9), celelalte mărimi care caracterizează procesul injecției rămânând constante (diametru orificii, presiune de injecție). Curbele de variație ale puterii efective, ale momentului motor, ale consumului specific efectiv de combustibil și ale gradului de fum sunt redate în fig. 5.15 - 5.18, valorile gradului de fum fiind prezentate și în tabelul 5.3.

Injecția combustibilului la unghiuri mai mici ale conului de pulverizare, adică mai aproape de axa cilindrului, respectiv a cupei pistonului determină înrăutățirea performanțelor motorului, atât a celor energetice cât și a celor de poluare. Această înrăutățire se datorează injecției motorinei la unghiuri mai mici și

mișcărilor radiale intense ale aerului, induse în timpul cursei de comprimare de existența cupei în capul pistonului, aceste mișcări determinând “adunarea” jeturilor în apropierea axei cupei, nepermițând utilizarea completă a aerului cu înrăutățirea condițiilor de formare a amestecului. Aceste aspecte sunt dovedite prin creșterea gradului de fum, mai ales în domeniul turațiilor reduse, în zona momentului maxim, adică la debite mai mari de combustibil. Gradul de fum în regim de accelerație liberă înregistrează de asemenea creșteri la scăderea unghiului de injecție, valorile practic dublându-se.

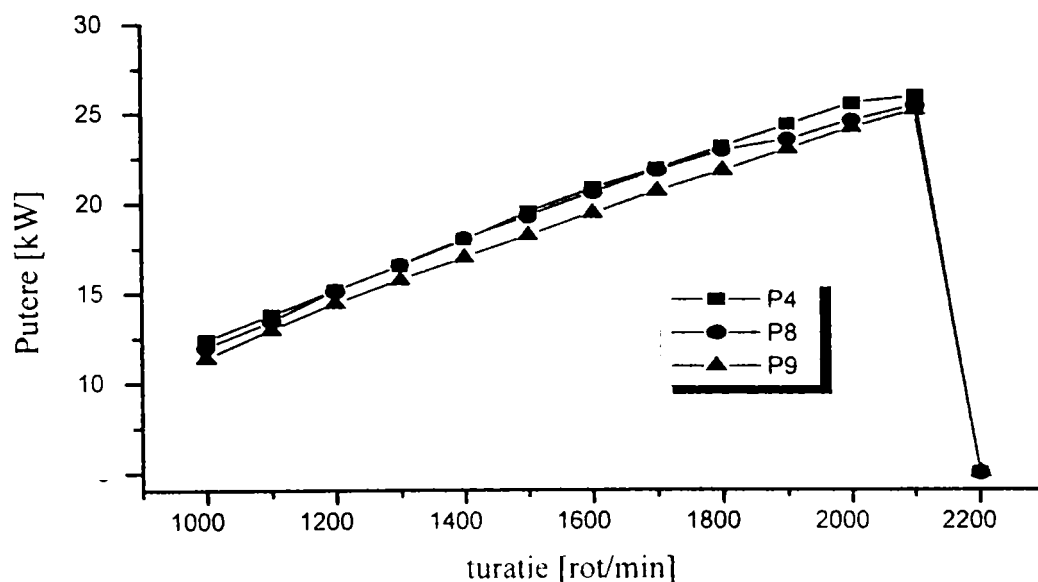


Fig. 5.15 Curbele de evoluția ale puterii - variantele de pulverizatoare 4, 8 și 9

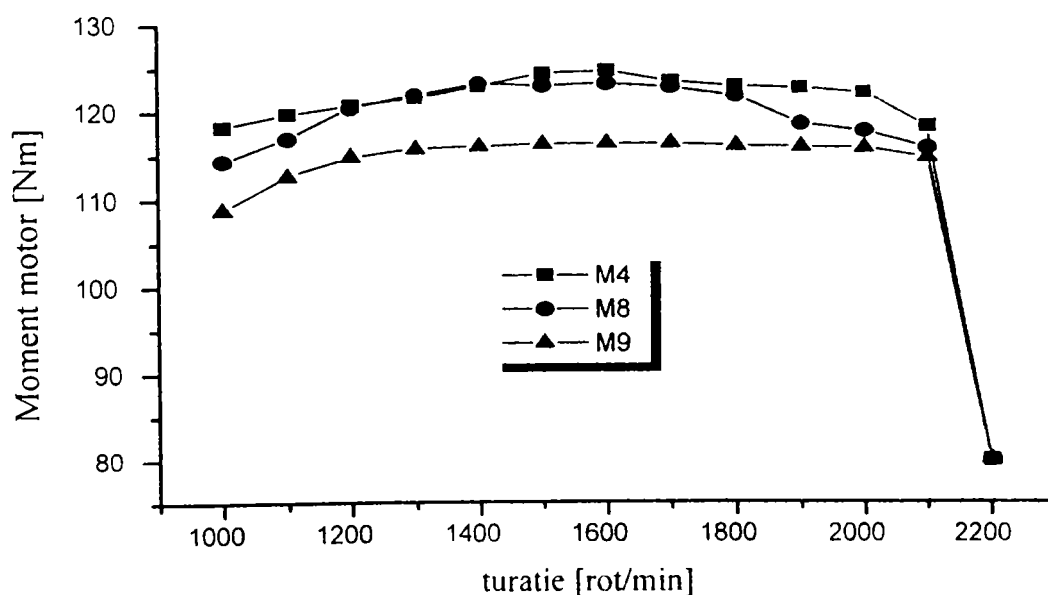


Fig. 5.16 Curbele de evoluție ale momentului motor - variantele 4, 8 și 9

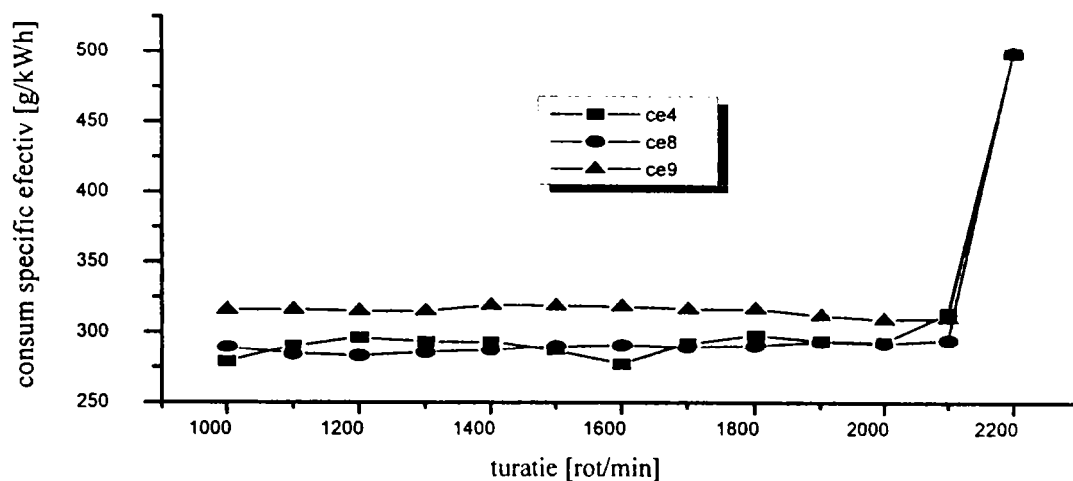


Fig. 5.17 Curbele de evoluție ale consumului specific efectiv de combustibil

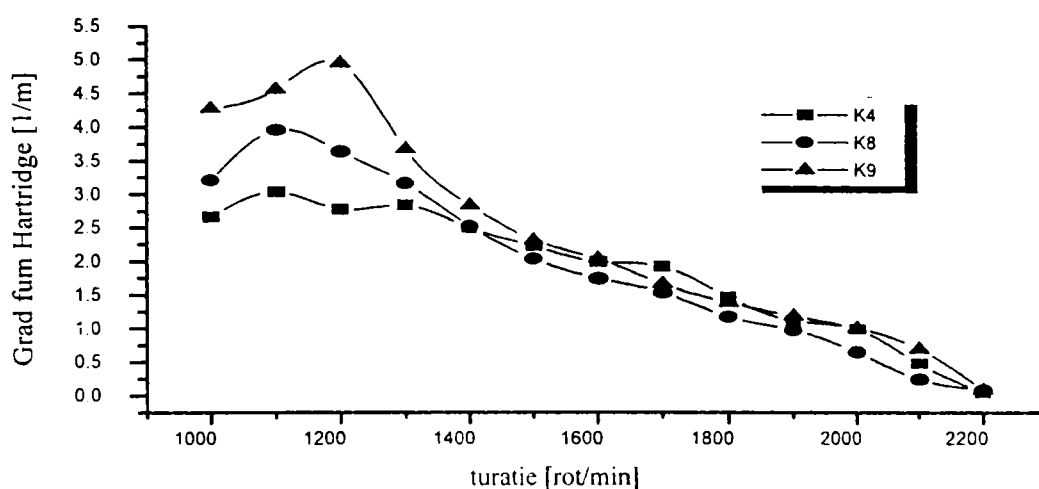


Fig. 5.18 Evoluția gradului de fum Hartridge

Tabelul 5.3

Turația [rot/min]	Gradul de fum Hartridge [m ⁻¹]					
	Varianta 4		Varianta 8		Varianta 9	
		acc. liberă		acc. liberă		acc. liberă
1000	2,66	0,84	3,21	1,70	4,28	1,51
1100	3,04		3,96		4,56	
1200	2,78		3,64		4,95	
1300	2,84		3,17		3,68	
1400	2,50		2,53		2,84	
1500	2,23		2,04		2,32	
1600	2,00		1,75		2,04	
1700	1,93		1,54		1,67	
1800	1,47		1,18		1,39	
1900	1,12		0,98		1,19	
2000	0,99		0,65		1,01	
2100	0,48		0,25		0,70	
2200	0,05	0,09	0,09			

Influența nefavorabilă a reducerii unghiului conului de pulverizare și a măririi diametrului orificiilor este dovedită și prin reprezentarea comparativă a gradului de fum pentru variantele de pulverizatoare: standard, 6 și 7 fig. 5.19. Aceste pulverizatoare au un număr de 4 orificii, dispuse sub aceleași unghiuri ca și variantele anterioare (4, 8 și 9), dar diametrele orificiilor pentru variantele 6 și 7 nu sunt aceleași cu ale variantei standard, de 0,30 mm, ci 2 sunt mai mici - 0,22 mm iar două sunt mai mari - 0,38 mm. Gradul de fum ajunge până la valori de 8,23 m^{-1} (opacitate 97,1 %) datorită atât a unghiurilor reduse ale conului de pulverizare cât și orificiilor mari, grosolane, care determină picături de dimensiuni mari. În regim de accelerare liberă, gradul de fum ajunge la valori de peste 3 m^{-1} .

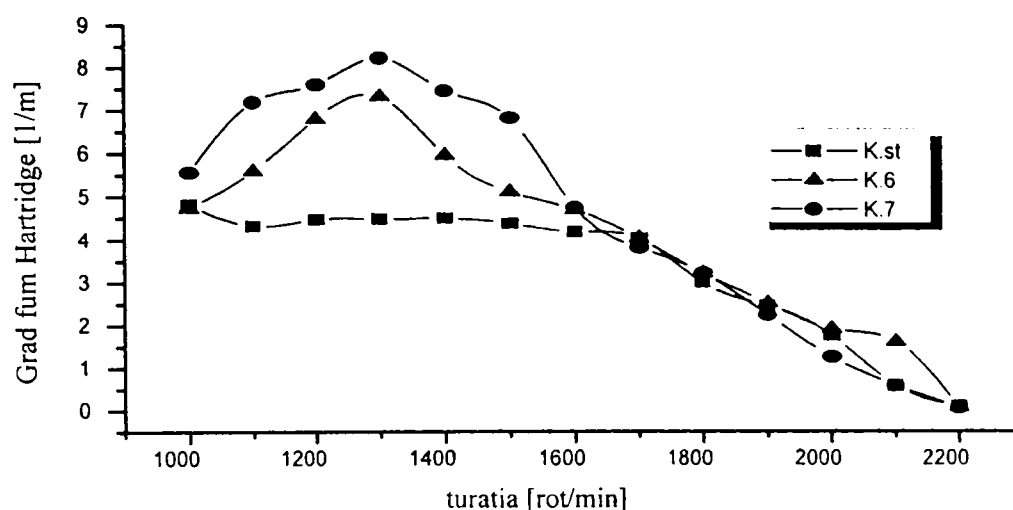


Fig. 5.19 Evoluția gradului de fum - variantele: standard, 6 și 7

5.2.3. Influența acului pulverizatorului

În cadrul acestor încercări, se prezintă comparativ evoluția parametrilor motorului (energetici și de poluare) pentru varianta standard cu pulverizator normal și respectiv cu pulverizator cu ac rotitor.

Momentul motor și puterea efectivă prezintă valori mai mari pentru varianta cu ac rotitor în domeniul turațiilor mari (peste 1700 rot/min), câștigul maxim înregistrat fiind în jurul turației de 2000 rot/min, cu o creștere a momentului motor și a puterii efective de 13 - 15 % - fig. 5.20 - 5.21.

La turații sub 1700 rot/min, momentul motor respectiv puterea efectivă nu prezintă diferențe semnificative pentru varianta cu ac rotitor comparativ cu soluția clasică. În acest domeniu, diferențele înregistrate între cele două variante nu au depășit 1 % - în plus sau în minus. Comportarea diferențiată a motorului la turații reduse și mari ar avea ca explicație creșterea presiunii de injecție la turațiile ridicate, ceea ce generează și o viteză mai mare de curgere a combustibilului prin canalele de rotire și deci intensificarea vârtejului jeturilor la ieșirea prin orificiile

pulverizatorului; se asigură astfel o omogenizare superioară a amestecului și o ardere cu eficiență optimă.

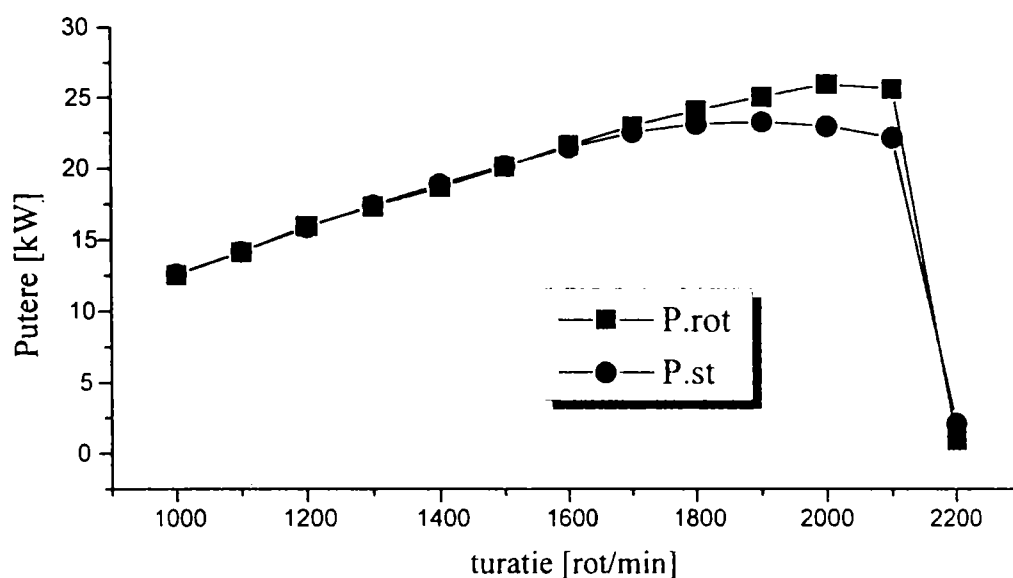


Fig. 5.20 Curbele de evoluție ale puterii

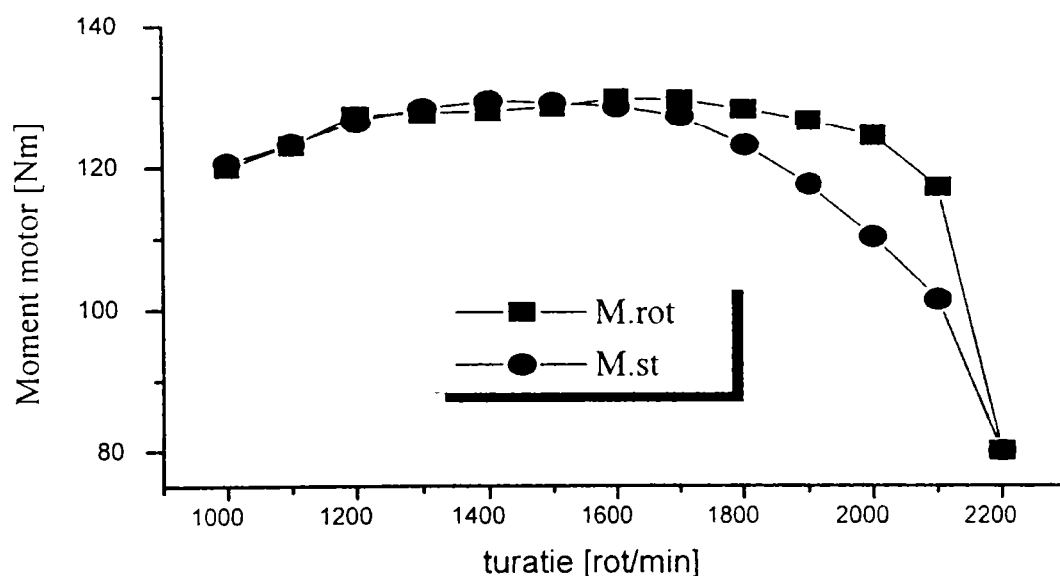


Fig. 5.21 Curbele de evoluție ale momentului motor

Puterea maximă obținută a fost de 26,281 kW pentru soluția cu ac rotitor față de 23,388 kW pentru varianta standard - pentru sarcina motorului de 75 %.

Pentru soluția de injector cu pulverizator cu ac rotitor s-a obținut extinderea domeniului de turații pentru care momentul motor are valori apropiate de valoarea maximă (între 1200 - 2000 rot/min), comparativ cu soluția standard clasică, care înregistrează valori mari ale momentului motor în domeniul de turații 1200 - 1700 rot/min.

La funcționarea motorului cu injectoare cu pulverizator cu ac rotitor, se obțin consumuri specifice efective de combustibil mai mici pe întreg domeniul de turații considerat. Dacă în domeniul turațiilor mijlocii, între 1400 - 1800 rot/min, reducerea de consum specific de combustibil este mai mică, nedepășind 2,5 %, în domeniul turațiilor mari respectiv mici - peste 1800 și sub 1400 rot/min, scăderea de consum specific este remarcabilă, depășind 10 %, ajungând la valori de 15 - 23 % - fig. 5.22.

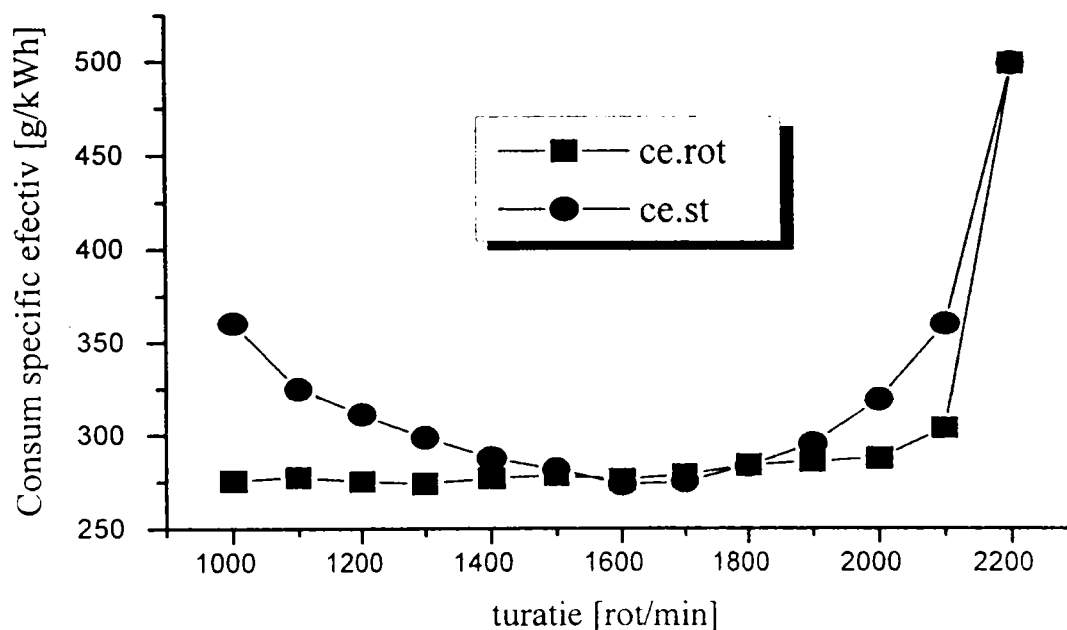


Fig. 5.22 Evoluția consumului specific efectiv de combustibil

De semnalat că dacă pentru varianta standard, se înregistrează un consum minim de combustibil în jurul turațiilor de 1600 - 1700 rot/min, la turații mai mari respectiv mai mici, consumul de combustibil crescând; pentru varianta cu ac rotitor, sub turația de 1700 rot/min se înregistrează valori relativ constante ale consumului, cu variații mici în jurul valorii minime, prelungindu-se astfel zona de funcționare economică a motorului.

Emisiile poluante ale motorului, materializate prin indicele de fum Hartridge sunt mult reduse în cazul folosirii injectoarelor cu ac rotitor, comparativ cu varianta clasică. Pentru turații sub 1900 rot/min, reducerea gradului de fum este între 33 - 65 % - fig.5.23. Această scădere poate fi interpretată atât prin reducerea consumului de combustibil cât mai ales printr-o mișcare de rotație imprimată combustibilului de către acul rotitor al pulverizatorului.

În perioada finală a injecției, acul pulverizatorului execută mișcării pulsatorii în timpul așezării sale pe scaun, cu injecție la presiuni mai reduse. Prin mișcarea de rotație a acului pulverizatorului se produce o amortizare a acestor mișcări, respectiv o așezare mai rapidă a acului pe scaunul său, cu întreruperea bruscă a injecției în perioada finală, când presiunile din conducta de înaltă

presiune se reduc, iar picăturile de combustibil injectate vor fi mai uniforme. Acest aspect este evidențiat de reducerea gradului de fum pe întreg domeniul de turații, cât mai ales în regimul accelerării libere, când gradul de fum a scăzut de la $2,33 \text{ m}^{-1}$ - varianta standard, la $0,43 \text{ m}^{-1}$ pentru varianta standard cu ac rotitor, adică o reducere de peste 5 ori a gradului de fum.

