



UNIUNEA EUROPEANĂ



GUVERNUL ROMÂNIEI
MINISTERUL MUNCII, FAMILIEI ȘI
PROTECȚIEI SOCIALE
AMPOSDRU



Fondul Social European
POS DRU 2007-2013



Instrumente Structurale
2007-2013



MINISTERUL
EDUCAȚIEI
CERCETĂRII
TINERETULUI
ȘI SPORTULUI
OIPOSDRU



Investește în oameni!

FONDUL SOCIAL EUROPEAN

Programul Operațional Sectorial Dezvoltarea Resurselor Umane 2007 – 2013

Axa prioritară 1 „Educație și formare profesională în sprijinul creșterii economice și dezvoltării societății bazate pe cunoaștere”

Domeniul major de intervenție 1.5. „Programe doctorale și post-doctorale în sprijinul cercetării”

Titlul proiectului: „Studii doctorale pentru dezvoltare durabilă (SD-DD)”

Numărul de identificare al contractului: POSDRU/6/1.5/S/6

Beneficiar: Universitatea Transilvania din Brașov

Universitatea *Transilvania* din Brașov

Scoala Doctorala Interdisciplinara

Centrul de cercetare: *D02 – Produse High-Tech pentru Automobile*

Ing. Mihai ALEONTE

”Cercetări privind utilizarea sistemelor avansate de formare a amestecurilor aer – combustibil și de ardere la alimentarea cu alcooli, derivați ai acestora și amestecuri alcooli, derivați și benzine la motoarele cu aprindere prin scânteie”

“Researches on using advanced air fuel mixture systems and the combustion by supplying with alcohols and their derivates and alcohols, derivates and gasoline’s mixtures for a Spark Ignition Engine”

Conducător științific

Prof.dr.ing. Corneliu COFARU

BRASOV, 2011

**MINISTERUL EDUCAȚIEI, CERCETĂRII, TINERETULUI ȘI SPORTULUI
UNIVERSITATEA "TRANSILVANIA" DIN BRAȘOV**

BRAȘOV, B-DUL EROILOR NR. 29, 500036, TEL. 0040-268-413000, FAX 0040-268-410525
RECTORAT

D-lui (D-nei)

**COMPONENȚA
Comisiei de doctorat**

Numită prin ordinul Rectorului Universității „Transilvania” din Brașov
Nr. 4733 din 01.09.2011

PREȘEDINTE:

- Prof.univ.dr.ing. Anghel CHIRU

DECAN Facultatea de Inginerie Mecanică
Universitatea "Transilvania" din Brașov

CONDUCĂTOR ȘTIINȚIFIC:

- Prof.univ.dr.ing. Corneliu COFARU
Universitatea "Transilvania" din Brașov

REFERENȚI:

- Prof.dr.ing. Constantin PANA
Universitatea Politehnica București

- Prof.dr.ing. Laurențiu MANEA
Universitatea Ovidius Constanța

- Prof.dr.ing. Nicolae ISPAS
Universitatea "Transilvania" din Brașov

Data, ora și locul susținerii publice a tezei de doctorat: 29.09.2011, ora 11,
Aula "Sergiu T. Chiriacescu", B-dul Iuliu Maniu, nr. 41, sala U-II-3.

Eventualele aprecieri sau observații asupra conținutului lucrării vă rugăm să
le transmiteți în timp util, pe adresa Facultății de Inginerie Mecanică, str.
Politehnicii nr.1, tel/fax: 0268 474761, sau pe adresa de e-mail:
mihai.aleonte@unitbv.ro.

Totodată vă invităm să luați parte la ședința publică de susținere a tezei de
doctorat.

Vă mulțumim.

CUVÂNT ÎNAINTE

În cadrul relațiilor internaționale ale Universității “Transilvania” din Brașov cu Universității din Uniunea Europeană (UE) partenerul extern ales în cadrul programului de doctorat este “Karlsruher Institut für Technologie” (KIT) – “Institut für Kolbenmaschinen” (IFKM) – Germania.

Încercând să răspund unor necesități științifice, tehnice, tehnologice și economice, am recurs la o abordare teoretică și practică deopotrivă, cu experimente aplicative reușite, în timpul stagiului extern oferit de programul de doctorat, pe standul de încercări aparținând Institutului pentru Tehnologie din Karlsruhe, Germania, în condițiile cercetării experimentale din domeniul ingineriei mecanice.

În cadrul acestei colaborări externe cu IFKM am dobândit cunoștințe aprofundate în domeniul motoarelor cu ardere internă, cu acest prilej doresc să le mulțumesc domnului prof.dr.ing. Ulrich SPICHER și domnului dr. Amin VELJI pentru bunăvoința de a mă accepta în cadrul institutului de cercetări experimentale asupra motoarelor cu ardere internă din Karlsruhe, Germania, condus de către dânsii. Totodată aș dori să le mulțumesc, îndeosebi, domnului drd.ing.dipl. Kai BECK, care m-a îndrumat și acceptat în domeniul motoarelor cu aprindere prin scânteie, domnului Gregor ROSBACH și a echipei de mecanici, care m-au ajutat de câte ori am avut nevoie, cât și domnului dr.ing. Fatih SARIKOC pentru sfaturile primite și sprijinul oferit. Mulțumesc colectivului IFKM pentru sprijinul acordat în realizarea cercetărilor experimentale și pentru profesionalismul cu care participă în activitățile de cercetare, proiectare și simulare.

În perioada desfășurării cercetărilor experimentale și a elaborării acestei lucrări am beneficiat de un sprijin substanțial prin sugestiile valoroase și de aleasă competență oferite de **domnul profesor universitar ec.dr.ing. Corneliu COFARU**, în calitate de conducător științific, căruia doresc să îi adresez, cu deosebită stimă și respect, sincere mulțumiri.

Deasemenea mulțumesc domnului prof.dr.ing. Anghel Chiru, în calitate de decan al facultății de inginerie mecanică, și domnului dr.ing. Peter Zima pentru sprijinul acordat în efectuarea încercărilor experimentale.

Totodată, mulțumesc membrilor *Catedrei de Automobile și Motoare* pentru observațiile și aprecierile făcute cu ocazia prezentării referatelor de doctorat.

Pentru analiza atentă, pentru observațiile pertinente și de folos efectuate asupra tezei de doctorat, autorul aduce sincere mulțumiri domnilor referenți științifici.

Brașov, septembrie 2011

Mihai Aleonte

CUPRINS

| | Pg. teza | Pg. rezumat |
|--|-------------|----------------|
| 1. OBIECTIVELE TEZEI DE DOCTORAT | 1 | 1 |
| 1.1 Îndeplinirea obiectivelor tezei de doctorat | 2 | 1 |
| 1.2 Structura și conținutul tezei de doctorat | 4 | 2 |
| 2. STADIUL ACTUAL ASUPRA CERCETĂRILOR EXPERIMENTALE PRIVIND UTILIZAREA SISTEMELOR AVANSATE DE FORMARE A AMESTECURILOR AER – COMBUSTIBIL | 5 | 3 |
| 2.1 Combustibili alternativi destinați M.A.S | 5 | 3 |
| 2.2 Echipamente de injecție destinate M.A.S..... | 11 | 6 |
| 2.2.1 Sistem de injecție în poarta supapei de admisie (injecție multipunct) | 13 | 6 |
| 2.2.2 Sistemul de injecție directă | 26 | 8 |
| 2.3 Influența folosirii combustibililor alternativi și a echipamentelor de injecție asupra procesului de ardere și a performanțelor ecologice M.A.S..... | 35 | 9 |
| 2.3.1 Folosirea alcoolilor și eterilor..... | 35 | 9 |
| 2.3.2 Utilizarea sistemelor avansate de formare a amestecurilor aer-combustibil pe motoarele în doi și patru timpi..... | 38 | 10 |
| 3. ECHIPAMENTELE FOLOSITE PENTRU CERCETAREA PROCESULUI DE ARDERE LA MOTOARELE CU APRINDERE PRIN SCÂNTEIE ÎN DOI TIMPI | 40 | 11 |
| 3.1 Organizarea standului de încercări motoare și a camerei de control..... | 40 | 11 |
| 3.2 Frâna, măsurarea momentului și a turației motorului..... | 43 | 12 |
| 3.3 Traductoare folosite pentru măsurarea presiunilor..... | 46 | 13 |
| 3.3.1 Principiul de funcționare al traductoarelor piezoelectrice..... | 47 | 13 |
| 3.3.2 Traductorul piezoelectric și efectul longitudinal..... | 49 | 14 |
| 3.3.3 Traductorul piezoelectric și efectul de forfecare..... | 50 | 15 |
| 3.3.4 Traductorul piezoelectric și efectul transversal..... | 50 | 15 |
| 3.3.5 Materiale utilizate pentru construcția traductoarelor..... | 51 | 15 |
| 3.3.6 Traductorul folosit pentru măsurarea presiunii..... | 53 | 15 |
| 3.4 Traductoarele folosite la determinarea poziției arborelui cotit..... | 54 | 16 |
| 3.4.1 Principiul de funcționare..... | 54 | 16 |
| 3.4.2 Principiul măsurătorii absolute..... | 55 | 16 |
| 3.4.3 Principiul măsurătorii incrementale..... | 55 | 16 |

| | | |
|---|-----------|-----------|
| 3.4.4 Metode de scanare..... | 56 | 17 |
| 3.4.5 Traductorul de poziție folosit în cadrul cercetării experimentale..... | 58 | 17 |
| 3.5 Echipamente folosite la măsurarea consumului de combustibil..... | 59 | 17 |
| 3.6 Echipamente folosite la măsurarea emisiilor poluante..... | 62 | 18 |
| 3.6.1 Detectorul de ionizare cu flacără (FID)..... | 62 | 18 |
| 3.6.2 Detectorul cu infraroșu (IRD)..... | 63 | 18 |
| 3.6.3 Detectoarele paramagnetice (PMD)..... | 63 | 19 |
| 3.6.4 Detectorul de chemiluminiscență..... | 64 | 19 |
| 3.6.5 Achiziția datelor..... | 65 | 19 |
| 3.6.6 Tipuri de combustibili folosiți în cercetarea experimentală..... | 70 | 20 |
| 4. MODELAREA, SIMULAREA ȘI CORELAREA REZULTATELOR | 72 | 21 |
| OBȚINUTE ÎN URMA SIMULĂRILOR CU CELE OBȚINUTE ÎN URMA | | |
| CERCETĂRILOR EXPERIMENTALE..... | | |
| 4.1 Modelarea amestecului aer-combustibil..... | 72 | 21 |
| 4.2 Transferul de căldură din cilindru..... | 73 | 22 |
| 4.3 Funcția Vibe – calculul procesului de ardere..... | 75 | 23 |
| 4.4 Simularea virtuală și corelarea rezultatelor obținute cu cele obținute în urma cercetărilor experimentale..... | 78 | 25 |
| 4.4.1 Simularea influenței raportului de comprimare asupra procesului de ardere..... | 79 | 26 |
| 4.4.2 Simularea influenței procedeeului de alimentare asupra performanțelor motorului..... | 80 | 27 |
| 4.4.3 Simularea influenței naturii combustibilului asupra performanțelor motorului în cazul injecției directe de combustibil asistată pneumatic..... | 81 | 27 |
| 5. REZULTATELE CERCETĂRII EXPERIMENTALE ȘI INTERPRETAREA | 83 | 29 |
| LOR..... | | |
| 5.1 Aspecte generale privind procesul de ardere la motoarele cu ardere internă..... | 83 | 29 |
| 5.2 Aspecte generale privind formarea emisiilor poluante..... | 84 | 29 |
| 5.3 Mărimi și parametri determinați..... | 87 | 29 |
| 5.3.1 Influența raportului de comprimare asupra performanțelor motorului..... | 92 | 31 |
| 5.3.2 Influența procedeeului de alimentare asupra performanțelor motorului..... | 96 | 34 |
| 5.3.3 Influența naturii combustibilului asupra performanțelor motorului în cazul injecției directe de combustibil asistată pneumatic..... | 100 | 35 |
| 5.3.4 Aspecte energetice ale performanțelor motorului..... | 107 | 37 |
| 5.3.5 Analiza comparativă a temperaturii din camera de ardere..... | 116 | 40 |
| 5.4 Analiza emisiilor poluante ale motorului..... | 118 | 42 |

| | | |
|---|------------|-----------|
| 5.4.1 Analiza emisiilor poluante ale motorului în cazul echipării cu carburator..... | 118 | 42 |
| 5.4.2 Analiza emisiilor poluante ale motorului în cazul echipării cu injecție directă asistată pneumatic (aDI)..... | 124 | 44 |
| 5.4.3 Analiza comparativă a emisiilor poluante ale motorului..... | 130 | 45 |
| 6. CONCLUZII FINALE. CONTRIBUȚII ORIGINALE. DISEMINAREA REZULTATELOR. DIRECȚII VIITOARE DE CERCETARE..... | 169 | 57 |
| 6.1 Concluzii finale..... | 169 | 57 |
| 6.2 Contribuții originale..... | 171 | 59 |
| 6.3 Diseminarea rezultatelor..... | 172 | 60 |
| 6.4 Direcții viitoare de cercetare..... | 172 | 60 |
| BIBLIOGRAFIE | 173 | 61 |
| Scurt rezumat (romana/engleza)..... | 180 | 64 |
| CV..... | 181 | 65 |

TABLE OF CONTENTS

| | Pg. teza | Pg. rezumat |
|--|-------------|----------------|
| 1. OBJECTIVES OF THE PHD THESIS | 1 | 1 |
| 1.1 Achieving the phd thesis ojectives | 2 | 1 |
| 1.2 Structure and content of the phd thesis | 4 | 2 |
| 2. STATE OF THE ART ON EXPERIMENTAL RESEARCHES REGARDING THE USAGE OF ADVANCED FUELLING SYSTEMS | 5 | 3 |
| 2.1 Alternative fuels for S.I.E. | 5 | 3 |
| 2.2 Injection systems for S.I.E. | 11 | 6 |
| 2.2.1 Inlet gate valve injection system (multipoint injection) | 13 | 6 |
| 2.2.2 Direct injection system | 26 | 8 |
| 2.3 Influence of alternative fuels and injection systems usage on the S.I.E. combustion process and on the S.I.E. environmental performances | 35 | 9 |
| 2.3.1 Using alcohols and ethers as fuels | 35 | 9 |
| 2.3.2 Using advanced fuelling system on two stroke spark ignition engines | 38 | 10 |
| 3. EQUIPMENTS DESCRIPTION USED IN THE EXPERIMENTAL RESEARCH FOR THE TWO STROKE COMBUSTION PROCESS ANALYSIS | 40 | 11 |
| 3.1 The testing bench and the engine control room | 40 | 11 |
| 3.2 The electric brake, measuring engine torque and engine speed | 43 | 12 |
| 3.3 Pressure transducers | 46 | 13 |
| 3.3.1 Operating principles of piezoelectric transducers | 47 | 13 |
| 3.3.2 The longitudinal effect and the piezoelectric transducer | 49 | 14 |
| 3.3.3 The shearing effect and the piezoelectric transducer | 50 | 15 |
| 3.3.4 The transversal effect and the piezoelectric transducer | 50 | 15 |
| 3.3.5 Materials for building transducers | 51 | 15 |
| 3.3.6 Pressure transducer used for measurements | 53 | 15 |
| 3.4 Transducers used for measuring the shafts position | 54 | 16 |
| 3.4.1 Working principle | 54 | 16 |
| 3.4.2 Absolute measurement principle | 55 | 16 |
| 3.4.3 Incremental measurement principle | 55 | 16 |
| 3.4.4 Scanning methods | 56 | 17 |
| 3.4.5 Position transducer used in the experimental research | 58 | 17 |
| 3.5 Equipments used for measuring the fuel consumption | 59 | 17 |
| 3.6 Equipments used for pollutant emissions analysis | 62 | 18 |

| | | |
|--|------------|-----------|
| 3.6.1 Flame ionization detector (FID)..... | 62 | 18 |
| 3.6.2 Infrared detector (IRD)..... | 63 | 18 |
| 3.6.3 Paramagnetic detector (PMD)..... | 63 | 19 |
| 3.6.4 Chemiluminescence detector..... | 64 | 19 |
| 3.6.5 Data acquisition..... | 65 | 19 |
| 3.6.6 Fuel types used in the experimental research..... | 70 | 20 |
| 4. MODELLING, SIMULATION AND RESULTS CORRELATION OBTAINED FROM SIMULATIONS WITH THOSE DERIVED FROM THE EXPERIMENTAL RESEARCH..... | 72 | 21 |
| 4.1 Air-Fuel mixture modelling..... | 72 | 21 |
| 4.2 Cylinder heat transfer..... | 73 | 22 |
| 4.3 Vibe function – combustion process calculus..... | 75 | 23 |
| 4.4 Virtual simulation and correlation of results with those derived from the experimental research..... | 78 | 25 |
| 4.4.1 Simulation of the influence of compression ratio on the combustion process..... | 79 | 26 |
| 4.4.2 Simulation of the influence of fuelling system on engine performances..... | 80 | 27 |
| 4.4.3 Simulation of the influence of different fuels on engine performances by using the air-assisted direct injection..... | 81 | 27 |
| 5. EXPERIMENTAL RESEARCH RESULTS AND THEIR INTERPRETATION .. | 83 | 29 |
| 5.1 General overview on the i.c.e. combustion process..... | 83 | 29 |
| 5.2 General overview on pollutant emissions formation..... | 84 | 29 |
| 5.3 Measured data..... | 87 | 29 |
| 5.3.1 Influence of compression ratio on engine performance..... | 92 | 31 |
| 5.3.2 Influence of fuelling system on engine performances..... | 96 | 34 |
| 5.3.3 Influence of different fuels on engine performances by using the air-assisted direct injection..... | 100 | 35 |
| 5.3.4 Energy aspects of engine performance..... | 107 | 37 |
| 5.3.5 Comparative analysis of the combustion chamber temperature..... | 116 | 40 |
| 5.4 Analysis of engine emissions..... | 118 | 42 |
| 5.4.1 Analysis of engine emissions for carburettor fitting..... | 118 | 42 |
| 5.4.2 Analysis of engine emissions for fitting with air-assisted direct injection (aDI)..... | 124 | 44 |
| 5.4.3 Comparative analysis of engine emissions..... | 130 | 45 |
| 6. FINAL CONCLUSIONS. ORIGINAL CONTRIBUTIONS. DISSEMINATION OF RESULTS. FUTURE RESEARCH DIRECTIONS..... | 169 | 57 |
| 6.1 Final conclusions..... | 169 | 57 |
| 6.2 Original contributions..... | 171 | 59 |

| | | |
|---|------------|-----------|
| 6.3 Dissemination of results..... | 172 | 60 |
| 6.4 Future research directions..... | 172 | 60 |
| BIBLIOGRAPHY | 173 | 61 |
| Summary (romanian/english) | 180 | 64 |
| CV | 181 | 65 |

Listă de abrevieri

Simboluri folosite frecvent:

| Simbol | | Semnificație | | Unitate |
|----------------|---|--------------------------------------|---|---------------------------|
| m | - | Masă | - | [kg] |
| T | - | Temperatura | - | [°C] |
| T _c | - | Temperatura din cilindru | - | [K] |
| P | - | Putere | - | [kW] |
| t | - | Timp | - | [s] |
| M | - | Moment | - | [Nm] |
| A | - | Aria suprafeței | - | [m ²] |
| C | - | Consum orar de combustibil | - | [kg/h] |
| c | - | Consum specific de combustibil | - | [g/kwh] |
| q/ciclu | - | Debit de combustibil per ciclu | - | [mm ³ /ciclu] |
| α | - | Poziție arbore cotit | - | [°RAC] |
| n | - | Turația motorului | - | [rot/min] |
| ε | - | Raport de comprimare | - | - |
| P | - | Presiune | - | [MPa] |
| dQ/dα | - | Degajarea de căldură per ciclu | - | [kJ/m ³ *°RAC] |
| Q | - | Legea degajării de căldură per ciclu | - | [kJ/m ³ *°RAC] |

1. OBIECTIVELE TEZEI DE DOCTORAT

1.1. Obiectivele tezei de doctorat

Prin modificarea sistemului de formare a amestecului aer-combustibil și de ardere se dorește:

- determinarea parametrilor optimi de funcționare ai injecției directe asistate pneumatic în vederea optimizării procesului de combustie în comparație cu sistemele de formare a amestecului aer-combustibil și de ardere convenționale;
- reducerea emisiilor poluante rezultate din procesul de ardere al motorului în doi timpi cu aprindere prin scânteie;
- reducerea consumului de combustibil și, astfel, obținerea unui cuplu motor maxim mai mare comparat cu sistemul convențional de formare a amestecului aer-combustibil și de ardere al motorului.

Prin creșterea raportului de comprimare se urmărește:

- determinarea parametrilor optimi de funcționare ai injecției directe asistate pneumatic în vederea optimizării procesului de combustie în comparație cu sistemele de formare a amestecului aer-combustibil și de ardere convenționale;
- reducerea emisiilor poluante rezultate din procesul de ardere al motorului în doi timpi cu aprindere prin scânteie;
- reducerea consumului de combustibil și, astfel, obținerea unui cuplu motor maxim mai mare comparat cu raportul de comprimare convențional al motorului.
- creșterea randamentului motorului în doi timpi cu aprindere prin scânteie de cilindree mică;

1.2. Îndeplinirea obiectivelor tezei de doctorat

Considerente teoretice:

- Proiectarea cilindrilor în vederea prelucrării pentru montarea sistemului de injecție directă asistată pneumatic și mărirea raportului de comprimare;
- Documentarea asupra parametrilor de funcționare ai sistemului de injecție directă asistată pneumatic;

Partea experimentală:

- Prelucrarea cilindrului în vederea montării sistemului de injecție directă și mării raportului de comprimare;

- Asigurarea îndeplinirii parametrilor de funcționare ai sistemului de injecție directă asistată pneumatic;
- Testarea motorului în vederea observării procesului de ardere utilizând diferiți combustibili;

1.3. Structura și conținutul tezei de doctorat

În vederea atingerii obiectivelor acestei teze de doctorat, lucrarea a fost structurată pe următoarele capitole:

CAPITOLUL 1 conține obiectivele propuse în cadrul realizării acestei lucrări, cum ar fi reducerea consumului de combustibil, reducerea emisiilor poluante, determinarea parametrilor optimi de funcționare ai sistemului avansat de formare al amestecului aer-combustibil tip injecție directă asistată pneumatic.

CAPITOLUL 2 prezintă un studiu asupra sistemelor de formare a amestecului aer-combustibil și asupra combustibililor alternativi destinați motoarelor cu aprindere prin scânteie cât și influența folosirii acestora asupra motorului în doi timpi.

În **CAPITOLUL 3** sunt descrise echipamentele și aparatele de măsură utilizate în cadrul acestei cercetări experimentale, cum ar fi aparatura și echipamentele necesare măsurării procesului de ardere cât și aparatura și echipamentele necesare măsurării emisiilor poluante rezultante.

CAPITOLUL 4 prezintă simularea în mediul virtual, cu ajutorul programului AVL Boost, privind funcționarea motorului în doi timpi cu aprindere prin scânteie. Aceasta fiind necesară în vederea obținerii unei prognoze asupra fezabilității cercetării experimentale.

CAPITOLUL 5 conține rezultatele cercetării experimentale privind diferite influențe asupra procesului de ardere, cum ar fi influența raportului de comprimare, influența sistemului de formare al amestecului aer-combustibil, influența naturii combustibilului cât și valorile emisiilor poluante rezultante în urma diferitelor influențe.

CAPITOLUL 6 prezintă concluziile finale ale autorului asupra cercetării experimentale, contribuțiile originale aduse de către acesta, diseminarea rezultatelor cât și direcții viitoare de cercetare asupra sistemelor avansate de formare a amestecului aer-combustibil tip injecție directă asistată pneumatic.

