

ŞCOALA DOCTORALĂ INTERDISCIPLINARĂ

Facultatea: Inginerie Mecanică

Doctorand GEAMBAŞU Sanda

**CERCETĂRI PRIVIND INFLUENŢA BIOCOMBUSTIBILILOR ASUPRA
COMPORTAMENTULUI ECOLOGIC ŞI ENERGETIC AL
MOTOARELOR CU APRINDERE PRIN COMPRIMARE**

**BIOFUELS INFLUENCE RESEARCH REGARDING THE ECOLOGICAL
AND ENERGETICAL BEHAVIOUR OF THE COMPRESSION
IGNITION ENGINES**

REZUMAT / ABSTRACT

Conducător științific

Prof.dr.ing. Gheorghe-Alexandru RADU

BRAŞOV, 2018



D-lui (D-nei)

COMPONENŢA

Comisiei de doctorat

Numită prin ordinul Rectorului Universităţii Transilvania din Braşov

Nr. din

- PREŞEDINTE: - Prof.dr.ing. ROŞCA Ioan Călin
Decan Facultatea de Inginerie Mecanică
Universitatea Transilvania din Braşov
- CONDUCĂTOR ŞTIINŢIFIC: - Prof.dr.ing. RADU Gheorghe-Alexandru
Universitatea Transilvania din Braşov
- REFERENŢI: - Prof.dr.ing. PRISECARU Tudor
Universitatea Politehnică Bucureşti
- Prof.dr.ing. BURNETE Nicolae
Universitatea Tehnică Cluj- Napoca
- Prof.dr.ing. CHIRU Anghel
Universitatea Transilvania din Braşov

Data, ora şi locul susţinerii publice a tezei de doctorat: 20.09.2018, ora,
sala

Eventualele aprecieri sau observaţii asupra conţinutului lucrării vor fi
transmise electronic, în timp util, pe adresa madan.sanda@unitbv.ro

Totodată, vă invităm să luaţi parte la şedinţa publică de susţinere a tezei de
doctorat.

Vă mulţumim.



CUVÂNT ÎNAINTE

Lucrarea de faţă s-a derulat ca urmare a preocupărilor autorului în domeniul combustibililor alternativi, în special a combustibililor de tip biodiesel.

În acest sens au existat preocupări personale privind obţinerea de biocombustibili pe bază de ulei de floarea soarelui şi de variante de amestecuri ale combustibililor convenţionali – folosiţi ca referinţă – cu biocombustibili şi adaosuri de alcooli.

Avantajele şi limitele în exploatarea acestor combustibili (la nivel ecologic şi energetic) s-au stabilit prin experiment pe motoare diesel cu injecţie directă.

Realizarea variantelor de biocombustibili şi testările proprietăţilor acestora s-au realizat în laboratoare utilizate cu echipamente de nivel internaţional. În acest sens doresc să mulţumesc doamnei prof.dr.ing. Niculescu Rodica, prof.dr.ing. Clenci Adrian şi prof.dr.ing. Iorga Victor-Siman, privind îndrumarea cercetărilor, a activităţilor necesare pentru efectuarea unor analize de combustibili şi testarea acestora pe standul motor de la Universitatea din Piteşti, Centrul Regional de Cercetare-Dezvoltare pentru materiale, procese şi produse inovative destinate industriei de Automobile, UPIT_CRC&D-Auto, Laboratorul Combustibili şi Lubrifianţi din UPIT_CRC&D-Auto, şi Laboratorul de Motoare Termice.

De asemenea, doresc să mulţumesc în mod special doamnei prof.dr.ing. Cursaru Diana, pentru dăruirea cu care m-a ajutat, pentru sfaturile utile şi domnului tehnician Răzvan pentru punerea în funcţiune a instalaţiei pe care am utilizat-o la elaborarea studiului experimental din Departamentul de Ingineria Prelucrării Petrolului şi Protecţia Mediului din Facultatea Tehnologia Petrolului şi Petrochimie din cadrul Universităţii Petrol-Gaze din Ploieşti.

Teza de faţă nu ar fi fost posibilă fără contribuţia domnului prof.dr.ing. DHC Bobescu Gheorghe, care mi-a direcţionat paşii în prima parte a tezei şi căruia îi sunt pe deplin recunoscătoare.

În primul rând îmi doresc să mulţumesc coordonatorului meu ştiinţific, domnului prof. dr. ing. Radu Gheorghe-Alexandru, pentru permanenta sa îndrumare, sprijinire şi încurajare de-a lungul perioadei de pregătire a doctoratului şi de elaborare a tezei.

Pe tot parcursul efectuării acestei lucrări am beneficiat de sprijinul permanent al domnului profesor, conducătorul ştiinţific al tezei mele de doctorat, căruia îi aduc, pe această cale, cele mai sincere mulţumiri pentru îndrumarea activităţii mele ştiinţifice şi pentru exigenţa manifestată faţă de lucrare.

Mulţumesc Comisiei de Îndrumare şi Control din care a făcut parte: prof.dr.ing. Chiru Anghel, prof.dr.ing. Ispas Nicolae, prof.dr.ing. Năstăsoiu Mircea, ale căror sfaturi permanente şi criticilor aduse pe parcurs au contribuit la realizarea finală a tezei.

Pe parcursul realizării tezei am beneficiat de sfaturile şi îndrumările permanente ale domnului dr.ing. Mărdărescu Vladimir în domeniul cercetărilor efectuate pe motoare.

Mulţumesc în mod special soţului meu Iulius-Cezar, care m-a sprijinit necondiţionat pe toată perioada studiilor doctorale, fetelor mele, ginerelui meu pentru sprijinul permanent acordat,



susţinerea, înţelegerea şi liniştea pe care mi-au acordat-o pe parcursul acestor ani de studiu împreună cu dragostea lor .



CUPRINS

	Pg rez.	Pg Teza
CONTENT	- 7 -	<u>6</u>
LISTA DE SIMBOLURI	- 10 -	<u>9</u>
INTRODUCERE	- 12 -	<u>24</u>
1 Consideraţii privind utilizarea biocombustibililor ca alternativă la alimentarea motoarelor cu ardere internă. Obiectivele şi structura tezei.	- 13 -	<u>25</u>
1.1 Obiectivele şi structura tezei	- 13 -	<u>39</u>
2 Biocombustibilii utilizaţi în cadrul cercetărilor experimentale pentru alimentarea motoarelor cu aprindere prin comprimare. Prezentarea lor.	- 15 -	<u>42</u>
2.1.1 Biodieselul	- 15 -	<u>42</u>
2.1.2 Prepararea biodieselului.....	- 15 -	<u>42</u>
2.2 Concluzii	- 19 -	<u>49</u>
3 Determinarea experimentală a proprietăţilor fizico-chimice şi de exploatare ale biocombustibililor analizaţi.	- 20 -	<u>50</u>
3.1 Determinarea densităţii	- 21 -	<u>52</u>
3.1.1 Aparatura şi metodologia pentru stabilirea densităţii combustibililor.....	- 21 -	<u>52</u>
3.1.2 Rezultatele cercetării experimentale privind stabilirea densităţii combustibililor.....	- 21 -	<u>54</u>
3.2 Vâscozitatea combustibililor	- 22 -	<u>54</u>
3.2.1 Aparatura pentru stabilirea vâscozităţii combustibililor utilizaţi.	- 22 -	<u>55</u>
3.2.2 Rezultatele cercetării experimentale privind determinarea vâscozităţii combustibililor utilizaţi. .	- 22 -	<u>58</u>
3.3 Punctul de inflamabilitate	- 23 -	<u>58</u>
3.3.1 Aparatura şi metodologia pentru determinarea punctului de inflamabilitate	- 23 -	<u>59</u>
3.3.2 Rezultatele experimentale privind determinarea punctului de inflamabilitate.....	- 23 -	<u>59</u>
4 Cercetarea experimentală pe motorul policilindric a comportării biocombustibililor, sub aspect ecologic	- 24 -	<u>75</u>
4.1 Consideraţii generale	- 24 -	<u>75</u>
4.2 Rezultatele obţinute pentru regimul de mers în gol la turaţia de 1000 rpm -	27 -	<u>78</u>
4.3 Rezultate obţinute pentru regimul de 1500 rpm şi cuplu motor de 40 Nm. -	28 -	<u>82</u>
4.4 Analiza rezultatelor de emisii obţinute din punct de vedere ecologic	- 30 -	<u>86</u>
4.5 Concluzii	- 35 -	<u>91</u>



5	<i>Cercetarea experimentală pe motorul monocilindric a biocombustibililor cu adaos de alcool etilic, sub aspect energetic</i>	- 37 - <u>93</u>
5.1	Algoritmul de lucru pentru cercetarea experimentală pe motor a biocombustibililor realizaţi.....	- 37 - <u>93</u>
5.2	Prezentarea standului de cercetare experimentală G.U.N.T. CT 159.....	- 38 - <u>94</u>
5.3	Prezentarea motorului 1B20 Hatz utilizat în cercetările experimentale ...	- 38 - <u>98</u>
5.4	Considerente energetice privind motoarele diesel cu injecţie directă.....	- 39 - <u>99</u>
5.5	Încercări pe stand	- 40 - <u>100</u>
5.5.1	Performanţele motorului 1B20 Hatz alimentat cu biodiesel B100	- 40 - <u>100</u>
5.5.2	Cazul încărcării la sarcină 80%	- 44 - <u>146</u>
5.6	Analiza rezultatelor experimentale pentru motorul 1B20 Hatz alimentat cu motorină, biodiesel şi etanol în proporţie de 3% şi 5%	- 50 - <u>153</u>
5.7	Bilanţul termic al motorului	- 57 - <u>161</u>
5.7.1	Modelul matematic pentru stabilirea bilanţului termic	- 57 - <u>161</u>
5.7.2	Bilanţul termic al motorului alimentat cu motorină.....	- 68 - <u>171</u>
5.7.3	Cazul alimentării cu biodiesel cu adaos 5% etanol.....	- 79 - <u>182</u>
5.7.4	Elemente de calibrare a modelului a modelului matematic	- 87 - <u>190</u>
5.8.	Concluzii.....	- 89 - <u>192</u>
6	<i>Concluzii finale, contribuţii personale, diseminarea rezultatelor şi direcţii viitoare de cercetare</i>	- 90 - <u>193</u>
6.1	Concluzii finale	- 90 - <u>193</u>
6.2	Contribuţii personale	- 92 - <u>195</u>
6.3	Diseminarea rezultatelor	- 93 - <u>196</u>
6.4	Direcţii viitoare de cercetare.....	- 94 - <u>198</u>
BIBLIOGRAFIE	- 95 - <u>199</u>	
Legături web	- 101 - <u>204</u>	
ANEXE	- 102 - <u>206</u>	
REZUMAT	- 103 - <u>247</u>	
Curriculum - vitae	- 105 - <u>249</u>	



CONTENT

LIST OF NOTES.....	6	23
LIST OF SIMBOLS.....	9	24
INTRODUCTION.....	11	24
1. Consideration regarding the usage of the biofuels as an alternative feeding of the internal combustion engines. Objectives and structure of the thesis	12	25
1.1 Objectives and structure of the thesis	12	39
2. Biofuels used during the experimental researches for feeding the compression ignition engines. Presentation of biofuels.....	14	42
2.1 Biofuel.....	14	42
2.1.1 Preparation of the biofuels	14	42
2.2 Conclusion.....	18	49
3. Experimental determination of the physico-chemical properties and exploitation of the analyzed biofuels.....	19	50
3.1 Density determination.....	20	52
3.1.1 Apparatus and methodology used in order to establish the fuels density.	20	52
3.1.2 Experimental research results regarding the establishing of the fuels density.....	20	54
3.2 Viscosity of the fuels.....	21	54
3.2.1 Apparatus used for the establishing of the used fuels viscosity.....	21	55
3.2.2 Experimental research results regarding used fuels viscosity determination.....	21	58
3.3 Fire point.....	22	58
3.3.1 Apparatus and methodology for fire point determination.....	22	59
3.3.2 Experimental results regarding the fire point determination.....	22	59
4. Experimental research of the biofuels behaviour on the polycylinders engine related to the environment and ecological point of view	23	75
4.1 General consideration	23	75
4.2 Results obtained at an 1000 rpm idling.....	26	82
4.3 Results obtained at an 1500 rpm idling and 40 Nm deflecting Torque	27	86
4.4 The emissions analyze results obtained from the ecological point of view.....	29	91
4.5 Conclusions.....	34	93
5. Experimental research of the biofuels mixed with ethilic alcohol on the monocylinder engine, under the energetical aspect.....	36	93
5.1 Working algorithm for experimental research of the achieved biofuels on the engine	36	94



5.2	Presentation of the experimental research G.U.N.T. CT	159	stand
	37	98
5.3	Presentation of the 1B20 Hatz engine used in the experimental researches.....	37	99
5.4	Energetical consideration regarding the direct injection diesel engines	38	100
5.5	Stand trials	39	100
5.5.1	The performance of the 1B20 Hatz engine filled with diesel fuel.....	39	146
5.6	The analyze of the experimental results for the 1B20 Hatz engine filled with diesel fuel, biofuel and an addition of 3 % and 5 % ethanol.....	49	153
5.7	Thermic balance of the diesel engine.....	56	161
5.7.1	The mathematical model for the thermal balance.....	56	161
5.7.2	Thermal balance of diesel engine.....	67	171
5.7.3	Biodiesel feed case with 5% ethanol added	78	182
5.7.4	Calibration elements of the mathematical model.....	86	190
5.8	Conclusions.....	88	192
6.	Final conclusions, original contribution, results dissemination and future research directions.....	89	193
6.1	Final conclusions	89	193
6.2	Original contribution.....	91	195
6.3	Results dissemination.....	92	196
6.4	Future research directions.....	93	198
BIBLIOGRAPHY		94	199
Links.....		100	204
ANEXE.....		101	206
ABSTRACT.....		103	247
Curriculum – vitae		105	249



LISTA DE ABREVIERI

ACT= Temperaturile de fierbere actuale

AET= Temperaturile echivalente la presiunea atmosferică

ASTM= Asociaţia Americană de Încercări şi Materiale

CC =Cifra Cetanică

CFPP =Temperatura Limită de Filtrabilitate

CP= Punct de Tulburare

FA=Acizi graşi

FAME(Metili-esteri ai acizilor graşi

GES = Gaze cu efect de seră

MAC =Motoare cu Aprindere prin Compresie

MAS =Motoare cu Aprindere prin Scânteie

UE = Uniunea Europeană

SFME=

LTFT =Testarea Temperaturii de Curgere

PES=temperatura de început de distilare

PP = Punctul de Curgere

PFI =Punct de Fierbere Iniţial

PFF=Punct de Fierbere Final

UE=Uniunea Europeană

α = unghiul RAC curent.