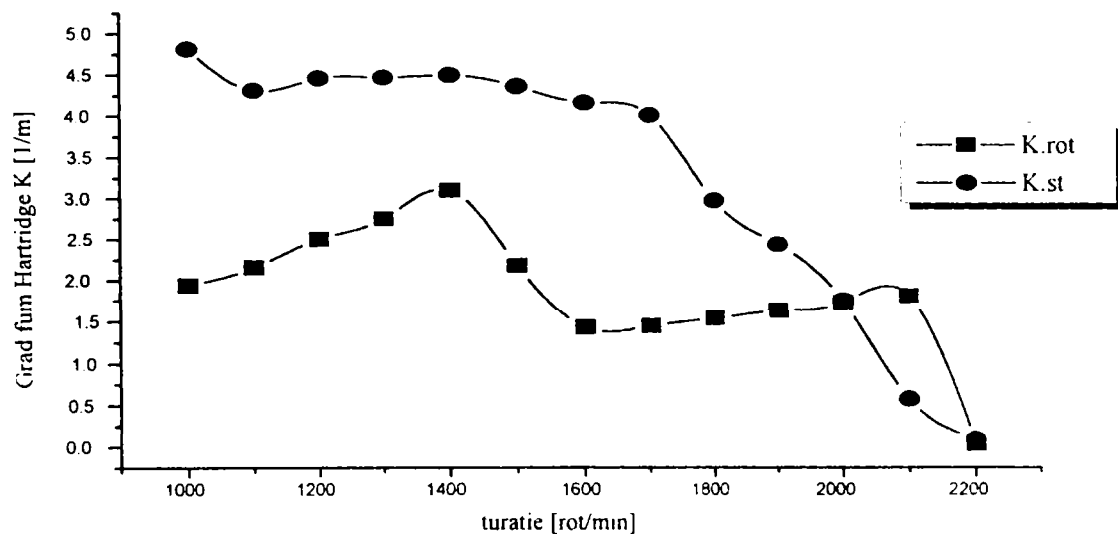


Fig. 5.23 Evoluția gradului de fum Hartridge

5.2.4. Influența presiunii de deschidere a injectoarelor

Pentru studierea acestei influențe, încercările au fost efectuate pentru două presiuni de deschidere a injectoarelor, varianta standard de 230 bar, respectiv la o presiune mărită, de 280 bar. Pentru a putea fi urmărite efectele calitative asupra procesului injecției, respectiv al poluării, au fost alese variantele cele mai defavorabile în ceea ce privește gradul de fum înregistrat, respectiv variantele 6 și 9, pulverizatoare cu orificii mari (var. 6) și cu orificii de diametru mic dar dispuse la un unghi de pulverizare mic (var. 9).

Referitor la puterea și momentul motor, pentru turații peste 1600 rot/min, valorile obținute la presiunea de deschidere a injectoarelor de 280 bar au fost superioare celor la 230 bar, iar pentru turații sub 1600 rot/min, situația a fost inversă, diferențele înregistrate în ambele situații fiind însă minore, sub 1,5 %. Această situație s-a înregistrat pentru ambele variante investigate, (6 și 9) astfel încât se poate concluziona că mărirea presiunii de deschidere a injectoarelor nu are în această situație o influență majoră asupra performanțelor de putere și de moment ale motorului.

În ceea ce privește consumul specific efectiv de combustibil, prin creșterea presiunii de deschidere a injectoarelor, acesta se reduce cu 1,5 ... 3,5 % pentru

varianta 6 și cu 4,5 ... 6,5 % pentru varianta 9 - fig.5.24. Doza ciclică injectată se reduce prin creșterea presiunii, pentru varianta 6, reducerea manifestându-se pentru turații sub 1600 rot/min, iar pentru varianta 9, reducerea dozei ciclice injectate se manifestă pe întreg domeniul de turații - fig. 5.25.

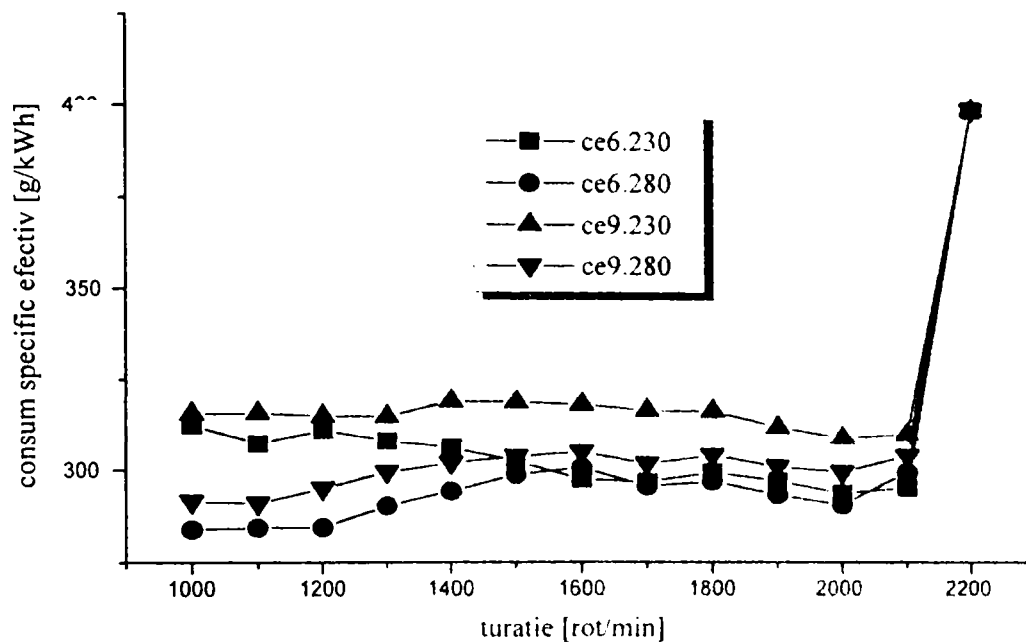


Fig. 5.24 Evoluția consumului specific efectiv de combustibil

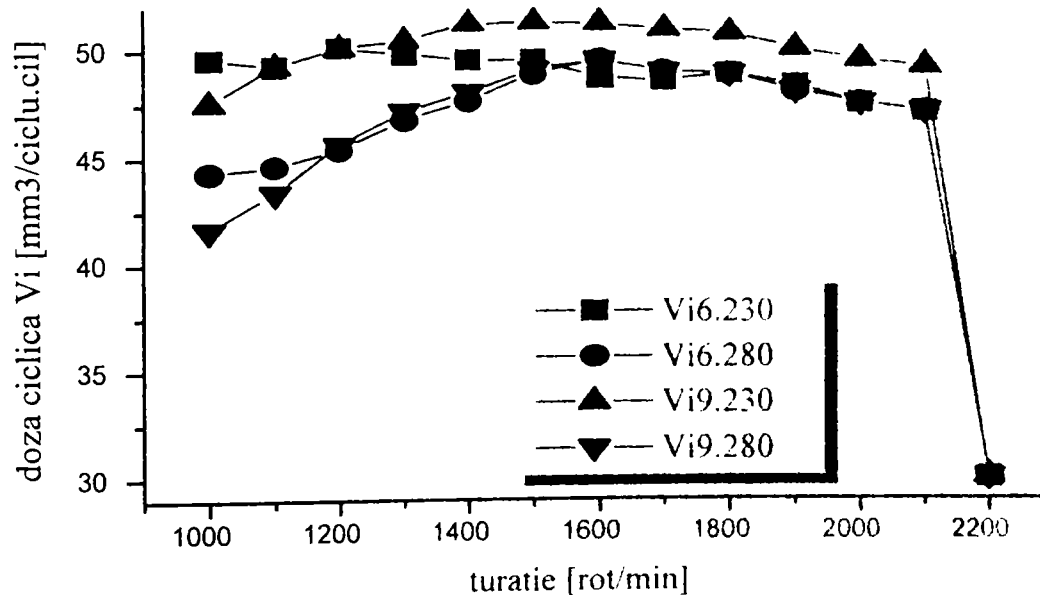


Fig. 5.25 Evoluția dozei ciclice injectate

Gradul de fum se reduce cu până la 50 ... 60 % pentru presiunea mărită de deschidere a injectoarelor - varianta 6, reducere pusă pe seama condițiilor mai

bune de pulverizare la presiuni de injecție mari (viteză mai mare la ieșirea din injector, lungime mai mare de pătrundere cu utilizarea mai bună a volumului camerei de ardere) cât și pe seama reducerii consumului specific de combustibil și a dozei ciclice injectate - fig. 5.26. Se remarcă deci o reducere a gradului de fum respectiv a consumului specific efectiv de combustibil la creșterea presiunii de deschidere a injectoarelor, fără modificări semnificative ale puterii și momentului motor.

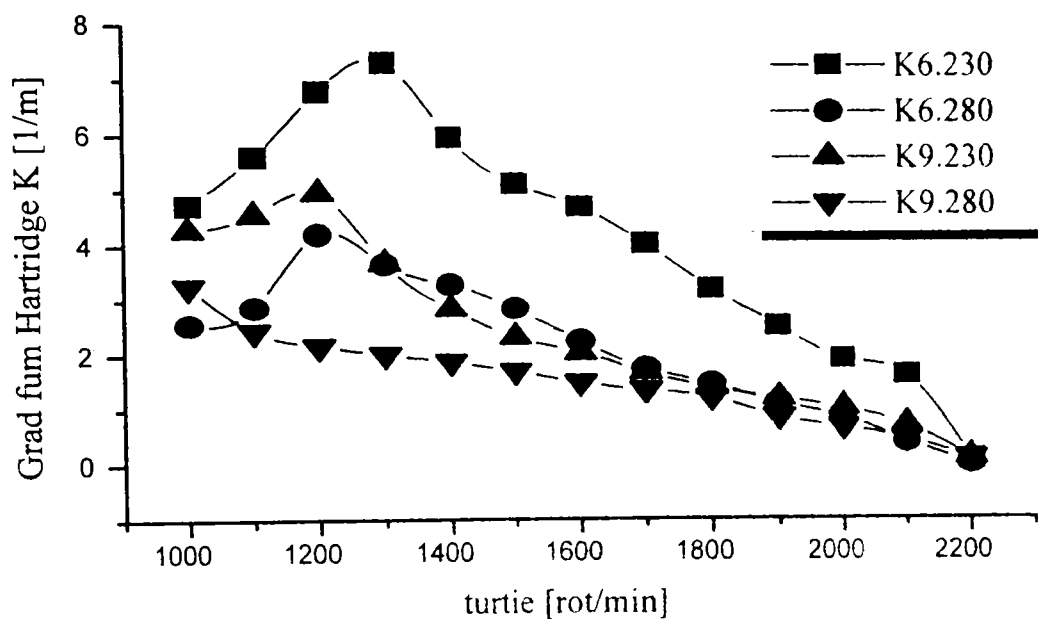


Fig. 5.26 Evoluția gradului de fum

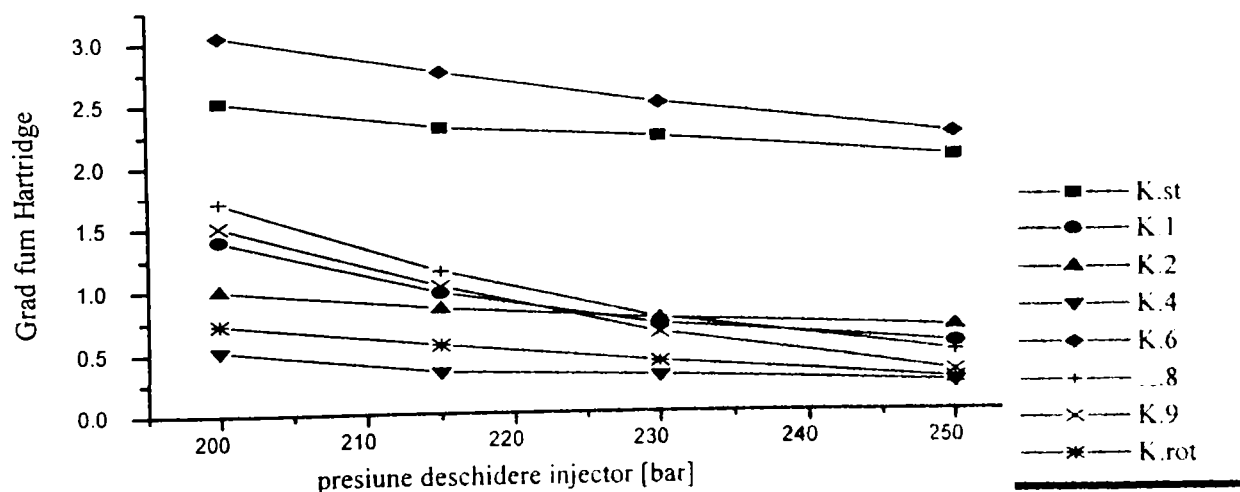


Fig. 5.27 Variația gradului de fum cu presiunea de injecție în regim de accelerație liberă

Măsurarea gradului de fum în regim de accelerație liberă, pentru toate variantele de pulverizatoare încercate, evidențiază tendința de reducere a fumului evacuat la creșterea presiunii de deschidere a injectoarelor, valorile gradului de

fum fiind inferioare variantei standard în cazul celorlalte tipuri de pulverizatoare încercate, cu excepția variantei 6, datorită orificiilor grosolane - fig. 5.27.

5.2.5. Influența preîncălzirii combustibilului

Pentru stabilirea influenței temperaturii combustibilului asupra emisiilor poluante, acesta a fost preîncălzit înaintea intrării în pompa de injecție, la temperaturi de 40, 60 și 80 °C cu ajutorul unor schimbătoare de căldură compacte amplasate într-un rezervor cu apă, încălzită electric. Temperatura de preîncălzire a fost limitată la valoarea de 80°C deoarece în exploatare, combustibilul poate fi relativ ușor preîncălzit până la această temperatură, utilizând căldura apei din sistemul de răcire al motorului. Variantele încercate au fost: standard, standard cu ac rotitor și varianta 6.

Prin preîncălzirea combustibilului înainte de injecția sa în motorul diesel se obține în principal îmbunătățirea fineții de pulverizare, prin reducerea diametrului picăturilor, exprimată prin reducerea diametrului mediu Sauter, d_{32} .

Acest fapt poate fi demonstrat utilizând o relație de exprimare a diametrului mediu Sauter, obținută prin similitudine, utilizând criteriile Weber, Mach și densitatea:

$$d_{32} = \frac{1,445 \cdot d_0^{0,6607} \cdot \sigma_c^{0,1927}}{\rho_a^{0,266} \cdot \rho_c^{0,0723} \cdot w_0^{0,552}} \cdot \eta_c^{0,1466} \quad (5.1)$$

unde: - w_0 [m/s] - viteza de curgere prin orificiul de pulverizare;

- ρ_a [kg/m³] - densitatea aerului;

- ρ_c [kg/m³] - densitatea combustibilului;

- 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 micșorarea diametrului mediu Sauter, respectiv tensiunea superficială și vâscozitatea dinamică, care se reduc, iar scăderea densității combustibilului cu temperatura - rel. (5.2), influențează nefavorabil injecția, dar efectul primilor doi factori este preponderent.

$$\rho = \rho_0 \cdot [1 + C \cdot (t_0 - t)] \quad (5.2)$$

unde: - ρ_0 - densitatea combustibilului la temperatura de referință t_0 ;

- C - coeficient;

De asemenea, prin creșterea temperaturii combustibilului, prin reducerea vâscozității, cresc pierderile prin retur, datorită neetanșeităților sistemului de injecție (jocul între elementele în mișcare ale pompei de injecție).

Analizând evoluția parametrilor obținuți în urma încercărilor, se pot face următoarele aprecieri, precizând că pentru fiecare variantă, referința s-a considerat pentru combustibilul la temperatura ambiantă:

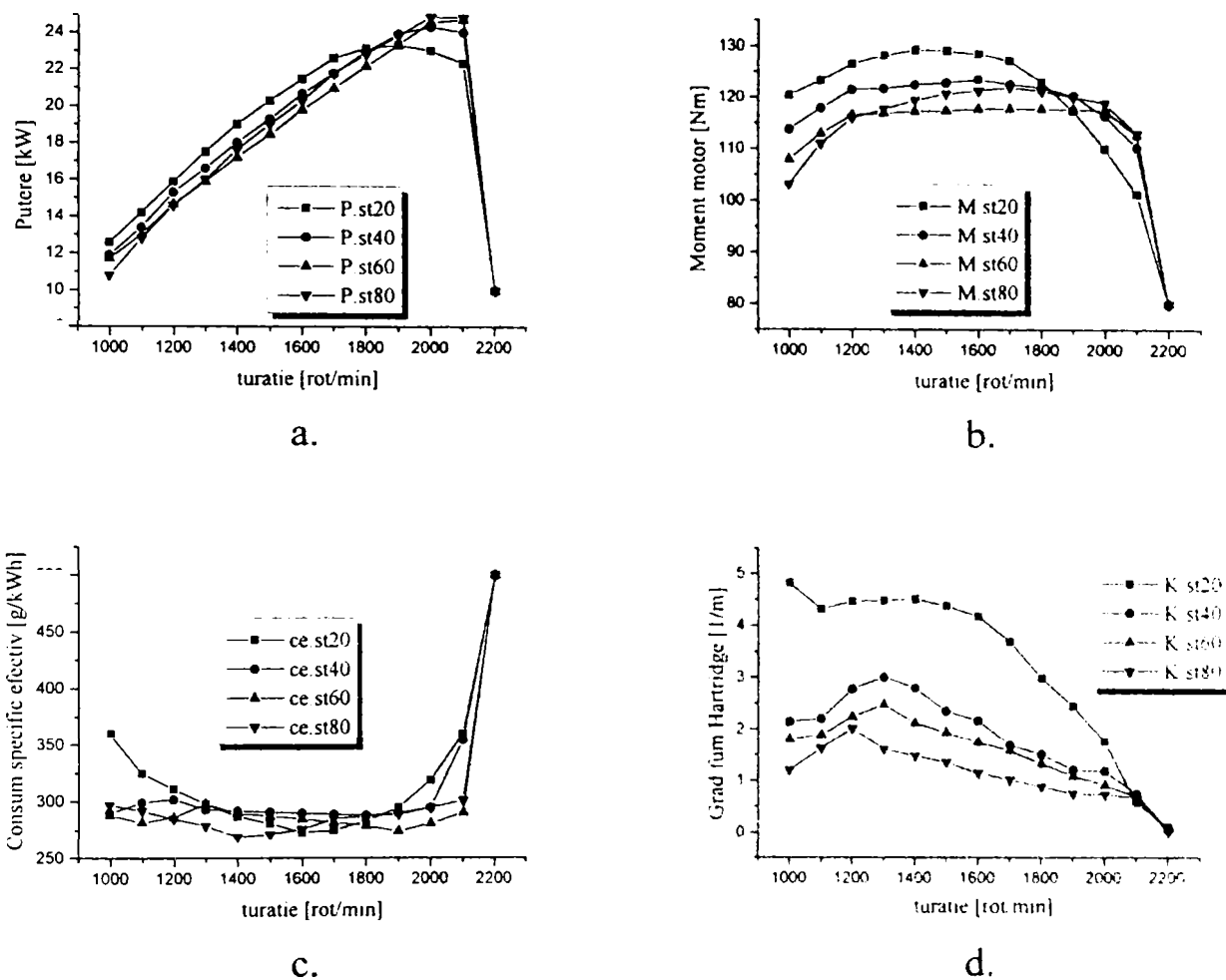


Fig. 5.28 Evoluția puterii, momentului motor, a consumului specific și a gradului de fum cu temperatura combustibilului - varianta standard

- varianta standard - fig. 5.28: valorile puterii și ale momentului motor înregistrează valori superioare în cazul temperaturii ambiante (20 °C) pentru turații sub 1900 rot/min, surplusul de putere și de moment ajungând la 10 % pentru anumite regimuri. Pentru turații mai mari, variantele cu motorină încălzită prezintă valori superioare cu până la 6 % în comparație cu valorile obținute la temperatura ambiantă. Consumul specific efectiv de combustibil înregistrează valori inferioare pentru variantele încălzirii motorinei la temperaturi de 40 - 60 °C, dar cu anumite oscilații la unele regimuri de funcționare, la care consumul specific a fost superior. În cazul preîncălzirii motorinei la 80 °C, pentru turații cuprinse

între 1600 ... 1900 rot/min, valorile consumului au fost superioare valorilor de la temperatura ambiantă, pentru celelalte turații, consumul fiind mai mic. Gradul de fum înregistrează o scădere continuă pe măsura creșterii temperaturii de preîncălzire a motorinei, reducerea fumului fiind între 300 ... 400 % pe întreg domeniul de turații.

- varianta standard cu ac rotitor - fig. 5.29: Puterea motorului descrește pe măsura măririi temperaturii de preîncălzire a motorinei, valorile minime fiind obținute la temperatura de 80 °C, reducerea puterii în raport cu soluția de referință fiind de 15 %. Referitor la momentul motor, valorile maxime se obțin pentru temperaturile de preîncălzire de 40 și 60 °C - creșteri de 3 .. 4 %, iar valorile minime pentru temperatura de 80 °C - reduceri de până la 13 %. Consumul specific efectiv de combustibil înregistrează valori mai mici pentru toate variantele de preîncălzire ale motorinei - reduceri de până la 7 % pentru temperatura de 60 °C. Gradul de fum înregistrează o reducere substanțială la ridicarea temperaturii de preîncălzire, cu scăderi de 300 ... 400 % pe întreg domeniul de turații - valori sub 1,0 m⁻¹ pentru temperatura de 60 °C respectiv sub 0.7 m⁻¹ pentru 80 °C.

