



UNIVERSITATEA MARITIMĂ DIN CONSTANȚA
FACULTATEA ELECTROMECHANICĂ NAVALĂ
DEPARTAMENTUL DE INGINERIE MECANICĂ ÎN DOMENIUL MECANIC ȘI MEDIU
ȘCOALA DOCTORALĂ DE INGINERIE MECANICĂ

REZUMAT

TEZĂ DE DOCTORAT

**Cercetări privind procesul de ardere la motoarele
diesel navale în scopul diminuării emisiilor poluante**

Conducător științific:
Prof. Dr. Ing. Nicolae BUZBUCHI

Doctorand:
Ing. Mihail - Lucian DUMITRACHE

CONSTANȚA
2020

CUVÂNT ÎNAINTE

Cercetarea în domeniul motoarelor cu ardere internă este dominată, în ultimele decenii, de problematica emisiilor poluante chimice și sonore. Acest lucru este valabil și pentru motoarele utilizate în domeniul naval, deși, pe acest segment, cercetările sunt abia la început, reglementările în domeniu fiind de dată relativ recentă.

În context, lucrarea de față și-a propus să elaboreze un instrument predictiv cu ajutorul căruia să se poată evalua nivelul emisiilor de NOx produse de motoarele navale, în condițiile în care determinările la bordul navelor sunt foarte greu de efectuat.

Modelarea emisiilor de NOx presupune, în primul rând, modelarea procesului de ardere, care, așa cum este cunoscut, este cel mai complex. Pentru validarea rezultatelor și calibrarea constantelor modelelor necesare simulării sunt, însă, necesare numeroase și variate date experimentale, pentru a căror achiziție este nevoie de aparatură specială și scumpă. Inițial, realizarea lucrării a fost stimulată de o colaborare potențială între autor și instituțiile cu responsabilități în acest domeniu. Motive independente de noi nu au permis, în final, ca această colaborare să se realizeze, însă obiectul cercetărilor a fost considerat mult prea interesant și important pentru a fi abandonat. În aceste condiții, după finalizarea, într-o primă etapă, a părții teoretice, autorul a realizat determinările experimentale în Laboratorul Multifuncțional de la Baza Nautică al Universității Maritime din Constanța, care are în dotare un stand de testat motoare. Motorul care echipează standul este unul de 65 CP, T650, produs, în anul 1987, de SC Tractorul SA, care nu este unul reprezentativ pentru domeniul naval (datorită puterii reduse), dar este utilizat și astăzi la navele tehnice portuare ca Diesel Generator în grupurile de 35 de KWA.

Pe această cale aș dori să mulțumesc, în primul rând, D-lui Prof. Dr. Ing. Nicolae BUZBUCHI, conducătorul științific al tezei, care, în toți acești ani, a manifestat consistentă disponibilitate și m-a îndrumat cu profesionalism de excepție; D-lui Prof. Dr. Ing. Remus ZĂGAN, D-lui Conf. Dr. Ing. Liviu-Constantin STAN și D-lui Șl. Dr. Ing. Adrian SABĂU, care au făcut parte din comisia de îndrumare și m-au sprijinit și sfătuit considerabil pe toată durata pregătirii. Colectivului Departamentului de inginerie mecanică în domeniul mecanic și mediu și conducerii Universității Maritime din Constanța, pentru înțelegerea deosebită a necesităților de sprijin, condițiilor și oportunităților oferite, contribuții de nivel ce au permis coagularea bazei științifice și experimentale a lucrării efectuate.

În încheiere aș dori să mai mulțumesc o dată tuturor celor amintiți și multor altora pe care din motive de spațiu nu i-am amintit, pentru sprijinul și înțelegerea pe care mi-au acordat-o în această perioadă.

CONSTANȚA, august 2020
Dumitrache

CUPRINS

Cuvânt înainte

Capitolul I

OBIECTIVELE ȘI SCOPUL LUCRĂRII	5
1.1 INTRODUCERE	5
1.2 OBIECTIVELE ȘI SCOPUL LUCRĂRII	5

Capitolul II

MODELAREA COMBUSTIEI ȘI A EMISIILOR POLUANTE ÎN MOTOARELE DIESEL	7
2.1 MODELELE TERMODINAMICE 0-DIMENSIONALE	7
2.2 MODELELE FENOMENOLOGICE	11
2.3. MODELELE MULTIDIMENSIONALE	13

Capitolul III

MĂSURĂTORI EXPERIMENTALE	18
3.1 SCOPUL CERCETĂRIILOR EXPERIMENTALE	18
3.2 STRUCTURA STANDULUI	18
3.3 DETERMINĂRI EXPERIMENTALE	29
3.4 PRELUCRAREA DATELOR EXPERIMENTALE	32
3.5 CONCLUZII	41

Capitolul IV

MODELUL DEZVOLTAT ȘI ÎNCADRAREA LUI ÎN TENDINȚELE ACTUALE	43
4.1 MODELUL DEZVOLTAT	43
4.2 PREZENTAREA FUNDAMENTULUI TEORETIC	43
4.2.1 Ecuațiile modelului	43
4.2.2 Schema numerică	47
4.3. PROGRAMUL DE CALCUL	55
4.3.1 Date generale	55

Capitolul V

SIMULĂRI NUMERICE ȘI INTERPRETAREA REZULTATELOR	58
5.1 CALCULUL PRELIMINAR AL MOTORULUI T650: APLICAȚIA 1	58
5.1.1 Rezultate	59
5.1.2 Interpretarea rezultatelor	65
5.2 METODE PENTRU ÎMBUNĂTĂȚIREA PERFORMANȚELOR	

PROGRAMULUI	65
5.2.1 Optimizarea rețelei de discretizare	65
5.2.2 Analiza rezultatelor și concluzii	68
5.2.3 Metodă pentru creșterea vitezei de convergență	68
5.2.4 Algoritm pentru înlăturarea erorilor generate de masele negative	69
5.2.5 Metodă de integrare QSOU	70
5.3. CALIBRAREA MOTORULUI T650: APLICAȚIA 2	71
5.3.1 Analiza rezultatelor obținute și concluzii	80
5.4 METODE PENTRU ÎMBUNĂȚĂȚIREA PERFORMANȚELOR MODELULUI DE EMISII DE NOX	81
5.4.1 Formarea NOx în flacără	82
5.4.2 Formarea NOx din azotul legat existent în combustibil	83
5.4.3 Implementarea mecanismelor	84
5.4.4 Analiza rezultatelor și concluzii	85
5.5 CALCULUL CICLULUI DE NOXE PENTRU MOTORUL T650: APLICAȚIA 3	85
5.5.1 Analiza rezultatelor și concluzii	87
5.6 CALCULUL CARACTERISTICII DE AVANS LA INECȚIE PENTRU MOTORUL T650: APLICAȚIA 4	88
5.6.1 Analiza rezultatelor și concluzii	89
 Capitolul VI	
CONCLUZII GENERALE, DIRECȚII DE DEZVOLTARE ULTERIOARE ȘI CONTRIBUȚII PERSONALE	91
6.1 CONCLUZII	91
6.2 DIRECȚII DE DEZVOLTARE ULTERIOARE	92
6.3 CONTRIBUȚII PERSONALE	93
 BIBLIOGRAFIE (SELECTIVĂ)	

CAPITOLUL I

OBIECTIVELE ȘI SCOPUL LUCRĂRII

1.1 Introducere

Modelarea proceselor din motoarele cu ardere internă a constituit o preocupare permanentă a specialiștilor din domeniu. Complexitatea fenomenelor și puternica interdependență dintre acestea fac demersul deosebit de dificil.

1.2 Obiectivele și scopul lucrării

Scopul lucrării a fost acela de a elabora un program de simulare care să permită estimarea emisiilor de oxizi de azot produse de motoarele cu aprindere prin comprimare.

Ideea lucrării a pornit de la o colaborare ce trebuia să se realizeze între Universitatea Maritimă din Constanța, Administrația Portului Maritim Constanța și Autoritatea Navală Română, care avea drept scop analizarea metodelor de punere în aplicare a prevederilor Anexei 6 a Protocolului din 1997, privind amendarea MARPOL 73/78, referitor la limitarea emisiilor poluante produse de nave, în speță a emisiilor de oxizi de azot.

Aplicarea prevederilor Protocolului a impus țărilor semnatare ca, începând din anul 2010, să dispună măsuri de reducere a emisiilor de oxizi de azot, în mod deosebit în zonele costiere, cele mai afectate, din acest motiv, fiind, în primă instanță, navele tehnice portuare.

Subsecvent condițiilor concrete din portul Constanța:

- navele existente la momentul semnării Protocolului aveau, din estimările efectuate, o vechime medie mai mare de 15 ani, în condițiile în care durata de exploatare a unei nave este de aproximativ 25 de ani (motoarele având aceeași durată de exploatare);
- operatorii portuari locali au putere financiară redusă;
- constructorii tradiționali au dispărut sau sunt reprofilați, se impunea analiza următoarelor probleme:
- în ce măsură motoarele existente la bordul navelor ar putea satisface cerințele privind emisiile de oxizi de azot, care, comparativ celor din domeniul auto, nu au un palier crescut de severitate;
- care ar fi modificările ce s-ar impune pentru ca motoarele existente să poată satisface cerințele Protocolului.

În context, elaborarea unui program de simulare este un instrument deosebit de util. Estimarea emisiilor și verificarea teoretică, în primă fază, a soluțiilor aplicabile motoarelor aflate în exploatare ar putea reduce mult costurile de cercetare și, ulterior, producție, având în vedere că la bordul navelor se găsesc o mare

varietate de motoare, iar măsurătorile efectuate în condiții de exploatare a navei se fac cu mare dificultate.

Motorul ales pentru investigații, D110 (motorul T650 terestru navalizat) produs de SC TRACTORUL SA Brașov, este puțin reprezentativ pentru domeniul naval, în general, dar este frecvent întâlnit în domeniul maritim portuar și fluvial (în mod deosebit ca Diesel-generator), domeniu pentru care se prevede o mai strictă aplicare a reglementărilor Protocolului. Alegerea a fost motivată, în primul rând, de posibilitățile de testare, care necesită aparatură deosebită și scumpă, ce arareori este la îndemâna producătorilor interni de motoare, mulți aflați în situații financiare dificile, ca și marea majoritate a marilor societăți specifice.

Pentru a răspunde obiectivelor, lucrarea de față a fost structurată în **6 capitole**, după cum urmează:

Capitolul 1 - prezintă scopul și obiectivele lucrării;

Capitolul 2 - realizează o analiză critică și detaliată a modelelor de ardere și emisii poluante existente la ora actuală, precum și a evoluțiilor ce se prefigurează în domeniu;

Capitolul 3 – este centrat pe segmentul cercetărilor experimentale întreprinse. După prezentarea scopului cercetărilor, se descrie structura standului, a echipamentelor utilizate și a metodicii cercetării experimentale. În finalul capitolului sunt analizate datele experimentale referitoare la diagramele indicate și ale procesului de injecție, precum și cele corespunzătoare emisiilor de noxe;

Capitolul 4 - destinat dezvoltării modelului de ardere și emisiilor de noxe, fiind prezentate fundamentele teoretice ale modelului, programul de calcul și detaliile de implementare;

Capitolul 5 - prezintă modul de calibrare al modelului propus subsumat datelor experimentale obținute pe motorul T650;

Capitolul 6 – coagulează principalele concluzii rezultate din teză, contribuțiile personale ale autorului și direcțiile de dezvoltare constructivă, respectiv exploatare economică și în condiții de protecție crescută a mediului deschise de această lucrare.

CAPITOLUL II

MODELAREA COMBUSTIEI ȘI A EMISIILOR POLUANTE ÎN MOTOARELE DIESEL

Procesul de ardere este de departe cel mai important și complex proces ce se desfășoară în motoare. Importanța lui este dată de faptul că furnizează fluxul de energie ce se utilizează în motor și este sursa tuturor emisiilor poluante, randamentul motorului fiind direct influențat de acesta. Mecanismele arderii sunt deosebit de complexe și nu sunt cunoscute în totalitate nici în prezent, problema cea mai dificilă fiind reprezentată de mecanismele formării amestecurilor și chimia procesului de ardere. În timp, funcție de evoluția cunoștințelor în domeniu și a tehnicii de calcul, s-au dezvoltat diverse modele matematice, care au permis estimarea principalelor mărimi caracteristice funcționării motoarelor diesel.

2.1 Modelele termodinamice 0-dimensionale

Modelele termodinamice ale arderii în motoarele navale se grupează în modele mono și plurizonale, fiind cele mai vechi modele de ardere utilizate în afara ciclurilor ideale. Acestea, însă, nu pot fi considerate ca modele deoarece aplicabilitatea lor este foarte redusă, de aceea pot fi utilizate în scop didactic ori pentru estimări grosiere necesare calculelor de calibrare generală a celorlalte modele.

2.1.1 Modelele monozonale

Modelele termodinamice monozonale sunt cele mai simple modele de ardere. Ele abordează problema arderii din motor doar din punct de vedere termodinamic, considerând ca volum de control întreaga cameră de ardere și impunând următoarele ipoteze simplificatoare:

- fluidul motor este uniform din punct de vedere al compoziției, temperaturii, proprietăților fizico-chimice, context în care starea încălzirii este caracterizată doar de parametrii termodinamici și de dozaj;
- încălzirea proaspătă admisă în cilindru se presupune a avea comportarea unui gaz perfect;
- injecția este considerată discontinuă, fiind înlocuită cu introducerea de tranșe de combustibil de masă determinată, în funcție de legea de injecție aleasă;
- tranșele de combustibil se vaporizează și se amestecă instantaneu cu aerul proaspăt, luându-se în considerare doar efectul energetic al vaporizării;

- procesul de ardere se desfășoară instantaneu după scurgerea perioadei de întârziere la autoaprindere;
- reacțiile de ardere sunt cele stoichiometrice, luându-se în considerare în unele cazuri doar efectul energetic al disocierii dioxidului de carbon;
- procesul de schimb de căldură este tratat de asemenea global, prin utilizarea unor relații empirice de calcul.

Sunt utile pentru studierea procesului de ardere și se bazează pe caracteristica de degajare a căldurii, în cazul în care aceasta este cunoscută. În caz contrar, modelele respective pot servi ca instrument predictiv de estimare a performanțelor motorului, calculându-se variația parametrilor fluidului motor pe baza specificării vitezei de degajare a căldurii sau fracțiunii de combustibil ars până la un moment dat, prin utilizarea unor pași de calcul adecvați - în cadrul acestora se consideră că presiunea, temperatura și compoziția sunt constante, iar arderea este conceptualizată ca un proces de degajare a căldurii, de unde și denumirea acestor modele matematice.

2.1.1.1 Modelul preformat-difuziv

Utilizează ca ecuație de bază principiul întâi al termodinamicii. Funcție de domeniul de utilizare al modelului se pot face diferite ipoteze simplificatoare, privind ecuația primului principiu, cât și referitor la celelalte mărimi care intervin.

2.1.1.2. Modelul ratei de combustibil injectat

Consideră că injecția de combustibil se realizează discontinuu în tranșe (rate), ce se vaporizează instantaneu. Modelul este, din start, superior celor anterioare, întrucât permite modelarea fenomenului de injecție, a cărei influență este hotărâtoare pentru mecanismele arderii.

În conformitate cu această ipoteză, procesul de injecție se divizează într-un număr N de intervale de timp echidistante, amestecul corespunzător ratei respective fiind considerat pregătit pentru ardere, ceea ce constituie o ipoteză primară a modelului. Prin însumarea fracțiunilor de combustibil injectat în aceste trepte intermediare se obține legea cumulativă de injecție.

2.1.2 Modelele plurizonale

Modelele termodinamice plurizonale ale procesului de ardere elimină ipoteza de bază a celor monozonale, care consideră fluidul motor omogen, ipoteză evident nerealistă.

Jetul de combustibil lichid, introdus în camera de ardere, este pulverizat în picături care se împrăștie în interior și formează zone de concentrații variate, ce au evoluții diferite și determină particularități specifice ale procesului de ardere.

Caracteristicile procesului de formare a amestecului conduc la concluzia că interiorul camerei de ardere poate fi structurat ca un domeniu multizonal.

Cele mai multe modele multizonale folosesc corelații semiempirice pentru estimarea parametrilor ce caracterizează jetul de combustibil și evoluția lui în interiorul camerei de ardere. Mișcările de vârtej intense realizează o oarecare uniformizare a compoziției și, din acest motiv, ipoteza omogenității dă, în unele

cazuri, rezultate destul de apropiate de valorile experimentale, în timp ce în alte condiții similare, termodinamic, există diferențe notabile.

Astfel, modelele plurizonale consideră o distribuție spațială a temperaturii și concentrației, prin divizarea combustibilului injectat în stare lichidă în zone considerate omogene.

2.1.2.1 Modele bizonale

O primă etapă în studiul acestor modele este aceea a modelului bizonal propus de Whitehouse și Sareen, respectiv extins de Benson (figura 2.12): zona de ardere (1), ce corespunde combustibilului injectat, precum și zona fără ardere (2), aferentă aerului ce înconjoară zona 1.

Ipotezele modelului de ardere bizonal sunt:

- camera de ardere se consideră un cilindru circular drept, cu injectorul plasat central și jeturile de combustibil în deplasare radială, fără jet la perete și mișcare de swirl;
- chimia arderii poate fi evaluată, funcție de cerințele impuse modelului, utilizând reacțiile stoichiometrice (cel mai frecvent) sau cu mecanisme extinse, când se urmărește și modelarea emisiilor poluante;
- aerul este antrenat în zona de ardere doar prin fragmentarea jetului;
- transferul de căldură de la zona de ardere se consideră prin radiație numai până la impactul jeturilor cu peretele, după care transferul se conformează combinat prin radiație și convecție;
- transferul de căldură de la zona nearsă la pereți se consideră convectiv;
- între cele două zone nu se realizează;
- presiunea este uniformă în întregul volum.

2.1.2.2 Modele multizonale

Își propun, în primul rând, luarea în considerație a neomogenității și turbulenței din cilindru, pentru a putea ține cont și de fenomenele gazodinamice ce se desfășoară în cilindru sau cel puțin construirea de submodele separate, menite să poată influența respectivele fenomene.

Modelul bizonal poate fi generalizat prin divizarea zonei de ardere corespunzătoare jetului de combustibil injectat (fig. 2.15), astfel încât amestecul se compune din N zone omogene. Din acest motiv, toate ipotezele care se fac sunt inspirate din teoria jeturilor, urmărindu-se, în fapt, evoluția jetului și mecanismele formării amestecurilor. Cum cele două componente sunt puternic influențate de turbulența din camera de ardere, aproape toate modelele conțin submodele pentru calculul turbulenței, dintre care cel mai frecvent utilizat este modelul $k-\varepsilon$.

În mișcarea turbulentă, dezordonată, a unor pachete de fluid de dimensiuni diferite și cu viteze diferite, mărimile variabile ce caracterizează mișcarea se pot descompune într-o componentă *medie*, independentă de timp și una *nepermanentă, fluctuantă*, variabilă cu timpul.

Modelarea mișcării turbulente se realizează pe baza teoriilor *semiempirice* sau *statistice*.

Din prima categorie amintim *teoria lungimii de amestec a lui Prandtl*, modelul corespunzător al mișcării turbulente fiind obținut prin aplicarea unui tratament analog celui din studiul mișcării moleculare.

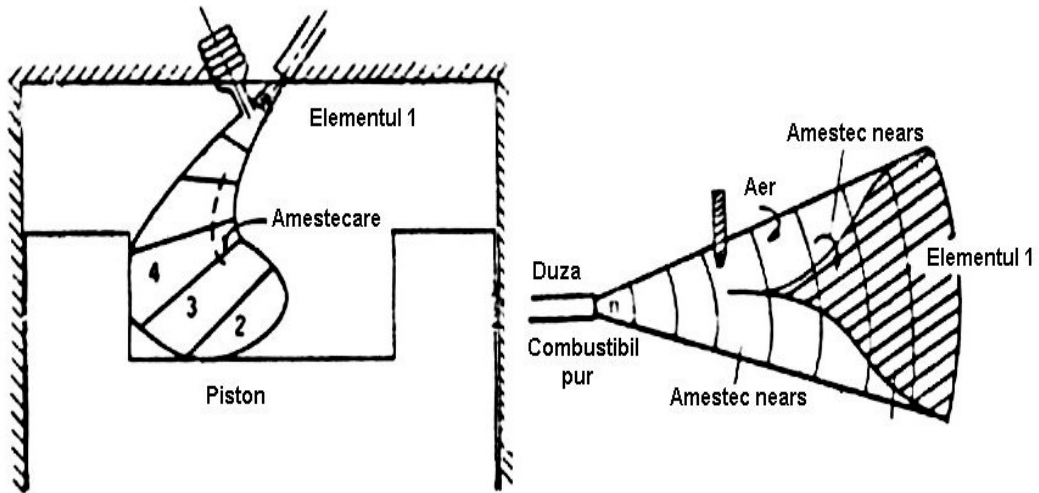


Fig. 2.15 Modelarea multizonală a jetului.

2.1.2.3 Modele bazate pe modelarea în straturi a jetului

Cele mai simple modele multizonale au fost obținute de Hiraki și Rife prin divizarea zonei de ardere, corespunzătoare jetului de combustibil injectat (figura 2.15), astfel încât amestecul se compune din N zone omogene, pentru care s-a scris setul de ecuații generale:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{d}{d\tau} (m_j u_j) + p \frac{dV_j}{d\tau} + i_{j,ies} \frac{dm_{j,ies}}{d\tau} - i_{j,in} \frac{dm_{j,in}}{d\tau} + \frac{dQ_{p_j}}{d\tau} = 0 \\ \frac{dm_j}{d\tau} = \frac{dm_{j,in}}{d\tau} - \frac{dm_{j,ies}}{d\tau} \\ m_j u_j = m_j i_j - p V_j \\ \frac{di_j}{d\tau} = C_{p_j} \frac{dT_j}{d\tau} \\ C_{p_j} = C_{p_j}(T_j, p, \bar{\phi}_j) \\ p V_j = m_j R_j T_j, R_j = R_j(T_j, p, \bar{\phi}_j) \\ \frac{dV}{d\tau} = \sum_{j=1}^N \frac{dV_j}{d\tau} \end{array} \right. , \quad (2.196)$$

Ipotezele de calcul adoptate sunt cele de la modelul bizonal, la care se mai adaugă câteva specifice celui multizonal, cum ar fi:

- fiecare element este omogen;
- elementele din jetul de combustibil nu schimbă masă cu elementele din jet, ci doar cu aerul înconjurător;
- antrenarea aerului în jet are loc doar prin partea frontală a jetului;
- elementele în care nu s-a produs arderea se consideră că au aceeași temperatură, iar cele în care arderea a avut loc au temperatură mai ridicată,

corespunzătoare amestecului de gaze rezultat, chiar dacă se consideră că procesul de ardere nu este încheiat;

- la care se mai adaugă cele adoptate pentru:
 - o obținerea ecuațiilor caracteristice jetului,
 - o a cantității de căldură degajată,
 - o a caracteristicilor locale a amestecurilor, prin utilizarea modelelor turbulente ($k-\varepsilon$ etc.).

2.1.2.4 Modele bazate pe evoluția pachetelor de picături

Un pas important în evoluția modelelor multizonale a fost făcut prin introducerea modelelor de evoluție a picăturilor din jetul de combustibil. Primul astfel de model a fost propus de Hiroyasu. În acest caz, accentul este pus pe date privind predicția legii de degajare a căldurii utilizând informații referitoare la distribuția combustibilului și a unui grup de picături din jet. Conform ipotezelor acceptate pentru acest model:

- injecția provoacă fragmentarea jetului în picături fine care se amestecă parțial cu aerul realizând amestecuri preformate ce ard în perioadă întârzierii la autoaprindere;
- la sfârșitul acestei perioade, amestecul arde aproape instantaneu;
- combustibilul ulterior injectat, împreună cu cel ce nu s-a amestecat cu aerul, formează pachete având concentrații prea mari de combustibil pentru a mai putea arde spontan;
- pachetele cu amestecuri bogate ard în măsura în care reușesc să se amestece cu aerul.

Pentru descrierea proceselor ce se desfășoară este necesară descompunerea problemei în două părți, care abordează:

- modelul de degajare a căldurii, necesar determinării parametrilor termodinamici în fiecare zonă din cilindru;
- modelul emisiilor poluante, care, pe baza rezultatelor obținute în prima fază, estimează nivelul emisiilor poluante.

Modelul de degajare a căldurii include:

- simularea injecției de combustibil;
- formarea jetului;
- vaporizarea picăturilor de combustibil;
- aprinderea și arderea amestecului format.

2.2 Modelele fenomenologice

Modelele fenomenologice cavitimensionale au cea mai mare răspândire și aplicabilitate în practică, fiind de performanță superioară și lesne de aplicat. Datorită modului lor de elaborare au, însă, caracter mai restrâns de generalitate. Aceasta limitare este dată de legătura cu condițiile practice de determinare a anumitor relații utilizate și abordarea fenomenologică, ce simplifică sistemul complex de condiții impuse de abordarea pur teoretică, implicit sistemele de ecuații ce necesită a fi rezolvate, dar, în același timp, reduc gradul de generalitate al modelelor, corespunzător domeniului de aplicabilitate.

Aceste modele, spre deosebire de cele termodinamice, încearcă să introducă influența mișcărilor organizate și turbulente asupra procesului de ardere din cilindru. Luarea în calcul presupune abordarea termogazodinamică a problemei.

În acest sens s-au dezvoltat două categorii de modele fenomenologice:

- dezvoltate din modelele multizonale în straturi, ale jetului și care consideră că viteza de ardere este controlată doar de viteza de amestecare, ce corespunde vitezei de difuzie a combustibilului în aer;
- dezvoltate din modelele multizonale cu pachete de picături, care au la baza ipoteze legate de detaliile locale ale proceselor de formare a jetului de combustibil, evaporarea picăturilor, amestecarea cu aerul și arderea controlată de viteza de evaporare și amestecare.

2.2.1 Modelele fenomenologice în straturi

Presupun abordarea arderii în ipoteza existenței unui amestec bifazic de gaze și combustibil lichid, distribuite neuniform în jet și variabil în timp. Pentru aceasta se utilizează funcții de distribuție a combustibilului în aer pe direcție perpendiculară celei axiale și care sunt variabile pe lungimea jetului. În acest caz se consideră că amestecarea joacă cel mai important rol în stabilirea vitezei de ardere.

Amestecarea aer-combustibil este tratată cel mai frecvent în ipoteza curgerii locale omogene în câmp turbulent. Antrenarea aerului în jet este presupusă proporțională cu:

- suprafața de contact dintre jet și aer;
- intensitatea turbulenței;
- viteza relativă dintre aer și jet, putându-se calcula conform relației:

$$\frac{dm_e}{dt} = (\rho_c \cdot \rho_a)^{\frac{1}{2}} (2\pi \cdot R \cdot u) \sqrt{k} \sum C_x (u_x - v_{xa}), \quad (2.236)$$

unde a doua paranteză reprezintă suprafața de contact aer-jet, în care: R și u sunt raza și viteza elementului de jet; k energia cinetică turbulentă calculată cu un model $k-\epsilon$; u_x, v_{xa} sunt viteza jetului și a aerului în axa jetului; C_x o constantă ce ține cont de efectul turbulenței locale produse de jet.

2.2.2 Modelele fenomenologice probabilistice

Presupun că, în fiecare interval de timp, cât durează injecția, se introduc pachete de picături constituite în segmente de jet ce păstrează unghiul la injector al jetului, care se consideră că nu variază semnificativ, cantitatea de combustibil fiind calculată funcție de:

- diferența dintre presiunile de injecție, presupusă cunoscută, și cea din cilindru;
 - particularitățile constructive ale injectorului;
 - caracteristicile combustibilului;
 - caracteristicile camerei de ardere,
- și se admite că segmentul de jet, odată pătruns în cilindru, străbate spațiul ca un mediu continuu lichid, după care se sparge și pulverizează într-un număr mare

de picături fine, având ipotetic același diametru mediu Sauter (diferit de la un segment la altul), care se vaporizează și ard.

Discretizarea jetului ilustrată în figura 2.24, presupune divizarea acestuia în n zone dispuse dinspre centru spre marginea jetului, într-un număr de m sectoare. Masa de combustibil alocată diferitelor zone din același segment este egală, dar diferă de la un segment la altul funcție de legea de injecție. Fiecare zonă ocupă un interval unghiular cuprins între axa jetului și margine lui.

Pentru efectuarea calculelor se adoptă următoarele ipoteze:

- volumul ocupat de combustibilul lichid se neglijează;
- antrenarea aerului în fiecare zonă se face pe baza teoriei generale a jeturilor și depinde de poziția zonei în jet; zonele de la exterior primesc mai mult aer, iar cele de la centru mai puțin;
- antrenarea aerului este modelată ca un transfer de masa de la zona de aer la cele de ardere, neglijându-se transferul între zonele de ardere;
- fiecare zonă este caracterizată de o picătură medie, cu un diametru caracteristic, ce străbate mediul gazos omogen în care se vaporizează (se calculează diametrul picăturii funcție de legea de vaporizare și temperatură);
- mișcarea de swirl afectează formarea amestecului doar prin influența exercitată asupra penetrației și a unghiului jetului;
- la impactul jetului cu peretele se consideră că picăturile de lichid, dacă mai există, rămân o parte pe perete și cealaltă se întoarce în jet (raportul este dat de numărul Weber), iar vaporizarea este estimată în ipoteza stratului lichid subțire care acoperă suprafața proiectată a jetului, iar combustibilul se distribuie în interiorul zonelor de ardere;
- arderea începe din faza de vaporizare, în fiecare zonă, cu întârziere, dependentă de temperatură și coeficientul de dozaj al zonei;
- viteza de reacție este controlată de dozajul de oxigen și combustibil vaporizat,
- transferul de căldură se evaluează pentru fiecare zonă în parte, considerând că se realizează prin convecție și radiație.

2.3. Modelele multidimensionale

Modelele multidimensionale sunt etapa următoare în dezvoltarea modelelor multizonale și fenomenologice. Ele au ca principal obiectiv luarea în calcul a caracteristicilor curgerii din cilindru, care influențează puternic desfășurarea proceselor din motoarele Diesel și pe care modelele anterioare le-au evidențiat, dar nu le-au putut aborda explicit, datorită lipsei de date ori a complexității sistemelor de ecuații.

Aceste modele tratează termogazodinamic fenomenele din cilindru, introducând influențele curgerii din cilindru asupra proceselor termice și fizico-chimice ce se desfășoară în timpul arderii. Cele mai multe dintre ele au la bază ecuația generală a jetului, care ține cont de toate aspectele: fragmentare, ciocniri, coalescență și turbulență, cu luarea în considerație a neomogenității termo-fizico-chimice din cilindru. Modelele multidimensionale exprimă variațiile câmpului de curgere, de temperatură, compoziție, presiune și turbulență, analizând, în cazul curgerilor bifazice, procese în condiții în afară de echilibru.

În cadrul modelelor multidimensionale, ecuațiile de conservare instantanee, dependente de timp, ale masei, momentului, energiei și compoziției sunt mediate în timp, iar corelațiile cu mărimile turbulente sunt considerate proporționale cu gradientii mișcării mediate. Sunt însă impuse, și în aceste modele, limitări legate de neglijarea detaliilor procesului de vaporizare (de exemplu, dezintegrarea jetului în picături etc.), iar masa de combustibil injectat în cilindru în fiecare interval de timp considerat se asimilează printr-o funcție de distribuție, masă discretizată într-un număr de picături, în cadrul căreia toate particulele sunt considerate a avea același diametru, viteză și temperatură. Transferul de masă, momente și energie dintre faza gazoasă și cea lichidă (picături) sunt funcții continue în raport cu spațiul și timpul, ceea ce implică faptul că proprietățile locale au valori medii pe volum în jurul unui punct spațio-temporal, iar mărimea acestui volum este mai mare decât distanța dintre picături. Modelele curgerii continue bifazice nu pot descrie fenomenele ce se desfășoară la scări micro, de ordinul de mărime al diametrului picăturii, deoarece medierea impusă pentru studiul acestora se face la o scară mult mai mare (macro).

Pentru precizarea câmpului de viteze din interiorul motorului sunt folosite două metode:

- rezolvarea ecuației generale a jetului, cu acceptarea ipotezei fazei gazoase continue;
- utilizând formulări Lagrangian-Euleriene, în care ecuațiile Lagrangiene sunt folosite pentru grupuri de picături, iar cele Euleriene pentru faza gazoasă, care permit luarea în considerație a fenomenelor ce apar în jeturile groase, cum sunt ciocnirile, coalescența și fragmentarea picăturilor;

Pentru considerarea efectelor turbulenței fazei gazoase asupra picăturilor de combustibil se introduc metode probabilistice în tratarea multidimensională. Aceste efecte depind de diametrul picăturilor și de distribuția turbionară, care nu poate fi determinată decât luând în considerare toate mișcările din cilindru și la toate scările.

2.3.1 Modelele multidimensionale cu ecuațiile curgerii

Utilizează ecuațiile de conservare a masei, impulsului și energiei pentru determinarea stării și mișcării fiecăreia dintre ele, după care le cuplează între ele prin ecuațiile proceselor ce caracterizează schimbul interfazic, evaporarea, frecarea și transferul de căldură.

Un astfel de model [3] impune ca ipoteze de calcul următoarele:

- pereții solizi ai camerei de ardere sunt impermeabili și nu se aplică nici o condiție de alunecare pentru nici una dintre faze;
- pentru faza gazoasă (1), efectele turbulenței din cilindru sunt introduse prin modele $k-\varepsilon$;
- pentru faza lichidă (2), termenii de difuzie din ecuația de conservare a impulsului pot fi neglijăți, fiind mult mai mici decât ceilalți;
- toate picăturile din interiorul unui volum de control au același diametru mediu d_p , care se calculează funcție de un diametru inițial d_{p0} și de raportul dintre fracțiunile volumice locale x_2 ale fazei lichide și x_2^* ale combustibilului indiferent de starea lui de agregare:

$$d_p = d_{p0} \left(\frac{x_2}{x_2^*} \right)^{1/3}; \quad (2.255)$$

- transferul de masă interfazic prin evaporare se poate estima după corelații empirice:

$$\dot{m}_{2 \rightarrow 1} = \frac{3C x_2 V_{cel} \ln(1+B)}{0.25 d_p^2 \bar{c}_p} \left(1 + 0.244 Re^{1/2} \right); \quad (2.256)$$

- ecuațiile de conservare a impulsului pentru cele două faze includ și alți termeni:
 - o forțele de frecare interfazice F_{12} și F_{21} ;
 - o forța de frecare gaz-solid F_{1s} ;
 - o forța de frecare lichid-solid F_{2s} ;
 - o transferul de impuls la faza 1 prin evaporare $\dot{m}_{2 \rightarrow 1}(v_2 - v_1)$ unde:

$$v_{1(2)} = \sqrt{(v_{r1(2)})^2 + (v_{\phi1(2)})^2 + (v_{z1(2)})^2}; \quad (2.258)$$

- o forțele de frecare interfazice, egale și opuse au componentele după direcțiile coordonatelor:

$$F_{12r(\phi/z)} = C_f (v_{r(\phi/z)1} - v_{r(\phi/z)2}); \quad (2.259)$$

unde coeficientul de frecare C_f se poate calcula cu relațiile:

$$C_f = C_D \frac{3}{4} \frac{x_2}{d_p} \rho_1 |v_{1 \rightarrow 2}|; \quad (2.260)$$

$$C_D = \frac{24}{Re_1} \left(1 + \frac{Re_1^{0.667}}{6} \right) + \frac{0.42}{1 + 4.25 \cdot 10^4 \cdot Re_1^{-1.16}}; \quad (2.261)$$

- pentru reacțiile chimice se presupune:
 - o reacție instantanee, viteza de ardere a combustibilului vaporizat fiind funcție de amestecare cu aerul, timpul de desfășurare al reacțiilor chimice fiind mult mai scurt;
 - o reacție de ardere cu viteză finită, bazată pe ipotezele modelului turbulenței bifazice;
 - o un set de reacții cuprinse într-un submodel separat, care să poată calcula și emisiile poluante.

2.3.2 Modelele bazate pe ecuația generală a jetului

Ecuația generală a jetului poate fi scrisă [21] funcție de f , funcția de repartiție a picăturilor sub forma:

$$\frac{\partial f}{\partial t} + \nabla_x (fv_p) + \nabla_{v_p} (fF_p) + \frac{\partial}{\partial r_p} (fR_p) + \frac{\partial}{\partial T_p} (f\dot{T}_p) = \dot{Q}; \quad (2.262)$$

unde v_p , F_p , R_p și T_p sunt viteza, forța, viteza de variație a razei și temperatura unei picături arbitrare din jet cu raza r_p ; $fdr_p dv_p dx dT_p$ este numărul probabil de picături din jet care au raza r_p în intervalul dr_p din jurul lui r_p , care se deplasează cu viteza v_p în intervalul dv_p , se găsesc în poziția x în intervalul dx și au temperatura T_p în intervalul dT_p , unde $\dot{Q}$ reprezintă viteza de creștere a lui f datorită coliziunilor, coalescenței, iar $\dot{T}_p$ este viteza de variație a temperaturii în raport cu timpul.

Fracțiunea golurilor din jet se calculează cu relația:

$$\psi = 1 - \iiint \frac{4}{3} \pi r_p^3 f dr_p dv_p dT_p; \quad (2.263)$$

unde integrala se efectuează după toate razele, vitezele și temperaturile picăturilor.

În aceste condiții, ecuațiile de conservare pentru faza gazoasă pot fi scrise luând în considerare efectele dilatației volumice, astfel:

- conservarea masei

$$(\rho\psi)_{,t} + (\rho v_i \psi)_{,i} = - \int \left[4\pi r_p^2 R_p \rho_l \right] f dr_p dv_p dT_p; \quad (2.264)$$

- conservarea impulsului

$$(\rho v_i \psi)_{,t} + (\rho v_i v_j \psi)_{,j} = -p_{,i} + \tau_{ij,j} - \int \left[\left(4\pi r_p^2 R_p + \frac{4}{3} \pi r_p^2 F_p \right) \rho_l \right] f dr_p dv_p dT_p; \quad (2.265)$$

- conservarea energiei

$$\begin{aligned} (\rho\psi h)_{,t} + (\rho\psi v_i h)_{,i} = & \psi(p_{,i} + v_i p_{,i}) + \tau_{ij} v_{i,j} + (\psi \lambda T_{,i})_{,i} \\ & - \int \left\{ 4\pi r_p^2 R_p \left[h_l(T_p) + \frac{1}{2} (v_p - v)^2 \right] + \frac{4}{3} \pi r_p^3 [c_l \dot{T}_p + F_p^p (v_p - v)] \right\} \rho_l f dr_p dv_p dT \end{aligned} \quad (2.266)$$

unde:

$$h = \sum_{i=1}^N h_i y_i, \quad h_i = h_i^0 + \int_{T_0}^T c_{pi} dT; \quad (2.267)$$

$$\tau_{ij,j} = \psi \left[\mu (v_{i,j} + v_{j,i}) - \frac{2}{3} \mu \delta_{ij} v_{k,k} \right]; \quad (2.268)$$

$$F_p = F_p^p - \frac{1}{\rho_l} \nabla p + g; \quad (2.269)$$

- ecuația de conservare pentru curgerea cu reacții chimice:

$$(\rho \psi Y_i)_{,t} + (\rho \psi v_i Y_j)_{,i} = [\psi \rho D(Y_i)_{,i}] - \int \left[\left(4\pi r_p^2 R_p + \frac{4}{3} \pi r_p^2 F_p \right) \rho_l \right] f dr_p dv_p dT_p + \dot{\omega}_j; \quad (2.270)$$

unde D este coeficientul de difuzie, presupus egal pentru toate substanțele (corespunzător legii lui Fick), λ este conductivitatea termică, δ_{ij} este simbolul Kronecker, Y_i este fracțiunea molară a substanței i , $\dot{\omega}_j$ este viteza de reacție a substanței j , μ este o vâscozitate globală, iar în ecuațiile 2.264 – 2.270 au fost neglijate efectele Soret și Dufour.