α_d = unghiul RAC de desfăşurare a arderii difuzive;

α_p = unghiul RAC de desfăşurare a arderii amestecurilor preformate;

M_p = coeficient de formă a arderii amestecurilor preformate;

M_d = coeficient de formă a arderii difuzive;

Q_d =cantitatea de căldură livrată în cadrul arderii difuzive;

Q_p = cantitatea de căldură livrată în cadrul arderii amestecurilor preformate;

Q_R - căldura evacuată prin răcire;

Q_{EV} - căldura evacuată cu gazele de evacuare;

W_e - căldura transformată în lucru mecanic efectiv;

W_F - căldura pierdută prin frecările interne ale motorului.



LISTA DE SIMBOLURI

B100= biodiesel

B2 =amestec format din 2 % biodiesel şi 98 % motorină;

B5 =amestec format din 5 % biodiesel şi 95 % motorină

B20 =amestec format din 20 % biodiesel şi 80% motorină;

CO=monoxid de carbon

CO₂ = dioxid de carbon

C₁₆H₃₄ = cetan

C₁₀H₇CH₃ = metil-naftalina

HCl= acid clorhidric

KOH= hidroxid de potasiu

NaCl= clorură de sodiu

NO=monoxid de azot

NO₂ =dioxid de azot

NaOH =hidroxid de sodiu

η = vâscozitatea dinamică se măsoară în [N. s/m²]

ν = vâscozitatea cinematică se măsoară în [m²/s]

ν = vâscozitatea cinematică, [mm²/s] ;

C = constanta vâscozimetruului, [mm²/s²] ;

t = timpul de scurgere, [s]

L_{eu} -lucrul mecanic efectiv pe ciclu şi cilindru[J];

P_e – puterea efectivă [kW];

n =turaţia motorului [min⁻¹];

i =număr de cilindri.

q_{inj} =debitul de combustibil pe ciclu si cilindru [mm³/ciclu]

c_e =consumul specific [g/kWh];

ρ_f =densitatea combustibilului [kg/ m³]

η_e =randamentul efectiv [%];

Q_i =puterea calorică inferioară a combustibilului [kJ/kg].

$M_{f, inj}$ =raportul de valorificare energetică obţinut pentru un mg/ciclu de combustibil injectat [J/mg];

$q_{m, inj}$ = debitul pe ciclu şi cilindru exprimat în [mg/ciclu]

$q_{m, inj}$ = debitul de combustibil exprimat în mg./ciclu şi cilindru.

Me= Momentul motor maxim [Nm]

ce= Consumul specific minim de combustibili g/kWh]



Q_i = puterea calorică inferioară a motorinei [kJ/kg]

Q - căldura aparentă generată pe ciclu [J] ;

α - unghiul de rotaţie arbore cotit [°RAC] ;

k - exponentul adiabatic;

p - presiunea in cilindru [N/m²] ;

V - volumul instantaneu al cilindrului [m³] .

Q_s - căldura schimbată de piesa considerată cu gazele de ardere [J/°RAC];

A_w - aria considerată în contact cu gazele de ardere [m²] ;

T_g - temperatura gazelor de ardere [K];

T_w - temperatura medie a piesei [K]



INTRODUCERE

Creşterea preţului internaţional al petrolului începând cu anul 1973 a dus la stoparea epocii energiei ieftine determinând multe societăţi să caute metode de identificare şi valorificare a unor noi surse energetice, mai ales a resurselor regenerabile. [69]

Activităţile umane duc la degajarea unor cantităţi foarte mari de GES (Gaze cu efect de seră), care rămân în atmosferă pe termen lung. [113]

Cel mai important impact al activităţilor umane moderne este degajarea unor mari cantităţi de dioxid de carbon şi metan prin utilizarea combustibililor fosili, responsabili de creşterea cu 50% a concentraţiilor GES în atmosferă. [113]

Cea mai mare provocare pe care umanitatea le va întâmpina în următorii ani sunt schimbările climatice. Riscurile colosale la care este expusă întreaga planetă şi generaţiile viitoare impun luarea de măsuri cât mai urgent.

Epuizarea resurselor petroliere fosile şi necesitatea suplimentării rezervelor de energie destinate în special propulsării mijloacelor de transport au dus la căutarea şi utilizarea combustibililor alternativi.

Biocombustibilii sunt combustibili neconvenţionali, alternativi, produşi din surse bioregenerabile provenite din natură (biomasă), care în urma arderii în motor produc mai puţine emisii poluante care să afecteze mediul înconjurător. [33]

Termenul de „biocombustibil” acoperă o gamă largă de combustibili obţinuţi din biomasă, incluzând biomasa solidă, combustibilii lichizi şi diferite tipuri de biogaz. Biocombustibilii au intrat în atenţia publicului şi a lumii ştiinţifice odată cu creşterea preţului petrolului, a apariţiei necesităţii asigurării securităţii energetice şi a îngrijorărilor provocate de schimbările climatice. [33][14]

Biocombustibilii sunt neutri din punct de vedere al efectului de seră pentru că la arderea lor în atmosferă se eliberează cantitatea echivalentă de bioxid de carbon care a fost fixată fotosintetic de plante când s-a produs materia primă vegetală din care s-au obţinut biocombustibilii.

Cercetările din ultimii ani au arătat că energia solară stocată în biomasă poate constitui o sursă regenerabilă şi nepoluantă de energie, reprezentând o alternativă viabilă la combustibilii fosili.

Biocombustibilii reprezintă orice solid, lichid sau gaz obţinut din biomasă, care poate fi folosit în calitate de combustibil (Directive 2003/30/EC of the European Parliament and of the Council on the Promotion of the Use of Biofuels or other Renewable Fuels for Transport 2003; VIEWLS, 2005; [97]

Singura sursă de carbon regenerabilă, care poate fi utilizată ca substituent pentru combustibilii fosili este biomasa. Biomasa este formată din vegetaţie, organisme, deşeuri municipale solide, deşeuri obţinute din epurarea apei menajere, deşeuri animale, gunoi de grajd, reziduuri din agricultură, silvicultură şi anumite deşeuri industriale.[51]



1 Consideraţii privind utilizarea biocombustibililor ca alternativă la alimentarea motoarelor cu ardere internă. Obiectivele şi structura tezei.

1.1 Obiectivele şi structura tezei

Obiectivul principal al tezei este de a pune în evidenţă avantajele utilizării biocombustibililor pe bază de ulei de floarea soarelui, folosiţi pe motoarele cu aprindere prin comprimare, faţă de combustibilii comerciali convenţionali.

S-au preparat şi biocombustibili cu adaosuri de alcool metilic sau etilic – în diverse proporţii - determinându-se în condiţii de laborator proprietăţile fizice, chimice şi de exploatare ale acestora.

În această lucrare am realizat un studiu experimental privind determinarea proprietăţilor fizico-chimice a şase tipuri de combustibili, cinci dintre ei de tip biodiesel, prezentaţi în cadrul lucrării.

Un alt obiectiv important a constat în analiza comportamentului ecologic şi energetic al acestor combustibili la funcţionarea pe motoare cu aprindere prin comprimare, la regimuri caracteristice de funcţionare a acestora.

S-a evidenţiat influenţa unor biocombustibili pe baza de ulei de floarea soarelui cu adaosuri de alcool metilic sau alcool etilic – în diverse proporţii – asupra concentraţiei principalelor noxe din gazele de evacuare ale unui motor diesel pentru doua regimuri critice de funcţionare.

Am evidenţiat influenţa utilizării biocombustibililor pe bază de ulei de floarea soarelui aditivaţi cu alcool etilic, în diverse proporţii, asupra principalilor indici energetici ai unui motor cu ardere internă, comparativ cu utilizarea combustibilului convenţional – motorina.

S-a urmărit stabilirea unor parametri energetici ce caracterizează procesul de ardere, la diverse sarcini şi încărcări ale motorului. Rezultatele obţinute au permis efectuarea unei analize comparative pertinente a comportării motorului, sub aspect energetic, în condiţiile utilizării combustibililor de tip bio.

În concordanţă cu obiectivele propuse, teza a fost structurată în şase capitole.

Primul capitol se intitulează „**Consideraţii privind utilizarea biocombustibililor ca alternativă la alimentarea motoarelor cu ardere internă**” .

În cadrul capitolului s-a analizat situaţia actuală a utilizării biocombustibililor. Pe baza acestui studiu de sinteză s-a constatat că utilizarea biocombustibililor în transport, reduce dependenţa de importul de energie, poate influenţa piaţa combustibililor pentru transporturi şi poate asigura independenţa în problema energiei pe termen mediu şi lung. O atenţie specială s-a acordat procesului de transesterificare care constituie o verigă importantă în obţinerea biodieselului.

Capitolul al doilea este denumit „**Biocombustibili utilizaţi în cadrul cercetărilor experimentale pentru alimentarea motoarelor cu aprindere prin comprimare**” .



În acest capitol sunt prezentate etapele obţinerii pe cale experimentală a biocombustibilului din ulei de floarea soarelui, precum şi modul cum s-au obţinut, biocombustibilii derivaţi prin adaosuri de alcool etilic sau metilic.

Rezultatele obţinute au demonstrat că utilizarea adaosurilor de alcool (de exemplu, metanol şi etanol) în amestecurile de biomotorină este foarte practică datorită miscibilităţii sale cu biodieselul pur, ele reducând vâscozitatea şi densitatea amestecului rezultat.

Capitolul al treilea poartă numele „**Determinarea experimentală a proprietăţilor fizico-chimice şi de exploatare a biocombustibililor analizaţi**” .

În cadrul acestui capitol s-au stabilit pe cale experimentală, pe aparatură competitivă pe plan european şi respectând metodologiile impuse prin reglementări internaţionale, principalele proprietăţi fizice, chimice şi de exploatare ale suitei de biocombustibili ce urmau să fie utilizaţi în testele pe motoare cu aprindere prin comprimare. S-au făcut determinări ale vâscozităţii cinematice, ale densităţii, ale punctelor de inflamabilitate şi de tulburare, temperatura limită de filtrabilitate, curbele de distilare fracţionată, cifra cetanică şi indicele cetanic

Capitolul patru este intitulat “**Cercetarea experimentală pe motorul policilindric a comportării biocombustibililor sub aspect ecologic**”.

În acest capitol sunt prezentate rezultatele cercetărilor experimentale făcute pe un motor policilindric, la două regimuri caracteristice, pentru a evidenţia comportamentul ecologic al motorului la funcţionarea cu cinci tipuri de combustibili biodiesel pe bază de ulei de floarea soarelui, prin comparaţie cu funcţionarea cu un combustibil comercial.

S-au stabilit emisiile de CO₂, CO, NO, NO₂ şi particule.

Capitolul cinci poartă denumirea “**Cercetarea experimentală pe motorul monocilindric a comportării biocombustibililor cu adaos de alcool etilic, sub aspect energetic**”.

În cadrul acestui capitol s-au determinat, pe baza de cercetări experimentale următorii parametrii ce caracterizează un motor sub aspect energetic: lucrul mecanic efectiv pe ciclu şi cilindru, raportul de valorificare energetică, căldura totală dezvoltată pe ciclu, randamentul efectiv, legea şi viteza de degajare a căldurii aparente, puterea efectivă, consumurile de combustibil, etc. A fost dezvoltat un model matematic pentru determinarea parametrilor energetici precizaţi mai sus.

Cercetările experimentale s-au efectuat la 3 regimuri de încărcare, pentru 4 combustibili: 3 combustibili de tip bio, preparaţi şi motorină comercială (pentru a avea repere pentru analiza comparativă).

În fine, capitolul şase este destinat **concluziilor finale, contribuţiilor originale, diseminării rezultatelor şi direcţiilor viitoare de cercetare**.



2 Biocombustibilii utilizaţi în cadrul cercetărilor experimentale pentru alimentarea motoarelor cu aprindere prin comprimare. Prezentarea lor.