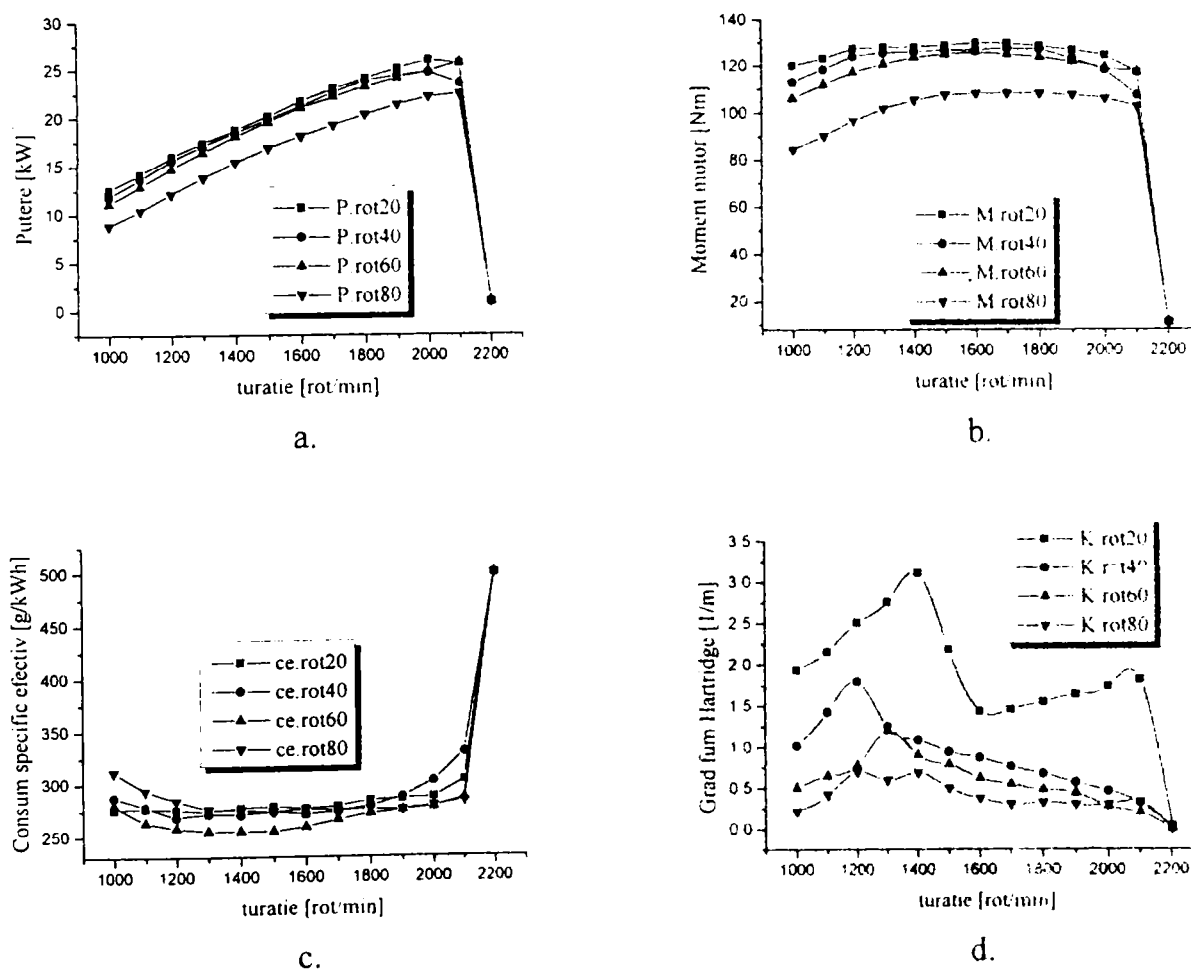


Fig. 5.29 Evoluția puterii, momentului motor, a consumului specific și a gradului de fum cu temperatura combustibilului - varianta standard cu ac rotitor

- varianta 6 - fig. 5.30: Puterea și momentul motor păstrează aceeași evoluție, de scădere la creșterea temperaturii de preîncălzire, consumul specific de combustibil se reduce. Gradul de fum se micșorează la mărirea temperaturii combustibilului, dar în comparație cu variantele anterioare, reducerea este relativ constantă și doar de 30 % pe întreg domeniul de turații. Această micșorare mai puțin spectaculoasă este cauzată de orificiile de pulverizare cu diametru mare, de 0,38 mm, creșterea temperaturii combustibilului, prin efectele favorabile asupra tensiunii superficiale și a vâscozității având influență atenuată asupra pulverizării.

Influența favorabilă preîncălzirii motorinei înainte de injecția sa în motor asupra fumului eșapat este ilustrată și de încercările în regim de accelerare liberă, obținându-se reduceri ale gradului de fum de până la 300 % în cazul variantei standard, pentru temperatura de preîncălzire de 80 °C - fig. 5.31.

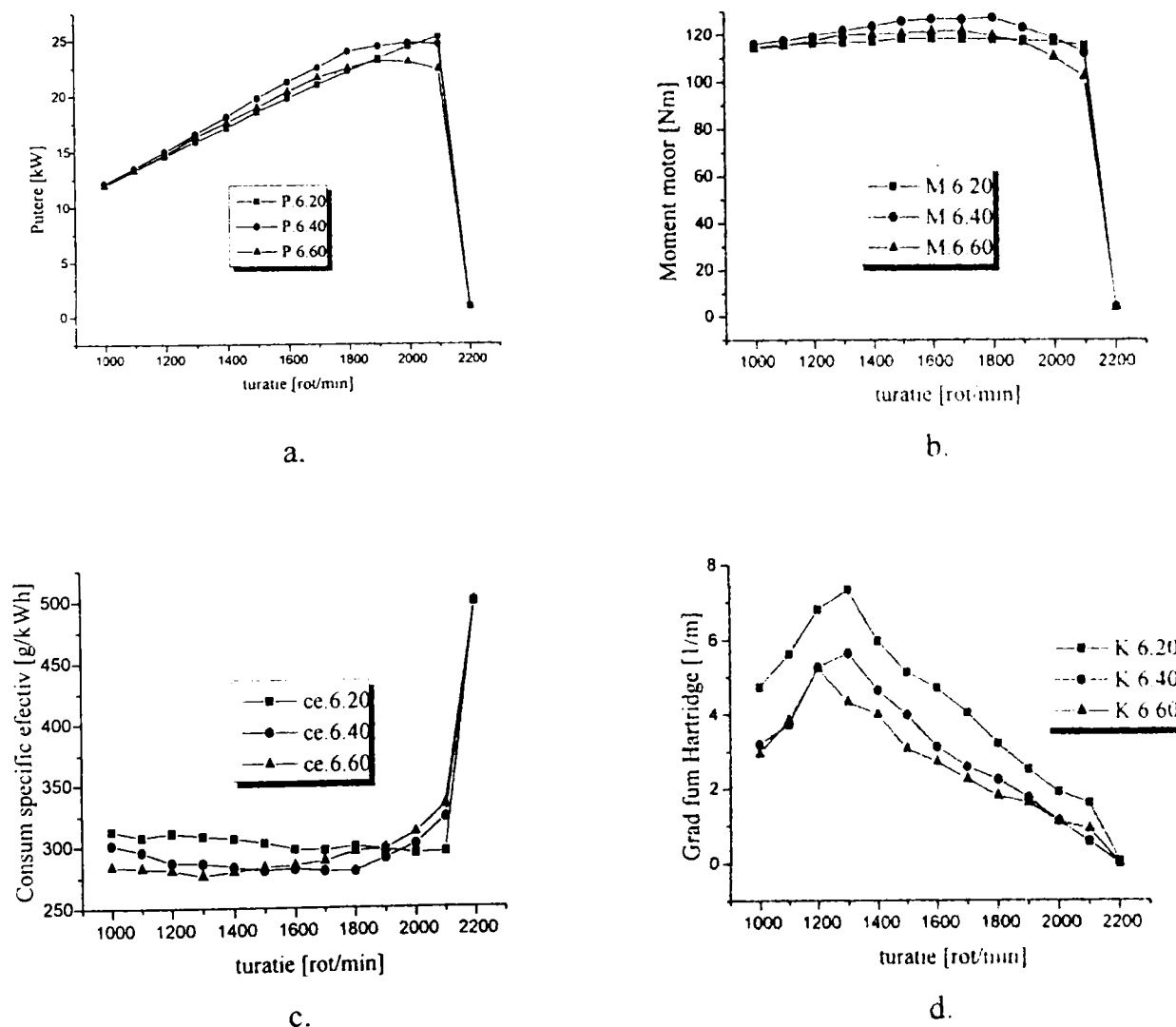


Fig. 5.30 Evoluția puterii, momentului motor, a consumului specific și a gradului de fum cu temperatura combustibilului - varianta 6

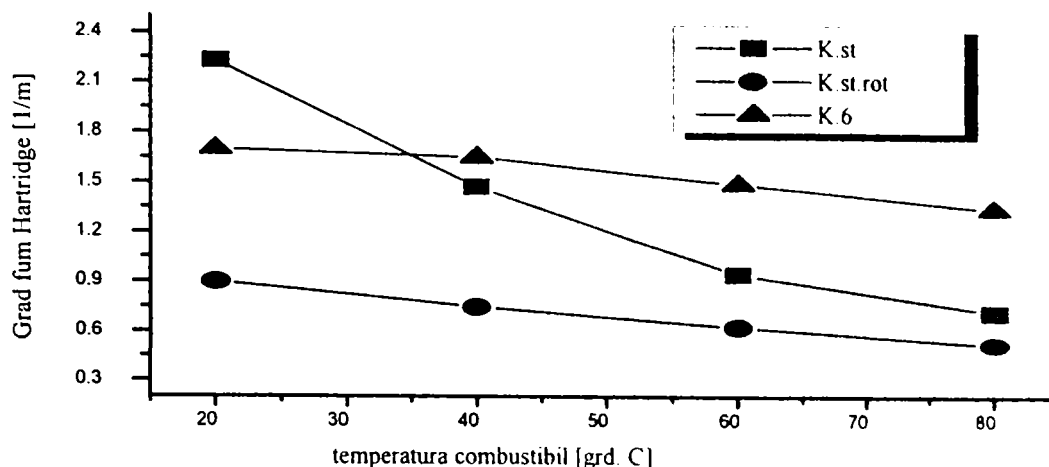


Fig. 5.31 Variația gradului de fum cu temperatura combustibilului în regim de accelerare liberă

5.2.6. Influențe combinate

În cadrul acestui paragraf, s-au analizat efectele simultane ale modificării presiunii de deschidere a injectoarelor și ale temperaturii de preîncălzire al combustibilului asupra gradului de fum și a performanțelor motorului. Variantele analizate au fost următoarele:

- varianta standard, la presiunea de deschidere a injectoarelor de 230 bar și temperatura ambiantă (20 °C) respectiv presiunea de 250 bar și temperaturile de 20 °C și 80 °C;
- varianta 6, la presiunea de 230 bar și temperatura de 40 °C respectiv presiunea de 250 bar și temperaturile de 40 °C și 60 °C.

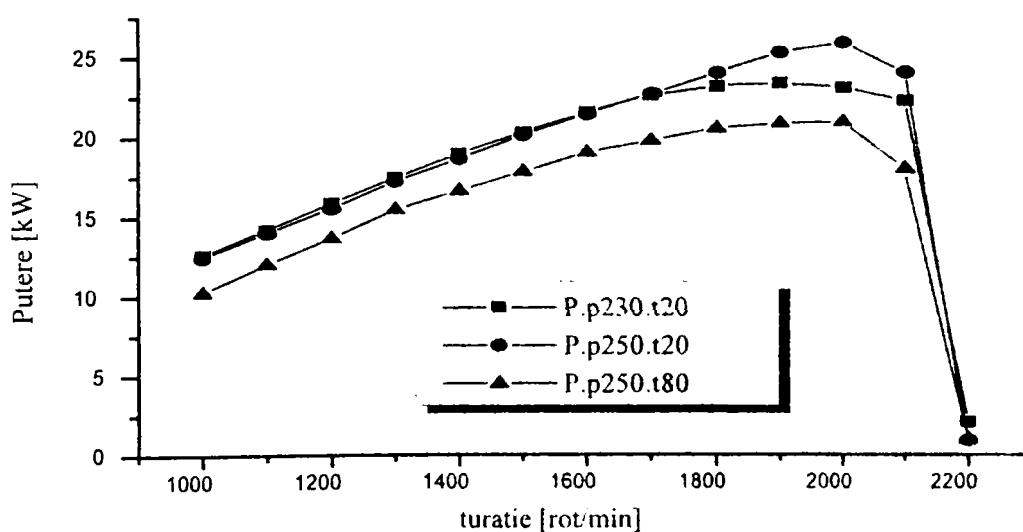


Fig. 5.32 Curbele de variație a puterii - varianta standard

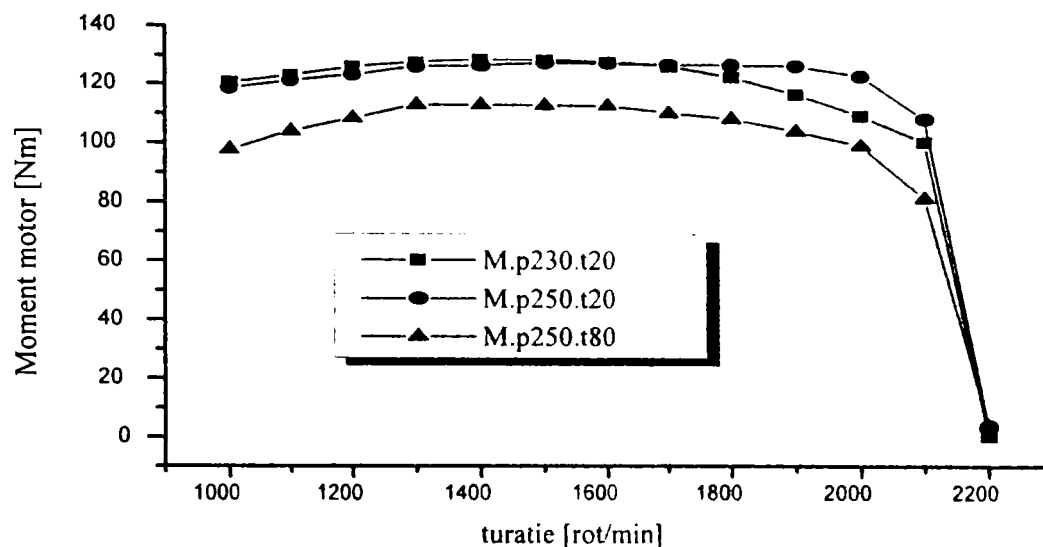


Fig. 5.33 Curbele de variație ale momentului - varianta standard

Se remarcă o micșorare a puterii și a momentului motor la creșterea presiunii de deschidere a injectoarelor și respectiv a temperaturii de preîncălzire, reducere între 10 ... 15 %. Această descreștere este determinată exclusiv de mărirea temperaturii combustibilului, creșterea presiunii de injecție determinând aceleași valori pentru puterea și momentul motor până la turații de 1800 rot/min, pentru ca la turații mai mari să asigure chiar valori superioare - fig. 5.32 și 5.33.

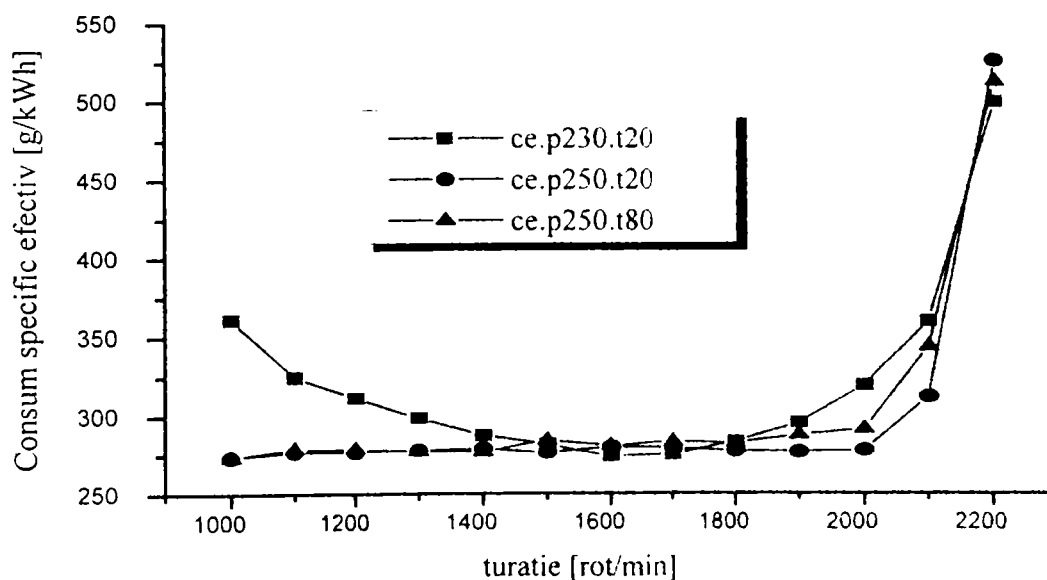


Fig. 5.34 Variația consumului specific efectiv de combustibil - varianta standard

Consumul specific efectiv de combustibil înregistrează reduceri ale valorilor, acestea fiind determinate de creșterea presiunii de deschidere a injectoare, influența temperaturii fiind nesemnificativă (valori între 20 și 80 °C) - fig. 5.34

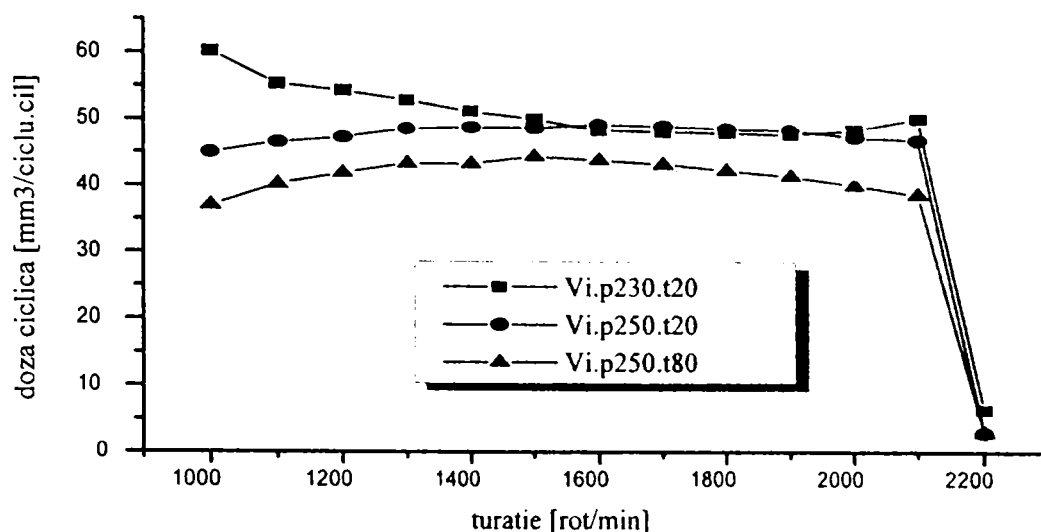


Fig. 5.35 Variația dozei ciclice injectate - varianta standard

Doza ciclică injectată prezintă valori mai mici cu 12 ... 13 % în cazul preîncălzirii combustibilului la 80 °C față de temperatura ambiantă - fig. 5.35, reducere care justifică și scăderea puterii și momentului motorului cu aproximativ aceleași valori. Ponderea presiunii în această reducere este nesemnificativă pentru turații peste 1500 rot/min, dar devenind semnificativă pentru turațiile mai mici, când influența temperaturii se diminuează.

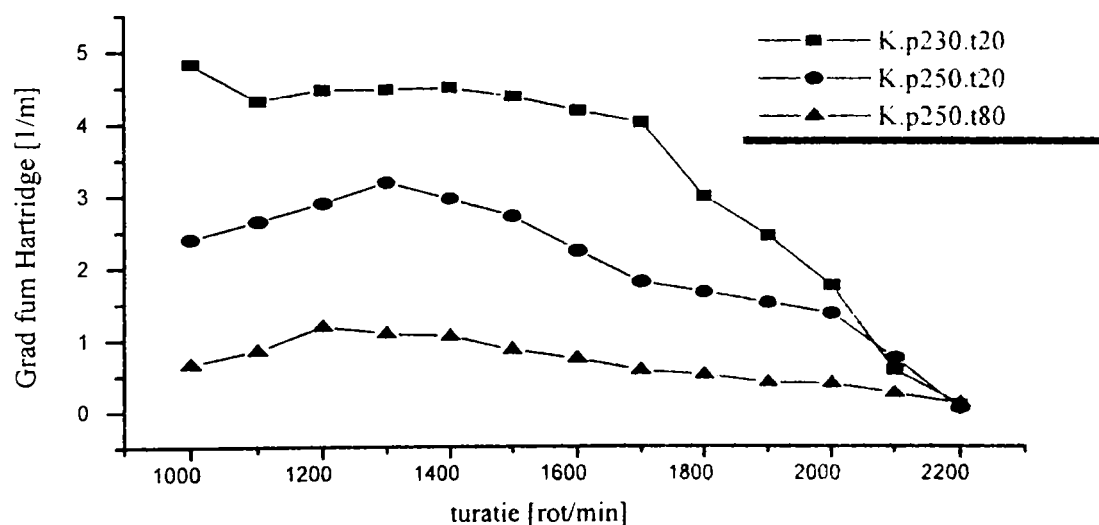


Fig. 5.36 Variația gradului de fum - varianta standard

Referitor la gradul de fum al motorului, acesta prezintă valori mai reduse, determinate atât de creșterea presiunii de deschidere a injectoarelor cât și de mărirea temperaturii de preîncălzire a combustibilului - fig. 5.36. Reducerea globală a gradului de fum este de 400 %, de la valoarea maximă de 4,82 m⁻¹ (p =

230 bar, $t = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$) la $1,19\text{ m}^{-1}$ ($p = 250\text{ bar}$, $t = 80\text{ }^{\circ}\text{C}$). Din această reducere globală a gradului de fum, creșterii presiunii de deschidere a injectoarelor cu 20 bar îi revine o cotă de 25 % iar mării temperaturii de preîncălzire a motorinei de la 20 la $80\text{ }^{\circ}\text{C}$ îi revine 75 %.