2. STADIUL ACTUAL ASUPRA CERCETĂRILOR EXPERIMENTALE PRIVIND UTILIZAREA SISTEMELOR AVANSATE DE FORMARE A AMESTECURILOR AER – COMBUSTIBIL

2.1. Combustibili alternativi destinați M.A.S.

Analiza chimică a biocombustibililor, în special a alcoolilor și a derivaților acestora indică prezența în moleculă a oxigenului, pe lângă carbon și hidrogen, de aceea biocarburanții lichizi se mai numesc și combustibili oxigenați. Utilizarea combustibililor oxigenați, cum ar fi alcoolii în benzină, a început în anii 1920 datorită faptului că metanolul și etanolul dețin o cifră octanică ridicată, iar produsele rafinate dețineau un nivel scăzut al cifrei octanice. Folosirea amestecurilor de alcoolii în benzină a continuat la nivel relativ scăzut după cel de-al doilea război mondial, dar a crescut considerabil în anii 1970 devenind mai convenabil decât combustibilii convenționali datorită crizei petroliere. Un alt efect benefic la folosirea alcoolilor în amestec cu benzina fiind reducerea dependenței de petrol cât și reducerea emisiilor poluante de monoxid de carbon (CO) și hidrocarburi (HC). [17]

Două tipuri de combustibili oxigenați, alcoolii și eteri, reprezintă un interes major la amestecul cu benzina și anume:

- Alcooli:**
- Metanol (MeOH);
 - Etanol (EtOH);
 - Isopropanol (IPA);
 - t-Butanol (TBA);

Eteri (derivații alcoolilor):

- Metil-terț-butil-eter (MTBE);
- Terț-metil-amil-eter (TAME);
- Etil-terțiar-butil-eter (ETBE);
- Amestecuri de eteri;

Tabel.2.1. Principalele caracteristici ale biocarburanților potențiali pentru MAS comparate cu cele ale benzinei

| Caracteristica | Benzină | Etanol | ETBE | Meta nol | TBA | MTBE | MTAE |
|--|---------------|--------|-------|-------------|-------|-------|-------|
| Densitatea [kg/m ³] | 748...76 2 | 794 | 745 | 796 | 792 | 746 | 750 |
| Temperatura de fierbere [°C] | 30...190 | 78,3 | 72,8 | 64,85 | 82,8 | 55,3 | 86,3 |
| Presiunea de vapori Reid [daN/cm ²] | 0,7...0,9 | 1,54 | 0,4 | 0,37 | - | - | - |
| Puterea calorică inferioară masică [kJ/kg] | 42086 | 26807 | 36120 | 19937 | 32560 | 35200 | 36500 |
| Componenta masică [%] | | | | | | | |
| C | ~85 | 52 | - | 37,5 | 64,86 | 68,18 | 70,59 |
| H | ~15 | 13 | - | 12,5 | 13,50 | 13,63 | 13,72 |
| O | - | 35 | - | 50 | 21,64 | 18,19 | 15,69 |
| Cifra octanică [COR] | 90 - 98 | 120 | 118 | 120 | 113 | 117 | 114 |

Termenul "E 85" este folosit pentru un amestec de 15% benzină și 85% etanol. Începând cu modelele din 1999, multe autovehicule au fost dotate cu motoare care pot să funcționeze cu benzină și etanol de la 0% la 85% , fără modificări.[17]

Etanolul produce mai puțini poluanți de tipul CO, CO₂ și HC, comparativ cu benzina pură în teste echivalente. Studiile arată o creștere a emisiilor de NO_x și compuși organici volatili, care sunt precursorii formării smogului. [31][41]

Tabel.2.2. Caracteristicile combustibililor

| Mărimea | Unitatea | Metanol | Etanol | Benzină fără plumb |
|--|----------|---------|--------|-----------------------|
| Cifra octanică | | 106 | 107 | 92-98 |
| Cifra octanică motor | | 92 | 89 | 80-90 |
| Căldura latentă de vaporizare | MJ/kg | 1,154 | 0,913 | 0,3044 |
| Puterea calorică inferioară | MJ/kg | 19.95 | 26,68 | 42-44 |
| Presiunea de vapori | kPA | 31,9 | 16,0 | 48-108 |
| Limita inferioară de inflamabilitate | % | 6,7 | 3,3 | 1,3 |
| Limita superioară de inflamabilitate | % | 36,0 | 19,0 | 7,1 |
| Temperatura de autoaprindere | °C | 460 | 360 | 260-460 |
| Punctul de inflamabilitate | °C | 11 | 13 | -43 - -39 |

Etanolul este mai puțin periculos decât benzina în ceea ce privește pericolul de incendiu; metanolul fiind mai volatil, este mai probabil să producă incendii sau explozii. Totuși fiindcă etanolul și metanolul se dizolvă în apă (benzina plutește pe apă) incendiile se pot stinge cu conducte obișnuite de apă.[19]

Principalele avantaje tehnice ale folosirii acestor amestecuri de combustibili cu benzina sunt:

a) Ridicarea cifrelor octanice a benzinelor: tendința de detonație este redusă, permițând creșterea raportului de compresie sau creșterea avansului la scânteie; în consecință randamentul termodinamic al combustiei este mai mare. [24]

b) Creșterea performanței motorului: Oxigenul din combustibil reduce dozajul stoichiometric, permițând introducerea unei cantități mai mari de combustibil în fiecare ciclu. (Controlul prin sonda lambda reglează cantitatea de combustibil necesar corespunzător amestecului stoichiometric. Limita cantității de oxigen care poate fi adăugată combustibilului depinde de construcția motorului prin cantitatea minimă de gaze necesare pentru menținerea temperaturii de evacuare; mai mult, căldura de vaporizare ridicată a alcoolilor reduce temperatura de admisie și o cantitate mai mare de amestec poate fi introdusă în cilindru (eficiența volumetrică mai mare).

c) Referitor la consumul de combustibil, deși combustibilii oxigenați au o putere calorică mai mică decât benzina, experimentele au arătat consumuri similare exprimate în l/km și de obicei mai mici când sunt exprimate în unități de energie (MJ/km). În ambele cazuri s-a observat un consum mai mic în ciclurile urbane.

d) În plus CO₂ este recuperat din balanța globală a emisiilor prin absorbția de CO₂ atmosferic a plantelor din combustibilii vegetali și utilizarea acestor amestecuri de combustibili produce o descreștere a emisiilor de hidrocarburi nearse (în special a benzenului cancerigen) și o importantă scădere a emisiilor de monoxid de carbon.[15]

Mai recent decât alcoolii, derivații acestora, eterii, au fost folosiți ca și componenți combustibili (ETBE și MTBE). Acești compuși prezintă aceleași avantaje ca și alcoolii, dar sunt mai capabili de a depăși obstacolele alcoolilor fiindcă ei dovedesc:

a) O putere calorică mai mare și un raport stoichiometric apropiat de cel al benzinei, de aceea sistemul de alimentare nu are nevoie de nici o modificare;

b) O foarte mică solubilitate în apă astfel că amestecurile benzină-eter sunt stabile în prezența apei;

c) Au un potențial coroziv mult mai redus decât al alcoolilor;

d) Căldura latentă de vaporizare este mult mai mică decât a alcoolilor, apropiată de cea a benzinei, facilitând pornirea la rece;

e) Eterii au mult mai puține probleme de manevrabilitate decât alcoolii pe vreme caldă fiindcă amestecurile benzină-eter au o volatilitate mai scăzută;

2.2. Echipamente de injecție destinate M.A.S.

În comparație cu motoarele diesel moderne, care sunt echipate exclusiv cu sisteme de injecție directă de înaltă presiune, pentru motoarele pe benzină există două categorii principale ce definesc tehnicile de injecție. Sistemele de injecție din prima categorie (injecția în poarta supapei), care injectează combustibilul în colectorul de admisie, iar sistemele de injecție din a doua categorie (injecția directă), care injectează carburantul direct în cilindrul motorului. [14]

În funcție de poziția injectorului, prima categorie este împărțită în două sub-categorii și anume injecția monopunct și injecția multipunct.

2.2.1. Sistem de injecție în poarta supapei de admisie (injecție multipunct)

K – Jetronic - sistemul mecanic de injecție a combustibilului realizează următoarele funcții principale:

- Măsurarea cantității de aer necesar admisieii;
- Alimentarea cu combustibil;
- Prepararea combustibilului;

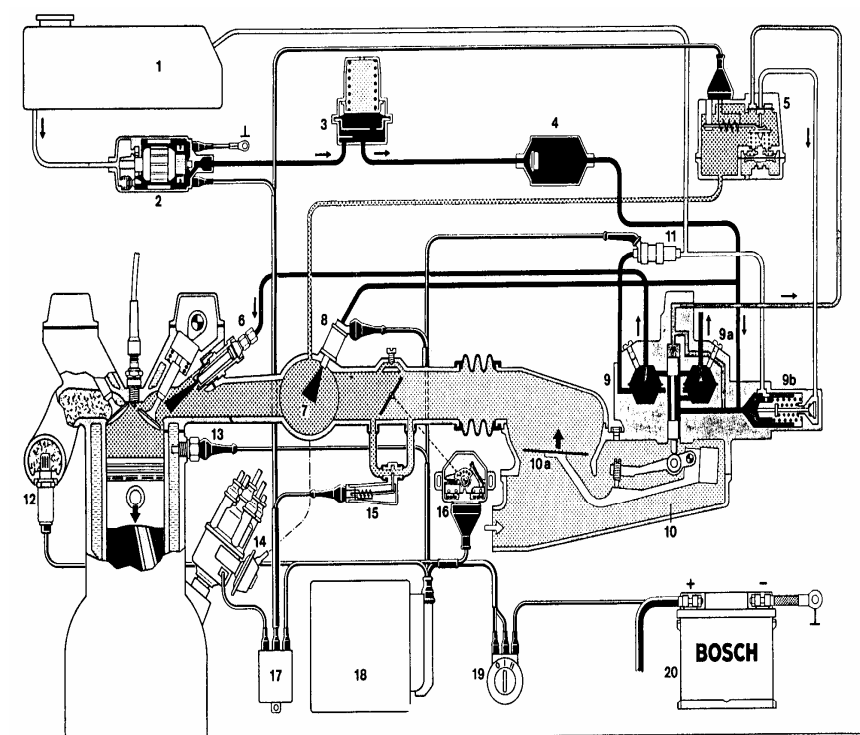


Fig.2.1. Elementele principale ale sistemului de injecție de tip K-Jetronic[17]

1- Rezervor de combustibil; 2- Pompa electrică de alimentare; 3-Acumulator de combustibil; 4- Filtru; 5- Corector de presiune în faza de încălzire; 6- Injector; 7- Colector de admisie; 8- Injector de pornire la rece; 9- Regulator de amestec; 9a- Secțiunea de măsurare a combustibilului; 9b- Sistem de reglarea presiunii; 10- Debitmetrul de aer; 10a- Talerul debitmetrului; 11- Electrovalvă; 12- Sonda; 13- Termocontact temporizat; 14- Sistem de aprindere; 15- Comanda aerului adițional; 16- Comutatorul clapetei de accelerație; 17- Releu de comandă; 18- Aparat de comandă; 19- Cheie de contact; 20- Acumulator

O pompă acționată electric extrage combustibilul din rezervor, îl trimite către un acumulator, iar apoi, printr-un filtru fin, către unitatea de cântărire, care este o parte a dispozitivului de amestec sub presiune. Presiunea combustibilului este păstrată constantă în partea de reglare a presiunii din dispozitivul de distribuie, care trimite combustibilul către injectoare.

Injectoarele pulverizează carburantul în mod continuu în colectorul de admisie al motorului (de unde și numele sistemului (K=Kontinuierlich)).

L-JETRONIC – este un sistem de injecție de benzină comandat electronic, care acționează în mod succesiv injectoarele cu acționare electrică. Schema principală de funcționare este prezentată în figura 2.2.

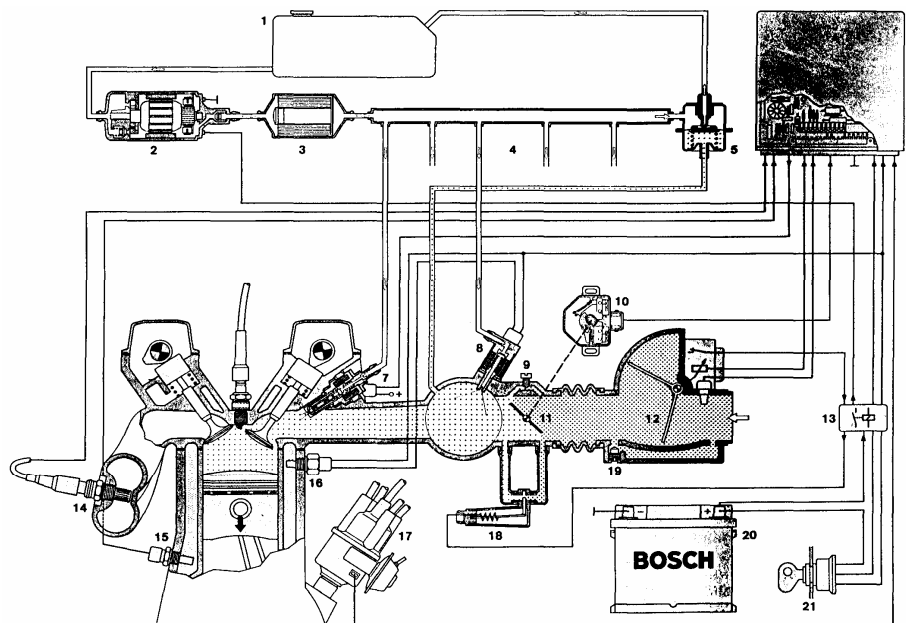


Fig. 2.2. Elementele principale ale sistemului de injecție tip L-Jetronic [17]

- 1- Rezervor; 2- Pompa electrică de alimentare; 3- Filtru de combustibil; 4- Conducta de distribuție; 5- Regulator de presiune; 6- Unitate electronică de comandă; 7- Injector; 8- Injector de pompare la rece; 9- Șurub pentru reglarea mersului în gol; 10- Contactorul clapetei de accelerație; 11- Clapeta de accelerație; 12- Debitmetrul; 13- Bloc de relee; 14- Sonda I; 15- Sonda de temperatură; 16- Termocontact temporizat; 17- Dispozitivul de aprindere; 18- Comanda aerului adițional; 19- Reglajul amestecului la mers în gol; 20- Acumulator; 21- Cheie contact

Sistemul de alimentare format din pompa electrică de alimentare de același tip ca la sistemul K, livrează combustibilul la o presiune de cca. 0,25 sau 0,3 MPa. Un circuit electric de siguranță oprește funcționarea pompei la oprirea accidentală a motorului, cu sistemul de aprindere sub tensiune. Regulatorul de presiune este cu membrană elastică și culege presiunea de referință din colectorul de admisie, astfel că presiunea de alimentare este dependentă de presiunea din conducta de admisie (figura 2.19). În acest mod se asigură o presiune constantă pe fiecare injector, independentă de poziția clapetei de accelerație.

2.2.2. Sistemul de injecție directă

Sistemul de injecție este cel care conferă motorului avantajele substanțiale în domeniul economicității, puterii, emisiilor. Față de sistemele de injecție indirectă acestea trebuie să fie comandate cu o precizie mai mare și să interacționeze mult mai profund cu celelalte sisteme (aprindere, supraalimentare, recirculare a gazelor arse, tratare a gazelor arse). Soluția cu cel mai mare potențial ar fi utilizarea unor injectoare care imprimă jetului o puternică mișcare de swirl. Se poate obține o finețe foarte bună a pulverizării la o presiune relativ joasă. O soluție și mai interesantă este cea a injecției directe de amestec aer-combustibil.[35, 36]

Sistemul de injecție directă asistată pneumatic (aDI) – În ceea ce privește injecția directă de benzină, până în prezent, nu s-a stabilit nici un standard pentru sistemul de ardere. În prezent, pentru sistemul de injecție, există două soluții diferite – sistemul cu fluid sub înaltă presiune și sistemul de injecție directă asistată pneumatic.

În cadrul acestei cercetări experimentale s-a investigat injecția directă asistată pneumatic (aDI). Acest tip de injecție directă determină, datorită faptului că amestecul aer-combustibil tinde să fie cât mai omogen, ca procesul de ardere din motor să fie unul stabil, dovedind proprietăți de stratificare foarte bune. În comparație cu alte tehnici pasive de control a depunerilor, cum ar fi controlul temperaturii, acest sistem folosește un proces unic de curățare a injectorului pentru a-și păstra caracteristicile pe toată durata de funcționare a motorului.

Evoluția în domeniul injecției directe de benzină nu au progresat, încă, la stadiul în care procesul de ardere să fie perfect omogen. Producătorii europeni de automobile și industria furnizoare și-au concentrat activitățile, în esență, pe sistemul de injecție directă de înaltă presiune (HPDI – high pressure direct injection).[22, 23]

Avantaje:

1. Coeficientul de exces de aer global poate fi substanțial supraunitar permițând obținerea unei bune economii;
2. Arderea se realizează în condiții ce defavorizează formarea NO_x ;
3. Cantitățile de monoxid de carbon și hidrocarburi produse la începutul procesului de ardere pot fi oxidate complet în interiorul camerei de ardere;
4. Amestecul ce pătrunde în interstiții este foarte sărac sau chiar nu conține deloc benzină diminuându-se cantitatea de hidrocarburi formate pe această cale;
5. Controlul sarcinii motorului poate fi efectuat, cel puțin parțial, preîmbogățirii amestecului și nu prin obturarea admisiei, minimizându-pierderile prin pompare;
6. Amestecul care arde la sfârșit este foarte sărac și de aceea este mult mai puțin susceptibil la detonație. Se pot utiliza rapoarte de comprimare mai mari.[37, 38]

2.3. Influența folosirii combustibililor alternativi și a echipamentelor de injecție asupra procesului de ardere și a performanțelor ecologice M.A.S.

2.3.1. Folosirea alcoolilor și eterilor

Alcoolii precum etanolul sau metanolul au fost și mai sunt încă utilizați în stare pură sau amestecați în proporții ridicate în benzină, utilizând motoare special adaptate.

Dintre problemele principale care se ridică la utilizarea alcoolilor drept combustibili în motoarele cu aprindere prin scânteie se pot enumera:

- tendința de reducere a puterii efective la un debit injectat constant de alcoolii, ca urmare a puterii calorice mai reduse a acestora, comparativ cu benzina (la arderea metanolului se degajă o cantitate de energie cu circa 50% mai mică decât în cazul arderii unei cantități echivalente de benzină, iar prin arderea etanolului rezultă doar 66% din energia degajată la arderea benzinei);[24, 25]
- prezența oxigenului în structura moleculară a alcoolilor asigură pe de altă parte, micșorarea necesarului de oxigen pentru ardere, astfel încât, în ansamblu, puterea calorifică a amestecului combustibil-aer, raportată la volumul de amestec, este puțin modificată (metanol necesită cu 44% mai puțin aer pentru combustie, comparativ cu benzina, iar etanolul - doar 61% din aerul necesar arderii benzinei);[26-28]
- prin urmare, se poate asigura menținerea neschimbată a puterii motorului cu o cilindree dată, prin mărirea corespunzătoare a debitului de combustibil (pentru menținerea razei de acțiune a automobilului trebuie mărită, totodată, capacitatea rezervorului de combustibil);[96][26]
- dificultatea pornirii la rece, determinată de presiunea redusă de vapori la temperaturi joase; în cazul utilizării alcoolilor puri; pornirea la rece poate fi rezolvată prin folosirea combustibililor auxiliari (benzina sau gaz petrolier lichefiat) sau prin ameliorarea pulverizării (metanolul necesită pentru vaporizare de 3,7 ori mai multă căldură, iar etanolul — de 2,6 ori, comparativ cu benzina); tendința de înrăutățire a vaporizării în sistemul de admisie la motoarele cu carburator, determinată de valorile ridicate ale căldurilor de vaporizare ale alcoolilor și care necesită reproiectarea sistemului de admisie; [32, 33]

2.3.2. Utilizarea sistemelor avansate de formare a amestecurilor aer-combustibil pe motoarele în doi și patru timpi

În cadrul acestui subcapitol este prezentată cercetarea experimentală asupra utilizării sistemului de formare a amestecului aer-combustibil tip injecție directă asistată pneumatic la folosirea acesteia pentru motoarele cu aprindere prin scânteie în doi și patru timpi.

Pe parcursul ultimilor 30 de ani reducerea emisiilor poluante a înregistrat un progres semnificativ. Una dintre cele mai importante tehnologii de cost redus fiind injecția electronică de combustibil.[24]

Comparativ cu sistemul de alimentare tip carburator, principalele mecanisme, prin care injecția electronică de combustibil a ajutat la reducerea emisiilor, fiind:

- reducerea cantității de combustibil ce ajunge pe suprafața peretelui cilindrului motor;
- îmbunătățirea atomizării combustibilului;
- o flexibilitate de control mărită la formarea amestecului aer-combustibil, care, la rândul său, facilitează: emisii poluante scăzute la pornirea la rece și la cald, reducerea emisiilor tranzitorii, tratare ulterioară evacuării de înaltă eficiență a emisiilor poluante.[39]

În vederea obținerii de pierderi cât mai mici de căldură în camera de ardere, a unui randament ridicat al motorului, emisii scăzute de NO_x , este necesar ca durata procesului de ardere să fie cât mai mic.

Sistemul de injecție directă asistată pneumatic de joasă presiune pentru motoarele în doi timpi și sistemul de injecție directă asistată pneumatic de înaltă presiune pentru motoarele în patru timpi, în comparație cu sistemul de formare a amestecului aer-combustibil tip carburator, prezintă următoarele avantaje:

- o mai bună stabilitate a procesului de ardere;
- pornire la rece rapidă și fiabilă; ambele sisteme fiind capabile să pornească într-un interval de temperatură cuprins între $-10...40$ [°C];
- optimizarea automată a tuturor parametrilor odată cu încălzirea motorului;

În urma studierii literaturii de specialitate s-a constatat că utilizarea sistemului de formare a amestecului aer-combustibil tip injecție directă asistată pneumatic, de joasă presiune, pentru un motor în doi timpi cu aprindere prin scânteie, de cilindră mică, folosind combustibili alternativi, nu a fost cercetată. Cunoscând aspectul că în vederea asigurării ungerii motorului, combustibilul necesită a fi amestecat cu ulei de motor în doi timpi, ca punct de referință, combustibilul benzină a fost admis în camera de ardere a motorului în stare pură, ungera motorului fiind asigurată de injectarea de ulei direct în cilindrul motorului cu ajutorul unei pompe pentru motoare în doi timpi.

3. ECHIPAMENTELE FOLOSITE PENTRU CERCETAREA PROCESULUI DE ARDERE LA MOTOARELE CU APRINDERE PRIN SCÂNTEIE ÎN DOI TIMPI

Cercetările experimentale au ca obiectiv general efectuarea unor măsurări, necesare pentru stabilirea valorii sau intensității mărimilor fizice caracteristice fenomenului sau sistemului considerat. Măsurarea este definită ca operația de determinare a raportului în care se află mărimea măsurată față de o altă mărime de aceeași natură, aleasă ca unitate. Aceasta operație se realizează cu aparate sau sisteme de măsurare, care transmit informația asupra mărimii fizice prin intermediul unui dispozitiv indicator sau înregistrator.

3.1. Organizarea standului de încercări motoare și a camerei de control

Încercarea motoarelor cu ardere internă se realizează cu ajutorul unor standuri specializate. Aceste standuri constituie instalații complexe, care trebuie să asigure, în primul rând, atât poziționarea și fixarea motorului pe o fundație corespunzătoare, cât și frânarea acestuia în vederea determinării momentului motor. Apoi, pe baza acestuia, se determină parametrii funcționali și economici. În al doilea rând trebuie să asigure alimentarea cu combustibil și cu aer, măsurarea cantității de combustibil consumat și a debitului de aer aspirat, răcirea motorului, evacuarea și uneori analiza gazelor arse, precum și comanda și înregistrarea tuturor parametrilor funcționali.

În vederea asigurării cerințelor de funcționare a celulei de încercare următoarele condiții sunt necesare:

- Instalația de alimentare cu combustibil;
- Instalația de aer condiționat/ventilație;
- Sursa de apă și canalizare;
- Instalația de răcire a motorului;
- Instalația de evacuare a gazelor arse și de direcționare a acestora către exterior;
- Un stand de montare a motorului și o frână electrică;
- Izolarea fonică;
- Un sistem de indicare și de control;
- Sistemul de prevenire și stingere al incendiilor;

Camera de control prezentată în fig.3.1. permite, simultan, accesul a doi operatori. Din câte se poate observa în fig.3.1., aparatura de înregistrare a datelor este desfășurată de la stânga la dreapta după cum urmează:

- Înregistrarea datelor privind emisiile poluante;
- Aparatura de control asupra celulei de încercare;
- Înregistrarea datelor privind procesul de ardere;



Fig. 3.1. Camera de control a standului de încercări motoare cu ardere internă

3.2. Frâna, măsurarea momentului și a turației motorului

Frânele cu curenți turbionari oferă avantajul unei precizii ridicate, al ușurinței comenzii și reglării; fiind preferate în cazul automatizării încercărilor. Ele se utilizează pentru încercarea motoarelor de puteri mici și medii cum sunt cele de automobile și tractoare. În schimb au dezavantajul unui cost mai ridicat și funcționează la temperaturi mari (peste 250 [°C]), ceea ce impune măsuri speciale pentru apa de răcire.

La încercarea motoarelor, măsurarea momentului motor se face în scopul determinării propriu-zise a acestui parametru de bază și ulterior, cu ajutorul acestuia, a puterii. Puterea motorului, P_e , se determină deci în mod indirect, prin măsurarea momentului motor, M_e , și a turației arborelui cotit, n , utilizând relația cunoscută:

$$P_e = const. \cdot M_e \cdot n \quad (3.1.)$$

La frâna electrică tip Schenck W40, folosită în cadrul acestei cercetări experimentale, măsurarea turației se efectuează cu un tahometru de impulsuri, care este integrat în aceasta. Donatorul inductiv constă dintr-un magnet permanent cu o bobină de lichidare. În cazul unei rotații a discului, fluxul magnetic este schimbat de către dinții acesteia, iar o tensiune este indusă în bobinaj. Impulsurile tensiunii sunt numărate într-un anumit interval de timp. Din timpul de măsură și din impulsurile tensiunii este calculată turația. Atât turația cât și cuplul sunt integrate în același bloc de control al frânei.

Așa cum s-a arătat, indiferent de tipul frânei, prin antrenarea rotorului, carcasa acesteia tinde să fie rotită cu un moment egal cu momentul motorului încercat. Pentru a împiedica această rotire, la nivelul carcasei, prin intermediul unui braț de lungime L se aplică o forță F , așa cum se arată în figura 3.2.. Momentul motor va rezulta din ecuația de echilibru, astfel încât:

$$M_e = K \cdot r = L \cdot F \quad (3.2.)$$

Forța de frânare, F , se determină cu ajutorul unei balanțe pe care se sprijină brațul frânei, sau la instalațiile mai noi, printr-un traductor de forță.

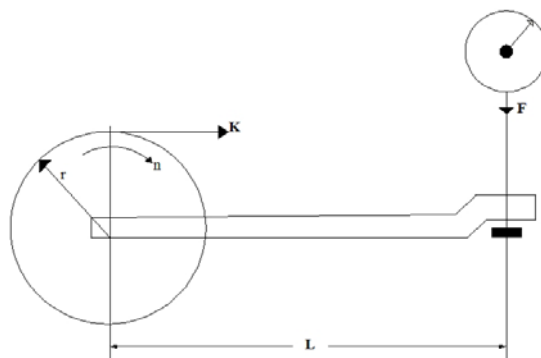


Fig.3.2. Schema de măsurare a forței

Puterea absorbită de frână se calculează cu relația:

$$P_e = K \cdot v = K \cdot r \cdot \omega = K \cdot r \cdot \left(\frac{\pi \cdot n}{30} \right) \quad (3.3.)$$

În aceste relații, v reprezintă viteza periferică a rotorului, r este raza acestuia, iar n , turația rotorului, egală cu turația motorului.

3.3. Traductoare folosite pentru măsurarea presiunilor

3.3.1. Principiul de funcționare al traductoarelor piezoelectrice

Principiul piezoelectric – polarizarea electrică (generarea unei sarcini electrice) a unui cristal sub acțiunea unei forțe sau presiuni. Acest efect piezoelectric a fost descoperit de către frații Curie, aceștia descoperind că suprafețele unor cristale devin încărcate cu sarcini electrice în momentul acționării unei forțe mecanice asupra lor.

Aplicarea unei forțe mecanice asupra unui cristal conduce la deformarea rețelei cristaline a acestuia. Cristalul producând efectul piezoelectric numai în cazul în care structura sa nu deține un centru de simetrie. Acest tip de sarcină electrică este măsurată în pico-columbi (pC).

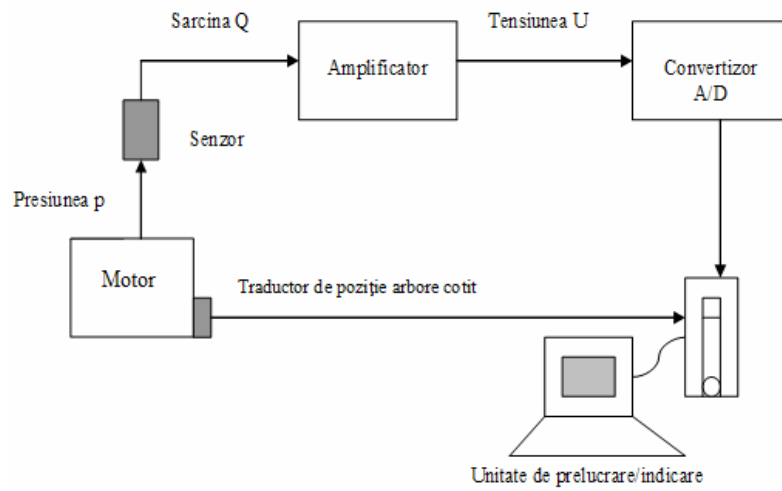


Fig.3.3. Circuit de măsură pentru indicarea presiunii

Circuitul de măsură folosit în timpul cercetării experimentale este compus din următoarele elemente:

- Traductorul de presiune cu element de cuarț;
- Traductor de rotație;
- Amplificator de semnal;
- Convertizor A/D;
- Unitatea de prelucrare a datelor obținute;

Indicarea presiunii din cilindru este măsurătoarea presiunii din cilindru în dependență cu unghiul arborelui cotit la toate condițiile de funcționare ale motorului. Prin prelucrarea termodinamică a datelor se obțin informațiile necesare pentru observarea proceselor din motor.[34]

Următoarele date pot fi afișate și măsurate:

- Comportamentul arderii pentru evaluarea camerei de ardere;
- Evaluarea schimbului de amestec;
- Recunoașterea arderilor incomplete;
- Cercetarea formării amestecului;
- Cercetarea uniformității monocilindrilor.