2.1.1 Biodieselul

Biodieselul este un combustibil obţinut prin procesul de transesterificare al grăsimilor şi uleiurilor. Acest combustibil prezintă proprietăţi asemănătoare cu ale motorinei, fapt care conduce la posibilitatea utilizării sale fie direct în motoare de tip diesel, fie ca adaosul pentru motorine clasice.[98]

Deşi există numeroase controverse legate de producerea biodieselului (costurile de producţie ale acestuia sunt mult mai mari decât ale motorinei clasice), cât şi de utilizarea sa la motoare diesel, există şi avantaje legate de folosirea sa drept combustibil: îmbunătăţirea calităţilor lubrifiante ale motorinei cu conţinut scăzut de sulf, creşterea punctului de inflamabilitate, scăderea densităţii fumului, a conţinutului de CO, CO₂ şi a particulelor, biodegradabilitatea sa. Toate aceste avantaje conduc la ideea că biodieselul este un bun candidat pentru utilizarea sa în motoarele de tip diesel. [64][82]

2.1.2 Prepararea biodieselului

La ora actuală, cele mai cunoscute tehnologii de fabricare a biodieselului la scară industrială au la bază reacţia de transesterificare în cataliză bazică omogenă a trigliceridelor conţinute în diferite uleiuri vegetale, cu metanol, având ca rezultat formarea esterilor metilici ai acizilor graşi din ulei. [30][33]

Uleiul de floarea-soarelui utilizat pentru producerea biodieselului a fost de calitate alimentară; metanolul anhidru (99,8%) şi hidroxidul de potasiu utilizat au fost furnizate de Sigma-Aldrich. S-a sintetizat esterul metilic de floarea soarelui (SFME) în Laboratorul de Uleiuri, Facultatea de Tehnologia Petrolului şi Petrochimie, Universitatea de Petrol şi Gaze Ploieşti prin transesterificarea catalitică a acizilor graşi existenţi în floarea-soarelui în prezenţa metanolului, prin utilizarea unui catalizator de hidroxid de potasiu. [29][30][31][65]

Prepararea biodieselului B100 sintetizat prin transesterificarea acizilor graşi de ulei vegetal de floarea soarelui în prezenţa metanolului şi a KOH s-a realizat în cadrul Laboratorului amintit mai sus. [29][30][31][65]

Schema procedurii de obţinere a biodieselului preparat se prezintă în figura 2.1. iar în figura 2.2. este prezentată reacţia de obţinere a biocombustibilului prin transesterificarea acizilor graşi de ulei vegetal.

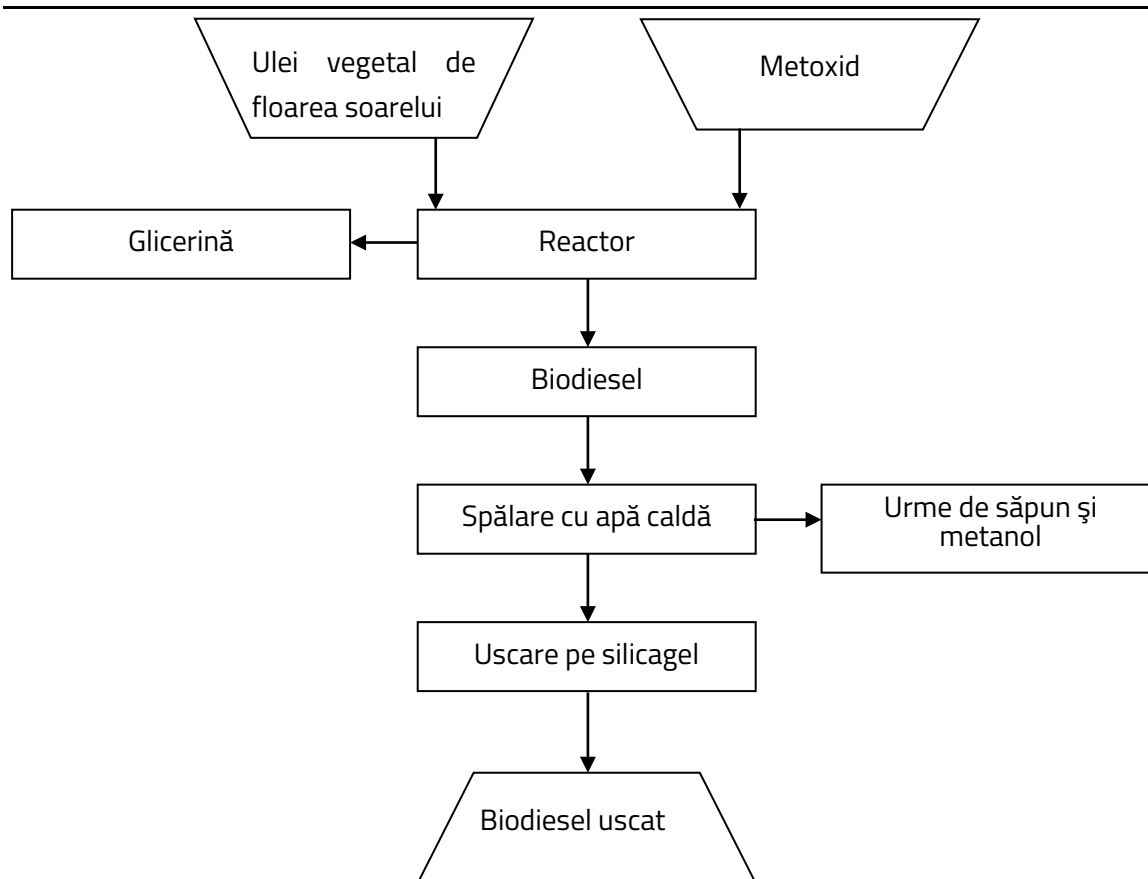


Figura.2.1. Schema procedurii de obţinere a biodieselului

Sinteza biodieselului a fost făcută prin procesul de transesterificare catalitică din uleiuri vegetale după reţeta de sinteză a biodieselului (esteri metilici ai acizilor graşi). Prepararea biodieselului se face conform reţetei clasice, după cum urmează[29][30]:

- 200g Ulei vegetal
- 80g Metanol
- 2g KOH

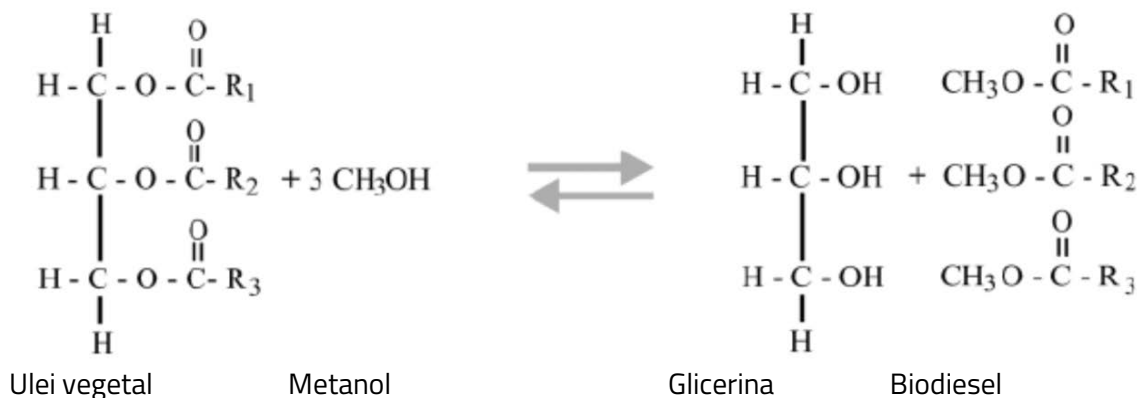


Figura.2.2. Reacţia de transesterificare [29][30]

- Se amestecă metanolul cu hidroxidul de potasiu până când acesta se dizolvă, în scopul realizării unei dizolvări mai rapide, acestea se pot încălzi până la o temperatură de maxim 45-50°C
- În reactor introducem uleiul vegetal, (figura 2.3) peste care se adaugă metoxidul obţinut anterior, se porneşte agitarea şi încălzirea, menţinând temperatura de 50°C timp de 2-3 ore;[29][31][32]
- Amestecul rezultat se va separa gravimetric într-o pâlnie de separare timp de 24 ore (figura 2.4), după care, se separă faza inferioară- glicerina, iar urmele de metanol şi săpun din biodiesel se îndepărtează prin spălări multiple cu apă caldă(figura 2.5);
- Biodieselul, faza superioară, se usucă pe silicagel pentru eliminarea urmelor de apă (figura 2.6.);
- După uscarea pe silicagel, biodieselul este filtrat, rezultând un lichid limpede (figura 2.7) lipsit de apă şi sedimente(figura 2.8).



Figura.2.3. Proba de ulei vegetal: ulei de floarea soarelui.

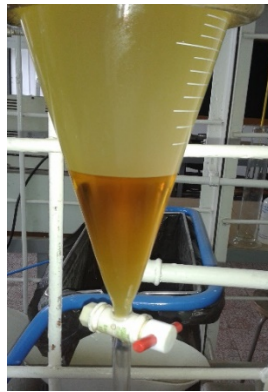


Figura.2.4. Biodiesel în faza superioară/ glicerina faza inferioară



Figura.2.5. Biodiesel spălat cu apă



Figura.2.6. Silicagel-ul pentru uscarea biodieselului



Figura.2.7. Biodieselul după şi înainte de filtrare

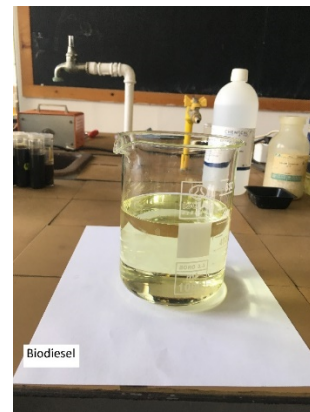


Figura.2.8. Biodieselul obţinut

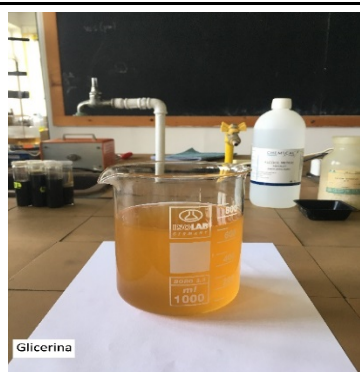


Figura.2.9. Glicerina separată

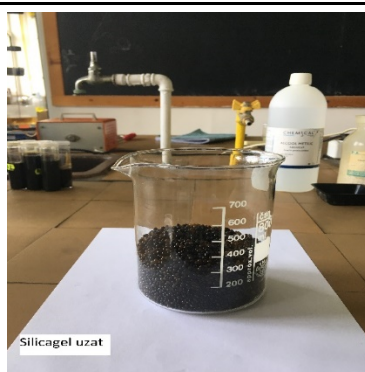


Figura.2.10. Silicagelul uzat



Figura.2.11. Sintetizarea biodieselului[29][31][32]

În figura 2.8 se prezintă o alta imagine din laborator a biodieselului obținut.

Glicerina separată și silicagelul uzat sunt prezentate în figura 2.9 și în figura 2.10.

În figura 2.11. se prezintă o imagine parțială cu echipamentele utilizate pentru obținerea biodieselului.

Compoziția acizilor grași din biodiesel a fost determinată cu ajutorul cromatografului cu gaz, un aparat de tip Varian 450 cu detector FID conform standardului EN 14103. Capilara coloanei a fost o coloană Agilet cu o lungime de 30 m, o grosime a filmului de 0,25 mm și un diametru interior de 0,32 mm. O probă de biodiesel a fost injectată într-o proporție de 100:1 la o presiune de 24,64 psi și o temperatură de 250°C. [29][31][32] [65][83][96][112]

Proprietățile fizico-chimice ale combustibililor precizați, determinate experimental la Universitatea din Pitești, Centrul Regional de Cercetare-Dezvoltare pentru materiale, procese și produse inovative destinate industriei de Automobile, UPIT_CRC&D-Auto, în Laboratorul Combustibili și Lubrifianți din UPIT_CRC&D-Auto, și în Laboratorul de Motoare Termice a activităților necesare pentru efectuarea unor analize de combustibili și testarea acestora pe standul motor

. Compoziția combustibililor preparați și utilizați la testele pe motorul Renault este prezentată în tabelul 124.

Amestecurile au fost : motorină, biodiesel B100, B20M10 (motorină 70% + biodiesel 20% + metanol 10%), B20E10 (motorină 70% + biodiesel 20% + etanol 10%), B20M5 (motorină 75% + biodiesel 20% 5%), B20E5 (motorină 75% + biodiesel 20% + etanol 5%). Compoziția combustibililor preparați și utilizați la testele pe motorul Renault este prezentată în tabelul 2.1.

Tabel 2.1. Compoziția combustibililor utilizați, pe motorul Renault[46][48].

Nr. crt.	Combustibil	Motorină [%]	B100 [%]	Metanol [%]	Etanol [%]
1.	Motorină	100	-	-	-
2	B20	80	20	-	-



3.	B20M10	70	20	10	-
4.	B20M5	75	20	5	-
5.	B20E10	70	20	-	10
6.	B20E5	75	20	-	5

2.2 Concluzii

Rezultatele obţinute din acest demers au demonstrat că utilizarea adaosurilor de alcool (de exemplu, metanol sau etanol) în amestecurile de biomotorină este foarte practică datorită miscibilităţii lor cu biodieselul pur, ele reducând vâscozitatea şi densitatea amestecului rezultat.