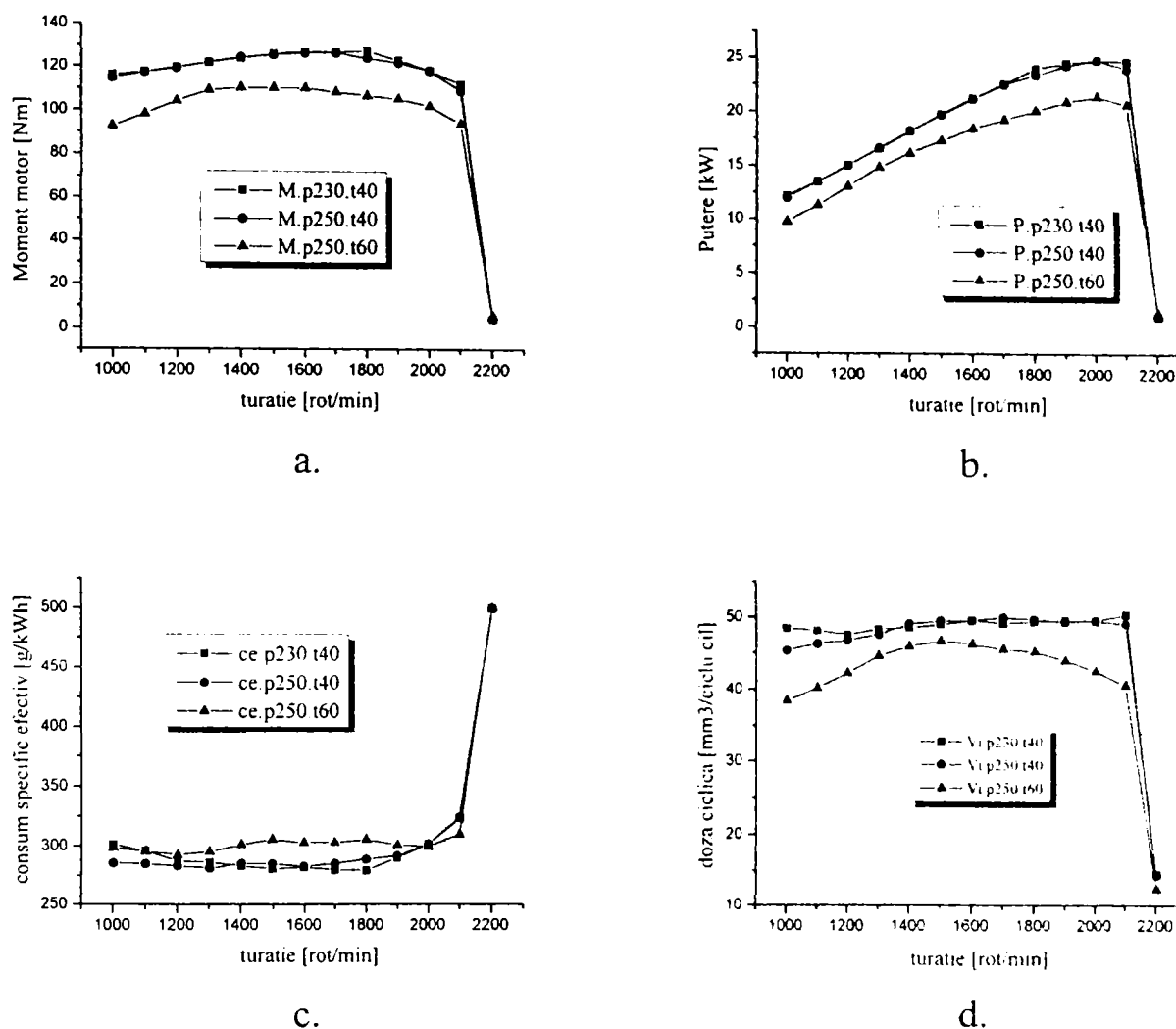


Fig. 5.37 Evoluția puterii, momentului motor, consumului specific și a dozei ciclice - varianta 6

Pentru varianta 6, efectele constatate la varianta standard sunt aceleași, respectiv reducerea puterii și a momentului cu până la 15 % la creșterea temperaturii combustibilului, și cu influențe minore la creșterea presiunii de deschidere a injectoarelor. Această reducere a puterii și momentului este reflectată de micșorarea dozei ciclice cu 6 ... 15 % pentru mărirea temperaturii de preîncălzire, creșterea presiunii determinând diferențe mult mai mici, doar de 2...3 % - fig. 3.37. Gradul de fum se reduce la creșterea presiunii de deschidere a injectoarelor și a temperaturii combustibilului, reducerea globală fiind mai mică decât în cazul standard, de 250 % - de la $5,63\text{ m}^{-1}$ ($p = 30\text{ bar}$, $t = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$) la $2,27\text{ m}^{-1}$ ($p = 250\text{ bar}$, $t = 60\text{ }^{\circ}\text{C}$) - fig. 5.38, creșterea presiunii determinând reduceri ale

gradului de fum relativ mici - sub 25 %, mărirea temperaturii de preîncălzire a motorinei producând reduceri relative de peste 100 %.

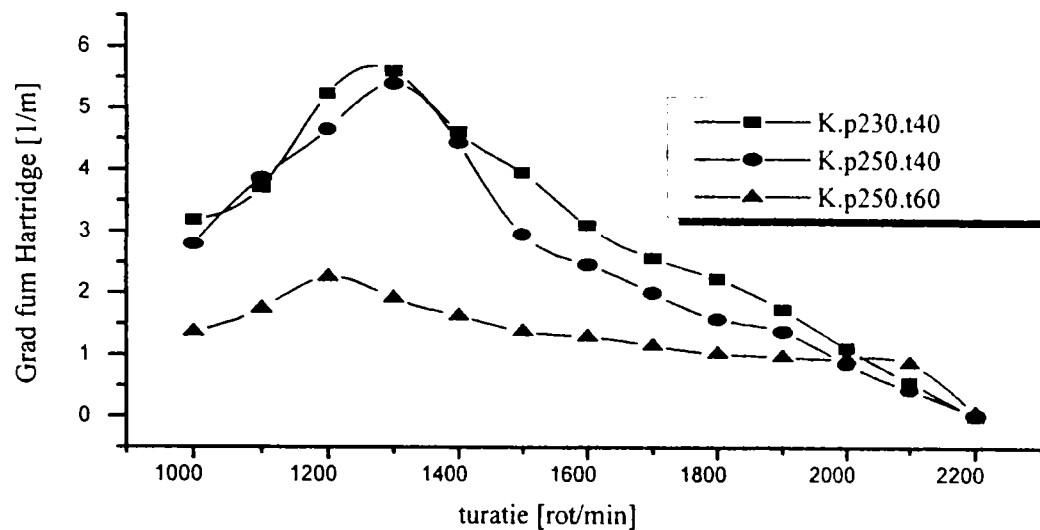


Fig. 5.38 Variația gradului de fum - varianta 6

5.3. Concluzii

Factorii care influențează nivelul emisiilor poluante la motorul diesel sunt numeroși, cei mai importanți fiind: regimul funcțional al motorului (turație, sarcina, regimul 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, etc), caracteristicile combustibilului, starea tehnică a motorului.

Analizând modificările și influențele sistemului de injecție asupra emisiilor poluante ale motorului diesel cu injecție directă - cel mai poluant tip de m.a.c., emisii cuantificate prin gradul de fum Hartridge - care caracterizează poluantul legiferat al m.a.c. - fumul, respectiv particulele, se pot formula următoarele concluzii:

- Pentru motorul diesel cu injecție directă, cu cameră de ardere tip "ω", 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 și reducerea concomitentă a diametrului acestora astfel încât secțiunea de pulverizare să rămână constantă, gradul de fum al motorului se reduce. Puterea și momentul motor se măresc pentru anumite regimuri de funcționare iar consumul specific efectiv de combustibil se micșorează. În cazul existenței mișcărilor de rotație ale aerului, acesta este adus în mod forțat în zona jeturilor de combustibil. În lipsa acestor mișcări de rotație, prin mărirea numărului jeturilor de combustibil și reducerea diametrului orificiilor de

pulverizare, crește lungimea de penetrare a jeturilor în camera de ardere, cu aducerea combustibilului în locurile cu aer în exces, îmbunătățindu-se procesul de pulverizare și de formare a amestecului.

- Pentru variantele analizate, cu 4 ... 8 orificii de pulverizare, efectele cele mai semnificative s-au obținut la mărirea numărului orificiilor de pulverizare de la 4 la 5, cu reducerea diametrului lor de la 0,30 mm la 0,275 mm. Reducerea gradului de fum a fost de 60 ... 75 %, creșterea în continuare a numărului de orificii de pulverizare neducând la efecte semnificative care să justifice folosirea acestor pulverizatoare.
- Evoluția emisiei de particule, determinată pe baza corelației MIRA cu gradul de fum prezintă aceeași evoluție cu fumul, ceea ce justifică folosirea acestui parametru în aprecierea emisiilor poluante ale m.a.c.
- Prin injecția combustibilului la unghiuri diferite în camera de ardere, respectiv în cupa pistonului, se constată o înrăutățire a emisiilor poluante și a performanțelor energetice și de consum ale motorului cu cât unghiul de injecție are valori mai mici, adică injecția se produce mai aproape de axa cupei și a cilindrului. Sub efectul mișcărilor radiale care se manifestă în mod pregnant la motoarele cu injecție directă cu cameră de ardere cupă în piston, jeturile de combustibil sunt adunate spre axa cilindrului, efect accentuat și de injecția combustibilului la unghiuri mici de dispunere ale orificiilor pulverizatorului.
- 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, determină o așezare mai rapidă a acului pulverizatorului pe scaunul său, cu întreruperea injecției la presiunile mai mici din perioada finală. Aceste modificări ale acului pulverizatorului au avut ca efect o reducere cu 33 ... 65 % a gradului de fum al motorului pe întreg domeniul de turații investigat, concomitent cu creșterea cu 13 ... 15 % a puterii și a momentului motor, respectiv reducerea cu până la 10 % a consumului specific efectiv de combustibil. Efectul cel mai semnificativ care s-a obținut a fost reducerea de peste 5 ori a gradului de fum în regimul de accelerare liberă a motorului, de la $2,33 \text{ m}^{-1}$ pentru varianta standard la $0,43 \text{ m}^{-1}$ pentru varianta cu ac rotitor.
- La mărirea presiunii de deschidere a injectoarelor de la 230 bar la 280 bar, gradul de fum al motorului se reduce cu până la 60 %, fără modificări semnificative ale puterii și a momentului motor. Reducerea gradului de fum se obține prin micșorarea cu până la 6,5 % a consumului specific efectiv de combustibil și a dozei ciclice injectate. Efectul de reducere a gradului de fum cu creșterea presiunii de deschidere a injectoarelor s-a remarcat la toate tipurile de pulverizatoare încercate, pentru regimul de accelerare liberă a motorului.
- Prin preîncălzirea combustibilului 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. Efectul preîncălzirii motorinei asupra gradului de fum s-a concretizat prin reducerea relativă a acestuia cu 300 ... 400 % pentru temperaturi ale combustibilului de până la 80 °C. Puterea și momentul motor prezintă scăderi la mărirea temperaturii motorinei, dar s-au obținut și valori superioare pentru anumite regimuri și temperaturi ale combustibilului, în raport cu varianta standard. În regimul de accelerare liberă, reducerea gradului de fum a fost de până la 300 % pentru variantele încercate (standard, ac rotitor și varianta 6).

- Temperaturile de preîncălzire ale combustibilului pot fi obținute în exploatare relativ ușor, cu ajutorul unor schimbătoare de căldură, utilizând căldura preluată de sistemul de răcire al motorului, care este evacuată în mediul ambiant.
- Analizând efectele combinate ale unor factori cu influență favorabilă în micșorarea gradului de fum al motorului diesel, s-a stabilit că în reducerea globală a gradului de fum, creșterea temperaturii de preîncălzire a combustibilului înaintea pompei de injecție are o pondere de 75 % iar mărirea presiunii de deschidere a injectoarelor influențează în proporție de 25 % micșorarea fumului.
- În funcție de destinația principală a autovehiculului pe care este amplasat motorul diesel, pot fi adoptate unele dintre soluțiile prezentate, care să conducă la diminuarea emisiilor poluante, în special a fumului și a particulelor eșapate. Astfel, de exemplu în cazul unui autovehicul destinat traficului urban - diminuarea puterii acestuia prin adoptarea uneia din soluții (preîncălzirea combustibilului) nu prezintă importanță, comparativ cu reducerea poluării, în condițiile densității crescânde a populației de mașini.

Capitolul 6 • INVESTIGAȚII EXPERIMENTALE PRIVIND NIVELUL NOXELOR MOTORULUI CU APRINDERE PRIN SCÂNTEIE ÎN RAPORT CU VARIABILITATEA REGIMURILOR FUNCȚIONALE

6.1. Investigații experimentale și calcule teoretice interpretate comparativ

Măsurătorile emisiilor poluante pentru două motoare cu aprindere prin scânteie montate pe autovehicul au urmărit determinarea noxelor în condiții reale de exploatare și de reglaje ale calității amestecului.

Au fost efectuate investigații experimentale pentru motoare din aceeași familie, dar cu durate de exploatare diferită:

- autoturism Dacia Nova, fabricație 1998, 1000 km la bord, motor în rodaj, reglaje uzinale;
- autoturism Dacia 1410, fabricație 1994, 55.805 km la bord, fără reglaje prealabile.

Pentru cele două motoare, au fost măsurate noxele emise utilizând un analizor de gaze tip GATS 1000 NGD - prin introducerea sondei de prelevarea gazelor de ardere direct în eșapament, iar monoxidul de carbon a fost măsurat suplimentar utilizând un spectrometru în infraroșu cu prelucrarea datelor prin transformare Fourier (FTIR), produs de firma MIDAC- măsurătoare efectuată prin analiza gazelor la circa 10 cm de ieșirea din eșapamentul motorului.

Experimentele au fost efectuate prin antrenarea roților autoturismelor cu ajutorul unui stand dinamic cu role, care permite simularea rezistențelor la rulare corespunzătoare turației motorului.

Rezultatele măsurătorilor sunt redată în tabelul 6.1 (Dacia Nova) și 6.2 (Dacia 1410), respectiv grafic în fig. 6.1 și 6.2

Tabelul 6.1

Nr. crt.	n [rot/min]	λ [-]	CO ₂ [%]	CO [%]	CO (FTIR) [%]	O ₂ [%]	HC [ppm]
1.	900	0,867	11,8	5,01	0,15	0,25	210
2.	1500	1,014	14,6	0,40	0,22	0,63	95
3.	2200	1,111	13,4	0,13	0,15	2,28	62
4.	2900	1,105	13,4	0,13	0,16	2,16	48
5.	3900	1,118	13,4	0,14	0,06	2,41	45
6.	4200	1,070	13,1	0,48	0,165	1,90	75
7.	regim variabil	0,870	7.1	6,54	-	3,42	1981

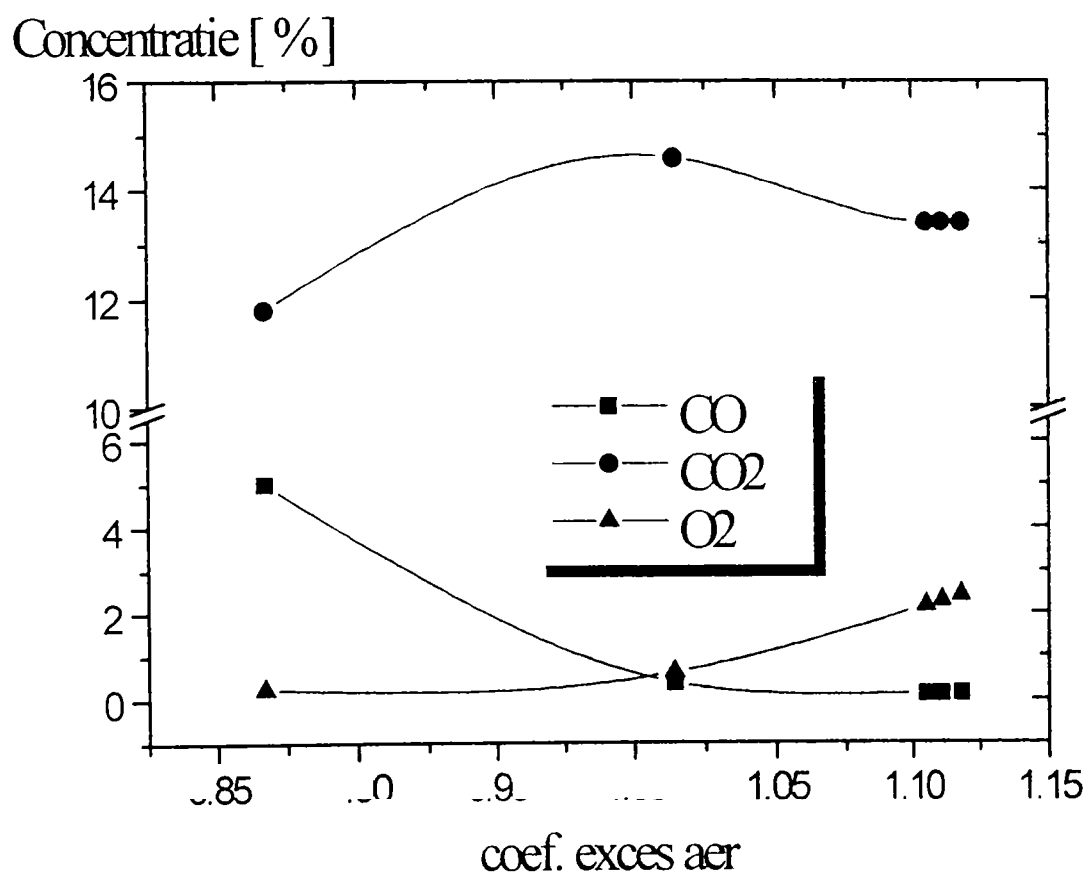


Fig. 6.1 Emisiile poluante - motor Dacia Nova

Tabelul 6.2

Nr. crt.	n [rot/min]	λ [-]	CO ₂ [%]	CO [%]	CO (FTIR) [%]	O ₂ [%]	HC [ppm]
1.	950	1,213	12,1	0,26	0,11	4,00	158
2	950 (mers înapoi)	1,250	11,6	0,14	0,10	4,30	270
3.	2000	1,010	13,1	1,63	1,60	1,38	159
4.	3000	0,902	11,5	4,73	3,60	1,00	208
5.	4000	0,876	11,6	5,13	5,20	0,63	281
6.	5000	0,838	11,0	6,25	6,70	0,38	294
7.	regim variabil	1,148	7,6	3,63	8,20	6,00	1250

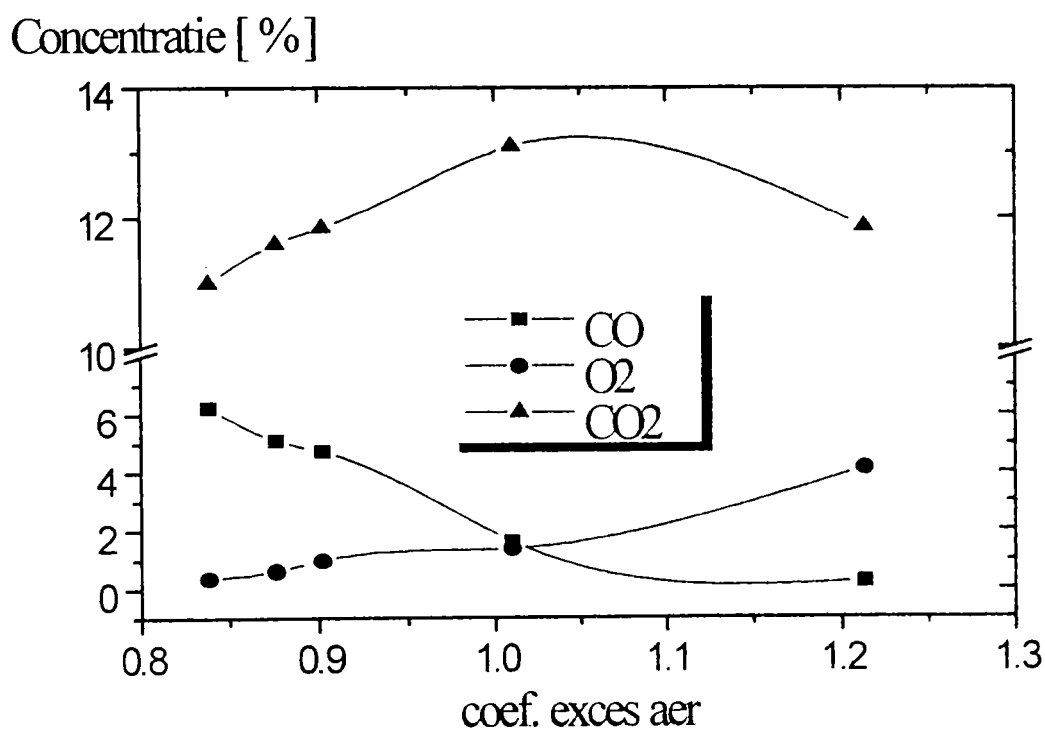


Fig. 6.2 Emisiile poluante - motor Dacia 1410

Pe baza relațiilor de calcul prezentate în paragraful 3.1, au fost calculate principalele noxe de interes pentru motorul cu aprindere prin scânteie (CO și CO₂) și coeficientul excesului de aer λ .

În tabelele 6.3 - 6.5 și fig. 6.3 sunt prezentate valorile calculate comparativ cu cele experimentale pentru motorul care echipează autoturismul Dacia Nova, iar în tabelele 6.6 - 6.8 și fig. 6.4 pentru motorul autoturismului Dacia 1410.