3.3.2. Traductorul piezoelectric și efectul longitudinal

Sarcina se formează pe suprafețele de contact astfel aceasta poate fi măsurată. În cazul efectului piezoelectric longitudinal mărimea sarcinii electrice Q depinde numai de forța F_x aplicată, iar dimensiunile cristalului nu au importanță. Singura modalitate de a mări aceasta sarcină este cea de a conecta mai multe discuri din punct de vedere mecanic în serie, iar din punct de vedere electric în paralel.[42]

În acest caz, mărimea sarcinii electrice va fi dată de relația:

$$Q_x = d_{11} \cdot F_x \cdot n \quad (3.4.)$$

unde:

d_{11} – coeficientul piezoelectric (are o valoare de $-2,3$ pC/N pentru cristalele din cuarț);

F_x – forța pe direcția x;

n – numărul de discuri de cristal.

3.3.3. Traductorul piezoelectric și efectul de forfecare

Similar efectului longitudinal, senzitivitatea piezoelectrică ce apare în timpul unui efort de forfecare este independentă de mărimea și forma elementului piezoelectric. Sarcina electrică apare de asemenea pe suprafețele elementului piezoelectric, unde acționează forța mecanică. În cazul în care o forță pe direcția x este aplicată pe n elemente piezoelectrice conectate în serie din punct de vedere mecanic și în paralel din punct de vedere electric, sarcina este:

$$Q_x = -2 \cdot d_{11} \cdot F_x \cdot n \quad (3.5.)$$

3.3.4. Traductorul piezoelectric și efectul transversal

În cazul efectului transversal, o forță F_y , pe direcția uneia din axele neutre y , produce o sarcină pe suprafețele corespunzătoare axei x. Spre deosebire de efectul piezoelectric longitudinal, mărimea sarcinii apare pe suprafețele neîncărcate de forța mecanică și este dependentă de dimensiunile geometrice ale elementului piezoelectric. Presupunând că dimensiunile elementului piezoelectric sunt a și b , sarcina este:

$$Q_x = -d_{11} \cdot F_y \cdot \frac{b}{a} \quad (3.6.)$$

unde a și b sunt dimensiunile elementului piezoelectric.

3.3.5. Materiale utilizate pentru construcția traductoarelor

Din punct de vedere electric, efectul piezoelectric poate avea loc numai în materialele izolatoare. Materialele din care sunt confecționați traductorii piezoelectrice trebuie să prezinte o rezistență mecanică și o rigiditate foarte înaltă. Alte cerințe importante sunt stabilitatea mecanică și electrică pentru o gamă largă de temperaturi și o perioadă de funcționare cât mai lungă. Sensibilitatea înaltă, histerezisul neglijabil (curbe de calibrare identice atât pentru creștere cât și pentru descreștere) și o conductibilitate electrică cât mai mică sunt alte avantaje care le prezintă aceste materiale. Cele mai importante materiale piezoelectrice folosite pentru traductorii piezoelectrice sunt cuarțul, cristalele gen cuarț PiezoStar și piezoceramica.[29]

3.3.6. Traductorul folosit pentru măsurarea presiunii

Pentru indicarea presiunii din camera de ardere au fost folosiți traductoare de presiune piezo-electrice cu cuarț. Acestea sunt compuse din dioxid de siliciu (SiO_2) fiind produse sintetic sub acțiunea presiunii și a temperaturii ridicate.

Traductorul de presiune folosit în cadrul cercetării experimentale este prezentat în figura 3.4.

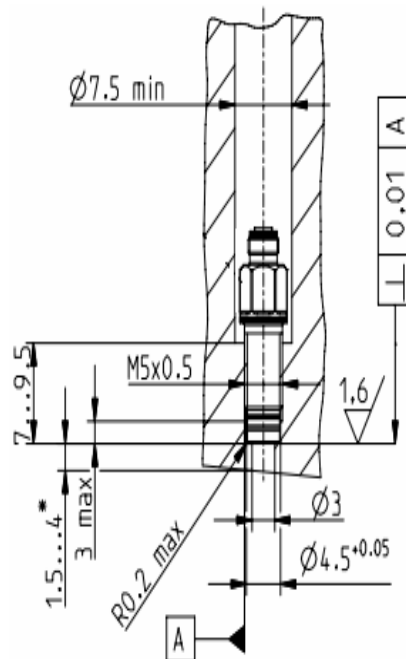


Fig.3.4. Traductor de presiune AVL GM12D

3.4. Traductoarele folosite la determinarea poziției arborelui cotit

3.4.1. Principiul de funcționare

Traductorii de poziție pentru arbori cotiți folosesc pentru măsurare structuri periodice, numite gradații. Aceste gradații sunt aplicate pe un substrat de sticlă sau oțel. Cadranele din sticlă se folosesc la traductoarele cu o turație maximă de 10.000 [rot/min]. Pentru turații mai mari (până la 20.000 [rot/min]) se folosesc rotoare din oțel.[16]

3.4.2. Principiul măsurătorii absolute

Traductorii de poziție ce folosesc principiul măsurării absolute folosesc discuri cu mai multe benzi gradate. Aranjamentul furnizează informații asupra poziției absolute, care este disponibilă imediat după punerea în funcțiune. Structura cu gradațiile cele mai fine este interpolată pentru obținerea poziției și pentru a genera un semnal incremental.

3.4.3. Principiul măsurătorii incrementale

Folosind metoda incrementală de măsurare, gradațiile sunt reprezentate de o structură periodică. Informațiile asupra poziției sunt obținute numărând incrementale individuale (pașii de măsurare) de la un punct de origine. Deoarece o referință absolută este necesară, cadranele gradate sunt înzestrate cu o bandă adițională ce are un marcaj de referință. Poziția absolută de pe scală, determinată de marcajul de referință, corespunde poziției unui pas de măsurare.

3.4.4. Metode de scanare

a.) Scanarea fotoelectrică – Majoritatea traductorilor de poziție funcționează folosind metoda scanării fotoelectrice. Scanarea fotoelectrică nu presupune un contact între componentele folosite la măsurare, deci nu există uzură. Aceasta metodă detectează până și cele mai fine gradații, chiar dacă acestea au numai câțiva microni și generează semnale de ieșire cu o perioadă foarte mică între ele.

b.) Metoda scanării interferențiale – metoda scanării interferențiale folosește principiul difracției și a interferenței luminii pe un cadran cu gradații fine pentru a produce semnale folosite la măsurarea deplasării. Traductorii ce folosesc această metodă a scanării interferențiale funcționează folosind gradații cu o perioadă medie de 4μm sau chiar mai fină.

c.) Scanarea imaginii – Metoda scanării imaginii funcționează în felul următor: două gradații având aceeași perioadă (cadranul gradat și reticulul de scanare) sunt mișcate relativ unul față de celălalt. Materialul din care este făcut reticulul de scanare este transparent, iar gradațiile de pe cadran sunt aplicate pe o suprafață transparentă sau reflectivă. Când razele paralele de lumină trec peste cadranul gradat, lumina și umbra sunt proiectate la o anumită distanță, unde este amplasat un index gradat având aceeași perioadă între gradații. Când cele două gradații se mișcă relativ una față de cealaltă, lumina este modulată. Dacă spațiile dintre gradațiile cadranelor sunt aliniate cu spațiile dintre gradațiile reticulului de scanare lumina nu trece.

3.4.5. Traductorul de poziție folosit în cadrul cercetării experimentale

Metoda scanării imaginii este utilizată de către traductorul de poziție al arborelui cotit produs de către firma Heidenhain, tip ROD 426A. Acest tip de traductor a fost folosit în cadrul acestei cercetări experimentale la motorul în doi timpi cu aprindere prin scânteie.

Montarea traductorului de poziție al arborelui cotit – transmțătoarele rotative au integrate un rulment și un arbore solid. Prin intermediul unui cuplaj rotativ separat arborele traductorului de poziție este conectat cu arborele de măsurat. Acest cuplaj ameliorează acțiunea suplimentară a sarcinilor externe astfel se prelungeste durata sa de viață.

3.5. Echipamente folosite la măsurarea consumului de combustibil

Pentru măsurarea consumului de combustibil cu precizia necesară, în practica încercării motoarelor se utilizează, în mod obișnuit, metoda volumetrică sau metoda gravimetrică. Ambele metode constau în măsurarea timpului (t) în care se consumă o anumită cantitate de combustibil (m_{comb}). În unele cazuri se înregistrează și numărul de rotații ale motorului necesar consumării acestei cantități de combustibil (B):

$$B = \frac{m_{comb.}}{t} \quad (3.9.)$$

Măsurarea prin metoda gravimetrică are la bază înregistrarea timpului în care motorul consumă o cantitate de combustibil cântărită. Metoda prezintă avantajul că indică direct masa combustibilului consumat, indiferent de densitatea acestuia.

În cadrul cercetărilor experimentale a fost utilizată metoda măsurării gravimetrice a consumului de combustibil.

3.6. Echipamente folosite la măsurarea emisiilor poluante

Domeniul de măsură al echipamentelor folosite la măsurarea emisiilor poluante sunt prezentate în următorul tabel:

Tabel 3.1. Descrierea domeniilor de măsură ale aparatelor folosite în cadrul cercetării experimentale

| Tipul aparatului | Emisiile măsurate | U.M. | Domeniul de măsură | Abatere standard |
|----------------------------|--------------------------------|-------|--------------------|------------------|
| Hartmann & Braun Magnos 16 | O ₂ /N ₂ | Vol % | 0 – 25 | +/-1% |
| Hartmann & Braun Uras 14 | CO ₂ | Vol % | 0 – 20 | - |
| Hartmann & Braun Uras 14 | CO | Vol % | 0 – 10 | - |
| ECOPhysics CLD 700 EL | NO/NO _x | ppm | 0 – 1000 | - |
| Testa FID HC | HC | ppm | 0 – 30000 | - |

După punerea în funcțiune a acestor aparate de măsură, calibrarea lor este necesară zilnic.

3.6.1. Detectorul de ionizare a flăcării (FID)

Pentru măsurarea concentrației de hidrocarburi (THC) din emisiile poluante s-a utilizat analizorul ce detectează ionizarea flăcării. Analizorul folosit fiind modelul TESTA-FID 2000 S, care funcționează după principiul ionizării atomilor organici de carbon într-o flacără de hidrogen, ce arde într-un câmp electric. În camera de ardere a analizorului flacăra se crachează ionizând hidrocarburile din gazul analizat. Curentul electric creat de ioni în câmpul electric este direct proporțional cu numărul atomilor de carbon. Tensiunea acestui curent electric fiind apoi măsurată.

3.6.2. Detectorul cu infraroșu (IRD)

Acest tip de detector este folosit la măsurarea concentrației diferiților compuși chimici, activi la lumina infraroșie, precum dioxidul de carbon (CO₂) și monoxidul de carbon (CO) din gazele arse. Detectorul cu infraroșu măsoară concentrația compușilor chimici după principiul absorbției fără dispersie a luminii infraroșii. Fiecare gaz, cu excepția gazelor prețioase N₂, H₂, O₂ ș.a., posedă un spectru de absorbție compus din mai multe benzi (conduce) de absorbție.

3.6.3. Detectoarele paramagnetice (PMD)

Acest tip de analizor măsoară concentrația de oxigen din emisiile poluante datorită proprietăților paramagnetice ale moleculelor de oxigen dintr-un câmp magnetic. Moștra de gaz ce este analizată este introdusă într-o camera în formă de clepsidră, pereții acesteia fiind din sticlă de cuarț. Această cameră este suspendată pe niște benzi ce se pot roti. În cele două părți ale camerei sub formă de clepsidră se induce un câmp magnetic neomogen; apariția acestui câmp magnetic atrage moleculele de oxigen. Astfel presiunea parțială produsă pune în mișcare camera în formă de clepsidră față de poziția ei inițială. Magnitudinea acestei deplasări este proporțională cu cantitatea de oxigen din emisiile poluante, aceasta fiind transformată într-un semnal electric. Aceasta camera de măsură este amplasată într-un loc stabil termic, ca valorile măsurate să nu fie influențate de variațiile externe de temperatură.

3.6.4. Detectorul de chemiluminiscență

Detectoarele de chemiluminiscență sunt proiectate să măsoare concentrația oxizilor de azot din emisiile poluante. Emisiile de oxizi de azot sunt definite ca suma emisiilor de monoxid de azot (NO) și bioxid de azot (NO₂). Principiul de măsurare folosit de detectoarele de chemiluminiscență este emisia de lumină a moleculelor de monoxid de azot întoarse la un nivel scăzut de energie. O diodă foto și echipamentele electronice auxiliare numără fotonii, care sunt proporționali cu cantitatea de monoxid de azot din gazul măsurat. Pentru a măsura cantitatea de oxizi de azot din gaze, bioxidul de azot trebuie transformat în monoxid de azot. Acest proces este realizat de către un convertor catalitic aflat în interiorul analizorului.

Analizoarele cu un singur canal măsoară numai concentrația de monoxid de azot sau numai oxizi de azot, folosind un sistem de bypass, respectiv direct convertorul catalitic pentru transformarea bioxidului de azot în monoxid de azot. Se pot măsura simultan emisiile de oxizi de azot și monoxid de azot încorporând încă un canal în analizor.

Bioxidul de azot ce iese din analizor rezultă din combinarea monoxidului de azot cu ozonul ce este produs în interiorul analizorului printr-o descărcare electrică în oxigen pur.

3.6.5. Achiziția datelor

Înregistrarea datelor măsurate se efectuează cu ajutorul calculatoarelor și a programelor "Morphee" și "Combi – SmeTec".

Programul "Morphee" este dedicat pentru măsurarea următorilor parametrii:

- Puterea motorului;
- Cuplul motorului;
- Temperaturile (ambientale, bujiei, cilindrului);
- Emisiile poluante;

- Coeficientul amestecului aer-combustibil – lambda;

Durata unui ciclu de măsurare la programul “Morphee” este de 30 de secunde.

Programul “Combi – SmeTec” este dedicat pentru măsurarea următorilor parametrii:

- Procesul arderii – curba presiunii;
- Semnalele electrice primite de la sistemul de alimentare cu combustibil;
- Semnalele electrice ale punctului de aprindere;
- Semnalele electrice ale pompei de ulei;

Durata unui ciclu de măsurare la programul “Combi – SmeTec” este de 15 secunde.

3.6.6. Tipuri de combustibili folosiți în cercetarea experimentală

Combustibilii utilizați în testele efectuate sunt următorii: super benzină, amestec etanol – benzină E85 (15 părți volum super benzină – 85 părți etanol), etanol pur E100.

Bioetanolul fiind un produs energetic regenerabil are parte de beneficii multiple din partea statelor puternic industrializate (S.U.A., U.E. cât și state precum Brazilia și China), acestea aplicând o impozitare redusă pentru producerea acestuia. O a doua generație de Bioetanol, care nu ar afecta producția agricolă, este numit Bioetanol sintetic obținut din etilena sau cărbune.

Etanolul utilizat în cadrul cercetării experimentale a fost denaturat cu toluen în proporție de 2% pentru a nu fi impozitat ca tip de alcool folosit pentru producerea de băuturi alcoolice.

În tabelul următor sunt prezentate proprietățile etanolului folosit în amestec cu benzina, cât și în stare pură, în cadrul cercetării experimentale:

Tabel 3.2. Proprietăți Bioetanol

| Compuși | Unitate de măsură | Valoare | Limita inferioară | Limita superioară |
|---|-------------------|---------|-------------------|-------------------|
| Conținut de Etanol înaintea denaturării | V - % | 100,0 | 99,8 | 100 , 0 |
| Metanol | mg/100 ml | < 1,0 | - | 50 , 0 |
| 1 – Propanol | mg/100 ml | < 0,1 | - | 10 , 0 |
| Uleiuri de fuzel | mg/100 ml | < 0,1 | - | 12 , 0 |
| Densitate / 20 °C | g/ml | 0,789 | 0,789 | 0,790 |
| Puritate – Decolorare - Permanganat | min | 8 | 8 | - |
| Acid total ca acetat | mg/100 ml | 0,2 | - | 1,0 |
| Indice de refracție | - | 1,363 | 1,361 | 1,363 |
| Conținut de apă | M - % | 0,03 | - | 0,34 |

(*conform fișei de compoziție primită de la firma „Nedalco Alcohol”)

4. MODELAREA, SIMULAREA ȘI CORELAREA REZULTATELOR OBȚINUTE ÎN URMA SIMULĂRIILOR CU CELE OBȚINUTE ÎN URMA CERCETĂRIILOR EXPERIMENTALE

4.1. Modelarea amestecului aer-combustibil

Eficiența volumetrică descrie procesul schimbării de gaze cât și procentajul umplerii capacității cilindrice cu amestec proaspăt. O eficiență volumetrică ridicată însemnând un randament ridicat al motorului. [12, 21]

$$\lambda_l = \frac{m_{LZ}}{m_{LZ_{teor.}}} \quad (4.1)$$

- m_{LZ} = Cantitatea de amestec proaspăt admisă în cilindru după efectuarea procesului schimbării de gaze;
- $m_{LZ_{teor.}}$ = Cantitatea teoretică de amestec proaspăt din cilindru [17, 97]

Coeficientul de aer reprezintă raportul dintre întreaga masa de aer admisă raportată la întreaga masa de aer admisă din punct de vedere teoretic.[40]

$$\lambda_\alpha = \frac{m_L}{m_{LZ_{teor.}}} \quad (4.2)$$

Randamentul spălării este un coeficient important în vederea evaluării motoarelor în doi timpi fiind dat de raportul dintre cantitatea de gaze proaspete reținute în cilindru la începutul compresiei, pe întreaga cantitate de gaze aflate în cilindru în același moment, adică:

$$\lambda_l = \frac{m_{LZ}}{m_{LZ_{teor.}}} \quad (4.3)$$

- m_{LZ} = Cantitatea de amestec proaspăt admisă în cilindru după efectuarea procesului schimbării de gaze;
- m_R = Gaze arse;[30, 31]

Un randament ridicat al spălării este foarte important pentru un motor cu emisii reduse. [13]

4.2. Transferul de căldură din cilindru

Calculul energiei transmise prin pereți, ținând seama de temperatura lichidului de răcire.

Pentru varianta 1, ecuația transferului de energie este:

$$\frac{dQ_p}{dt} = \alpha \cdot A \cdot (T_p - T) \quad (4.4.)$$

unde: α - coeficientul de convecție al gazului în [W/m·K]. Valoarea sa depinde de presiunea, temperatura și starea de mișcare a gazului, conform relației:

$$\alpha = 1,166 \cdot \sqrt[3]{T \cdot p^2} \cdot (1 + 1.24 \cdot v_m) \quad (4.5.)$$

p - presiunea gazului din cilindru în [bar];

T - temperatura gazului din cilindru în [K].

Ecuația coeficientului de convecție este determinată semiempiric și constituie un compromis între exactitate și complexitate. În literatura de specialitate există numeroase relații care modelează acest coeficient.

De mișcarea gazului se ține seama prin viteza medie a pistonului:

$$v_m = \frac{S \cdot n}{30} \quad (4.6.)$$

unde cu S s-a notat cursa și cu n turația motorului.

A - aria suprafeței prin care are loc transferul de energie. La motor se disting trei categorii de suprafețe:

A_1 -aria chiulasei care se adoptă constructiv (vezi "stabilirea datelor inițiale");

A_2 -aria expusă de partea cilindrului;

$$A_2 = \pi \cdot D \cdot x \quad (4.7.)$$

A_2 depinde de poziția momentană a pistonului

A_3 -aria pistonului:

$$A_3 = \pi \cdot \frac{D^2}{4} \quad (4.8.)$$

T - temperatura momentană a gazului;

T_p - temperatura momentană a peretelui.

Valoarea sa este considerată constantă în regim stabilizat datorită inerției termice a materialului pereților, dar diferă între piesele motorului.

Pentru calcule simplificite se poate utiliza, ecuația:

$$T_p = 360 + 9 \cdot \eta^{0,4} \cdot \sqrt{n \cdot D} \quad (4.9.)$$

unde η - coeficientul de umplere (vezi "stabilirea dimensiunilor principale");

n - turația momentană a motorului;

D - alezajul cilindrului.

Cu considerațiile de mai sus ecuația fluxului de energie termică prin pereți este dată de expresia:

$$\frac{dQ_p}{dt} = \alpha \cdot (A_1 + A_2 + A_3) \cdot (T - T_p) \quad (4.10.)$$

sau când se iau în considerare temperaturi diferite pentru chiulasa (T_1), cilindru (T_2) și piston (T_3):

$$\frac{dQ_p}{dt} = \alpha \cdot [A_1 \cdot (T - T_1) + A_2 \cdot (T - T_2) + A_3(T - T_3)] \quad (4.11.)$$

4.3. Funcția Vibe – calculul procesului de ardere

Prin arderea unei cantități C [kg] de combustibil care are puterea calorică inferioară H_i [J/kg] rezultă cantitatea de energie termică Q_c [J], cu relația:

$$Q_c = \eta_a \cdot \eta_t \cdot H_i \cdot C \quad (4.12.)$$

care ține seama că transformarea reactanților în produși de reacție are loc cu un anumit randament, randamentul transformării η_t , și transformarea energiei chimice în energie termică se face cu randamentul arderii η_a .

Prin derivare, variația în timp a energiei termice rezultă:

$$\frac{dQ_c}{dt} = \eta_a \cdot \eta_t \cdot H_i \cdot \frac{dC}{dt} \quad (4.13.)$$

în care dC/dt are semnificația cantității de combustibil arse (și nu injectate) în unitatea de timp. Așadar pentru modelarea desfășurării arderii la m.a.c., nu se poate utiliza legea de injecție, datorită întârzierii la autoaprindere.

Vibe a propus o lege matematică pe baza analizei termodinamice a proceselor din motor, pentru modelarea desfășurării arderii:

$$\frac{dx}{dy} = a \cdot (m + 1) \cdot y^m \cdot \exp(-a \cdot y^n) \quad (4.14.)$$

unde:

$$x = \frac{C}{C_0}; y = \frac{t}{t_0}; n = m + 1 \quad (4.15.)$$

Cu notațiile (4.15.), rezultă expresia:

$$\frac{dQ_c}{dt} = \eta_a \cdot \frac{C_0}{t_0} \cdot H_i \cdot \frac{dx}{dy} \quad (4.16.)$$

Semnificația termenilor:

C - cantitatea de combustibil arsă din momentul începerii arderii, până în momentul curent de calcul t ;

C_0 - cantitatea de combustibil arsă pe ciclu:

$$C_0 = P_{ef} \cdot \frac{c}{n_p \cdot i} \quad (4.17.)$$

unde: P_{ef} - puterea efectivă;
 c - consumul specific;
 n_p - turația pompei de injecție la m.a.c.. La m.a.s. este turația motorului pentru 2
 timpi sau jumătatea sa la 4 timpi;

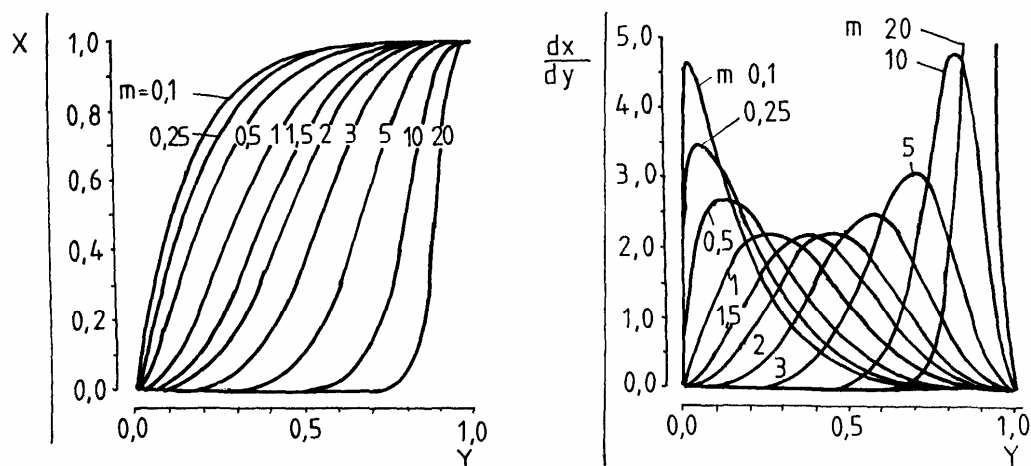


Fig.4.1. Legea de ardere Vibe

i - numărul de cilindri;
 t - timpul scurs de la începutul arderii;
 t_0 - durata arderii

a - factor ce ține seama de randamentul transformării:

| | | | |
|--------------|----|------|-----|
| a | 5 | 6,9 | 10 |
| η_t [%] | 99 | 99,9 | 100 |

Valoarea de 6,9 este folosită în marea majoritate a cazurilor.

m - factorul de formă al funcției Vibe. Acesta provoacă formele de funcții reprezentate în figura 4.1.. În concluzie se pot modela diferite tipuri de arderi, modificând parametrul m .

H_i - puterea calorică inferioară a combustibilului. Valori pentru combustibilii obișnuți sunt redați în anexa 3. În același tabel sunt trecute și valorile cantității minime de aer necesară arderii (L_{min}).

η_a - randamentul arderii depinde de condițiile de funcționare și variază în domeniul 0,85...0,99. Pentru regim staționar se adoptă de obicei valoarea maximă.[11, 18]

Modul obișnuit de analiză a proceselor din motor se face folosind ca bază de timp poziția unghiulară a arborelui motor. Pentru a putea folosi mai ușor relația (4.16.), din acest punct de vedere, se fac următoarele transformări:

- se amplifică y cu viteza unghiulară care face legătura între parametrul timp și parametrul poziție unghiulară:

$$y = \frac{t}{t_0} = \frac{\omega \cdot t}{\omega_0 \cdot t} = \frac{(\alpha - IA)}{DA} \quad (4.18.)$$

Numărătorul este durata în grade de rotație arbore motor scursă de la începutul arderii până în momentul curent și este diferența între poziția momentană a arborelui și unghiul care marchează începutul arderii (IA) (! Nu începutul injecției).

Numitorul reprezintă durata totală a arderii în grade rotație arbore motor (DA).

În expresia (4.16) se înlocuiește t_0 funcție de poziția unghiulară, prin aceeași viteză unghiulară, ceea ce duce la expresia:

$$\frac{dQ_c}{dt} = \eta_a \cdot \omega \cdot \frac{180}{\pi} \cdot H_i \cdot \frac{dx}{dy} \quad (4.19.)$$

Raportul $180/\pi$ transformă durata arderii DA exprimată în grade RAC în radiani.

Observație:

Procesul arderii se modelează prin funcția Vibe cunoscând trei mărimi caracteristice:

- unghiul de început al arderii (IA)
- durata arderii în grade RAC (DA)
- valoarea factorului de forma Vibe (m)[9]

4.4. Simularea virtuală și corelarea rezultatelor obținute cu cele obținute în urma cercetărilor experimentale

În vederea validării rezultatelor obținute în urma cercetării experimentale acestea necesită a fi comparate cu rezultatele obținute în urma simulării virtuale.