Dacă se consideră densitatea fazei lichide constantă, atunci în ecuațiile 2.264, 2.265 și 2.270 termenii din paranteze se pot simplifica și apar:

$$\begin{cases} 4\pi r_p R_p \rho_l = \frac{d}{dt} \left(\frac{4}{3} \pi r_p \rho_l \right) \\ \left(4\pi r_p^2 R_p + \frac{4}{3} \pi r_p^2 F_p \right) \rho_l = \frac{d}{dt} \left(\frac{4}{3} \pi r_p \rho_l v_p \right) \end{cases} \quad (2.271)$$

Ecuațiile 2.264 – 2.270 pot fi mediate temporar și aduse, prin aproximarea Boussinesq, la un sistem de ecuații cu derivate parțiale, în care apar energia cinetică turbulentă, sistem, de altfel, similar cu cel anterior, dar în care mărimile μ , λ , $\dot{\omega}$ și D sunt înlocuite de μ_e , λ_e , $\langle \dot{\omega} \rangle$ și D_e , unde e arată efectul combinat dintre regimul laminar și turbulent, iar parantezele unghiulare denotă medierea temporală. Aceste noi mărimi pot fi scrise ca:

$$\mu_e = \mu + \mu_t \quad \lambda_e = \left(\frac{\mu}{Pr} + \frac{\mu_t}{Pr_t} \right) C_p \quad \rho D_e = \frac{\mu}{Sc} + \frac{\mu_t}{Sc_t}; \quad (2.272)$$

unde t se referă la mărimile turbulente.

Funcție de interacțiunea dintre picăturile de combustibil și faza gazoasă aflată în curgere turbulentă se evidențiază câteva moduri de abordare distincte.

CAPITOLUL III

MĂSURĂTORI EXPERIMENTALE

3.1 Scopul cercetărilor experimentale

Determinările experimentale s-au efectuat pe standul de probe din Laboratorul Multifuncțional de la Baza Nautică a Universității Maritime din Constanța, echipat cu un motor Diesel cu cameră de ardere omega și pompă de injecție ecologică ce ardează tractoarele universale T650 și care sunt utilizate și în domeniul naval.

Scopurile urmărite au fost:

- Evoluția nivelului emisiilor poluante, cu precădere a celor de oxizi de azot, în funcție de regimul de funcționare și influența factorilor constructivi și de reglaj asupra acestora;
- Crearea bazei de date pentru calibrarea unui program care să poată modela procesul de ardere și emisiile poluante;
- Stabilirea unor metode care să permită motoarelor aflate în exploatare în zona maritimă să se armonizeze cerințelor Protocolului din 1997, privind amendarea MARPOL 73/78, referitor la emisiile poluante.

3.2 Structura standului

Schema funcțională a standului experimental este prezentată în figura 3.1, iar imaginea de ansamblu în figura 3.2. Acesta este alcătuit din:

- Frână hidraulică Tip UTB (FRÂNĂ);
- Sistem digital de control și achiziție de date bazat pe automatul programabil Siemens S250, cu interfață de comandă manuală de la distanță și interfață cu PC (PAC-CF);
- Sistem integrat de control al accelerației (A);
- Sistem centralizat de achiziție de date, PC DELL STUDIO 1555 (CC);
- Analizor de gaze ECO Electroservice SRL (AG);
- Opacimetru ECO Electroservice SRL (FU+AFU);
- Sistem măsurare consum combustibil Debitmetre (Coriolis) Optiflux 3100 KROHNE (SMCCb);
- Panou de achiziție Syscom 18 SRL (PA);
- Pompă de injecție (PI);
- Traductor de viteză, debitmetru de aer (D);
- Traductor de unghi IFM RUP500 (TU, PSA-Pc-injP 6);
- Pompă de injecție clasică, ecologică, produsă de Mefin Sinaia (PI);

- Motor T650 (M);
- Baterie de răcitoare de apă (RA);
- Placă de achiziție pentru presiunile din sistemul de injecție și cilindru (PSA-Pc-injP);
- Traductori de presiune: BERU (PSA-Pc-injP 5);



Fig. 3.2 Standul de testat motoare

Standul de probe a fost realizat conform recomandărilor ISO/TC 70/SC8 din 21 septembrie 1995, Protocolul din 1997 privind amendarea MARPOL 73/78 și Directiva 97/68/EC din 16 decembrie 1997, atât în ceea ce privește alcătuirea și construcția, cât și precizia aparaturii și a tipului de metode de măsurare utilizate. Standul de testare motoare existent în Laboratorul multifuncțional de la Baza Nautică a Universității Maritime este destinat testării motoarelor cu ardere internă ce au putere sub 100 CP, turație sub 5000 de rot/min și moment maxim la arbore sub 300 Nm. El a fost realizat, în etape, prin eforturi proprii Universității, cu achiziționarea agregatelor de la mai mulți furnizori (Uzina Tractorul Brașov, KROHNE, Siemens,), realizarea sistemelor dedicate complexe cu firme specializate (SC Syscom 18 SRL, SC ECO Electroservice SRL) și în regie proprie.

3.2.1 Analizorul de gaze

Analizorul de gaze, realizat de SC Electroservice SRL (fig. 3.3), este un sistem integrat de măsurare a emisiilor poluante din gazele de evacuare a motoarelor destinat stațiilor ITP auto, la care s-a mai adăugat suplimentar și un senzor electrochimic, pentru măsurarea emisiilor de NO_x.

Aparatul este montat cu priză directă pe tubulatura de evacuare și măsoară concentrațiile de emisii poluante (CO, CO₂, NO/NO_x și hidrocarburi nearse) din gazele de evacuare nediluate.



Fig. 3.3 Analizor gaze

Caracteristicile analizorului

- Domeniul de măsurare:
 - CO: 0-5000 ppm, 0-10% vol;
 - CO₂: 0-10/20 %vol;
 - NO/NO: 0-100/500/1000/5000 ppm;
 - O₂: 0-10/25%vol;
 - HC: 0-100 la 50000 ppmC sau 0-1000 la 200000 ppmC.
- Numărul de domenii de măsurare:
 - CO: 2;
 - CO₂: 2;
 - NO/NO: 4;
 - O₂: 2;
 - HC: 6.
- Acuratețea la repetarea măsurătorii: +/-1% domeniu;
- Zgomotul: +/-1% domeniu;
- Liniaritatea:
 - CO: +/-1% domeniu;
 - CO₂: +/-1% domeniu;
 - NO/NO: +/-1% domeniu;
 - O₂: +/-1% domeniu;

- HC: +/-1% domeniu, 2% domeniu la 100000 ppm sau mai mult.
- Interferența:
 - CO: +2% domeniu la 15% vol CO₂,
+1% domeniu la 5° C H₂O lichidă;
 - CO₂: +1% domeniu la 5° C H₂O lichidă;
 - NO/NO: -3% domeniu la 12% vol CO₂;
 - O₂: -1% domeniu la 15% vol CO₂ sau apă lichidă la 5° C;
 - HC: +5% domeniu la 21% vol O₂.
- Durata calibrării – 15 min în domeniul +/- 5° variație a temperaturii mediului ambiant:
 - CO: +/-2% domeniu;
 - CO₂: +/-2% domeniu;
 - NO/NO: +/-2% domeniu;
 - O₂: +/-1% domeniu;
 - HC: +/-1% domeniu,
- Efectul temperaturii asupra preciziei de măsurare:
 - CO: +/-2% domeniu;
 - CO₂: +/-2% domeniu;
 - NO/NO: +/-2% domeniu;
 - O₂: +/-1% domeniu;
 - HC: +/-1% domeniu.
- Temperatura pentru zonele termostate este de 191° C;
- Debitul de gaz: min. 3 l/min ;
- Temperatura gazelor max. 220° C;
- Presiunea 0-30 kPa;
- Viteza de răspuns max. 15 s;
- Viteza de măsurarea a analizatoarelor med. 7s
- Temperatura mediului ambiant 5-35° C;
- Umiditatea mediului max. 80%;
- Timpul de intrare în funcțiune la parametrii optimi: 15 min.

3.2.2 Frâna și accesorii

Sistemul format din frână și accesorii cuprinde:

- Frâna hidraulică UTB;
- Panoul de achiziție date cu conexiuni;
- Electrovalvele de reglaj;
- Traductor de forță Lorentz;
- Sistem digital de control și captare de date;
- Sistemul hidraulic de alimentare și răcire.

Frâna utilizată este o frână hidraulică (figura 3.5) cu o putere maximă de 75 kW și o turație de 5000 rpm. Schema de principiu a frânei este prezentată în figura.3.6.



Fig. 3.5 Frâna hidraulică cu sistemele aferente.

Pentru ca frână să poată servi la încercarea unui anumit motor, caracteristica de viteză a respectivului motor trebuie să se încadreze integral în plaja limitată de conturul (OABCD) figura 3.9.

Caracteristicile de cuplu și putere ale frânei.

- momentul maxim de torsiune este de 300 Nm, precizia +/- 10 Nm;
- puterea maximă 75 kW;
- turația maximă 5000 rot/min, precizia +/- 1 rot/min;
- inerția 0.364 kgm²;
- debitul de apă necesar 500 l/min;
- temperatura maximă a apei de răcire max. 60°C;
- temperatura de funcționare -10 - 60°C;
- traductorul de forță este compensat în intervalul de temperatură 0 - 60°C.

Frâna este dotată cu un actuator liniar (fig. 3.10), care are rolul de a regla poziția elementului de comandă al pompei de injecție (poziția accelerației) la valoarea stabilită. Acest actuator este comandat de sistemul digital de control și achiziție de date (fig. 3.11), în funcție de reglajele efectuate de operatorul uman. Sistemul poate opera în regim de comandă manuală și automată, respectiv menține turația sau cuplul constant funcție de caracteristica ce se dorește a fi ridicată.

Dependent de reglajele făcute de la sistemul de control se pot ridica :

- caracteristici de turație;
- caracteristici de sarcină.



Fig. 3.10 Actuatorul.

Pentru captarea datelor necesare supravegherii motorului, efectuării calculului specifice emisiilor de noxe și a altor tipuri de determinări, standul mai are un panou de achiziție de date, care are rolul de a prelua semnale electrice sau analogice de la traductorii montați pe motor.

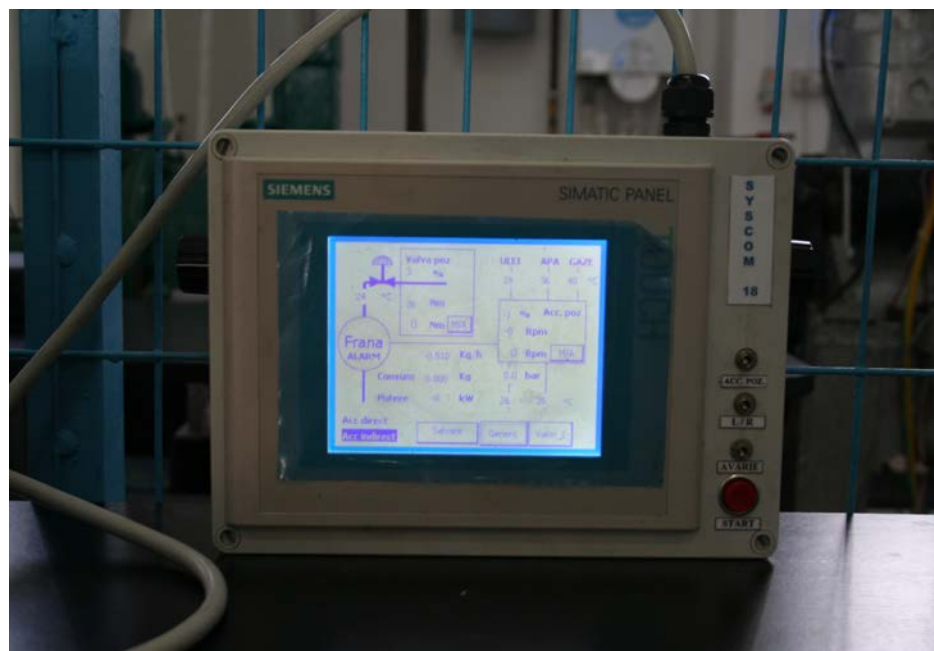


Fig. 3.11 Sistemul local de comandă și achiziție date

3.2.3 Sistemul de măsurare a cantității de combustibil consumat

Este alcătuită din două debitmetre (Coriolis) Optiflux 3100 KROHNE montate pe turul și pe returul pompei de injecție (fig. 3.12). Debitmetrele sunt masice, cu un singur tub în formă de „Z”, permit măsurarea debitelor cu o precizie de 0.1% din valoare și furnizează simultan:

- debitul de combustibil;
- densitatea combustibilului;
- temperatura combustibilului.



Fig. 3. 12 Sistem de măsurare a debitului de combustibil.

3.2.4 Debitmetrul de aer

Debitmetrul de aer utilizat, VF 588 Delta Controls Limited, este de tip cu fir cald, fiind prezentat în figura 3.27. Funcționarea acestuia se bazează pe generarea unei unde turbulente la trecerea curentului de gaz pe lângă un obstacol, care este proporțională cu viteza de curgere a fluidului. O undă ultrasonică care străbate zona respectivă se modulează în frecvență funcție de frecvența undei turbulente. În consecință, se obține un semnal electric proporțional cu viteza fluidului în zona respectivă, deci cu debitul.



Fig. 3.13 Debitmetru aer EE75 E+E Elektronik.

Caracteristici:

- viteza de curgere: 0.3-30m/s
- debite: 0-800Nm³/h;
- fluidul de lucru: aer;
- temperatura de operare: -10 - +150°C;
- eroarea de măsurare: 1.5% din valoarea măsurată pe domeniul de lucru, la care se adaugă eroarea frecvențmetrului de 1Hz la valoarea citită;
- frecvența de măsurare: 140 kHz.

3.2.5. Fummetrul (Opacimetrul)

Fummetrul utilizat, realizat de firma SC Ecoelectroservice SRL, măsoară densitatea gazelor de evacuare (fumului) pe baza măsurării atenuării produse de acestea unui fascicol de lumină albă. Schema de principiu a dispozitivului este prezentată în figura 3.14.

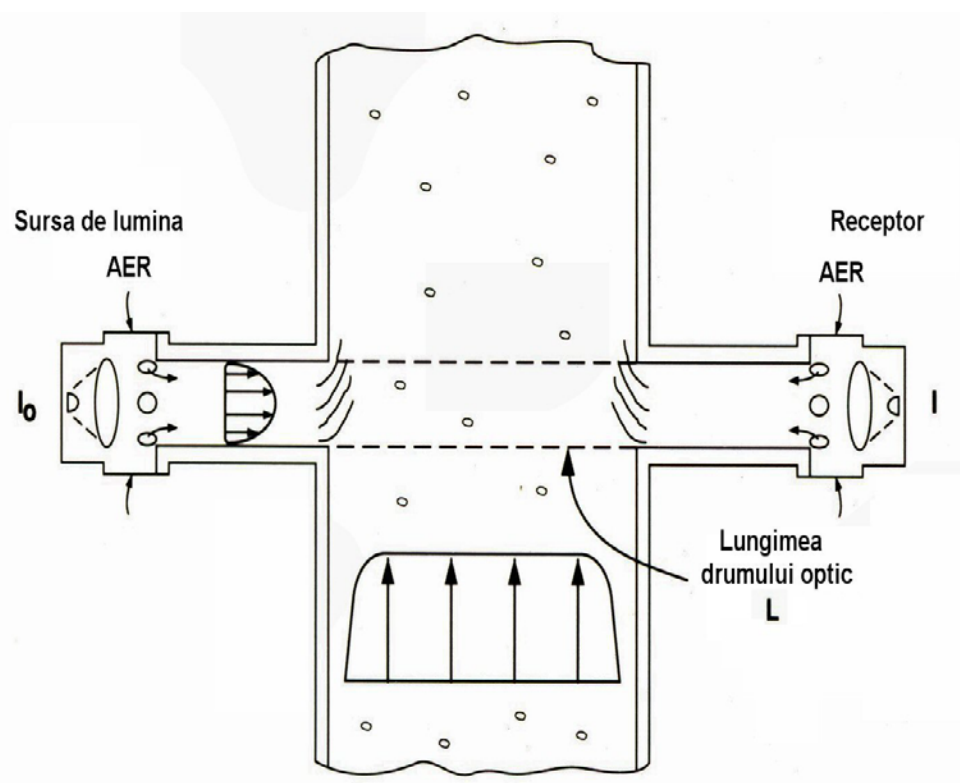


Fig. 3.14 Schema de principiu a funcționării opacimetrului

Relația de legătură între mărimile în discuție și parametri fizici ai aparatului de măsură se poate exprima astfel:

$$\frac{I}{I_0} = e^{-kL} = 1 - \frac{N}{100}; \quad (3.13)$$

unde I este intensitatea luminii, k este densitatea fumului (m⁻¹), L lungimea drumului optic, N opacitatea (%).

$$N = \left(1 - \frac{I}{I_0}\right) \cdot 100, \quad (3.14)$$

$$k = \frac{\ln\left(1 - \frac{N}{100}\right)}{L}. \quad (3.15)$$

Pentru protejarea termică și prevenirea înnegririi lentilelor dispozitivelor optice, sistemul este protejat cu un jet de aer de presiune redusă, astfel încât să nu afecteze măsurătorile, iar sistemele optice sunt răcite cu apă.

Montajul fummetrului s-a realizat conform recomandărilor internaționale, în apropierea ieșirii tubulaturii de evacuare, așa cum se poate vedea în figura 3.29.

Caracteristici

- Opacimetru:
 - domeniu de măsurare: 0-100%;
 - rezoluție: 0.1%;
 - acuratețe: +/-0.5%.
- Densitatea fumului:
 - Domeniu: 0-20m⁻¹;
 - Rezoluție: 0.01m⁻¹;
 - Acuratețe: 0.1m⁻¹ până la 2m⁻¹;
+/-5% peste.
- timp de răspuns: 0.01s la 90%;
- temperatura de lucru: 10 - 50°C;
- temperatura maximă a senzorului: 70°C;
- temperatura gazelor de evacuare: max. 800°C;
- temperatura apei de răcire: 25 - 45°C;
- presiunea aerului: 1.4 bar.

3.2.6 Sistemul centralizat de achiziție de date

Sistemul de achiziție și vizualizare este realizat cu ajutorul unui Laptop Dell Studio 1555 (fig. 15), cuplat cu un monitor LCD (fig. 16), pe care este instalat softul SCADA Citect. Prin intermediul acestuia se pot face marea majoritate a operațiunilor necesare, subsecvente:

- Supravegherii parametrilor motorului cu alarmările de rigoare, prin intermediul unității de comandă, care permite operarea motorului de la distanță;
- Realizării interfeței pentru celelalte sisteme ale standului, având posibilitatea de a forma diverse canale predefinite și, în plus, efectuării de operațiuni aritmetice și medieri temporale la intervale prestabilite;
- Analizorului de gaze;
- Sistem digital de control și achiziție de date;
- Panou de achiziție;
- Sistemul de măsurare a combustibilului;

- Opacimetrul;

Sistemul de calcul realizează medierea măsurătorilor de noxe pe durata a 60s, iar pe cele aferente consumului de combustibil suplimentar la 30s, celelalte fiind citite la viteza de citire a păcii.

Datele citite sunt memorate în fișiere care conțin 256 de înregistrări, sau pot fi direct reprezentate pe monitor, funcție de timp, așa cum sunt ele achiziționate și prelucrate de programul de achiziție.

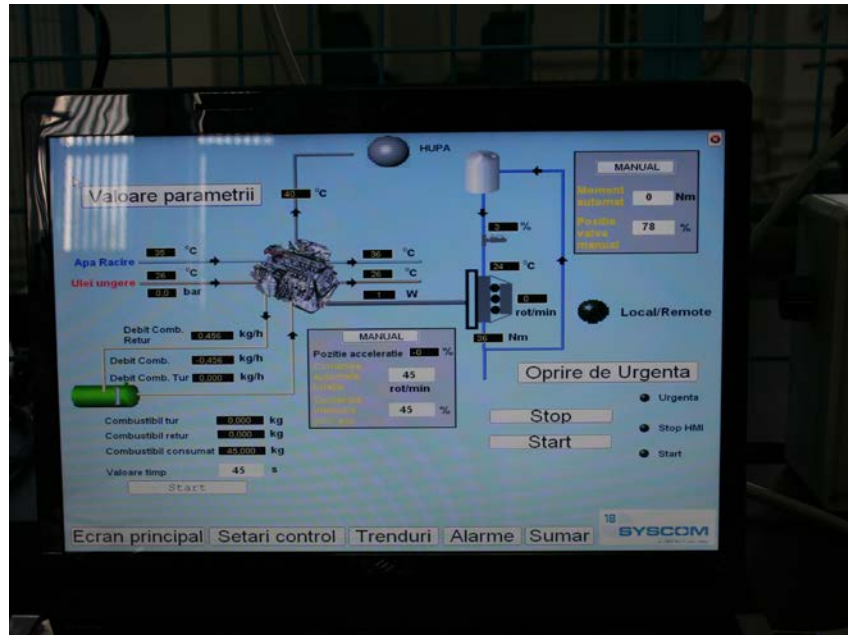


Fig. 3.15 Sistem de achiziție date



Fig. 3.16 Sistem vizualizare date

3.3 Determinări experimentale

Efectuarea măsurărilor experimentale s-a făcut în conformitate cu specificațiile din Protocol din 1997.

Pregătirile necesare pentru efectuarea determinărilor experimentale cuprind două etape:

- pregătirea motorului;
- pregătirea aparaturii de măsurare.

3.3.1 Pregătirea motorului

Presupune, la rândul său, pregătirea :

- Echipamentelor auxiliare:
 - Presarea injectoarelor la presiunea recomandată (290 bar);
 - Presarea și reglarea injectorului de probă cu traductor de cursă a acului;
 - Centricubarea pompei de injecție în conformitate cu recomandările producătorului;
- Pregătirea motorului presupune:
 - Stabilirea punctului mort interior, cu comparatorul;
 - Reglarea traductorului de unghi la zero;
 - Montarea pompei de injecție și punerea la punct a motorului (reglarea avansului la injecție 18 RAC);
 - Montarea chiulasei pentru probe cu traductorul de presiune;
 - Montarea injectoarelor și a tubulaturilor de combustibil, cu traductori aferenți;
 - Cuplarea motorului la instalațiile standului;
 - Verificarea cuplării, verificarea eventualelor scurgeri.

3.3.2 Pregătirea standului de probe

Pregătirea standului de probe s-a realizat în conformitate cu recomandările din Protocolul din 1997, Apendicele 3 și specificațiile din documentația tehnică a echipamentelor, presupunând, în primul rând, verificarea conexiunilor și punerea în funcțiune a diverselor aparate, mai întâi la rece, după care cu motorul în funcțiune.

La rece:

- Se pune la cald analizorul de gaze aproximativ 2 ore;
- Se pune la cald instalația de condiționare a combustibilului aproximativ 30min;
- Se verifică, acolo unde este posibil, indicațiile aparaturii de măsură și se fac calibrările și ajustările de rigoare în conformitate cu metodologia din documentația tehnică.

La cald:

- Se verifică buna funcționare a motorului și indicațiile aparaturii de măsură;
- Se verifică eventualele scurgeri, vizual, cât și prin controlarea diversilor parametrii furnizați de aparatura standului;
- Se verifică și se pun în funcțiune sistemele de supraveghere, atât pentru motor, cât și pentru restul echipamentelor standului;

- Se verifică și ajustează punctul de zero al traductorului de unghi, efectuând câteva teste cu injecția suspendată ;
- Se verifică alimentarea analizorului cu gazele de lucru și calibrarea necesară;
- La sfârșitul perioadei de încălzire se inițiază procedura de calibrare a analizorului de gaze, care, pentru cel utilizat, Horiba, se realizează automat și cuprinde următoarele faze:
 - Se fixează analizoarele pe zero, utilizând azot pentru toate, mai puțin pentru cel de hidrocarburi, în cazul căruia se utilizează aer sintetic;
 - Se utilizează gazele de calibrare cu concentrații cunoscute pentru verificarea calibrării;
 - Indicația de calibrare este definită ca indicația medie într-un interval de timp de 30s;
 - Eroarea de măsurare a unui analizor nu trebuie să fie mai mare de +/-5% din valoarea citită sau 3,5% în întreaga scală dintre valori care este mai mică, iar pentru concentrații sub 100ppm eroarea nu trebuie să depășească +/-4ppm;
 - În caz contrar se calculează o nouă curbă de calibrare, care dacă nu este corespunzătoare impune o reetalonare a analizorului.
 - Etalonarea și verificarea analizorului se efectuează cel puțin o dată la 3 luni, sau de câte ori se fac modificări importante în instalație ce ar putea schimba reglajele analizorului și presupune:
 - Calibrarea analizorului conform procedurii prezentate anterior, cu excepția faptului că numărul de puncte de calibrare este mai mare minim 5 fără valoarea de zero;
 - aceeași valoare nu trebuie să fie mai mare de +/-1% din concentrația întregii scale pentru fiecare domeniu utilizat sau +/-2% pentru domenii sub 155 ppm;
 - Verificarea deplasării punctului de zero, care presupune că într-o perioadă de o oră diferențele de citire nu trebuie să depășească 2% din domeniul cel mai mic utilizat;
 - Verificarea deplasării calibrării, care se va face în aceleași condiții ca și deplasarea punctului de zero;
 - Verificarea paraziților, presupune că indicația maximă a analizorului la un gaz zero sau de calibrare, pe o perioadă de 10s, nu trebuie să depășească 2% din întreaga scală în toate domeniile de utilizare;
 - Calcularea eficienței convertizorului de NO_x se face cu relația

$$Eficienta(\%) = \left(1 + \frac{a-b}{c-d}\right) \cdot 100, \quad (3.16)$$

astfel:

- se introduce gazul de calibrare și se memorează indicația, analizorul fiind setat în modul NO;
- se diluează gazul de calibrare cu oxigen până când indicația aparatului este cu 20% mai mică decât cea de calibrare (anterioară), analizorul este în mod NO și ozonizorul este deconectat, indicația aparatului fiind valoarea "c";
- ozonizorul va fi acum conectat pentru a genera suficient ozon în vederea reducerii concentrației de NO la aprox. 20% (minim 10%) din concentrația de etalonare, concentrația indicată fiind "d";

- analizorul NO este comutat pe modul NO_x astfel încât amestecul de gaze (format din NO_x, NO₂, O₂ și N₂) să treacă acum prin convertizor. Concentrația indicată este "a";
- ozonizorul este deconectat, amestecul de gaze descris mai sus trece prin convertizor în detector, iar concentrația indicată este "b";
- se comută în modul NO cu ozonizorul deconectat, debitul de oxigen este oprit, citirea analizorului de NO_x nu trebuie să devieze cu mai mult de ±5% din valoarea de calibrare;
- Eficiența convertizorului trebuie să fie minim 90%.
- Verificarea perturbării analizorului de CO se face pentru o probă de calibrare care are apă și una din a cărei compoziție s-a înlăturat apa, iar diferența nu trebuie să fie mai mare de 1% din domeniul scărilor mai mari de 300ppm sau 3ppm în rest.
- Verificarea atenuării analizorului de NO_x cu CO₂ se realizează astfel:
 - gazul de calibrare pentru CO₂ este trecut prin analizorul NDIR, valoarea citită fiind "a" ;
 - gazul anterior va fi diluat aprox. 50% cu gaz de calibrare de NO și va fi trecut prin NDIR și CLD, valorile citite fiind "b" și, respectiv, "c";
 - CO₂ se închide și doar gazul de etalonare NO va fi trecut prin CLD, valoarea este "d",

$$Atenuarea(\%) = \left(1 - \frac{a \cdot c}{a \cdot d - d \cdot b} \right) \cdot 100; \quad (3.17)$$

- atenuarea nu trebuie să fie mai mare de 3%.
- Verificarea atenuării analizorului de NO_x cu H₂O, care se calculează cu relația:

$$Atenuarea(\%) = \left(\frac{D_e - c}{D_e} \cdot \frac{H_m}{H} \right) \cdot 100; \quad (3.18)$$

se face astfel:

- gazul de calibrare NO este trecut prin analizorul CLD, valoare citită fiind "d";
- gazul se barbotează cu apă și este trecut, din nou, prin CLD, valoarea citită fiind "c";
- presiunea absolută de funcționare și temperatura apei sunt "e" și "f";
- presiunea vaporilor de saturație din amestec corespunzătoare apei de barbotare este "g";
- concentrația de vapori de apă (%) din amestec se calculează cu relația:

$$H = 100 \cdot \frac{g}{e}; \quad (3.19)$$

- concentrația NO de etalonare diluat se determină cu relația:

$$D_e = d \cdot \left(1 - \frac{H}{100} \right); \quad (3.20)$$

- concentrația max. a vaporilor de apă din gazele de evacuare este dată de relația în care "a" este cel de la atenuarea cu CO₂ :

$$H_m = 0.9a; \quad (3.21)$$

- atenuarea nu trebuie să fie mai mare de 3%;
- Verificarea analizorului de O₂ se face cu relația:

$$Perturbarea = \frac{(\text{Proc. echiv. de } O_2 \cdot \text{Concetratia masurata})}{100}; \quad (3.22)$$

unde procentajul echivalent de O_2 se ia din tabele.

3.3.3 Efectuarea măsurătorilor

Măsurătorile se efectuează în conformitate cu ciclul de testare ales, care poate fi unul dintre ciclurile de noxe, unul dintre cele caracteristice sau unul special ales:

- Se notează specificațiile combustibilului și uleiului utilizat;
- Se purjează analizorul de gaze, cu aer comprimat, procedura fiind automată;
- Pentru fiecare regim de funcționare ales se așteaptă până la stabilizarea parametrilor indicați de traductorii standului, în mod deosebit cei care caracterizează un regim de funcționare stabilizat: turație, cuplu, temperatura gazelor de evacuare, temperatura apei de răcire, temperatura uleiului;
- Se efectuează citirile parametrilor specifici:
 - parametrii generali specifici funcționării motorului la un anumit regim
 - la frână:
 - poziția accelerației;
 - turația;
 - cuplul;
 - consumul de combustibil mediat pe 30s;
 - debitul de aer;
 - presiunea barometrică, umiditatea și temperatura mediului ambiant;
 - presiunea și temperatura pe canalizațiile de admisie și evacuare;
 - temperatura apei de răcire intrare/ieșire;
 - temperatura și presiunea uleiului.
 - analizorul de gaze:
 - se efectuează citirea datelor furnizate de analizorul de gaze pentru emisiile de noxe mediate pe 60s NO_x , CO, HC, fumetru;
 - se citește coeficientul de exces de aer calculat de analizorul de gaze după una din formulele prezentate, în baza citirilor efectuate pe gazele de evacuare din motor.
- Pentru un ciclu:
 - presiunile din cilindru și conducta de înaltă presiune înainte de injector și după pompă;

3.4 Prelucrarea datelor experimentale

3.4.1 Prelucrarea datelor referitoare la emisiile de noxe

Alegerea ciclului de testare a avut ca principal scop studierea emisiilor poluante în principal NO_x și a influențelor diverșilor factori, în principal funcționali și de reglaj, asupra acestora. Determinările efectuate au vizat acumularea unui set de date experimentale cât mai variate, care să pună în evidență influența celor mai

importanti parametri asupra mecanismului formării emisiilor poluante, pentru calibrarea unui program de calcul capabil să modeleze funcționarea motorului și formarea emisiilor poluante (NO_x în principal). Au interesat mai mult măsurile ce pot fi luate pentru reducerea emisiilor de noxe (în mod deosebit NO_x , fiind singurele limitate până în prezent în domeniul naval, începând cu anul 2000) la motoarele aflate în exploatare, pentru a se putea alinia noilor reglementări. Din acest motiv, măsurătorile efectuate nu au respectat, totdeauna, reglementările în vigoare pentru determinarea emisiilor poluante și au fost alese uneori cicluri de încărcare nespecifice domeniului de funcționare a motorului, pentru a putea face o comparație între determinările proprii și cele efectuate pe motoare similare sau în alte condiții de funcționare.

Alegerea ciclului s-a făcut ținând cont de recomandările din “Protocolul din 1997 privind amendarea MARPOL 73/78 Capitolul 3 Norme privind emansiile de NO_x ” la care și România este parte.

S-a ales **ciclul în 8 puncte tip C1**, care s-a considerat a fi cel mai complex și adecvat scopului propus, chiar dacă el nu este specific condițiilor de funcționare la bordul navelor (unde este utilizat cu precădere ca Diesel-generator). Acest ciclu este identic cu cel aplicat autovehiculelor grele, care corespunde cel mai bine utilizării curente a acestui tip de motor, el nefiind un motor naval nativ, iar bazele de date referitoare la aceste tipuri de motoare sunt oricum mai bogate și mai diversificate decât la cele navale.

Prelucrarea datelor experimentale s-a făcut în conformitate cu metodologia prezentată în Capitolul 5 “Procedee cu privire la măsurătorile de emansiile de NO_x efectuate pe standul de probă” și Apendicele 6 “Calcularea debitului masic al gazelor arse de evacuare (metoda compensării cu CO_2)” din Protocolului din 1997, care este identică cu cea specificată în ECE R-49 și CFR 40.

3.4.2 Prelucrarea diagramelor de presiune

Prelucrarea diagramelor de presiune nu pune probleme deosebite, viteza foarte mare de citire a traductorilor, precizia ridicată și, nu în ultimul rând, dinamica mai redusă a fenomenelor înregistrate permit obținerea unor diagrame de înaltă fidelitate și de foarte bună calitate. Fluctuațiile provocate de variabilitatea fenomenelor și zgomotele de fundal caracteristice oricărui tip de traductor sunt nesemnificative la viteza de citire a traductorilor, comparativ cu mărimile măsurate și, din acest motiv, pentru o rezoluție normală (ecran PC), oscilațiile provocate sunt nesemnificative și nederanjante; din acest motiv prelucrarea suplimentară a acestora nu este imperios necesară. Informațiile de presiune sunt înregistrate doar pe durata comprimării, arderii și destinderii, deoarece traductorul utilizat nu este suficient de sensibil pentru a înregistra variațiile mici de presiune de pe durata procesului de schimb de gaze.

În figura 3.17 este prezentată una dintre diagramele de presiune ridicate la $n=1440$ rot/min și cu accelerația în poziția maximă, ceea ce corespunde momentului maxim, regim considerat de referință pentru studiu.

În figura 3.18-a este prezentată, mărit, zona 1 din figura 3.17 și interpolarea obținută pe zona respectivă utilizând metoda celor mai mici pătrate cu funcții de gradul 2 și 3, diferența dintre ele fiind nesemnificativă. Această metodă nu poate fi folosită la nivelul întregii reprezentări deoarece are o formă mult prea complicată, ci doar pe porțiuni. Pentru uniformizarea valorilor, s-a folosit medierea pe 5 puncte.

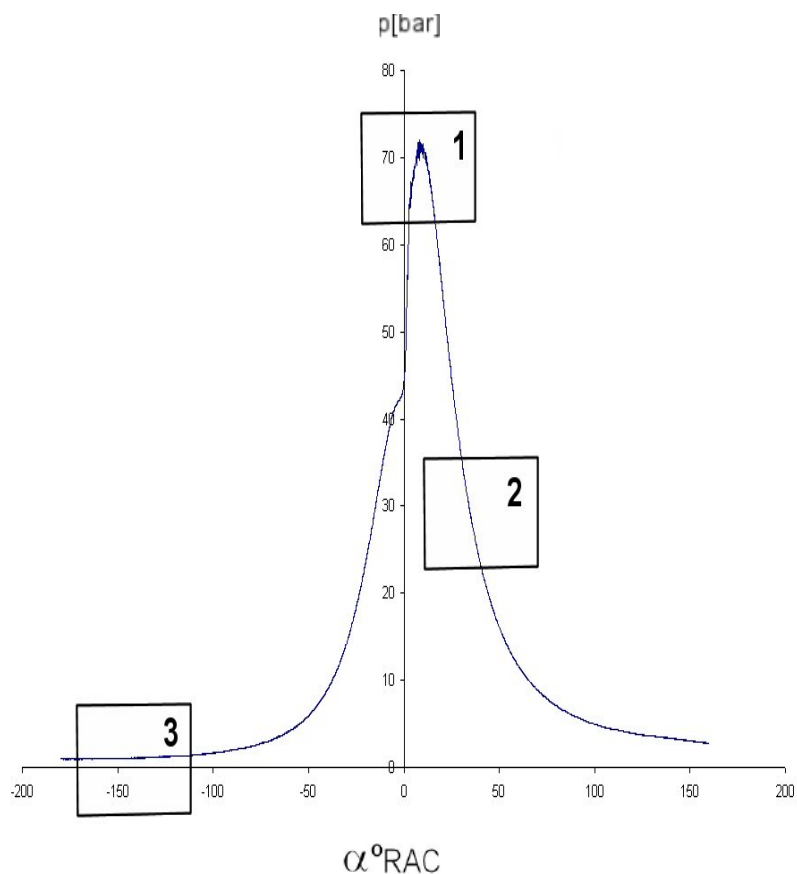


Fig. 3.17 Presiunea în cilindru la $n=1440$ rot/min și sarcină 100%.

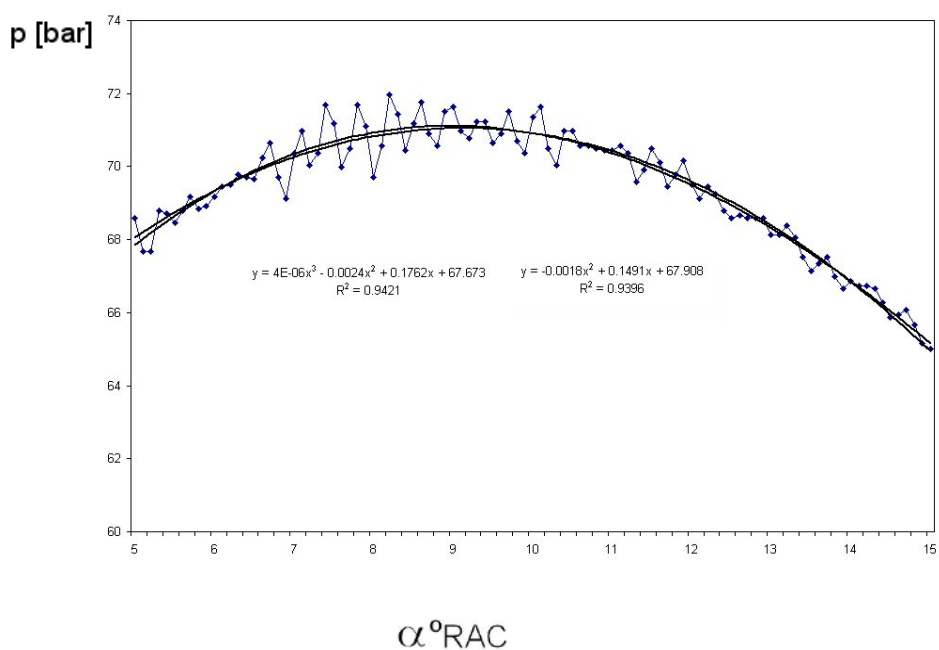


Fig. 3.18 - Zona 1 din figura 3.17 interpolată.