Tabelul 6.3

Nr. crt.	n [rot/min]	$\lambda_{\text{m\ddot{a}s}}$	λ_{calc} rel. 3.9	λ_{calc} rel. 3.10	λ_{calc} rel. 3.19
1.	900	0.867	0.812	0.834	0.821
2.	1500	1.014	0.911	0.984	0.963
3.	2200	1.111	1.010	1.085	1.067
4.	2900	1.105	1.010	1.084	1.068
5.	3900	1.118	1.010	1.087	1.064
6.	4200	1.070	1.006	1.069	1.065

Tabelul 6.4

Nr. crt.	n [rot/min]	CO _{m\ddot{a}s} [%]	CO _{calc.1} [%]	CO _{calc.2} [%]	CO _{calc.3} [%]
1.	900	5.01	5.54	5.09	5.35
2.	1500	0.40	0.86	0.30	0.20
3.	2200	0.13	0.54	0.21	0.20
4.	2900	0.13	0.54	0.20	0.21
5.	3900	0.14	0.54	0.20	0.22
6.	4200	0.48	0.90	0.29	0.25

Tabelul 6.5

Nr. crt.	n [rot/min]	CO ₂ m\ddot{a}s [%]	CO ₂ calc.1 [%]	CO ₂ calc.2 [%]	CO ₂ calc.3 [%]
1.	900	11.80	12.334	11.876	12.143
2.	1500	14.60	15.059	13.912	14.224
3.	2200	13.40	13.814	12.850	13.069
4.	2900	13.40	13.814	12.862	13.056
5.	3900	13.40	13.804	12.826	13.096
6.	4200	13.10	13.519	12.694	12.743

Tabelul 6.6

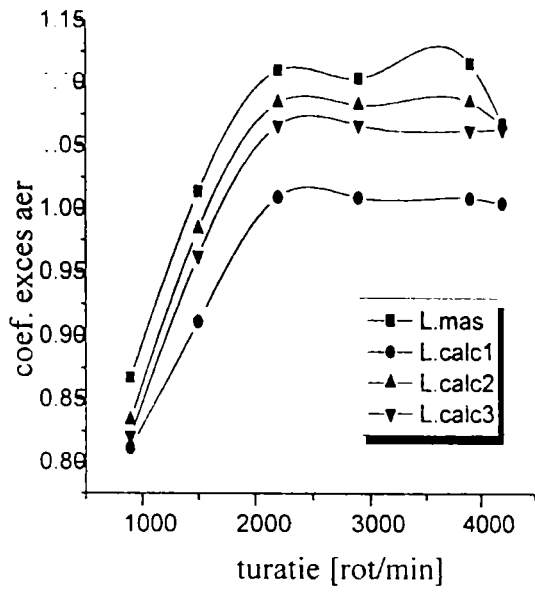
Nr. crt.	n [rot/min]	$\lambda_{\text{m\ddot{a}s}}$	λ_{calc} rel. 3.9	λ_{calc} rel. 3.10	λ_{calc} rel. 3.19
1.	950	1.213	1.174	1.100	1.158
2.	2000	1.010	0.981	0.927	0.967
3.	3000	0.902	0.865	0.841	0.850
4.	4000	0.876	0.835	0.816	0.821
5.	5000	0.838	0.800	0.791	0.788

Tabelul 6.7

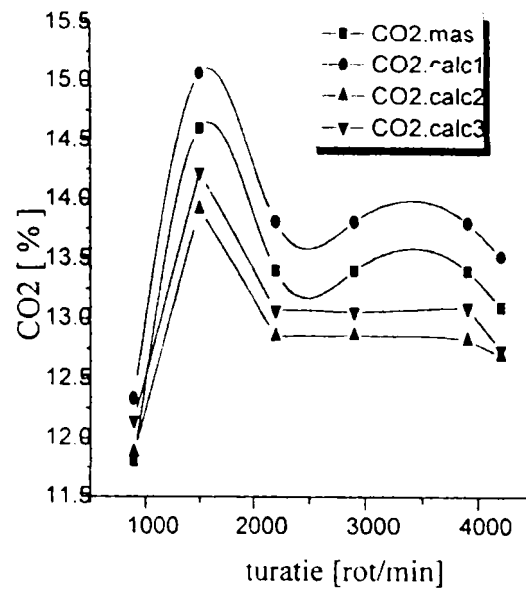
Nr. crt.	n [rot/min]	CO _{m\ddot{a}s} [%]	CO _{calc.1} [%]	CO _{calc.2} [%]	CO _{calc.3} [%]
1.	950	0.26	0.05	0.70	0.06
2.	2000	1.63	1.256	2.09	2.463
3.	3000	4.73	4.781	5.24	5.068
4.	4000	5.13	5.266	5.659	5.553
5.	5000	6.25	6.604	6.80	6.872

Tabelul 6.8

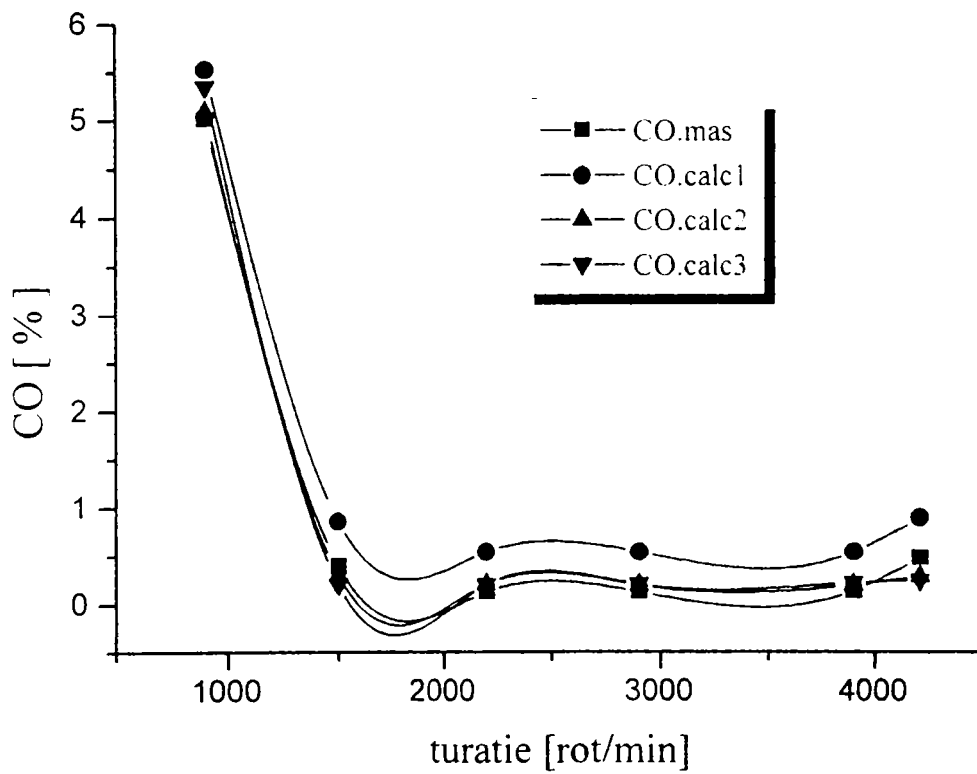
Nr. crt.	n [rot/min]	CO ₂ m\ddot{a}s [%]	CO ₂ calc.1 [%]	CO ₂ calc.2 [%]	CO ₂ calc.3 [%]
1.	950	12.10	11.735	12.54	11.90
2.	2000	13.10	12.726	13.56	12.93
3.	3000	11.50	11.551	12.01	11.838
4.	4000	11.60	11.736	12.13	12.023
5.	5000	11.00	11.354	11.55	11.622



a.



b.



c.

Fig. 6.3 Evoluția măsurată și calculată pentru CO, CO₂ și λ - motor Dacia Nova

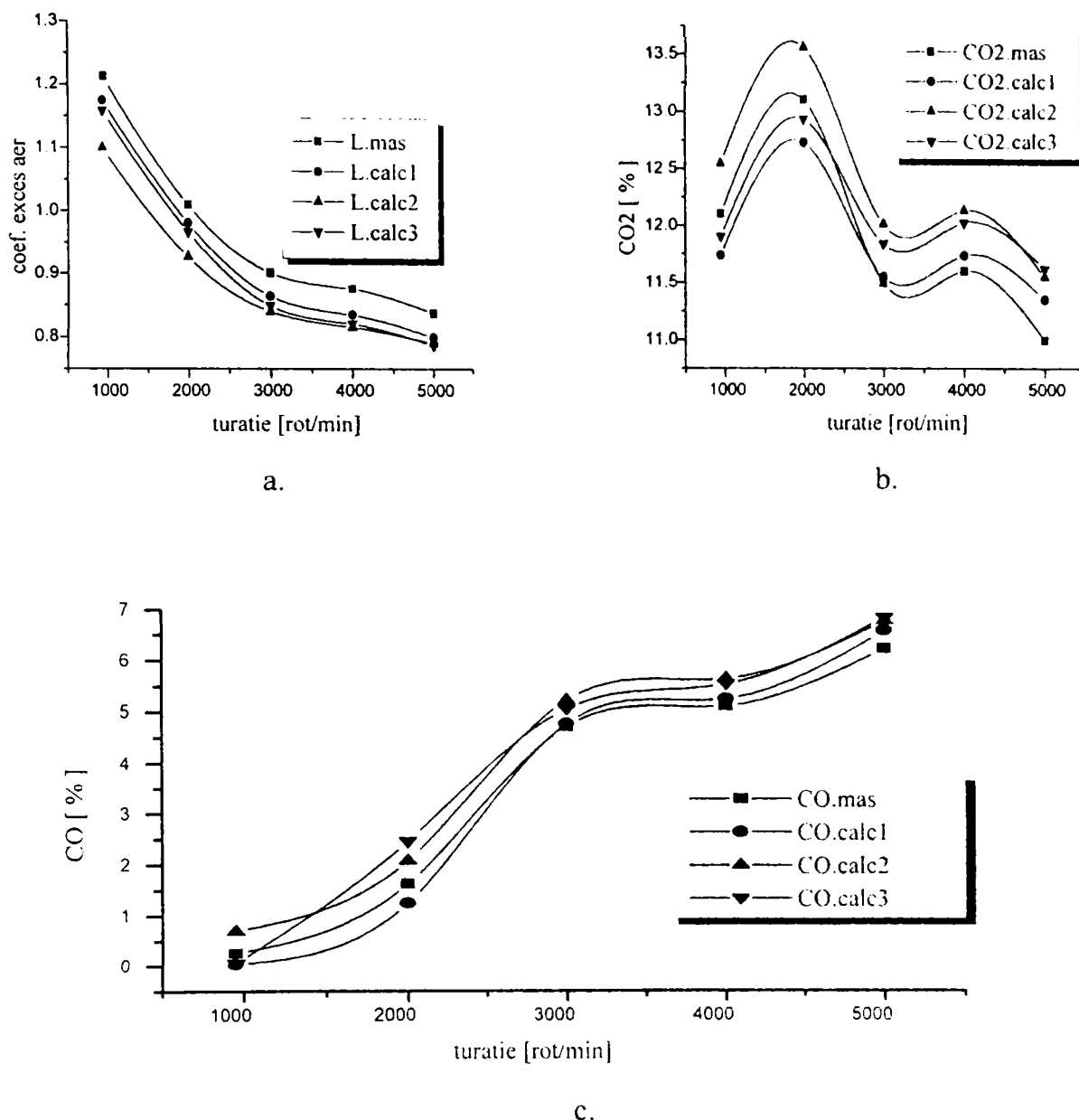


Fig. 6.4 Evoluția măsurată și calculată pentru CO, CO₂ și λ - motor Dacia 1410

În tabelul 6.9 și 6.10 se prezintă abaterile procentuale între valorile măsurate și cele calculate pentru λ , CO și CO₂.

Analizând reprezentările grafice, se constată o bună corespondență între valorile calculate cu cele măsurate, alura tuturor curbelor teoretice fiind aceeași cu a celor experimentale. Se observă o corespondență normală între CO, CO₂ și λ , respectiv la mărirea coeficientului excesului de aer, scade cantitatea de CO, rămânând apoi relativ constantă, cu creșterea simultană pentru O₂ din gazele de ardere.

Pentru coeficientul excesului de aer, abaterile între calcul și măsurători sunt minime pentru relația de calcul (3.10) - motorul Dacia Nova, respectiv relația (3.9) pentru motorul Dacia 1410. Pe întreg domeniul de turații analizat, abaterile maxime între teorie și experiment nu au depășit 10 % indiferent de relația utilizată pentru calculul coeficientului excesului de aer.

Tabelul 6.9

Nr. crt.	Abateri relative [%] - motor Dacia Nova								
	λ			CO			CO ₂		
	ε_1	ε_2	ε_3	ε_1	ε_2	ε_3	ε_1	ε_2	ε_3
1.	6,34	3,80	5,30	10,58	1,60	6,8	5,50	0,59	2,90
2.	10,16	2,96	5,03	115,0	25,0	50	3,14	4,71	2,57
3.	9,09	2,34	3,96	315,0	61,0	53,8	3,09	4,10	2,47
4.	8,60	1,90	3,35	315,0	61,0	54,0	3,09	4,01	2,57
5.	9,66	2,77	4,83	285,0	42,8	57,0	3,01	4,28	2,27
6.	5,98	0,09	0,47	87,5	39,6	47,9	3,20	3,10	2,72

Tabelul 6.10

Nr. crt.	Abateri relative [%] - motor Dacia 1410								
	λ			CO			CO ₂		
	ε_1	ε_2	ε_3	ε_1	ε_2	ε_3	ε_1	ε_2	ε_3
1.	3,21	9,31	4,53	80,7	169	76,9	3,01	3,63	1,65
2.	2,87	8,22	5,25	22,9	28,2	51,1	2,85	3,51	1,30
3.	6,98	6,76	5,76	1,08	10,8	7,1	0,44	4,43	2,94
4.	4,57	6,74	6,17	2,65	10,3	8,2	1,17	4,57	3,64
5.	4,53	5,60	5,96	5,66	8,80	9,9	3,22	5,00	5,65

Calculul CO₂ evidențiază abateri între măsurători și teorie mai mici, de până la 5 %, indiferent de motorul investigat și relația de calcul folosită pentru calculul lui λ .

În ceea ce privește corespondența pentru CO între calculele teoretice și măsurătorile experimentale, diferențele înregistrate au fost mult mai mari, datorită valorilor reduse ale concentrațiilor măsurate la anumite regimuri de funcționare ale motoarelor - respectiv sub 0,50 %. Pentru valori ale poluantului peste 1 %, abaterile între calculele teoretice și măsurătorile experimentale scad în mod considerabil, sub 10 %.

Diferențele înregistrate între diferiții constituenți ai gazelor de ardere pentru cele două motoare investigate se explică prin deosebirile de reglaje practicate pentru calitatea amestecului, motorul Dacia Nova fiind nou, cu valori aproape

unitare pentru coeficientul excesului de aer, motorul Dacia 1410 fiind deja în exploatare de 5 ani.

În fig. 6.5 se prezintă spectrograma obținută prin analiza în infraroșu a emisiilor de CO și CO₂ cu FTIR, cu precizarea că prelucrarea datelor a fost făcută la Universitatea Tehnică din Graz - Austria. Măsurătorile au dovedit o bună corespondență între cele două variante de măsurători, FTIR comparativ cu analizorul de gaze, în special la concentrații peste 1 % pentru CO - fig. 6.6. Pentru concentrații reduse ale CO în gazele de ardere - înregistrate în cazul motorului Dacia Nova, diferențele între cele două metode de măsurare au fost mai mari, datorită concentrației reduse a poluantului la o distanță de 10 cm de capătul eșapamentului motoarelor, măsurătoarea FTIR fiind afectată și de dispersia CO în mediul ambiant.

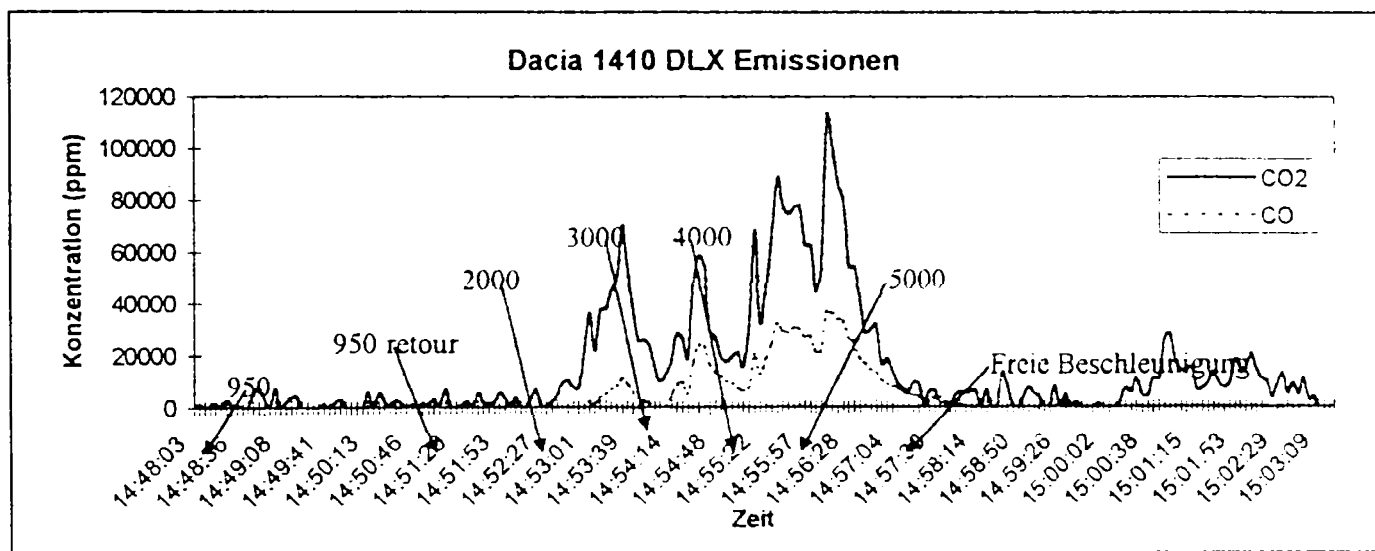


Fig. 6.5 Concentrația CO și CO₂ - motor Dacia 1410

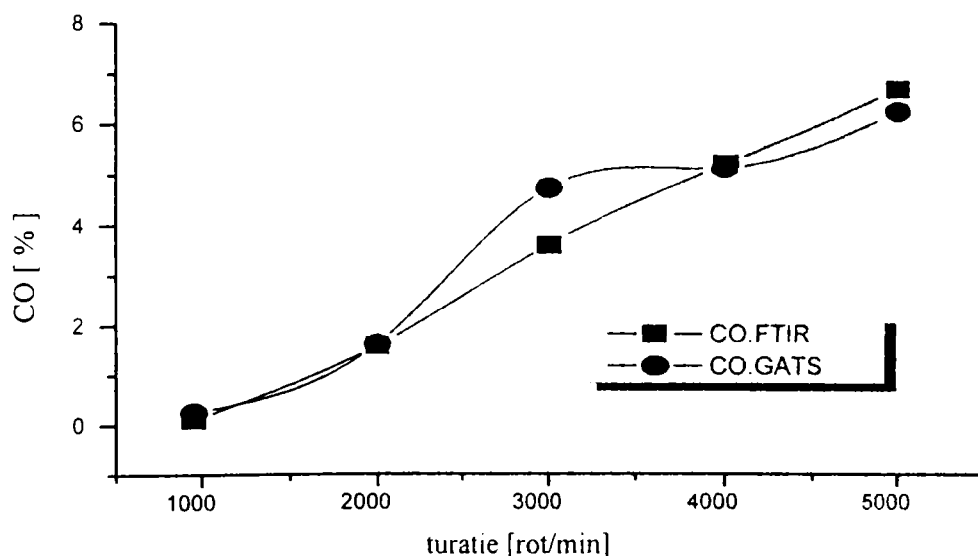


Fig. 6.6 Comparatie măsurători CO - FTIR cu GATS

6.2. Concluzii

Măsurătorile emisiilor poluante pentru două motoare cu aprindere prin scânteie montate pe autovehicul au urmărit determinarea noxelor în condiții reale de exploatare și de reglaje ale calității amestecului. Motoarele investigate au fost din aceeași familie, dar cu durate de exploatare diferită: un motor nou, aflat în rodaj - cu reglaje de uzină, și un motor mai vechi, aflat în exploatare de 5 ani - fără reglaje prealabile. Măsurătorile au evidențiat un nivel mai scăzut al concentrației de CO pentru motorul nou.

Pe baza relațiilor teoretice prezentate în paragraful 3.1, a fost calculat conținutul de CO, CO₂ și valoarea coeficientului excesului de aer, evidențiindu-se aceeași alură de variație a acestor mărimi față de valorile măsurate, abaterile înregistrate depinzând de relația de calcul folosită, respectiv de concentrația poluantului.

Relațiile teoretice de calcul prezentate în capitolul 3.1, pot fi folosite în evaluări calitative și mai puțin cantitative ale poluanților motoarelor cu aprindere prin scânteie, ele neevidențind particularitățile constructiv - funcționale ale motoarelor (arhitectura camerei de ardere, număr supape, distribuție, reglaje, etc), trebuind eventual a fi completate ulterior.

Capitolul 7 • CALCULUL TEORETIC AL OXIZILOR DE AZOT EMIȘI DE UN MOTOR DIESEL CU INJEȚIE DIRECTĂ ȘI CALIBRAREA REZULTATELOR DUPĂ DATE EXPERIMENTALE

Mecanismul cinetic al formării oxizilor de azot în motorul cu aprindere prin comprimare 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 NO_x format în cilindrul motorului diesel depinde de sarcina și turația acestuia, care controlează nivelul general de temperaturi și de presiune al ciclului, evoluția la scară locală a concentrațiilor și timpul disponibil pentru reacțiile de formare.

Calitatea combustibilului folosit, prin proprietăți ale acestuia care influențează performanțele motorului, calitatea injecției și a procesului de formare al amestecului, determină nivelul emisiilor de oxizi de azot.

Utilizând programul de calcul al ciclului real de funcționare al m.a.i. PROGO, prezentat în capitolul 3, program completat cu o subrutină pentru calculul No_x , pot fi determinați 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 au fost următoarele:

- caracteristicile geometrice ale motorului analizat: cursă piston, diametru cilindru, raport de comprimare, suprafețele de schimb de căldură (cap piston, chiulasă, cilindru);
- caracteristici funcționale ale motorului: turație, coeficientul excesului de aer;
- caracteristicile distribuției - numărul supapelor, elementele lor geometrice, unghiurile de deschidere și închidere ale supapelor, legea de ridicare a supapelor în funcție de unghiul de rotație al arborelui cotit; coeficienții de debit ai supapelor
- coeficienții de transfer de căldură și parametrii a și m care caracterizează legea de ardere tip Vibe (ordinul I sau II);
- caracteristicile combustibilului - putere calorifică inferioară, compoziția elementară;

- caracteristicile injecției - avansul, durata;
- condițiile de stare de la intrarea și ieșirea din motor: presiune și temperatura ambiantă, contrapresiunea la evacuare.