În figura 4.2. este prezentat modelul creat în programul de simulare virtuală AVL Boost în vederea efectuării simulării proceselor din motoarele cu aprindere prin scânteie.

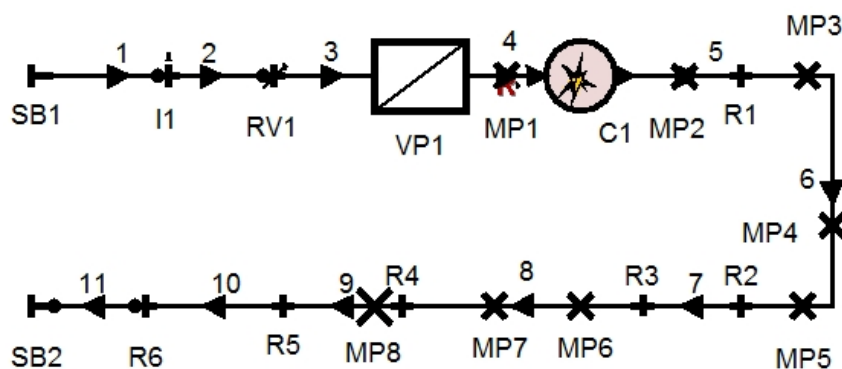


Fig.4.2.

Modelul prezentat este format dintr-un cilindru, o galerie de admisie variabilă, o conductă de admisie și una de evacuare, pe acestea fiind amplasate mai multe puncte de măsurare.

În tabelul 4.1. sunt prezentate caracteristicile principale ale modelului creat.

Tabel 4.1. Caracteristicile modelului virtual de simulare

| | |
|----------------------|------------------------|
| Motor | M.A.S. |
| Combustibil | E 0; E 85; E 100; |
| Raport de comprimare | 8:1; 9:1; |
| Cilindree | 70,7 cm ³ ; |
| Alezaj | 50 mm; |
| Cursă | 36 mm; |
| Lungimea bielei | 75 mm; |

4.4.1. Simularea influenței raportului de comprimare asupra procesului de ardere

Folosind modelul procesului de ardere Vibe simularea virtuală se efectuează pentru a prognoza influența diferiților factori asupra procesului de ardere, în acest caz fiind vorba despre raportul de comprimare. Simularea a fost efectuată asupra presiunii rezultante în urma procesului de ardere din cilindrul motorului în doi timpi cu aprindere prin scânteie.

În figura 4.3. sunt prezentate și comparate rezultatele obținute în urma simulărilor virtuale cu cele obținute în urma cercetărilor experimentale.

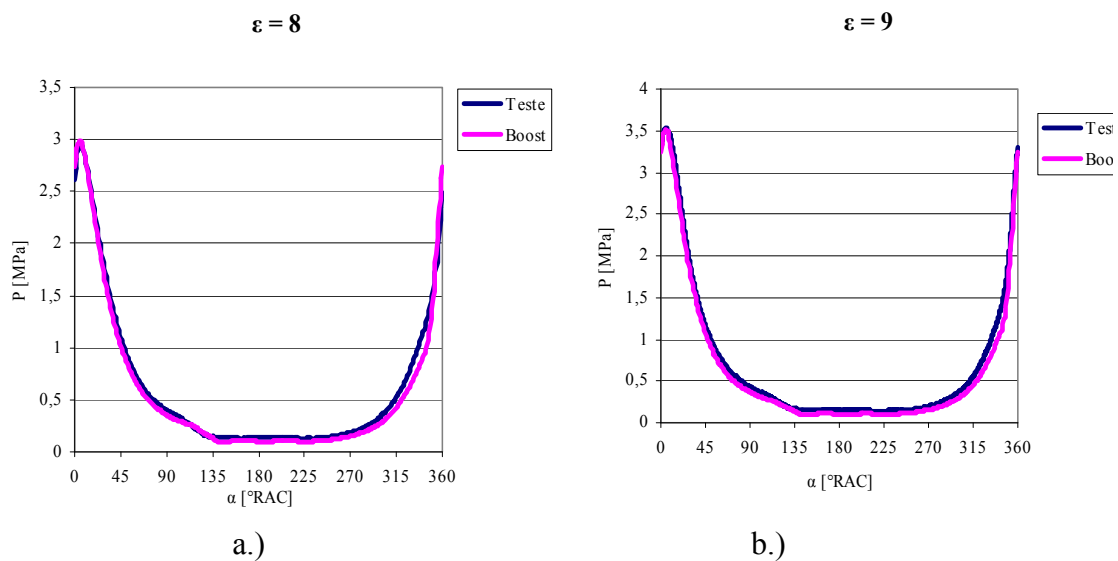


Fig.4.3. Cronomanograma motorului în doi timpi cu aprindere prin scânteie

4.4.2. Simularea influenței procedului de alimentare asupra performanțelor motorului

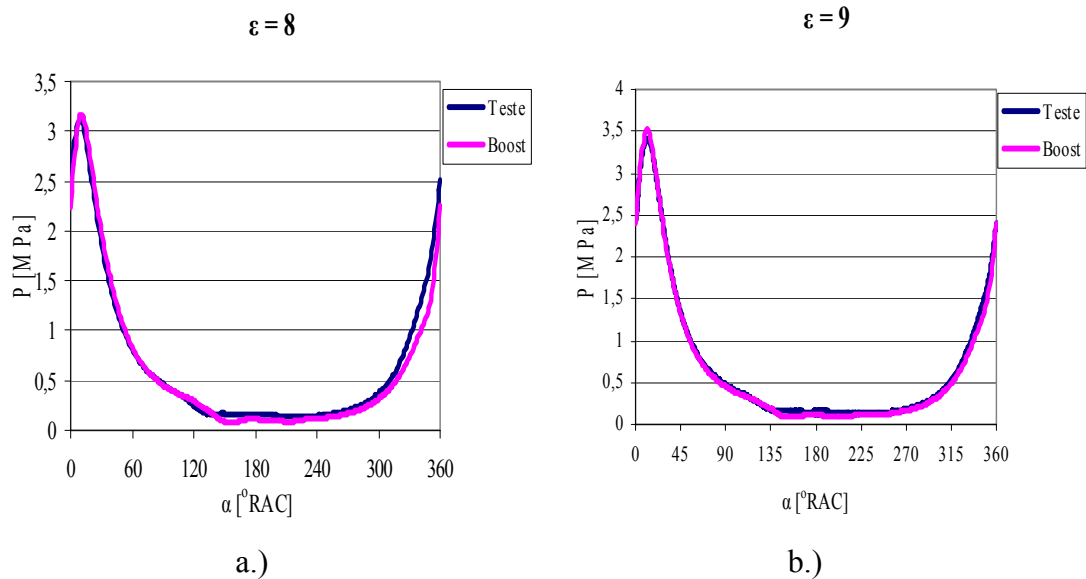


Fig.4.4. Cronomanograma motorului echipat cu injecție directă asistată pneumatic

În figura 4.4. a.) se poate observa evoluția presiunii din motorul cu aprindere prin scânteie la $\epsilon = 8$ echipat cu sistemul de formare al amestecului aer-combustibil tip injecție directă asistată pneumatic și alimentat cu benzină de calitate superioară (CO 98). Se poate constata că evoluția presiunii din motorul cercetat experimental este similară cu cea obținută cu ajutorul modelului creat în mediul virtual.

În figura 4.4. b.) se constată că evoluția presiunii, din motorul cu aprindere prin scânteie la $\epsilon = 9$ echipat cu injecția directă asistată pneumatic și alimentat cu benzină de calitate superioară (CO 98), obținută pe calea cercetării experimentale este similară cu cea obținută pe calea simulării virtuale.

4.4.3. Simularea influenței naturii combustibilului asupra performanțelor motorului în cazul injecției directe de combustibil asistată pneumatic

Simulările efectuate cu programul AVL Boost au urmărit influența amestecului de combustibili benzină 15% (CO 98) și alcool etilic 85% (puritate 99%), E85. Probele au fost făcute pentru rapoartele de comprimare $\epsilon = 8$ și $\epsilon = 9$.

În figura 4.5. sunt prezentate și comparate rezultatele obținute în urma simulărilor virtuale cu cele obținute în urma cercetărilor experimentale.

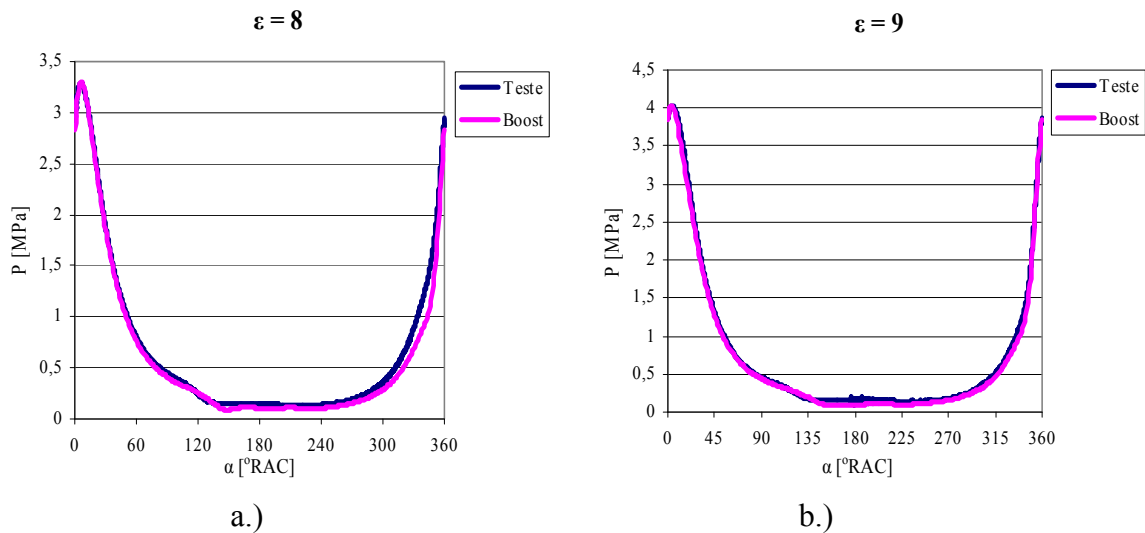


Fig.4.5. Cronomanograma motorului echipat cu injecție directă și alimentat cu E 85

În cadrul simulărilor efectuate în programul AVL Boost s-au mai efectuat simulări pe modelul creat virtual cu alcool etilic pur, E100. Probele au fost făcute pentru rapoartele de comprimare $\epsilon=8$ și $\epsilon=9$.

În figura 4.6. sunt prezentate și comparate rezultatele obținute în urma simulărilor virtuale cu cele obținute în urma cercetărilor experimentale.

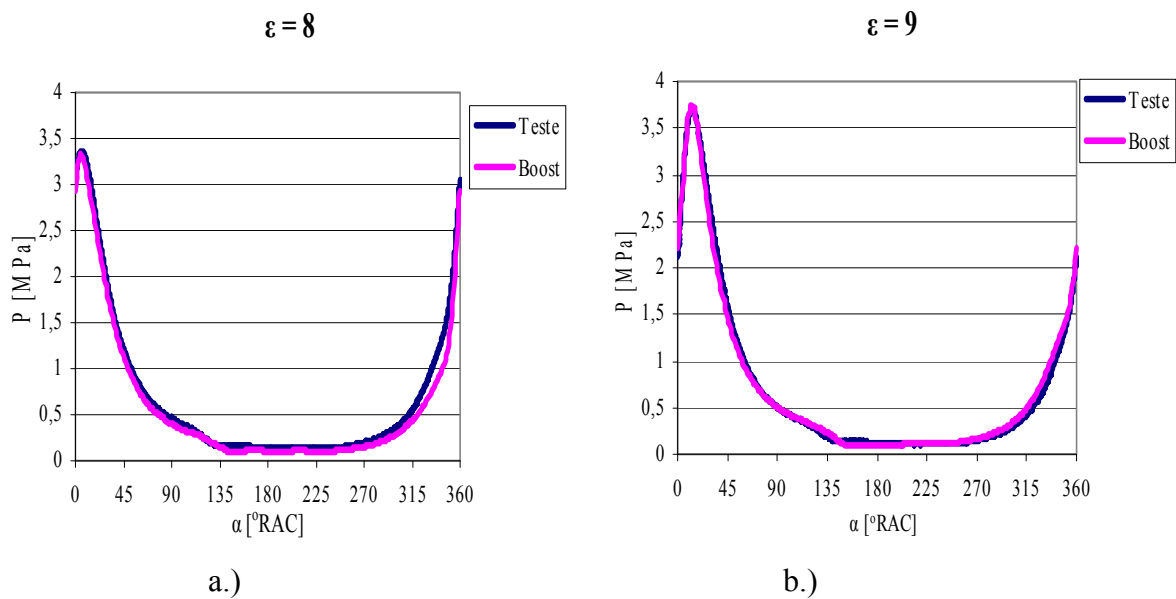


Fig.4.6. Cronomanograma motorului echipat cu injecție directă și alimentat cu E 100

5. REZULTATELE CERCETĂRII EXPERIMENTALE ȘI INTERPRETAREA LOR

5.1. Aspecte generale privind procesul de ardere la motoarele cu ardere internă

Procesul de ardere din motorul în doi timpi se împarte în câteva categorii, și anume:

- Propagarea laminară a flăcării;
- Propagarea turbulentă a flăcării;
- Propagarea laminară a flăcării reprezintă cea mai simplă formă a procesului de ardere. [1, 2]

Propagarea turbulentă a flăcării, în comparație cu cea laminară, apare în anumite circumstanțe și poate fi observată ca un set de multiple flăcări cu propagare laminară. Din acestea rezultă că descrierea propagării laminare a flăcării reprezintă un punct de o importanță deosebită. [22, 51]

5.2. Aspecte generale privind formarea emisiilor poluante

În urma procesului de ardere la motoarele cu aprindere prin scânteie apar emisiile de hidrocarburi, numite și C_xH_y , acestea reacționând la aprindere cu oxigenul O_2 . Gazele de evacuare rezultante sunt în cazul ideal CO_2 și apă (abur). Gazele inerte din aer, azotul N_2 și argonul Ar , nu participă la procesul arderii. În realitate însă nu există ardere completă. Gazele de eșapament rezultante sunt dependente de cum ar fi: tipul motorului, electronica motorului, funcționarea acestuia ș.a.m.d.. Cele mai importante emisii poluante, care se formează la motorul în doi timpi sunt: monoxidul de carbon (CO), hidrocarburi (HC), oxizi de azot (NO_x) și dioxidul de carbon (CO_2). [10, 20]

5.3. Mărimi și parametri determinați

În cadrul cercetărilor experimentale, pe baza gradului de echipare s-au determinat următoarele mărimi:

- M – moment motor/cuplu motor [Nm];
- P – puterea motorului [kW];
- C – consumul orar de combustibil [kg/h];
- T_{ad} – temperatura de admisie a aerului [$^{\circ}C$];
- T_A – temperatura ambientală [$^{\circ}C$];
- T_{cil} – temperatura cilindrului [$^{\circ}C$];
- T_{bujie} – temperatura bujiei [$^{\circ}C$];

Cercetarea a avut loc utilizând cilindrii diferiți pentru raporturile de comprimare (ϵ), $\epsilon = 8$ și $\epsilon = 9$, după următoarea schemă bloc:

| | |
|--|--|
| Combustibil: benzină Sistem de alimentare: carburator Raport de comprimare(ϵ): 8 și 9 | P, M, C; HC, NO _x , CO, CO ₂ , O ₂ ; T _{ad} , T _A , T _{cil} , T _{bujie} , λ . |
| Combustibil: benzină Sistem de alimentare: aDI Raport de comprimare(ϵ): 8 și 9 | P, M, C; HC, NO _x , CO, CO ₂ , O ₂ ; T _{ad} , T _A , T _{cil} , T _{bujie} , λ . |
| Combustibil: E 85 Sistem de alimentare: aDI Raport de comprimare(ϵ): 8 și 9 | P, M, C; HC, NO _x , CO, CO ₂ , O ₂ ; T _{ad} , T _A , T _{cil} , T _{bujie} , λ . |
| Combustibil: E 100 Sistem de alimentare: aDI Raport de comprimare(ϵ): 8 și 9 | P, M, C; HC, NO _x , CO, CO ₂ , O ₂ ; T _{ad} , T _A , T _{cil} , T _{bujie} , λ . |

Consumul specific de combustibil și debitul de combustibil/ciclu au fost determinate folosind următoarele relații matematice:

$$c = 1000 \cdot \frac{C}{P} [g / kWh] \quad (5.1.)$$

și

$$q / ciclu = \frac{c \cdot P \cdot n}{60 \cdot \rho \cdot 1000} [mm^3 / ciclu] \quad (5.2.)$$

În tabelul 5.1. sunt prezentate rezultatele obținute pentru sistemul de alimentare tip carburator pentru un raport de comprimare $\epsilon = 8$ folosind combustibilul benzină.

Tabelul 5.1. Mărimi măsurate

| n | P | M | C | c* | q/ciclu* |
|-------------|------|-------|--------|---------|--------------------------|
| [rot/min] | [kW] | [Nm] | [kg/h] | [g/kWh] | [mm ³ /ciclu] |
| 5500 | 2,45 | 4,255 | 1,399 | 571 | 5,73 |
| 6000 | 2,69 | 4,279 | 1,617 | 600 | 6,06 |
| 6500 | 2,87 | 4,216 | 1,719 | 599 | 5,96 |
| 7000 | 3,03 | 4,137 | 1,84 | 607 | 5,92 |
| 7500 | 3,16 | 4,028 | 1,912 | 605 | 5,74 |

* c – consumul specific de combustibil; q/ciclu – debitul de combustibil/ciclu;

În tabelul 5.2. sunt prezentate rezultatele obținute pentru sistemul de alimentare tip carburator pentru un raport de comprimare $\epsilon = 9$ folosind combustibilul benzină.

Tabelul 5.2. Mărimi măsurate

| n | P | M | C | c | q/ciclu |
|-------------|------|-------|--------|---------|--------------------------|
| [rot/min] | [kW] | [Nm] | [kg/h] | [g/kWh] | [mm ³ /ciclu] |
| 5500 | 2,36 | 4,093 | 1,257 | 533 | 5,15 |
| 6000 | 2,66 | 4,224 | 1,348 | 507 | 5,06 |
| 6500 | 2,88 | 4,23 | 1,454 | 505 | 5,04 |
| 7000 | 3,07 | 4,174 | 1,526 | 497 | 4,91 |
| 7500 | 3,27 | 4,158 | 1,587 | 485 | 4,76 |

5.3.1. Influența raportului de comprimare asupra performanțelor motorului

Încercările au fost efectuate pe o plajă de turații cuprinsă între: 5500 – 7500 [rot/min] din două motive:

- acestea sunt turațiile uzuale ale motorului în sarcină;
- în acest interval de turații se găsește momentul motor maxim.

În figura 5.1. se pot observa evoluțiile momentului motor (M), a puterii motorului (P), a consumului orar de combustibil (C) și consumul specific de combustibil (c) pentru motorul în doi timpi cu aprindere prin scânteie și alimentare prin carburator, la un raport de comprimare (ϵ) egal cu 8:1.

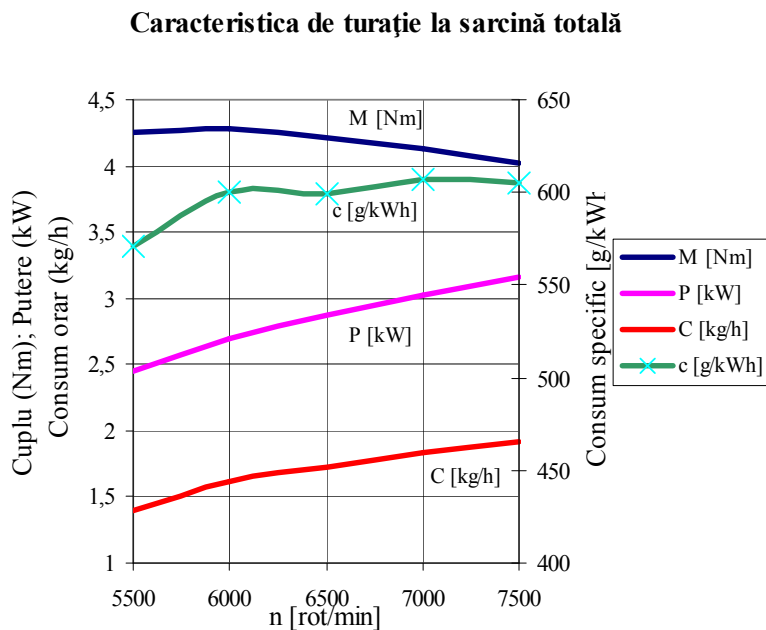


Fig.5.1.

În figura 5.2. se prezintă caracteristica de turație la sarcină totală pentru același motor cu raportul de comprimare 9:1.

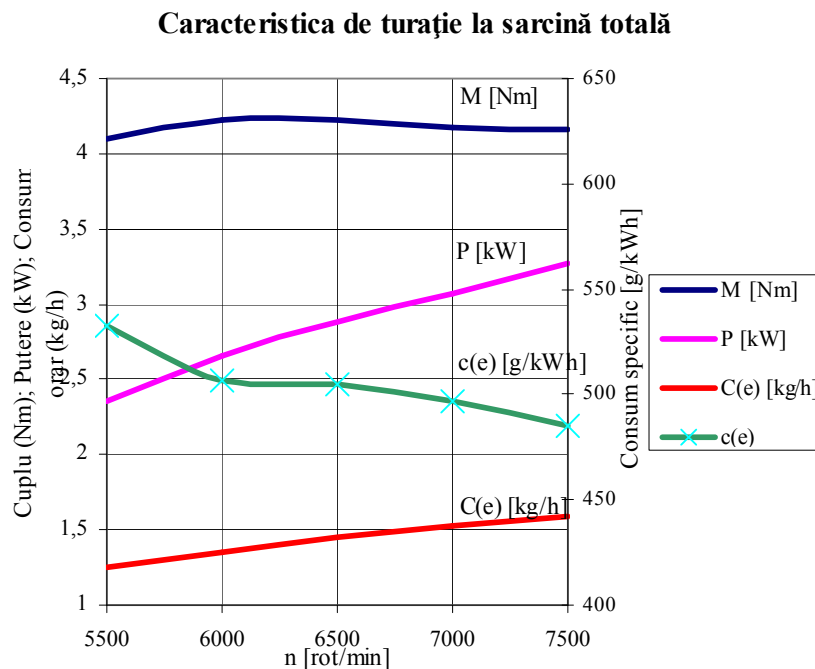


Fig.5.2.

Considerând parametrii de bază pe cei obținuți pentru motorul cu raport de comprimare $\epsilon = 8$, în tabelul 5.3. se prezintă procentual evoluția puterii, momentului motor, consumului orar și consumului specific pentru raportul de comprimare $\epsilon=9$.

Tabel 5.3.Evoluția mărimilor măsurate

| n [rot/min] | %P | %M | %C | %c |
|-------------|-----|-----|----|----|
| 5500 | 96 | 96 | 90 | 93 |
| 6000 | 99 | 99 | 83 | 85 |
| 6500 | 100 | 100 | 85 | 84 |
| 7000 | 101 | 101 | 83 | 82 |
| 7500 | 103 | 103 | 83 | 80 |

Din figura 5.2. și figura 5.3., pentru varianta de alimentare cu carburator, putem vedea că puterea și momentul motor, la varianta de echipare cu raport de comprimare $\epsilon=9$, acestea au valoare mai mică decât varianta de echipare cu $\epsilon=8$. La turația de 5500 [rot/min] pentru $\epsilon=9$, puterea și momentul reprezintă 96%, pentru ambele cazuri, din valoarea pentru $\epsilon=8$. La turația de 6500 [rot/min] acestea devin egale, pentru ca la turația de 7500 [rot/min] avem o creștere de 3%. În cazul consumului orar de combustibil la turația de 5500 [rot/min] pentru $\epsilon=9$ avem o diminuare cu 10%, iar pentru consumul specific de 7%. La 6500 [rot/min] avem o diminuare a consumului orar și specific cu 15% respectiv 16%.

Evoluția comparativă procentuală a influenței raportului de comprimare

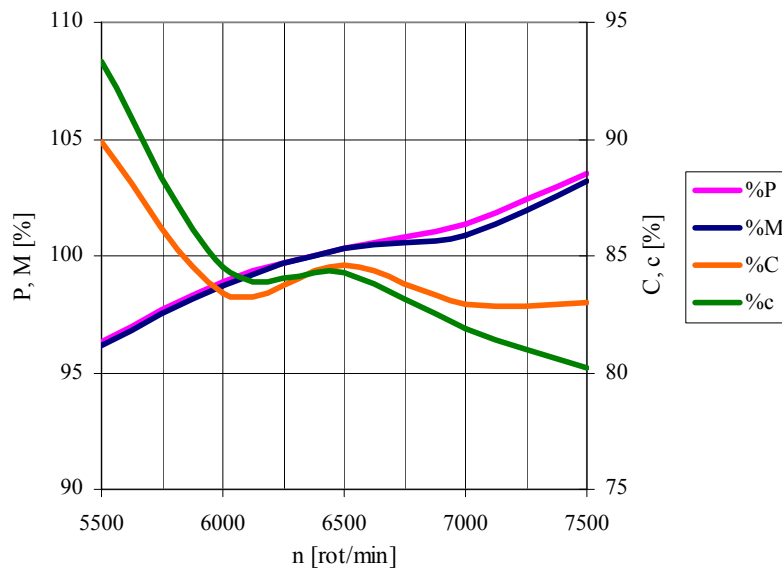


Fig.5.3.

Mărirea raportului de comprimare are un efect pozitiv asupra reducerii consumului specific de combustibil, păstrând valoarea momentului motor maxim acesta scade. Implicit și emisiile poluante sunt diminuate. (a se vedea capitolul 5.4.)

În cadrul acestei tratări am considerat ca valori de referință pe cele obținute pentru sistemul de formare al amestecului aer-combustibil tip carburator și $\epsilon=8$.

Am considerat pentru ceea ce urmează a se discuta în cadrul soluției de injecție directă de benzină, amestec, etanol, tratarea debitului/ciclu, exprimat în mm^3/ciclu , livrat de sistemul de alimentare. Pentru aceasta în figura 5.4. prezentăm variația momentului motor și a debitului de combustibil pe ciclu în varianta de alimentare cu carburator pentru $\epsilon = 8$ și $\epsilon = 9$.

Din fig.5.4. și din tabelul 5.4. se observă evoluția debitului de combustibil/ciclu aplicând aceeași metodă, respectiv luând ca referință datele pentru $\epsilon=8$. Pentru $\epsilon=9$ la turația de 5500 [rot/min] avem valoarea debitului de combustibil/ciclu 90% din valoarea de referință, pentru ca la 7500 [rot/min] valoarea acestuia să scadă la 83%.