Combustibilul de bază biodiesel folosit a fost uleiul de floarea-soarelui numit B100. Combustibilul B20M10 este alcătuit din motorină diesel 70%, biodiesel 20% şi metanol 10%. Combustibilul B20E10 este compus din motorină 70%, biodiesel 20% şi etanol 10%. Ceilalţi combustibili utilizaţi sunt B20M5 şi B20E5, care se bazează, de asemenea, pe prezenţa alcoolului metilic şi al etilic 5%.

Limitele utilizării etanolului şi metanolului în amestecuri cu biocombustibili şi motorină sunt date de miscibilitatea lor scăzută şi caracterul hygroscopic al acestora. Din acest motiv, am utilizat doar concentraţii de alcooli de 5% şi 10% în amestecuri cu biocarburanţi şi motorină.

3 Determinarea experimentală a proprietăţilor fizico-chimice şi de exploatare ale biocombustibililor analizaţi.

Proprietăţile fizico-chimice ale combustibililor influenţează în mod direct unele procese (cum ar fi: pulverizarea, vaporizarea, autoaprinderea) care afectează însuşi procesul de ardere, de care depinde în măsură importantă comportamentul ecologic şi energetic al motorului. Dintre cele mai importante proprietăţi fizico-chimice ale combustibililor trebuie amintite: compoziţia fracţionată, densitatea, vâscozitatea, punctul de inflamabilitate, cifra cetanică, indicele cetanic. De asemenea există proprietăţi care condiţionează uzura motorului, cum ar fi: aciditatea minerală şi alcalinitatea, aciditatea organică, conţinutul de sulf, coroziune asupra lamei de cupru, conţinutul de apă, etc.[9][11][22][24][73] Alte proprietăţi ale combustibililor influenţează transportul, depozitarea şi manipularea combustibililor. Cei mai importanţi factori din acest punct de vedere sunt: gumele actuale, cifra de iod, punctul de congelare, temperatura de tulburare, punctul de inflamabilitate.

În această lucrare ne-am propus să prezentăm rezultatele determinărilor făcute pe un combustibil comercial (motorină) cu un conţinut de biodiesel de 6,5%, ulei de floarea soarelui pur, denumit B100. S-au făcut determinări şi pentru amestecuri de motorină cu 20% ulei de floarea soarelui cu 5% şi 10% etanol şi cu aceleaşi procente de metanol.

Aceşti componenţi au ca principială calitate pe aceea că eliberează oxigen în timpul arderii. În cazul amestecului combustibililor diesel cu alcooli există ca limită miscibilitatea redusă a alcoolilor în combustibilii diesel şi biocombustibili. Din această cauză, am adoptat ca şi conţinut de alcooli în amestec 5% şi 10% pentru că stabilitatea amestecului lăsa de dorit pentru procente mai mari.

Principalele proprietăţi investigate ale combustibililor sunt: densitatea, vâscozitatea, punctul de inflamabilitate, cifra cetanică, indicele cetanic, temperatura minimă de filtrabilitate, temperatura de tulburare. În lucrare sunt prezentate şi rezultatele obţinute în urma distilării fracţionate a combustibililor şi amestecurilor studiate. Distilarea fracţionată şi proprietăţile combustibililor sunt indicativi ai performanţelor acestora.[27][71][72][74][75]

În această lucrare am utilizat combustibil diesel comercial (motorină), cu un conţinut de 6,5% biodiesel si care a fost denumit Diesel comercial B6.5.

Ca aport de biodiesel am utilizat uleiul de floarea soarelui care a fost denumit în lucrare B100.

Combustibilul de bază obţinut pentru această cercetare are conţinutul de 20% biodiesel şi a fost denumit B20. Din acest combustibil de bază s-a obţinut B20_E5 şi B20_E10 cu un conţinut de 5% respectiv 10% etanol, respectiv B20_M5 şi B20_M10 cu un conţinut de 5% respectiv 10% metanol.

În figura 3.1 sunt prezentate unele probe supuse cercetării.



Figura.3.1. Probe supuse cercetării

3.1 Determinarea densității

O proprietate importantă a produselor petroliere și care face parte din specificațiile produsului este densitatea. Densitatea combustibilului influențează performanțele motorului pentru că raportul aer-combustibil și conținutul de energie din camera de combustie sunt influențate de densitatea combustibilului.

În general, densitatea biodieselului este mai mare decât cea a benzinei și motorinei. Densitatea crește atunci când nivelul de biodiesel crește; valorile specifice depind de compoziția FA (Acizi grași) și de puritate. Contaminarea cu alți compuși mai mult sau mai puțin adecvați pot afecta semnificativ densitatea FAME (Metili-esteri ai acizilor grași).[27]

Densitatea reprezintă cantitatea de substanță conținută într-un metru cub.

3.1.1 Aparatura și metodologia pentru stabilirea densității combustibililor.

S-a folosit un densimetru DS7800 produs de A. KRÜSS OPTRONIC – Germania. Densimetrul DS7800 funcționează în conformitate cu principiul frecvenței oscilatorului.

3.1.2 Rezultatele cercetării experimentale privind stabilirea densității combustibililor.

În figura 3.2 se prezintă imaginea din timpul determinării densității.



Figura.3.2. Prelevarea datelor privind densitatea combustibililor analizați

În figura 3.3 se prezintă valorile densităţii determinate pentru cele 7 tipuri de combustibil.

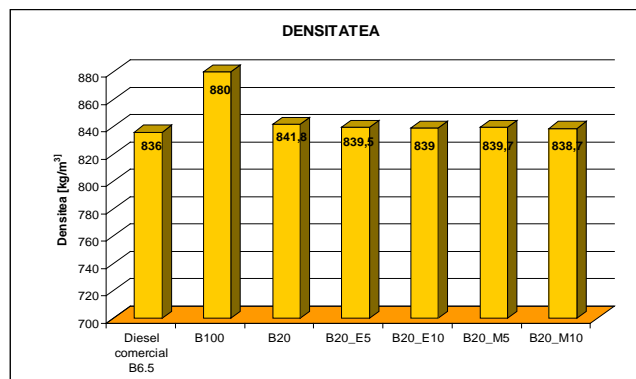


Figura.3.3. Densitatea combustibililor analizați

3.2 Vâscozitatea combustibililor

Vâscozitatea mare poate conduce la picături cu dimensiuni mari, pulverizare și vaporizare redusă, unghi mic de pulverizare (dispersie) a injecției și o penetrare mare în cilindru a combustibilului pulverizat. Ea poate de asemenea să reducă rata de curgere a combustibilului, ceea ce ar conduce la o alimentare neadecvată cu combustibil. O alta consecință a acesteia ar fi avarierea pompei. O vâscozitate mare a combustibilului are ca rezultat o înrăutățire a procesului de ardere, emisii poluante mai mari și o diluție mărită a uleiului.

În general, combustibilul de tip biodiesel are o vâscozitate mai mare decât combustibilii convenționali și de aceea este important să fie controlată într-o gamă de întindere acceptabilă, pentru a se evita impactul negativ asupra performanței lor, sistemului de injecție cu combustibil. [27]

3.2.1 Aparatura pentru stabilirea vâscozității combustibililor utilizați.

Aparatul folosit pentru determinarea vâscozității combustibililor utilizați a fost Vâscozimetrul U-Visc. Este un sistem complet automat care folosește tuburi capilare pentru a măsura vâscozitatea cinematică a fluidelor Newtoniene.

3.2.2 Rezultatele cercetării experimentale privind determinarea vâscozității combustibililor utilizați.

În figura 3.4 se prezintă rezultatele determinărilor valorilor vâscozității pentru combustibilii analizați

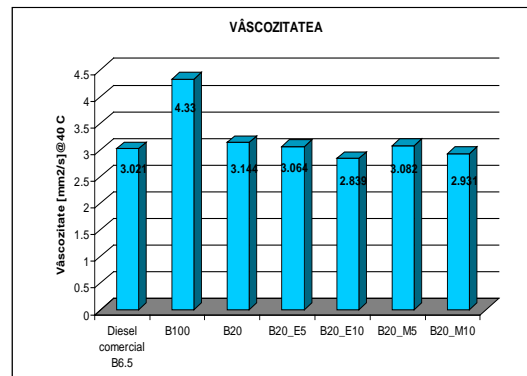


Figura.3.4. Vâscozitatea cinematică pentru combustibilii analizați

După cum se poate vedea în figura 3.4 cea mai mare valoare a vâscozității cinemactice o are uleiul de floarea soarelui iar cea mai mică combustibilul B20_E10. Aici se poate constata influența majoră a adaosului de alcool etilic asupra valorii vâscozității cinemactice

3.3 Punctul de inflamabilitate

Temperatura de inflamabilitate sau punctul de inflamabilitate, reprezintă temperatura cea mai joasă, corelată cu o presiune barometrică de 101.3 kPa (760 mm Hg), căreia i se aplica testarea cu flacăra, provocând astfel aprinderea masei de vapori de deasupra probei, în condițiile de testare specificate.

3.3.1 Aparatura și metodologia pentru determinarea punctului de inflamabilitate

Aparatul folosit pentru determinarea punctului de inflamabilitate a fost analizorul Eralytics analyser. Această măsurătoare folosește metoda Cănie Închise Continuu pentru găsirea Punctului de Aprindere (CCCFP).

3.3.2 Rezultatele experimentale privind determinarea punctului de inflamabilitate.

În figura 3.5. se evidențiază valorile punctului de inflamabilitate pentru combustibilii supuși testărilor.

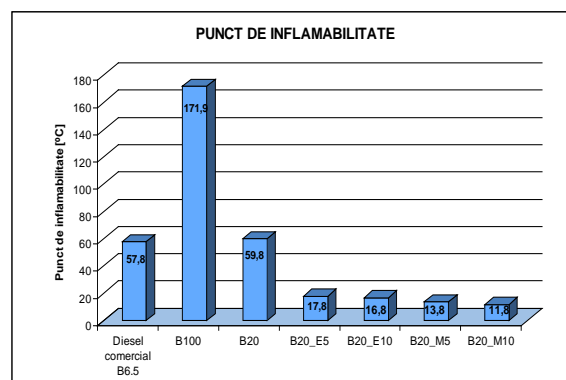


Figura.3.5. Punctul de inflamabilitate pentru combustibilii analizați

După cum se poate vedea în figura 3.5 cea mai mare valoare este pentru uleiul de floarea soarelui, cu valoarea de 171,9 °C, iar cea mai mică este de 11,8 °C pentru combustibilul B20_M10, în timp de motorina comercială prezintă valoarea de 57,8 °C, valoare proprie acestui tip de combustibil.

4 Cercetarea experimentală pe motorul policilindric a comportării biocombustibililor, sub aspect ecologic

4.1 Consideraţii generale

Capitolul 4 este destinat prezentării strategiei, metodicii şi rezultatelor experimentale obţinute cu diverse sortimente de biocombustibili, cu adaosuri - în diverse proporţii - de alcool metilic şi alcool etilic, în scopul de a evidenţia calităţile ecologice ale acestora comparativ cu ale motorinei.

În figura 4.1 este prezentat în esenţă algoritmul cercetării experimentale pentru stabilirea comparativă a comportamentului ecologic al combustibililor testaţi.

Se constată că au fost supuşi cercetării cinci combustibili de tip biodiesel pe bază de ulei de floarea soarelui – patru dintre aceştia având adaosuri de alcool metilic sau etilic – precum şi o motorină comercială care este folosit ca element de referinţă. Compoziţia acestora se regăseşte în tabelul 2.1. Combustibilul B20E10 este alcătuit din motorină comercială 70%, biodiesel din ulei de floarea soarelui 20% şi etanol 10%. Combustibilul B20M5 este alcătuit din motorină comercială 75%, biodiesel din ulei de floarea soarelui 20% şi metanol 5%. Combustibilul B20E5 este alcătuit din motorină comercială 75%, biodiesel din ulei de floarea soarelui 20% şi etanol 5%. Combustibilul B20 este alcătuit din motorină comercială 80%, biodiesel din ulei de floarea soarelui 20%. Combustibilul B100 este biodiesel din ulei de floarea soarelui.

Conform figurii 4.1 s-au determinat experimental următoarele emisii poluante chimice: dioxidul de carbon CO₂, monoxidul de carbon CO, monoxidul de azot NO, dioxidul de azot NO₂ şi particulele. Alături de acestea s-a mai determinat şi temperatura gazelor arse.

Analiza emisiilor s-a realizat cu analizorul de gaze în infraroşu AVL de tip SESAM FTIR, timpul de prelevare a probelor fiind de 65 de secunde, pe un motor policilindric, la două regimuri de funcţionare considerate a fi deosebit de poluante: regimul de mers în gol încet, la 1000 rpm şi la regimul de 1500 rpm cu cuplu motor de 40 Nm. [23] Aceste regimuri au fost alese deoarece sunt cele mai dezavantajoase în ceea ce priveşte producerea de emisii poluante chimice. La turaţii reduse, sub 2000 rpm, condiţiile de formare a amestecului carburant sunt dificile datorită vitezei medii reduse a pistonului şi a aerului din camera de ardere.