Motorul considerat pentru modelarea emisiilor de NO_x a fost D - 115, motor diesel cu injecție directă cu formarea amestecului în volum, cu cameră de ardere cupă în piston tip “ ω ”, ale cărui principale caracteristici sunt:

- cursă piston: $S = 95 \text{ mm}$;
- diametru cilindru: $D = 110 \text{ mm}$;
- număr cilindri: $i = 3$;
- raport de comprimare: $\varepsilon = 17$;
- putere nominală: $P_e = 45 \text{ CP}$ (33 kW) la $n_p = 2400 \text{ rot/min}$;
- faze distribuție:
 - unghi avans deschidere supapă admisie: $\alpha_{dsa} = 3^\circ \text{RAC}$;
 - unghi întârziere închidere supapă admisie: $\alpha_{isa} = 23^\circ \text{RAC}$;
 - unghi avans deschidere supapăevacuare: $\alpha_{dse} = 48^\circ \text{RAC}$;
 - unghi întârziere închidere supapă evacuare: $\alpha_{ise} = 6^\circ \text{RAC}$;
- legea de ridicare a supapelor: - fig. 7.1

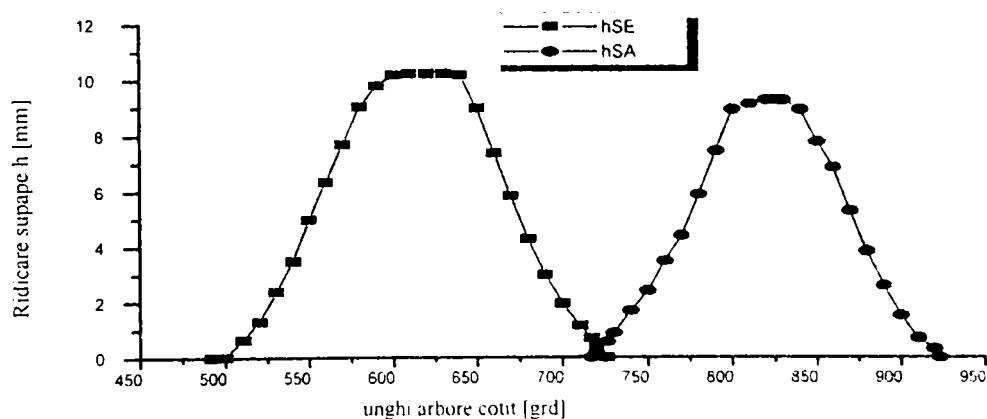


Fig. 7.1 Legea de ridicare a supapelor

- diametre supape:
 - admisiune: $d_{SA} = 44 \text{ mm}$;
 - evacuare: $d_{SE} = 37 \text{ mm}$;
- înălțime maximă de ridicare supape:
 - admisie: $h_{\max} = 9,30 \text{ mm}$;
 - evacuare: $h_{\max} = 10,24 \text{ mm}$;
- avansul fix la injecție: $\beta_{inj} = 13^\circ \text{RAC}$;

Combustibilul considerat a fost motorina, având cifra cetanică $CC = 50$ și puterea calorifică inferioară $H_i = 42.279 \text{ kJ/kg}$. Pentru simularea influențelor combustibilului asupra emisiilor de NO_x , s-a considerat funcționarea motorului cu amestecuri de motorină și ulei vegetal de muștar în diferite proporții. Adăosul de ulei de muștar în diferite proporții, care are cifra cetanică $CC = 36$ și puterea

calorifică inferioară $H_i = 38.100 \text{ kJ/kg}$, determină modificarea proprietăților de formare a amestecului și de ardere - prin modificarea cifrei cetanice și a întârzierii la declanșarea arderii rapide.

Întârzierea la declanșarea arderii rapide este determinată de regimul de turații, de presiunea și temperatura din cilindru din momentul injecției și de calitățile de autoaprindere ale combustibilului - exprimate prin CC, conform relației (7.1) - [71]:

$$\alpha_{id} = \frac{6 \cdot n}{1000} \cdot \frac{40}{CC} \cdot \frac{0,00965}{p^{0,386}} \cdot e^{\frac{4644,44}{T}} \quad [^\circ RAC] \quad (7.1)$$

unde: n [rot/min] - turația motorului;

p [bar] - presiunea în cilindru în momentul injecției;

T [K] - temperatura în cilindru în momentul injecției;

CC - cifra cetanică a combustibilului.

Au fost considerate 5 variante de combustibil, cu cifrele cetanice de 50; 46,5; 43,7; 41,6 și 36 - ceea ce corespunde la procente de ulei de muștar de 0; 25; 45; 60 și 100 % în amestec cu motorina, pentru care au fost obținute următoarele valori pentru întârzierea la declanșarea arderii rapide - tabelul 7.1:

Tabelul 7.1

Nr. crt.	Turația n [rot/min]	Întârzierea la declanșarea arderii rapide α_{id} [$^\circ RAC$]				
		Cifra cetanică				
		50	46.5	43,7	41.6	36
1.	2400	8,42	9,06	9,64	10,12	11,70
2.	2200	7,72	8,30	8,83	9,28	10,72
3.	2000	7,02	7,55	8,03	8,44	9,75
4.	1800	6,32	6,79	7,23	7,59	8,77
5.	1600	5,62	6,04	6,42	6,75	7,80
6.	1400	4,91	5,28	5,62	5,90	6,82
7.	1200	4,21	4,53	4,82	5,06	5,85
8.	1000	3,51	3,77	4,01	4,22	4,87

Se observă ca la înrăutățirea proprietăților de autoaprindere ale combustibilului, respectiv la reducerea cifrei cetanice, întârzierea la declanșarea arderii rapide se mărește, cu consecințe în deplasarea arderii în destindere, cu reducerea presiunilor și a temperaturilor maxime ale ciclului, și deci cu influențe asupra NO_x .

Intr-o primă etapă a modelării matematice a ciclului de funcționare al motorului diesel, s-a efectuat acordarea programului de calcul, considerând o serie de parametrii de control pentru funcționarea cu motorină: puterea efectivă (45 CP), consum specific efectiv de combustibil (240 ... 250 g/kWh), presiunea și temperatura maximă de ardere (≈ 70 bar și 1800 ... 2000 K), căldura introdusă pe ciclu (1,550 kJ/ciclu.cilindru), astfel încât valorile obținute să fie cât mai apropiate cu cele reale, determinate pe cale experimentală sau statistică.

Tabelul 7.2

Nr. crt.	Turația n [rot/min]	Putere efectivă P_e [CP]				
		Cifra cetanică				
		50	46,5	43,7	41,6	36
1.	2400	42.951	38.000	32.856	31.650	29.580
2.	2200	39.632	35.071	30.336	29.363	27.403
3.	2000	36.135	31.992	27.680	26.822	25.050
4.	1800	32.500	28.793	24.921	24.142	22.585
5.	1600	28.725	25.451	22.044	21.360	20.009
6.	1400	24.862	22.030	19.102	18.511	17.357
7.	1200	20.915	18.634	16.162	15.670	14.714
8.	1000	17.014	15.255	13.155	12.725	12.105

Tabelul 7.3

Nr. crt.	Turația n [rot/min]	Presiunea maximă de ardere p_{max} [bar]				
		Cifra cetanică				
		50	46,5	43,7	41,6	36
1.	2400	67,55	66,08	64,60	63,41	59,93
2.	2200	69,14	67,49	66,16	64,97	61,73
3.	2000	70,46	68,94	67,59	66,56	63,42
4.	1800	71,67	70,16	68,96	67,91	65,00
5.	1600	72,73	71,37	70,18	69,28	66,49
6.	1400	73,49	72,76	71,24	70,35	67,85
7.	1200	74,10	73,46	72,42	71,67	69,25
8.	1000	74,72	74,10	73,07	72,,45	71,14

În etapa următoare, programul de calcul a fost rulat pentru variantele de combustibil considerate, ridicându-se caracteristica de turație calculată a motorului.

În tabelele 7.2 ... 7.7 se prezintă valorile obținute pentru principalele mărimi de interes legate de procesul formării NO_x (puterea efectivă, presiunea și temperatura maximă de ardere, temperatura medie a ciclului, concentrația de gaze reziduale, conținutul de oxizi de azot).

Tabelul 7.4

Nr. crt.	Turația n [rot/min]	Temperatura maximă de ardere T_{\max} [K]				
		Cifra cetanică				
		50	46,5	43,7	41,6	36
1.	2400	1948	1919	1896	1878	1831
2.	2200	1942	1913	1890	1872	1826
3.	2000	1935	1906	1883	1866	1820
4.	1800	1927	1898	1876	1859	1813
5.	1600	1917	1889	1867	1850	1805
6.	1400	1908	1880	1858	1842	1797
7.	1200	1899	1880	1857	1841	1796
8.	1000	1890	1878	1856	1840	1795

Tabelul 7.5

Nr. crt.	Turația n [rot/min]	Temperatura medie a ciclului T_{gm} [K]				
		Cifra cetanică				
		50	46,5	43,7	41,6	36
1.	2400	1140	1121	1103	1090	1055
2.	2200	1150	1129	1112	1099	1064
3.	2000	1160	1139	1122	1110	1074
4.	1800	1171	1150	1133	1120	1085
5.	1600	1183	1163	1146	1134	1099
6.	1400	1201	1183	1164	1151	1116
7.	1200	1232	1229	1206	1193	1154
8.	1000	1254	1250	1245	1237	1213

Tabelul 7.6

Nr. crt.	Turația n [rot/min]	Coeficientul gazelor reziduale γ_r [%]				
		Cifra cetanică				
		50	46,5	43,7	41,6	36
1.	2400	2,822	2,846	2,865	2,879	2,915
2.	2200	2,819	2,843	2,862	2,876	2,912
3.	2000	2,827	2,850	2,869	2,883	2,919
4.	1800	2,842	2,866	2,885	2,899	2,936
5.	1600	2,799	2,826	2,848	2,864	2,907
6.	1400	2,545	2,587	2,612	2,635	2,692
7.	1200	2,115	2,115	2,356	2,368	2,382
8.	1000	1,645	0,822	1,244	1,339	1,576

Tabelul 7.7

Nr. crt.	Turația n [rot/min]	Oxizi de azot NO_x [ppm]				
		Cifra cetanică				
		50	46,5	43,7	41,6	36
1.	2400	2361	1970	1694	1504	1069
2.	2200	2530	2122	1831	1630	1172
3.	2000	2710	2282	1977	1767	1284
4.	1800	2903	2457	2136	1916	1407
5.	1600	3120	2650	2310	2096	1546
6.	1400	3401	2899	2540	2293	1719
7.	1200	3728	3372	2956	2671	2014
8.	1000	3976	3643	3390	3017	2396

În fig. 7.2 se prezintă caracteristicile de turație obținute pentru motorul diesel considerat, pentru variantele de combustibil analizate. Se constată o reducere a puterii motorului la scăderea cifrei cetanice a combustibilului, scădere care în cazul investigat este însoțită și de reducerea puterii calorifice inferioare a combustibilului. Micșorarea puterii este mai substanțială pentru scăderea cifrei cetanice de la 50 la 43,7, reducerea în continuare a acesteia neconducând la micșorarea în aceeași proporție a performanțelor motorului.

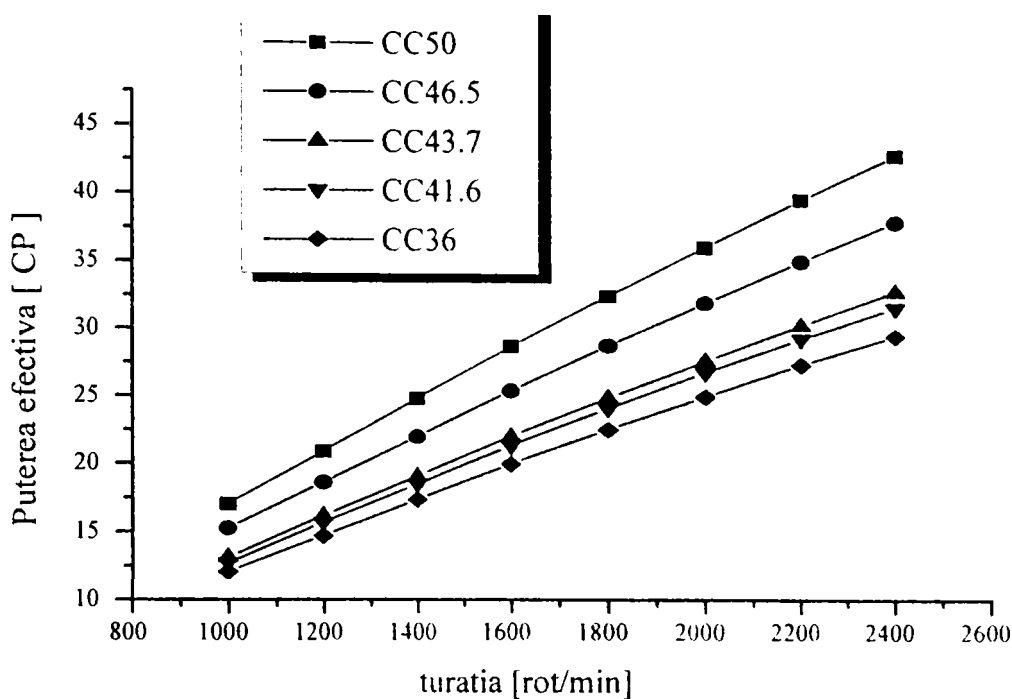
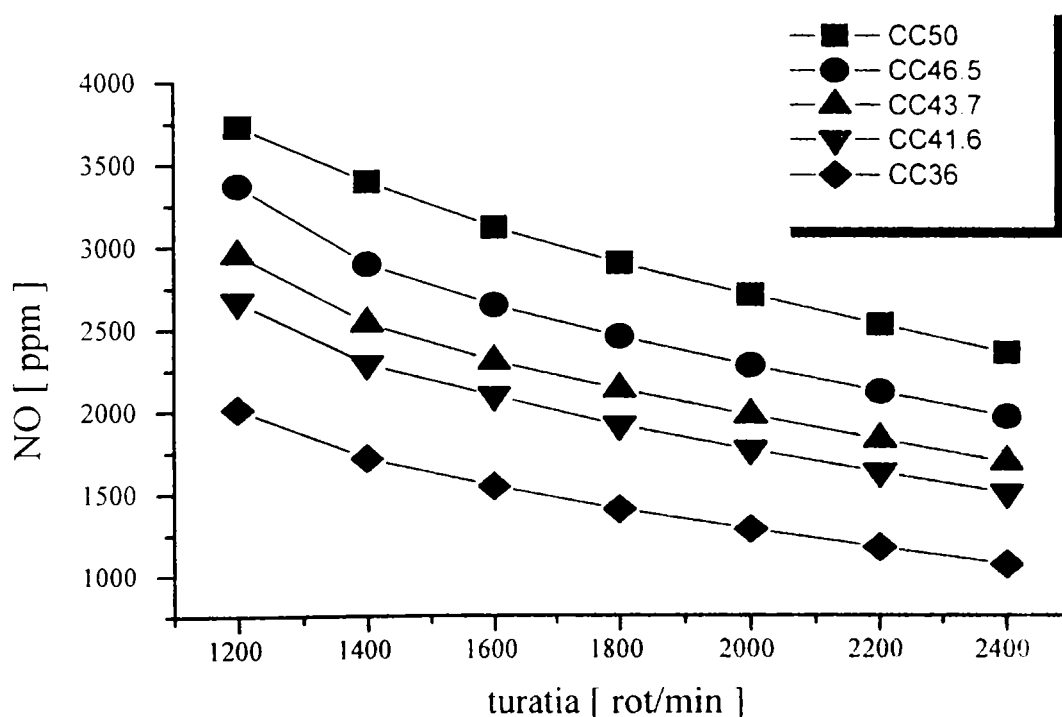


Fig. 7.2 Caracteristicile de turație calculate

Pe baza rezultatelor prezentate în tabelele 7.2 ... 7.7, în fig.7.3 - 7.7 se prezintă dependența oxizilor de azot calculați în funcție de diferiți factori analizați: turația motorului, cifra cetanică a combustibilului, presiunea maximă de ardere, temperatura medie a ciclului și concentrația de gaze reziduale.


 Fig. 7.3 Variația NO_x în funcție de turația motorului, pentru diferite cifre cetanice ale combustibilului

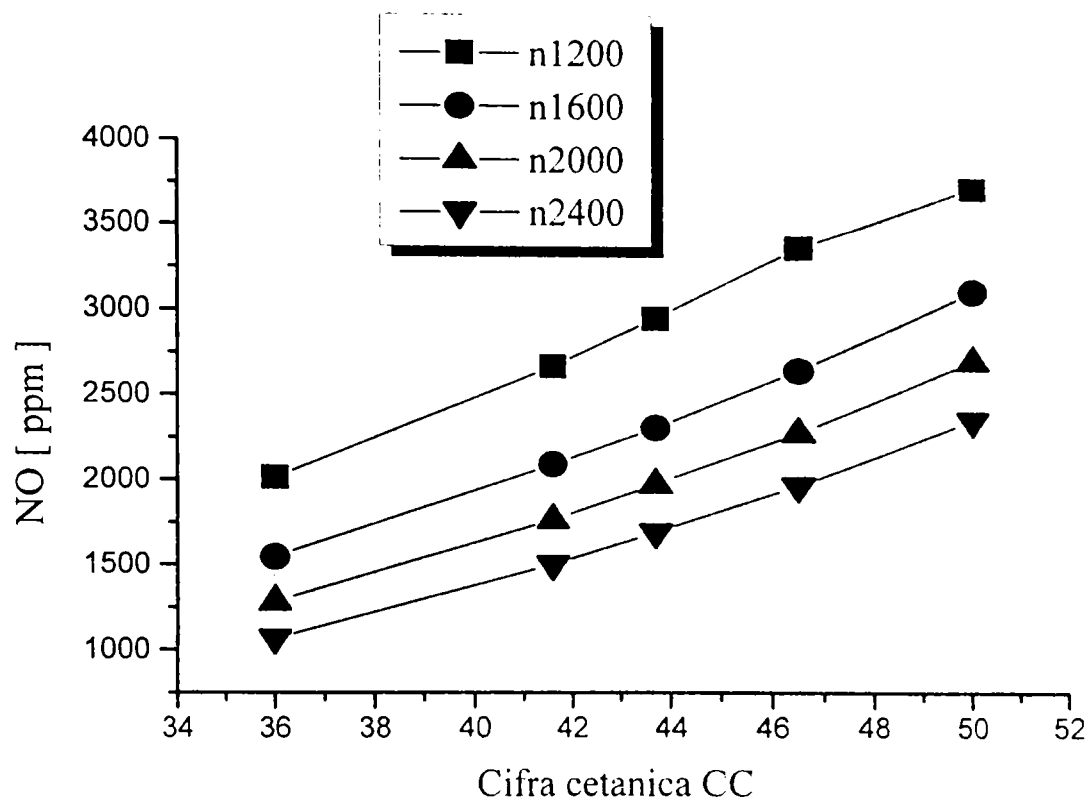


Fig. 7.4 Variația NO_x în funcție de cifra cetanică a combustibilului, pentru diferite turații ale motorului

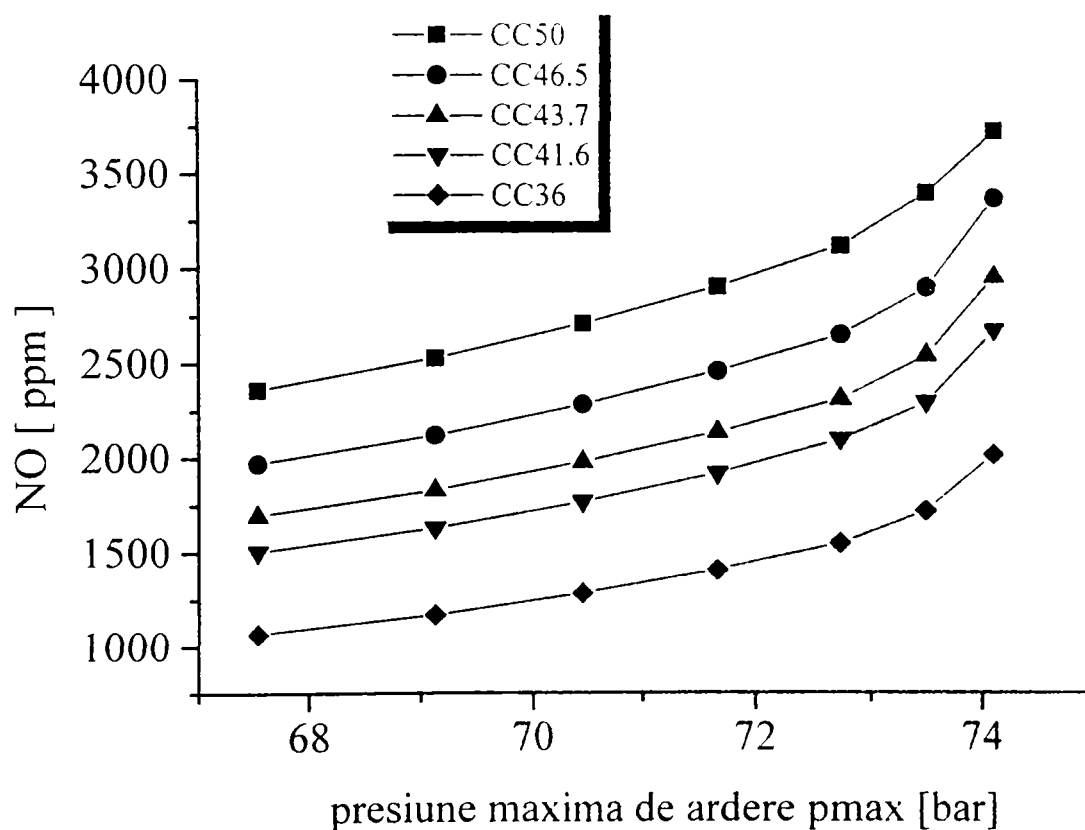


Fig. 7.5 Variația NO_x în funcție de presiunea maximă de ardere, pentru diferite cifre cetanice ale combustibilului