3.4.3 Analiza datelor experimentale

Datele obținute au fost colectate de sistemul de achiziție și organizate în fișiere de tip text, care, ulterior, au fost prelucrate. Fișierele text au fost convertite în baze de date EXCEL, după care au fost prelucrate grafic în EXCEL și Matlab. Tabelele cu date obținute din fișierele furnizate de sistemul de achiziție nu au fost prezentate deoarece sunt foarte mari, iar interpretarea lor nu se poate face decât analizând graficele rezultate, care vor fi prezentate în continuare.

Datele furnizate de sistemul de achiziție a presiunii din cilindru și sistemul de injecție sunt cele mai complexe, ele fiind citite direct fără mediere, cu o frecvență de 10 măsurători pe grad rotație a arborelui cotit, celelalte fiind mediate de sistemul de achiziție pe durata a 60 s.

Primul set de date s-a obținut pentru motorul normal echipat, așa cum s-a specificat când s-a prezentat standul de probă, pentru ciclul de noxe C1 în 8 puncte cu turația intermediară de 1440 rot/min, determinată conform recomandărilor din Protocol și avansul la injecție real la turația nominală de 5.4 °RAC. Datele finale ale calcului sunt prezentate în tabelul 3.3.

Tabelul 3.3

NOX [g/h]	CO [g/h]	tHC [g/h]	citit [%]	citit [min-1]	8 Mode C1	NOX*wfi [g/h]	CO*wfi [g/h]	tHC*wfi [g/h]	P*wfi [kW]
380.3798	165.8068	12.50749	100	2400	0.15	57.05698	24.87102	1.876123	7.7445
278.3957	71.75288	13.25397	75	2400	0.15	41.75935	10.76293	1.988095	5.793
231.982	72.67026	13.84014	50	2401	0.15	34.79729	10.90054	2.076021	3.885
124.0397	178.715	22.95071	10	2400	0.1	12.40397	17.8715	2.295071	0.525
87.94658	131.9192	16.81904	100	1440	0.1	6.055186	2.982347	0.769022	0.0195
274.745	19.52551	6.818545	75	1439	0.1	33.70205	11.87159	0.827603	3.53
242.9459	27.47304	9.204387	50	1439	0.1	27.4745	1.952551	0.681854	2.609
40.36791	19.88231	5.12681	0	812	0.15	24.29459	2.747304	0.920439	1.783
SUM=						237.5439	83.95977	11.43423	25.889
						NOX [g/kWh]	CO [g/kWh]	tHC [g/kWh]	
						9.175477	3.243067	0.441664	
European Limits						9.2	6.5	1.3	
Protocolul din 1997						9.8			

În continuare se vor prezenta variațiile celor mai importanți parametri ai motorului pe caracteristica externă, sarcina 100%, cuplu reglat funcție de turație figura 3.19 și evoluția emisiilor poluante în aceleași condiții (fig. 3.20):

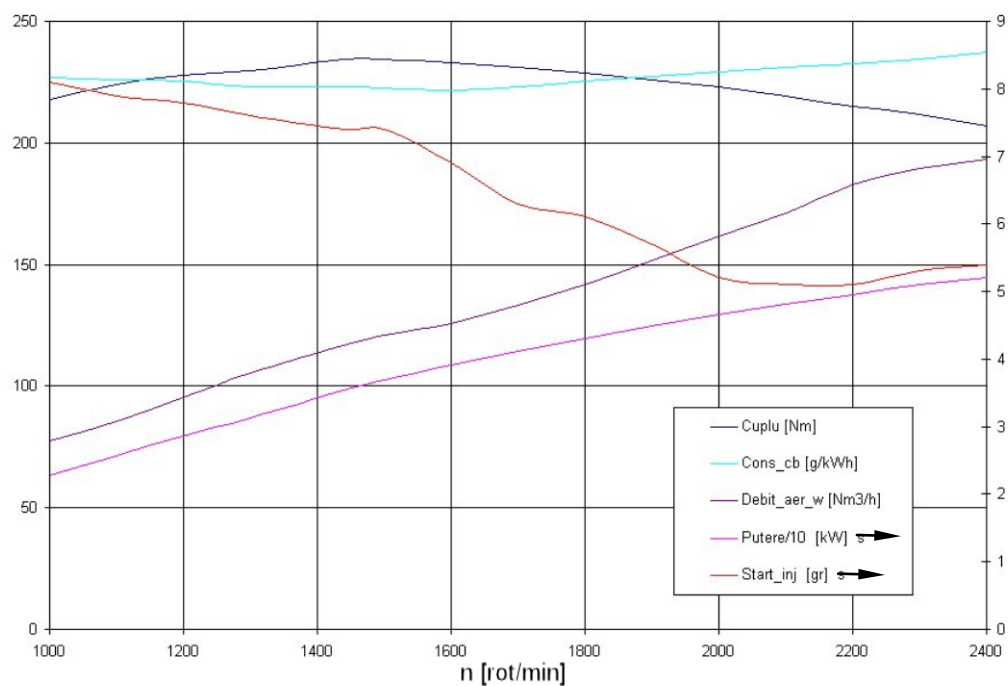


Fig. 3.19 Parametrii pe caracteristica externă.

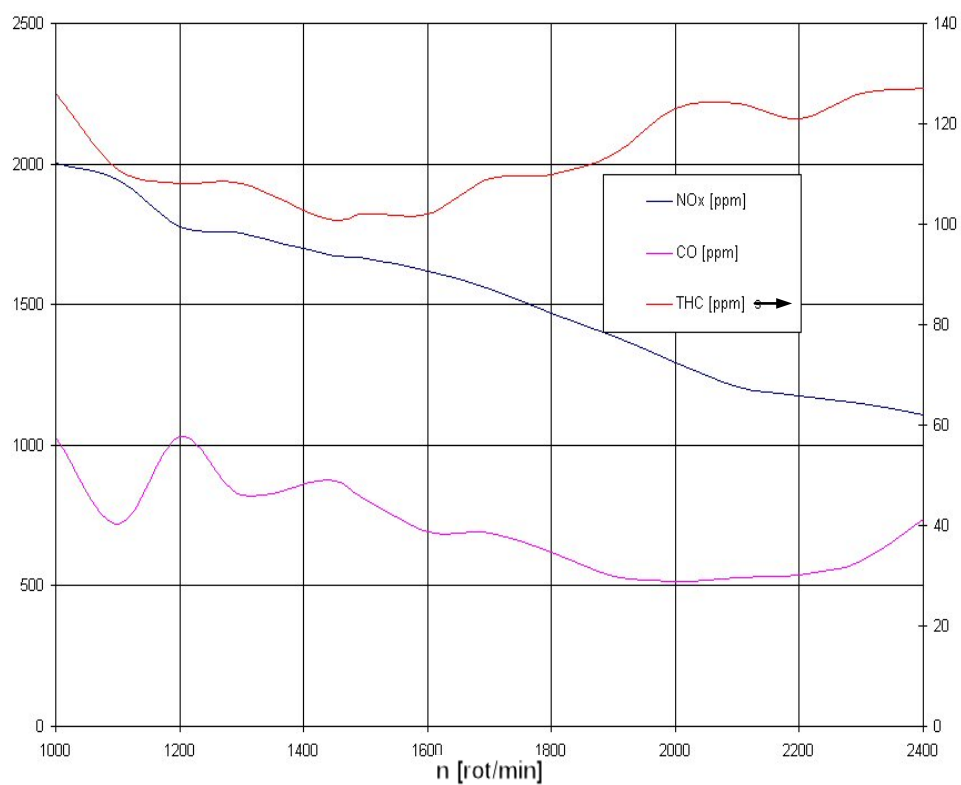


Fig. 3.20 Emisiile poluante pe caracteristica externă.

Pentru același motor sunt prezentate graficele de variație a celor mai importanți parametri și emisiile poluante pe caracteristicile de sarcină la turațiile de interes 1440 rot/min, turația de moment maxim și 2400 rot/min, turația nominală figurile 3.21-24.

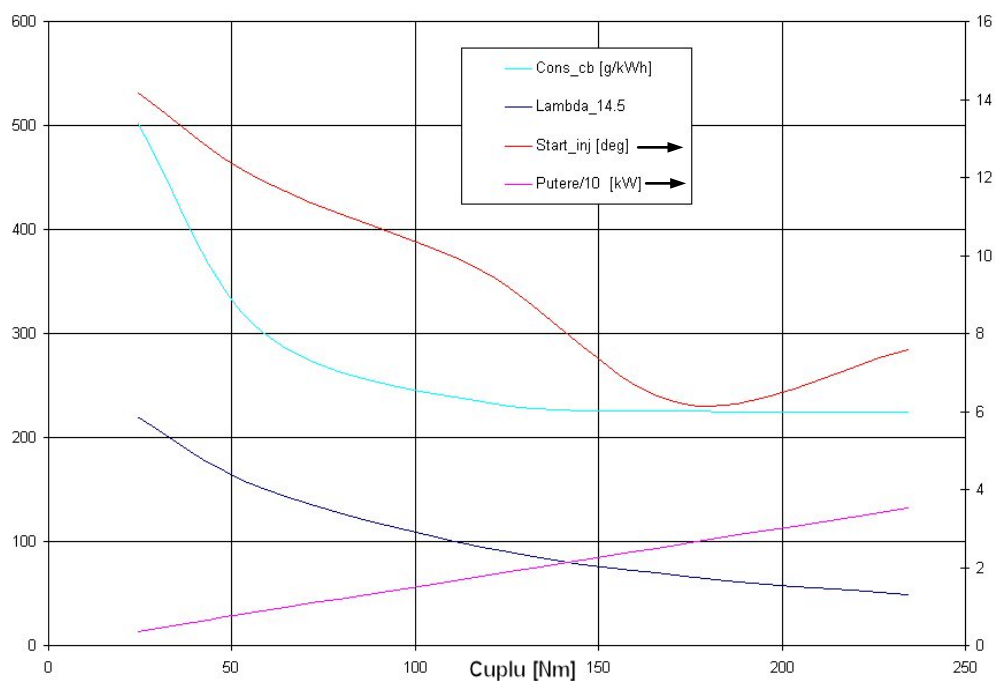


Fig. 3.21 Parametrii importanți ai motorului pe caracteristica de sarcină la turația de 1440 rot/min.

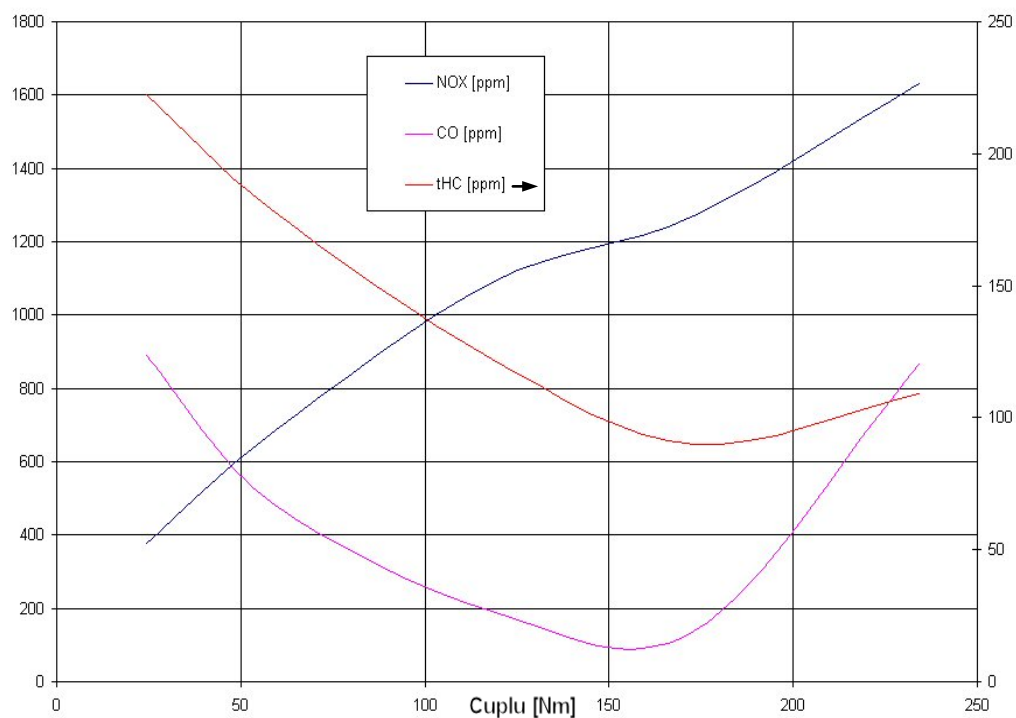


Fig. 3.22 Emisiile poluante pe caracteristica de sarcină la turația de 1440 rot/min.

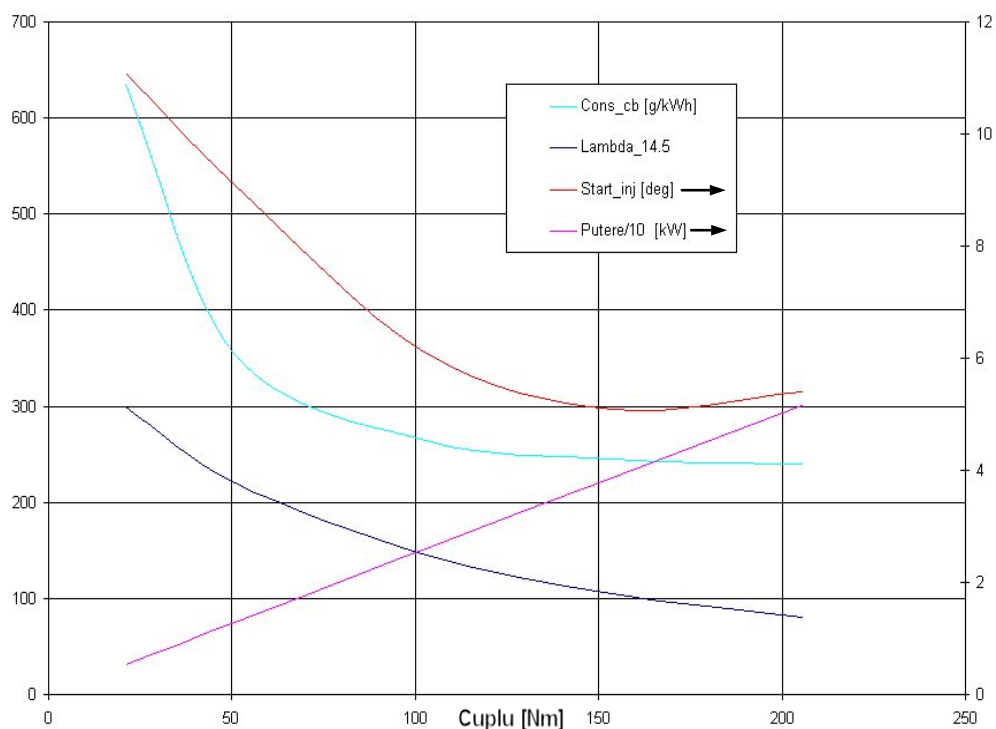


Fig. 3.23 Parametrii importanți ai motorului pe caracteristica de sarcină la turația de 2400 rot/min.

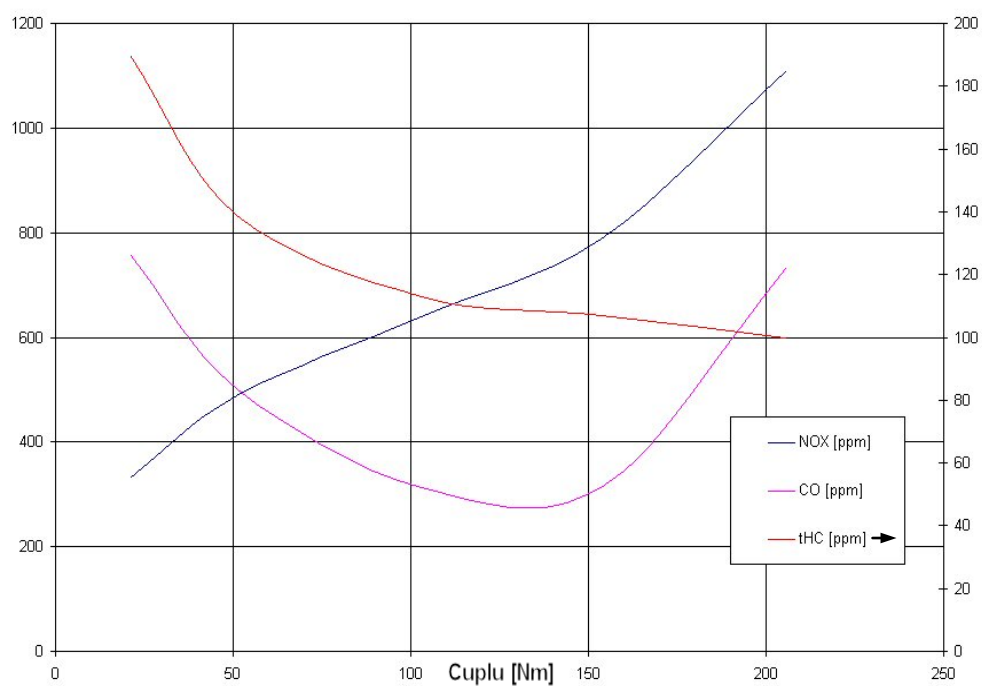


Fig. 3.24 Emisiile poluante pe caracteristica de sarcină la turația de 2400 rot/min.

Din analiza diagramelor prezentate se pot desprinde câteva concluzii, care concordă cu cele din literatura de specialitate:

- emisiilor de oxizi de azot și cele de hidrocarburi nearse au evoluții contrare;
- excesul de aer favorizează creșterea emisiilor de oxizi de azot;
- consumuri de combustibil reduse (randamente mari) se obțin în zonele în care emisiile de oxizi de azot au valori mari;
- emisiile de NO_x înregistrează valori reduse pentru avansuri reale la injecție mici, care, în mod natural, se obțin odată cu creșterea turației, ceea ce corespunde și cu micșorarea excesului de aer;
- excesele mari de aer favorizează scăderea consumului de combustibil și creșterea oxizilor de azot;
- în zona turației momentului maxim 1440 rot/min, consumul de combustibil are un minim pe caracteristica de turație, emisiile de oxizi de azot sunt medii, iar cele de hidrocarburi au un minim;
- pentru turația momentului maxim pe caracteristica de sarcină se poate observa că emisiile de noxe au un optim pentru zona 75% din puterea nominală a motorului (această observație este foarte importantă pentru motoarele utilizate în domeniul naval care funcționează la turația de sincronism de 1500 rot/min, real mai mică puțin, și la sarcină 75% din puterea nominală);
- emisiile de NO_x , care sunt de regulă critice, se observă că, la turații reduse, sunt mai mari la turația de cuplu maxim și scad la turația nominală.

Se poate observa că, pentru reducerea emisiilor de oxizi de azot, cel mai ușor se poate acționa prin modificarea avansului la injecție, care controlează, de fapt, procesul de ardere, diminuând ponderea arderii rapide în favoarea celei difuzive, cu penalizările de rigoare, în mod deosebit creșterea emisiilor de hidrocarburi și scăderea randamentului ciclului marcat prin creșterea consumului de combustibil.

Problema alegerii unui avans optim la injecție este, din acest motiv, de real interes. Pentru aceasta se ridică caracteristicile de avans la injecție la diferite turații și sarcină maximă, rezultantele fiind prezentate în continuare (fig. 3.25 – 3.33).

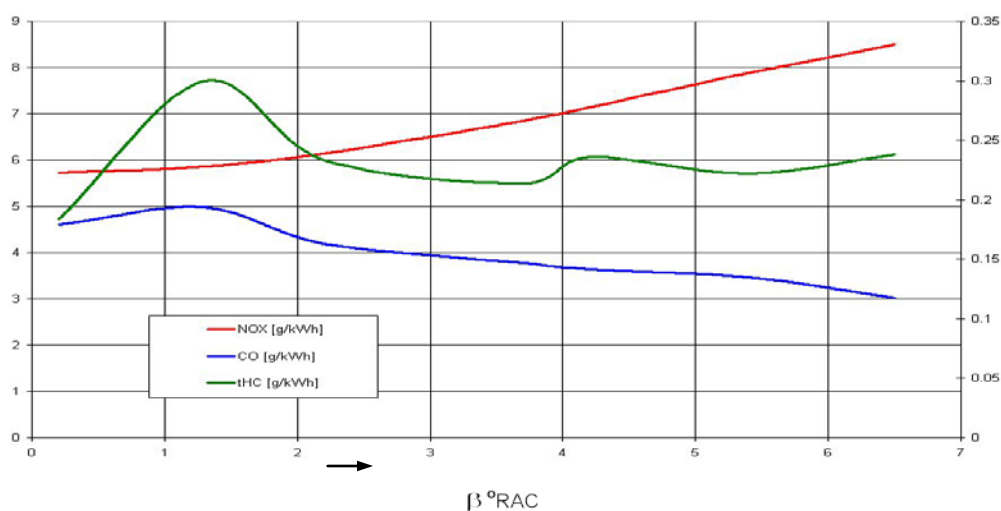


Fig. 3.25 Emisiile pe caracteristica de avans la injecție la turația 2400 rot/min și sarcină maximă.

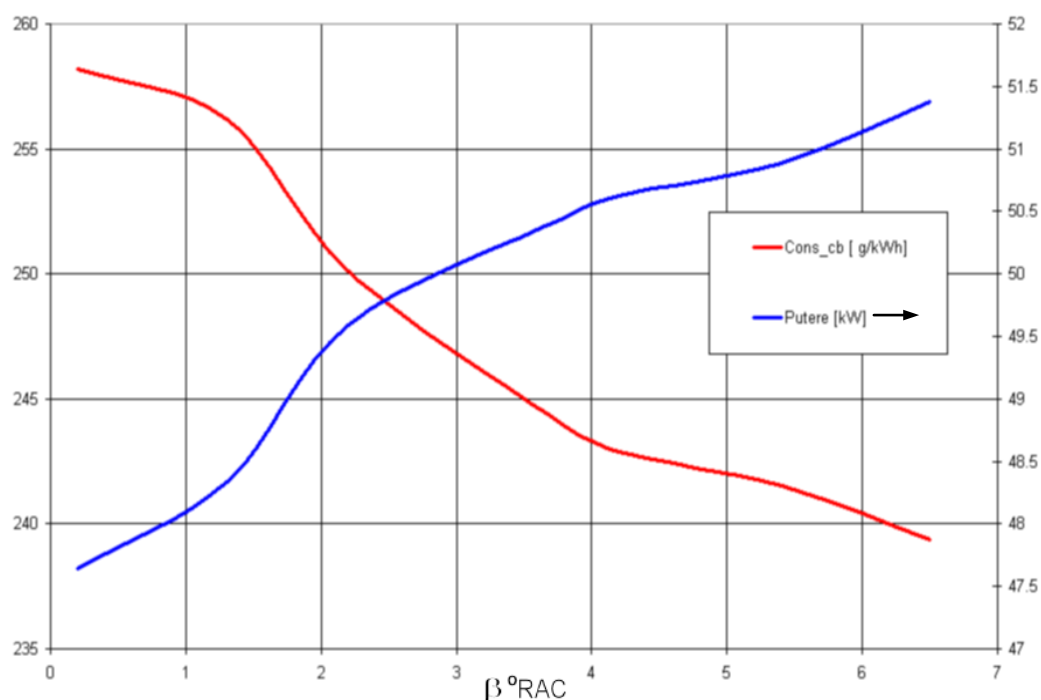


Fig. 3.26 Consumul și puterea pe caracteristica de avans la injecție la turația 2400 rot/min și sarcină maximă.

Din analiza graficelor de variație se poate constata că zona cea mai favorabilă se obține pentru 3 și 5 °RAC avans la injecție real reglat la turația nominală, cu un optim în zona 4 - 5 °RAC. S-a reglat avansul la injecție la pompă astfel încât să se obțină un avans la injecție real de 4 °RAC la turația nominală și s-a refăcut testul de noxe. Rezultatele se găsesc în tabelul 3.2.

Tabelul 3.2

NOX [g/h]	CO [g/h]	tHC [g/h]	citit [%]	citit [min-1]	8 Mode C1	NOX*wfi [g/h]	CO*wfi [g/h]	tHC*wfi [g/h]	P*wfi [kW]
385.6414	186.9515	10.70036	100	2400	0.15	54.6424	27.90323	1.602522	7.557
276.1286	89.31642	12.32377	75	2400	0.15	38.96805	13.3339	1.845137	5.658
203.9593	104.3723	16.94219	50	2401	0.15	28.74279	15.58189	2.535635	3.7635
98.16899	155.4063	27.53781	10	2400	0.1	9.173228	15.46942	2.746364	0.516
297.5112	115.7389	6.677281	100	1440	0.1	28.05851	11.51846	0.666838	3.452
227.6865	31.45395	7.210631	75	1439	0.1	21.36202	3.130896	0.719823	2.606
188.7585	31.10178	8.959457	50	1439	0.1	17.65085	3.095992	0.894022	1.726
30.08974	14.80048	3.28709	0	812	0.15	4.198821	2.210057	0.491648	0
SUM=						202.7967	92.24385	11.50199	25.279
						NOX [g/kWh]	CO [g/kWh]	tHC [g/kWh]	
						8.022496	3.649103	0.455011	
European Limits I						9.2	6.5	1.3	
Protocolul din 1997						9.8			

Subsumat confirmării rezultatelor s-a efectuat câte un ciclu de noxe în 8 puncte pentru câteva avansuri la injecție și s-a reprezentat evoluția emisiilor de noxe ponderate, rezultatul fiind ilustrat în figura 3.35.

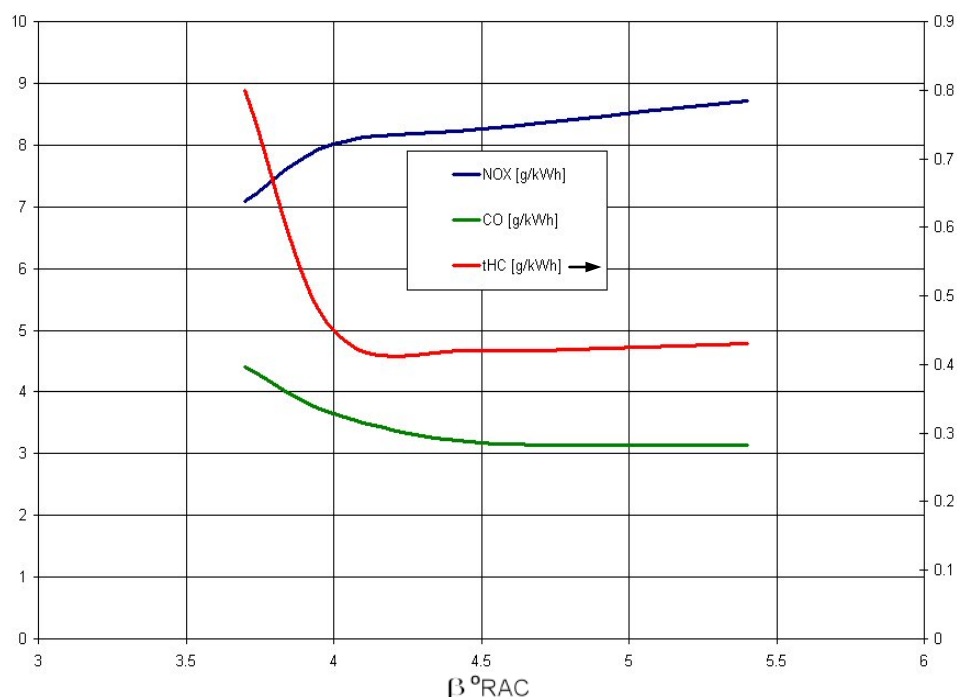


Fig. 3.35 Variația emisiilor poluante în funcție de avansul la injecție.

Analiza efectuată confirmă alegerea făcută, deși se poate observa că micșorarea avansului sub 4 °RAC ar putea duce la scăderea emisiilor de azot; aceasta nu este preferabil deoarece se diminuează performanțele motorului, scade puterea și cresc consumurile, în plus se majorează semnificativ emisiile de hidrocarburi nearse.

3.5 Concluzii

Referitor la aparatura utilizată

- Aceasta a fost de foarte bun nivel calitativ și prevăzută cu sisteme automate de control, calibrare, achiziție, prelucrare și stocare automată a datelor, ceea ce mărește mult acuratețea datelor și înlătură o serie de neajunsuri legate de prelucrarea manuală a acestora, mai ales că volumul de date necesare a fost foarte mare;
- Precizia de măsurare a analizatoarelor și traductorilor utilizați a fost corespunzătoare, 1% din domeniul de măsurare sau chiar mai mică;
- Viteza de achiziție este bună, 30 s în medie pentru o citire de bună calitate în regim stabilizat;
- Datele achiziționate sunt suficiente pentru calculul emisiilor de noxe în conformitate cu standardele din domeniul auto și maritim, dar pentru un studiu mai amănunțit al proceselor din motor ar fi fost necesare și alte date, dintre care cele mai importante:
 - debitul instantaneu al pompei de injecție (legea de injecție);
 - întârzierea la autoaprindere;

- compoziția chimică în cilindru pe durata unui ciclu, eventual în mai multe puncte din camera de ardere, cel puțin pentru NO_x ;
- câmpul de viteze în cilindru.

Referitor la metodologia de calcul

- Metodologia de calcul are marele avantaj că este standardizată și oferă o uniformitate subsecvent prezentării rezultatelor, ceea ce face posibilă interpretarea datelor furnizate de literatura de specialitate, pentru motoare similare.
- Este suficient de simplă pentru a nu introduce complicații nejustificate în metodologia de omologare, dar, bineînțeles, nu este suficient de exactă, deoarece conține numeroase formule simplificate și coeficienți al căror domeniu de valabilitate nu este bine definit.
- Reglementările auto ale Comunității Europene și cele ale SUA sunt destul de bine puse la punct, în schimb cele pentru domeniul naval au scăpări, sunt evazive și ambigue, deși sunt o extensie a celor anterior menționate - poate și din această cauză o serie de reglementări sunt obiecțional aplicabile în domeniul naval.

Motorul ales

- Motorul ales nu este cel mai reprezentativ pentru domeniul naval în general, dar este frecvent întâlnit în domeniul maritim portuar și fluvial (în mod deosebit ca Diesel-generator), pentru care se prevede o mai strictă și rapidă aplicare a reglementărilor Protocolului;
- Alegerea a fost motivată și de posibilitățile de testare, care, după cum s-a prezentat, necesită aparatură deosebită și scumpă.

Baza de date

- Datele acumulate sunt bogate și conțin suficiente informații despre o plajă largă de regimuri din tot domeniul de funcționare al motorului, pentru varianta constructivă testată;
- Conține informații bogate despre variația celor mai importanți parametri ai motorului și despre emisiile poluante ale acestuia, în mod deosebit cele de NO_x .
- Sunt informații despre variația celor mai importanți parametri de reglaj și efectul lor asupra emisiilor poluante:
 - influența avansului la injecție asupra emisiilor poluante și parametrilor tehnico-economici și de performanță ai motorului;
 - influența presiunii de deschidere a injectorului asupra emisiilor poluante, în mod deosebit a celor de NO_x .

CAPITOLUL IV

MODELUL DEZVOLTAT ȘI ÎNCADRAREA LUI ÎN TENDINȚELE ACTUALE

4.1 Modelul dezvoltat

Modelul dezvoltat este de tip multidimensional și rezolvă sistemele de ecuații combinate specifice:

- curgerii turbulente compresibile;
- reacțiilor chimice de:
 - o ardere a combustibilului;
 - o emisiilor de noxe;
- curgerii și evaporării jeturilor de particule lichide.

Formularea este spațial bidimensională și permite abordarea plană și axial simetrică a geometriei camerei de ardere.

Formularea axial simetrică, cazul cel mai frecvent întâlnit în practică, permite luarea în calcul și a mișcării de swirl în jurul axei de simetrie, măbind, astfel, rezoluția spațială și implementând, parțial, cea de a treia dimensiune geometrică.

Schema numerică de rezolvare este cu avans în timp, utilizând o schemă de discretizare cu volume finite și un algoritm parțial implicit.

Rețeaua de discretizare este ajustabilă și este formată din patrulatere generalizate ale căror colțuri sunt specificate prin coordonate dependente de timp raportat la poziția inferioară a pistonului, care permite abordarea problemei Eulerian sau Lagrangean, în funcție de necesități.

4.2 Prezentarea fundamentului teoretic

4.2.1 Ecuațiile modelului

4.2.1.1 Notății și convenții generale

Ecuațiile modelului sunt scrise în două dimensiuni, pentru a putea permite atât abordarea axial simetrică, utilizând coordonate sferice, cât și abordarea generalizată în coordonate carteziane. În ambele variante planul de calcul este xOy, axa x - este paralelă cu raza pistonului, iar y - cu axa de simetrie a cilindrului. Pentru concizie ecuațiile sunt scrise în notație vectorială.

4.2.1.2 Ecuațiile fazei fluide

Densitatea parțială a speciilor k este notată cu ρ_k , iar densitatea fazei fluide, exclusiv masa picăturilor de combustibil, este dată de relația:

$$\rho = \sum_k \rho_k . \quad (4.4)$$

Ecuatia de continuitate pentru specia k este dată de relația:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{1}{R} \nabla \cdot (R \rho_k u) = \frac{1}{R} \nabla \cdot \left[R \rho D \nabla \left(\frac{\rho_k}{\rho} \right) \right] + \dot{\rho}_k^C + \dot{\rho}_S \delta_{k1}, \quad (4.5)$$

unde D este difuzivitatea speciilor, presupusă aceeași pentru toate speciile, $\dot{\rho}_k^C$ este rata de modificare a ρ_k datorită reacțiilor chimice ce va fi definită mai târziu, $\dot{\rho}_S$ este rata de modificare a ρ_1 (densitatea vaporilor de combustibil) datorită evaporării sau condensării picăturilor care compun jetul de combustibil.

Dacă se însumează ecuația (4.5) după k (numărul de specii în fază gazoasă existente) se obține *ecuația de continuitate*:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{1}{R} \nabla \cdot (R \rho u) = \dot{\rho}_S . \quad (4.6)$$

Ecuatia momentului pentru amestecul fluid se poate scrie:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u) + \frac{1}{R} \nabla \cdot (R \rho u u) = - \nabla p + \frac{1}{R} \nabla \cdot (R \sigma) - \frac{(\sigma_0 - \rho w^2)}{R} \nabla R + \tilde{F} + \rho \tilde{G}, \quad (4.7)$$

unde p este presiunea fluidului, w este viteza de swirl (viteză normală pe planul xOy), σ este tensorul bidimensional al tensiunilor vâscoase, σ_0 este tensiunea vâscoasă cilindrică (pe direcția z), $\tilde{F}$ este momentul pe unitatea de volum și pe unitate de timp transferat de jetul de picături amestecului gazos, $\tilde{G}$ sunt forțele masice.

Tensorul tensiunilor vâscoase este dat de relația:

$$\sigma_{\approx} = \mu \left[(\nabla u) + (\nabla u)^T \right] + \left(\frac{\lambda}{R} \right) \nabla \cdot (R u) I, \quad (4.8)$$

$$\sigma_0 = \left(\frac{2\mu}{R} \right) u \cdot \nabla R + \left(\frac{\lambda}{R} \right) \nabla \cdot (R u), \quad (4.9)$$

unde μ vâscozitatea dinamică (caracterizează deformările liniare) și λ globală (caracterizează deformărilor volumice); I este matricea unitate bidimensională.

În programul de calcul s-a considerat fluidul Newtonian și s-a aplicat ipoteza simplificatoare:

$$\lambda = -\frac{2\mu}{3}.$$

Ecuatia momentului unghiular, care permite determinarea vitezei de swirl w este:

$$\frac{\partial}{\partial t}(R\rho w) + \frac{1}{R} \nabla \cdot (R^2 \rho w u) = \frac{1}{R} \nabla \cdot (R \tau) + N, \quad (4.10)$$

unde tensiunea de swirl τ este dată de relația:

$$\tau = \mu R^2 \nabla \left(\frac{w}{R} \right), \quad (4.11)$$

iar N este momentul unghiular (în jurul axei de simetrie) pe unitate de volum și timp transferat de la jetul de combustibil, care va fi prezentat mai târziu. Ecuatia momentului unghiular are sens doar dacă există mișcare de swirl și problema prezintă simetrie axială.

Ecuatia energiei interne:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho I) + \frac{1}{R} \nabla \cdot (R \rho I u) = & -\frac{p}{R} \nabla \cdot (R u) + \sigma : \nabla u + \tau \cdot \nabla \left(\frac{w}{R} \right) \\ & + \frac{(\sigma_0)}{R} u \nabla R - \frac{1}{R} \nabla \cdot (R J) + \dot{Q}_C + \dot{Q}_S, \end{aligned} \quad (4.12)$$

unde I este energia specifică a amestecului gazos (fără energia chimică), J este fluxul termic, $\dot{Q}_C$ este rata de modificare a energiei datorită reacțiilor chimice (ce va fi definită mai târziu) și $\dot{Q}_S$ este un termen sursă asociat cu interacțiunea dintre jetul de combustibil și amestecul gazos.

Fluxul termic este dat de relația:

$$J = -K \nabla T - \rho D \sum_K h_k \nabla \left(\frac{\rho_k}{\rho} \right), \quad (4.13)$$

unde K este conductivitatea termică, T este temperatura absolută și h_k este entalpia specifică a speciei k .

Reacțiile chimice care au loc în interiorul cilindrului au fost tratate ca fiind de forma generală:

$$\sum_k a_{kr} X_k \leftrightarrow \sum_k b_{kr} X_k, \quad (4.18)$$

unde X_k reprezintă un mol din specia k , iar a_{kr} și b_{kr} sunt coeficienții stoichiometrici ai reacției r . Reacțiile au fost alese de așa natură încât coeficienții reacțiilor să fie întregi.

În aceste condiții, termenul sursă chimic în ecuația de continuitate a speciilor este dat de relația:

$$\dot{\rho}_k^C = W_k \sum_r (b_{kr} - a_{kr}) \dot{\omega}_r, \quad (4.19)$$

unde $\dot{\omega}_r$ este viteza de reacție a reacției r .

Căldura degajată în urma reacției chimice termen sursă în ecuația energiei este dat de relația:

$$\dot{Q}_C = \sum_r q_r \dot{\omega}_r \quad (4.20)$$

unde q_r este căldura de reacție pentru reacția r la zero grade Kelvin.

Viteza de reacție se determină diferit în funcție de tipul reacției chimice. Reacțiile lente au fost tratate ca reacții cinetice, iar cele rapide, în principal de disociere, ca reacții la echilibru (vitezele lor de reacție fiind foarte mari astfel că se poate considera că ele se desfășoară instantaneu).

Dacă reacția r este cinetică, viteza de reacție se poate calcula cu relația cunoscută:

$$\dot{\omega}_r = k_{fr} \prod_k \left(\frac{\rho_k}{W_k} \right)^{a'_{kr}} - k_{br} \prod_k \left(\frac{\rho_k}{W_k} \right)^{b'_{kr}}, \quad (4.21)$$

unde k_{fr} și k_{br} sunt coeficienții de reacție ai reacției r directe și inverse, iar a'_{kr} și b'_{kr} sunt ordinele de reacție a reacției, care nu trebuie să coincidă cu coeficienții de reacție.

4.2.1.3 Ecuațiile jetului de particule

Ecuația generală a jetului poate fi scrisă funcție de f , funcția de repartiție a picăturilor sub forma:

$$\frac{\partial f}{\partial t} + \nabla_x (f u_p) + \nabla_{u_p} (f F_p) + \frac{\partial}{\partial r_p} (f R_p) + \frac{\partial}{\partial T_p} (f \dot{T}_p) = \dot{Q}, \quad (4.26)$$

unde u_p , F_p , R_p și $\dot{T}_p$ sunt viteza, forța, viteza de variație a razei și temperatura unei picături arbitrare din jet cu raza r_p .