Pentru aceste regimuri, avem emisii poluante chimice mai mari decât la alte regimuri de funcţionare, cum ar fi – de exemplu – regimul urban sau cel mixt. La aceste regimuri de funcţionare a motorului, presiunea de admisie generată de turbosuflantă este mică şi de aceea este mai uşor de determinat influenţa componentelor combustibilului asupra nivelului de concentraţie a produşilor poluanţi.

Un parametru important este şi temperatura gazelor de evacuare care este un indicator al procesului de ardere. Pentru temperaturi de peste 230 °C la regimul de mers în gol, procesul de ardere nu are loc în cele mai bune condiţii.

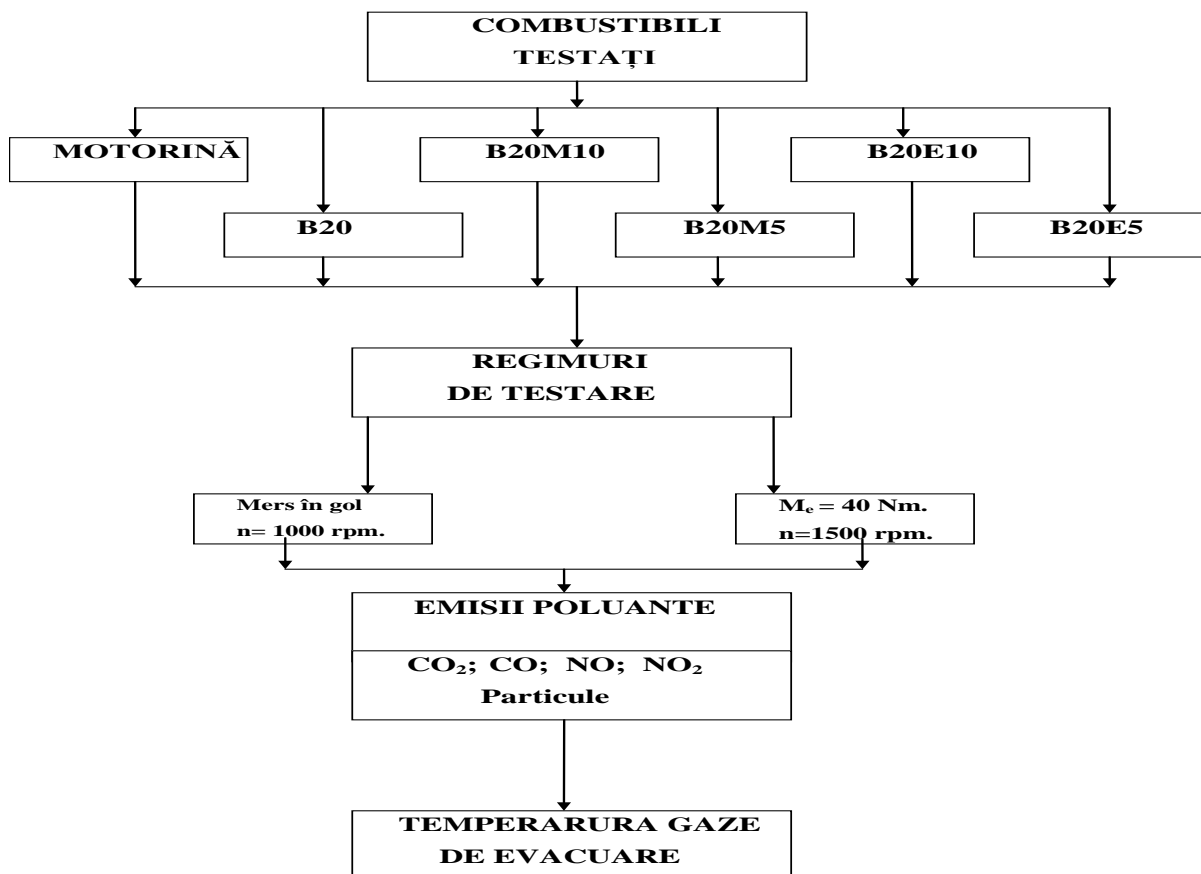


Figura.4.1. Strategia cercetării experimentale pentru stabilirea comportamentului ecologic al combustibililor testați

Principalele caracteristici ale motorului policilindric utilizat în cercetarea experimentală sunt prezentate în tabelul 4.1

Tabel 4.1. Principalele caracteristici ale motorului utilizat

Modelul motorului	Renault K9K P 732
Capacitate cilindrică	1461 cm ³
Alezaj x cursă	76 mm x 80.5 mm
Tip de motor	4 timpi, 4 cilindri în linie
Tip de injecție	Injecție directă, common-rail
Raport de comprimare	18,8
Puterea maximă	78 kW (105 CP)
Turația de putere maximă	4000 rpm
Moment motor maxim	240 Nm
Turația de moment motor maxim	2000 rpm

Imagini ale standului de testare sunt prezentate în figurile 4.2 şi 4.3.



Figura.4.2. Standul de testare



Figura.4.3. Pregătirea standului de testare

Analizorul de gaze de tip SESAM FTIR e prezentat în figura 4.4

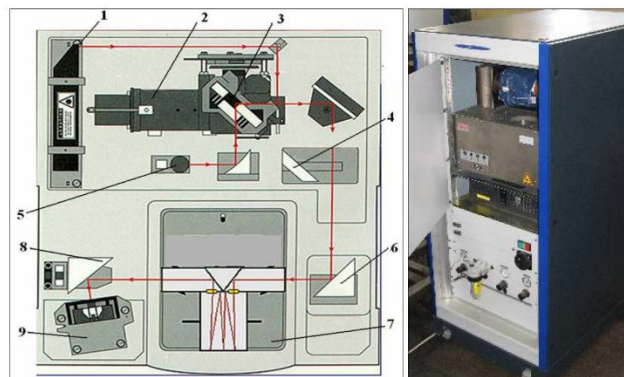


Figura.4.4. Principiul de măsurare al analizorului SESAM FTIR [23]

Rezultatele urmărite în cadrul testelor ne arată concentraţia de dioxid de carbon (%), monoxid de carbon (ppm), monoxid de azot (ppm), dioxid de azot (ppm), presiunea medie efectivă (bar), numărul de particule (p/cm^3), debitul masic al gazelor de evacuare (kg/h) şi temperatura gazelor de evacuare ($^{\circ}C$).

Testele au fost efectuate pentru turaţia de mers în gol de 1000 rpm. şi pentru turaţia de 1500 rpm. la un moment motor de 40 Nm.

4.2 Rezultatele obţinute pentru regimul de mers în gol la turaţia de 1000 rpm

În urma încărcărilor au rezultat grafice precum cele care urmează şi în care sunt precizate şi emisiile medii pentru fiecare combustibil folosit.

Valorile concentraţiilor de dioxid de carbon, determinate, pot fi văzute în figura 4.5.

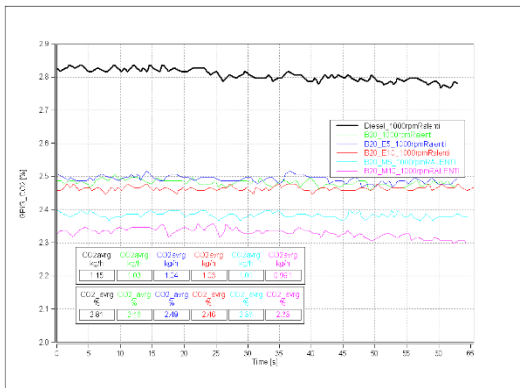


Figura.4.5. Concentraţiile de dioxid de carbon pentru regimul de mers în gol (1000 rpm.)

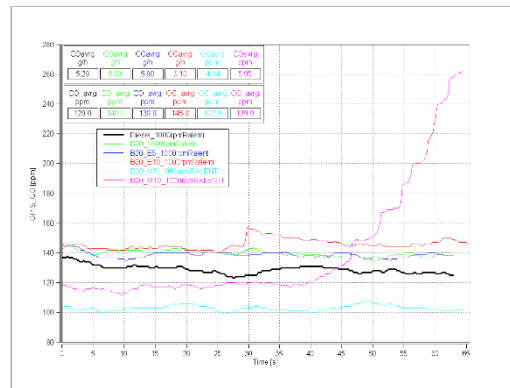


Figura.4.6. Concentraţiile de monoxid de carbon pentru regimul de mers în gol (1000 rpm.)

Concentraţiile de monoxid de carbon determinate experimental se regăsesc în figura 4.6

Concentraţiile de monoxid de azot determinate experimental sunt prezentate în figura 4.7.

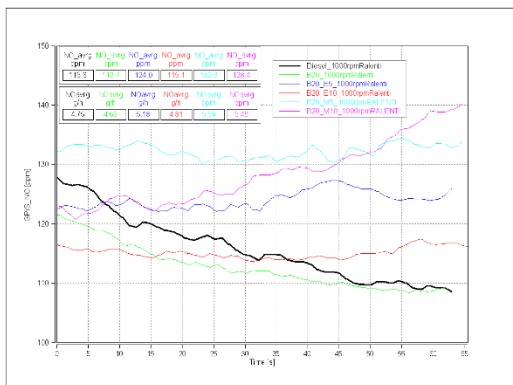


Figura.4.7. Concentraţiile de monoxid de azot pentru regimul de mers în gol (1000 rpm.)

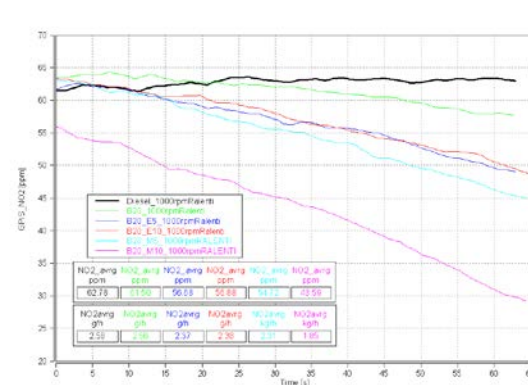


Figura.4.8. Concentraţiile de dioxid de azot pentru regimul de mers în gol (1000 rpm.)

Concentraţiile de dioxid de azot determinate experimental sunt prezentate în figura 4.8

Emisiile de particule se pot vedea în figura 4.9

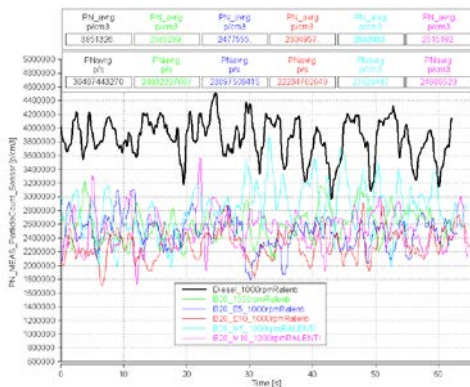


Figura.4.9. Emisiile de particule pentru regimul de mers în gol(1000rpm)

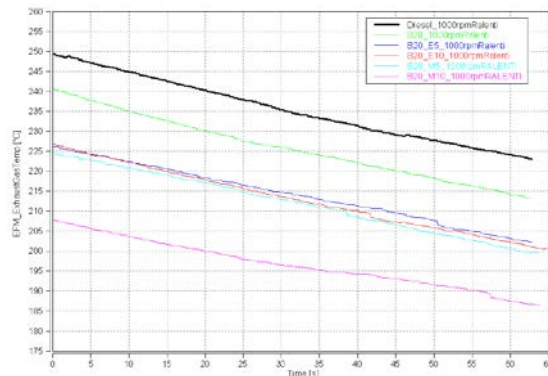


Figura.4.10. Evoluţia temperaturilor gazelor de racuare pentru regimul de mers în gol (1000rpm)

Evoluţia temperaturilor gazelor de evacuare este prezentată în figura 4.10. În figura 4.5 concentraţia minimă de dioxid de carbon este de 2,3-2,4% pentru B20_M10. Concenraţia maximă variază de la 2,8-2,84% pentru motorină. Aşa cum se poate vedea în figura 4.6 concentraţia minimă de monoxid de carbon este de 100-105 ppm pentru B20_M5. Valoarea maximă ajunge la 260 ppm pentru B20_M10. Cea mai mică concentraţie de monoxid de azot este pentru B20 şi motorină în jur de 109 ppm şi cea mai mare valoare este de 140 ppm pentru B20_M10, după cum reiese din figura 4.7. În figura 4.8, cea mai mică concentraţie de dioxid de azot este pentru B20_M10 şi motorină în jur de 30 ppm, iar cea mai mare valoare este 63 ppm pentru motorină. Aşa cum se poate vedea în figura 4.9, cea mai mare emisie de particule este pentru motorină, cu valoarea medie de 3851326 particule/cm³, iar cea mai mică valoare este între 2304957 particule /cm³ pentru B20_E10. Cea mai mare temperatură a gazelor de evacuare este pentru motorină, iar pentru timpul de prelevare de 65 de secunde avem 223 °C, iar cea mai mică valoare este 187 °C pentru B20_M10.

4.3 Rezultate obţinute pentru regimul de 1500 rpm şi cuplu motor de 40 Nm.

Concentraţiile de dioxid de carbon determinate experimental pot fi văzute în figura 4.11 pentru regimul de funcţionare de 1500 rpm. şi 40 Nm.