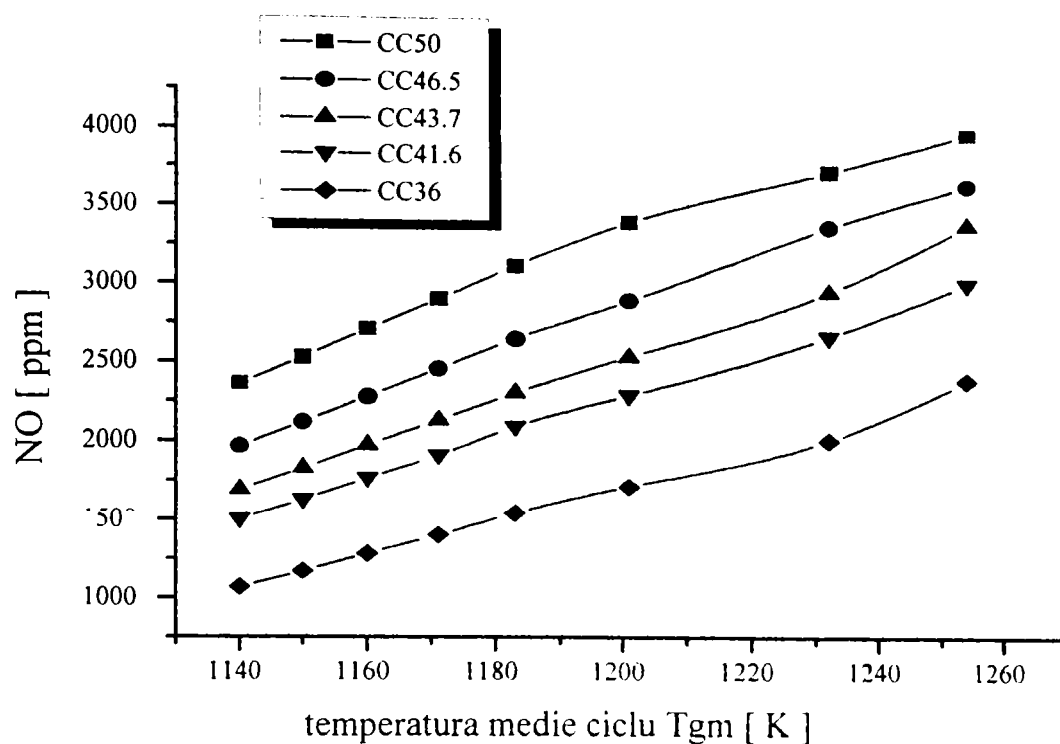


Fig. 7.6 Variația NO_x în funcție de temperatura medie a ciclului, pentru diferite cifre cetanice ale combustibilului

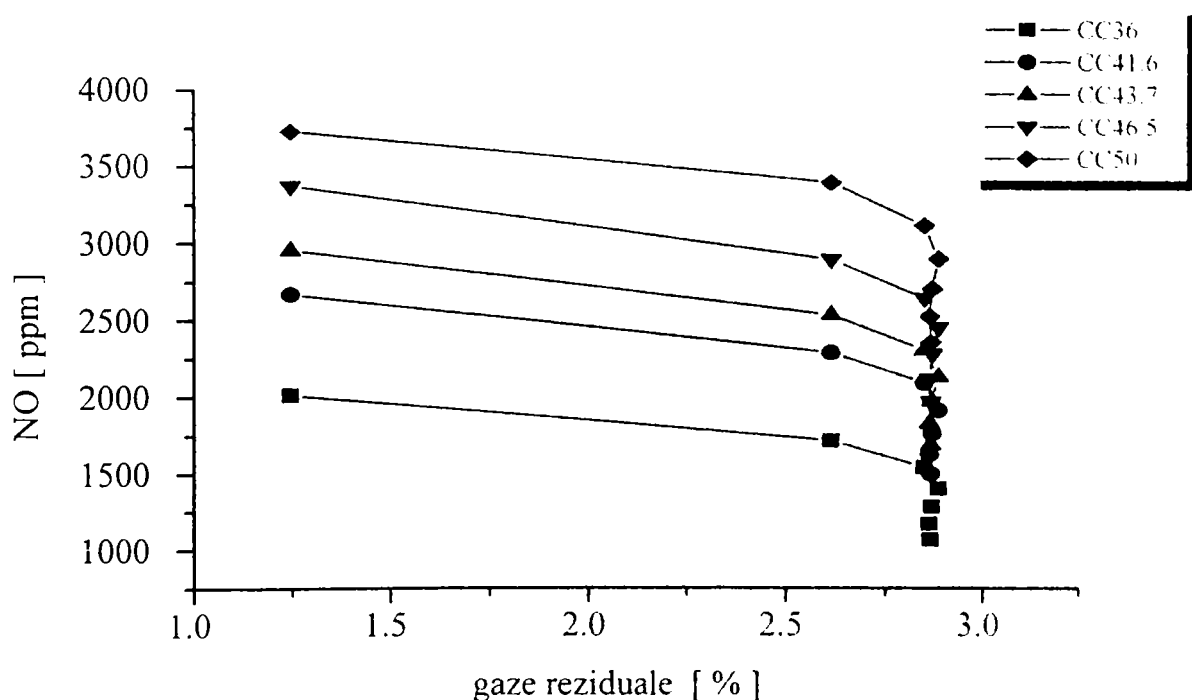


Fig. 7.7 Variația NO_x în funcție de procentul de gaze reziduale, pentru diferite cifre cetanice ale combustibilului

Din interpretările grafice trasate, se desprind următoarele concluzii:

- 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 NO_x se micșorează.

- În cazul reducerii cifrei cetanice a combustibilului, cantitatea de oxizi de azot se micșorează, scăderea fiind de 40 % la turația de 1000 rot/min și de 55 % la turația de 2400 rot/min pentru reducerea cifrei cetanice cu 14 unități. În cazul acestei modelări matematice, modificarea cifrei cetanice a fost simulată prin amestecarea motorinei cu ulei vegetal, astfel încât micșorarea NO_x este determinată mai puțin de reducerea calităților de autoaprindere ale combustibilului, cât mai ales de scăderea puterii calorifice a combustibilului echivalent, a presiunii și temperaturii maxime de ardere, și în general a tuturor parametrilor energetici ai motorului.
- Considerând doar modificarea cifrei cetanice a combustibilului, fără variația altor proprietăți, pentru turația motorului de 2400 rot/min, scăderea NO_x este de doar 20 %, scădere pusă pe seama reducerii presiunii maxime de ardere, temperatura maximă a ciclului rămânând neschimbată - tabelul 7.7.

Tabelul 7.8

Nr. crt.	n = 2400 rot/min			
	CC	NO_x [ppm]	p_{\max} [bar]	T_{\max} [K]
1.	50	2361	67,55	1948
2.	46,5	2260	66,64	1948
3.	43,7	2173	65,66	1948
4.	41,6	2102	64,89	1948
5.	36	1884	62,27	1949

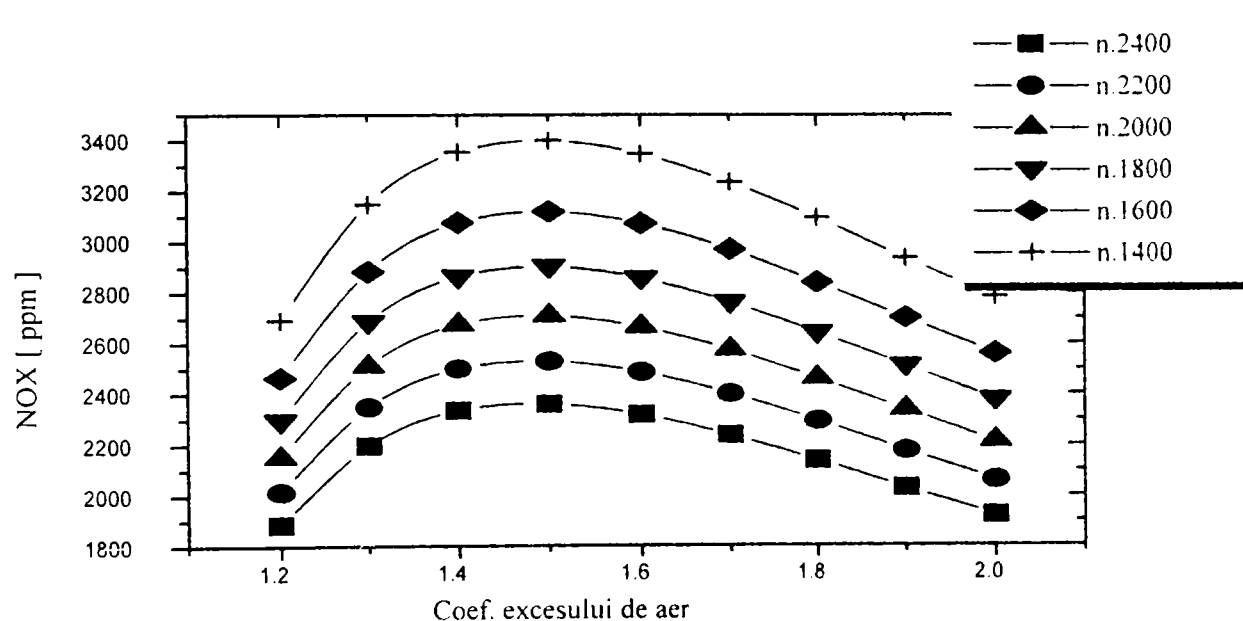
- Conținutul de NO_x crește la mărirea presiunii maxime de ardere, pentru toți combustibilii analizați. Evoluția NO_x în funcție de temperatura medie a ciclului este normală, adică oxizii de azot cresc odată cu mărirea temperaturii.
- În cazul concentrației de gaze reziduale, conținutul de NO_x se reduce la creșterea acestora, evoluție constatată pentru toate variantele de combustibili.

Într-o altă etapă a modelării matematice, s-a urmărit stabilirea prin calcul a efectului coeficientului excesului de aer asupra NO_x în cazul utilizării drept combustibil a motorinei, rezultatele obținute fiind prezentate în tabelul 7.9, respectiv în fig. 7.8.

Evoluția concentrației de oxizi de azot confirmă forma de clopot, cu maximul NO_x în jurul coeficientului excesului de aer $\lambda = 1,5$, la valori mai mari sau mai mici ale lui λ , concentrația NO_x scăzând.

Tabelul 7.9

Nr. crt.	Turația n [rot/min]	Oxizi de azot NO _x [ppm]								
		Coeficientul excesului de aer λ								
		1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0
1.	2400	1887	2198	2336	2361	2319	2239	2139	2031	1921
2.	2200	2017	2351	2501	2530	2487	2402	2296	2179	2062
3.	2000	2153	2513	2676	2710	2665	2575	2462	2338	2213
4.	1800	2299	2687	2865	2903	2857	2763	2643	2512	2379
5.	1600	2466	2887	3077	3120	3073	2971	2840	2701	2560
6.	1400	2693	3148	3355	3401	3348	3236	3095	2936	2783


 Fig. 7.9 Variația NO_x în funcție de coeficientul excesului de aer

Pentru validarea calculului oxizilor de azot, au fost comparate rezultatele măsurătorilor experimentale ale NO_x cu cele calculate cu ajutorul programului utilizat anterior. Măsurătorile experimentale au la bază încercări efectuate la Universitatea Tehnică din Munchen privind utilizarea uleiurilor vegetale drept combustibili alternativi pentru motoarele diesel.

Motorul utilizat pentru încercări - Fisher Panda 10 prezintă următoarele caracteristici principale:

- diametrul cilindrului: $D = 64$ mm;
- cursa pistonului: $S = 68$ mm;
- numărul de cilindri: $i = 3$;
- raport de comprimare: $\varepsilon = 23$;
- tipul camerei de ardere: cameră separată de vârtej, cu injecție indirectă;

- cilindree totală: $V_t = 719 \text{ cm}^3$;
- putere efectivă: $P_e = 12,4 \text{ kW}$;
- turația nominală: $n = 3000 \text{ rot/min}$;

Caracteristicile principale de interes, din punctul de vedere al calculelor teoretice ale combustibililor încercați sunt prezentate în tabelul 7.10.

Tabelul 7.10

Nr. crt.	Combustibilul	Densitatea kg/dm^3	Vâscozitatea cinematică mm^2/s	Putere calorică $H_i \text{ kJ/kg}$
1.	Motorină	0,826	2,5	42600
2.	EME ₁	0,842	4,8	38800
3.	EME ₂	0,880	4,6	37200
4.	Ulei de rapiță	0,922	37,2	37300
5.	Ulei de floarea soarelui	0,910	38,6	37800
6.	Ulei de soia	0,918	33,4	37500
7.	Ulei de euphorbia	0,917	44,2	37500
8.	Ulei de muștar	0,902	28,9	38100

EME - metil - ester de euphorbia

Pentru reducerea vâscozității combustibilului, în cazul utilizării uleiurilor vegetale, motorul a fost prevăzut cu un sistem exterior de preîncălzire a acestuia.

Rezultatele măsurărilor experimentale ale oxizilor de azot eșapați de motor și ale consumului specific efectiv de combustibil respectiv calculele teoretice ale acestora, prin folosirea programului PROGO sunt prezentate în tabelul 7.11.

Tabelul 7.11

Nr. crt.	Combustibil	Turația rot/min	λ [-]	Oxizi de azot NO_x [ppm]			Consum specific c_e [g/kWh]		
				măs.	calc.	abatere %	măs.	calc.	abatere %
1.	Motorină	3000	2,78	579	583	- 0,69	437,1	438,7	0,37
2.	EME ₁	3000	3,06	560	545	2,69	465,9	477,6	2,51
3.	EME ₂	3000	2,99	574	579	- 0,87	480,0	498,7	3,89
4.	Rapiță	3000	3,18	639	626	2,03	487,1	499,7	2,63
5.	Fl. soarelui	3000	3,18	594	598	- 0,67	493,4	491,6	- 0,36
6.	Soia	3000	3,33	676	659	2,51	501,8	500,0	- 0,36
7.	Euphorbia	3000	3,22	646	629	2,63	495,8	497,2	- 0,28
8.	Muștar	3000	3,33	654	641	1,99	487,1	489,6	0,51

Analizând rezultatele obținute în evaluarea oxizilor de azot, se constată o foarte bună corespondență între rezultatele experimentale cu cele calculate, abaterile relative înregistrate nedepășind 2,7 %. Aceste diferențe foarte mici între măsurători și calcule se regăsesc și în cazul consumului specific efectiv de combustibil.

Corespondența foarte bună între rezultatele experimentale și cele calculate dovedesc o bună modelare a procesului formării oxizilor de azot și veridicitatea programului de calcul utilizat.

În concluzie, 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, în funcție de diferiți parametri: turația motorului, cifra cetanică a combustibilului, presiunea și temperatura maximă de ardere, temperatura medie a ciclului, concentrația de gaze reziduale, coeficientul excesului de aer. Toate evoluțiile determinate pentru NO_x corespund în general cu cele specificate de literatura de specialitate. Calculul oxizilor de azot în cadrul folosirii de diferiți combustibili (motorină, uleiuri vegetale) și compararea acestor valori cu cele experimentale dovedesc o bună modelare a procesului formării NO_x și valabilitatea programului de calcul utilizat.

Capitolul 8 • CONCLUZII FINALE. CONTRIBUȚII PERSONALE

Automobilul și industria de motoare cu ardere internă realizează astăzi dimensiuni care cu greu au putut fi prevăzute în urmă cu peste 100 de ani, când s-a semnat actul de naștere al acestora. Motorul cu ardere internă s-a extins în secolul nostru ca unitate de tracțiune în transportul rutier, naval, feroviar și aerian. Dezvoltarea lui este legată nemijlocit de existența unei numeroase populații de autovehicule, numărul acestora în trafic fiind în continuă creștere. Această tendință a impus dezvoltarea de măsuri în cercetarea, proiectarea, fabricația și exploatarea motoarelor cu ardere internă, în scopul reducerii consumului de combustibil, a noxelor și a efectelor nocive ale acestora, prin tratarea corespunzătoare a gazelor de ardere înaintea eliminării lor în mediul ambiant. Politica antipoluare a generat planuri, prognoze și strategii de reducere a noxelor, care sunt în plină desfășurare. Țările puternic industrializate au luat o serie de măsuri stimulative pentru constructorii de vehicule mai puțin poluante sau chiar nepoluante - scutiri de taxe și impozite, respectiv taxe suplimentare pentru vehiculele învechite, cu emisii poluante mari.

Trecând în revistă principalii compuși poluanți eșapați de motorul cu ardere internă și mecanismul formării acestora, atât pentru motorul cu aprindere prin scânteie cât și pentru motorul diesel, au fost sistematizate informațiile din literatura de specialitate relativ la cercetări efectuate în domeniul reducerii noxelor eșapate.

Pentru poluanții gazoși legiferați, s-au stabilit metode de măsurare uniform acceptate pe plan internațional, unele fiind scumpe și de durată, necesitând echipamente speciale.

În lipsa unor măsurători experimentale complete, emisiile poluante ale motoarelor cu aprindere prin scânteie pot fi determinate pe cale analitică, utilizând relații de calcul obținute prin dezvoltarea unor relații care caracterizează din punct de vedere chimic procesul de ardere, pornind strict de la compoziția combustibilului (raportul h/c) și consumul de combustibil, în ipoteza că arderea este apropiată de procesul ideal, stoichiometric ($\lambda \approx 1$). Relațiile dezvoltate pot fi utile în aprecierea noxelor eșapate pentru motoare noi, aflate chiar în faza de concepție, respectiv în studii de dispersie a noxelor în atmosferă.

Principalele emisii poluante de care se face vinovat motorul diesel sunt fumul, respectiv particulele - principala noxă de care se face vinovat acest tip de motor, și oxizii de azot.

Pornind de la un model matematic al jetului de combustibil, ținând cont de aerul antrenat de către jet în camera de ardere a motorului, aer care se amestecă cu combustibilul la nivel microscopic, precum și de căldura degajată în urma procesului de ardere, se propune o metodologie de calcul a emisiilor de funingine eșapate de către motorul diesel.

Pentru calificarea motoarelor cu aprindere prin comprimare din punctul de vedere al particulelor, în lipsa instalației specifice de măsurare gravitațională se pot folosi pentru aprecieri calitative relațiile de echivalare între gradul de fum (Bosch sau Hartridge) și particulele eșapate.

Emisiile de oxizi de azot pot fi calculate cu ajutorul cineticii de reacție, considerându-se principalele reacții care stau la baza formării lor. O altă metodă de calcul a NO_x se bazează pe mărimi specifice funcționării motorului diesel - coeficientul excesului de aer, turația, căldura degajată prin ardere pe ciclu, cantitatea de încărcătură proaspătă introdusă în cilindru, regimul de presiuni și temperaturi. Metoda de calcul a oxizilor de azot poate fi asociată sub forma unei subrutine la un program de modelare a ciclului real de funcționare, putându-se studia astfel influențele diferiților factori asupra procesului de formare al NO_x .

Factorii care influențează nivelul emisiilor poluante ale motorului diesel sunt numeroși, cei mai importanți fiind regimul funcțional al motorului, caracteristicile sistemului de injecție, particularitățile constructive ale motorului, caracteristicile combustibilului și starea tehnică a motorului. Unii din acești factori impun modificări esențiale ale motorului, destul de greu de realizat și cu cheltuieli materiale mari.

O metodă mai simplă de reducere a fumului eșapat deci și a emisiei de particule se referă la sistemul de injecție al motorului. Aceste influențe au fost studiate pentru un motor diesel cu injecție directă - cel mai poluant tip de motor cu aprindere prin comprimare.

În cazul acestui tip de motor, fără mișcări organizate de rotație ale aerului prin metode constructive speciale, prin creșterea numărului de orificii de pulverizare ale combustibilului și reducerea corespunzătoare a diametrului lor astfel încât secțiunea totală de pulverizare să rămână constantă, s-a obținut reducerea substanțială a gradului de fum față de soluția standard, cu până la 60 .. 75 % (variantele cu 5 orificii). Performanțele energetice ale motorului la anumite regimuri de funcționare se îmbunătățesc, cu reducerea consumului specific efectiv de combustibil. Totuși, crescând în continuare numărul orificiilor, nu s-au obținut efecte de reducere suplimentară a gradului de fum, astfel încât aceste soluții să fie justificate.

Prin injecția combustibilului la unghiuri diferite în camera de ardere, respectiv chiar în cupa pistonului, s-a înregistrat înrăutățirea nivelului de poluare și a performanțelor motorului. Sub efectul mișcărilor radiale ale aerului, care se manifestă în mod pregnant la motoarele diesel cu injecție directă cu cameră de

ardere cupă în piston, jeturile de combustibil sunt adunate spre axa cilindrului cu consecințe asupra înrăutățirii arderii.

Prin realizarea unor canale oblice pe suprafața exterioară a acului pulverizatorului, s-a căutat să i se imprime acestuia o mișcare de rotație în timpul funcționării, care pe lângă reducerea și uniformizarea uzurilor, determină o așezare mai rapidă a acului pe scaunul său, cu întreruperea injecției la presiunile mai mici din perioada finală. Aceste modificări au avut ca efect reducerea gradului de fum cu 33 ... 65 % pe întreg domeniul de turații investigat, creșterea cu 13 ... 15 % a puterii și a momentului motor și reducerea cu până la 10 % a consumului specific efectiv de combustibil, în raport cu soluția standard de echipare. În regim de accelerare liberă a motorului, reducerea gradului de fum a fost de peste 5 ori (de la $2,33 \text{ m}^{-1}$ la $0,43 \text{ m}^{-1}$).

S-au obținut reduceri ale gradului de fum la mărirea presiunii de deschidere a injectoarelor, pentru toate variantele de pulverizatoare încercate, fără însă a se observa și o modificare semnificativă a performanțelor energetice ale motorului.

S-a analizat efectul preîncălzirii combustibilului până la $80 \text{ }^\circ\text{C}$ înainte de intrarea pompei de injecție, obținându-se reduceri ale gradului de fum de 300 ... 400 % în comparație cu varianta de combustibil neîncălzit. Puterea și momentul motor prezintă scăderi la mărirea temperaturii motorinei, dar și valori superioare pentru anumite regimuri de funcționare respectiv temperaturi de preîncălzire.

Analizând efectele combinate ale unor factori cu influență favorabilă în micșorarea gradului de fum al motorului diesel, s-a stabilit că mărirea temperaturii combustibilului înaintea pompei de injecție are o pondere de circa 75 % în reducerea globală a gradului de fum, circa 25 % revenind creșterii presiunii de deschidere a injectoarelor.

Aplicarea acestor soluții în vederea diminuării emisiilor poluante ale motorului diesel se poate face în funcție de destinația principală a autovehiculului pe care este amplasat motorul, având în vedere că unele variante asigură pe lângă micșorarea gradului de fum, și înrăutățirea performanțelor energetice ale motorului. Astfel, de exemplu, în cazul unui autovehicul destinat traficului urban, diminuarea puterii motorului prin adoptarea uneia din soluții (preîncălzirea combustibilului) nu prezintă importanță, comparativ cu reducerea poluării.