Variația cuplului motor și a debitului de combustibil/ciclu pentru carburator

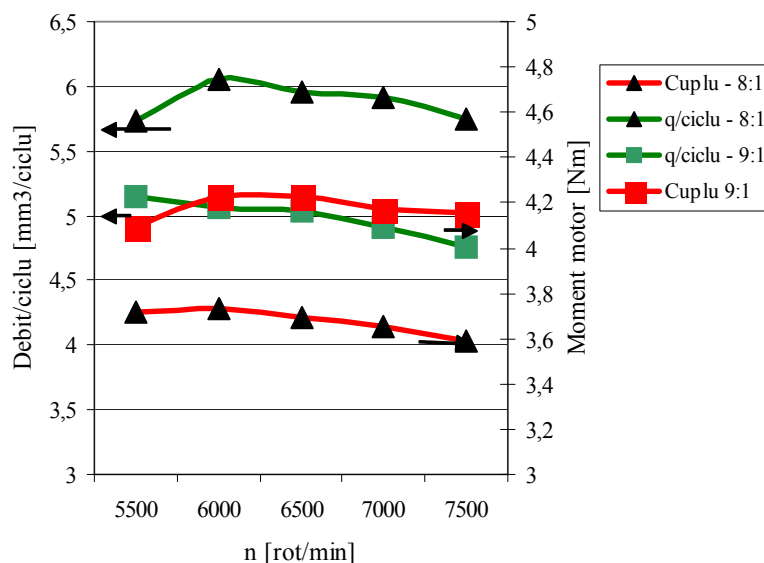


Fig.5.4.

Tabel 5.4. Evoluția momentului motor și a debitului de combustibil per ciclu motor

| n [rot/min] | %M | %q/ciclu |
|------------------------------|-----------|-----------------|
| 5500 | 96 | 90 |
| 6000 | 99 | 84 |
| 6500 | 100 | 85 |
| 7000 | 101 | 83 |
| 7500 | 103 | 83 |

5.3.2. Influența procedurii de alimentare asupra performanțelor motorului

Din analiza evoluției procentuale reies următoarele: pentru varianta de alimentare cu injecție directă asistată pneumatic, putem vedea că puterea și momentul motor, la varianta de echipare cu raport de comprimare $\epsilon = 9$, acestea au valoare mai mare decât varianta de echipare cu $\epsilon = 8$. La turația de 5500 [rot/min] pentru $\epsilon = 9$, puterea și momentul reprezintă 106%, pentru ambele cazuri, din valoarea pentru $\epsilon = 8$. La turația de 6500 [rot/min] acestea devin egale, pentru ca la turația de 7500 [rot/min] avem o creștere de 2% respectiv de 3%. În cazul consumului orar de combustibil la turația de 5500 [rot/min] pentru $\epsilon = 9$ avem o diminuare cu 2%, iar pentru consumul specific de 5%. La 6500 [rot/min] avem o diminuare a consumului orar și specific cu 2% respectiv 4%.

Mărirea raportului de comprimare are un efect pozitiv asupra reducerii consumului specific de combustibil, valoarea momentului motor maxim crește, iar acesta scade. Implicit și emisiile poluante sunt diminuate. (a se vedea capitolul 5.4.)

În cadrul acestei tratări am considerat ca valori de referință pe cele obținute pentru sistemul de formare al amestecului aer-combustibil tip injecție directă asistată pneumatic și $\varepsilon=8$.

Evoluția debitului de combustibil/ciclu aplicând aceeași metodă, respectiv luând ca referință datele pentru $\varepsilon=8$. Pentru $\varepsilon=9$ la turația de 5500 [rot/min] avem valoarea debitului de combustibil/ciclu 101% din valoarea de referință, pentru ca la 7500 [rot/min] valoarea acestuia să scadă la 99%.

Evoluția momentului motor aplicând aceeași metodă, respectiv luând ca referință datele pentru $\varepsilon=8$. Pentru $\varepsilon=9$ la turația de 5500 [rot/min] avem valoarea momentului motor 106% din valoarea de referință, pentru ca la 7500 [rot/min] valoarea acestuia să scadă la 103%.

5.3.3. Influența naturii combustibilului asupra performanțelor motorului în cazul injecției directe de combustibil asistată pneumatic

În cadrul probelor pe standul de încercări motoare s-au efectuat încercări cu amestec de benzină 15% (CO 98) și alcool etilic 85% (puritate 99%), E85, densitatea fiind de $\rho=781$ [kg/m³]. Probele au fost făcute pentru rapoartele de comprimare $\varepsilon=8$ și $\varepsilon=9$.

Pentru varianta de alimentare cu injecție directă asistată pneumatic, putem vedea că puterea și momentul motor, la varianta de echipare cu raport de comprimare $\varepsilon=9$, acestea au o valoare mai mare decât la varianta de echipare cu $\varepsilon=8$. Valorile momentului motor și a puterii raportate la $\varepsilon=8$ sunt egale pentru turațiile date. La turația de 5500 [rot/min] pentru $\varepsilon=9$, puterea și momentul reprezintă 101%, pentru ambele cazuri, din valoarea pentru $\varepsilon=8$. La turația de 6500 [rot/min] acestea se mențin egale la valoarea de 103% cât și la turația de 7500 [rot/min] valoarea acestora fiind de 102%. În cazul consumului orar de combustibil la turația de 5500 [rot/min] pentru $\varepsilon=9$ avem o diminuare cu 9%, iar pentru consumul specific de 10%. La 6500 [rot/min] avem o diminuare a consumului orar și specific cu 2% respectiv 5%. Mărirea concentrației de etanol din amestecul cu benzină are un efect pozitiv asupra reducerii consumului specific de combustibil, valoarea momentului motor maxim crește, iar acesta scade. Implicit și emisiile poluante sunt diminuate. (a se vedea capitolul 5.4.)

În cadrul acestei tratări am considerat ca valori de referință pe cele obținute pentru sistemul de formare al amestecului aer-combustibil tip injecție directă asistată pneumatic și $\varepsilon=8$ folosind E 85.

Din analiza evoluției debitului de combustibil/ciclu, aplicând aceeași metodă, respectiv luând ca referință datele pentru $\varepsilon = 8$. Pentru $\varepsilon = 9$ la turația de 5500 [rot/min] avem valoarea debitului de combustibil/ciclu 91% din valoarea de referință, pentru ca la 7500 [rot/min] valoarea acestuia să crească la 96%.

Din analiza evoluției momentului motor aplicând aceeași metodă, respectiv luând ca referință datele pentru $\varepsilon = 8$. Pentru $\varepsilon = 9$ la turația de 5500 [rot/min] avem valoarea momentului motor 101% din valoarea de referință, pentru ca la 7500 [rot/min] valoarea acestuia să crească la 102%.

În cadrul probelor pe standul de încercări motoare s-au efectuat încercări cu alcool etilic pur, E 100, densitatea fiind de $\rho=789$ [kg/m³]. Probele au fost făcute pentru rapoartele de comprimare $\varepsilon = 8$ și $\varepsilon = 9$.

Din analiza evoluției valorilor, la turația de 5500 [rot/min] pentru $\varepsilon = 9$, puterea și momentul reprezintă 105%, pentru ambele cazuri, din valoarea pentru $\varepsilon = 8$. La turația de 6500 [rot/min] acestea se mențin egale la valoarea de 103% cât și la turația de 7500 [rot/min] valoarea acestora fiind de 102%. În cazul consumului orar de combustibil la turația de 5500 [rot/min] pentru $\varepsilon = 9$ avem o diminuare cu 3%, iar pentru consumul specific de 8%.

Din analiza evoluției debitului de combustibil/ciclu, aplicând aceeași metodă, respectiv luând ca referință datele pentru $\varepsilon = 8$. Pentru $\varepsilon = 9$ la turația de 5500 [rot/min] avem valoarea debitului de combustibil/ciclu 97% din valoarea de referință, pentru ca la 7500 [rot/min] valoarea acestuia să scadă la 95%.

Evoluția momentului motor aplicând aceeași metodă, respectiv luând ca referință datele pentru $\varepsilon = 8$. Pentru $\varepsilon = 9$ la turația de 5500 [rot/min] avem valoarea momentului motor 105% din valoarea de referință, pentru ca la 7500 [rot/min] valoarea acestuia să scadă la 102%.

Folosind etanol pur are un efect pozitiv asupra reducerii consumului specific de combustibil, valoarea momentului motor maxim crește, iar acesta scade. Implicit și emisiile poluante sunt diminuate. (a se vedea capitolul 5.4.)

5.3.4. Aspecte energetice ale performanțelor motorului

În cadrul cercetării motorului, pe baza soft-ului de achiziție de date Combi – SmeTec, au fost determinate cronomanogramele, legile de degajare a căldurii și vitezele de degajare ale căldurii pentru fiecare punct de investigații. Datorită volumului mare de date vom analiza cu predilecție cronomanogramele și degajările de căldură la turația momentului motor maxim și la turația puterii maxime. De asemenea se va prezenta pentru fiecare cronomanograma analizată și viteza de creștere a presiunii în cilindru. Se va analiza de asemenea derivata de ordinul 3 a cronomanogramei pentru a pune în evidență efectele aprinderii.

În figura 5.5. se prezintă evoluția presiunii din cilindru pentru echiparea cu carburator și raportul de comprimare $\varepsilon=8$. Presiunea maximă de ardere este de 2,94 [MPa] la 367 [°RAC].

**Cronomanograma motorului echipat cu carburator -
 $\epsilon = 8$**

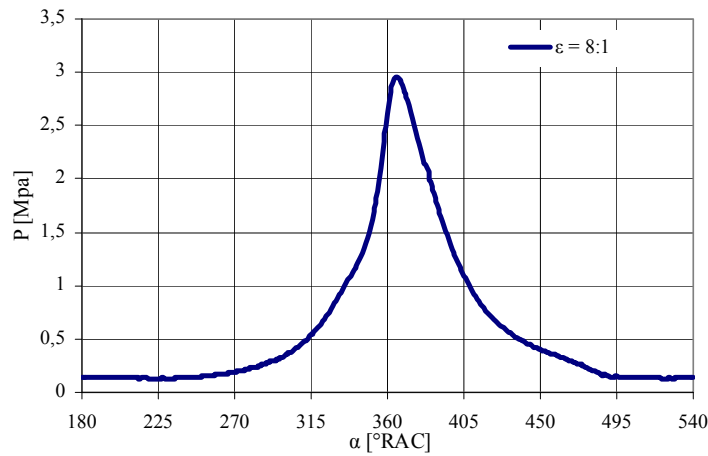


Fig.5.5.

Pentru calculul presiunii medii efective corespunzător fiecărui punct de încercare, având în vedere faptul că motorul cercetat este în doi timpi, presiunea medie efectivă s-a determinat corespunzător volumului de lucru al motorului respectiv cursa se ia fără înălțimea ferestrei de evacuare. În cadrul diagramei de distribuție, care în cazul nostru este simetrică, unghiul de deschidere al ferestrei de evacuare este de 70 [°RAC]. Pentru aceasta am determinat cursa utilă a pistonului cu relația:

$$h_{util} = r \left[(1 - \cos \alpha) \cdot \frac{\lambda_b}{4} (1 - \cos 2\alpha) \right] \quad (5.3.)$$

unde:

h_{util} – cursa utilă

r – raza manivelei; $r = 18$ [mm];

$\lambda_b = r/l_b$;

l_b – antraxul bielei;

$\alpha = 70$ [°RAC] – unghiul corespunzător poziției ferestrei de evacuare;

Volumul de lucru considerat se determină cu relația:

$$V_{cil} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot x(\alpha) \cdot h_{util} \quad (5.4.)$$

$D = 50$ [mm] – alezajul pistonului;

$S = 2r = 36$ [mm] – cursa pistonului;

$h_{util} = 26,06$ [mm];

$V_{cil} = 0,051$ [l];

Valoarea presiunii medii efective a fost calculată cu relația următoare:

$$pme = \frac{P_e \cdot 1,36 \cdot 225 \cdot \nu}{V_{cil} \cdot i \cdot n \cdot 9,8} \quad (5.5.)$$

unde:

P_e – puterea motorului;

$\nu = 2$ pentru motoare în doi timpi;

i – număr de cilindri;

n – turația motorului;[8]

Presiunea medie efectivă corespunzătoare turației de cuplu maxim (6000 [rot/min]) și cea de putere maximă (7500 [rot/min]) au valorile:

$$p_{me6000} = 0,547 \text{ [MPa]}$$

$$p_{me7500} = 0,514 \text{ [MPa]}$$

Datorită vibrațiilor (figura 5.6.) sistemului de achiziție de date pe viteza de degajare a căldurii, apar după 375 [°RAC] semnale ce conturbă precizia estimării încheierii procesului de ardere. Legea de degajare a căldurii (linia verde) este obținută în soft ca integrare a vitezei de degajare a căldurii în funcție de unghiul de rotație al arborelui cotit. Din această cauză vom aplica derivata a treia pentru viteza de degajare a căldurii (linia albastră), de unde va reieși clar durata de ardere.

Din fig.5.7., pe baza derivatei de ordinul trei se poate constata că începutul procesului de ardere are loc la 340 [°RAC], viteza maximă de degajare de căldură se înregistrează la 359 [°RAC] având valoarea de 45,985 [kJ/m³*°RAC]. Până în acest punct pe legea de degajare a căldurii avem cumulat valoarea de 288 [kJ/m³*°RAC], ceea ce corespunde unei valori de 55,49% din cantitatea totală livrată per ciclu. La 371 [°RAC] are loc încheierea procesului de ardere, pe legea de degajare a căldurii înregistrându-se o valoare de 518 [kJ/m³*°RAC].

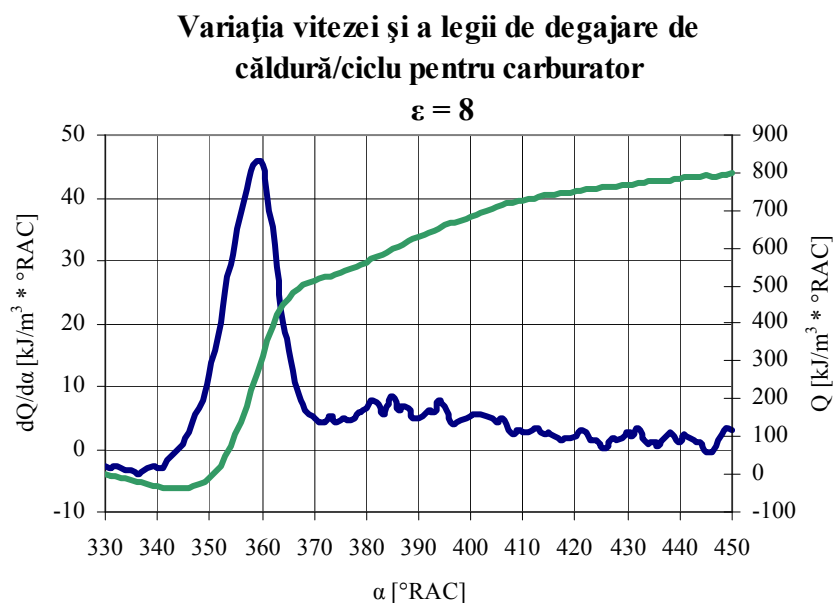


Fig.5.6.

**Variația vitezei și a legii de degajare de
căldură/ciclu pentru carburator $\epsilon = 8$**

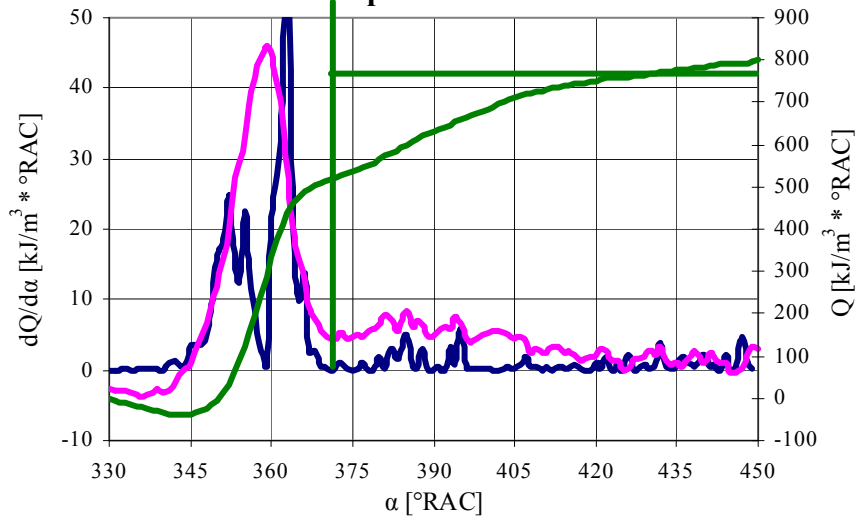


Fig.5.7.

Pentru raportul de comprimare mărit, analiza energetică a fost realizată în mod similar analizei raportului de comprimare convențional. Comparând cele două rapoarte de comprimare s-a ajuns la concluzia că presiunea din cilindru motorului cu raport de comprimare mărit crește, dar durata acesteia este mai scurtă, acest aspect fiind evidențiat de diagrama ratei de degajare a căldurii.

5.3.5. Analiza comparativă a temperaturii din camera de ardere

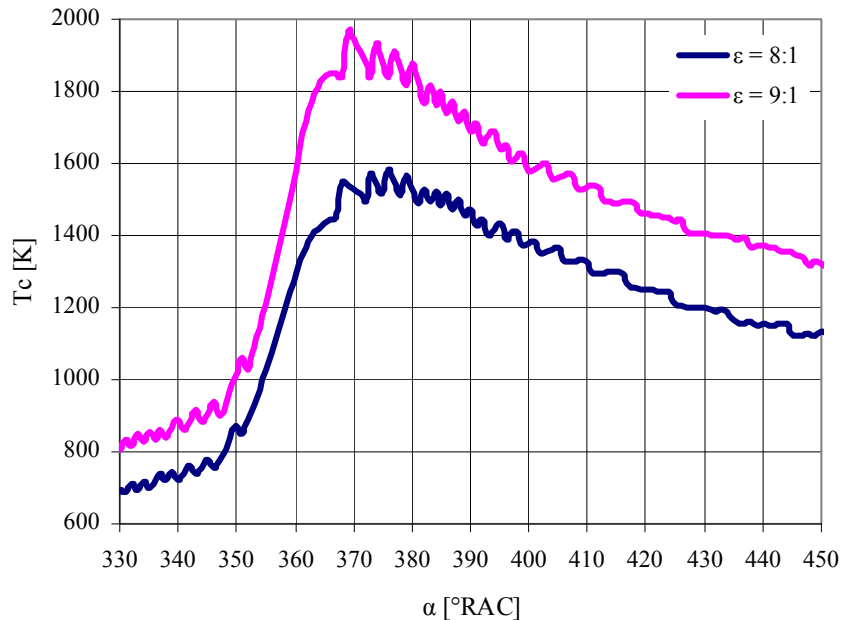


Fig.5.8. Influența raportului de comprimare

Din figura 5.8. se poate observa o creștere a temperaturilor odată cu mărirea raportului de comprimare de la $\epsilon = 8$ la $\epsilon = 9$, folosind sistemul de formare a amestecului aer-combustibil tip carburator. Temperatura din cilindru crește până la o valoare de 1943 [K] la 370 [°RAC].

Comparativ cu raportul de comprimare $\varepsilon = 8$, care înregistrează o valoare de 1581 [K] la 376 [°RAC], creșterea temperaturii din cilindru, în cazul raportului de comprimare mărit, este de 19%. Acest aspect se datorează faptului că prin mărirea raportului de comprimare, randamentul motorului în doi timpi crește.

Din figura 5.9. se poate observa o creștere a temperaturilor odată cu folosirea sistemului de formare a amestecului aer-combustibil tip injecție directă asistată pneumatic la același raport de comprimare, $\varepsilon = 8$, cu sistemul de formare a amestecului aer-combustibil tip carburator. Acest aspect se datorează faptului că sistemul de injecție directă asistată pneumatic lucrează cu amestecuri stratificate, ceea ce înseamnă că în jurul bujiei avem un amestec aer-combustibil bogat. Prin arderea acestuia temperatura din cilindru crește până la o valoare de 1869 [K] la 374 [°RAC]. Comparativ cu sistemul de alimentare tip carburator, care înregistrează o valoare de 1581 [K] la 376 [°RAC], creșterea temperaturii din cilindru, în cazul injecției directe asistate pneumatic, este de 16%. Datorită acestui fapt crește randamentul procesului de ardere din motorul în doi timpi.

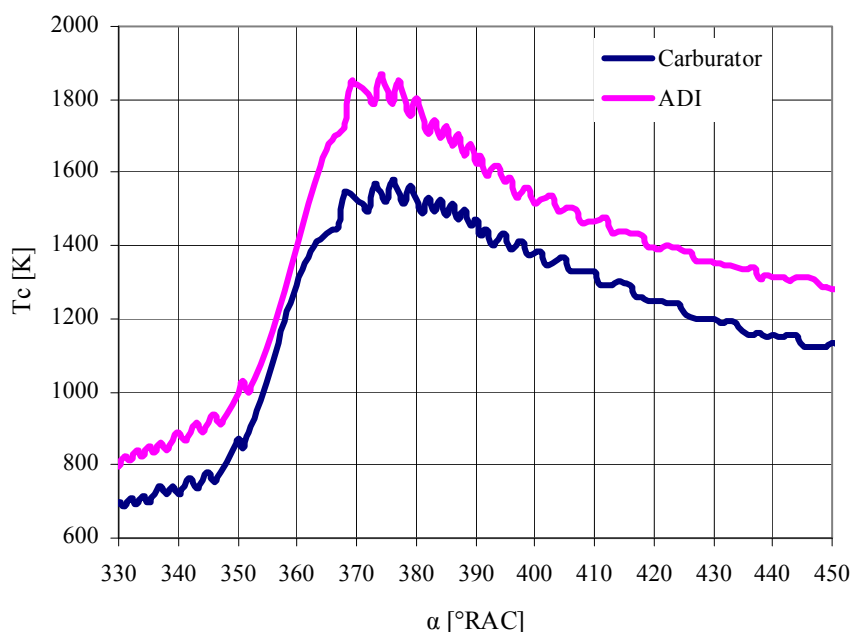


Fig.5.9. Influența sistemului de alimentare

Din figura 5.10. se poate observa o diminuare a temperaturilor odată cu mărirea concentrației de etanol din benzină, folosind sistemul de formare a amestecului aer-combustibil tip injecție directă asistată pneumatic. Temperatura din cilindru scade până la o valoare de 1869 [K] la 374 [°RAC] pentru E 100. Comparativ cu benzina, care înregistrează o valoare de 2478 [K] la 377 [°RAC], scăderea temperaturii din cilindru, în cazul E 100, este de 32%. Acest aspect se datorează faptului că prin mărirea concentrației de etanol din benzină scade puterea calorică a combustibilului injectat.

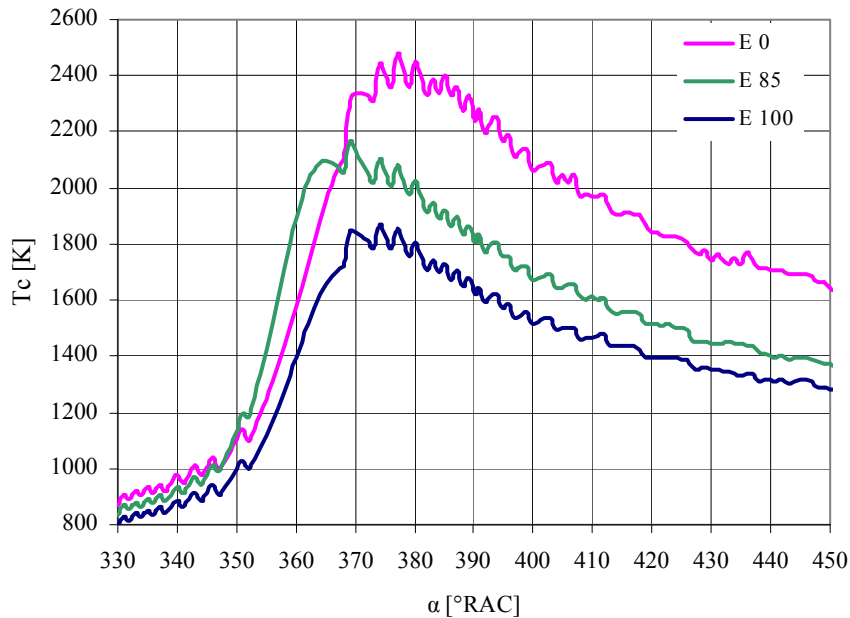


Fig.5.10. Influența naturii combustibilului

5.4. Analiza emisiilor poluante ale motorului

5.4.1. Analiza emisiilor poluante ale motorului în cazul echipării cu carburator

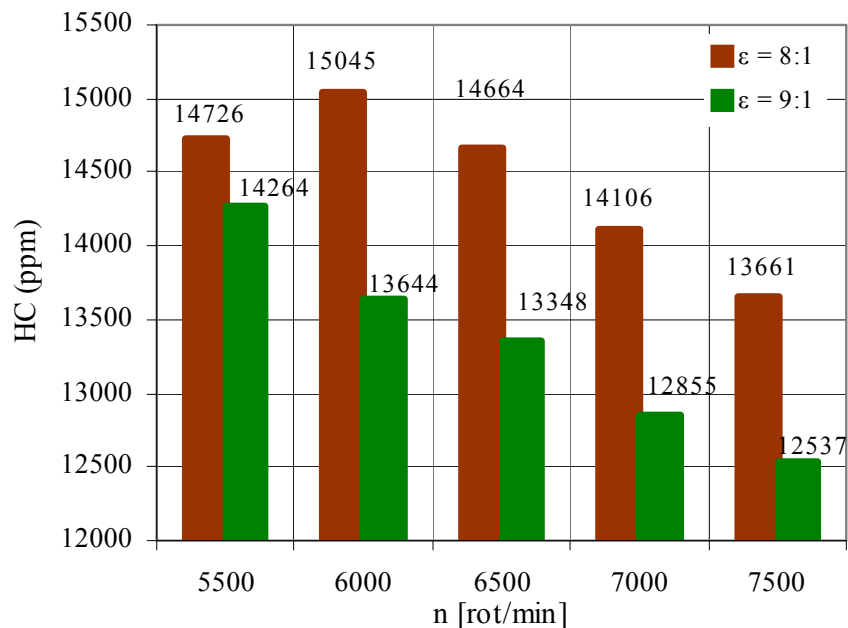


Fig.5.11. Evoluția emisiilor de HC

În figura 5.11. se poate observa influența turației asupra concentrației de HC nearse. Pentru raportul de comprimare de 8:1 la 7500 [rot/min] avem o diminuare a concentrației HC nearse cu 8% față de turația de referință 5500 [rot/min], iar pentru raportul de comprimare 9:1 avem o diminuare cu 13% a concentrației HC nearse. Acest aspect se datorează influenței măririi

raportului de comprimare, aceasta conducând la admisia unei cantități mai mici de amestec aer-combustibil în camera de ardere a motorului în doi timpi cu aprindere prin scânteie.