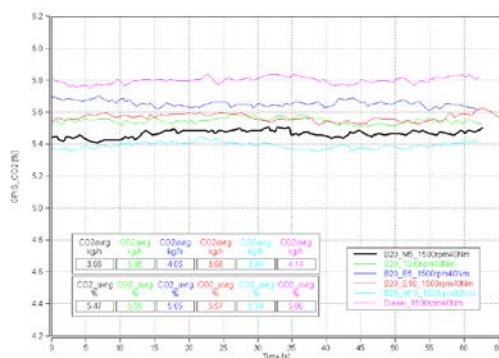


Figura.4.11. Evoluţia concentraţiilor de dioxid

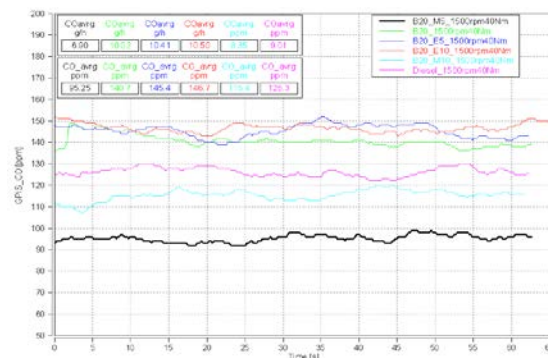


Figura.4.12. Concentraţiile de monoxid de

de carbon

carbon

În figura 4.12 se prezintă rezultatele obţinute pentru emisiile de monoxid de carbon la acelaşi regim de cercetare experimentală.

Concentraţiile de monoxid de azot pentru combustibilii analizaţi la regimul de 1500 rpm. şi 40 Nm se prezintă în figura 4.13.

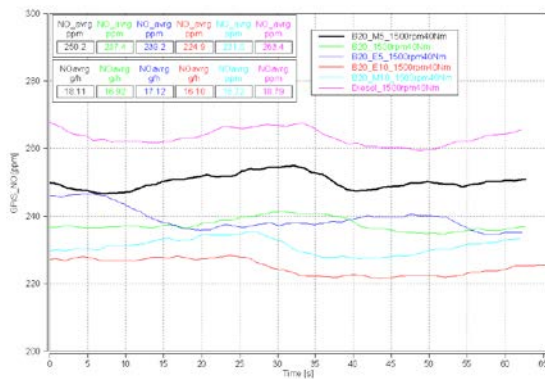


Figura.4.13. Concentraţiile de monoxid de azot

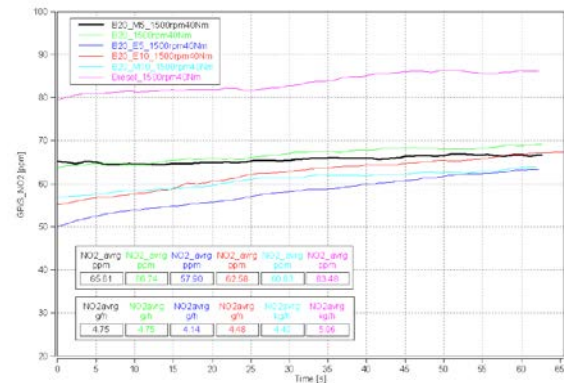


Figura.4.14. Concentraţiile de dioxid de azot

Concentraţiile de dioxid de azot, pentru regimul de 1500 rpm. şi 40 Nm sunt prezentate în figura 4.14

Pentru acelaşi regim, emisiile de particule se pot vedea în figura 4.15.

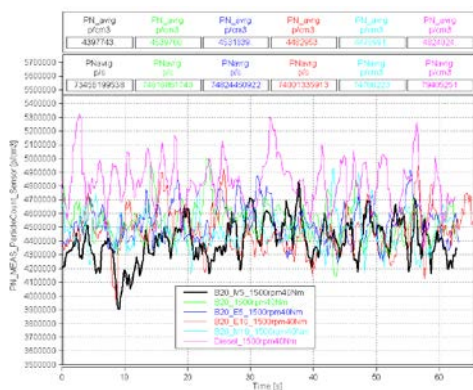


Figura.4.15. Emisiile de particule

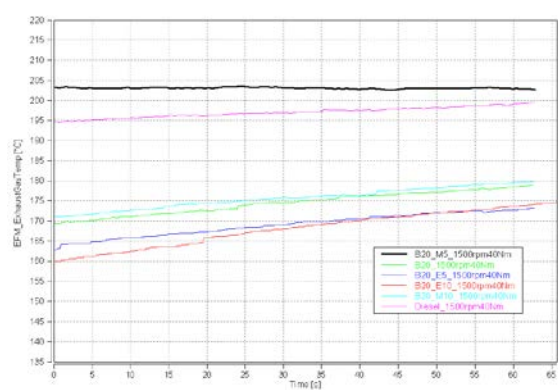


Figura.4.16. Evoluţia temperaturii gazelor de evacuare

Pentru acelaşi regim de funcţionare se prezintă evoluţia temperaturii gazelor de evacuare în figura 4.16 pentru combustibilii analizaţi. Ca nivel maxim şi minim, avem în figura 4.11 emisiile maxime de dioxid de carbon care sunt de 5,8% pentru motorină, iar valoarea minimă este de 5,4% pentru B20_M10. Valorile maxime şi minime măsurate ale concentraţiei de monoxid de carbon pot fi observate în figura 4.12. Maximul este de 150 ppm pentru B20_E10, iar valoarea minimă este de 93 ppm pentru motorină. Cea mai mare concentraţie de monoxid de azot este de 268 ppm pentru motorină, iar cea mai mică concentraţie este de aproximativ 220 ppm pentru B20_E10, așa cum

se arată în figura 4.13. După cum se poate vedea în figura 4.14 concentraţia maximă de bioxid de azot este de 86 ppm pentru motorină, iar valoarea minimă este de 65 ppm pentru B20_E5.

În ceea ce priveşte emisia de particule în figura 4.15, numărul maxim de particule este 4824024 p / cm³ pentru motorină, iar valoarea minimă este 4397743 p / cm³ pentru B20_M5. După timpul de prelevare, temperatura maximă de ieşire este de 203 °C pentru B20_M5, iar valoarea minimă este de 168 °C pentru B20_E5. În tabelul 4.2. s-au reunit valorile medii ale emisiilor măsurate şi ale temperaturii gazelor arse pentru cei şase combustibili testaţi.

Tabel 4.2. Tabel centralizator al emisiilor şi temperaturilor gazelor arse

Media - Emisiilor de CO ₂ , CO, NO, NO ₂ , de particule şi temperatură												
Tipul combustibilului	CO ₂ [%]		CO[ppm]		NO[ppm]		NO ₂ [ppm]		Particule[p/cm ³]		TGA [°C]	
	Turaţia[rpm]		Turaţia[rpm]		Turaţia[rpm]		Turaţia[rpm]		Turaţia[rpm]		Turaţia[rpm]	
	1000 rpm	1500 rpm	1000 rpm	1500 rpm	1000 rpm	1500 rpm	1000 rpm	1500 rpm	1000 rpm	1500 rpm	1000 rpm	1500 rpm
Motorina	2.81	5.8	129	126.3	115.8	18.79	62.78	83.48	3851326	4824024	223	203
B20	2.48	5.55	140	140.7	112.7	16.92	61.5	66.74	2585269	4539760		
B20E5	2.49	5.65	138.5	145.4	124	17.12	56.68	57.9	2477555	4531839		
B20E10	2.46	5.57	145.8	146.7	115.1	16.1	56.88	62.58	2304957	4482953		
B20M5	2.38	5.47	102.9	95.25	132.3	18.11	54.72	65.61	2833933	4397743		168
B20M10	2.33	5.39	139.9	115.4	128.4	16.72	43.59	60.83	2515192	4478991	187	
Min	2.33	5.39	102.9	95.25	112.7	16.1	43.59	57.9	2304957	4397743	187	168
Max	2.81	5.8	145.8	146.7	132.3	18.79	62.78	83.48	3851326	4824024	223	203

4.4 Analiza rezultatelor de emisii obţinute din punct de vedere ecologic

În figurile ce urmează vor fi prezentate variaţiile emisiilor pentru combustibilii testaţi la cele două regimuri de funcţionare .

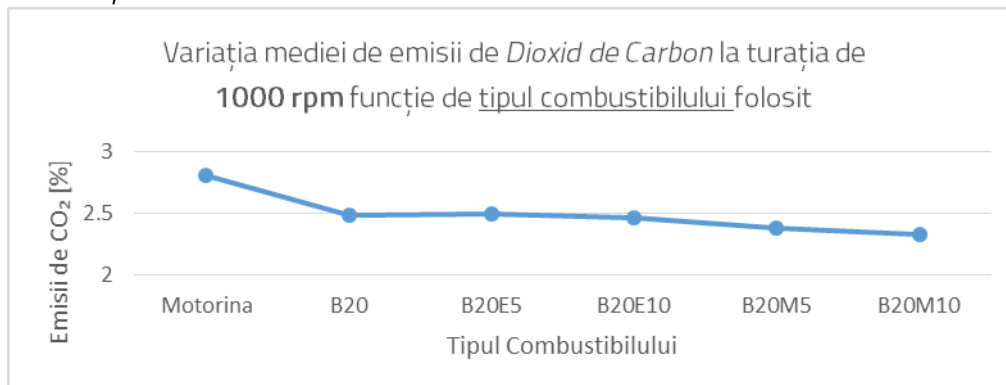


Figura.4.17. Variaţia mediei de emisii de Dioxid de Carbon la turaţia de 1000 rpm funcţie de combustibilul folosit

Se observă în figura 4.18 că emisiile de dioxid de carbon la combustibili testaţi, pentru turaţia de 1000 rpm, au fost mai mici cu 11%-17% faţă de emisiile înregistrate la motorina. Astfel cele mai mici emisii au fost înregistrate la B20M10 unde s-a înregistrat o reducere cu 17.08%. La B20 reducerea a fost cu 11.74%, la B20E5 a fost de 11.39%, la B20E10 a fost de 12.46% în timp ce la B20M5 a fost de 15.30%.

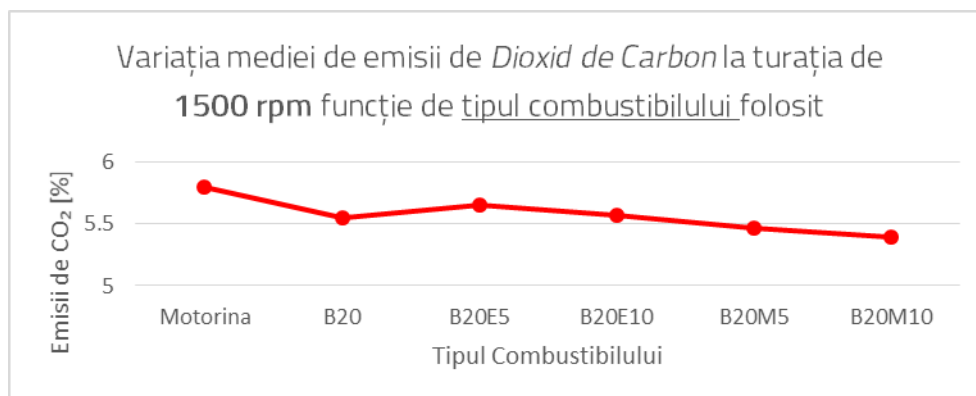


Figura.4.18. Variaţia mediei de emisii de Dioxid de Carbon la turaţia de 1500 rpm funcţie de tipul combustibilului folosit

Emisiile de dioxid de carbon la combustibili testaţi, pentru turaţia de 1500 rpm (figura 4.19), au fost mai mici cu 2.5%-7% faţă de emisiile înregistrate la motorină. Astfel cele mai mici emisii au fost înregistrate la B20M10 unde s-a înregistrat o reducere cu 7.07%. La B20 reducerea a fost cu 4.31%, la B20E5 a fost de 2.59%, la B20E10 a fost de 3.97% în timp ce la B20M5 a fost de 5.39%.

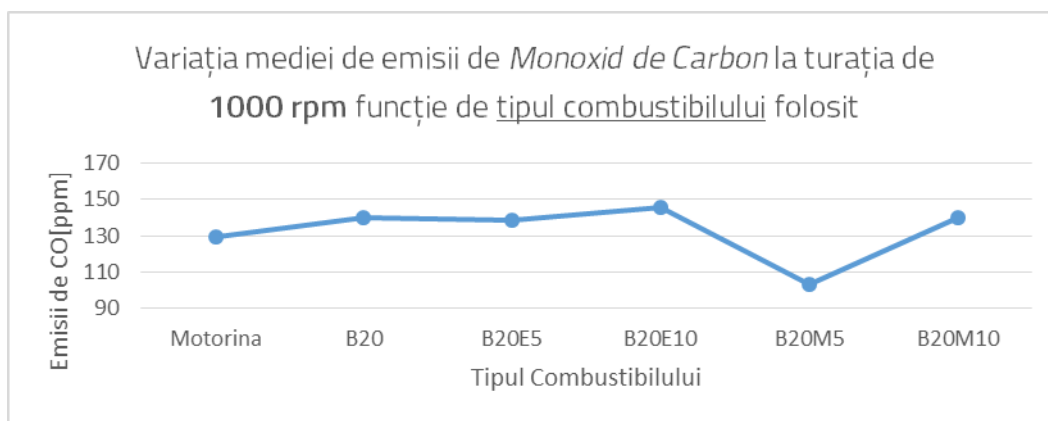


Figura.4.19. Variaţia mediei de emisii de Monoxid de Carbon la turaţia de 1000 rpm funcţie de combustibilul folosit

Se observă în figura 4.19 că emisiile de monoxid de carbon, pentru turaţia de 1000 rpm, au fost cuprinse între -20% și +13% faţă de emisiile înregistrate la motorină. Astfel cele mai mici emisii au fost înregistrate la B20M5 unde s-a înregistrat o reducere cu 20.23%. La toate celelalte s-a înregistrat o creştere astfel la B20 creşterea a fost cu 8.53%, la B20E5 a fost de 7.36%, la B20E10 a fost de 13.02% în timp ce la B20M10 a fost de 8.45%.