$f dr_p du_p dx dT_p$ - este numărul probabil de picături din jet care au raza r_p în intervalul dr_p din jurul lui r_p , care se deplasează cu viteza u_p în intervalul du_p , se găsesc în poziția x în intervalul dx și au temperatura T_p în intervalul dT_p , unde $\dot{Q}$

reprezintă viteza de creștere a lui f datorită coliziunilor, coalescenței și fragmentării picăturilor, iar $\dot{T}_p$ este viteza de variație a temperaturii în raport cu timpul.

Pentru o particulă k ecuația de conservare a impulsului simplificată este:

$$m_k \frac{d}{dt} u_{pk} = m_k g - \frac{m_k}{\rho_k} \nabla p + D_k(u_g)(u_g - u_{pk}); \quad (4.27)$$

unde,

$$u_{pk} = \frac{dx_{pk}}{dt}, \quad (4.28)$$

este viteza particulei, m_k este masa particulei, ρ_k densitatea, $D_k(u_g)$ rezistența la înaintare pentru o particulă, iar u_g viteza instantanee a gazelor, scrisă ca resultantă a vitezei medii și turbulente.

4.2.2 Schema numerică

Sistemul de ecuații prezentat în paragraful anterior este un sistem de ecuații diferențiale neliniare, puternic cuplate între ele. Pentru rezolvarea acestuia sunt necesare scheme numerice performante, care să asigure o bună stabilitate și o convergență satisfăcătoare într-un număr acceptabil de pași de calcul.

4.2.2.1 Diferențierea temporală

Diferențierea temporală este bazată pe algoritmul ICE (Implicit Continuous-fluid Eulerian) care este o metodă parțial implicită și are principalul avantaj că elimină restricțiile de stabilitate la viteze reduse impuse de schemele pur explicite.

Ecuația energiei se rezolvă explicit decuplat de celelalte două. Deoarece ecuația energiei nu se rezolvă împreună cu ecuația momentului și de continuitate (legătura dintre presiune și densitate realizându-se doar cu ajutorul ecuației de stare) se introduce aproximarea că presiunea variază puțin la modificarea fracției masice a speciilor datorită reacțiilor chimice și cu temperatura, ceea ce impune serioase limitări gradientilor de creștere a acestor mărimi și, implicit, a pasului de timp adoptat.

Intervalul de timp $\Delta t^n = t^{n+1} - t^n$ este pasul de timp, iar n este numărul ciclului de calcul. În relațiile prezentate numărul ciclului este trecut ca indice superior, astfel că M^n reprezintă aproximarea prin diferențe finite a mărimii M la momentul discret de timp t^n . Diferențialele temporale utilizate sunt de ordinul întâi și sunt exprimate astfel:

$$\frac{\partial M}{\partial t} = \frac{M^{n+1} - M^n}{\Delta t}. \quad (4.70)$$

Pentru a putea avansa în timp unele mărimi sunt necesari mai mulți pași de timp. Din acest motiv fiecare ciclu este realizat în trei subpași temporali sau faze.

Această abordare este și în legătură directă cu discretizarea spațială care este bazată pe metoda ALE (Alternate Lagrangian Eulerian Method). Cele trei faze sunt după cum urmează:

- Faza A - este un calcul explicit Lagrangian;
- Faza B - calcul Lagrangian în esență și constă dintr-unul implicit iterativ pentru calculul presiunii;
- Faza C - este un calcul Eulerian, o rezonare după calculul Lagrangian, care permite estimarea componentei convective din ecuațiile curgerii.

Mărimile care sunt avansate în subpași de timp au ca indice superior litera fazei respective, mai puțin litera C, care ar corespunde fazei finale, fiind identică cu mărimea de la capătul superior al intervalului de timp.

4.2.2.2 Diferențierea spațială

Diferențierea spațială este bazată, așa cum s-a precizat și-n paragraful anterior, pe metoda ALE, care utilizează o rețea alcătuită din patrulatere. Diferențialele spațiale sunt centrate de ordinul doi, specifice schemelor cu volume finite, care permit conservarea locală a proprietăților ecuațiilor diferențiale ale curgerii.

Rețeaua de discretizare este bidimensională în planul xOy și conține axa cilindrului, care este paralelă cu axa y a sistemului de coordonate, x fiind paralelă cu raza cilindrului. Este alcătuită din mici patrulatere, numite celule sau zone, ale căror colțuri se numesc noduri în raport cu care diferențialele spațiale sunt create. Nodurile nu sunt staționare ele putându-se mișca în orice direcție. Această caracteristică permite abordarea lagrangian-euleriană a problemei, precum și modificarea rețelei funcție de poziția pistonului.

4.2.2.3 Modelarea jetului

Tratarea interacțiunii dintre jetul de combustibil alcătuit din picături și faza gazoasă se bazează pe metoda probabilistică Monte Carlo. Jetul este considerat ca fiind alcătuit din particule de calcul discrete, fiecare reprezentând un grup de picături aproximativ identice din punct de vedere al dimensiunilor, temperaturii, vitezei. Funcția de distribuție în dimensiuni, viteză, temperatură, produsă de un injector poate fi modelată statistic, iar particulele discrete (grup de picături sau particule de calcul) astfel obținute pot fi tratate ca unitar, ele modelând la nivel statistic picăturile fizice din jet. Utilizând aceste particule de calcul discrete se poate studia interacțiunea dintre acestea și faza gazoasă și se determină schimbul de masă, moment și energie care are loc până la vaporizarea completă a lor.

Aspectele abordate de această formulare cuprinde:

- Injecția particulelor de combustibil;
- Difuzia turbulentă a particulelor;
- Cuplajul implicit realizat între particulele jetului și ecuația de moment.

Abordarea nu ține cont de deplasamentul volumic generat de existența particulelor în jet, considerând jetul diluat și nu tratează interacțiunea dintre particule.

Pentru modelarea probabilistică a distribuției dimensionale a picăturilor se utilizează o lege exponențială funcție de diametrul mediu Sauter, mărime calculată

cu relații semianalitice funcție de parametri cunoscuți ai injectiei sau obținută din date experimentale:

$$D_{32} = 1.445 \frac{d_0^{0.667} \sigma_c^{0.1927} \mu_c^{0.1466}}{\rho_a^{0.226} \rho_c^{0.0733} w_0^{0.532}}, \quad (4.79)$$

$$D_{32} = d_0 \cdot \max \left[4.12 Re^{0.12} We^{-0.75} \left(\frac{\mu_c}{\mu_a} \right)^{0.54} \left(\frac{\rho_c}{\rho_a} \right)^{0.18}, 0.38 Re^{0.25} We^{-0.32} \left(\frac{\mu_c}{\mu_a} \right)^{0.37} \left(\frac{\rho_c}{\rho_a} \right)^{-0.47} \right]$$

unde d_0 reprezintă diametrul orificiului de pulverizare, σ_c tensiunea superficială a picăturii de combustibil, η_c vâscozitatea dinamică a combustibilului; ρ_a , ρ_c densitatea aerului cu care se amestecă combustibilul pulverizat și, respectiv, a combustibilului; w_0 viteza acestuia prin orificiul de pulverizare; iar Re și We numerele Reynolds și Weber.

4.2.2.5 Faza A: Calculul explicit Lagrangian

În faza A variabilele sunt calculate în mod explicit Lagrangian. Nodurile rețelei sunt deplasate temporar cu viteza locală a fluidului, astfel termenii convectivi din ecuații se anulează.

Se definește în aceste condiții masa parțială a celulei cu relația:

$$(M_k)_{ij} = \int_{A_{ij}} R \rho_k dA = (\rho_k)_{ij} V_{ij}, \quad (4.90)$$

unde s-a presupus că ρ_k este uniformă în interiorul fiecărei celule (i,j) . La fel se definește și masa totală a celulei.

$$M_{ij} = \int_{A_{ij}} R \rho dA = \rho_{ij} V_{ij} = \sum_k (M_k)_{ij}.$$

Particularizând ecuația conservării masei speciilor (4.5) pentru faza A se poate obține:

$$\frac{(M_k)_{ij}^A - (M_k)_{ij}^n}{\Delta t} = \sum_{\alpha} R_{\alpha}^n \rho_{\alpha}^n D_{\alpha}^n \left[\nabla \left(\frac{\rho_k^n}{\rho^n} \right) \right]_{\alpha} \cdot \tilde{n}_{\alpha}^n \Delta s_{\alpha}^n, \quad (4.91)$$

$$+ (\dot{\rho}_k^C)_{ij}^A V_{ij}^n + (\dot{\rho}_S)_{ij}^A V_{ij}^n \delta_{k1}$$

unde suma este pe toate fețele celulei (i,j) , $\left[\nabla \left(\frac{\rho_k^n}{\rho^n} \right) \right]_\alpha$ este aproximarea termenului $\nabla \left(\frac{\rho_k^n}{\rho^n} \right)$ în centrul feței α , iar $(\dot{\rho}_k^C)_{ij}^A$ și $(\dot{\rho}_S)_{ij}^A$ sunt termenii sursă proveniți din reacțiile chimice și evaporarea picăturilor din jetul de combustibil.

Pentru calculul lui $\left[\nabla \left(\frac{\rho_k^n}{\rho^n} \right) \right]_\alpha$ se utilizează teorema divergenței, care transformă integralele de volum (arie) în integrale de suprafață (contur), astfel, dacă se consideră că mărimea de diferențiat este Q un scalar (mărime situată în centrul celulelor), se poate scrie în 2D:

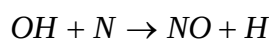
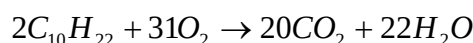
$$\iiint_V \nabla \cdot Q dv = \iint_S Q \cdot n ds, \quad (4.92)$$

$$\iiint_V \left(\frac{\partial Q}{\partial x} \cdot i + \frac{\partial Q}{\partial y} \cdot j \right) dv = \iint_S Q (dy \cdot i - dx \cdot j). \quad (4.93)$$

Termenul sursă chimic $(\dot{\rho}_k^C)_{ij}^A$ s-a calculat luând în considerare 12 specii, implicate în 10 reacții chimice. Pentru a putea fi rezolvate în bune condiții cele 10 reacții au fost împărțite în două categorii, funcție de vitezele de reacție:

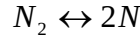
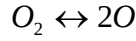
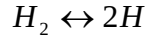
- 4 reacții cinetice (cele de viteză redusă): o reacție de oxidare a decanului într-o singură etapă și 3 reacții reprezentând mecanismul Zeldovich extins pentru formarea oxidului de azot;
- 6 reacții la echilibru (reacțiile de viteză foarte mare), reacțiile de disociere a: oxigenului, hidrogenului, azotului, dioxidului de carbon, radicalului hidroxil și apei.

Reacțiile cinetice sunt:

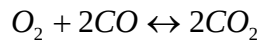
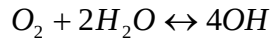
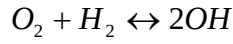


(4.100)

Reacțiile la echilibru au fost alese și modificate respectând aceleași criterii ca și pentru cele cinetice, iar coeficienții de echilibru considerați sub formă generală (4.22) au fost aleși din literatura de specialitate :



(4.102)



Pentru reacțiile cinetice schema numerică de calcul trebuie să calculeze $\dot{\omega}_r$ dat de relația (4.21) pentru fiecare pas de timp, care, în contextul calculului pe faze, devine $\dot{\omega}_r^A$, r fiind numărul de reacții cinetice. Calculul se efectuează la nivelul fiecărei celule (i, j) deoarece reacțiile chimice se consideră decuplate și că au loc la presiune constantă în condițiile locale din celula respectivă. Se calculează mai întâi cantitățile:

$$\Omega_{fr} = k_{fr}^n \prod_k \left(\frac{\tilde{\rho}_k}{W_k} \right)^{a_{kr}}, \quad (4.103)$$

$$\Omega_{br} = k_{br}^n \prod_k \left(\frac{\tilde{\rho}_k}{W_k} \right)^{b_{kr}}$$

unde k_{fr}^n și k_{br}^n sunt calculați cu relațiile (4.22), unde $T = T^n$ și $\tilde{\rho}_k$ este o densitate intermediară a lui ρ_k , ce este reactualizată după toate reacțiile anterioare reacției curente.

4.2.2.6 Faza B: Calculul presiunii

Faza B este o procedură implicită de calcul, Lagrangiană în esență. Ea presupune rezolvarea unui sistem de ecuații pentru obținerea presiunii și are ca scop cuplarea ecuațiilor curgerii, chiar dacă doar parțială, deoarece acestea au fost simplificate pentru ca sistemul să poată fi rezolvat cu ușurință. Chiar și în aceste condiții pune serioase probleme deoarece este puternic neliniar. Sistemul de ecuații ce trebuie rezolvat este alcătuit din:

$$x_{ij}^B = x_{ij}^B + u_{ij}^B \Delta t, \quad (4.174)$$

$$y_{ij}^B = y_{ij}^B + v_{ij}^B \Delta t,$$

ecuații care permit determinarea volumului la sfârșitul fazei B cu relațiile cunoscute prezentate anterior. În timpul fazei B se presupune că masa speciilor și, implicit, masa totală rămân nemodificate, astfel se poate scrie:

$$(M_k)_{ij}^B = (M_k)_{ij}^A, \quad (4.175)$$

$$M_{ij}^B = M_{ij}^A,$$

de unde se poate deduce:

$$(\rho_k)_{ij}^B = (\rho_k)_{ij}^A \left(\frac{V_{ij}^A}{V_{ij}^B} \right), \quad (4.176)$$

$$\rho_{ij}^B = \rho_{ij}^A \left(\frac{V_{ij}^A}{V_{ij}^B} \right).$$

Energia internă după faza B se calculează cu relația:

$$I_{ij}^B = I_{ij}^A - \Phi_1(1 - \Phi_2) \frac{p_{ij}^B(V_{ij}^B - V_{ij}^n)}{M_{ij}^A}, \quad (4.177)$$

unde Φ_2 este un parametru care permite luarea în calcul a lucrului mecanic în faza B (dacă $\Phi_2 = 0$) sau în faza C (dacă $\Phi_2 = 1$).

Presiunea în faza B se determină cu relațiile:

$$p_{ij}^B = R_g T_{ij}^* \sum_k \frac{(\rho_k)_{ij}^B}{W_k}, \quad (4.178)$$

4.2.2.7 Faza C: Calculul convectiv

Faza C calculează fluxurile convective ale mărimilor de calcul datorate mișcării fluidului față de rețeaua de discretizare. Acest lucru este realizat geometric prin calculul volumului baleiat de fiecare față a celulelor (tipice sau moment) când nodurile rețelei de discretizare se deplasează din pozițiile calculate în faza B în pozițiile lor finale $(x_{ij}^{n+1}, y_{ij}^{n+1})$. Se calculează δV_α o variație de volum cu semn care este asociată unui patrulater, determinat de cele două poziții ale feței α a celulei în faza B și faza finală $n+1$. Acest volum se calculează utilizând formulele cunoscute adaptate pentru a ține cont de semn.

Produsul dintre δV_α și densitatea volumică a mărimii în discuție dă mărimea fluxul transportat între cele două celule care au fața α în comun. Această mărime este, în fond fluxul, convectiv ce străbate fața α dacă calculul ar fi fost abordat în

manieră Euleriană (celulă fixă). Valoarea finală a mărimii extensive Q pentru celulele tipice sau moment (i, j) este dată de relația:

$$Q_{ij}^{n+1} = Q_{ij}^B + \sum_{\alpha} q_{\alpha}^B \delta V_{\alpha}, \quad (4.193)$$

unde q_{α}^B este densitatea volumică a mărimii Q pe fața α .

4.2.2.8 Modelul de turbulență SGS

Efectul turbulenței este modelat prin determinarea lui μ_t utilizând SGS (subgrid scale turbulent viscosity), care propune o extensie a microscării Kolmogorov, a vârtejurilor mici, la nivelul celulei furnizate de rețeaua de discretizare.

Modelul propune pentru calculul vâscozității turbulente la nivelul celulei de calcul relația:

$$\mu_t = \frac{1}{\sqrt{2}} \rho k_D^2 \Lambda^2 (D_{11}^2 + D_{22}^2 + D_{33}^2 + 2D_{12}^2 + 2D_{13}^2 + 2D_{23}^2)^{\frac{1}{2}}, \quad (4.207)$$

unde,

$$\begin{aligned} D_{11} &= 2 \frac{\partial u}{\partial x}, & D_{22} &= 2 \frac{\partial v}{\partial x}, & D_{33} &= \frac{2}{R} \mathbf{u} \cdot \nabla \mathbf{u}, \\ D_{12} &= \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x}, & D_{13} &= \frac{\partial w}{\partial x} - \frac{w}{R}, & D_{23} &= \frac{\partial w}{\partial y}, \end{aligned} \quad (4.208)$$

k_D este o constantă adimensională (frecvent fiind setată $k_D \approx 0.17$) și Λ este dimensiunea cea mai mare a celulei în care se face calculul lui μ_t .

4.2.2.9 Vâscozitatea artificială

Pentru cazurile la care apar unde de șoc este necesar ca în ecuațiile curgerii să se adauge din motive de stabilitate și convergență o vâscozitate artificială cunoscută ca vâscozitate Von Neumann-Richtmyer.

Relația de calcul pentru presiunea vâscoasă corespunzătoare este:

$$q_{ij} = \lambda_0 \rho_{ij} A_{ij} D_{ij} \min(0, D_{ij}) \quad (4.209)$$

unde coeficientul adimensional $\lambda_0 = 0.25$, iar D_{ij} este aproximarea cu diferențe finite a divergenței vitezei $\nabla \cdot \mathbf{u}$ în celula (i, j) .

4.2.2.10 Condițiile pe contur

Problema cea mai dificilă este legată de condițiile pe contur și se referă la stratul limită turbulent care de cele mai multe ori este foarte subțire pentru a putea fi prins de o rețea practică de discretizare. Din acest motiv, pentru calcul se utilizează legea turbulentă la perete, care se poate scrie pentru un perete neted sub următoarea formă:

$$\frac{u}{u_*} = 0.75 + 2.19 \ln \left(\frac{yu}{\nu} \right), \quad (4.210)$$

unde u este componenta tangențială a vitezei fluidului la distanța măsurată pe perpendiculara la perete y , ν este vâscozitatea cinematică și u_* este viteza de frecare cu peretele.

4.2.2.11 Condițiile de stabilitate

Pe o rețea rectangulară de discretizare, fiecare proces difuziv tratat explicit are ca și criteriu de stabilitate o restricție de tipul:

$$\nu \Delta t < \frac{1}{2} \frac{\Delta x^2 \Delta y^2}{\Delta x^2 + \Delta y^2}, \quad (4.215)$$

unde ν este difuzivitatea specifică, iar Δx și Δy este incrementul spațial. În cazul unei rețele generalizate, cum este cazul celei utilizate, se poate accepta ca o primă aproximație că $\Delta x \Delta y$ se poate înlocui cu aria celulei A , iar $\Delta x^2 + \Delta y^2$ poate fi înlocuit cu rădăcina pătrată a celei mai mari diagonale a celulei de calcul l^2 . În aceste condiții relația (4.215) se poate scrie:

$$\nu \Delta t < \frac{A^2}{2l^2}, \quad (4.216)$$

relație mult mai comodă pentru calculul numeric.

Relația de stabilitate difuzivă pentru setul de ecuații considerat este:

$$\Delta t_{dif} < \frac{A^2}{2l^2 \max \left(\frac{4\mu}{3\rho}, \frac{k}{\rho c_v}, D \right)}. \quad (4.217)$$

Se pune, de asemenea, și problema stabilității convective, care pentru o rețea rectangulară este dată de restricția:

$$\Delta t_{conv} < \min \left(\frac{\Delta x}{|u - u_{ret}|}, \frac{\Delta y}{|v - v_{ret}|} \right), \quad (4.218)$$

unde u_{ret} și v_{ret} sunt componentele vitezei rețelei pe cele două direcții.

Restricții de stabilitate impun și reacțiile chimice cinetice, care se exprimă sub forma :

$$\Delta t_{chem} = \Delta t_{vechi} \left(\frac{I}{\Delta I} \right)_{chem}, \quad (4.220)$$

unde ΔI și I sunt variația energiei interne după reacțiile chimice cinetice și energia cinetică finală de la pasul anterior de timp.

O relație asemănătoare se utilizează și pentru rata evaporării picăturilor de combustibil:

$$\Delta t_{evap} = \Delta t_{vechi} \left(\frac{V}{\Delta V} \right)_{evap}, \quad (4.221)$$

unde V și ΔV sunt variația de volum a celulei datorată evaporării picăturilor și volumul final al celulei de la pasul anterior de timp.

Însumând condițiile de stabilitate prezentate și impunând un pas maxim de timp Δt_{max} , se poate determina pasul de timp pentru ciclul următor cu relația:

$$\Delta t^{n+1} = \min(\Delta t_{max}, \Delta t_{conv}, \Delta t_{dif}, \Delta t_{chem}, \Delta t_{evap}), \quad (4.222)$$

la care, funcție de necesități, se mai pot adăuga și condiții pentru pasul de timp legate de viteza de convergență a procedurii iterativ aplicat pentru calculul presiunii.

4.3. Programul de calcul

4.3.1 Date generale

Programul de calcul este alcătuit din subrutine de calcul controlate de un program principal. A fost scris în Matlab v7 și a fost transformat și compilat în C utilizând un sistem de operare WINDOWS 7. Pentru compilarea pe alte platforme trebuie modificată calea de acces la fișierele cu date, în conformitate cu structura specifică sistemului respectiv. Biblioteca matematică utilizată este cea obișnuită pentru toate compilatoarele C.

Programul de calcul elaborat este un program deschis, schema logică este prezentată în figura 4.8 și nu are interfață grafică fiind un program de lucru experimental. Din acest motiv datele de intrare sunt conținute în fișiere text cu structură specială precizată de fișierul AFIS_DAT.txt, care afișează datele de intrare ale programului în ordinea citirii, precizând fișierul de unde au fost citite, comentarii ajutătoare referitoare la mărimea respectivă, numele variabilelor program în care sunt stocate și valorile pe care acestea le au.

Pentru salvarea datelor de ieșire, programul este prevăzut cu o rutină, care periodic, după un anumit număr setat de cicluri, salvează variabilele de ieșire în fișierele text corespunzătoare, numărul și tipul acestora putând fi presetat în fișierul cu date de intrare cu ajutorul unei variabile indicator.

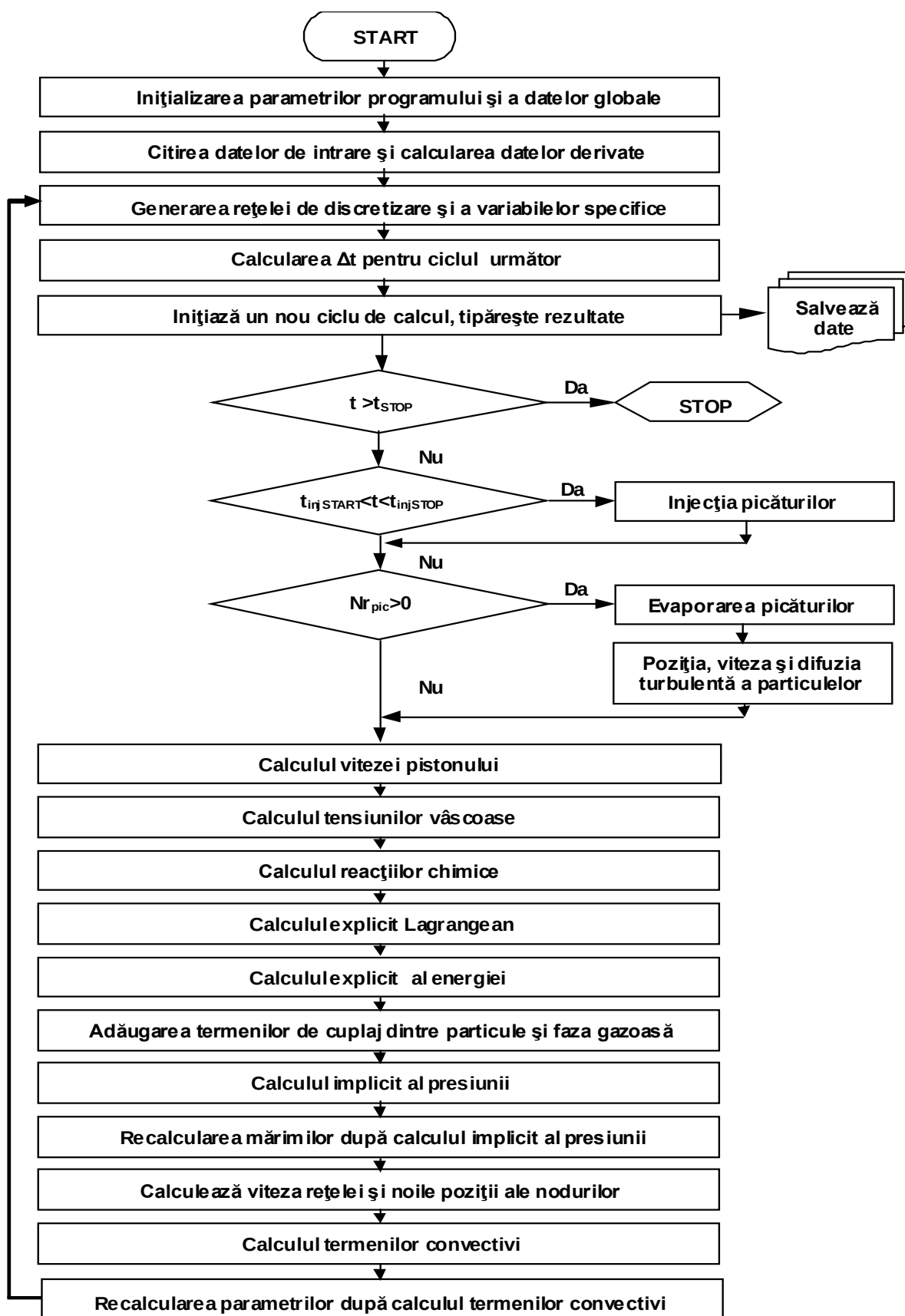


Fig. 4.8 Schema logică a programului.

În afară de datele de ieșire salvate în fișiere, programul mai poate afișa, pe ecran sau într-un fișier date parțiale, și informații despre desfășurarea programului, ce pot fi utilizate pentru optimizarea programului (în mod deosebit a rutinelor iterative și a celor care conțin coeficienți cu valori puternic dependente de condițiile locale), respectiv depanarea acestuia.

Periodic programul face salvări de siguranță, în fișiere speciale, care conțin valorile tuturor variabilelor statice ale programului, fișiere ce pot fi utilizate ulterior pentru reluarea rulării din momentul salvării.

Programul este prevăzut cu o subrutină specială pentru controlul pasului de timp astfel încât calculul să se efectueze optim din punct de vedere al stabilității, acurateții soluției și a timpului de rulare.

Pentru crearea rețelei de discretizare este prevăzută o subrutină care generează automat o rețea de discretizare generalizată, structurată cu celule patrulatere, utilizând metoda algebrică, care se adaptează geometriei pistonului și, dacă este cazul, poate modela și geometria chiulasei (modulul nu a fost implementat la versiunea utilizată).

CAPITOLUL V

SIMULĂRI NUMERICE ȘI INTERPRETAREA REZULTATELOR

Modelul dezvoltat în cadrul lucrării a fost utilizat pentru simulări numerice subsecvent motorului analizat T650, produs de SC Tractorul SA Brașov, față de care s-a realizat și o baza de date experimentală suficient de bogată.

Au fost dezvoltate 4 aplicații pentru motorul T650, astfel:

- Aplicația 1-a – se constituie în baza calculului preliminar al motorului T650;
- Aplicația a 2-a - calculul de calibrare al modelului; deoarece datele obținute prin simulări pentru emisia de NO_x nu erau în concordanță cu datele experimentale s-au realizat îmbunătățiri ale algoritmilor numerici și au fost implementate modele subsumate altor două mecanisme de formare a emisiilor de NO_x.
- Aplicația a 3-a - a validat modelul și din punct de vedere al emisiilor de NO_x;
- Aplicația a 4-a - a avut drept obiectiv verificarea plajei optime pentru avansul la injecție, astfel încât să se minimizeze emisiile de NO_x.

Pentru început s-a realizat un calcul preliminar utilizând datele motorului T650, care a avut drept scop optimizarea rețelei de discretizare și obținerea de rezultate primare pe baza cărora să se poată realiza o analiză mai detaliată.

Caracteristicile generale ale motorului sunt:

- diametrul cilindrului: $D=102$ mm (a se vedea și figura 4.9 pentru detalii);
- cursa pistonului: $S=115$ mm;
- lungimea bielei: $L=182$ mm;
- raportul de comprimare: 17.5;
- turația de ralanti: 800 rot/min;
- turația maximă: 2400 rot/min;
- puterea maximă 48 kW la 2400 rot/min și consum specific de 238.07g/kWh;
- moment maxim 234,6 Nm la 1440 rot/min și consum specific de 224.16g/kWh.

5.1 Calculul preliminar al motorului T650: Aplicația 1

Calculul s-a efectuat la turația și puterea maximă:

- turația de 2400 rot/min;
- puterea efectivă: 48 KW;
- consumul specific: 238,077 g/kWh;
- avansul efectiv la injecție: $\beta = 5.5$ °RAC.

Programul elaborat realizează calculul unui ciclu motor începând de la 120 °RAC înainte de punctul mort interior (PMI). În acest punct s-a făcut ipoteza că turbulența din cilindru a uniformizat gradientii de viteză astfel că viteza este aproximativ uniformă în cilindru. Pentru cazul când se dorește introducerea unui câmp de viteze acesta poate fi încărcat dintr-un fișier de intrare. Restul parametrilor inițiali, referitori la cei termodinamici și fizici ai fluidului din cilindru, sunt date de intrare ce implică a fi introduse.

Programul lucrează cu 12 specii, care au fost prezentate la început, iar combustibilul a fost considerat o hidrocarbură pură saturată $C_{10}H_{20}$ (decan, care s-a apreciat că aproximează suficient de bine motorina; se poate introduce și un combustibil ipotetic dat prin participațiile masice, dar apar probleme la setarea parametrilor fizico-chimici, când este necesar să se facă oricum o aproximare). Așa cum s-a precizat deja, reacțiile au fost împărțite în două categorii, funcție de viteza de reacție, reacții lente cinetice în număr de 4 (oxidarea combustibilului și mecanismul Zel'dovich extins pentru formarea oxizilor de azot) și reacții la echilibru 8 (reacții de disociere a elementelor).

Avansul la injecție este 5.5 °RAC, iar durata injecției este de 17 grade. Pentru diametrul mediu Sauter $DSM = 1 \cdot 10^{-3} \text{ cm}$, valoare calculată cu relațiile prezentate și ajustată, implicit, în funcție de datele prezentate în bibliografia de specialitate. Viteza de injecție s-a calculat cu formula cunoscută în funcție de densitatea combustibilului și căderea de presiune pe injector, viteză considerată constantă pe toată durata injecției.

Rețeaua de discretizare este alcătuită din 624 de noduri și 583 de celule, număr optimizat astfel încât timpul de lucru să fie acceptabil și condițiile de stabilitate îndeplinite, fără să fie nevoie de pași de timp foarte mici, care pot să conducă cu ușurință la depășiri (numere foarte mari sau foarte mici ce nu mai pot fi reprezentate numeric sau care operate conduc la numere nereprezentabile). Dimensiunile rețelei de discretizare pot fi modificate cu ajutorul unui set de parametrii, care stabilesc dimensiunile maxime ale matricilor de stocaj a variabilelor program. Modificarea trebuie făcută însă cu multă atenție, deoarece variabilele sunt reținute în memorie și, la alocare, programul nu a fost prevăzut cu subrutine de verificare a spațiului disponibil, iar, din această cauză, s-ar putea să genereze erori fatale, care pot să blocheze sistemul.

5.1.1 Rezultate

Timpul de lucru a fost de 36 de ore și 23 de minute, pentru o rețea de discretizare cu 624 celule de calcul și 1230 pachete de picături, iar cantitatea maximă de memorie de lucru necesară a fost de 425 MB. Datele de ieșire au fost stocate în 2153 de fișiere de tip text (un fișier la fiecare 0.1 °RAC) și au necesitat 682 MB spațiu de stocare pe HDD.

Rezultatele obținute din fișierele specifice au fost prelucrate cu ajutorul unui program scris în Matlab, iar graficele obținute sunt prezentate în continuare. Tabelele cu valori fiind de foarte mari dimensiuni nu au mai fost prezentate, neavând relevanță din punct de vedere practic, iar valorile de interes sunt precizate ca și comentariu la fiecare grafic în parte.

În figura 5.1 sunt prezentate comparativ valorile presiunii pe ciclu calculată și cea măsurată experimental.

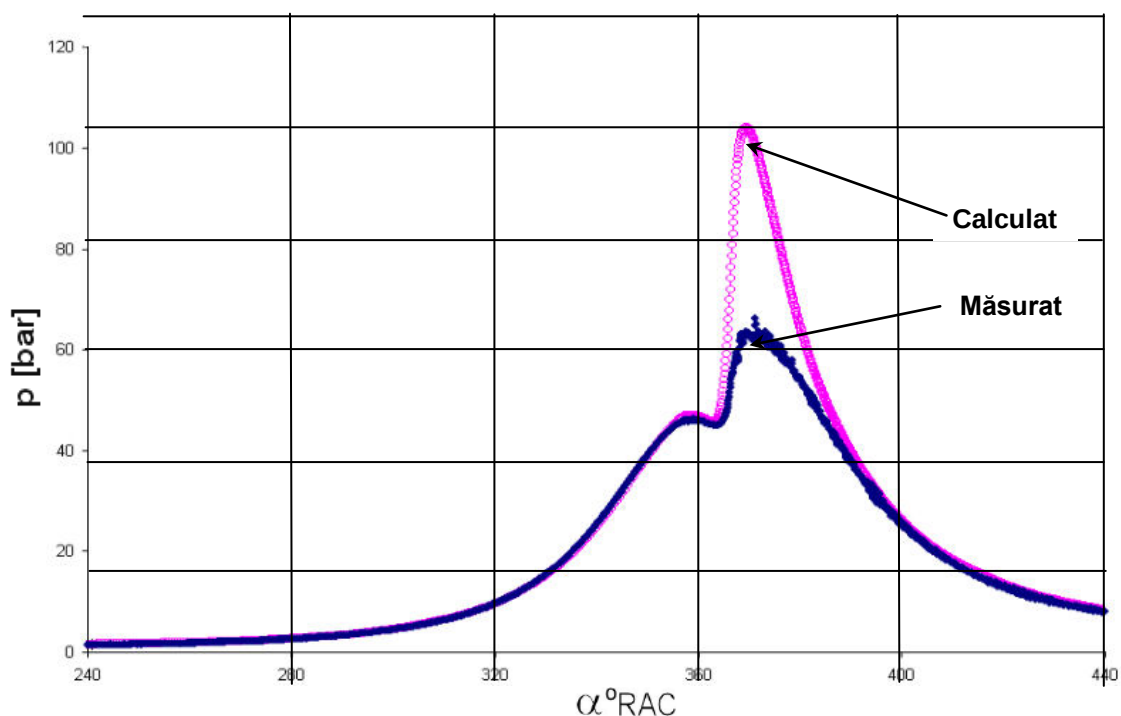


Fig. 5.1 Presiunea indicată

Se observă o bună concordanță a presiunii indicate calculate cu cea măsurată, mai puțin în perioada arderii când presiunea calculată este mult superioară celei măsurate.

Temperatura medie în cilindru este prezentată în figura 5.2. Temperatura calculată este o medie masică a temperaturilor din celulele de calcul pentru fiecare pas de timp.

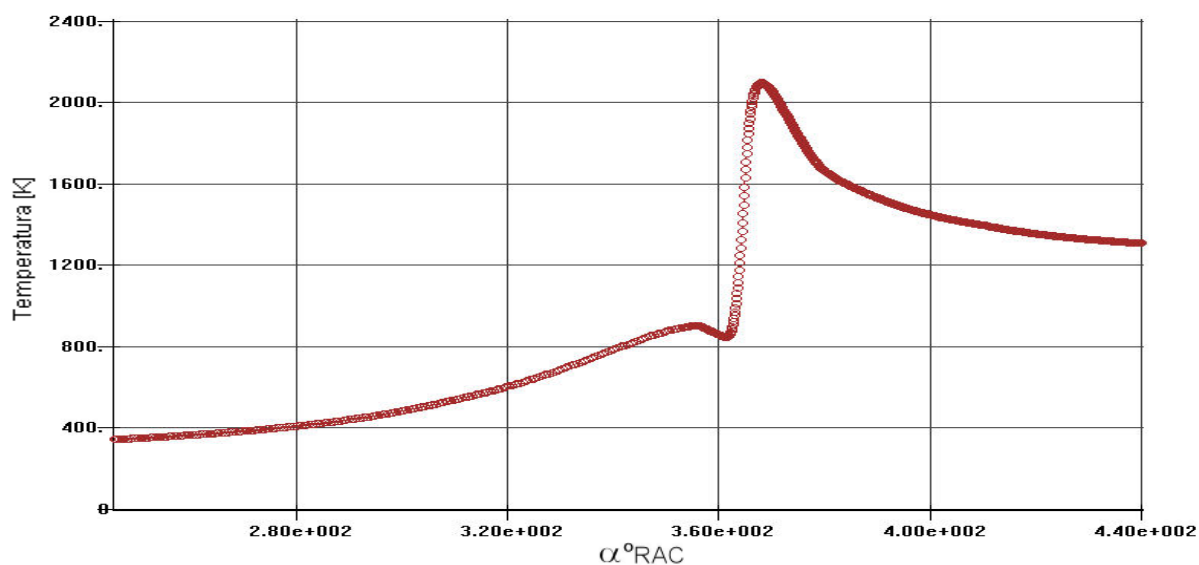


Fig. 5.2 Temperatura medie pe ciclu.

Figurile 5.3, 5.4 și 5.5 prezintă distribuțiile de temperaturi în cilindru la diverse momente din ciclu.

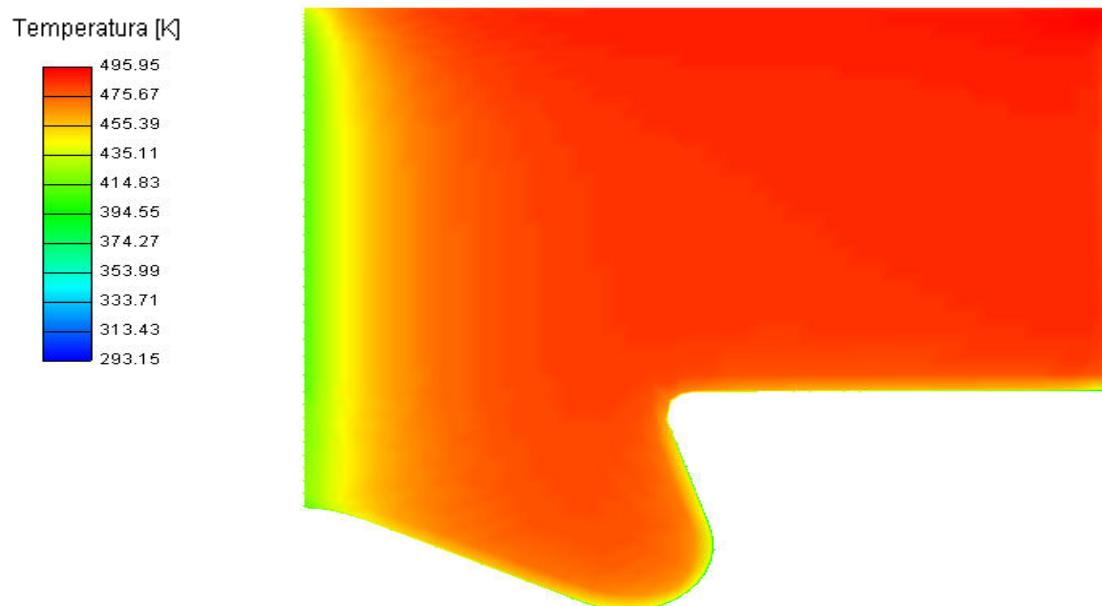


Fig. 5.3 Temperatura în cilindru la 300 °RAC.