Emisia și evoluția de oxizi de azot eșapați de motorul diesel a fost calculată pentru același tip de motor cu injecție directă, folosind un program de calcul care modelează ciclul real de funcționare, în funcție de diferiți parametri: turația motorului, cifra cetanică a combustibilului, presiunea maximă de ardere, temperatura medie a ciclului, concentrația de gaze reziduale, coeficientul excesului de aer. Calculul oxizilor de azot în cazul utilizării de diferiți combustibili (motorină, uleiuri vegetale) și compararea acestor valori cu cele experimentale au dovedit o bună modelare a procesului formării NO_x și valabilitatea programului de calcul utilizat.

Măsurătorile emisiilor poluante pentru două motoare cu aprindere prin scânteie montate pe autovehicul au urmărit determinarea noxelor în condiții reale de exploatare și de reglaje ale calității amestecului. Motoarele investigate au fost din aceeași familie, dar cu durate de exploatare diferită, măsurătorile evidențiind un nivel mai scăzut al concentrației de oxid de carbon pentru motorul nou.

Relațiile de calcul al noxelor eșapate au evidențiat aceeași alură de variație a acestor mărimi calculate față de valorile măsurate, abaterile înregistrate depinzând de relația de calcul folosită, respectiv de concentrația poluantului. Relațiile teoretice prezentate pot fi folosite în evaluări calitative și mai puțin cantitative ale poluanților motoarelor cu aprindere prin scânteie, ele neevidențiind particularitățile constructiv - funcționale ale motoarelor (arhitectura camerei de ardere, număr supape, distribuție, reglaje, etc).

Cercetând în complexitatea lor procesele de genază a noxelor în motoarele cu ardere internă, precum și posibilitățile și metodologia de cuantificare a acestora, au fost aduse o serie de contribuții originale prin această lucrare, cele mai importante fiind următoarele:

- Se sistematizează informațiile din literatura de specialitate relativ la mecanismele formării emisiilor poluante, atât la motorul cu aprindere prin scânteie cât și la motorul diesel, cu interpretarea critică comparativă a nivelului emisiilor celor două tipuri de motoare.
- Au fost inventariate influențele principalilor factori constructivi și funcționali, inclusiv durata baleajului asupra nivelului noxelor eșapate de motorul cu aprindere prin scânteie..
- Pentru motorul diesel, caracterizat de condiții complexe de formare a amestecului și de ardere, sunt analizate efectele avansului și a vitezei de injecție, a mișcării de rotație a aerului în interiorul cilindrului, a configurației orificiilor de pulverizare, a arhitecturii camerei de ardere și a influenței pe care le au injecția de apă și recircularea gazelor arse asupra regimului de noxe eșapate, pe baza unor informații recente din literatura de specialitate.
- Se propune o metodologie de evaluare analitică a emisiilor poluante eșapate de motorul cu aprindere prin scânteie, în lipsa unor măsurători directe. Relațiile de calcul, cu caracter de originalitate, obținute prin dezvoltarea unor dependențe cunoscute din literatura de specialitate, oferă constructorului de motoare posibilitatea ca încă din faza de proiectare să poată fi evaluate emisiile poluante ale motoarelor cu ardere internă noi fabricate, sau chiar perfecționarea acestora prin aplicarea unor soluții constructive adiționale.
- Estimarea prin calcul a emisiilor eșapate este utilă în studii de dispersie a noxelor în atmosferă, respectiv a imisiilor datorate motoarelor cu ardere internă.

- 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 dovedind o bună corespondență între teorie și experiment.
- Metoda utilizată s-a particularizat pentru tipul de motor avut în studiu de către autor, asigurându-se astfel abilitarea ei experimentală în condițiile enunțate.
- Calificarea motorului diesel din punctul de vedere al emisiilor de particule poate fi făcută cu destulă precizie folosind relațiile de echivalență particule - grad de fum, în lipsa instalațiilor gravitaționale de măsură, care sunt costisitoare, presupunând sisteme de diluție a gazelor de ardere.
- S-a stabilit că în cazul motorului diesel rapid, cu injecție directă, în lipsa controlului mișcărilor organizate ale aerului în interiorul cilindrului, se obține micșorarea gradului de fum prin mărirea numărului orificiilor de pulverizare și reducerea concomitentă a diametrului acestora, cu păstrarea constantă a suprafeței de pulverizare.
- Realizarea unor canale oblice propuse de autor pe suprafața exterioară a acului pulverizatorului determină o mișcare de rotație a acestuia în timpul funcționării, cu așezarea mai rapidă pe scaunul său și întreruperea injecției la presiunile mai reduse din faza finală a procesului, cu consecințe în micșorarea substanțială a gradului de fum (până la 65 %) și majorarea indicilor energetici ai motorului (până la 15 %).
- S-a analizat influența unghiului conului de dispunere al orificiilor de injecție pentru un motor diesel cu injecție directă și cameră de ardere cupă în piston- tip "ω". A fost pusă în evidență contribuția mișcărilor de rotație ale aerului în camera de ardere asupra emisiilor de fum și particule, pentru motorul considerat.
- S-au analizat efectele combinate ale sistemului de injecție (numărul și diametrul orificiilor de pulverizare, conul de dispunere al acestora, presiunea de injecție) asupra gradului de fum al motorului diesel cu injecție directă.
- A fost studiată influența preîncălzirii combustibilului la diferite temperaturi înainte de introducerea în pompa de injecție asupra performanțelor energetice ale motorului, în corelație cu efectele poluante.
- S-a conceput preîncălzirea combustibilului diesel prin recuperarea unei părți din căldura cedată sistemului de răcire al motorului.
- A fost determinată ponderea în reducerea gradului de fum care revine creșterii temperaturii combustibilului înaintea pompei de injecție respectiv presiunii de deschidere a injectoarelor.
- S-a stabilit că soluțiile care determină reducerea gradului de fum al motorului diesel pot fi aplicate diferențiat în exploatare, în funcție de domeniul principal de utilizare al autovehiculului (city sau intercity).
- S-au studiat diferite efecte ale modificării performanțelor sistemului de injecție asupra emisiilor poluante la motorul diesel cu injecție directă, atât în regim

stabilizat de funcționare cât și în regimul accelerărilor libere - regim care servește la calificarea motoarelor cu aprindere prin comprimare din punctul de vedere al legislației antipoluante în vigoare.

- Prin măsuri adoptate la nivelul echipamentului de injecție al motorului, s-a obținut reducerea majoră a gradului de fum în cazul unui motor diesel cu injecție directă, și încadrarea sa în normele actuale de poluare.
- S-a reușit modelarea analitică a formării oxizilor de azot eșapați de un motor diesel, o contribuție importantă a autorului constituând-o urmărirea evoluției acestora în funcție de diferite mărimi de interes - turație, natura combustibilului, temperatura și presiunea maximă de ardere, coeficientul gazelor de ardere, excesul de aer.
- S-a utilizat pentru evaluarea teoretică a NO_x un program de calcul care modelează ciclul real de funcționare al motoarelor cu ardere internă, program completat cu o subrutină originală de determinare a oxizilor de azot.
- Datele de calcul obținute la evaluarea NO_x au fost abilitate pe baza unor rezultate experimentale în cazul folosirii a diferiți combustibili - convenționali și neconvenționali (uleiuri vegetale), obținându-se abateri sub 3 % între teorie și măsurători.

Cercetările dezvoltate prin lucrare conferă o metodologie relativ sigură de evaluare a noxelor în cazul motoarelor cu aprindere prin scânteie, respectiv a fumului în cazul motoarelor diesel, oferind posibilitatea ca prin studii de dispersie a imisiilor realizate cu programe specializate și prin cunoașterea condițiilor meteo medii locale, să se realizeze studii de impact ale automobilului asupra mediului deosebit de importante pentru organizarea circulației urbane și la proiectarea traseelor rutiere.

BIBLIOGRAFIE

1. Abăitancei D., Hașegan C., ș.a.: *Motoare pentru automobile și tractoare. Construcție și tehnologie*, Ed. Tehnică București, 1980.
2. Apostolescu N., Sfințeanu R.: *Automobilul cu combustibili neconvenționali*, Editura Tehnică, București, 1989.
3. Apostolescu N., Chiriac R.: *Procesul arderii în motorul cu ardere internă - Economia de combustibil - Reducerea emisiilor poluante*, Editura Tehnică, București, 1998.
4. Aramă C., Apostolescu N., Grunwald B.: *Poluarea aerului de către motoarele cu ardere internă*, Editura Tehnică, București, 1975.
5. Baulch D.L., ș.a.: *High Temperature Reaction Rate Data, Report No.4*, University of Leeds, 1969.
6. Bracco F.V.: *Nitric Oxide Formation in Droplet Diffusion Flames*, Proceedings of 14th International Symposium on Combustion, 1973.
7. Campbell I.M.: *Reactivity of Hydrogen to Atomic Nitrogen and Atomic Oxygen*. Trans. Faraday Soc., vol. 64, 1968.
8. Chikahisa T., Konno M., Murayama T., Kumagai T.: *Analysis of NO formation characteristics and its control concepts in diesel engines from NO reaction Kinetics*, JSAE Review 15 (1994) 297 - 303.
9. Daniel W.A.: *Engine Variable Effects on Exhaust Hydrocarbon Composition*. SAE Paper no. 670124(1970), vol. 76.
10. Dartwell P.L., Campbell K.: *Emissions de particules par les equipaments de vehicules*. Ingenieurs de l'Automobile, nr. 11/1972.
11. Dobiasch A., Meyer - Pittroff R.: *Emission Situation of Regenerative - Fuel - Powered Diesel Engines*, Technical University of Munchen, 1998.
12. Dobiasch, A., Negrea, V.D., Lachenmaier J., Meyer - Pitroff. R.: *Cercetări experimentale privind nivelul noxelor la funcționarea motorului diesel cu uleiuri vegetale*, a VI-a ediție ESFA'98, 5 - 7.11.1998, București.
13. Freeman M.A., Nicholson R.C.: *Valve timing for control of oxides of nitrogen (NO_x)* Automotive Engineering Congress, Detroit, Michigan, 10-14.01.1972, SAE Paper 720121.
14. Greeves G., Khan I.M., Onion: *Effects of water introduction an diesel engine combustion and emissions*, Paper No. 25. Symposium of Combustion & Flames 1976.
15. Greeves G., Khan I.M., Wang C.H.T., Fenne I.: *Origins of hydrocarbon emissions from diesel engines*, SAE Paper 770259, 1977.
16. Greeves G., Wang C.T.H.: *Origins of diesel particulate mass emissions*. SAE Paper no 810260.
17. 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. 3J, 1970.
18. Grunwald B.: *Teoria, calculul și construcția motoarelor pentru autovehicule rutiere*. Ed. Didactică și Pedagogică, București, 1980.
19. Heider G.: *Rechenmodell zur Voraussrechnung der NO - Emission von Dieselmotoren*. Technische Universität München, 1996, teză de doctorat.
20. Heider G., Zeilinger K., Woschni G.: *2 - Zonen Rechenmodell zur Voraussrechnung Dieselmotoren*, 5. Tagung "Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors", VKM Thd TU Graz, Heft 67, 1995.

21. Heider G., Woschni G., Zeilinger K.: *Two - zone Calculation Model for the Prediction of NO Emissions from Diesel Engines*, MTZ 59 (1998) 11.
22. Ionel I., Ungureanu C.: *Termoenergetica și mediul*, Editura Tehnică București, 1996.
23. Ionel I., Lelea D., Sturm P., Stoian F., Ungureanu C.: *Air dispersion modelling of the environmental pollution caused by trafic*, MVM - vol. 25, no. 2-3, Kragujevac, June - Sept. 1999.
24. Iorga D., Negrea V.D., Mekki C., Pădure G.: *Cercetări privind îmbunătățirea funcționării motorului diesel prin mărirea numărului orificiilor pulverizatorului*, a IX-a Conferință Națională de Termotehnică, 28-29.05.1999, Craiova
25. Iorga D., Pădure G., Mekki C., Ostoia D.: *Effects of the fuel preheating on the performance parameters and smoke degree of a direct injection diesel engine*, JUMV'99, Constanța.
26. Iorga D., Mekki C., Pădure G., Ostoia D.: *Cercetări comparative privind efectul modificării presiunii de injecție sau temperaturii combustibilului asupra pulverizării și performanțelor unui motor diesel cu injecție directă*, a XXVIII-a Sesiune de comunicări științifice - Academia Tehnică Militară, București 21-22 octombrie 1999.
27. Iorga D., Mekki C., Ostoia D., Pădure G.: *Instalații experimentale pentru comparație între curgerea staționară și nestaționară în cilindrul unui motor cu ardere internă*, a XXVIII-a Sesiune de comunicări științifice - Academia Tehnică Militară, București 21-22 octombrie 1999.
28. Iojă 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.
29. Khan I.M., Wang C.T.H.: *Factors affecting emissions of smoke and gaseous pollutants from direct injection diesel engines*, SAE Paper 730169, 1973.
30. Khan I.M., Greeves G.: *A method of calculation emissions of soot and nitric oxide from diesel engines*, SAE Paper 730169, 1973.
31. Khan I.M., Wang C.T.H.: *Factors affecting emissions and gaseous pollutants from direct injection diesel engine*. Symp. on Air Pollution Control in Transport Engines, Paper C 151/71, London, 1971.
32. 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.
33. Kuhlmann P.: *Motoare cu ardere internă - curs lito Academia Tehnică Militară*, Hamburg, 1993.
34. 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.
35. Marinceaș D., Radu G., Negruș E., Chiru A.: *Combustibili, lubrifianți și materiale speciale pentru automobile*, Ed. Didactică și Pedagogică, București, 1983.
36. Mekki C., Pădure G., Iorga D., Negrea V.D.: *Injectarea combustibilului la diferite unghiuri în volumul camerei de ardere*, a IX-a Conferință Națională de Termotehnică, 28-29.05.1999, Craiova.
37. Mekki C., Pădure G., Iorga D., Negrea V.D.: *Correlation between the fuel jet distribution and diesel engine pollution*, JUMV'99, Constanța.
38. Mekki C., Pădure G., Iorga D., Negrea V.D., Ostoia D.: *Îmbunătățirea amestecării unui jet grosolan în vederea arderii sale în motorul diesel cu injecție directă*, a XXVIII-a Sesiune de comunicări științifice - Academia Tehnică Militară, București 21-22 octombrie 1999.
39. Metz N.: *Entwicklung der Luftqualität, Abgasemissionen und der Gesetzgebung inklusive der Testzyklen in Europa*, Dresdner Motorenkolloquim II, 15 - 16.05.1997.

40. Mihai I.C.: *Modificarea experimentală a noxelor în cazul injecției de apă în cilindrul motorului cu aprindere prin comprimare*, CONAT'96, ediția a VIII-a, 13-15.11.1996, Brașov.
41. Mollenhauer H., Pucher H.: *Handbuch fur Dieselmotoren*, Springer Verlag, Berlin, 1997.
42. Negrea V.D.: *Bazele cercetării experimentale a mașinilor termice*, lito I.P. "Traian Vuia" Timișoara, 1978.
43. Negrea V.D., Pădure G., ș.a.: *Evaluarea prin calcul a noxelor eșapate de motoarele cu aprindere prin scânteie*, a VI-a ediție ESFA'98, 5 - 7.11.1998, București.
44. Negrea V.D., Pădure G.: *Experimente privind implicațiile unor soluții constructiv-funcționale asupra noxelor și a nivelelor de performanță tehnico-economică în cazul m.a.i. și a echipamentelor acestora*, Contract M.I. 5005/96/380, faza 1.1.
45. Negrea V.D.: *Motoare cu ardere internă. Procese. Economicitate. Poluare.*, vol. I, Editura Sedona Timișoara, 1997.
46. Negrea V.D., Pădure G., ș.a.: *Theoretical experiments concerning the computation estimation of the relation fuel consumption-emission exhausted*, the Xth edition, MVM'98, 5- 7.10.1998, Kragujevac, Yugoslavia, MVM - vol. 25, no. 2-3, June -Sept. 1999.
47. Negrea V.D., Mekki C., Iorga D., Pădure G.: *Cercetări privind limitarea presiunii maxime de injecție la un motor diesel cu injecție directă*, a IX-a Conferință Națională de Termotehnică, 28-29.05.1999, Craiova.
48. Negrea V.D., Iorga D., Mekki C., Pădure G., Ostoia D.: *Interdependența dintre forma camerei de ardere a unui motor diesel cu formarea amestecului în volum și presiunea de injecție*, a XXVIII-a Sesiune de comunicări științifice - Academia Tehnică Militară, București 21-22 octombrie 1999.
49. Negrea V.D., Pădure G., Iorga D., Mekki C., Ostoia D.: *Influence of diesel oil heating temperature on the smoke degree and particle emission to a direct injection diesel engine*, the IXth International Conference CONAT'99, 11 - 12.11 1999, Brașov.
50. Negrea V.D., Sandu V.: *Poluarea mediului de către autovehiculele cu motoare cu ardere internă*, Editura Tehnică, București, 1999.
51. Newhall H.K., Starkman E.S.: *Direct Spectroscopic Determination of Nitric Oxide in Reciprocating Engine Cylinder*, SAE Paper no. 670122.
52. Nimmo W., Sedigh K. ș.a.: *Control of NO_x emissions by combustion - air staging, the measurements of NH₃, HCN, NO and N₂O concentrations in fuel - oil flames*, Journal of Institute of Energy, September 1991, vol. 64, pag. 128 - 134.
53. Ostoia D., Mekki C., Iorga D., Pădure G., Negrea V.D.: *Modelarea matematică a jetului prin modelul picăturii de combustibil*, a XXVIII-a Sesiune de comunicări științifice- Academia Tehnică Militară, București 21-22 octombrie 1999.
54. Ostoia D., Mekki C., Iorga D., Pădure G.: *Modelarea arderii cu ajutorul procesului de injecție*, a XXVIII-a Sesiune de comunicări științifice - Academia Tehnică Militară, București 21-22 octombrie 1999.
55. Pădure, G.: *Metode teoretice și experimentale pentru evaluarea câmpului de temperaturi și a solicitărilor termice ale cămășii cilindrului la motoare în doi timpi*, Referat 2 doctorat, Timișoara, 1994
56. Pădure G., ș.a.: *Cercetări privind perfecționarea constructiv-funcțională a m.a.i. în 4 și 2 timpi prin controlul proceselor termogazodinamice, a noxelor, și raționalizarea unor soluții constructive*, CNSCU Grant A, contr. 36, tema 25/98.
57. Pădure G., Mekki C., Iorga D., Negrea V.D.: *Injectoare cu ac de pulverizare rotitor pentru motoarele diesel*, a IX-a Conferință Națională de Termotehnică, 28-29.05.1999, Craiova
58. Pădure G., Mekki C., Iorga D., Ostoia D.: *Diesel oil heating temperature optimisation for smoke degree limitation of a direct injection diesel engine*, JUMV'99, Constanța.

59. Pădure G., Iorga D., Negrea V.D., Mekki C., Ostoia D.: *Ridicarea presiunii de injecție și a temperaturii combustibilului la un motor diesel, cu implicații asupra construcției pulverizatorului*, a XXVIII-a Sesiune de comunicări științifice - Academia Tehnică Militară, București 21-22 octombrie 1999.
60. Pădure G.: *Determinarea oxizilor de azot emiși de un motor diesel cu injecție directă, cu implicațiile parametrilor funcționali asupra controlului noxelor*, Grant A CNCSIS 155/1999, faza 1.1.2.
61. Pattas K., Häfner G.: *Stickoxidbildung bei der ottomotorischen Verbrennung*, MTZ vol. 34, 12/1973.
62. Patterson D.J., Henein N.A.: *Emissions from combustion engines and their control*, Ann Arbor Science Publ. Inc., Ann Arbor, 1972.
63. Pesic R., Veinovic S., Davinic A.: *New demands regarding the quality of diesel fuels and engine oils for motor vehicles*, Kragujevac, 1999.
64. Petrovici S.: *Konstrukcija motora*, curs, Universitatea din Beograd, 1997.
65. Pischinger R., Sturm P.: *Probemessungen mittels "open-path" FTIR Spektroskopie in Timișoara*, Bericht nr. 43/98 - Stu, 19.05.1998.
66. Pop M., Leca A. ș.a.: *Indrumar - Tabele, nomograme și formule termotehnice*, Editura Tehnică, București, 1987.
67. Quader A.A.: *The axially - stratified - charge engine*, International Congress & Exposition, Detroit, Michigan, 22-26.02.1982, SAE 820131.
68. Sandu V.: *Tratarea chimică și acustică a gazelor de evacuare emise de motoarele diesel*. Universitatea "Transilvania" Brașov, 1998, teză de doctorat.
69. Sakai Y., Miyazaki H., Mukai K.: *The effect of combustion chamber shape on nitrogen oxides*. SAE Paper 730154, 1973.
70. Schroer A.: *Vorschlag einer Methode zur berechnung der Stickoxid - Emission von Dieselmotoren*, Universitatea din Braunschwig - Germania, 1975, teză de doctorat.
71. Shipinski J., Myers P.S., Uyehara O.A.: *A spray - droplet model for diesel combustion*, Proc. Instn. Mech. Engineers 1969 - 70, vol. 184, Pt. 3J.
72. Stiesch von Gunnar, Eigmeier C., Merker G.P., Wirbeleit F.: *Moglichkeiten und Anwendung der phänomenologischen Modellbildung im Dieselmotor*, MTZ 60 (1999) 4.
73. Stratulat M., Copae I.: *Alimentarea motoarelor cu aprindere prin scânteie*, Editura Tehnică, București 1992
74. Tullis S., Greeves G.: *Optimising diesel combustion with EUI system for heavy - duty trucks*. Lucas Powertrain Systems, Acton, London, UK.
75. Turcoiu T., Boncoi J., Time A.: *Echipamente de injecție pentru motoare cu ardere internă*. Editura Tehnică, București, 1987.
76. Urlaub A.: *Verbrennungsmotoren*, Band 2, Springer Verlag Berlin, 1988.
77. Wray K.L., Teare J.D.: *Shock - Tube Study of the Kinetics of Nitric Oxide at High Temperature*, Journal of Chemical Physics, vol. 10, 1962.
78. * * * - *Analizor de gaze și opacimetru diesel - tip GATS 1000 NGD*, Instrucțiuni de folosire.
79. * * * - *Automotive Handbuch - Bosch*, 3rd edition, Stuttgart, 1993.
80. * * * - *Abgasgesetzgebungen in der EU. Nationale und Internationale Normen und gesetzliche Bestimmungen*, DEUTZ Industriemotoren GmbH Koln, 1995.
81. * * * - *Manualul inginerului termotehnician*, vol. II, Editura Tehnică, București, 1986.