În figura 5.12. se observă influența turației asupra emisiilor de CO conținute în gazele de evacuare. Se mai poate observa influența turației asupra concentrației de CO. Pentru raportul de comprimare de 8:1 la 7500 [rot/min] avem o creștere a concentrației CO cu 31% față de turația de referință 5500 [rot/min], iar pentru raportul de comprimare 9:1 avem o diminuare cu 14% a concentrației CO. Acest aspect se datorează influenței măririi raportului de comprimare, aceasta conducând la admisia unei cantități mai mici de amestec aer-combustibil în camera de ardere a motorului în doi timpi cu aprindere prin scânteie.

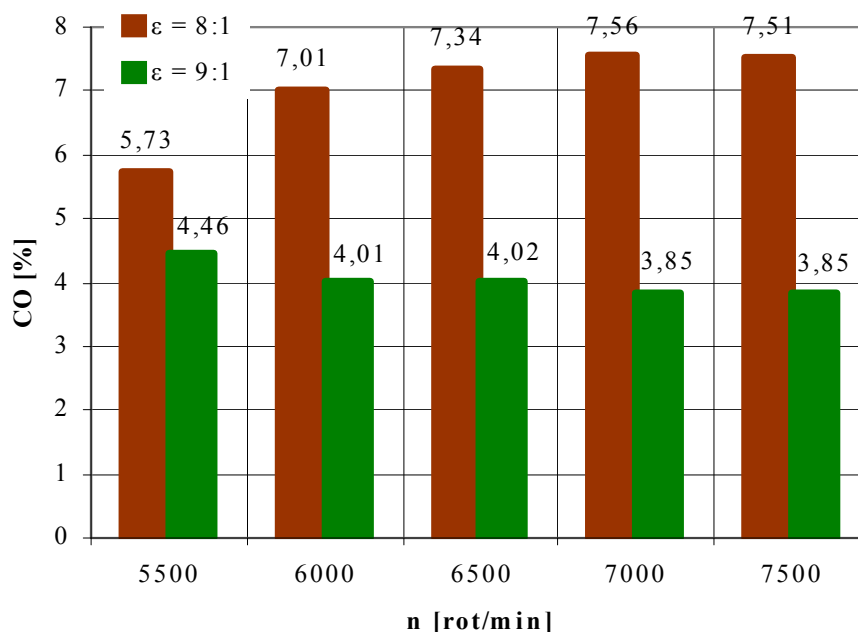


Fig.5.12. Evoluția emisiilor de CO

Din figura 5.13. se mai poate observa influența turației asupra concentrației de NO_x. Pentru raportul de comprimare de 8:1 la 7500 [rot/min] avem o diminuare a concentrației de NO_x cu 29% față de turația de referință 5500 [rot/min], iar pentru raportul de comprimare 9:1 avem o creștere cu 78% a concentrației NO_x. Acest aspect se datorează influenței măririi raportului de comprimare, aceasta conducând la admisia unei cantități mai mici de amestec aer-combustibil în camera de ardere a motorului în doi timpi cu aprindere prin scânteie.

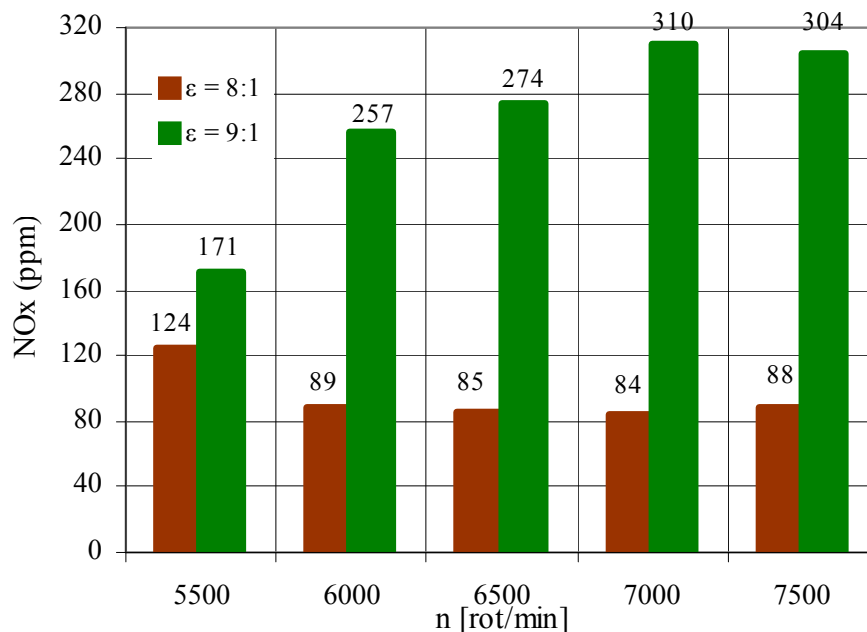


Fig.5.13.

5.4.2. Analiza emisiilor poluante ale motorului în cazul echipării cu injecție directă asistată pneumatic (aDI)

În figura 5.14. sunt prezentate emisiile de HC nearse ale motorului echipat cu injecție directă asistată pneumatic la rapoartele de comprimare $\epsilon = 8$ și $\epsilon = 9$.

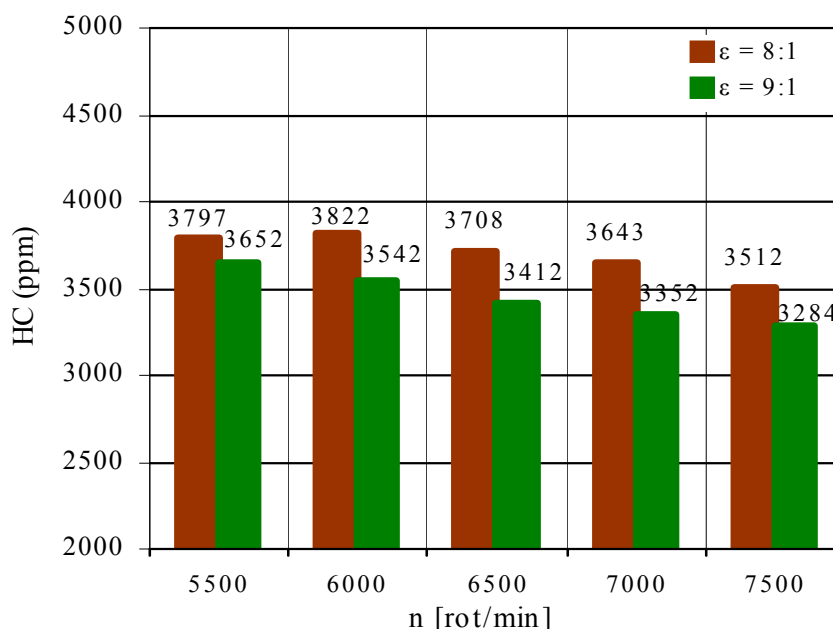


Fig.5.14. Evoluția emisiilor de HC

În figura 5.14. se observă influența turației asupra emisiilor de HC nearse conținute în gazele de evacuare. Se mai poate observa influența turației asupra concentrației de HC nearse. Pentru raportul de comprimare de 8:1 la 7500 [rot/min] avem o diminuare a concentrației HC

nearse cu 8% față de turația de referință 5500 [rot/min], iar pentru raportul de comprimare 9:1 avem o diminuare cu 10% a concentrației HC nearse. Acest aspect se datorează influenței măririi raportului de comprimare, aceasta conducând la injectarea unei cantități mai mici de amestec aer-combustibil în camera de ardere a motorului în doi timpi cu aprindere prin scânteie.

În figura 5.15. sunt prezentate emisiile de CO ale motorului echipat cu injecție directă asistată pneumatic la rapoartele de comprimare $\epsilon = 8$ și $\epsilon = 9$.

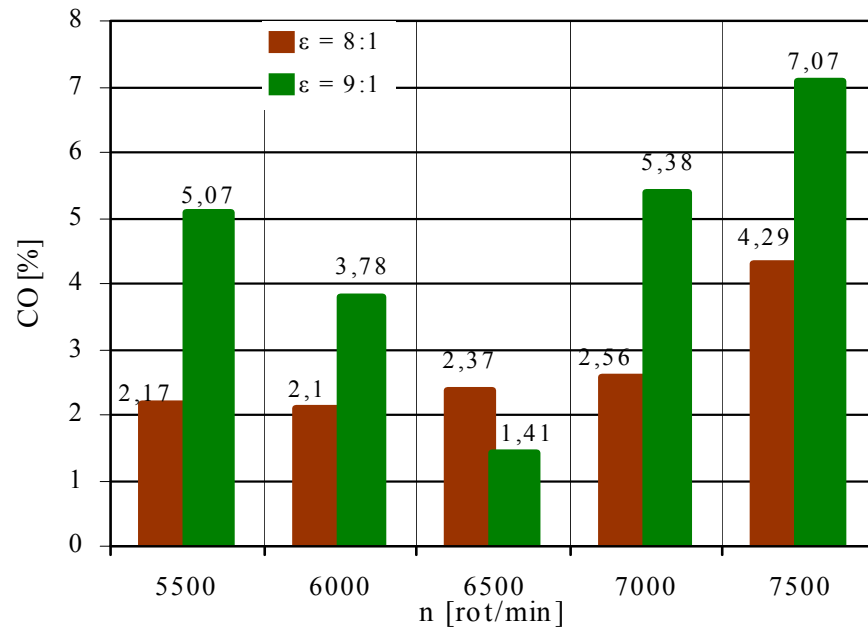


Fig.5.15. Evoluția emisiilor de CO

În figura 5.16. sunt prezentate emisiile de NO_x ale motorului echipat cu carburator la rapoartele de comprimare $\epsilon = 8$ și $\epsilon = 9$.

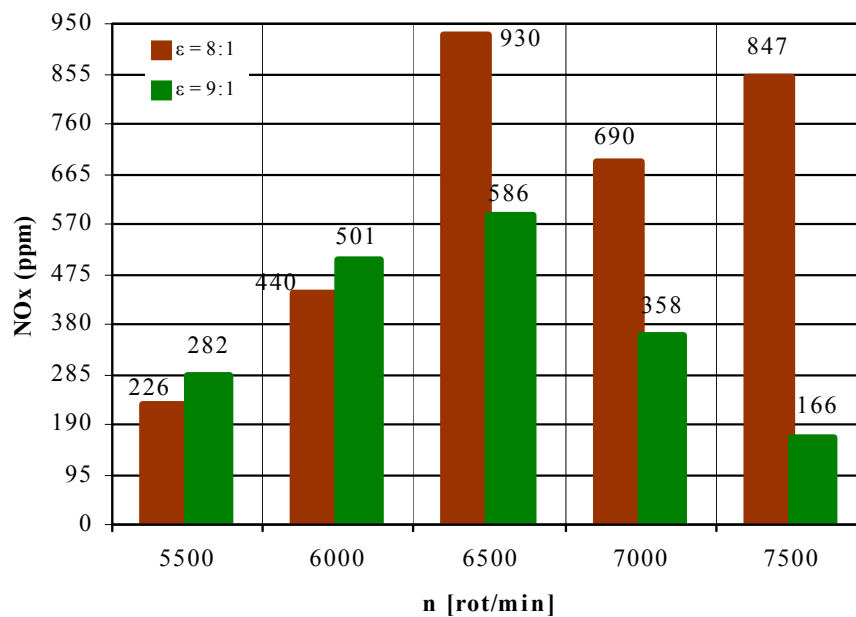


Fig.5.16. Evoluția emisiilor de NO_x

În figura 5.16. se observă influența turației asupra emisiilor de NO_x conținute în gazele de evacuare. Se mai poate observa influența turației asupra concentrației de NO_x . Pentru raportul de comprimare de 8:1 la 7500 [rot/min] avem o creștere a concentrației de NO_x cu 275% față de turația de referință 5500 [rot/min], iar pentru raportul de comprimare 9:1 avem o diminuare cu 41% a concentrației NO_x . Acest aspect se datorează influenței măririi raportului de comprimare, aceasta conducând la injectarea unei cantități mai mici de amestec aer-combustibil în camera de ardere a motorului în doi timpi cu aprindere prin scânteie.

5.4.3. Analiza comparativă a emisiilor poluante ale motorului

În figura 5.17. sunt prezentate emisiile de HC nearse în cazul motorului echipat cu carburator și în cazul motorului echipat cu injecție directă asistată pneumatic la același raport de comprimare $\epsilon = 8$. [7]

Pentru același raport de comprimare de 8:1 la 7500 [rot/min] avem o diminuare a concentrației HC nearse cu 7% față de turația de referință 5500 [rot/min] în cazul echipării cu sistemul de alimentare tip carburator, iar pentru injecția directă asistată pneumatic avem o diminuare cu 8% a concentrației HC nearse față de valoarea punctului de referință ales. Această diminuare se datorează creșterii turației motorului cât și formarea mai bună a amestecului aer-combustibil de către injecția directă asistată pneumatic. Valoarea punctului de referință a fost aleasă la turația de 5500 [rot/min].

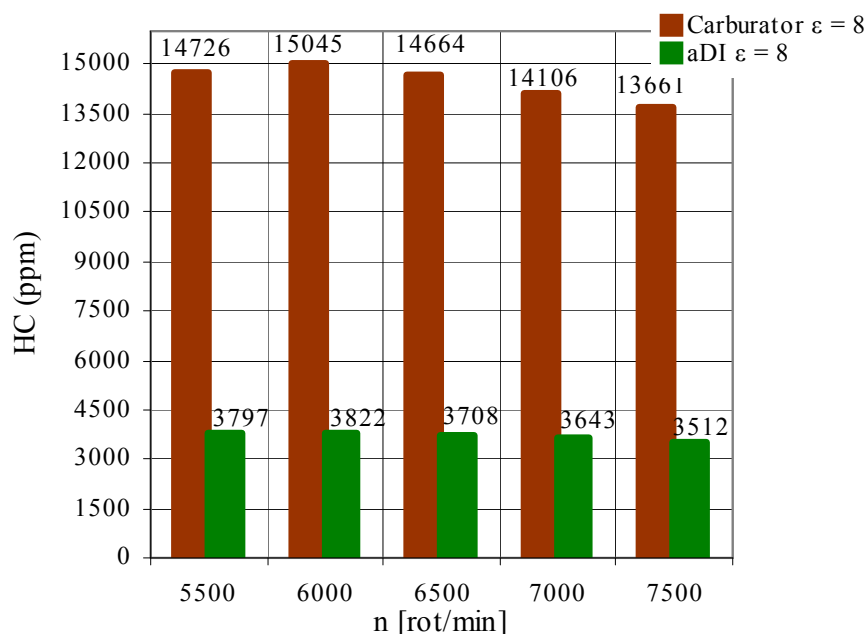


Fig.5.17. Evoluția emisiilor de HC

Din figura 5.17. se poate observa o diminuare a emisiilor de HC nearse cu 75% în cazul sistemului de formare aer-combustibil tip injecție directă comparativ cu sistemul de tip carburator.

În figura 5.18. sunt prezentate emisiile de CO în cazul motorului echipat cu carburator și în cazul motorului echipat cu injecție directă asistată pneumatic la același raport de comprimare $\epsilon = 8$.

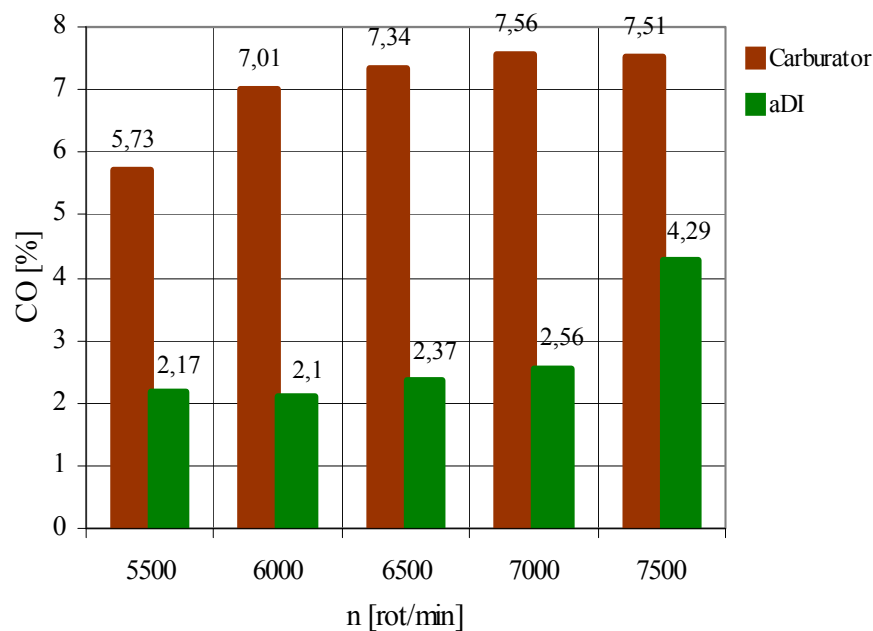


Fig.5.18. Evoluția emisiilor de CO

În figura 5.18. se poate observa influența turației asupra emisiilor de CO conținute în gazele de evacuare. Pentru același raport de comprimare de 8:1 la 7500 [rot/min] avem o creștere a concentrației de CO cu 31% față de turația de referință 5500 [rot/min] în cazul echipării cu sistemul de alimentare tip carburator, iar pentru injecția directă asistată pneumatic avem o diminuare cu 14% a concentrației de CO față de valoarea punctului de referință ales. Această diminuare se datorează creșterii turației motorului cât și formarea mai bună a amestecului aer-combustibil de către injecția directă asistată pneumatic.

În figura 5.19. sunt prezentate emisiile de NO_x în cazul motorului echipat cu carburator și în cazul motorului echipat cu injecție directă asistată pneumatic la același raport de comprimare $\epsilon = 8$.

În figura 5.19. se poate observa influența turației asupra emisiilor de NO_x conținute în gazele de evacuare. Se mai poate observa influența turației asupra concentrației de NO_x . Pentru raportul de comprimare de 8:1 la 7500 [rot/min] avem o diminuare a concentrației de NO_x cu 29% față de turația de referință 5500 [rot/min], iar pentru raportul de comprimare 9:1 avem o creștere cu 275% a concentrației NO_x . Sistemul avansat de formare al amestecului aer-combustibil injectează un amestec de tip stratificat, din acest motiv, conform figurii 5.19., emisiile de NO_x cresc.

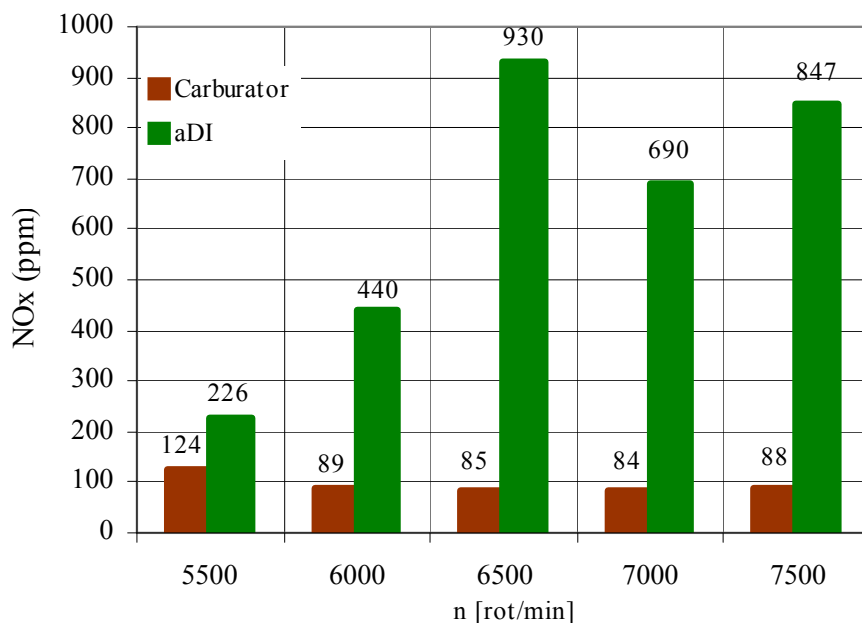


Fig.5.19. Evoluția emisiilor de NO_x

În figura 5.20. sunt prezentate emisiile de HC nearse, pentru combustibilul benzină și combustibilul E 85, ale motorului în doi timpi cu aprindere prin scânteie dotat cu sistemul de formare aer-combustibil tip injecție directă asistată pneumatic la același raport de comprimare $\epsilon = 8$. [6]

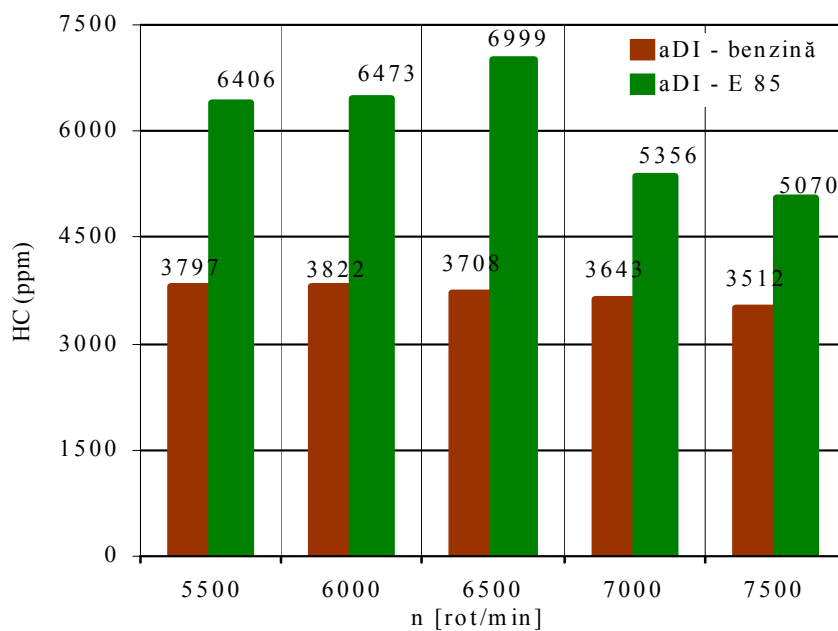


Fig.5.20. Evoluția emisiilor de HC

În figura 5.20. se poate observa influența turației asupra emisiilor de HC nearse conținute în gazele de evacuare. Pentru același raport de comprimare de 8:1 la 7500 [rot/min] avem o diminuare a concentrației HC nearse cu 4% față de turația de referință 5500 [rot/min] în cazul alimentării cu benzină a sistemului tip injecție directă asistată pneumatic, iar pentru alimentarea cu E 85 avem o diminuare cu 21% a concentrației HC nearse față de valoarea punctului de referință ales. Această diminuare se datorează creșterii turației motorului cât și formarea mai bună a amestecului aer-combustibil de către injecția directă asistată pneumatic.

În figura 5.21. sunt prezentate emisiile de CO, pentru combustibilul benzină și combustibilul E 85, ale motorului în doi timpi cu aprindere prin scânteie dotat cu sistemul de formare aer-combustibil tip injecție directă asistată pneumatic la același raport de comprimare $\epsilon = 8$.

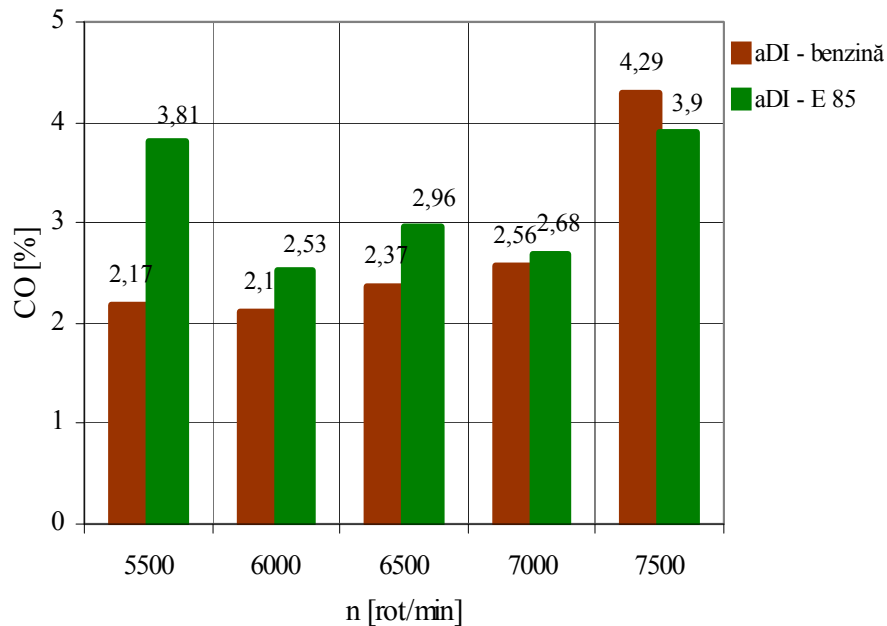


Fig.5.21. Evoluția emisiilor de CO

În figura 5.21. se poate observa influența turației asupra emisiilor de CO conținute în gazele de evacuare. Pentru același raport de comprimare de 8:1 la 7500 [rot/min] avem o creștere a concentrației CO cu 98% față de turația de referință 5500 [rot/min] în cazul alimentării cu benzină a sistemului tip injecție directă asistată pneumatic, iar pentru alimentarea cu E 85 avem o creștere cu 2% a concentrației CO față de valoarea punctului de referință ales. Această diminuare se datorează creșterii turației motorului cât și formarea mai bună a amestecului aer-combustibil de către injecția directă asistată pneumatic.

În figura 5.22. se poate observa influența turației asupra emisiilor de NO_x conținute în gazele de evacuare. Pentru același raport de comprimare de 8:1 la 7500 [rot/min] avem o creștere a concentrației NO_x cu 275% față de turația de referință 5500 [rot/min] în cazul alimentării cu benzină a sistemului tip injecție directă asistată pneumatic, iar pentru alimentarea cu E 85 avem o creștere cu 132% a concentrației NO_x față de valoarea punctului de referință ales. Sistemul avansat de formare al amestecului aer-combustibil injectează un amestec de tip stratificat, din acest motiv, emisiile de NO_x cresc.