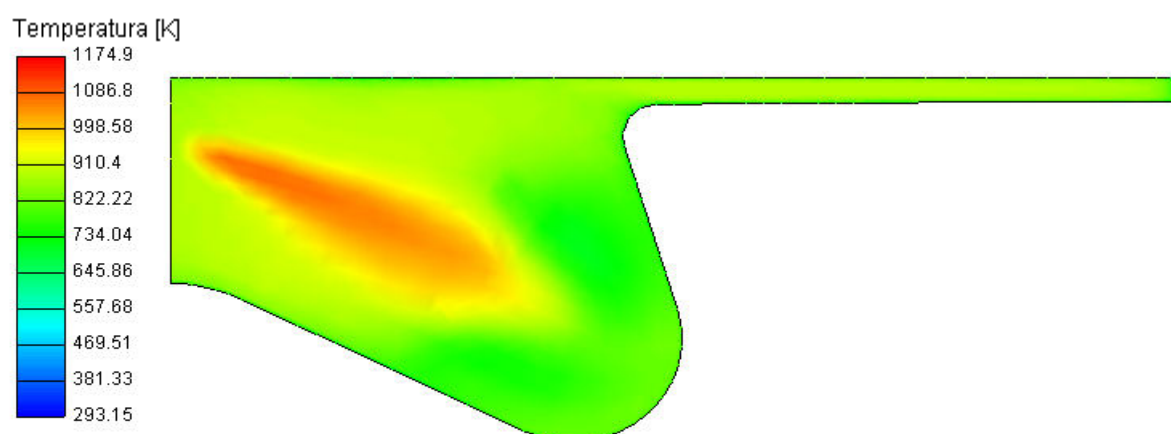


Fig. 5.4 Temperatura în cilindru la 360 °RAC.

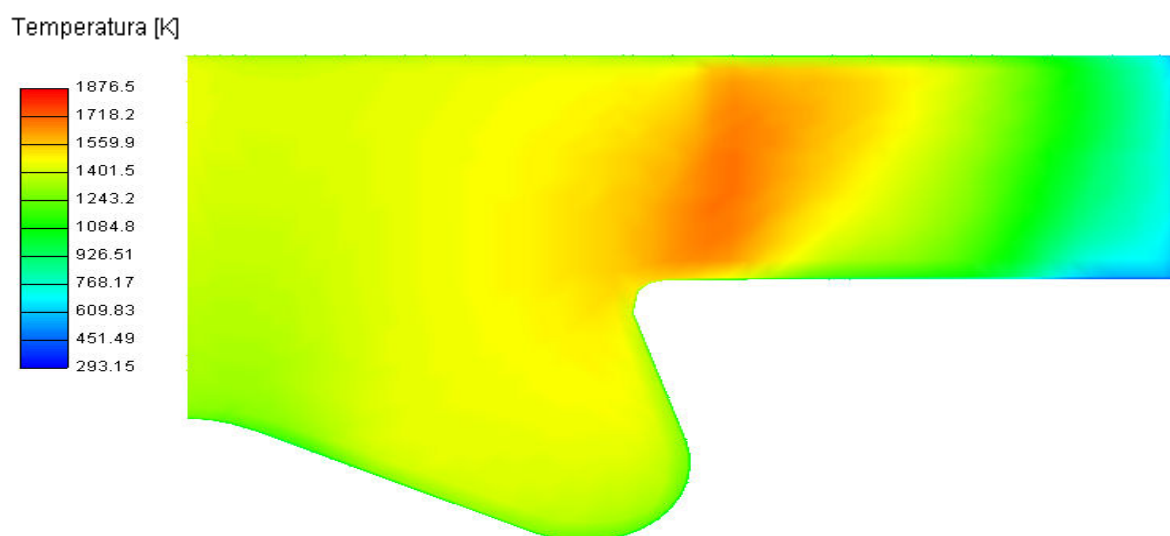


Fig. 5.5 Temperatura în cilindru la 400 °RAC.

Figurile 5.6, 5.7 și 5.8 prezintă distribuțiile de viteze din cilindru la câteva momente de timp considerate semnificative.

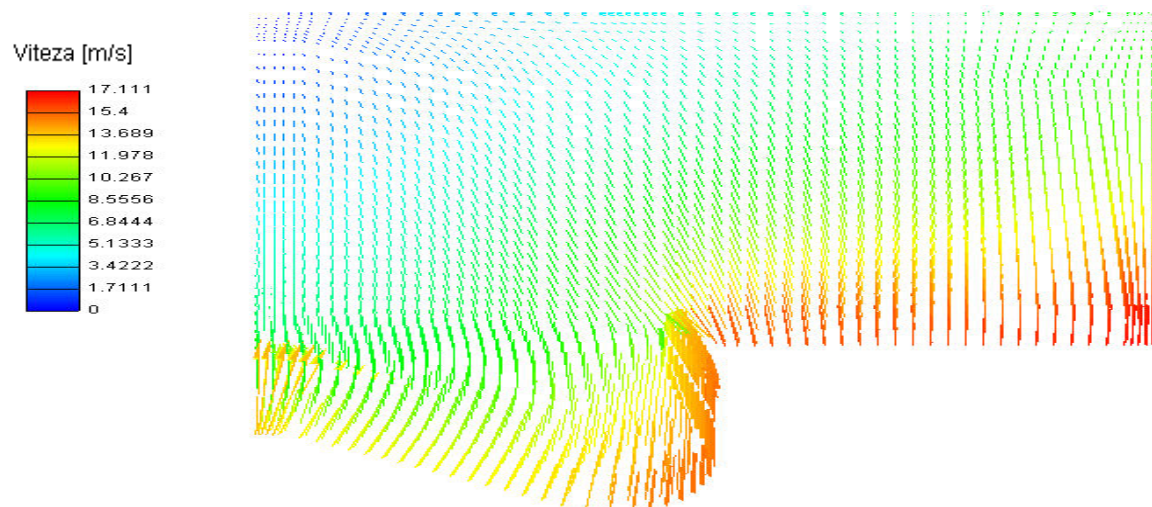


Fig. 5.6 Distribuția vitezelor în cilindru la 300 °RAC.

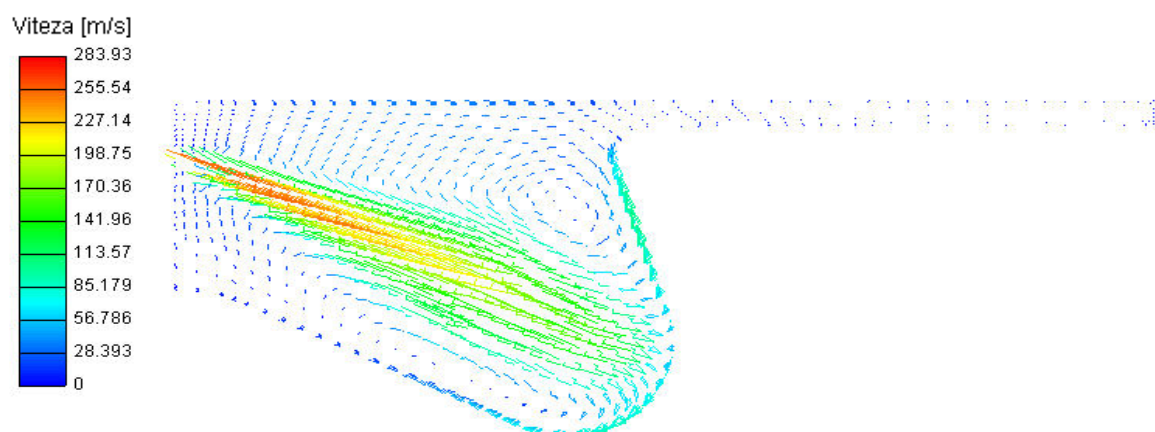


Fig. 5.7 Distribuția vitezelor în cilindru la 360 °RAC.

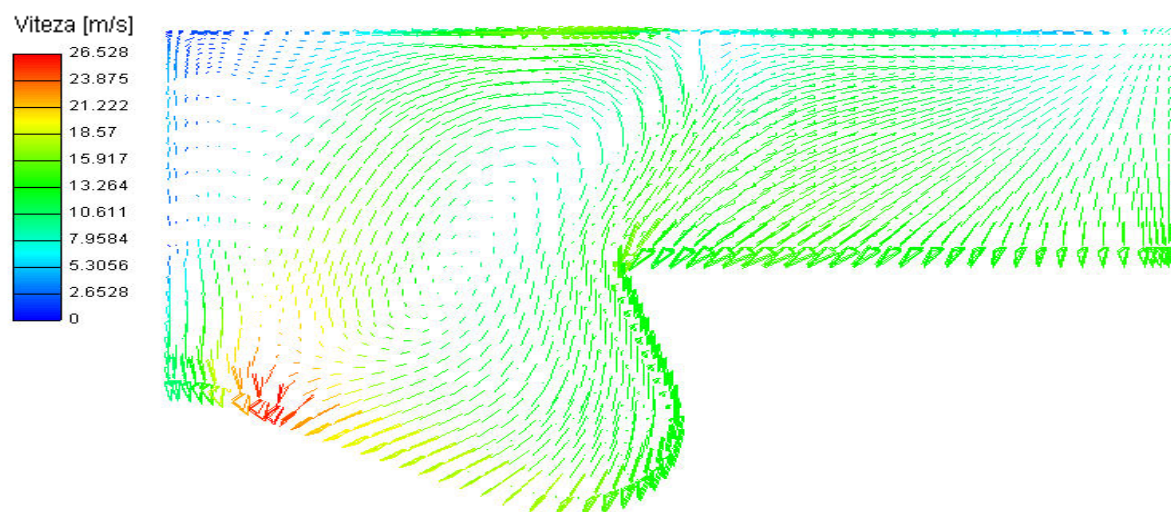


Fig. 5.8 Distribuția vitezelor în cilindru la 400 °RAC.

Figurile 5.9 - 5.13 prezintă evoluția jetului la diverse momente de timp convenabil alese între momentul începerii injecției la 355 °RAC și sfârșitul injecției la 370 °RAC.

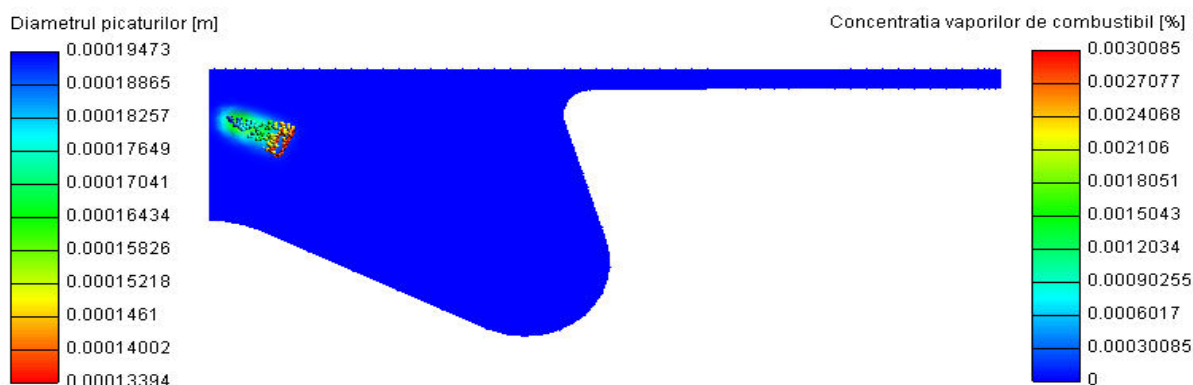


Fig. 5.9 Jetul de combustibil la 355.5 °RAC și 0.5 °RAC după începutul injecției.

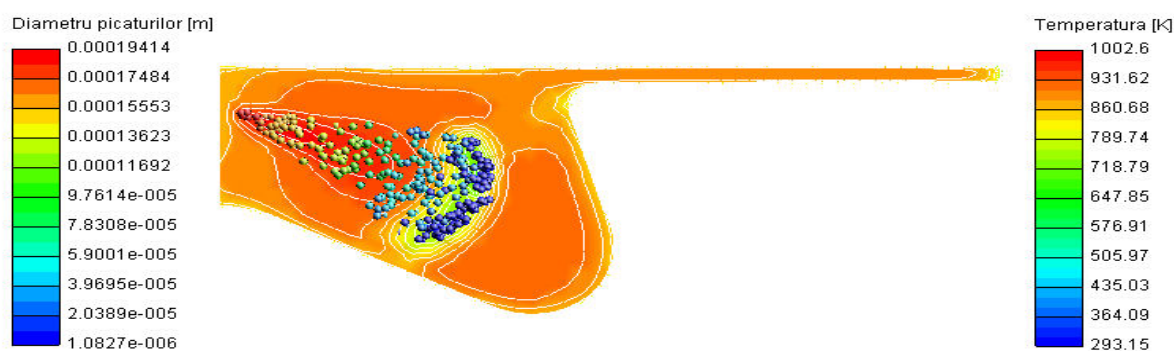


Fig. 5.10 Jetul de combustibil la 357 °RAC și 2 °RAC după începutul injecției.

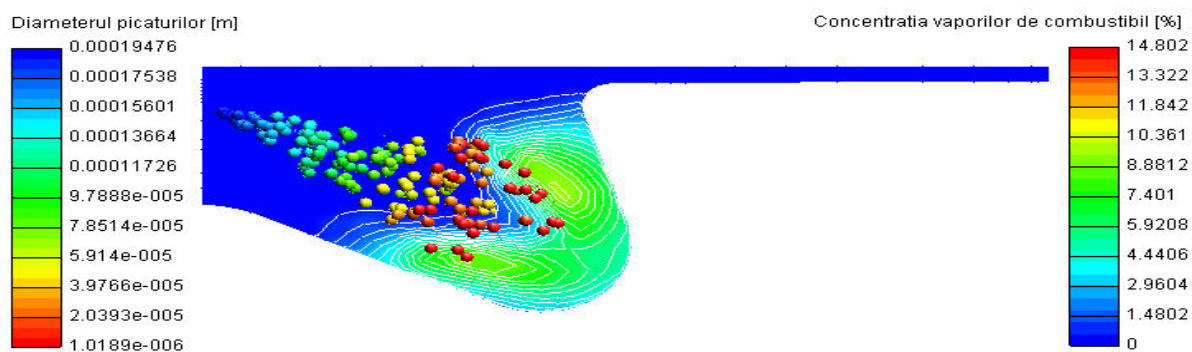


Fig. 5.11 Jetul de combustibil la 360 °RAC și 5 °RAC după începutul injecției.

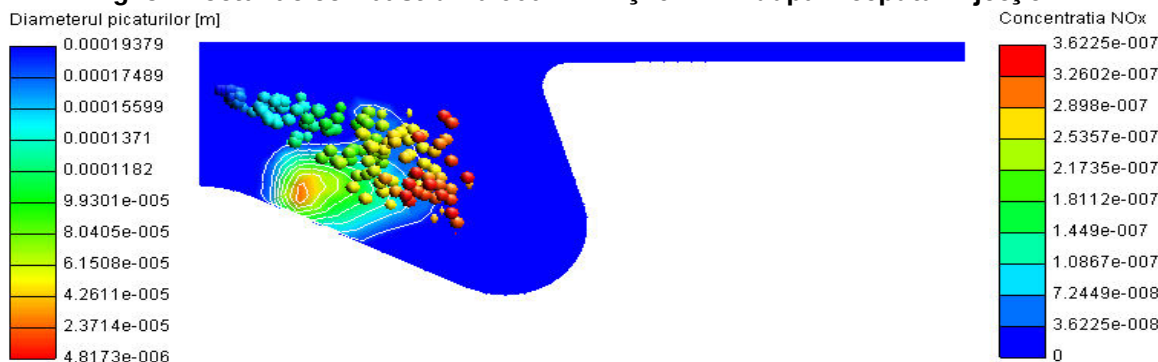


Fig. 5.12 Jetul de combustibil la 365 °RAC și 10 °RAC după începutul injecției.

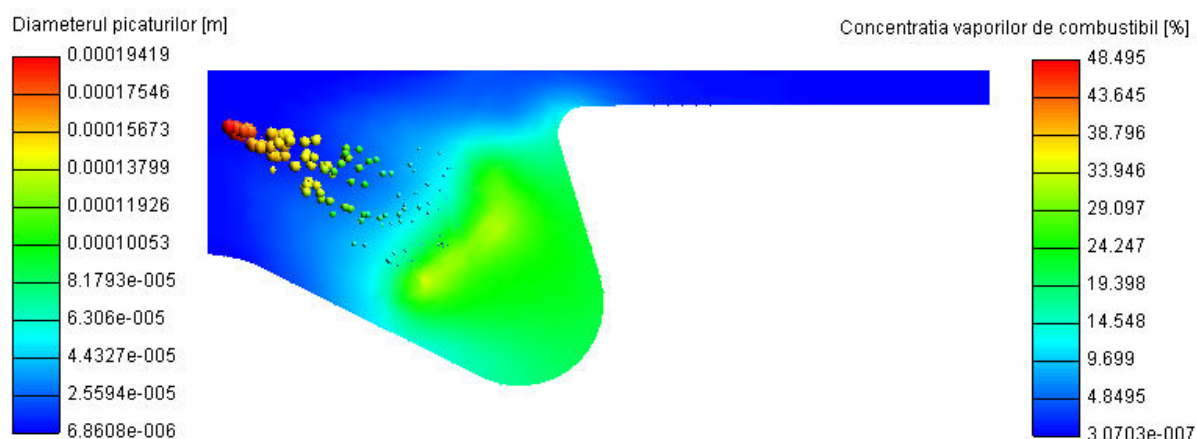


Fig. 5.13 Jetul de combustibil la 370 °RAC și 15 °RAC după începutul injecției.

Figuria 5.14 prezintă evoluția concentrației de NOx în cilindru pe durata unui ciclu calculată utilizând programul și valoarea medie măsurată experimental. Așa cum era de așteptat există diferențe mari.

Presiunea maximă pe ciclu a influențat temperatura, care a provocat o creștere accentuată a concentrației oxizilor de azot.

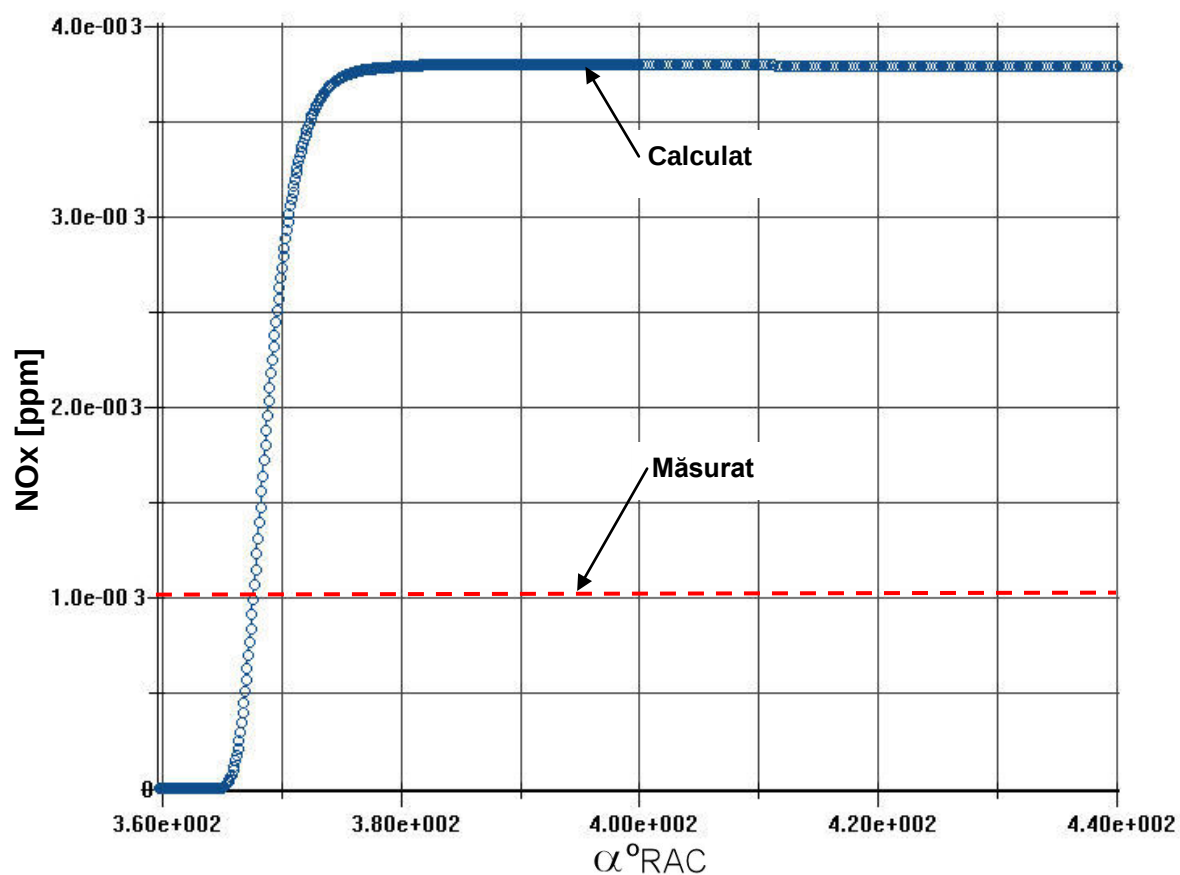


Fig. 5.14 Evoluția concentrației de NOx în cilindru pe durata unui ciclu.

5.1.2 Interpretarea rezultatelor

Din analiza rezultatelor se poate vedea că, pentru procesul de ardere, rezultatele obținute au doar un caracter calitativ, valorile obținute nefiind în concordanță cu valorile măsurate. În schimb evoluția fenomenelor (așa cum sunt ele descrise în literatura de specialitate pentru cazuri similare) în interiorul cilindrului este surprinsă cu suficientă acuratețe. Astfel se pot observa:

- vârtejurile create de jetul de combustibil (fig. 5.7),
- efectul camerei de ardere din capul pistonului, care:
 - o concentrează, în primă fază a procesului de ardere, gazele fierbinți cu concentrații ridicate de vapori de combustibil și concentrații reduse de oxigen, împiedicând formarea NOx;
 - o în faza a doua, gazele fierbinți ies puternic turbionate din camera de ardere și se amestecă cu aerul din spațiul mort superior, menținând o temperatură și presiune ridicată (fig. 5.13 și 5.8);
- prezența flăcării la periferia jetului de combustibil în anvelopă, unde amestecurile au concentrații apropiate de cele stoichiometrice (fig. 5.10);
- formarea NOx în zonele cu temperaturi ridicate și amestecuri sărace la periferia jetului (fig. 5.12);
- prezența vârtejurilor la ieșirea amestecurilor bogate din camera de ardere din capul pistonului, vârtejuri care împiedică uniformizarea amestecurilor (fig. 5.8);
- prezența zonelor la perete cu temperaturi reduse și a zonelor fără amestecare unde poate, funcție de regimul de curgere, să rămână aer neutilizat.

5.2 Metode pentru îmbunătățirea performanțelor programului

Întrucât, algoritmul de calcul a fost realizat cu o rutină specială care ajustează pasul de timp, pentru îmbunătățirea performanțelor programului de calcul s-a mers în principal pe trei direcții:

- îmbunătățirea rețelei de discretizare;
 - reducerea gradientului de presiune;
 - reducerea sau eliminarea erorilor provocate de metodele numerice utilizate și reprezentarea discretă a numerelor reale, așa cum sunt ele implementate pe calculatoarele personale cu precizie de reprezentare pe 32 de bytes.
- Scopurile urmărite în ordinea priorității au fost:
- reducerea presiunii pe ciclu;
 - reducerea erorilor;
 - îmbunătățirea vitezei de execuție.

5.2.1 Optimizarea rețelei de discretizare

Se știe că mărirea rezoluției rețelei de discretizare îmbunătățește, în general, performanțele algoritmilor numerici prin diminuarea erorilor de trunchiere. Rafinarea rețelei de discretizare presupune, însă, creșterea numărului celulelor de calcul, deci

a efortului de calcul și a necesarului de memorie, la care se adugă și difuzia numerică, care, în unele cazuri, alterează simțitor rezultatul.

Rețeaua utilizată inițial (la calculul preliminar) a fost și ea optimizată în conformitate cu recomandările din literatura de specialitate și experiența acumulată de autor pentru:

- convergență;
- stabilitatea soluției;
- rulare pe sistemul de calcul avut la dispoziție de autor (P IV 2 GHz 512 MB RIMM).

Studiul prezentat în continuare urmărește, în principal, influența rețelei asupra gradientului de presiune.

Pentru analiză s-a recurs la modificarea fineții rețelei de discretizare cu 25% în ambele sensuri.

Valoarea coeficientului de rafinare a rețelei a fost limitată:

- inferior, de obținerea convergenței, algoritmul fiind relativ sensibil la mărimea celulelor de calcul, deoarece are și o componentă explicită care impune limitări drastice ale pasului de timp în conformitate cu criteriul CFL (Courant, Friederich, Lewis);
- superior, de durata de lucru și erorile de reprezentare numerică a valorilor foarte mici, algoritmul utilizând scheme explicite cu diferențe finite, fiind deosebit de sensibil la depășire de reprezentare și împărțire cu zero; în plus, rețeaua foarte fină impune creșterea numărului de pachete de picături, întrucât algoritmul nu permite un raport volumic gaz/combustibil mai mare de 80%.

În figurile 5.15 și 5.16 sunt prezentate cele două rețele utilizate. Ambele au fost obținute, primar, utilizând algoritmul de generare automată, după care au fost optimizate, manual, în zonele care pun probleme deosebite.

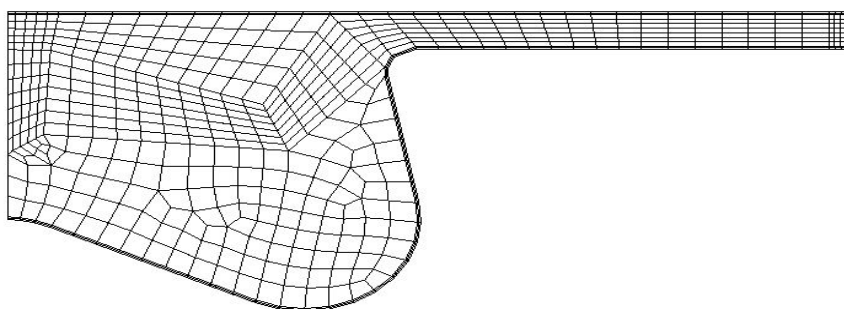


Fig. 5.15 Rețea de discretizare grosieră.

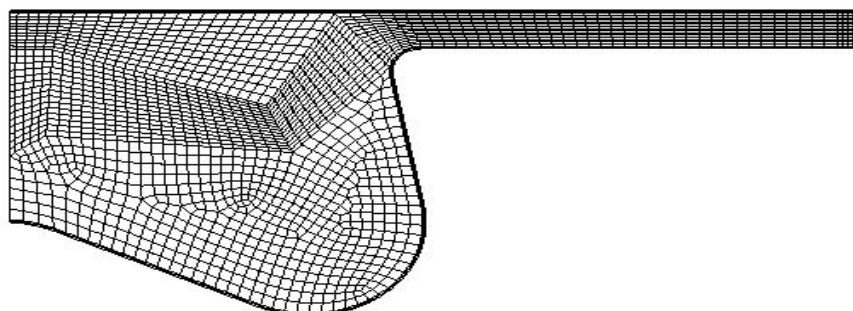


Fig. 5.16 Rețea de discretizare fină.

Dintre rezultatele simulării s-au prezentat doar cele de interes:

- presiunea, figura 5.16;
- regiuni din câmpurile de viteze, fig 5.17 și 5.18, pentru cele două cazuri;

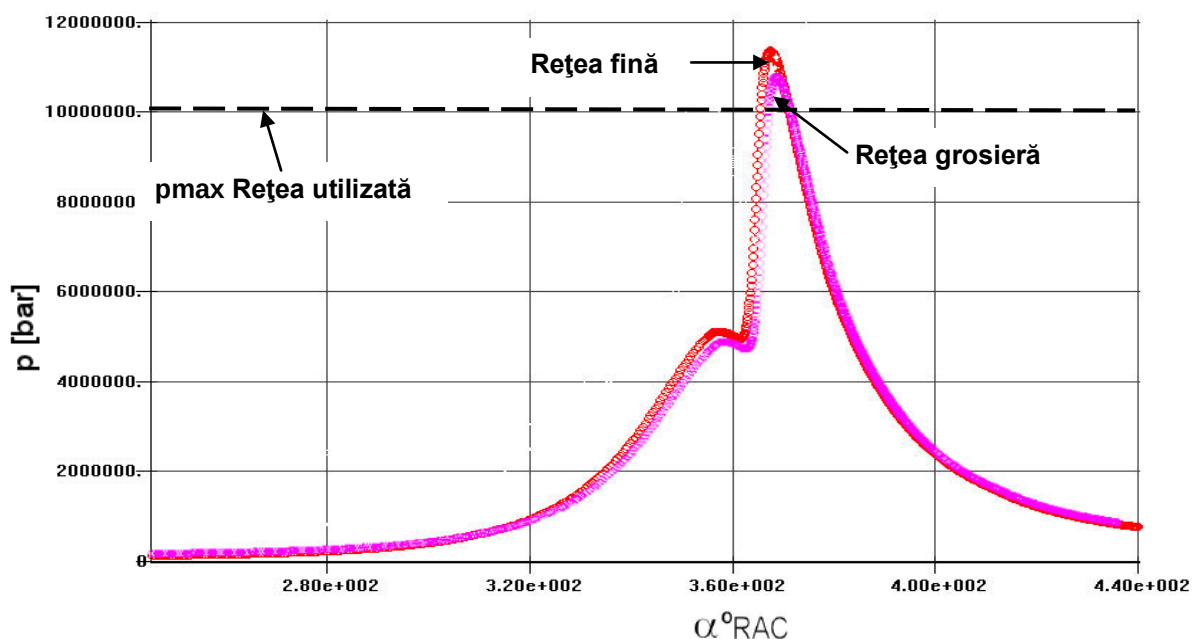


Fig. 5.16 Variația presiunii indicate cu finețea rețelei.

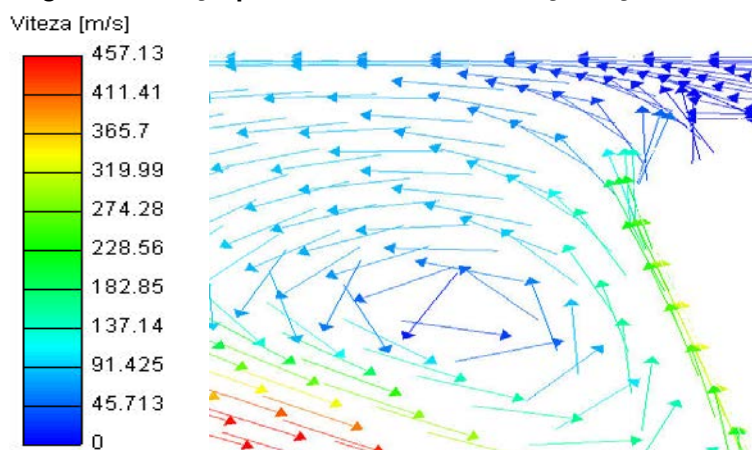


Fig. 5.17 Câmp de viteze pentru rețea grosieră la 360 °RAC.

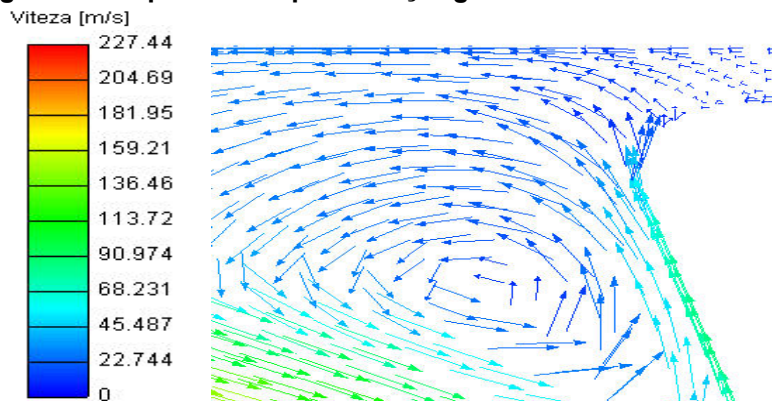


Fig. 5.17 Câmp de viteze pentru rețea fină la 360 °RAC.

5.2.2 Analiza rezultatelor și concluzii

Pentru primul caz, rețea grosieră cu 448 de celule de calcul și 968 pachete de picături, durata de rulare a fost de 28 ore și 36 minute, iar necesarul de memorie de 373 MB. Accelerarea obținută, în principal, pe baza creșterii vitezei de operare a sistemului s-a datorat necesarului mai mic de memorie, care a făcut să nu se mai utilizeze atât de des HDD, dispozitiv de stocare mult mai lent ca și memoria RAM. Numărul mediu de iterații necesare calculării presiunii pe ciclul de calcul pentru zona arderii (354.5-370 °RAC) a fost de 58 .

În cazul al doilea, rețea fină cu 868 celule de calcul și 2532 pachete de picături, durata de rulare a fost de 83 ore și 47 minute, iar necesarul de memorie de 926 MB. S-a adăugat memorie sistemului de calcul până la 1GB, iar timpul de lucru a scăzut la 52 ore și 21 minute. Necesarul ridicat de memorie și timpul de lucru mare s-au datorat nu numai creșterii numărului de celule de calcul, ci și creșterii numărului de pachete de picături. Algoritmul utilizat permite rezolvarea evaporării pachetelor de picături numai dacă volumul de combustibil dintr-o celulă de calcul este sub 80% din volumul celulei (preferabil sub 50%), altfel sunt necesare foarte multe iterații de calcul până la atingerea convergenței. Numărul mediu de iterații necesare calculării presiunii pe ciclu de calcul pentru zona arderii (355-370 °RAC) a fost de 76 .

Din analiza rezultatelor prezentate se pot trage următoarele concluzii:

- presiunea pe ciclu nu este influențată sensibil de finețea rețelei de discretizare;
- câmpurile de viteze au structuri asemănătoare, valorile diferă însă sensibil, dar în lipsa datelor de comparație nu se poate stabili care sunt mai apropiate de realitate;
- presiunea pe ciclu este puternic influențată de numărul de iterații efectuate într-un ciclu pentru calcularea presiunii, deci puternic dependentă de algoritmul numeric și precizia de reprezentare.

Concluzia este clară, mărirea fineții rețelei de discretizare nu reduce semnificativ gradientul de presiune și, din acest motiv, se impune aplicarea unor scheme numerice mai performante, care să reducă erorile de trunchiere și să crească viteza de convergență.

5.2.3 Metodă pentru creșterea vitezei de convergență

Metoda utilizată este cunoscută sub denumirea de PSG (pressure gradient scaling) și a fost utilizată și în codul programului KIVA.

Obiectivul metodei este acela de a reduce mărirea fluctuațiilor de presiune când curgerea se desfășoară la numere Mach în apropierea valorii 1, făcând să crească, astfel, și eficiența algoritmului numeric. Aceasta presupune rezolvarea ecuației de moment utilizând o amplificare a gradientului de presiune cu un factor $1/a^2$, care este mai mare egal cu 1. În aceste condiții ecuația (4.7) a momentului se rescrie:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u) + \frac{1}{R} \nabla \cdot (R \rho u u) = -\frac{1}{a^2} \nabla p + \frac{1}{R} \nabla \cdot (R \sigma) - \frac{(\sigma_0 - \rho w^2)}{R} \nabla R + \tilde{F} + \rho \tilde{G} \quad (5.1)$$

unde factorul a este definit:

$$a^2 \approx \frac{\delta p_a}{\bar{p}}. \quad (5.2)$$

δp_a este variația presiunii în sistemul modificat, iar $\bar{p}$ este presiunea medie volumică.

5.2.4 Algoritm pentru înlăturarea erorilor generate de masele negative

Aceste erori apar în principal datorită utilizării în faza C a schemei donor-acceptor, pentru calculul termenului convectiv din ecuațiile curgerii și la rezolvarea sistemelor puternic neliniare utilizate pentru rezolvarea ecuațiilor de bilanț chimic.

Metoda donor-acceptor, chiar în varianta cu interpolare (utilizată în program), este de ordinul I și sunt cunoscute din literatura de specialitate problemele legate de difuzia artificială și erorile de trunchiere, în mod deosebit în zonele în care vitezele de curgere nu sunt perpendiculare pe fețele celulelor de calcul.

Problemele cele mai cunoscute sunt legate de celulele cu mase negative, care apar, în mod deosebit, în zonele cu gradienti mari de viteză și unde rețeaua de discretizare este puternic deformată. Aceste erori sunt sursa principală a valorilor nerealiste pentru temperatură și viteze.

În scopul înlăturării acestui tip de erori se realizează o distribuie spațială a energiei, ceea ce presupune, de fapt, o amplificare a difuziei locale, cu scopul limitării fluxurilor. Metoda introduce o difuzie artificială nedorită, dar necesară pentru asigurarea convergenței și stabilității soluției.

Metoda se aplică iterativ, în pași, conform schemei din fig. 5.18:

- **Ciclul I;** se alege un procent $c\%$ ($c\% = \text{inițial}$)
 - o *pasul I;* nodurile vecine cedează $c\%$ din masa lor nodului cu masă negativă, transferul realizându-se cu parametrii din nodul respectiv (concentrații masice, viteze și temperaturi), după care se recalculează noile mărimi din nodurile afectate, dacă masa nodului se pozitivează procedeul se întrerupe și se continuă cu ciclul III, dacă nu se continuă cu pasul următor;
 - o *pasul II;* se extinde zona nodurilor vecine și se transferă nodurilor de la pasul I $0.5xc\%$ din masa nodurilor vecine acestora, în aceleași condiții, după care se continuă cu pasul I;
 - o *pasul III;* se extinde zona nodurilor vecine și se transferă nodurilor de la pasul II $0.25xc\%$ din masa nodurilor vecine acestora, în aceleași condiții, după care se continuă cu pasul II și I;
- **Ciclul II;** se atribuie $c=cx2$ și calculul se reia până când masa negativă se pozitivează sau c devine mai mare decât 16, când subrutina de calcul oprește programul și generează un cod de eroare specific, utilizat la depanarea programului;
- **Ciclul III;** se reia calculul presiunii în conformitate cu metodologia prezentată la faza C pentru toate celulele afectate.

Calculul se realizează numai pentru nodurile interioare rețelei care au masă pozitivă. Algoritmul a fost optimizat după rulări succesive, în sensul că valoarea parametrului c se alege inițial proporțională cu raportul dintre valoarea masei nodale celei mai mici și valoarea masei negative, care, însă, nu trebuie să depășească 75%.