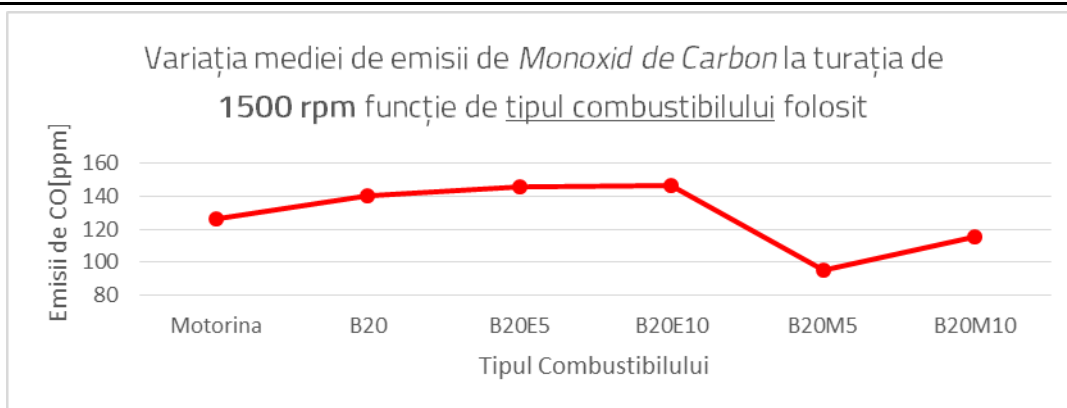


Figura.4.20. Variaţia mediei de emisii de Monoxid de Carbon la turaţia de 1500 rpm funcţie de tipul combustibilului folosit

Emisiile de monoxid de carbon, la turaţia de 1500 rpm (figura 4.20) au fost cuprinse între -24.5% și +16% față de emisiile înregistrate la motorină. Astfel cele mai mici emisii au fost înregistrate la B20M5 unde s-a înregistrat o reducere cu 24.58%, iar la B20M10 de 8.63%. La toate celelalte s-a înregistrat o creștere astfel la B20 creșterea a fost cu 11.4%, la B20E5 a fost de 15.12%, în timp ce la B20E10 a fost de 16.15%.

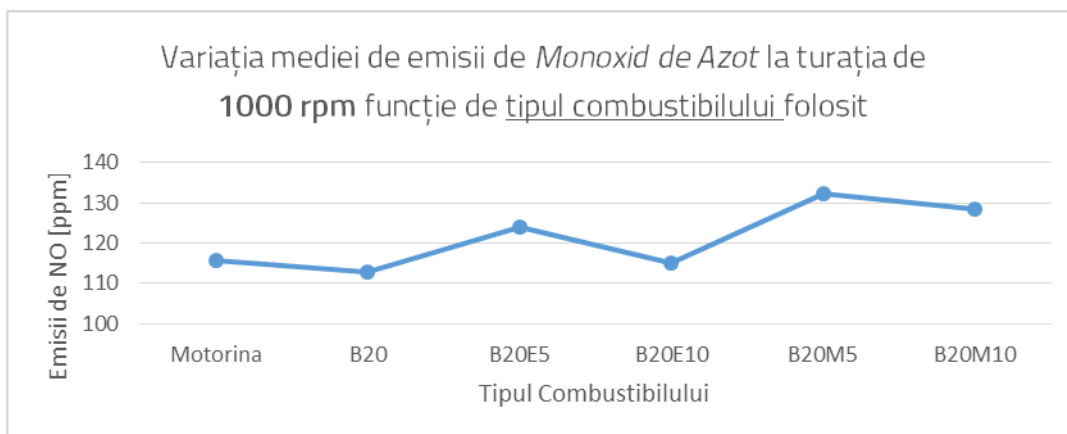


Figura.4.21. Variaţia mediei de emisii de Monoxid de Azot la turaţia de 1000 rpm funcţie de tipul combustibilului folosit

În cazul monoxidului de azot, la turaţia de 1000 rpm (figura 4.21) emisiile de au fost cuprinse între -2.6% și +14% față de emisiile înregistrate la motorină. Astfel cele mai mici emisii au fost înregistrate la B20 unde s-a înregistrat o reducere cu 2.68%, iar la B20E10 a fost doar de 0.6%. La toate celelalte s-a înregistrat o creștere astfel la B20M5 creșterea a fost cu 14.25%, la B20E5 a fost de 7.08%, în timp ce la B20M10 a fost de 10.88%.

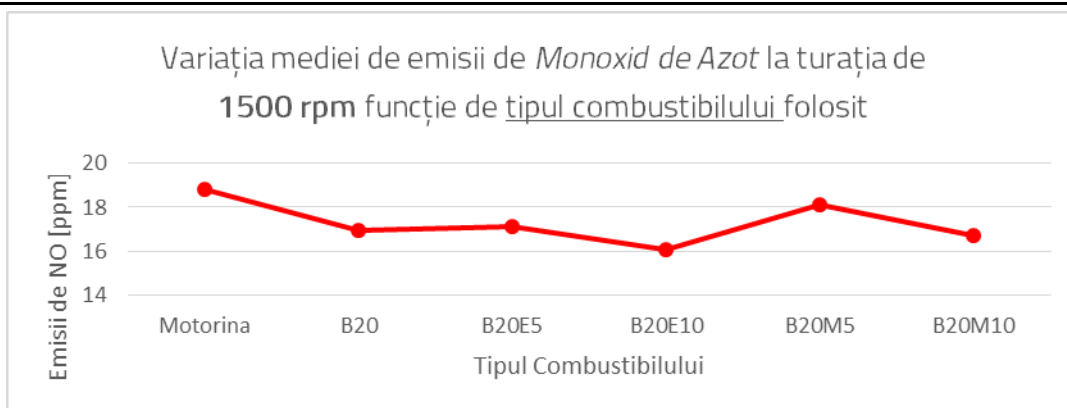


Figura.4.22. Variaţia mediei de emisii de Monoxid de Azot la turaţia de 1500 rpm funcţie de tipul combustibilului folosit

Se observă, în figura 4.22, ca emisiile de monoxid de azot la combustibilii testaţi, pentru turaţia de 1500 rpm, au fost mai mari cu 3.6%-14% faţă de emisiile înregistrate la motorină. Astfel cea mai mică creştere de emisii a fost înregistrată la B20M5 de 3.62%. La B20 creşterea a fost cu 9.95%, la B20E5 a fost de 8.89%, la B20M10 a fost de 11.89%. Cea mai mare creştere a fost înregistrată la B20E10 şi a fost de 14.32%.

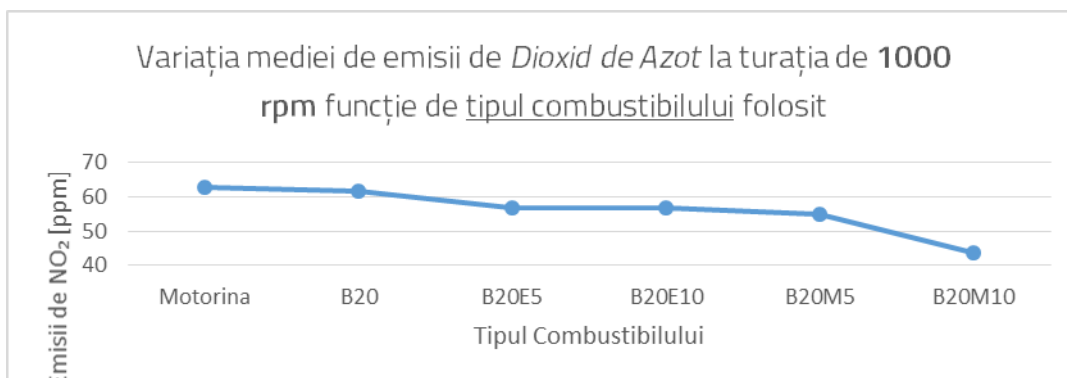


Figura.4.23. Variaţia mediei de emisii de Dioxid de Azot la turaţia de 1000 rpm funcţie de tipul combustibilului folosit

Emisiile de dioxid de azot la combustibilii testaţi, pentru turaţia de 1000 rpm (figura 4.23), au fost mai mari cu 2%-30% faţă de emisiile înregistrate la motorină. Astfel cea mai mică creştere de emisii a fost înregistrată la B20 de 2.04%. La B20E5 creşterea a fost cu 9.72%, la B20E10 a fost de 9.40%, la B20M5 a fost de 12.84%. Cea mai mare creştere a fost înregistrată la B20M10 si a fost de 30.57%.

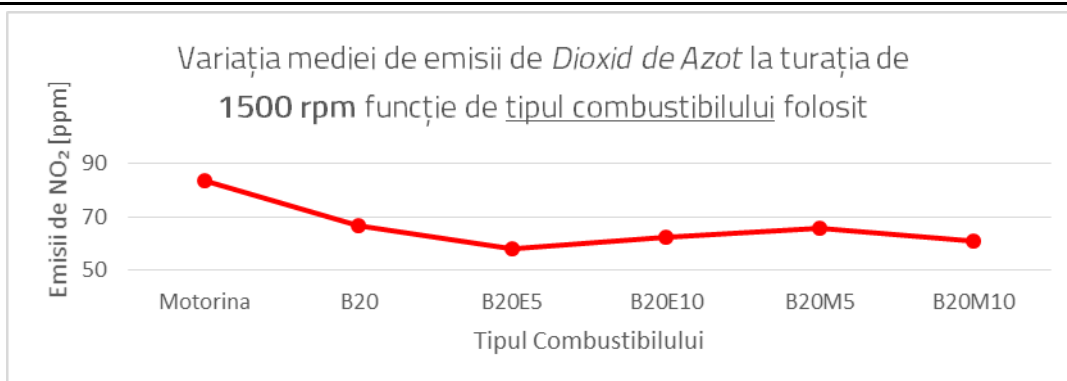


Figura.4.24. Variația mediei de emisii de Dioxid de Azot la turația de 1500 rpm funcție de tipul combustibilului folosit

Emisiile de dioxid de azot la combustibilii testați, pentru turația de 1500 rpm (figura 4.24), au fost mai mari cu 20%-30% față de emisiile înregistrate la motorină. Astfel cea mai mică creștere de emisii a fost înregistrată la B20 de 20.05%. La B20E10 creșterea a fost cu 25.04%, la B20M5 a fost de 21.41%, la B20M10 a fost de 12.84%. Cea mai mare creștere a fost înregistrată la B20E5 și a fost de 30.64%.

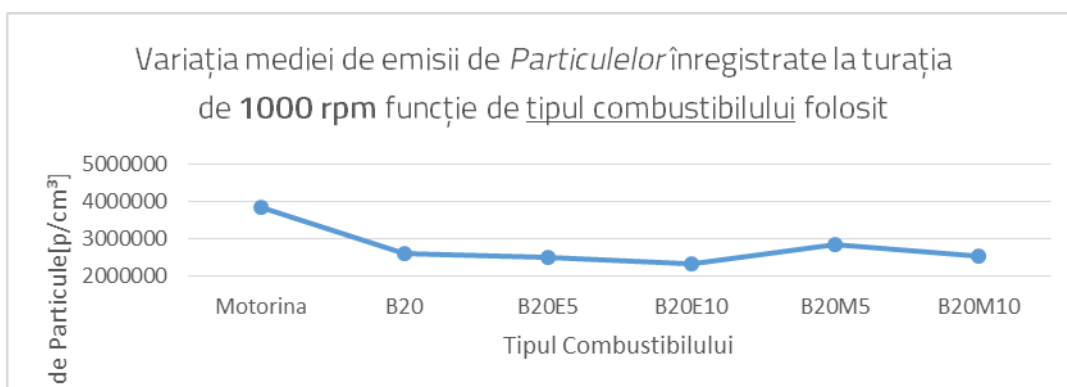


Figura.4.25. Variația mediei de emisii de Particule înregistrate la turația de 1000 rpm funcție de tipul combustibilului folosit

Și în cazul emisiilor de particule, pentru turația de 1000 rpm (figura 4.25), s-au înregistrat creșteri cu 26%-40% față de emisiile înregistrate la motorină. Astfel cea mai mică creștere de emisii a fost înregistrată la B20M5 de 26.42%. La B20 creșterea a fost cu 32.87%, la B20E5 a fost de 35.67%, la B20M10 a fost de 34.69%. Cea mai mare creștere a fost înregistrată la B20E10 și a fost de 40.15%.