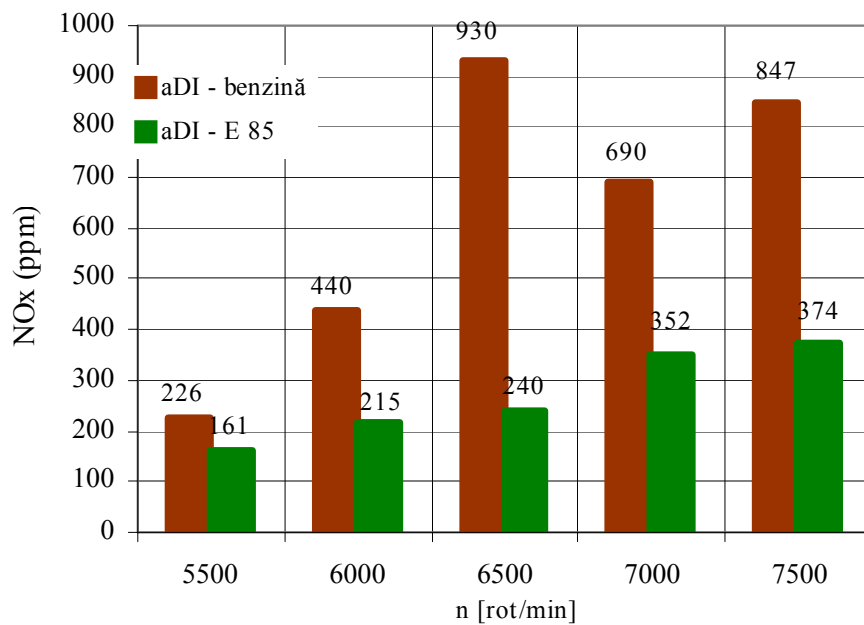


Fig.5.22. Evoluția emisiilor de NO_x

În figura 5.23. sunt prezentate emisiile de HC nearse, pentru combustibilul benzină și combustibilul E 100, ale motorului în doi timpi cu aprindere prin scânteie dotat cu sistemul de formare aer-combustibil tip injecție directă asistată pneumatic la același raport de comprimare $\epsilon = 8$. [3]

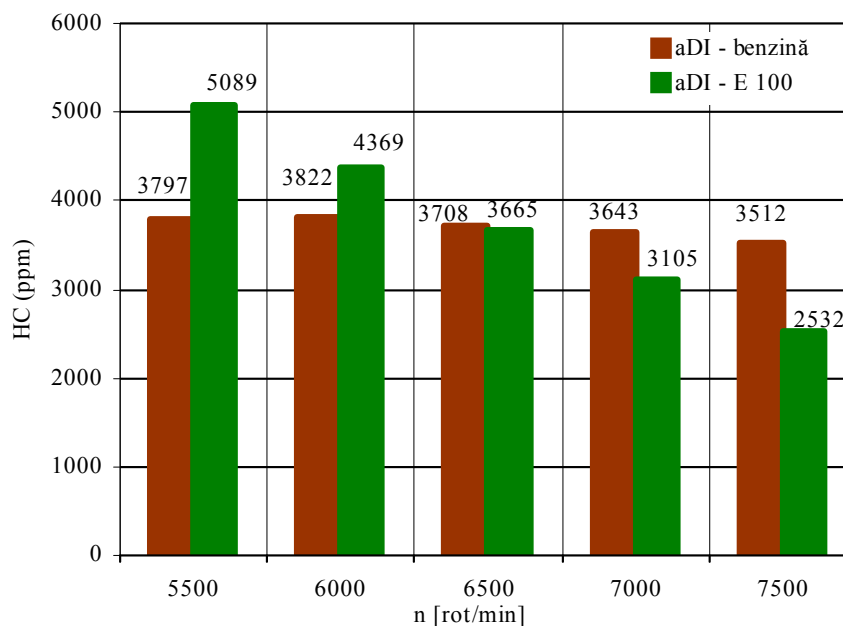


Fig.5.23. Evoluția emisiilor de HC

În figura 5.23. se poate observa influența turației asupra emisiilor de HC nearse conținute în gazele de evacuare. Pentru același raport de comprimare de 8:1 la 7500 [rot/min] avem o diminuare a concentrației HC nearse cu 8% față de turația de referință 5500 [rot/min] în cazul alimentării cu benzină a sistemului tip injecție directă asistată pneumatic, iar pentru alimentarea cu E 100 avem o diminuare cu 50% a concentrației HC nearse față de valoarea punctului de referință ales.

Această diminuare se datorează faptului că procesul de ardere a etanolului în camera de ardere este mai complet.

Etanolul are în structura sa moleculară un element de O₂ adițional comparativ cu structura moleculară a combustibilului benzină. Datorită acestui element necesarul de oxigen pentru arderea amestecului aer-combustibil este diminuat, astfel procesul de ardere este îmbunătățit comparativ cu benzina.

În figura 5.24. sunt prezentate emisiile de CO, pentru combustibilul benzină și combustibilul E 100, ale motorului în doi timpi cu aprindere prin scânteie dotat cu sistemul de formare aer-combustibil tip injecție directă asistată pneumatic la același raport de comprimare $\epsilon = 8$.

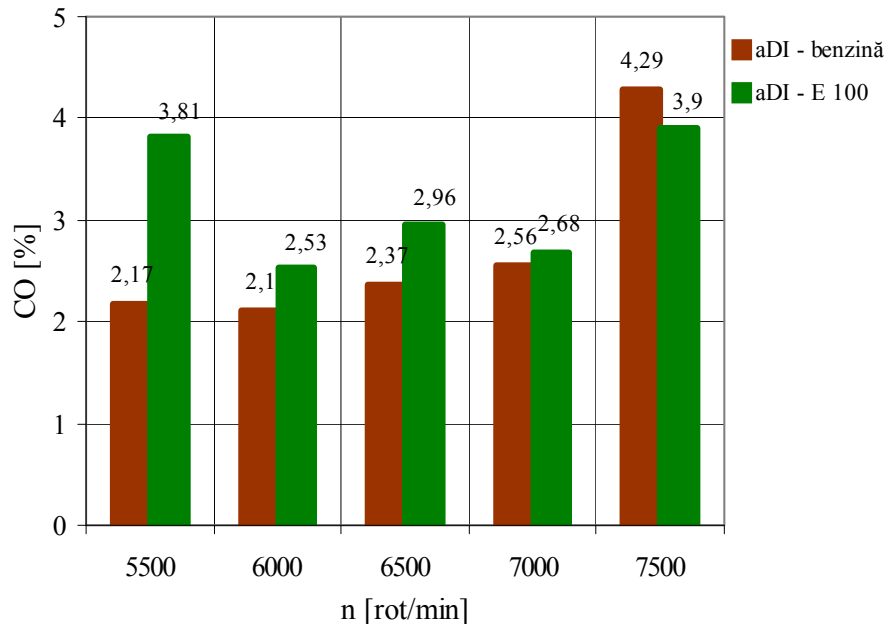


Fig.5.24. Evoluția emisiilor de CO

În figura 5.24. se poate observa influența turației asupra emisiilor de CO conținute în gazele de evacuare. Pentru același raport de comprimare de 8:1 la 7500 [rot/min] avem o creștere a concentrației CO cu 98% față de turația de referință 5500 [rot/min] în cazul alimentării cu benzină a sistemului tip injecție directă asistată pneumatic, iar pentru alimentarea cu E 100 avem o diminuare cu 33% a concentrației CO față de valoarea punctului de referință ales.

Etanolul are în structura sa moleculară un element de O₂ adițional comparativ cu structura moleculară a combustibilului benzină. Datorită acestui element necesarul de oxigen pentru arderea amestecului aer-combustibil este diminuat, astfel procesul de ardere este îmbunătățit comparativ cu benzina.

În figura 5.25. sunt prezentate emisiile de NO_x, pentru combustibilul benzină și combustibilul E 100, ale motorului în doi timpi cu aprindere prin scânteie dotat cu sistemul de formare aer-combustibil tip injecție directă asistată pneumatic la același raport de comprimare $\epsilon = 8$.

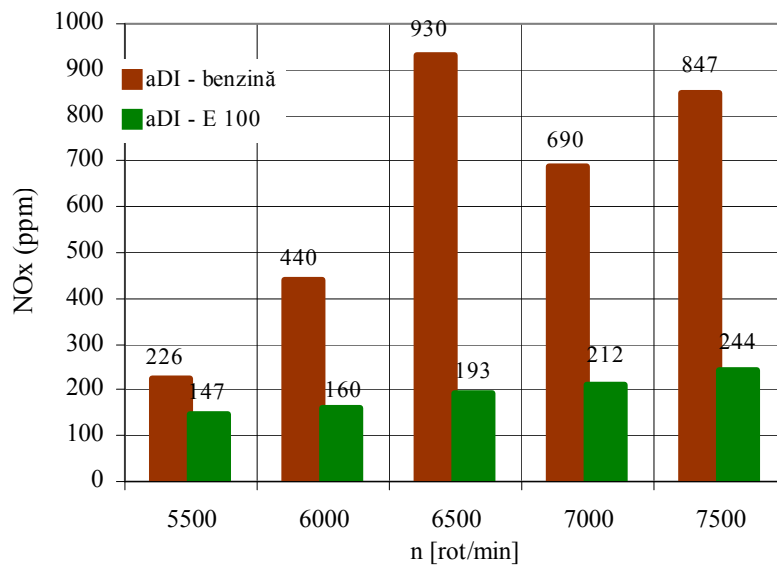


Fig.5.25. Evoluția emisiilor de NO_x

Etanolul are în structura sa moleculară un element de O₂ adițional comparativ cu structura moleculară a combustibilului benzină. Datorită acestui element necesarul de oxigen pentru arderea amestecului aer-combustibil este diminuat, astfel procesul de ardere este îmbunătățit comparativ cu benzina.

În figura 5.26. sunt prezentate emisiile de HC nearse în cazul motorului echipat cu carburator și în cazul motorului echipat cu injecție directă asistată pneumatic la același raport de comprimare $\epsilon = 9$. [5]

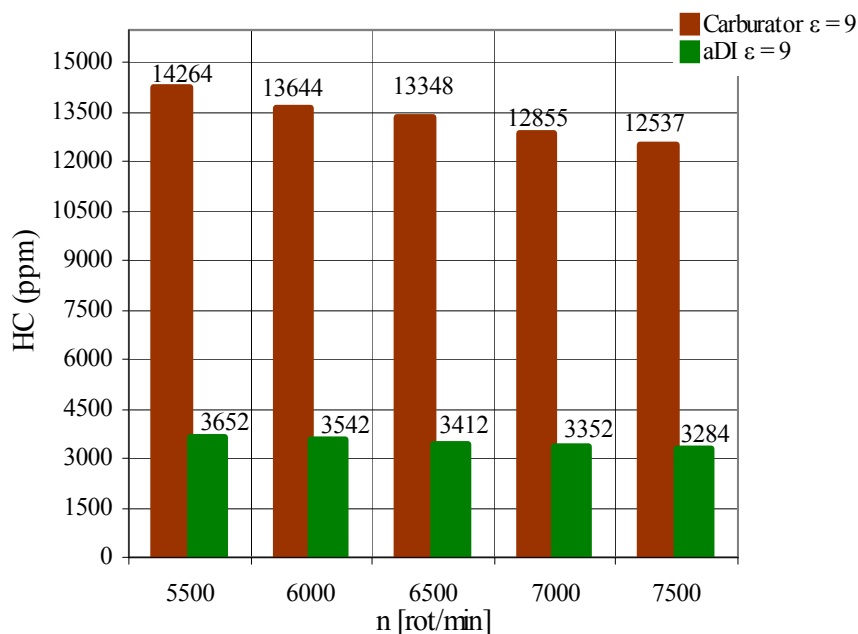


Fig.5.26. Evoluția emisiilor de HC

În figura 5.26. se poate observa influența turației asupra emisiilor de HC nearse conținute în gazele de evacuare. Pentru același raport de comprimare de 9:1 la 7500 [rot/min] avem o diminuare a concentrației HC nearse cu 12% față de turația de referință 5500 [rot/min] în cazul echipării cu sistemul de alimentare tip carburator, iar pentru injecția directă asistată pneumatic

avem o diminuare cu 10% a concentrației HC nearse față de valoarea punctului de referință ales. Acest aspect se datorează influenței sistemului de formare a amestecului aer-combustibil, aceasta conducând la injectarea unei cantități mai mici de amestec în camera de ardere a motorului în doi timpi cu aprindere prin scânteie.

În figura 5.27. sunt prezentate emisiile de CO în cazul motorului echipat cu carburator și în cazul motorului echipat cu injecție directă asistată pneumatic la același raport de comprimare $\epsilon = 9$.

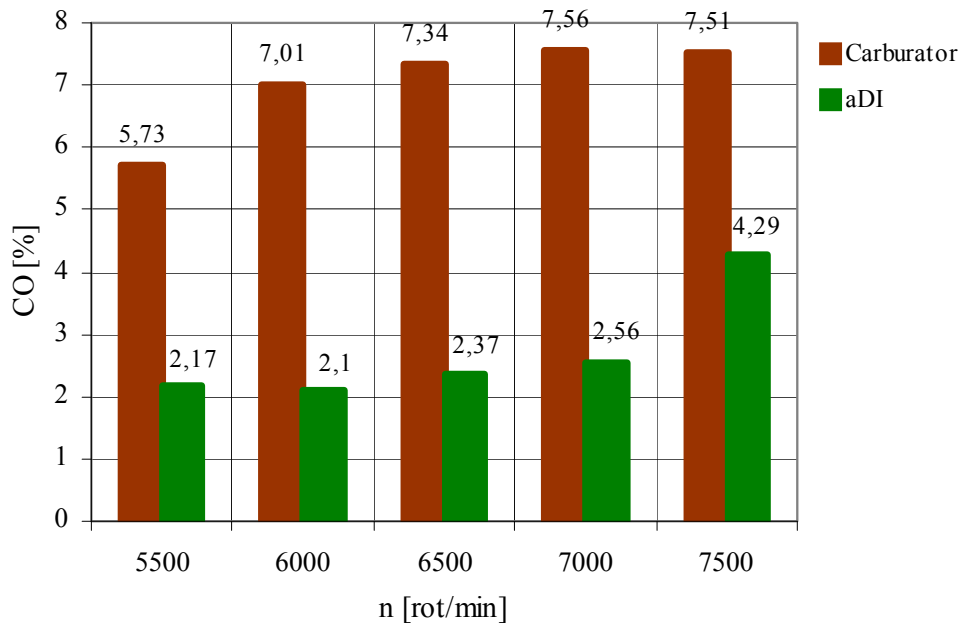


Fig.5.27. Evoluția emisiilor de CO

În figura 5.27. se poate observa influența turației asupra emisiilor de CO conținute în gazele de evacuare. Pentru același raport de comprimare de 9:1 la 7500 [rot/min] avem o diminuare a concentrației de CO cu 14% față de turația de referință 5500 [rot/min] în cazul echipării cu sistemul de alimentare tip carburator, iar pentru injecția directă asistată pneumatic avem o diminuare cu 79% a concentrației de CO față de valoarea punctului de referință ales. Acest aspect se datorează influenței sistemului de formare a amestecului aer-combustibil, aceasta conducând la injectarea unei cantități mai mici de amestec în camera de ardere a motorului în doi timpi cu aprindere prin scânteie. Această diminuare se mai datorează și creșterii turației motorului cât și formarea mai bună a amestecului aer-combustibil de către injecția directă asistată pneumatic.

În figura 5.28. sunt prezentate emisiile de NO_x în cazul motorului echipat cu carburator și în cazul motorului echipat cu injecție directă asistată pneumatic la același raport de comprimare $\epsilon = 9$.

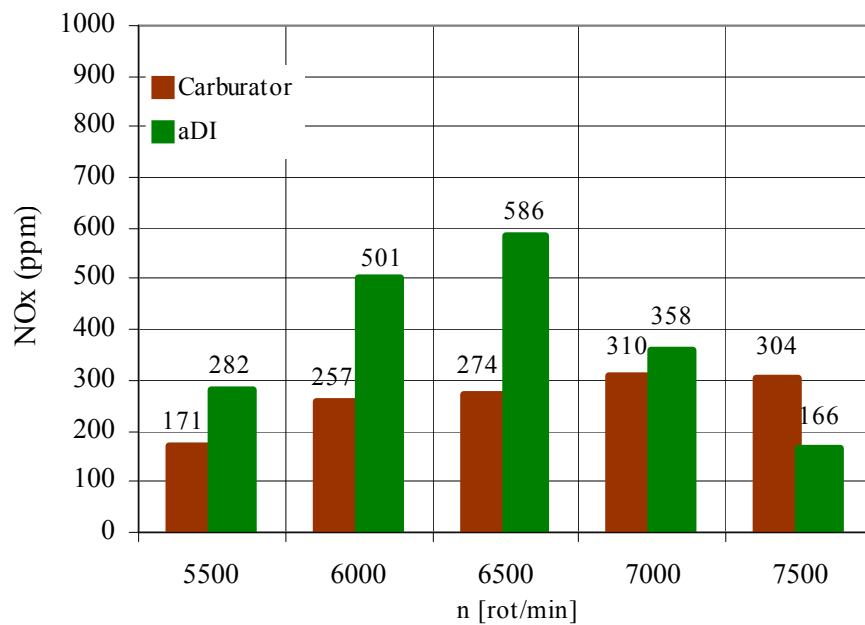


Fig.5.28. Evoluția emisiilor de NO_x

În figura 5.29. sunt prezentate emisiile de HC nearse, pentru combustibilul benzină și combustibilul E 85, ale motorului în doi timpi cu aprindere prin scânteie dotat cu sistemul de formare aer-combustibil tip injecție directă asistată pneumatic la același raport de comprimare $\epsilon = 9$. [4]

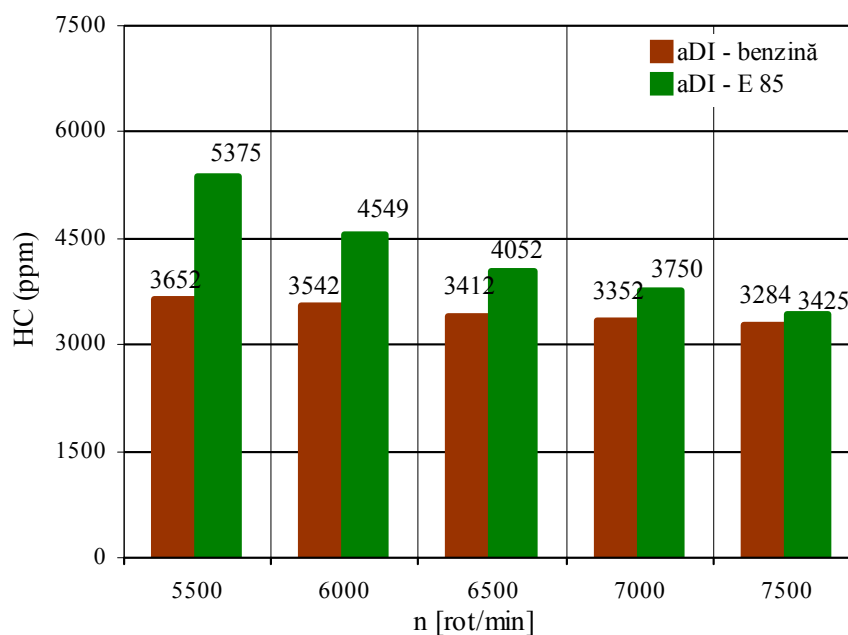


Fig.5.29. Evoluția emisiilor de HC

În figura 5.30. sunt prezentate emisiile de CO, pentru combustibilul benzină și combustibilul E 85, ale motorului în doi timpi cu aprindere prin scânteie dotat cu sistemul de formare aer-combustibil tip injecție directă asistată pneumatic la același raport de comprimare $\epsilon = 9$.

Din analiza evoluției procentuale, pentru același raport de comprimare de 9:1 la 7500 [rot/min] avem o diminuare cu 79% a concentrației CO în cazul alimentării cu benzină (E0), iar

În cazul alimentării cu E85 avem o creștere de 2%. Acest aspect se datorează influenței măririi raportului de comprimare, aceasta conducând la injectarea unei cantități mai mici de amestec aer-combustibil în camera de ardere a motorului în doi timpi cu aprindere prin scânteie. Acest aspect se datorează influenței naturii combustibilului, aceasta conducând la injectarea unei cantități mai mari de amestec în camera de ardere a motorului în doi timpi cu aprindere prin scânteie. Injectarea unei cantități mai mari de combustibil este cauzată de puterea calorică inferioară a etanolului, acest fapt conducând la un proces al arderii mai rapid comparativ cu cel al benzinei.

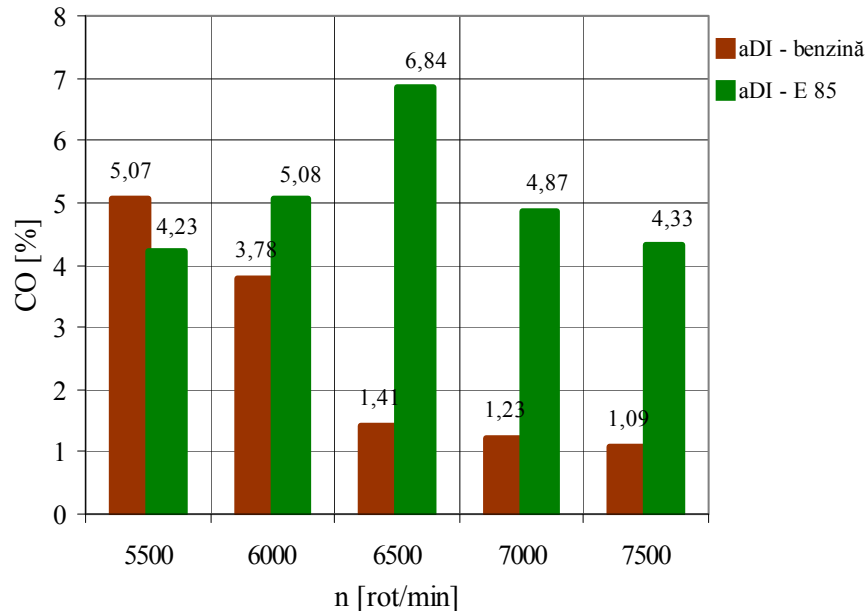


Fig.5.30. Evoluția emisiilor de CO

În figura 5.31. sunt prezentate emisiile de NO_x , pentru combustibilul benzină și combustibilul E 85, ale motorului în doi timpi cu aprindere prin scânteie dotat cu sistemul de formare aer-combustibil tip injecție directă asistată pneumatic la același raport de comprimare $\epsilon = 9$.

Din analiza evoluției procentuale a emisiilor de NO_x conținute în gazele de evacuare. Pentru același raport de comprimare de 9:1 la 7500 [rot/min] avem o diminuare a concentrației de NO_x cu 41% față de turația de referință 5500 [rot/min] în cazul alimentării cu benzină a sistemului tip injecție directă asistată pneumatic, iar pentru alimentarea cu E 85 avem o diminuare cu 36% a concentrației NO_x față de valoarea punctului de referință ales.

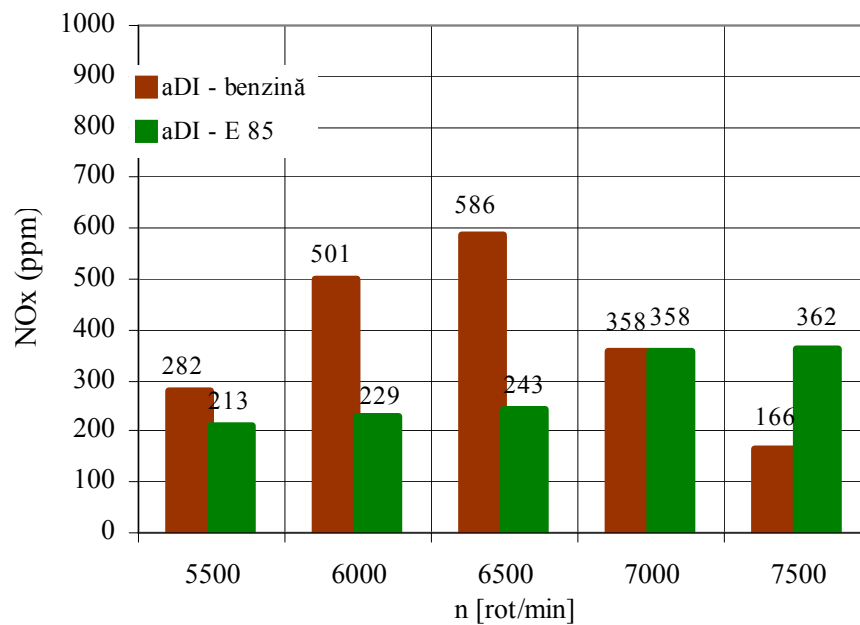


Fig.5.31. Evoluția emisiilor de NO_x

În figura 5.32. sunt prezentate emisiile de HC nearse, pentru combustibilul benzină și combustibilul E 100, ale motorului în doi timpi cu aprindere prin scânteie dotat cu sistemul de formare aer-combustibil tip injecție directă asistată pneumatic la același raport de comprimare $\epsilon = 9$.

Din analiza evoluției procentuale a emisiilor de HC nearse conținute în gazele de evacuare. Pentru același raport de comprimare de 9:1 la 7500 [rot/min] avem o diminuare a concentrației HC nearse cu 10% față de turația de referință 5500 [rot/min] în cazul alimentării cu benzină a sistemului tip injecție directă asistată pneumatic, iar pentru alimentarea cu E 100 avem o diminuare cu 49% a concentrației HC nearse față de valoarea punctului de referință ales. Această diminuare se datorează creșterii turației motorului cât și formarea mai bună a amestecului aer-combustibil de către injecția directă asistată pneumatic.

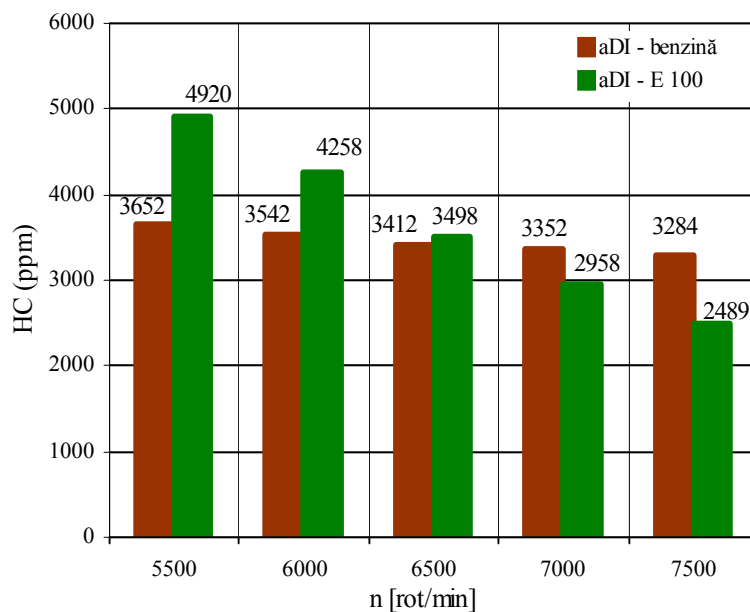


Fig.5.32. Evoluția emisiilor de HC

În figura 5.33. sunt prezentate emisiile de CO, pentru combustibilul benzină și combustibilul E 100, ale motorului în doi timpi cu aprindere prin scânteie dotat cu sistemul de formare aer-combustibil tip injecție directă asistată pneumatic la același raport de comprimare $\epsilon = 9$.