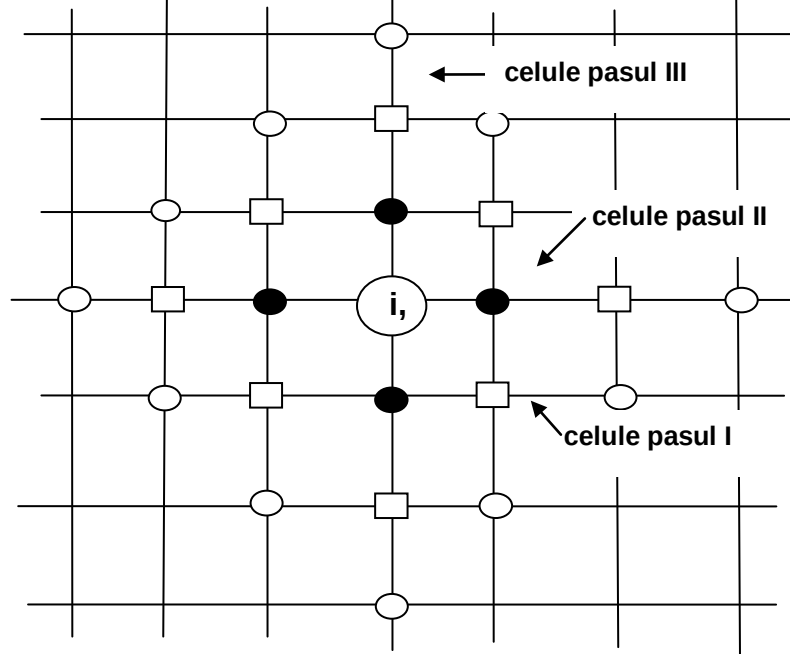


Fig. 5.18 Schema algoritmului pentru uniformizarea energiei nodurilor cu mase negative.

5.2.5 Metodă de integrare de QSOU

Deoarece majoritatea erorilor identificate au provenit de la integrarea termenilor convectivi din ecuațiile de transport realizată în faza C, s-a încercat înlocuirea schemei donor-acceptor cu una mai performantă, care să fie stabilă, să reducă erorile apărute la prima și să fie mai precisă. În literatura de specialitate sunt propuse numeroase metode, dintre acestea a fost preferată QSOU (quasi- second order differencing), schemă utilizată cu succes în coduri mai vechi SALE-3D, CONCHAS-SPRAY, KIVA I, deoarece se potrivește bine concepției generale a programului și este destul de bine documentată.

QSOU a fost construită astfel încât să genereze un profil monoton și prin minimizarea gradientului. Pentru o rețea de discretizare cu pas variabil ea se poate scrie:

$$\frac{\partial \rho}{\partial x}_{i,j}^n = \begin{cases} \text{sign}(\Delta \rho_i^n) \min \left(\frac{|\Delta \rho_i^n|}{\Delta x_i}, \frac{|\Delta \rho_{i-1}^n|}{\Delta x_{i-1}} \right) & \text{daca } \Delta \rho_i^n \Delta \rho_{i-1}^n > 0 \\ 0 & \text{daca } \Delta \rho_i^n \Delta \rho_{i-1}^n < 0 \end{cases}, \quad (5.8)$$

unde,

$$\Delta \rho_i^n = \Delta \rho_{i+1,j}^n - \Delta \rho_{i,j}^n; \quad \Delta x_i = \Delta x_{i+1,j}^c - \Delta x_{i,j}^c. \quad (5.9)$$

Utilizând relația 5.8 se poate scrie ca o extrapolare densitatea după pasul convectiv pe fețele celulelor:

Un tratament special se aplică când fața celulei este conținută de conturul celulei caz, în care se consideră panta zero:

$$\left. \frac{\partial \rho}{\partial x} \right|_{i,j}^n = 0. \quad (5.11)$$

5.3. Calibrarea motorului T650: Aplicația 2

Programul de calcul a fost modificat și i s-au adăugat subrutinele de calcul prezentate în capitolul anterior. Aplicația 2 de calcul a motorului T650 are aceleași date generale de intrare ca și aplicația 1 și utilizează aceeași rețea de discretizare, dar, de această dată, calculul se face la două regimuri de pe caracteristica externă:

- Aplicația 2.1- Regimul de turație maximă:
 - o turația de 2400 rot/min;
 - o puterea efectivă: 52 KW;
 - o cuplul efectiv: 206.9 Nm;
 - o consumul specific: 238,077 g/kWh;
 - o avansul efectiv la injecție: $\beta = 5.5^\circ \text{RAC}$.
- Aplicația 2.2 - Regimul de cuplu maxim:
 - o turația de 1440 rot/min;
 - o puterea efectivă: 35.32 KW;
 - o cuplul efectiv: 234.6;
 - o consumul specific: 224,1584 g/kWh;
 - o avansul efectiv la injecție: $\beta = 7.4^\circ \text{RAC}$.

Pentru o mai bună interpretare a datelor obținute s-a realizat și un model de calcul utilizând programul specializat Wave 5.0 al firmei Ricardo.

Schema grafică a modelului, după cum este ea afișată de program, se prezintă în figura 5.20.

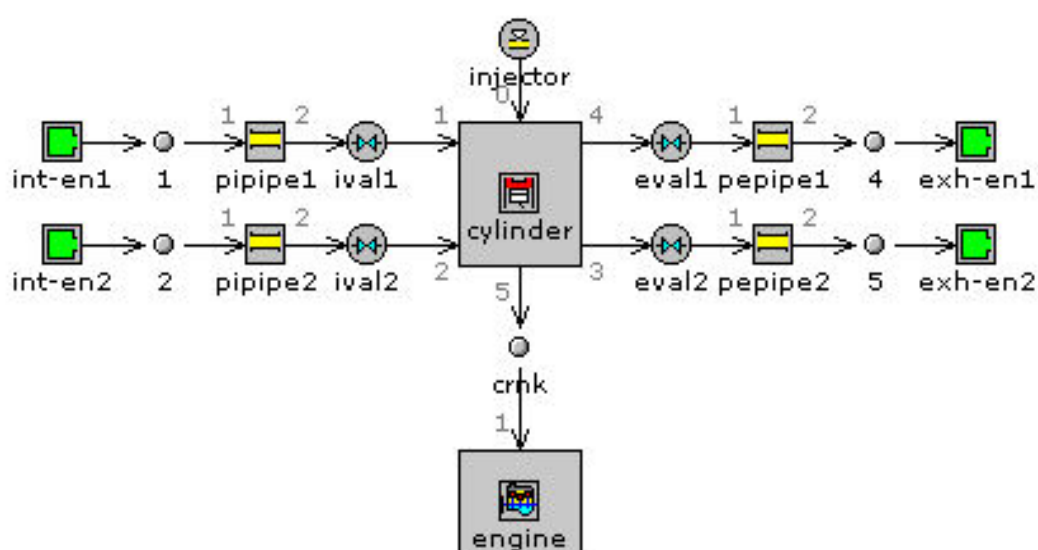


Fig. 5.20 Schema de principiu a modelului realizat în Wave 5.0.

Datele obținute sunt prezentate alternativ pentru cele două regimuri de funcționare, cu acele comparații posibile realizate funcție de datele avute la dispoziție din experiment sau/și de la programul Wave 5.0.

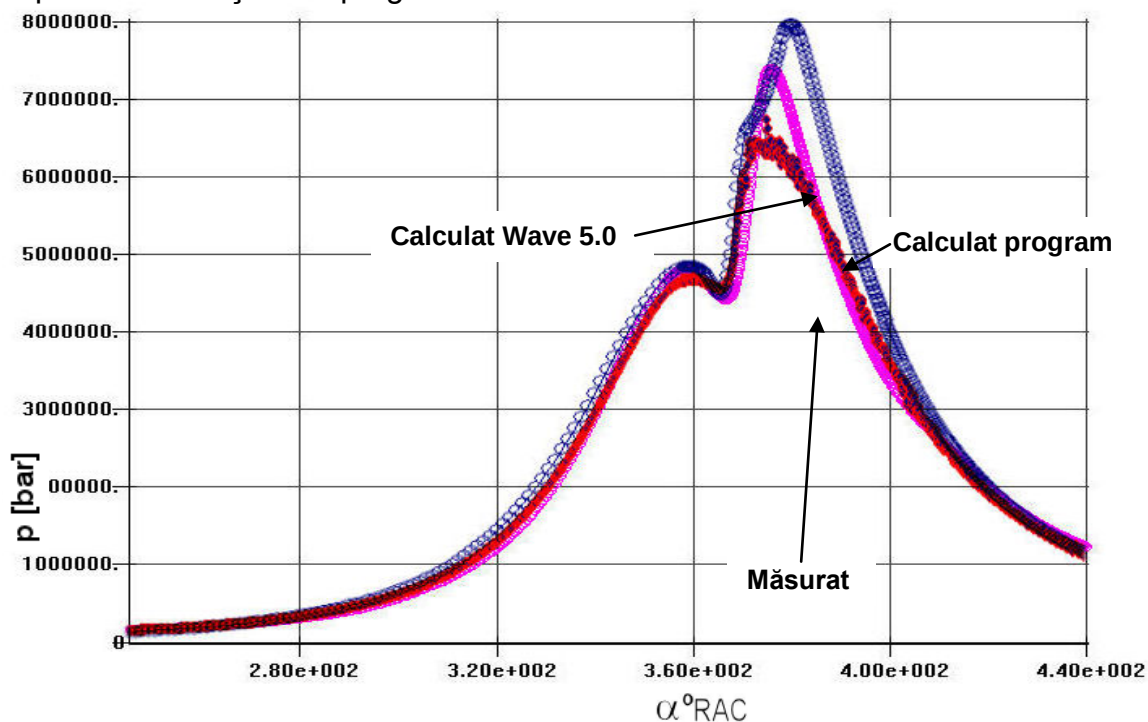


Fig. 5.21 Presiunea la turația de 2400 rot/min și sarcină 100%.

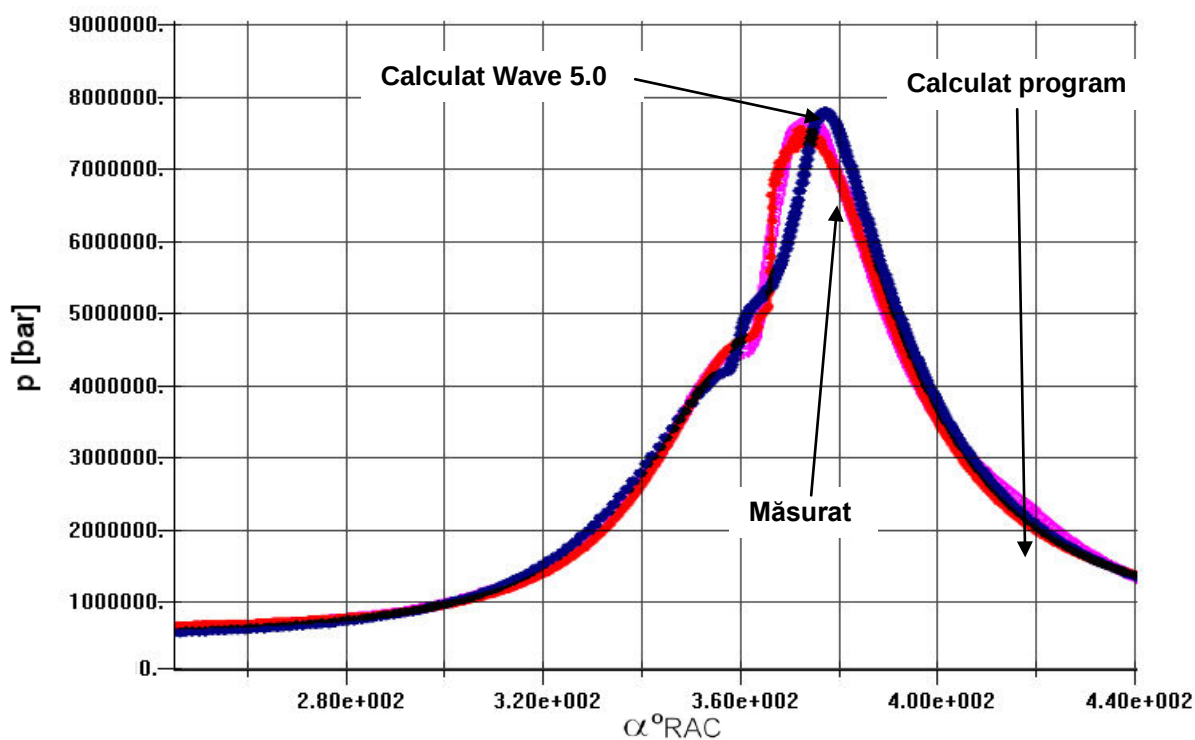


Fig. 5.22 Presiunea la turația de 1440 rot/min și sarcină 100%.

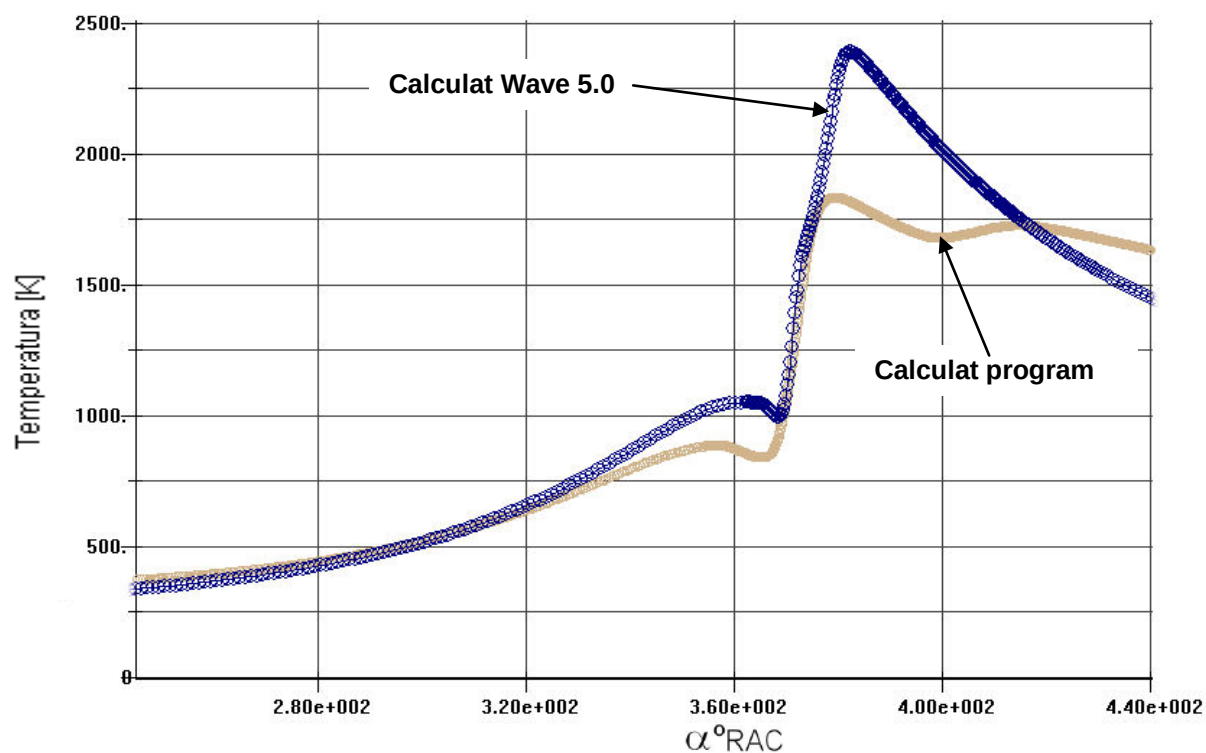


Fig. 5.23 Temperatura medie la turația de 2400 rot/min și sarcină 100%.

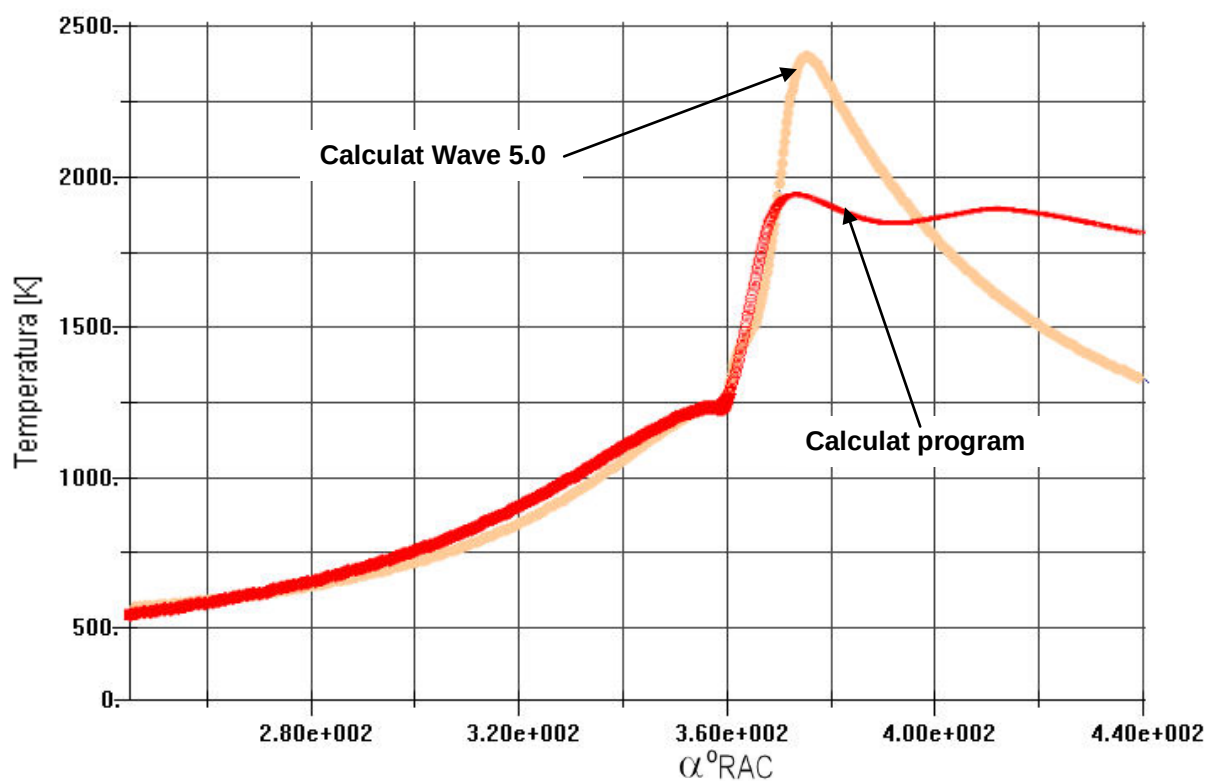


Fig. 5.24 Temperatura medie la turația de 1440 rot/min și sarcină 100%.

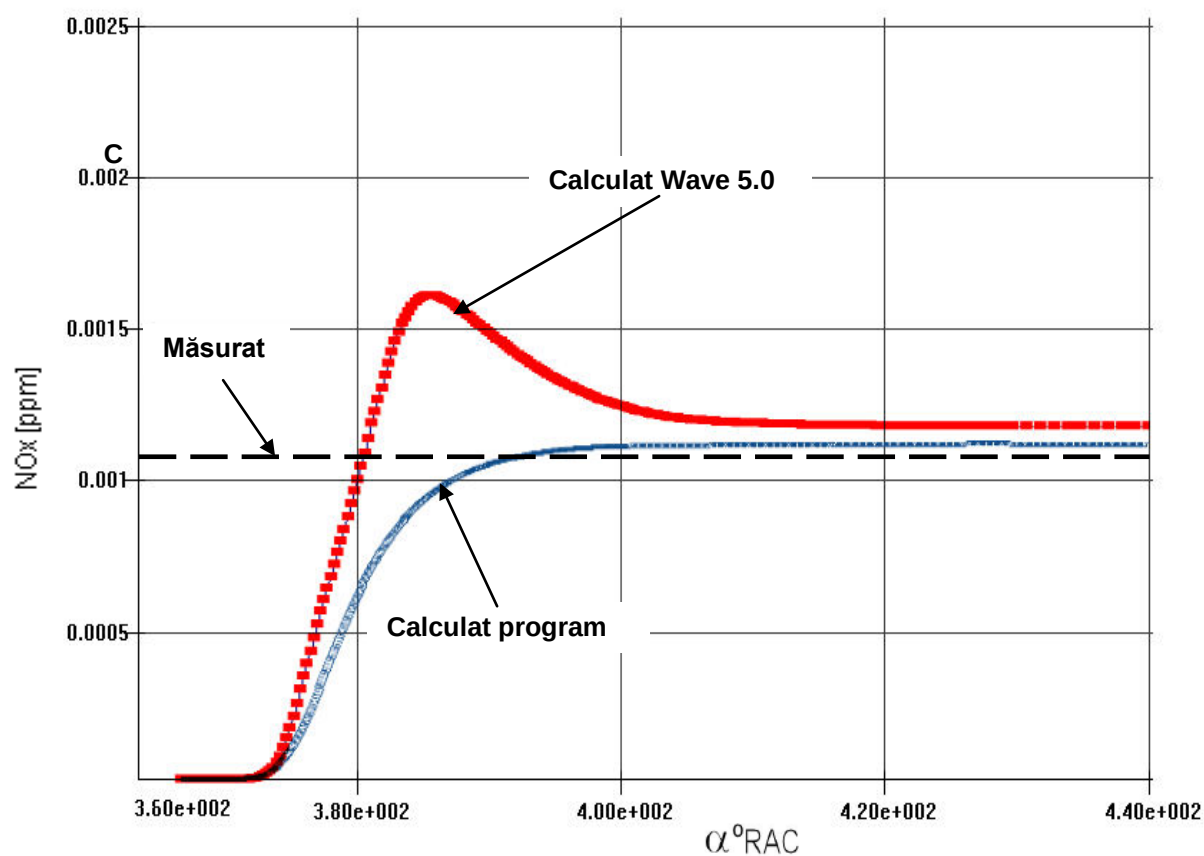


Fig. 5.25 Concentrația medie de NOx la turația de 2400 rot/min și sarcină 100%.

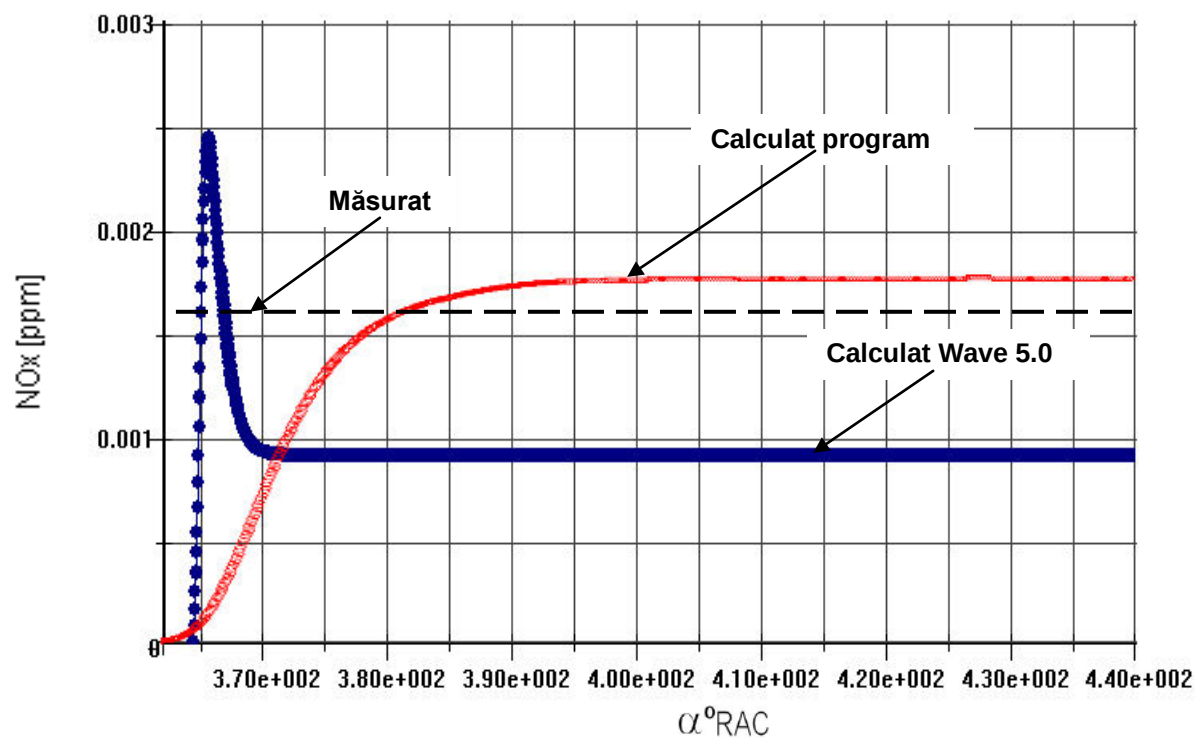


Fig. 5.26 Concentrația medie de NOx la turația de 1440 rot/min și sarcină 100%.

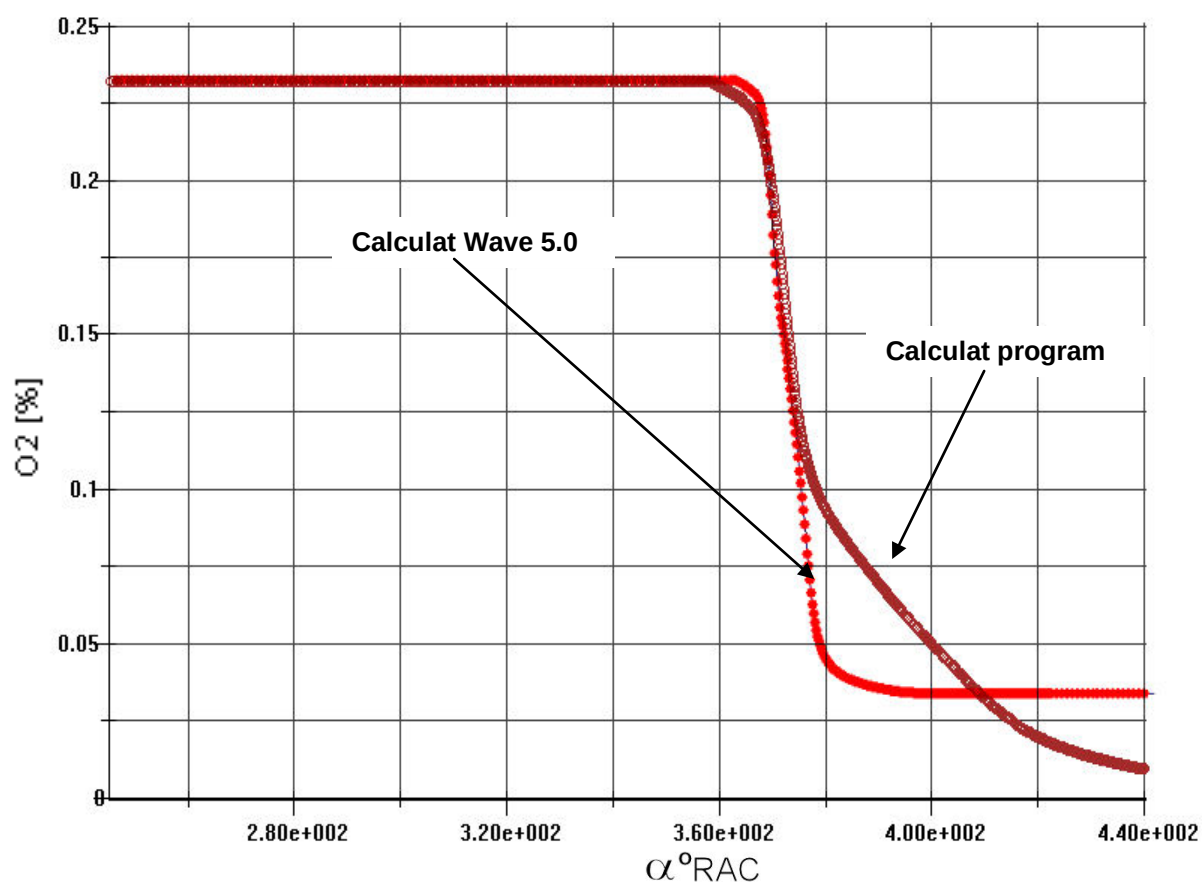


Fig. 5.27 Concentrația medie de O_2 la turația de 2400 rot/min și sarcină 100%.

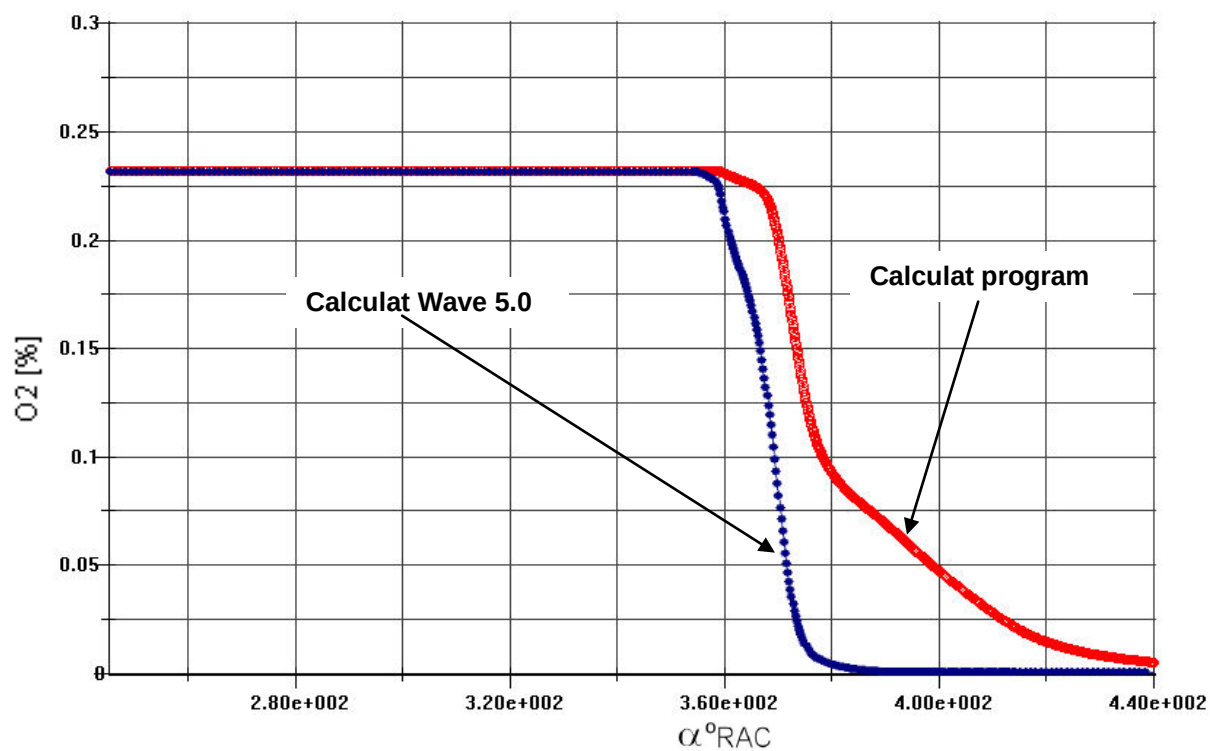


Fig. 5.28 Concentrația medie de O_2 la turația de 1440 rot/min și sarcină 100%.

Deoarece valorile instantanee calculate cu programul sunt greu de interpretat, din punct de vedere cantitativ, graficele prezentate fiind utile, în primul rând, pentru o apreciere calitativă a fenomenelor și a tendințelor de evoluție, s-a considerat că este utilă doar prezentarea câtorva mărimi pentru turația de 1440 rot/min de moment maxim, deoarece pentru turația de 2400 rot/min s-au mai prezentat valori. În continuare au fost prezentate câteva mărimi ce influențează major emisiile de NOx.

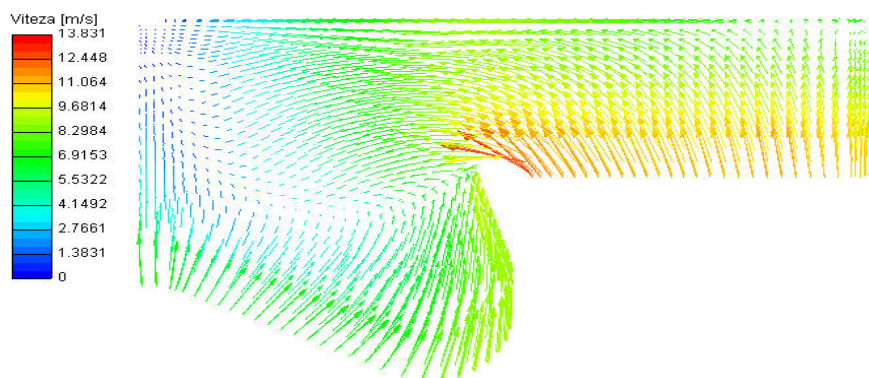


Fig. 5.33 Câmpul de viteze la 330 °RAC, turația de 1440 rot/min și sarcină 100%.

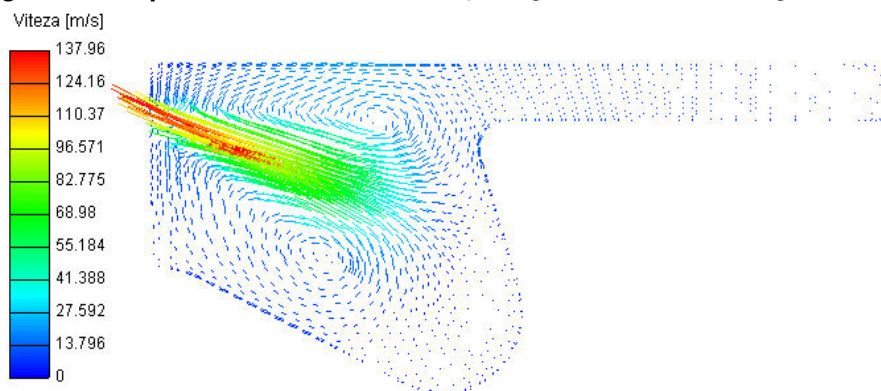


Fig. 5.34 Câmpul de viteze la 360 °RAC, turația de 1440 rot/min și sarcină 100%.

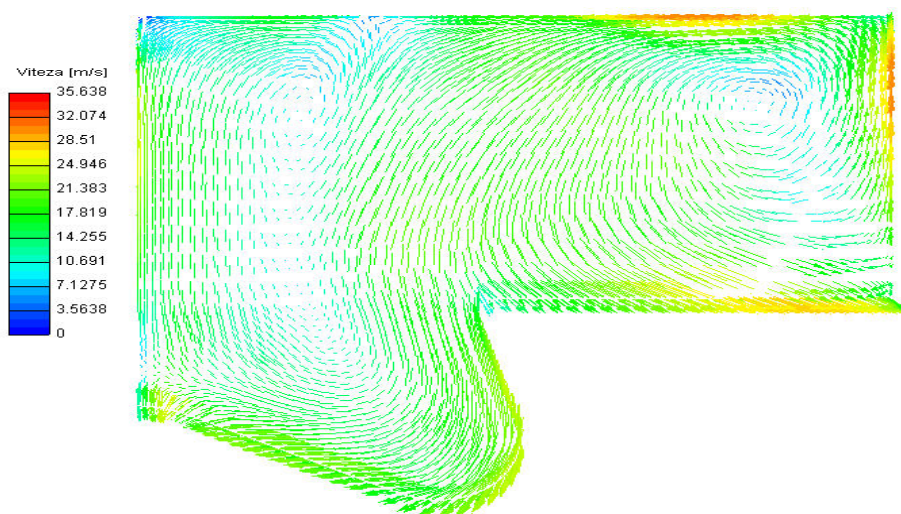


Fig. 5.35 Câmpul de viteze la 410 °RAC, turația de 1440 rot/min și sarcină 100%.

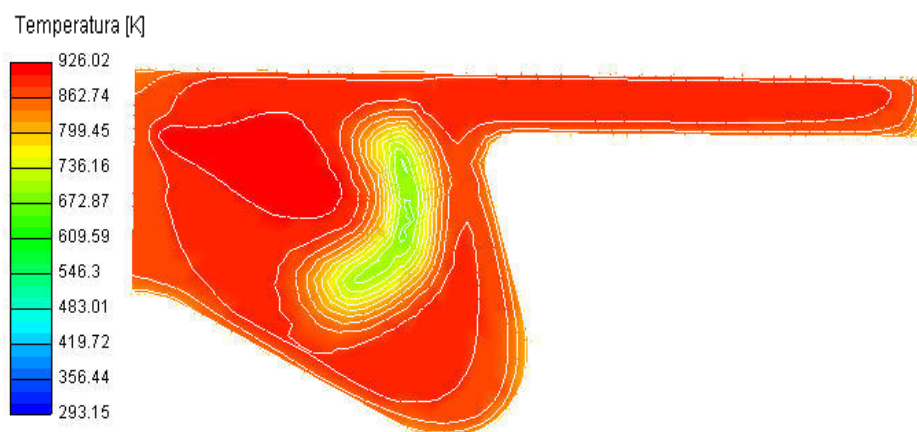


Fig. 5.36 Câmpul de temperaturi la 360 °RAC, turația de 1440 rot/min și sarcină 100%

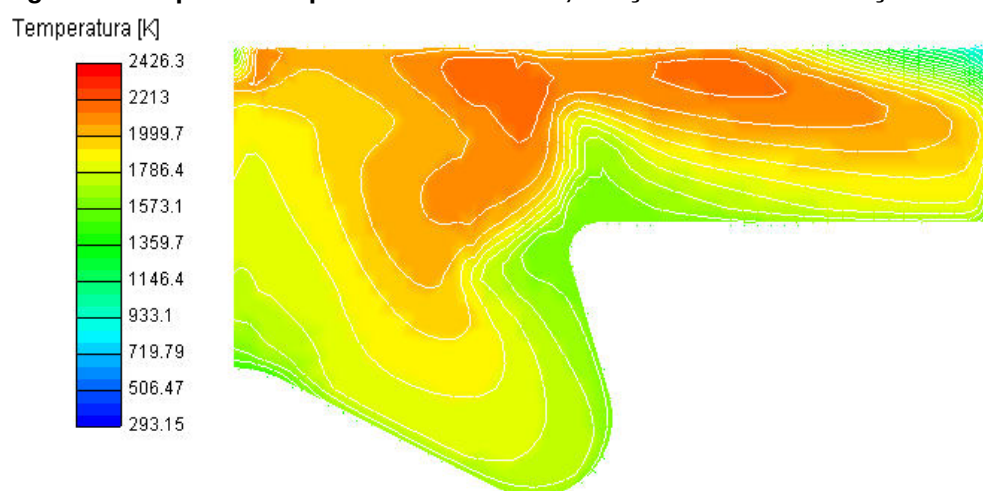


Fig. 5.37 Câmpul de temperaturi la 390 °RAC, turația de 1440 rot/min și sarcină 100%

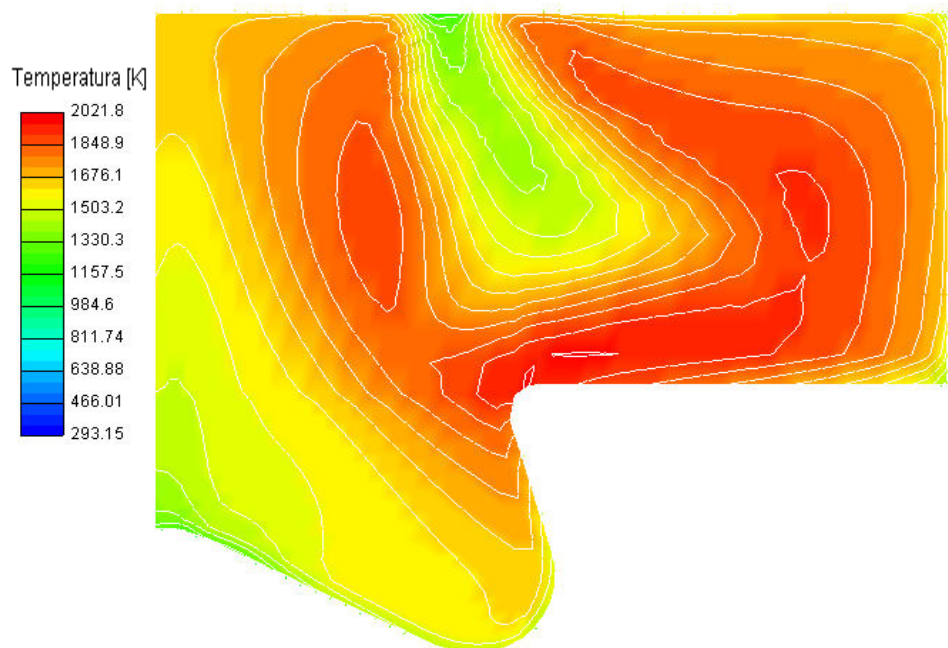


Fig. 5.38 Câmpul de temperaturi la 410 °RAC, turația de 1440 rot/min și sarcină 100%

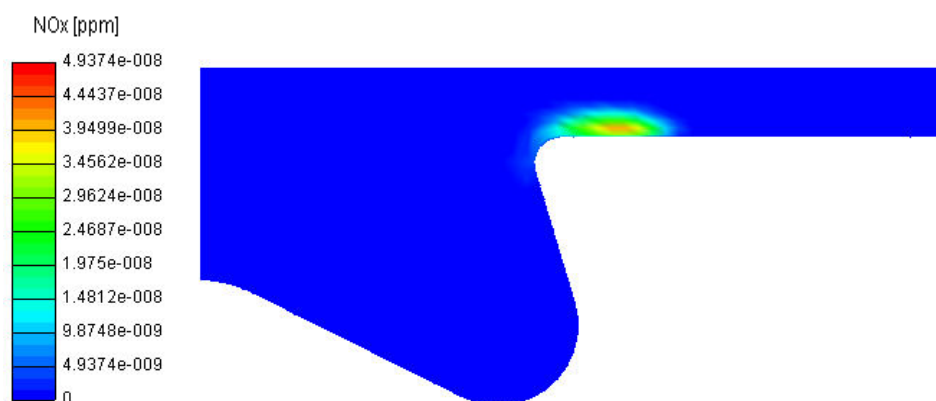


Fig. 5.39 Concentrația de NOx la 370 °RAC, turația de 1440 rot/min și sarcină la 100%

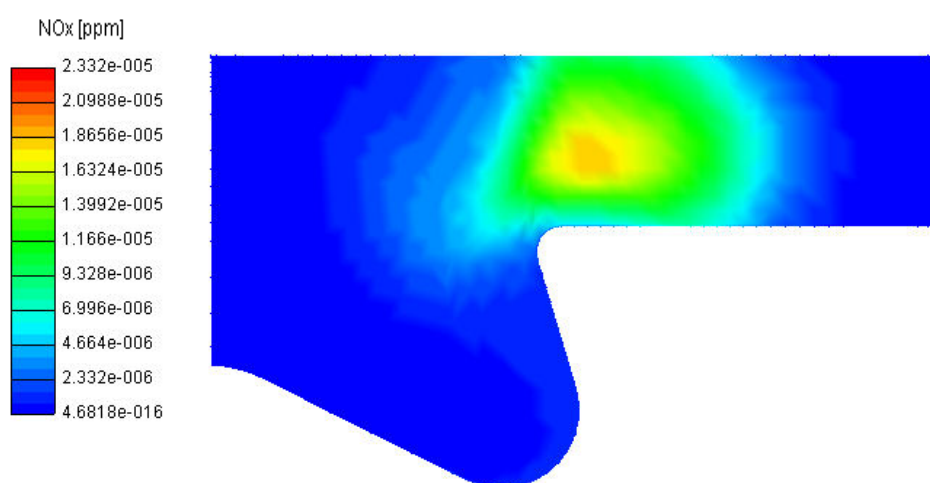


Fig. 5.40 Concentrația de NOx la 390 °RAC, turația de 1440 rot/min și sarcină 100%

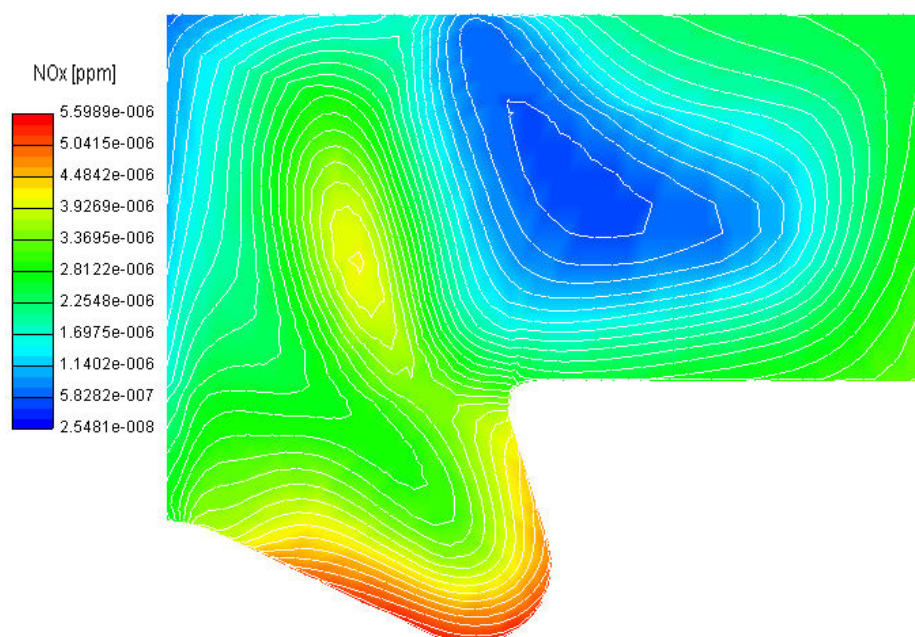


Fig. 5.41 Concentrația de NOx la 410 °RAC, turația de 1440 rot/min și sarcină 100%

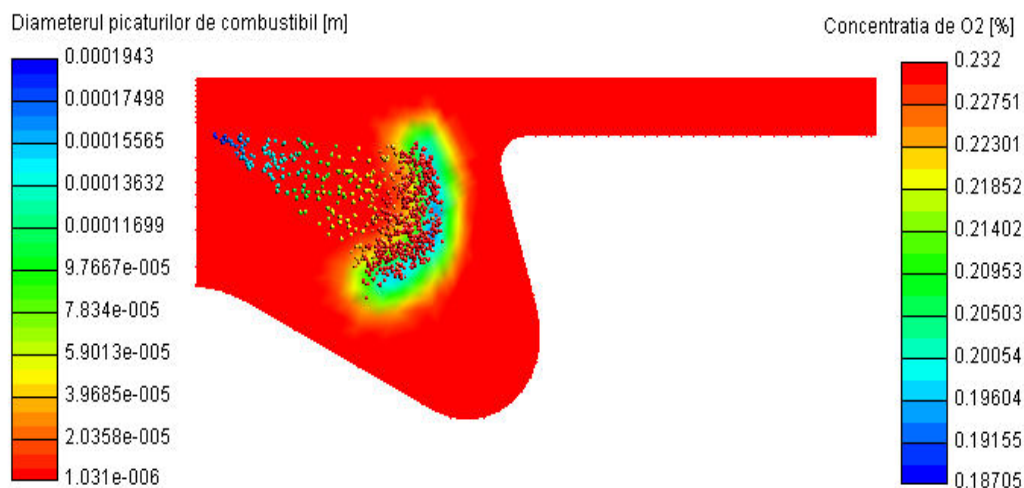


Fig. 5.42 Concentrația de O₂ și jetul la 360 °RAC, turația de 1440 rot/min și sarcină 100%

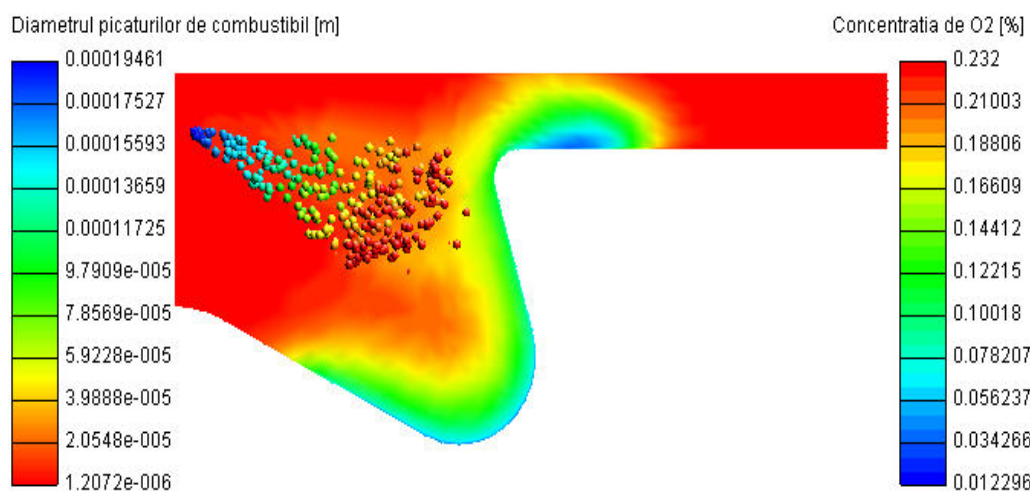


Fig. 5.43 Concentrația de O₂ și jetul la 370 °RAC, turația de 1440 rot/min și sarcină 100%

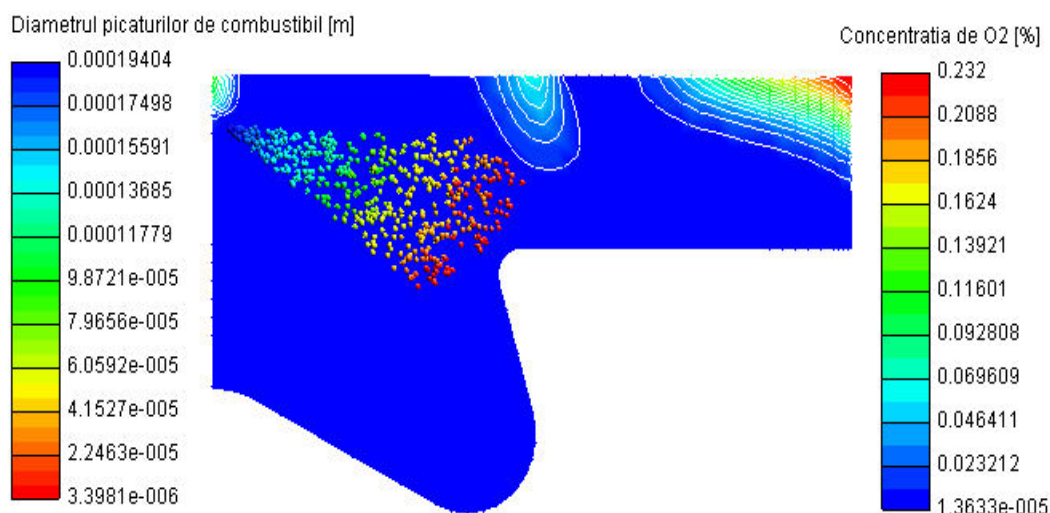


Fig. 5.44 Concentrația de O₂ și jetul la 390 °RAC, turația de 1440 rot/min și sarcină 100%

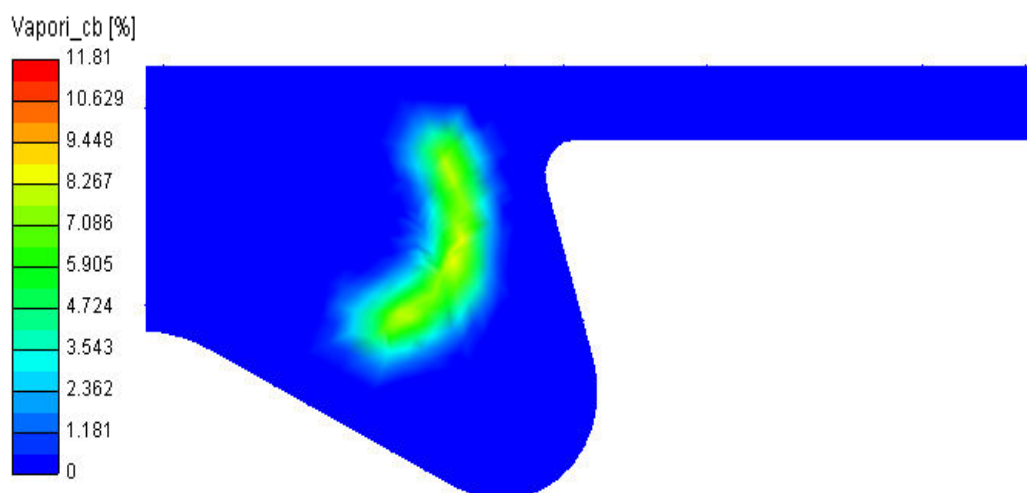


Fig. 5.45 Concentrația de vaporilor de combustibili la 360 °RAC, turația de 2400 rot/min și sarcină 100%

5.3.1 Analiza rezultatelor obținute și concluzii

Timpul de lucru mediu a fost de 42 de ore și 43 de minute pentru fiecare caz în parte, pentru o rețea de discretizare cu 624 celule de calcul și 1230 pachete de picături, iar cantitatea maximă de memorie de lucru necesară a fost de 435 MB. Acesta a crescut cu aproximativ 15% datorită metodei de integrare QSOU, care este mai complexă și necesită mai multe operațiuni, dintre care unele mari consumatoare de timp. Cantitatea maximă de memorie nu a fost afectată semnificativ, o creștere de 10 MB nefiind de luat în considerare în condițiile în care se știe că sistemul de operare Windows rulează în paralel cu aplicațiile o serie de subrutine de sistem.

Modificarea programului a dus la:

- reducerea presiunii pe ciclu (fig. 5.22);
- reducerea semnificativă a numărului de apelări pentru rutina ce realizează corectarea maselor negative, de la aproximativ 550 la 20, ceea ce conduce la concluzia că, cel puțin teoretic, rezultatele ar trebui să fie mai bune, dar în lipsa unor date experimentale această concluzie nu poate fi argumentată, datele experimentale fiind insuficiente;
- difuzia numerică nu a afectat semnificativ rezultatul comparativ cu cazul ce utilizează schema donor-acceptor (fig. 5.46);
- rezultatele obținute ce au putut fi comparate cu date experimentale au avut erori, după cum urmează:
 - o presiunea:
 - maxim 8% pentru $n=2400$ rot/min, fig. 5.21;
 - maxim 3% pentru $n=1440$ rot min, fig. 5.22;
 - o concentrația de NOx:
 - 10 % pentru $n=2400$ rot/min, fig. 5.25;
 - 7 % pentru $n=1440$ rot/min, fig. 5.26.
- corelațiile cunoscute din literatura de specialitate și prezentate la Aplicația 1 se pot observa și, de această dată, în figurile 5.27 - 5.45; din păcate ele nu pot fi validate în totalitate din cauza datelor experimentale insuficiente.

Comparațiile efectuate între datele obținute cu programul propriu, datele experimentale și cele obținute cu Wave 5.0 au evidențiat câteva probleme, cum ar fi:

- chiar dacă valorile presiunii pe ciclu sunt apropiate de valorile reale, așa cum reiese din figurile 5.21, 5.22, pot exista diferențe majore între celelalte mărimi, de exemplu temperatura (fig. 5.23, 5.24) și concentrațiile de NO_x (fig. 5.25, 5.26), în cazul valorilor instantanee pe ciclu, chiar dacă mărimile medii au valori sensibil egale;
- pentru o bună calibrare a modelelor sunt necesare baze de date bogate, cu valorile instantanee ale mărimilor de interes;
- complexitatea proceselor de ardere este deosebit de mare, iar abordarea lor unilaterală și simplificată cu formulări fenomenologice este puțin predictivă.

Analizând rezultatele din figurile 5.21 - 5.24 se poate observa că:

- modelul multizonal fenomenologic implementat în Wave nu a putut modela suficient de bine arderea difuzivă preponderentă în cazul abordat, deoarece nu rezolvă ecuațiile curgerii și nu poate simula neuniformitatea din cilindru în funcție de geometria camerei de ardere, lucru care se observă la regimurile de pe caracteristica externă, când turația este mare și fenomenele gazodinamice sunt preponderente prin:
 - o lipsa zonei de presiune cvasi-constantă;
 - o lipsa zonei cu temperatură cvasi-constantă de pe curba temperaturilor;
- modelul elaborat de autor are o sensibilitate mai bună, datorită abordării gazodinamice, chiar dacă simplificată, ceea ce și explică o parte din diferențele existente.
- La turația de cuplu maxim, când turația este mult mai mică și fenomenele gazodinamice mai puțin intense, diferențele sunt nesemnificative.

Din studiul figurilor 5.25 și 5.26 se pot trage câteva concluzii:

- calcularea emisiilor de NO_x utilizând mecanismul Zeldovich la echilibru, așa cum este realizată în Wave 5.0, este nepotrivită pentru cazul considerat, deoarece vitezele de reacție sunt puternic dependente de temperatură, care este mare datorită presiunii și au viteze de reacție mult mai mari decât cele reale, cunoscut fiind faptul că în motoare foarte puține reacții au timp să ajungă la echilibru din cauza duratei reduse a unui ciclu, mai ales la turații ridicate;
- modelul elaborat de autor este mai performant și mai predictiv deoarece abordează cinetic reacțiile mecanismului Zeldovich și are temperaturile calculate din ecuațiile curgerii deci mai apropiate de cele reale.

5.4 Metode pentru îmbunătățirea performanțelor modelului de emisii de NO_x

Din literatura de specialitate mai sunt cunoscute încă două mecanisme de formare a emisiilor de NO_x:

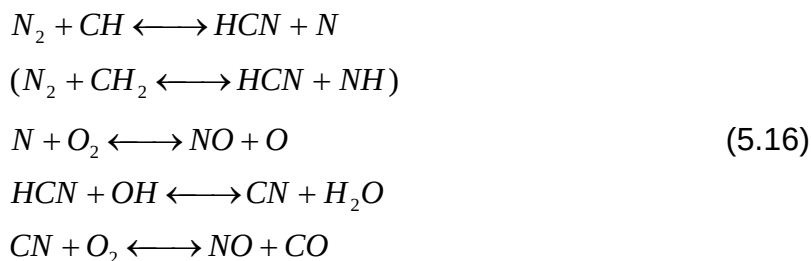
- formarea în flacără, propusă de Fenimore;
- formarea din compuşii organici ce conțin azot din combustibil.

5.4.1 Formarea NOx în flacără

Mecanismul de formare a NO_x în flacără a fost prezentat pentru prima dată de Fenimore. Acesta a elaborat un mecanism care explică formarea NO_x în zonele cu flacără prin combinarea radicalilor C_xH_y , rezultați din descompunerea combustibilului, cu N_2 din aer, reacție ce generează azot liber și ioni HCN , care se vor transforma ulterior în NO . Aceste reacții tind să devină importante la temperaturi sub 1000 K, ceea ce ar putea să explice formarea NO_x la temperaturi și concentrații locale de O reduse, lucru imposibil utilizând mecanismul Zeldowich.

Dintre radicalii C_xH_y cei mai întâlniți rezultați în urma descompunerii combustibilului sunt C_2 , CH , CH_2 , C_2H . Ponderea cea mai mare este atribuită radicalilor CH și CH_2 .

Mecanismul propus de Fenimore este următorul:



Formarea NO_x este proporțională cu numărul de atomi de carbon prezenți în unitatea de volum și este independentă de tipul inițial de hidrocarbură prezentă în combustibil. Cantitatea de HCN format crește cu concentrația de radicali hidrocarbonați, care sunt puși în evidență de raportul de dozaj și scade prin descompunerea acidului cianhidric, reacția 1 indirectă care este reacție de întrerupere:



Schaefer a observat că marea majoritate de NO_x format în flacără provine din reacția CH motiv pentru care această reacție a fost considerată cea care controlează procesul de formare a NO_x :

$$\frac{dc_{NO}}{dt} = k_{OCH} c_{N_2}. \quad (5.18)$$

O problemă deosebită o reprezintă determinarea coeficientului de reacție. Modelul propus de De Soete aproximează rata reală de formare a NO_x , măsurată, cu cea dată de formarea NO_x și N_2 , astfel:

$$\frac{dc_{NO}}{dt} = (\text{producția de } NO_x \text{ în flacără}) - (\text{producția } N_2 \text{ în flacără}). \quad (5.19)$$

În faza incipientă de formare a flăcării, NO_x apare în zone ce au concentrație mare de combustibil și O , astfel că radicalii de N formează, aproape în exclusivitate,

NO_x , după care, datorită lipsei oxigenului, se formează N_2 . Acest mecanism propus de De Soete este descris de relația:

$$\frac{dc_{NO}}{dt} = k_{pr} c_{O_2}^a c_{N_2} c_{Cb} \exp\left(-\frac{E}{RT}\right), \quad (5.20)$$

unde,

$$k_{pr} = 1.2e7 \left(\frac{RT}{p}\right)^{a+1}; \quad (5.21)$$

și

$$a = \begin{cases} 1 & X_{O_2} \leq 4.1e-3 \\ -3.95 - 0.9 \ln X_{O_2} & 4.1e-3 \leq X_{O_2} \leq 1.11e-2 \\ -0.35 - 0.1 \ln X_{O_2} & 1.11e-2 < X_{O_2} < 0.03 \\ 0 & X_{O_2} \geq 0.03 \end{cases}. \quad (5.22)$$

a este ordinul reacției de oxidare, E este energia de activare, T temperatura, p presiunea, X_{O_2} participația molară a oxigenului în amestec.

Backmier a observat că rezultatele obținute cu relațiile lui De Soete diferă semnificativ de datele obținute experimental. Pentru a reduce eroarea și a putea estima NO_x în flacără mai realist, în toate condițiile, modelul lui De Soete a fost corectat cu un factor f determinat experimental, care încorporează efectul dat de tipul de combustibil (numărul de atomi de carbon n C_nH_m) și coeficientul excesului de aer α .

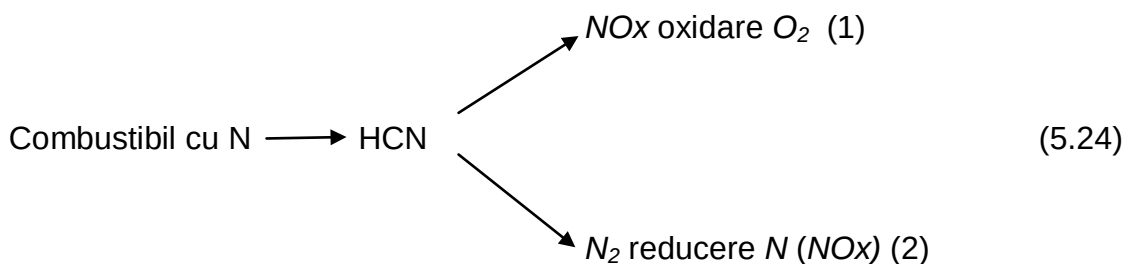
$$f = 4.75 + 0.0819n - 23.2\alpha - 32\alpha^2 - 12.2\alpha^3 \quad (5.23)$$

5.4.2 Formarea NO_x din azotul legat existent în combustibil

Este bine cunoscut faptul că combustibilii fosili conțin azot organic și că acesta contribuie la creșterea conținutului de NO_x din gazele de ardere. Acest azot este însă important doar pentru combustibilii reziduali și cărbune, la care conținutul de azot poate varia între 0.3 și 2%.

Azotul organic aflat în combustibil poate ajunge în zona de reacție datorită descompunerii termice, ducând la apariția diverșilor radicali de tipul HCN , NH_3 , N , CN și NH , care pot participa la reacții de formare a NO_x .

Indiferent de tipul de mecanism implementat, schema generală simplificată utilizată este următoarea:



În baza acestei scheme simplificate se pot scrie ecuațiile de bilanț:

$$Y_{HCN} = Y_{HCN,p} - Y_{HCN,1} - Y_{HCN,2}, \quad (5.24)$$

$$Y_{NO} = Y_{NO,1} - Y_{NO,2}. \quad (5.25)$$

Pentru combustibili lichizi, rata de producere a HCN este egală cu rata de evaporare a picăturilor de combustibil:

$$\dot{m}_{HCN,p} = \dot{m}_{Cb} Y_{N-Cb} \frac{M_{HCN}}{M_N}, \quad (5.26)$$

unde, $\dot{m}$ sunt debitele masice de radicali și combustibil evapoart, iar Y_{N-Cb} participația masică de N în combustibil.

De Soete a propus pentru cele două reacții ale mecanismului următoarele relații:

$$\frac{dX_{HCN,1}}{dt} = A_1 X_{O_2}^a X_{HCN} \exp\left(-\frac{E_1}{RT}\right), \quad (5.27)$$

$$\frac{dX_{HCN,2}}{dt} = A_2 X_{NO} X_{HCN} \exp\left(-\frac{E_2}{RT}\right), \quad (5.28)$$

unde: $A_1=1.0e10$ și $A_2=3.0e12$ sunt factorii de corecție pentru cele două relații, $E_1=280.5$ [kJ/kg] și $E_2=251.2$ [kJ/kg] sunt energiile de activare pentru cele două relații, iar a este ordinul reacției calculat cu aceeași formulă ca și în paragraful anterior.

5.4.3 Implementarea mecanismelor

Condițiile de activare a celor două mecanisme, în conformitate cu recomandările din literatura de specialitate, au fost: temperatura peste 540°C și coeficientul excesului de aer α mai mic de 0.7.

Calculul s-a efectuat în aceleași condiții cu cele de la aplicația 2,

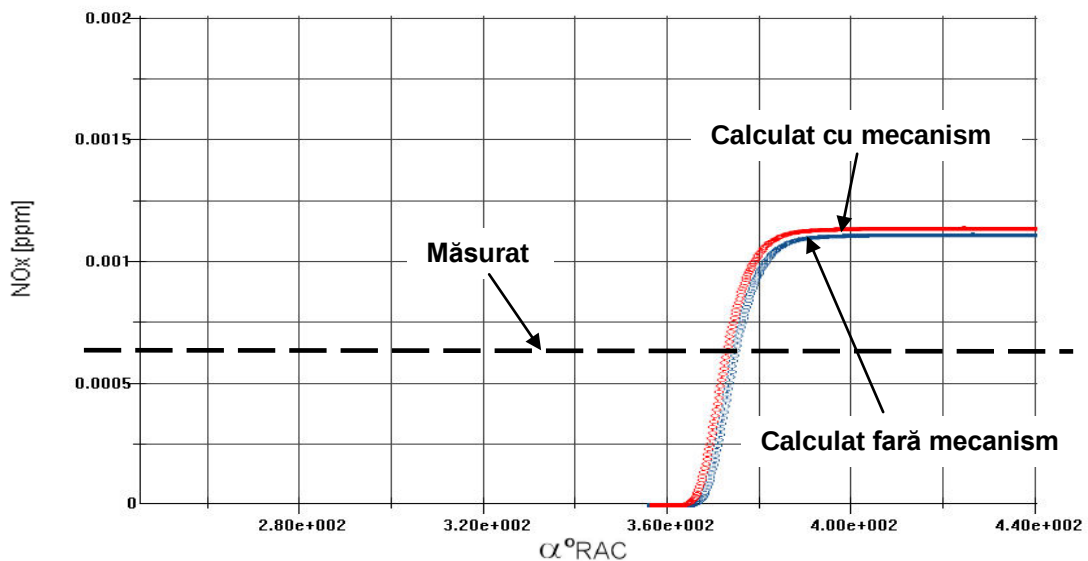


Fig. 5.47 Concentrațiile de NOx la 2400 rot/min și sarcina 100%

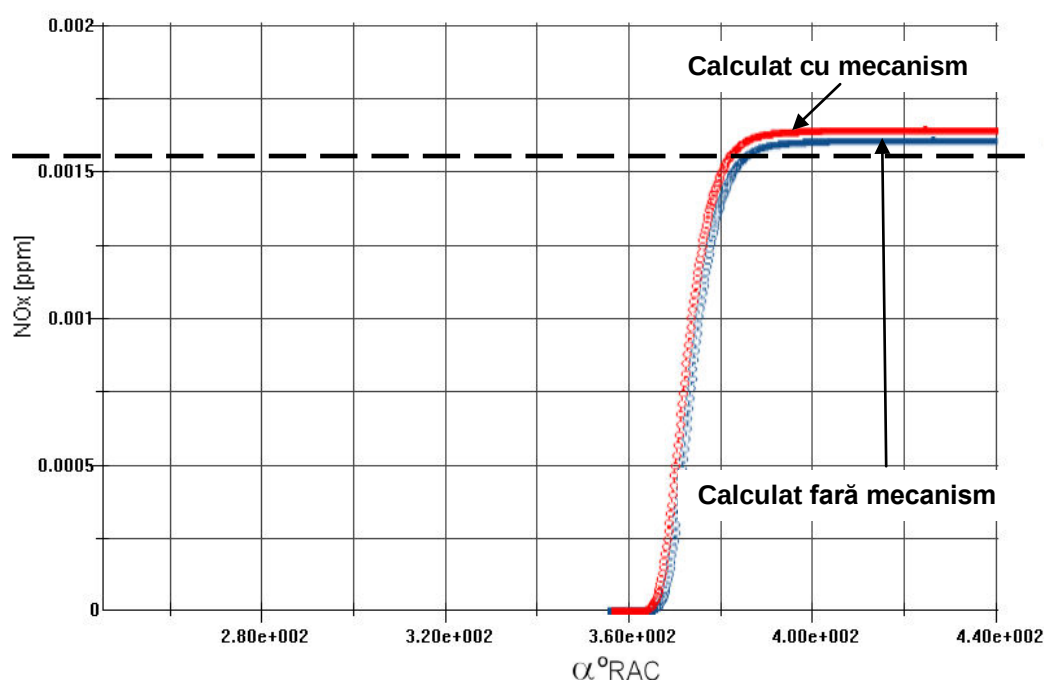


Fig. 5.48 Concentrațiile de NOx la 1440 rot/min și sarcina 100%

5.4.4 Analiza rezultatelor și concluzii

Timpul de lucru mediu a fost de 45 de ore și 23 de minute pentru fiecare caz în parte, aferent unei rețele de discretizare cu 624 celule de calcul și 1230 pachete de picături, iar cantitatea maximă de memorie de lucru necesară a fost de 456 MB.

Din analiza figurilor 5.47 și 5.48, care prezintă variația concentrației de NOx pentru turația maximă și cea de cuplu maxim, cu și fără modulele suplimentare, se observă că:

- creșterea concentrației este nesemnificativă:
 - o 0.87 % pentru turația de 2400 rot/min;
 - o 0.68 % pentru turația de 1440 rot/min.
- ponderea cea mai mare o are NOx format în flacără 75% din cantitate.

Concluzia este că efortul de calcul nu este justificat, întrucât o variație de 1% este nesemnificativă și, în plus, acționând în sensul creșterii concentrației de NOx, alterează și mai mult rezultatul, îndepărtându-l de valoarea măsurată. Din acest motiv, analizele s-au efectuat doar cu algoritmul implementat inițial.

5.5 Calculul ciclului de noxe pentru motorul T650: Aplicația 3

Ciclul de noxe realizat este unul în 8 puncte și a fost ales pentru că este comun motoarelor terestre, cât și celor navale. Datele utilizate și rezultatele obținute sunt prezentate sub formă tabelară (tab. 5.1) pentru a avea o imagine cât mai clară asupra rezultatelor. Nu s-au mai prezentat toate graficele la fiecare regim în parte deoarece ar fi ocupat prea mult spațiu. S-a reprezentat variația concentrației de NOx pe caracteristicile de sarcină la cele două turații de referință, atât pentru valorile calculate, cât și cele măsurate.

Tabelul 5.1

Turatia	Consum specific	Cuplu	Avans real	NOx-masurat	NOx-calculat	Eroarea
[rpm]	[g/kWh]	[Nm]	[deg]	[ppm]	[ppm]	[%]
2400	239.725	205.4	5.4	1108	1215	-9.657
2400	245.1579	153.6	5.1	787	836	-6.226
2401	264.0927	103	6.1	639	586	8.2942
2398	635.0476	50.9	11.1	330	296	10.303
1440	223.966	1.6	7.6	1631	1743	6.867
1440	225.4504	234.2	6.2	1272	1348	-5.975
1439	234.8289	173.1	9.6	1088	1024	5.8824
808	534.154	118.3	12.8	323	274	15.17

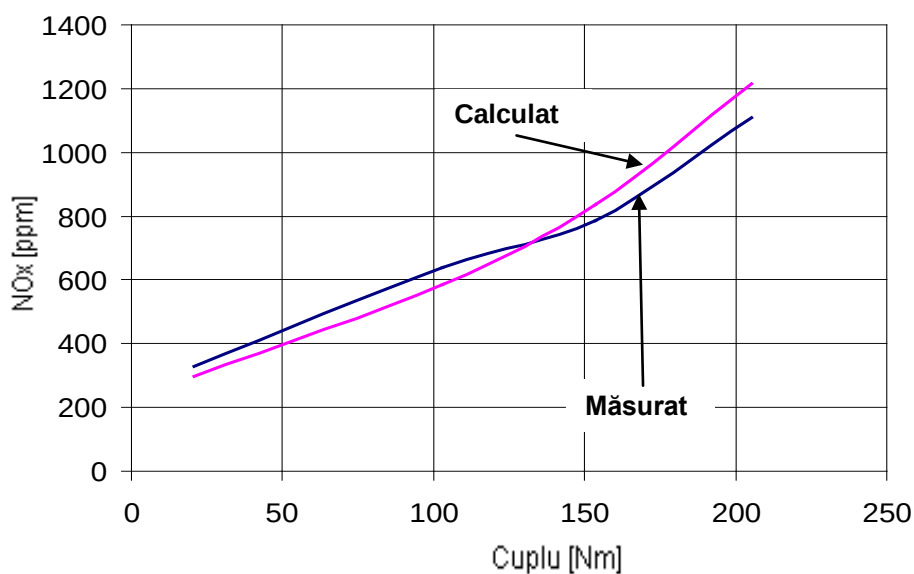


Fig. 5.49 Emisiile de NOx pe caracteristica de sarcină la turația de 2400 rot/min.

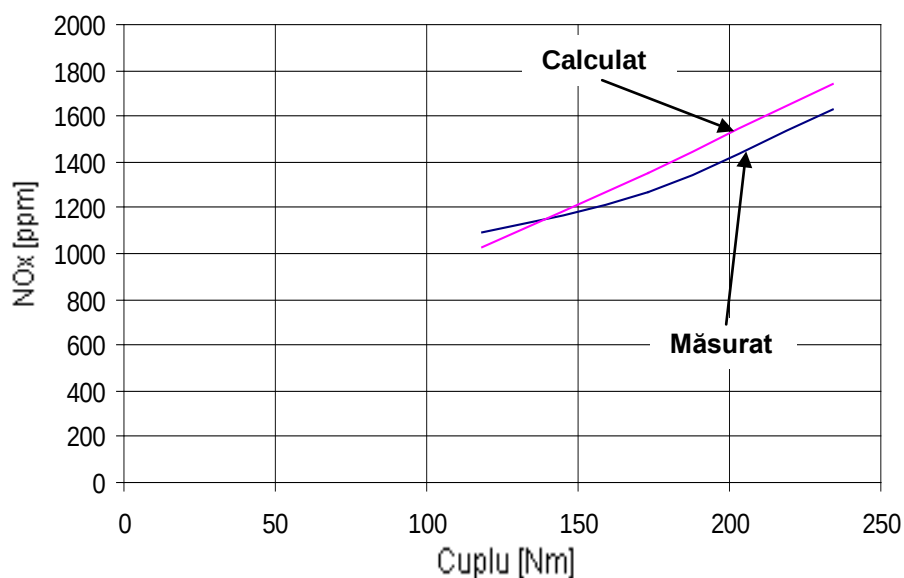


Fig. 5.50 Emisiile de NOx pe cracteristica de sarcină la turația de 1400 rot/min.

Tabelul 5.2

Sarcina	n	wfi	Clc.GEXHW	Clc.GEXHW_calc	Puterea
citită	citit	8 Mode	NOX*wfi	NOX_calc*wfi	Power*wfi
[%]	[rot/min]		[g/h]	[g/h]	[kW]
100	2400	0.15	57.05698	61.56697	7.7445
75	2400	0.15	41.75935	43.35929	5.793
50	2401	0.15	34.79729	31.91113	3.885
10	2399	0.1	12.40397	10.12599	0.525
0	812	0.15	6.055186	5.63938	0.0195
100	1440	0.1	33.70205	35.71575	3.53
75	1439	0.1	27.4745	28.85834	2.609
50	1439	0.1	24.29459	20.60910	1.783
		SUM=	237.5439	237.78595	25.889
			NOX [g/kWh]	NOX_calc [g/kWh]	
			9.175476	9.18483	
European Limits			9.2		
Protocolul din 1997			9.8		

5.5.1 Analiza rezultatelor și concluzii

Așa cum se poate observa din tabelul 5.2, rezultatul calculat este foarte apropiat de cel măsurat, în termeni tehnici, de fapt, cele două valori sunt egale. Acest lucru se datorează unui complex favorabil de factori, care a permis ca erorile relativ mari între 6 și 15 % dintre valorile măsurate și calculate (tab. 5.1) să se compenseze, astfel încât eroarea finală să fie foarte mică.

Din analiza celor două curbe de variație a concentrației emisiei de NO_x pe caracteristicile de sarcină necesare calculului ciclului de noxe (figurile 5.49 și 5.50), a rezultat faptul că:

- modulul de emisii, așa cum era de așteptat, este puternic influențat de regimul termic al motorului, astfel:
 - o la sarcini mari, când temperatura este mare, emisiile de NO_x calculate au depășit valorile măsurate cu până la 10%;
 - o la sarcini reduse, când temperatura scade, emisiile de NO_x calculate au fost sub cele măsurate tot cu cca. 10%;
- mecanismul de formare a emisiilor este mult mai complex și este puternic influențat de mecanismele arderii, care nu pot fi reprezentate satisfăcător de cele 11 reacții chimice utilizate, mai ales în cazul temperaturilor reduse.

S-a efectuat un calcul și pentru un regim de sarcină redusă, n=1440 rot/min, sarcina 10% (chiar dacă nu este cuprins în ciclul de noxe), cu modulele de emisii nou introduse, dar rezultatul a fost nesatisfăcător, emisiile de NO_x au crescut cu doar 0.1%, adică nesemnificativ, de unde rezultă clar, așa cum era și de așteptat, că și aceste mecanisme sunt, în fond, tot termice.

Concluzia care se desprinde, după studierea acestui caz, este că programul de calcul elaborat, bine calibrat cu date, nu foarte greu de obținut:

- cel puțin o diagramă indicată;
- cel puțin un avans real la injecție;

- consumul de combustibil măsurat cu exactitate, poate furniza rezultate bune, care se încadrează într-o marjă de eroare medie de 10% pentru cazuri asemănătoare cu cel studiat și chiar și mai mici în condiții favorabile, așa cum au fost cele prezentate.