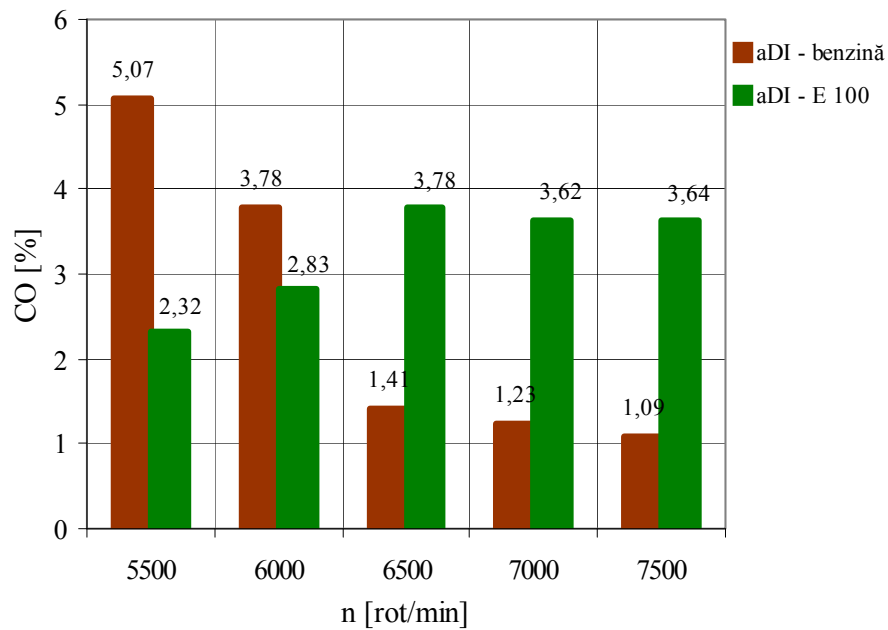


Fig.5.33. Evoluția emisiilor de CO

Din analiza evoluției procentuale a emisiilor de CO conținute în gazele de evacuare. Pentru același raport de comprimare de 9:1 la 7500 [rot/min] avem o diminuare a concentrației CO cu 79% față de turația de referință 5500 [rot/min] în cazul alimentării cu benzină a sistemului tip injecție directă asistată pneumatic, iar pentru alimentarea cu E 100 avem o creștere cu 57% a concentrației CO față de valoarea punctului de referință ales. Acest aspect se datorează influenței sistemului de formare a amestecului aer-combustibil, aceasta conducând la injectarea unei cantități mai mici de amestec în camera de ardere a motorului în doi timpi cu aprindere prin scânteie. Acest aspect se datorează faptului că puterea calorică a etanolului este inferioară combustibilului benzină, astfel a fost necesară injectarea unei cantități mai mari de combustibil în camera de ardere a motorului în doi timpi cu aprindere prin scânteie.

În figura 5.34. sunt prezentate emisiile de NO_x , pentru combustibilul benzină și combustibilul E 100, ale motorului în doi timpi cu aprindere prin scânteie dotat cu sistemul de formare aer-combustibil tip injecție directă asistată pneumatic la același raport de comprimare $\epsilon = 9$.

Din analiza evoluției procentuale a emisiilor de NO_x conținute în gazele de evacuare. Pentru același raport de comprimare de 9:1 la 7500 [rot/min] avem o diminuare a concentrației NO_x cu 41% față de turația de referință 5500 [rot/min] în cazul alimentării cu benzină a sistemului tip injecție directă asistată pneumatic, iar pentru alimentarea cu E 100 avem o diminuare de 36% a concentrației NO_x față de valoarea punctului de referință ales. Această diminuare se datorează creșterii turației motorului cât și formarea mai bună a amestecului aer-

combustibil de către injecția directă asistată pneumatic. Sistemul avansat de formare al amestecului aer-combustibil injectează un amestec de tip stratificat, din acest motiv emisiile de NO_x cresc.

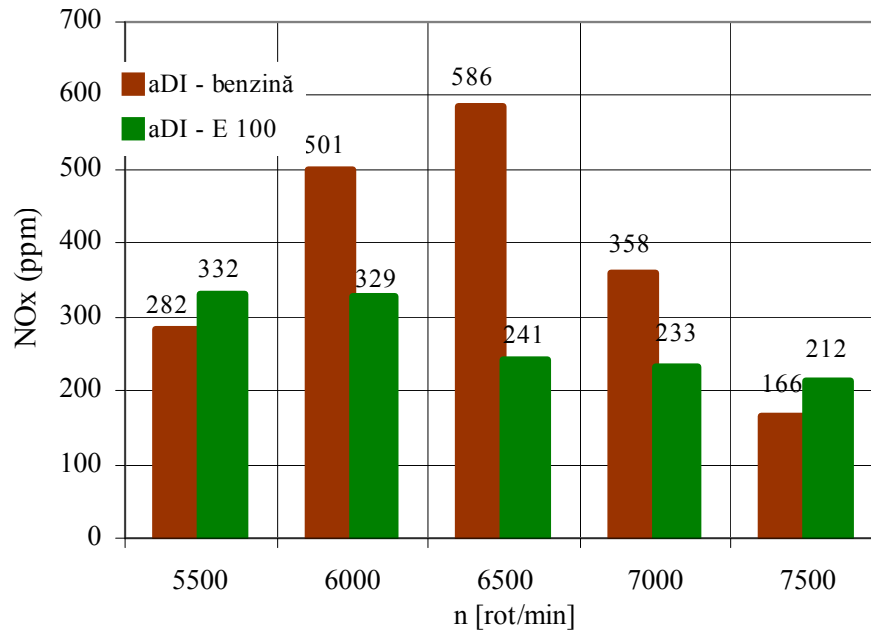


Fig 5 34 Evoluția emisiilor de NO_x .

6. CONCLUZII FINALE. CONTRIBUȚII ORIGINALE. DISEMINAREA REZULTATELOR. DIRECȚII VIITOARE DE CERCETARE

6.1. Concluzii finale

Această lucrare propune o alternativă la sistemul convențional de formare a amestecului aer-combustibil, tip carburator, folosit la motoarele în doi timpi cu aprindere prin scânteie, care sunt în dotarea unor utilaje folosite la tăierea lemnului, în agricultură, horticultură, cum ar fi de exemplu: motoferăstrăul mecanic, foarfeci pentru tuns gardul viu, mașini de debitat cu disc de fricțiune.

Pentru realizarea cercetărilor s-au măsurat performanțele motorului în doi timpi cu aprindere prin scânteie în varianta echipării cu sistemul convențional, tip carburator, de formare a amestecului aer-combustibil la diferite rapoarte de comprimare. Rezultatele obținute fiind folosite ca punct de referință pentru compararea rezultatelor obținute ulterior cu sistemul avansat de formare a amestecului aer-combustibil tip injecție directă asistată pneumatic, la diferite rapoarte de comprimare și combustibili folosiți.

În primă etapă s-au analizat rezultatele obținute cu sistemul convențional de formare a amestecului aer-combustibil comparate cu sistemul avansat de formare a amestecului aer-combustibil folosind carburantul benzină (CO 98) pe două motoare în doi timpi cu rapoarte de

comprimare diferite. În urma acestei comparații rezultă faptul că sistemul avansat de formare a amestecului aer-combustibil, injecția directă asistată pneumatic, reduce considerabil consumul de combustibil, în medie cu ~25%.

În urma reducerii consumului de combustibil se constată o reducere a emisiilor poluante și anume:

- HC – 74% mai puține emisii;
- CO – 59% mai puține emisii;

Emisiile de NO_x cresc datorită faptului că motorul a funcționat cu amestecuri sărace, lambda (λ) situându-se între 1,0 și 1,2.

- NO_x – 335% mai multe emisii;

Se menționează faptul că motorul nu a fost echipat cu un catalizator de oxizi de azot datorită faptului că s-a dorit o analiză brută a emisiilor poluante rezultante în urma procesului de ardere din motorul în doi timpi cu aprindere prin scânteie.

În etapa a doua s-au analizat rezultatele obținute cu sistemul avansat de formare a amestecului aer-combustibil, injecția directă asistată pneumatic, folosind două tipuri diferite de combustibili și anume benzina comparată cu E 85 (15 părți super benzină și 85 părți etanol) pe două motoare în doi timpi cu raporturi de comprimare diferite. În urma acestei analize s-au constatat următoarele aspecte:

- Consumul specific de combustibil a crescut cu 49%, de la 0,998 [g/kWh] la 1,491 [g/kWh] datorită faptului că amestecul E 85 conține preponderent etanol, combustibil cu o putere calorică de 29,7 [MJ/kg] aceasta fiind inferioară puterii calorice conținute de combustibilul benzină de calitate superioară, de 45,7 [MJ/kg];
- Emisiile poluante de HC au crescut, în medie, cu 68%, emisiile de CO au crescut de asemenea cu 75%; ambele creșteri au fost determinate de funcționarea motorului în doi timpi cu un amestec bogat, astfel emisiile de NO_x reducându-se cu 29%;

Scăderea emisiilor de NO_x cât și creșterea emisiilor de CO este influențată de compoziția combustibilului deoarece etanolul are în compoziția sa chimică un element de O₂ în plus comparativ cu benzina cât și o putere calorică net inferioară, astfel fiind necesară injectarea unei cantități mai mari de combustibil.

În etapa a treia au fost supuse analizei rezultatele obținute cu injecția directă asistată pneumatic, folosind două tipuri diferite de combustibili și anume E 85 și E 100 pe două motoare în doi timpi cu raporturi de comprimare diferite.

În urma acestei analize au fost observate următoarele aspecte:

- Folosind E 100 consumul specific de combustibil rămâne aproximativ la același nivel cu cel înregistrat pentru E 85;

- Emisiile poluante de HC au scăzut în medie cu 16%, emisiile de CO au scăzut în medie cu 27%, iar emisiile de NO_x au crescut în medie cu 10%;

Folosind sistemul de formare a amestecului aer-combustibil convențional, tip carburator, domeniul temperaturii maxime din cilindrul motoarelor în doi timpi cu diferite rapoarte de comprimare este cuprins între:

- 1400-1600 grade Kelvin, [K], folosind combustibilul super benzină, pentru motorul în doi timpi cu aprindere prin scânteie cu un raport de comprimare de 8:1;
- 1800-2000 [K], pentru motorul în doi timpi cu aprindere prin scânteie cu un raport de comprimare de 9:1;

Folosind sistemul avansat de formare a amestecului aer-combustibil, tip injecția directă asistată pneumatic, domeniul temperaturii maxime din cilindrul motoarelor în doi timpi cu diferite rapoarte de comprimare este cuprins între:

- Pentru **super benzină**: - 2400-2600 [K], pentru motorul în doi timpi cu aprindere prin scânteie cu un raport de comprimare de 8:1;
- Pentru **E 85**: - 1975-2200 [K], pentru motorul în doi timpi cu aprindere prin scânteie cu un raport de comprimare de 8:1;
- Pentru **E 100**: - 1875-2000 [K], pentru motorul în doi timpi cu aprindere prin scânteie cu un raport de comprimare de 8:1;

Cercetările efectuate până acum prezintă avantajele reale oferite de către sistemul de formare avansat al amestecului aer-combustibil, tip injecția directă asistată pneumatic, ca alternativă la sistemul convențional de formare al amestecului aer-combustibil, tip carburator, cu avantajele reducerii consumului de combustibil și a emisiilor poluante de HC, CO și NO_x.

6.2. Contribuții originale

Principalele contribuții personale din cadrul acestei teze de doctorat sunt:

- Studiul tendințelor de dezvoltare a sistemelor de formare a amestecurilor aer-combustibil la alimentarea cu alcooli, amestecuri alcooli și benzine pentru motoare în doi timpi;
- Verificarea prin cercetarea experimentală a condițiilor de funcționare a unui motor în doi timpi cu aprindere prin scânteie;
- Realizarea unor modificări aduse cilindrului motorului în doi timpi în vederea asigurării ungerii acestuia cât și modificarea raportului de comprimare;
- Asigurarea condițiilor de ungere prin injecție de ulei în aerul aspirat, ceea ce asigură utilizarea de combustibil neaditivat cu ulei;
- Prin intermediul cercetării experimentale s-au aflat parametrii optimi de funcționare ai sistemului de injecție directă asistată pneumatic pe un motor în doi timpi cu aprindere prin scânteie;

- Elaborarea unei strategii și a unui program de cercetare experimentală, necesare programului de doctorat;
- Realizarea celui de-al doilea sistem de alimentare cu combustibil, necesar sistemului de avansat de formare a amestecului aer-combustibil, pe circuitul căruia au fost adăugate o pompă de combustibil suplimentară, cât și un circuit de mărire a presiunii debitului de combustibil;
- Determinarea corectă a legii de degajare a căldurii prin utilizarea derivatei de ordinul trei la analiza acesteia, care duce la eliminarea căldurii obținute prin semnale vibratorii ce alterează calitatea datelor obținute;

6.3. Diseminarea rezultatelor

Pe parcursul programului de doctorat, rezultatele cercetărilor efectuate pe motorul în doi timpi cu aprindere prin scânteie au fost valorificate după cum urmează:

- Publicarea unui număr de 17 lucrări științifice la congrese și conferințe internaționale indexate ISI, baze de date internaționale, cărți internaționale de specialitate, buletine științifice universitare și reviste naționale de specialitate;

6.4. Direcții viitoare de cercetare

Cercetarea teoretică și experimentală desfășurată în cadrul acestei teze de doctorat și rezultatele acestora întrevăd următoarele direcții ce pot fi supuse unei analize:

- Creșterea turățiilor de utilizare a sistemului de injecție directă asistată pneumatic pentru motoarele în doi timpi;
- Aplicarea sistemului de injecție directă asistată pneumatic pentru policilindrii;
- Optimizarea parametrilor de funcționare a sistemului avansat de formare a amestecului aer-combustibil, tip injecție directă asistată pneumatic în funcție de tipurile camerei de ardere;
- Folosirea mai multor amestecuri de alcooli și benzine cum ar fi: E10, E25, E45, E65;
- Analiza procesului de ardere și a emisiilor poluante rezultante în urma folosirii acestor tipuri de amestecuri;
- Elaborarea de noi strategii pentru diminuarea consumurilor specifice.

Bibliografie selectivă

- [1] Abăitănței, D., Bobescu, Gh., Ed., *"Motoare pentru automobile"*. Editura Didactică și Pedagogică București, 1975, p.^pp. Pages.
- [2] Abăitănței D., ș.a, Ed., *"Motoare pentru automobile și tractoare. Construcție și tehnologie"*. București: Editura "Tehnică", 1978, p.^pp. Pages.
- [3] **Aleonte, M.**, Cofaru, C., Cosgarea, R., Scutaru, M.L., Jelenschi, L., Sandu, G., "Experimental Researches of Fuelling Systems and Alcohol Blends on Combustion and Emissions in a Two Stroke SI Engine " in *Recent Researches in Neural Networks, Fuzzy Systems, Evolutionary Computing & Automation*, U. "Transilvania", Ed., ed. Brasov, 2011, pp. 126-131.
- [4] **Aleonte, M.**, Cosgarea, R., Cofaru, C., Beck, W.K., Velji, A., Spicher, U., "Influences of Alcohol Blends on Combustion and Emissions in a Two-Stroke SI Engine," presented at the 13th EAEC European Automotive Congress, Valencia, 2011.
- [5] **Aleonte, M.**, Cosgarea, R., Cofaru, C., Beck, W.K., Velji, A., Spicher, U. , "Experimental Investigations of Alcohol Blends on Combustion and Emissions in a Two Stroke SI Engine," *Recent*, vol. Vol. 12, pp. 89-93, 2011.
- [6] **Aleonte, M.**, Cosgarea, R., Cofaru, C., Jelenschi, L., Sandu, G., Ed., *Research on Combustion and Exhaust Emissions of Alcohol Blends in a Two-Stroke SI Engine* (The Automobile and the Environment: International Congress of Automotive and Transport Engineering CONAT 2010. Newcastle upon Tyne: Cambridge Scholars Publishing, 2011, p.^pp. Pages.
- [7] **Aleonte, M.**, Cosgarea, R., Jelenschi, L., Cofaru, C., "Technical Solutions for Improving the Efficiency of a Two Stroke SI Engine," *Bulletin of the Transilvania University of Braşov* vol. Series I: Engineering Sciences • - Vol. 4 (53), p. 6, 2011.
- [8] Apostolescu, N., Bătagă, N., Ed., *"Motoare cu ardere internă"*. București: Editura Didactică și Pedagogică, 1967, p.^pp. Pages.
- [9] Atkins, D.R., Ed., *"An introduction to engine testing and development"*. USA: SAE International, 2009, p.^pp. Pages.
- [10] Bayindir, H., *et al.*, "The Effects of lambda and epsilon on Engine Performance and Exhaust Emissions Using Ethanol-unleaded Gasoline Blends in an SI Engine," *Energy Sources Part a-Recovery Utilization and Environmental Effects*, vol. 33, pp. 49-56, 2011.
- [11] Bayraktar, Hakan, "Experimental and theoretical investigation of using gasoline-ethanol blends in spark-ignition engines," *Renewable Energy*, vol. 30, pp. 1733-1747, 2005.
- [12] Bobescu, Gh., Chiru, A., ș.a, Ed., *"Motoare pentru automobile și tractoare"*. Chișinău: Editura "Tehnică", 1996, p.^pp. Pages.
- [13] Bobescu, Gh., Radu, Gh., Chiru, A., Cofaru, C., Ed., *"Motoare"*. Brasov: Editura Universitatii "Transilvania" din Brasov, 1981, p.^pp. Pages.
- [14] Cairns, Alasdair, *et al.*, "A Study of Gasoline-Alcohol Blended Fuels in an Advanced Turbocharged DISI Engine," *SAE Int. J. Fuels Lubr.*, vol. 2, pp. 41-57, 2009.
- [15] Cataluña, Renato, *et al.*, "Specific consumption of liquid biofuels in gasoline fuelled engines," *Fuel*, vol. 87, pp. 3362-3368, 2008.
- [16] Câmpian, O.V., Soica, A.O., *Incercarea si omologarea autovehiculelor*, I ed. Brasov.: Editura Universitatii Transilvania, 2004.
- [17] COFARU, C., SIERENS, R., FLOREA, D., SANDU, V., LIHTENCHI, M., VERHELST, S., CHIRU, A., NOVAC, A., VASILOVICI, N., BEJAN, C., ISPAS, N., Ed., *"Transport și ingineria mediului"*. Brasov: Tipografia Universitatii "Transilvania" din Brasov, 2007, p.^pp. Pages.
- [18] Cofaru, C., ș.a., Ed., *"Proiectarea motoarelor pentru autovehicule"*. Braşov: Editura Universităţii "Transilvania, 1997, p.^pp. Pages.

- [19] Cooney, C., *et al.*, *EFFECTS OF BLENDING GASOLINE WITH ETHANOL AND BUTANOL ON ENGINE EFFICIENCY AND EMISSIONS USING A DIRECT-INJECTION, SPARK-IGNITION ENGINE*. New York: Amer Soc Mechanical Engineers, 2009.
- [20] Dumitrascu, D., Chiru, A., "Experimental Researches Regarding the Usage of Alternative Fuels for Vehicles Engines", *BULLETIN OF THE TRANSILVANIA UNIVERSITY OF BRASOV*, vol. VOL.14 (49), 2007.
- [21] Glassman, I., *Combustion*, a III-a ed. San Diego: Academic Press, 1996.
- [22] Houston, A.R., Worth, D., "Specific Engine Control Functions for an Air-Assisted Gasoline DI System", pp. 1-26, 1998.
- [23] Houston, R.; Cathcart, G., "Combustion and Emissions Characteristic of Orbital's Combustion Process Applied to Multi-Cylinder Automotive Direct Injected 4-stroke Engines", *SAE*, vol. 980153, 1998.
- [24] Ishibashi Y., Asai M., "Improving the Exhaust Emission of Two-Stroke Engines by Applying the Activated Radical Combustion", *SAE 960742*, 1996.
- [25] Jin, S. H., *et al.*, "An experimental study of the spray from an air-assisted direct fuel injector", *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D-Journal of Automobile Engineering*, vol. 222, pp. 183-194, Oct 2008.
- [26] Keskin, A., "The Influence of Ethanol-Gasoline Blends on Spark Ignition Engine Vibration Characteristics and Noise Emissions", *Energy Sources Part a-Recovery Utilization and Environmental Effects*, vol. 32, pp. 151-160, 2010.
- [27] Koç, Mustafa, *et al.*, "The effects of ethanol-unleaded gasoline blends on engine performance and exhaust emissions in a spark-ignition engine", *Renewable Energy*, vol. 34, pp. 210-216, 2009.
- [28] Lin, W. Y., *et al.*, "Effect of Ethanol-Gasoline Blends on Small Engine Generator Energy Efficiency and Exhaust Emission", *Journal of the Air & Waste Management Association*, vol. 60, pp. 142-148, Feb 2010.
- [29] materials, Piezoceramic, "<http://ru.all.biz/img/ru/catalog/117813.jpeg>."
- [30] Maximilian, Weiss, Ed., "*Untersuchung von Flammenfrontstreckungseffekten auf die sphaerische Flammenausbreitung laminarer und turbulenter Brennstoff/Luft-Gemische*". Karlsruhe, Baden: Universitaet Karlsruhe Universitaetsbibliothek, 2008, p.^pp. Pages.
- [31] Merker, Günter P./Schwarz, Christian/Stiesch, Gunnar/ Otto, Frank, Ed., „*Verbrennungsmotoren – Simulation der Verbrennung und Schadstoffbildung*“. Teubner Verlag 2006, p.^pp. Pages.
- [32] Mittal, M., *et al.*, *Burn Rate Analysis of an Ethanol-Gasoline, Dual Fueled, Spark Ignition Engine*. New York: Amer Soc Mechanical Engineers, 2009.
- [33] Nakama, K., Kusaka, J., Daisho, Y., "Effect of Ethanol on Knock in Spark Ignition Gasoline Engines", *SAE*, pp. 5-6, 2009.
- [34] Sensorportal, "http://www.sensorportal.com/HTML/DIGEST/november_08/Pressure_sensor.jpg."
- [35] Spicher, U., Ed., "*Direkteinspritzung im Ottomotor II*". Reuningen – Malmsheim: Reuningen – Malmsheim: expert Verlag, 2000, p.^pp. Pages.
- [36] Stan, C, Ed., "*Direkteinspritzsysteme für Otto- und Dieselmotoren*". Berlin Heidelberg New York: Springer-Verlag, 1999, p.^pp. Pages.
- [37] Syed, Iltesham Zameer, *et al.*, "Numerical Simulation of Autoignition of Gasoline-Ethanol/Air Mixtures under Different Conditions of Pressure, Temperature, Dilution, and Equivalence Ratio," 2011.
- [38] Szklo, Alexandre, *et al.*, "Can one say ethanol is a real threat to gasoline?," *Energy Policy*, vol. 35, pp. 511-521, 2007.
- [39] Ulrich, Spicher, "Vorlesungsumdruck: Verbrennungsmotoren A.", *Institut für Kolbenmaschinen (IFKM) Universität Karlsruhe*, 2007.
- [40] Wheeler, Jennifer C., *et al.*, "Low-Temperature Ethanol Reforming: A Multi-Cylinder Engine Demonstration," 2011.

- [41] Yoon, S. H., *et al.*, "Effect of bioethanol as an alternative fuel on the emissions reduction characteristics and combustion stability in a spark ignition engine," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D-Journal of Automobile Engineering*, vol. 223, pp. 941-951, Jul 2009.
- [42] zzz. (22.04.). *The Piezoelectric Effect. Disponibil.* Available:
http://www.kistler.com/de_en-de/Technology_Piezoelectric/The-Piezoelectric-Effect.html

REZUMAT

Teza de doctorat își plasează domeniul de studiu și cercetare într-o zonă de interferență a industriei constructoare de autovehicule, vizând studii comparative între combustibili alternativi, sistemele de alimentare cât și comportamentul acestora și al motorului cu aprindere prin scânteie la diferite rapoarte de comprimare, care ar putea fi oferite inginerilor mecanici.

Obiectivele acestor cercetări sunt cele de a reduce consumul de combustibil, de a crește eficiența motorului și de a reduce emisiile poluante.

Studiile și cercetările efectuate asupra diferitelor sisteme de formare a amestecului aer-combustibil utilizând diferite tipuri de combustibili asupra motorului în doi timpi au condus la următoarele:

- Determinarea parametrilor optimi de funcționare ai sistemului avansat de formare a amestecului aer-combustibil tip injecția directă asistată pneumatic (aDI);
- Modelarea și simularea condițiilor de operare ale motorului cu aprindere prin scânteie în doi timpi;
- Analiza procesului de ardere și a emisiilor poluante;
- Identificarea principalelor influențe asupra procesului de ardere din motorul în doi timpi;

ABSTRACT

The PhD thesis has the field of study and research in the area of interference of the automotive industry, containing comparative studies between alternative fuels, fuelling systems on the two stroke spark ignition engine at different compression ratios and their behavior during the combustion process.

The objectives of this research are to reduce fuel consumption, to increase engine efficiency and to reduce pollutant emissions.

Studies and research on various advanced fuel-air formation fuelling systems using different types of fuels on the two stroke spark ignition engine lead to the following:

- Determining the optimal operating parameters of the advanced fuelling system, the air-assisted direct injection (aDI);
- Modelling and simulating the engine operating conditions;
- Analysis of the combustion process and of the resulting emissions;
- Identifying the main influences on the combustion process of the two stroke engine;

Aleonte Mihai



Informatii personale:

Adresa: **Str. Castelului, Nr. 146, Ap. 5, Et.1, cod postal 500014, Brasov ;**

Numar de telefon: **+40732628035 ;**

E-mail: **mihai.aleonte@unitbv.ro;**
aleontemihai@gmail.com;

Nationalitate: Română ;

Data nasterii: 05-06-1983 ;

Studii:

Perioada: 2008-prezent ;
Doctorand la Universitatea „Transilvania” din Brasov – Facultatea de Inginerie Mecanica, Catedra de Autovehicule si Motoare (D02-Produse High-Tech pentru Autovehicule) ;

Perioada: 2002-2008;
Student la Universitatea „Transilvania” din Brasov – Facultatea de Inginerie Mecanica - A.R. - Engleză (Automotive Engineering);
Inginer mechanic;

Calificarea obtinuta:

Aptitudini si competente dobandite:

Limbi straine cunoscute: **Engleza;**

-citit, vorbit, scris: f. bine

Limba straina invatata ca limba materna: **Germana;**

-citit, vorbit, scris: f. bine

Alte aptitudini: Operare computer si a urmatoarelor programe: Auto-CAD, AVL Concerto, AVL Boost, Combi SmeTec, AVL – D2T Morphee, IrfanView, Simulink, Microsoft Office etc.;

Aptitudini si competente sociale: Capacitatea de lucru în echipă, buna comunicare, relationare, receptivitate și adaptare rapidă la nou, sociabil;

Hobby-uri: Sporturile în general, fotbal, înot, baschet;

Permis de conducere: categoria B;

Informații suplimentare: Membru Siar 2007 – 2008, 2011 – 2012.

Aleonte Mihai



Personal informations:

Address: **Str. Castelului, Nr. 146, Ap. 5, Et.1, postal code 500014, Brasov ;**
Phone number: **+40732628035 ;**
E-mail: **mihai.aleonte@unitbv.ro;**
aleontemihai@gmail.com;
Nationality: Romanian;
Date of birth: 05-June-1983;

Studies:

Period: 2008-present;
Ph.D. student at „Transilvania” University of Brasov – Mechanical Engineering Faculty, Automotive and Engines Department;
Period: 2002-2008;
Name and type of learning institution: Student at „Transilvania” University of Brasov - Mechanical Engineering Faculty - Automotive Engineering (English as teaching language);
Qualification: Diploma Engineer;

Personal aptitudes and competences:

Known foreign languages: **English;**
-reading, speaking, writing: Very good;
German;
-reading, speaking, writing: Very good;

Other aptitudes and competences: Computer operating skills and of the following software: Auto-CAD, Catia, Simulink, Microsoft Office and other.;

Social aptitudes and competences: Honest, team spirit;

Hobbies: Sports like Soccer, Swimming and Running;

Driving license: B category from 01 April 2002;

SIAR Membership: 2007 – 2008; 2011 – 2012.