5.6 Calculul caracteristicii de avans la injecție pentru motorul T650: Aplicația 4

În conformitate cu obiectivele stabilite, studierea posibilităților de reducere a emisiilor de NOx pentru motoarele aflate în exploatare este deosebit de importantă. Dintre acestea, modificarea avansului la injecție este cea mai importantă, deoarece:

- este bine cunoscut faptul că emisiile de NOx, la fel ca întregul proces de ardere, sunt puternic influențate de mărimea avansului la injecție;
- modificarea avansului la injecție este cea mai convenabilă modificare care se poate face unor motoare aflate în exploatare, deoarece este ușor de executat, nu implică costuri suplimentare și nu scoate motoarele din exploatare, reglajul putându-se efectua în cadrul unei revizii periodice.

Calcululele s-au efectuat pentru cazurile prezentate în Capitolul 3, care conțin date referitoare la regimurile de sarcină maximă, la care, așa cum s-a arătat anterior, este de așteptat ca rezultatele să fie cât mai apropiate de realitate și să putem scoate în evidență influența avansului la injecție.

Modelul a fost calibrat la fel ca și în cazurile anterioare, astfel încât să nu fie necesare ajustări după fiecare caz în parte și, în plus, valorile alese au fost cele din literatura de specialitate neoptimizate pentru cazul concret. În acest fel s-a urmărit obținerea unui grad cât mai mare de generalitate.

Datele de intrare utilizate și rezultatele obținute în urma calculului sunt prezentate în tabelul 5.3, pentru cinci turații de funcționare.

Tabelul 5.3

Turatia	Avans real	NOx	NOx-calc	Eroarea	Cons_cb	Putere
[rot/min]	[deg]	[ppm]	[ppm]	[%]	[g/kWh]	[kW]
2400	0.2	752	776	-3.191	258.2074	47.64
	1.3	782	858	-9.718	256.1854	48.34
	2.2	850	929	-9.294	250.0907	49.59
	3.7	964	1056	-9.543	244.2857	50.4
	4.2	1008	1101	-9.226	242.8684	50.62
	5.4	1112	1215	-9.262	241.5013	50.89
	6.5	1211	1327	-9.578	239.3538	51.38
1440	2.6	1156	1232	-6.574	231.1098	33.88
	3.5	1221	1321	-8.190	232.5629	34.18
	4.6	1344	1455	-8.259	228.125	34.56
	5.6	1498	1573	-5.007	226.1494	34.8
	5.9	1557	1612	-3.532	225.7233	34.91
	7.3	1689	1784	-5.625	224.5634	34.93
	8.3	1792	1904	-6.250	224.7998	34.96

Mărimile măsurate și cele calculate au fost prelucrate grafic și sunt prezentate în figurile 5.51 - 5.55.

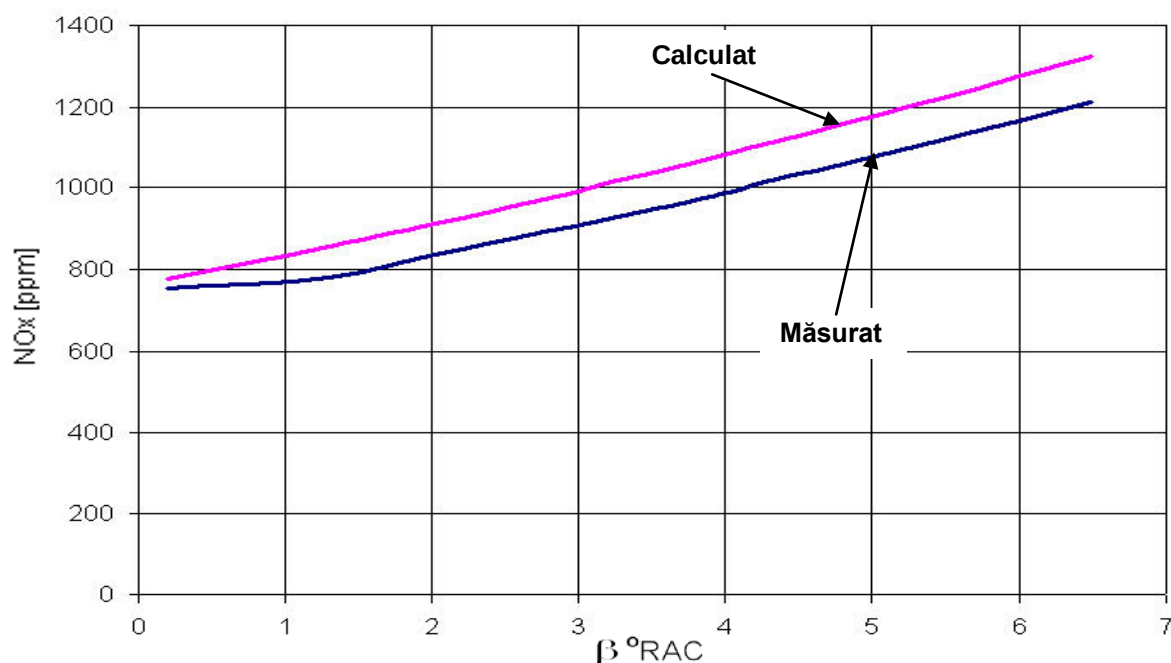


Fig. 5.51 Variația concentrației de NOx la turația de 2400 rot/min și sarcină 100%.

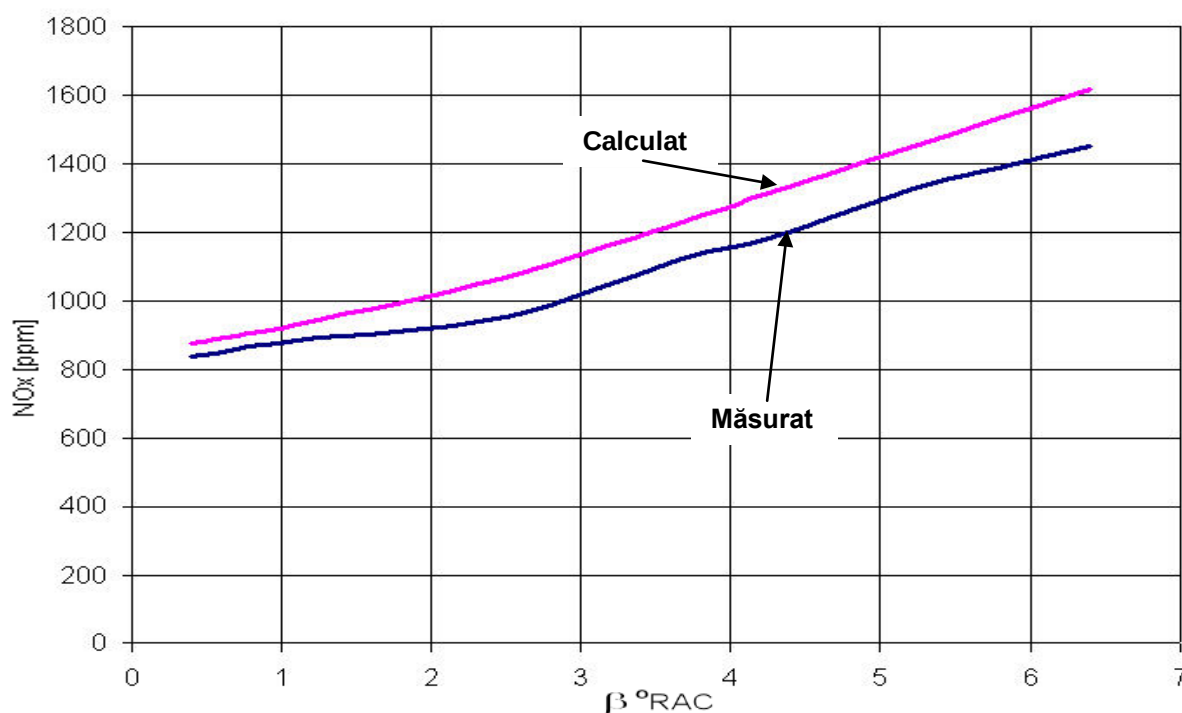


Fig. 5.54 Variația concentrației de NOx la turația de 1440 rot/min și sarcină 100%.

5.6.1 Analiza rezultatelor și concluzii

Analizând erorile calculate, prezentate în tabelul 5.3, se constată că eroarea dintre valorile măsurate și cele calculate este cuprinsă între 3 și 12 %, majoritatea

situându-se în intervalul 8-10%. Aceste valori erau oarecum de așteptat, având în vedere și rezultatele obținute în celelalte cazuri.

Eroarea obținută este relativ mare, dar, luând în considerare complexitatea fenomenului și capabilitățile relativ reduse ale modelului, poate fi apreciată mulțumitoare, în principal și datorită unei repartiții favorabile. Se poate constata că eroarea este:

- permanent unilaterală, în sensul că, totdeauna, valoarea calculată este mai mare decât valoarea măsurată;
- dispersia erorilor pentru fiecare caz este sub 5%;
- corelația dintre tendințele de evoluție a celor două mărimi se respectă și este bună, fiind cunoscută dependența liniară dintre concentrațiile de emisii de NOx și avans.

Deoarece măsurătorile și calculele s-au efectuat doar pe caracteristica externă pentru fiecare reglaj al avansului la injecție, este de așteptat ca la sarcini parțiale erorile să fie mai mari. Programul de calcul, așa cum s-a prezentat în cazurile anterioare, are performanțe mai modeste la calcularea sarcinilor parțiale.

Dependența cvasi-liniară dintre emisiile de NOx și avansul la injecție, așa cum poate fi ea observată și în figurile 5.51 - 5.55, este bine cunoscută din literatura de specialitate.

Concluzia este că programul poate fi utilizat pentru studiul influenței avansului la injecție asupra emisiilor de NOx, cu condiția ca rezultatele să fie privite cu discernământ. Se poate observa cu ușurință că rezultatele sunt mai bune pentru regimurile la care s-a realizat calibrarea (turațiile de 2400 și 1440 rot/min).

CAPITOLUL VI

CONCLUZII FINALE, DIRECȚII DE DEZVOLTARE ULTERIOARĂ ȘI CONTRIBUȚII PERSONALE

La sfârșitul fiecărui capitol au fost prezentate evaluări detaliate ale problemelor abordate și sau analizat critic soluțiile utilizate. În urma analizelor efectuate s-au tras concluzii și au fost emise ipoteze de studiu, care au fost dezvoltate ulterior, conducând la elaborarea de soluții concrete sau la deschiderea de noi direcții de studiu și cercetare.

6.1 Concluzii

Obiectivul tezei l-a constituit elaborarea unui program de calcul care să permită estimarea emisiilor poluante produse de motoarele Diesel navale, în mod deosebit a emisiilor de NO_x reglementate de către Anexa 6 a Protocolului din 1997, intrat în vigoare în 2010. Obiectivul propus a fost atins, dar aplicabilitatea lui a ramas doar în sfera științifică și de cercetare. Gândit inițial ca un instrument de evaluare a impactului Anexei 6 asupra navelor sub pavilion românesc, el a devenit neinteresant pentru părțile implicate în luarea unor decizii, datorită scăderii dramatice a numărului de nave și, totodată, a fluctuațiilor economico-comerciale negative înregistrate pe piața de profil, cele mai recente fiind determinate de contextul pandemic înregistrat la nivel mondial.

Concluziile finale pot fi succint prezentate astfel:

- programul elaborat poate răspunde scopului pentru care a fost creat, acela de a estima emisiile de NO_x produse de motoarele Diesel;
- rezultatele obținute sunt în bună concordanță cu datele experimentale, în mod deosebit pentru regimurile de calibrare și cele de sarcină mare;
- în condiții date, bine definite, este suficient de predictiv pentru a putea fi folosit la analiza unor cazuri concrete;
- bine calibrat programul poate fi utilizat pentru analiza procesului de ardere în scopul îmbunătățirii performanțelor tehnico-economice și reducerii emisiilor de NO_x a motoarelor diesel, în principal prin optimizarea:
 - o avansului la injecție;
 - o formei camerei de ardere;
 - o mișcărilor organizate și turbulente din cilindru.
- rezultatele obținute depind destul de mult de constantele modelelor și, din acest motiv, se impun a fi analizate atent și interpretate cu discernământ, deoarece pot să fie subtil eronate, ceea ce poate conduce la concluzii greșite;
- performanțele programului sunt limitate de modelele utilizate, din acest motiv cazurile și mărimile studiate implică a fi atent alese, astfel încât să nu se iasă din domeniul lor de aplicabilitate.

- programul elaborat este unul deschis, de lucru și din acest motiv este greu de utilizat fiind necesare cunoștințe avansate de programare și teoria motoarelor.

6.2 Direcții de dezvoltare ulterioare

Programul elaborat poate fi considerat un instrument util pentru studiul motoarelor Diesel. El își propune să fie o alternativă la cercetarea aplicată, experimentală, un instrument de lucru alternativ care să permită studiul fenomenelor complexe implicate în arderea combustibililor în motoarele diesel navale și nu numai.

Conceput într-o arhitectură flexibilă, programul a fost astfel creat încât să poată fi dezvoltat și îmbunătățit în continuare. Cele mai importante direcțiile de dezvoltare ulterioară ar fi:

- realizarea unui generator de rețea mai performant, care să poată furniza o rețea hibridă de discretizare, cu posibilități de rafinare locală a rețelei, eventual chiar adaptiv în funcție de gradientii de viteză;
- implementarea unui model pentru simularea turbulenței mai performant, $k-\epsilon$, sau mai nou, care să poată evalua mai bine parametrii de curgere, în mod deosebit în regimurile de sarcină parțială, la turații reduse;
- mărirea rezoluției spațiale de la 2.5 D la 3D, astfel încât soluțiile obținute să primească o notă mai accentuată de realism;
- îmbunătățirea schemelor de discretizare și integrare utilizate cu altele mai performante, adaptabile 3D, care să aibă o rezoluție temporală superioară cu scopul reducerii influenței algoritmilor de rezolvare asupra rezultatelor simulării;
- dezvoltarea unui mecanism de ardere mai complex care să permită o modelare mai bună și mai flexibilă a procesului de ardere și a emisiilor poluante; se impune creșterea numărului de ecuații, dar trebuie avut în vedere și timpul de lucru necesar;
- implementarea unor algoritmi numerici de calcul care să poată să lucreze și pe rețele nestructurate și hibride;
- înlocuirea modelelor fenomenologice utilizate la modelarea jetului cu altele care să poată surprinde toate aspectele legate de formarea și dezvoltarea jetului de combustibil, inclusiv la perete;
- introducerea unor modele noi pentru injecția de combustibil, care să surprindă toate fazele dezvoltării jetului și interacțiunile complexe din interiorul său (coalescență, spargere...);
- completarea ciclului cu modele pentru simularea schimbului de gaze (admisie și evacuare) astfel încât să se realizeze un ciclu complet și să se poată realiza o optimizare a proceselor din motor la toate nivelele de detaliu, ce pot surprinde mai bine complexitatea fenomenelor implicate.
- creșterea bazei de date în privința tipurilor de motoare, dar și a regimurilor de lucru implicate,
- dezvoltarea de algoritmi de studiu pentru regimurile tranzitorii (accelerare, decelerare), care sunt de mare interes în ultima perioadă, cunoscută fiind influența lor asupra emisiilor de NOx și noxe la nivel general;

- dezvoltarea de modele și pentru alte tipuri de noxe (fum, hidrocarburi nearse ...);
- completarea ecuațiilor de curgere din cilindru cu modele pentru scăpările de gaze în carter etc..

6.3 Contribuții personale

Contribuțiile personale vizează, în principal, elaborarea programului și alcătuirea bazei de date experimentale utilizată pentru calibrarea constantelor și validarea rezultatelor. La acestea se adugă contribuții la îmbunătățirea algoritmilor numerici și a modelelor utilizate.

Programul realizează o modelare multidimensională a proceselor din motor, chiar dacă doar la o rezoluție 2.5 D. Au fost modelate doar procesele fără schimb de gaze și emisiile de NOx din motoarele Diesel, fiind, după știința autorului, una dintre puținele încercări de acest fel din țară.

Pornind de la ideile dezvoltate în programe similare și informații de ultimă oră existente în literatura de specialitate acest program este conceput și realizat în totalitate de autor. El a fost scris în Matlab v7 și conține un număr de cca. 15000 de linii de program, cuprinse într-o rutină principală cadru și o bibliotecă alcătuită din 46 de subrutine și 54 de funcții specializate

Dintre subrutinele elaborate cele mai importante sunt:

- generatorul de rețea;
- modulul pentru rezolvarea curgerilor din cilindrul motorului, care apelează un număr foarte mare de subrutine și funcții specifice:
 - o subrutina care implementează modelul SGS pentru calculul turbulenței;
 - o trei subrutine care implementează cele trei faze ale algoritmului de rezolvare ALE-ICE utilizat la rezolvarea ecuațiilor curgerii:
 - faza A Lagrangeană, care rezolvă explicit difuzia;
 - faza B, în care se calculează implicit presiunea;
 - faza C Euleriană, face corecțiile finale, rezolvă convecția și actualizează toți parametrii;
- subrutine pentru implementarea schemei donor-acceptor interpolată și QSOU;
- subrutine pentru implementarea condițiilor pe contur;
- subrutină de corecție a erorilor date de masele negative
- subrutina pentru calculul probabilistic (s-a apelat la o metodă Monte-Carlo) al jetului de combustibil, utilizând metoda pachetelor de picături;
- subrutina pentru calculul fierberii și evaporării picăturilor de combustibil;
- subrutine pentru rezolvarea sistemului de ecuații furnizat de reacțiile chimice specifice arderii;
 - o reacțiile cinetice, desfășurate cu viteze finite;
 - o reacțiile la echilibru, considerate a se desfășura cu viteze foarte mari;
 - o reacții mecanismului Zeldovich extins.
- subrutine specifice pentru rezolvarea sistemelor de ecuații neliniare și liniarizate rezultate în urma modelării reacțiilor chimice;
- subrutina pentru calculul NOx din flacără;

- subrutina pentru calculul NO_x din azotul legat în combustibil;
- subrutină pentru reglarea pasului de timp în funcție de criteriile de convergență impuse, în mod deosebit pentru reacțiile chimice cinetice, care impun restricții severe asupra convergenței soluțiilor numerice adoptate.
- programe specializate care permit citirea datelor de intrare și calibrarea constantelor;
- un pachet de programe care permite prelucrarea datelor de ieșire și prezentarea lor într-o formă convenabilă.

Dintre facilitățile mai deosebite ale programului elaborat putem aminti:

- prezentarea evoluției spațio-temporale a mărimilor caracteristice fenomenelor din interiorul camerei de ardere:
 - o viteze;
 - o densități;
 - o temperaturi;
- evoluția jetului de picături sub acțiunea mișcărilor din camera de ardere și a concentrațiilor de lichid și vapori de combustibil;
- analiza interacțiunii dintre picăturile și vaporii de combustibil, cu gazele din camera de ardere;
- vizualizarea evoluției concentrației de NO_x în interiorul cilindrului și a condițiilor de formare.

Alte contribuții personale vizează:

- Elaborarea unei metodologie de cercetare experimentală specifică, care să permită realizarea unei baze de date polivalente.
- Pe durata cercetării experimentale s-a creat o bază de date structurată, care poate fi utilizată pentru calibrarea constantelor modelelor și validarea rezultatelor obținute. Pentru aceasta autorul a elaborat programe specializate de calcul care dau o imagine mai clară asupra tendinței de evoluție a fenomenelor.
- În conformitate cu procedurile descrise de Anexa 6 a Protocolului din 1997, autorul a elaborat un program care utilizează baza de date creată și permite validarea rezultatelor experimentale. Astfel se asigură un înalt nivel de acuratețe a datelor achiziționate și se monitorizează discrepanțele dintre valorile măsurate, ceea ce permite stabilirea momentului optim când se impun a fi efectuate recalibrări sau reglaje ale echipamentelor.
- S-a realizat o metodologie de lucru și un program de verificare original, care permite validarea rezultatelor obținute în urma rulării programului de calcul și facilitează interpretarea rezultatelor obținute.
- A fost elaborată o metodologie care permite să se stabilească numărul și tipul de date de intrare minim necesare programului pentru obținerea unor rezultate în concordanță cu scopul urmărit, menținând un grad ridicat de acuratețe:
 - o verificarea unor rezultate parțiale și finale;
 - o studierea influenței diversilor factori asupra procesului de ardere;
 - o previzionarea anumitor parametrii în funcție de diverse modificări aplicate motorului.

BIBLIOGRAFIE

1. Abrugia, G., 1998 – An unconditionally stable method for air motion inside cylinders, International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow, Vol. 8.
2. Anderson, J.D., Degrez, G., Dick, E., Grundmann, R., Computational Fluid Dynamics - An Introduction, A von Karman Institute Book, Springer - Verlag.
3. Apostolescu, N., Chiriac, R. Procesul arderii în motorul cu ardere internă, Editura Tehnică, București, 1998.
4. Apostolescu, N., Taraza, D. Bazele cercetării experimentale a mașinilor termice, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1979.
5. Aramă, C., Grunwald, B. Motoare cu ardere internă. Procese și caracteristici, Editura Tehnică, București, 1966.
6. Bănărescu, M. Motoare cu ardere internă, vol.I,II, Editura Tehnică, București, 1959.
7. Benson, R.S., Whitehouse, N.D. Internal Combustion Engine, Pergamon Press, London, 1983.
8. Buzbuchi N. "Poluarea produsă de motoarele cu ardere internă", Sesiunea de comunicări științifice, Catedra de organizare a producției, Institutul Politehnic București, 1996.
9. Buzbuchi, N., Manea, L., ...MOTOARE NAVALE Procese și caracteristici vol.1, Editura Didactică și Pedagogică București, 1996.
10. BUZBUCHI, N., SABĂU, A,...: "Modelarea numerică a fenomenelor termogazodinamice, mecanice, a funcționării motoarelor cu ardere internă navale și a sistemelor auxiliare ale acestora", grant de cercetare CNCSIS tip A, Universitatea Maritimă din Constanța, 1999-2001.
11. Buzbuchi, N., Sabău, A., Manea, L., Manea, A.: "Computer Simulation of the Marine Engine in Training System", TEHNONAV 2000, Universitatea "Ovidius" Constanța, 6 pag., 2000.
12. Buzbuchi, N., Sabău, A., Manea, L., Manea, A.: "Development of a Two-Stroke Low-Speed Engine Simulation Model", International Conference of Mechanical Engineering MOTAUTO'99, 6 pag., Varna, 2000 (accepted paper).
13. Buzbuchi, N., Sabău, A., Raicu, G., Bădilă, L.: "Modelarea și simularea proceselor termoga-zodinamice din motoarele cu ardere internă navale", ISSN 1454-8887, Analele Institutului de Marină Civilă Constanța, 8 pag., 1999.
14. Buzbuchi, N., Sabău, A., Raicu, G., Bădilă, L.: "Simularea pe calculator a funcționării motoarelor navale de propulsie", Buletinul Tehnic al Registrului Naval Român, 13 pag., nr. 1-2/2000, ISSN-1220-7357.
15. Buzbuchi, N., Sabău, A., Șoloiu, V.A.: "Diesel Engine Modelling and Simulation", A VIII-a Conferință de Autovehicule Rutiere FISITA "CAR 2000", Universitatea din Pitești, 8 pag., 2000;.

16. Buzbuchi, N., Sabău, A., Șoloiu, v.a.: "Marine I.C.E. Thermodynamics Processes Modelling and Computer Simulation", Volumul "A XI-a Conferință Națională de Termotehnică", 6 pag., Galați, 2001.
17. Buzbuchi, N., Sabău, A., Șoloiu, V.A.: "Marine I.C.E. Thermodynamics Processes Modelling and Computer Simulation", Volumul "A XI-a Conferință Națională de Termotehnică", 6 pag., Galați, 2001.
18. Buzbuchi, N., Sabău, A.: "The Intelligent Engine: Development Status and Prospects", Analele Universității Maritime din Constanța, ISSN 1454-8887, 13 pag., Constanța, 2003.
19. Buzbuchi, N., Sabău, A.: "Modelarea componentelor motoarelor navale și simularea funcționării sistemelor auxiliare ale acestora", Analele Universității Maritime din Constanța, 8 pag., Constanța, 2001.
20. Buzbuchi, N., Șoloiu, V.A., Sabău, A.: 2000 "Prediction of the Bearing Forces in Two-Stroke Low-Speed Marine Engine Shafting System", International Association of Maritime Universities IAMU Workshop, Istanbul Technical University.
21. Carpenter, M.H., Ramos, J.I., 1983 – Turbulent Flow – Field Calculations in an Internal Combustion Engines Equipped with Two Valves, Numerical Methods in Laminar an.
22. Chang, T.J. Numerical Modelimg în Combustion Taylor & Francis USA, 1993.
23. Chiriac, R. Metode de investigație a arderii pentru motoarele cu ardere internă, Universitatea "Politehnica" București, 1992.
24. De Soete, G.G. "Overall reaction rates of NO and N₂ formation from fuel nitrogen", 15th Symposium (International) on Combustion, The Combustion Institute, Pittsburgh, pg. 1093 (1975).
25. Dinescu, C., Costea, A., Buzbuchi, N. Modelul arderii în motoarele cu aprindere prin comprimare, Vol A II-a Conferință Națională de Termotehnică, Constanța, 1992.
26. Dinescu, C., Popa, D., 1999 – Measurement System for Experimental Investigation of the Gas Exchange Processes, MOTAUTO '99, Vol. I – Internal Combustion Engines.
27. Dukovicz, J.K. A Particule-Fluid Numerical Model for Liquid Sprays, Journal of Computational Physics vol 35 No. 2 1980.
28. Fenimore, C.P. 13th Symposium (International) on Combustion, The Combustion Institute, Pittsburgh, pg. 373 (1971).
29. Fletcher, C.A.J., 1988 – Computational Techniques for Fluid Dynamics, Vols. I, II, Springer Verlag.
30. Georgescu, A., 1989 – Aproximații asimptotice, Editura Tehnică, București.
31. Gindele, J., Spicher, V., 1998 – Investigation of In – Cylinder Flow Inside IC Engines Using PIV with Endoscopic Optics, Proceedings of the Ninth International Symp.
32. Godunov, S., 1973 – Equations de la physique mathematique, Editions Mir, Moscou.
33. Godunov, S.K., Reabenki, V.S., 1977 – Scheme de calcul cu diferente finite, Editura Tehnică, București.
34. Gosman A.D., R.J.R.Johns, A.P.Watkins, Development of prediction methods for in - cylinder processes in reciprocating engines, voi

- combustion modeling in reciprocate.
35. Gosman, A.D., Melling, A., Whitelaw, J.H., Watkins, P., 1978 – Axisymmetric Flow in a Motored Reciprocating Engine, Heat and Fluid Flow, Vol. 8, No. 1.
36. Gotmahm, O.A. Diesel Exhaust Control, Trans. I. Mar. E, Vol. 104, 1993.
37. Grunwald, B. Teoria, calculul și construcția motoarelor pentru autovehicule rutiere, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1980.
38. Heywood, J.B. Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw Hill Company, New York, 1988.
39. Heywood, J.B., 1987 – Fluid Motion Within the Cylinder of Internal Combustion Engines – The 1986 Freeman Scholar Lecture, Journal of Fluids Engineering, Vol. 109.
40. Hiroyasu, H., and Nishida, K. "Simplified Three Dimensional Modeling of Mixture Formation and Combustion in a DI Diesel Engine." SAE 890269, 1989.
41. Hiroyasu, H., Kadota, M. Supplementary Comments, Fuel Spray Characterisation in Diesel Engines, Vol. Combustion Modeling in Reciprocating Engines, Plenum Press.
42. Hirsch, Ch., 1988 – Numerical Computation of Internal and External Flows: Fundamentals of Numerical Discretization, Vol. I, John Wiley & Sons.
43. Hirsch, Ch., 1990 - Numerical Computation of Internal and External Flows: Computational Methods for Inviscid and Viscous Flows, Vol. II, John Wiley & Sons.
44. Kobayashi, H., Kawabata, Y., Maruta, K. "Experimental Study on General Correlation of Turbulent Burning Velocity at High Pressure." 27th International Symposium on Combustion. Pittsburgh: The Combustion Instit.
45. Kong, S.C., Han, Z. and Reitz, R.D. "The Development and Application of a Diesel Ignition and Combustion Model for Multidimensional Engine Simulation." SAE 950278, 1995.
46. Lai, W. T., 1996 – Particle Image Velocimetry: A New Approach in Experimental Fluid Research, Th. Dracos (ed), Three – Dimensional Velocity and Vorticity Measuring.
47. Lai, Y.G., Przekwas, A.J., Sun, R.L.T., 1993 – CFD Simulation of Automotive I. C. Engines with Advanced Moving Grid and Multi – Domain Methods, AIAA 93 – 2953.
48. Landau, L., Lifschitz, E., 1989 – Mécanique des fluides, Editions Mir, Moscou.
49. Langhaar, H.L., 1951 – Dimensional Analysis and Theory of Models, John Wiley & Sons.
50. Launder, B. E., Spalding, D.B., 1972 – Lectures in Mathematical Models of Turbulence, Academic Press.
51. Lavante, von E., Yao, J., 1995 – Three Dimensional Numerical Simulation of the Flow in a Four – Stroke I. C. Engine, Computation of Three – Dimensional Flows, Note.
52. Manea, L., Manea, A., Buzbuchi, N., Dragalina, A., Sabău, A. Motoare termice în zona portuară. Vol. 2: Calcul, Editura Matrix Rom, București, 2001.

53. Marciuk, G.I., Saidurov, V.V., 1981 – Creșterea preciziei soluțiilor în scheme cu diferențe, Editura Academiei RSR, București.
54. Marinescu, Gh., 1987 – Probleme de analiză numerică rezolvate cu calculatorul, Editura Academiei RSR, București, 1982.
55. Melling, A., 1997 – Tracer particles and seeding for particle image velocimetry, Meas. Sci. Technol., 8(1997), 1406-1416, Printed in the UK.
56. Nagai, T. Reduction of NO_x Emission from Medium Speed Diesel Engines, Bulletin of the M.E.S.J., Vol. 19, No. 1, 1991.
57. Nagle, J. and Strickland-Constable, R.F. "Oxidation of Carbon between 1000 - 2000°C." Proceedings of the Fifth Conference on Carbon. New York: Pergamon (1962).
58. Negrea, V. D. Motoare cu ardere internă. Proces. Economicitate. Poluare, Vol. 1, Editura Sedona, Timișoara, 1997.
59. Negurescu, N., Pană, C., Popa, M. Motoare cu ardere internă, Tipografia Institutului Politehnic București, 1985.
60. O'Rourke, P.J. and Braco F.V. Two Scaling Transformation for the Numerical Computation of Multidimensional Unsteady Laminar Flames, Journal of Computational Physics.
61. Pierce, N A, 1997—Preconditional Multigrid Methods for Compressible Flow Calculations on Stretched Meshes, Ph.D. Thesis, University Oxford.
62. Pimsner, V., Vasilescu, C.A., Petcovici, Al. Termodinamică tehnică, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1976.
63. Racoveanu, N., 1974 - Rezolvarea numerică a ecuațiilor de tip hiperbolic, Editura Tehnică, București.
64. Radu, B.D. Contribuții la modelarea arderii în motorul diesel cu presiuni foarte înalte de injecție - Teză de doctorat, Universitatea 'Politehnica' București, 1995.
65. Răducanu, P. Metodă experimental analitică pentru studiul mișcării de swirl din cilindrul unui motor diesel cu injecție directă, Vol.A III-a Conferință Națională de Termotehnică.
66. Ramos, J.I. Internal Combustion Engines Modeling Hemisphere Publishing Corporation, New York, 1989.
67. Ramos, J.I. The application of finite-difference and finite–element methods to a reaction diffusion system în combustion Swansea, UK Pineridge Press, 1983.
68. Sabău, A., Buzbuchi, N., Șoloiu, V.A.: "Combustion Numerical Modelling in Diesel Engines", Volumul "A XI-a Conferință Națională de Termotehnică", 8 pag., Galați, 2001.
69. Sabău, A., Buzbuchi, N., Șoloiu, V.A.: "Combustion Processs Simulation", ISSN 1223-7221, Analele Universității "Ovidius", 2000.
70. Sabău, A., Buzbuchi, N., Șoloiu, V.A.: "Comparative Analysis of Combustion Models in ICE", International Association of Maritime Universities IAMU Workshop, Istanbul Technical University, Maritime Faculty, 8 pag., 2000.
71. Șoloiu, A. et al., 1999 – Modelarea proceselor gazodinamice nestaționare din motoarele cu ardere internă, Printech 99.
72. Șoloiu, A., Dinescu, C., Buzbuchi, N. Model termodinamic monozonal al

- arderii în motorul diesel cu injecție directă, Vol A VI-a Conferință Națională de Termotehnică.
73. Soloiu, V. A. et al., 1996 – Computer simulation of marine waves propagation by high order numerical schemes and control volume method, *Revue Roumaine de Sciences*.
 74. Soloiu, V.A. et al., 1997 – Finite – Differences Schemes in Numerical Simulation of the Waves Propagation, *Romanian Register of Shipping*, Vol. 3 – 4.
 75. Șoloiu, V.A., Buzbuchi, N., Dinescu, C. Modelarea proceselor gazodinamice nestăționare din motoarele cu ardere internă, Editura Printech, București, 1999.
 76. Spalding, D. B. *Combustion and Mass Transfer*. Oxford: Pergamon Press, 1979.
 77. Ströll, H., Durst, F., Peric, M., Pereira, J.C.F., Scheuerer, G., 1993 – Study of Laminar, Unsteady Piston – Cylinder Flows, *Journal of Fluids Engineering*, Vol. 115.
 78. Toile, H., Măsurări în instalațiile termice, Editura Tehnică, București, 1972.
 79. Uzkan, T., 1987 – An Analysis of the Engine Blowdown Process Using Multidimensional Computations, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 109.
 80. Uzkan, T., 1988 – The Effects of Engine Speed on the Scavenging Characteristics of a Two – Cycle Engine, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 110.
 81. Van Driest, E.R., 1955 – On Turbulent Flow Near a Wall, *Heat Transfer and Fluid Mechanics Institute*, Los Angeles, June 23-25.
 82. Vasilescu, Al. A. *Analiza dimensională și Teoria similitudinii*, Editura Academiei Republicii Socialiste România, București, 1969.
 83. Vasilescu, C.A., Faur, S., Pimsner, V., Rădulescu, Gh.A. Corelații dintre combustibilul lichid și motorul cu ardere internă, Editura Academiei, București, 1972.
 84. Vasilescu, C.A., Pimsner, V. *Supraalimentarea motorelor diesel*, Editura Tehnică, București, 1965.
 85. Watson, N., Janota, M.S. *Turbocharging the Internal Combustion Engine*, MacMillan, 1984.
 86. Wharton, A.J. *Diesel Engines – Marine Engineering Series*, Butterwoth & Heinemann, Manchester, 1991.
 87. Whitehouse, N.D., Way, R.J.B. A Simple Method for the Calculation of Heat Release Rates in Diesel Engines Based on the Fuel Injection Rate, *SAE Paper 710134*, Detroit.
 88. Woschni, G., Anisits, F. Experimental Investigation and Mathematical Presentation of Heat Release in Diesel Engines Dependent upon Operating Conditions, *SAE Paper*.
 89. Yamagishi, S., ș.a. Emission Measurements of Marine Diesel Engines, *Bulletin of the M.E.S.J.*, Vol. 6, NO. 4, 1978.
 90. Zeldovich, Y. B., Sadovnikov, P. Y. and Frank-Kamenetskii, D. A. *Oxidation of Nitrogen in Combustion*. Institute of Chemical Physics,
 91. *** A motorship supplement ship repair, March 1993.
 92. *** *Analysis of Turbulent Boundary Layers*, Pergamon Press 1987.

93. *** Armfield, ENGINEERING TEACHING & RESEARCH EQUIPMENT,
94. *** CAPA A user oriented expert sistem The Motorship Conference 1988
95. *** Catalogul PLINT.
96. *** Directiva 97/68/EC din 16. 12.1997.
97. *** Emission control of two-stroke low speed diesel engines, 1962MAN B&W DIESEL A/S Copenhagen, 1991.
98. *** European Communities, Council Directive of 15 July 1980 on Air Quality Limit Values and Guide Values for Sulphur Dioxide and Suspended Particulates (80/779/EEC).
99. *** European Communities, Council Directive of 7 March 1985 on Air Quality standard for Nitrogen Dioxide (85/203/EEC), Official Journal of the European Community.
100. *** Manual FIRE version 7, Volume3: Theory, AVL List GmbH. 2001.
101. *** Manual KIVA II Los Alamos National Laboratory LA 11560-MS 1989.
102. *** Marine diesel engines research and development, The Motor Ship, August 1986.
103. *** Marine News, No.1, 1998.
104. *** Master Catalogue-Electronic Instruments, Brüel & Kjaer, Larsen & Son, Glodstrup, Denmark, 1989.
105. *** National Instruments, INSTRUMENTATION REFERENCE AND CATALOGUE, TEST AND MEASUREMENT.
106. *** Optimising Engine Performance Towards Emissions Control, MAN B&W Diesel A/S, ISME, 1995.
107. *** Protocolul din 1997 privind amendarea MARPOL 73/78 .
108. *** Rules for the Construction and Classification of Steel Ships", Det Norske Veritas, Oslo, 1980.
109. *** Simulation and Modeling of Turbulent Flows, eds. Thomas B. Gatski, M. Yousuff Hussaini, John L. Lumley, Oxford University Press, 1996.
110. *** The MC Engine Basic Research and Test Results, MAN B&W, Diesel Teglsholm Works, Copenhagen, 1993.
111. *** The MC-engine-design for reliability, CIMAC Congress, 1989.
112. *** Two-stroke Diesel Engines Type KSZ-C/CL, MAN Diesel Engines, Augsburg, 1979.
113. *** Two-Stroke MC Engines, MAN B&W Diesel A/S, Copenhagen, 1994.
114. *** Wärtsilä 26 Another Step Ahead, Wärtsilä NSD, Nederland, 1999.

Lucrări proprii

1. Dumitrache, L. M., Buzbuchi, N., Făitar, C., *Consideration regarding the reduction of pollution emissions by increasing energy efficiency in ship operations*, TE-RE-RD, 2020.
2. Nedelcu, A.T., Făitar, C., Buzbuchi, N., Stan, L., Dumitrache, L.M., *Simulation regarding the forward part of underwater remotely operated vehicle designed for research in maritime and river districts*, TE-RE-RD, 2020.
3. Făitar, C., Nedelcu, A.T., Buzbuchi, N., Stan, L., Dumitrache, L. M., *Considerations of the energy balance of an internal combustion engine*

- and the recovery of heat lost through the cooling water*, IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, ModTech, 2019.
4. Nedelcu, A.T., Făitar, C., Stan, L., Buzbuchi, N., Dumitrache, L. M., *The vehicle movement using computational fluid dynamics method*, IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, ModTech, 2019.
 5. Făitar, C., Nedelcu, A.T., Dumitrache, L. M., Dumitrache, *Improving the heat balance by using the exhaust gases for a tanker ship, mechanical testing and diagnosis*, 8(2), 11-14.
 6. Nedelcu, A.T., Făitar, C., Dumitrache, L. M., *CFD analysis for a remotely operated vehicle in horizontal plan*, Mechanical Testing and Diagnosis, 8(1), 5-10.
 7. Dumitrache, L. M., Buzbuchi, N., *Research on the combustion process of naval diesel engines to reduce pollutant emissions*, Mechanical MTesting and Diagnosis, 2020 (X), vol. 2, 19-23.
 8. Dumitrache, L. M., Făitar, C., *Possibilities to reduce pollutant emissions in naval diesel engines*, Mechanical Testing and Diagnosis, 2020 (X), vol. 3, 5-9.