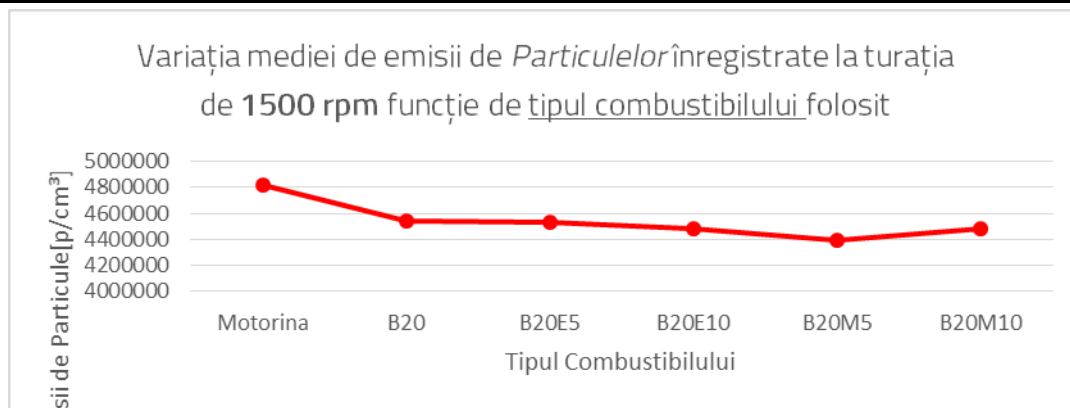


Figura.4.26. Variaţia mediei de emisii de Particule înregistrate la turaţia de 1500 rpm funcţie de tipul combustibilului folosit

În cazul emisiilor de particule, pentru turaţia de 1500 rpm (figura 4.26), s-au înregistrat creşteri cu 5.8%-8.8% faţă de emisiile înregistrate la motorină. Astfel cea mai mică creştere de emisii a fost înregistrată la B20 de 5.89% . La B20E5 creşterea a fost cu 6.06%, la B20E10 a fost de 7.07%, la B20M10 a fost de 7.15%. Cea mai mare creştere a fost înregistrată la B20M5 şi a fost de 8.84%.

4.5 Concluzii

Limitele utilizării etanolului şi metanolului în amestecuri cu biocombustibili şi motorină sunt date de miscibilitatea lor scăzută şi caracterul higroscopic al acestora. Din acest motiv, am utilizat doar concentraţii de alcooli de 5% şi 10% în amestecuri cu biocarburanţi şi motorină. Cele mai importante emisii şi parametrii de funcţionare ai combustibililor analizaţi constau în emisii de dioxid de carbon, monoxid de carbon, oxizi de azot, dioxid de azot, particule şi temperatura gazelor de evacuare.

Pentru regimul de mers în gol la 1000 rpm cele mai scăzute emisii de dioxid de carbon au fost date de B20_M10 şi cea mai mare de combustibilul diesel (motorină). Aici putem vedea influenţa benefică a metanolului.

Pentru monoxidul de carbon, în acelaşi regim de funcţionare, valoarea minimă a fost de 100-105 ppm pentru B20_M5, dar cele mai ridicate valori au fost obţinute pentru B20_M10, în valoare de 260 ppm. Această evoluţie este contradictorie şi atrage atenţia asupra limitelor de utilizare a metanolului.

Din punct de vedere al emisiilor de monoxid de azot, cele mai scăzute valori ale concentraţiei au fost de 109 ppm pentru B20 şi cele mai ridicate pentru B20_M10 cu valoarea de 140 ppm.

În cazul emisiilor de dioxid de azot, cele mai scăzute valori au fost de 30 ppm pentru B20_M10, iar cele mai ridicate, de 63, au fost obţinute pentru motorină. Aici putem constata influenţa benefică a biocombustibilului.



În cazul funcţionării la 1500 rpm şi a cuplului de 40 Nm, cele mai ridicate valori ale emisiilor de dioxid de carbon au fost obţinute pentru motorina cu 5,8%, iar cel mai scăzut pentru B20_M10 cu 5,4%.

Pentru monoxidul de carbon cea mai mare valoare a emisiilor a fost de 150 ppm pentru B20_E10, iar cea mai mică a fost de 93 ppm pentru motorină. În cazul emisiilor de monoxizi de azot, emisiile cele mai ridicate au fost de 268 ppm pentru motorina, iar valorile cele mai scăzute de 220 ppm au fost obţinute pentru B20_E10. Aici putem observa influenţa pozitivă a etanolului în amestec cu 20% biocombustibil.

Pentru dioxidul de azot, în acelaşi regim de funcţionare, s-au obţinut valori maxime de 86 ppm pentru motorină, iar cele mai mici valori au fost de 65 ppm pentru B20_E5. În cazul emisiilor de particule, valoarea maximă a fost dată de motorina şi valoarea minimă a lui B20_M5.

Pentru temperatura gazelor de eşapament, valoarea maximă a fost de 203 °C pentru B20_M5, iar valoarea minimă a fost de 168 °C pentru B20_E5.

În concluzie, se poate spune că cele mai bune rezultate au fost în general date de utilizarea etanolului. Se constată că la ambele regimuri de testare, motorina a prezentat valorile cele mai ridicate pentru toate emisiile, cu excepţia emisiilor de NO (la mersul în gol) şi CO (la cuplul de 40 Nm şi la turaţia de 1500 rpm). Se observă de asemenea că prezenţa etanolului în proporţie 5 % este cea mai benefică.[23]

5 Cercetarea experimentală pe motorul monocilindric a biocombustibililor cu adaos de alcool etilic, sub aspect energetic

5.1 Algoritm de lucru pentru cercetarea experimentală pe motor a biocombustibililor realizaţi

Cercetările au fost efectuate pe motorul monocilindric 1B20 Hatz, amplasat pe standul G.U.N.T. Algoritm de lucru pentru cercetarea experimentală este prezentat în figura. 5.1, unde se observă că au fost supuşi cercetării experimentale patru tipuri de combustibili, dintre care trei de tip bio, în trei regimuri de sarcină diferite: sarcină totală, sarcină 80%, şi sarcină 30%. Rezultatele obţinute au permis efectuarea unei analize comparative pertinente a comportării motorului, sub aspect energetic în condiţiile utilizării celor trei tipuri de combustibili de tip bio.

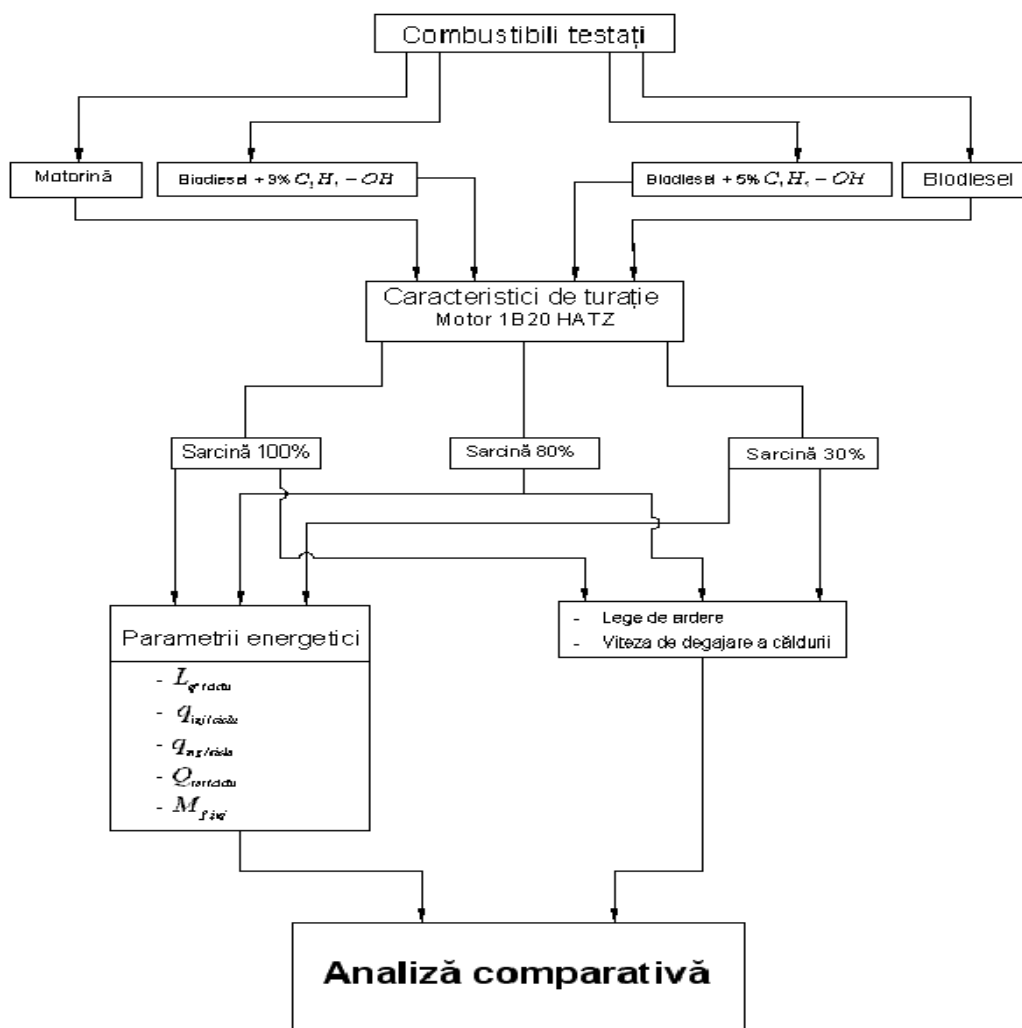


Figura.5.1. Algoritm de lucru pentru cercetarea experimentală pe motor a biocombustibililor realizaţi

5.2 Prezentarea standului de cercetare experimentală G.U.N.T. CT 159

Modulul experimental CT159, Platformă de bază cu motor cu ardere internă, face parte dintr-o serie de echipamente destinate studiilor şi experimentărilor asupra motoarelor şi maşinilor cum sunt motoarele cu ardere internă. Acest modul reprezintă baza pentru studiile şi experimentările a diferite motoare cu ardere internă. [52]

Modulul CT 159 este echipat şi cu un program care permite memorarea şi prelucrarea tuturor măsurătorilor achiziţionate cât şi a datelor referitoare la consum. Acest program poate fi instalat pe un PC (care nu este inclus).. [52]



Figura.5.2. Imagine a standului G.U.N.T. CT 159 cu motorul amplasat

5.3 Prezentarea motorului 1B20 Hatz utilizat în cercetările experimentale

Încercările efectuate, au avut ca scop determinarea performanţelor energetice ale motorului 1B20 Hatz [50], pe bancul de probe, în cazul alimentării cu diferite tipuri de biocombustibili.

În figura 5.3 sunt prezentate cronomanogramele şi diagramele indicate pentru motorul 1 B20 Hatz.

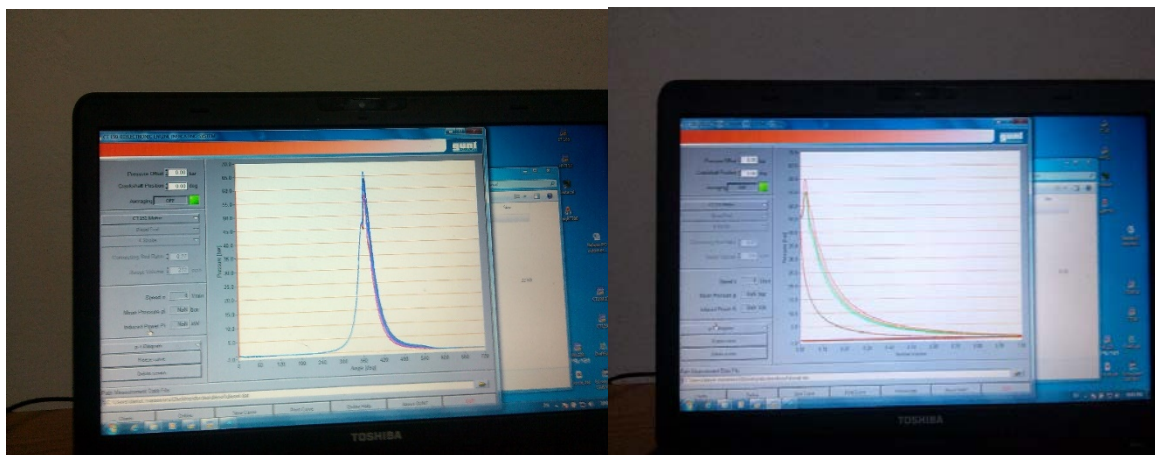


Figura.5.3. Cronomanograme şi diagrame indicate

5.4 Considerente energetice privind motoarele diesel cu injecţie directă

Principala performanţă a motoarelor cu ardere internă este puterea. De obicei se specifică şi turaţia la care motorul realizează puterea maximă.

O altă mărime derivată din putere este presiunea medie efectivă. Această mărime caracterizează în general destinaţia motorului luat în discuţie. De exemplu motoarele staţionare răcite cu aer au presiunea medie efectivă cuprinsă între 0,45- 0,55 Mpa. Motoarele Diesel de automobil funcţionează la presiuni medii efective de 1,8 - 2,2 Mpa.

Pentru determinarea lucrului mecanic efectiv se va utiliza relaţia 5.1.

Analiza teoretică şi experimentală prezentată în continuare este valabilă pentru regimuri de funcţionare stabilizate.

$$L_{eu} = \frac{30000 \cdot \tau \cdot P_e}{i \cdot n} \quad (5.1)$$

unde: L_{eu} - lucrul mecanic efectiv pe ciclu şi cilindru [J];

$\tau = 4$ - pentru motoare în patru timpi;

$\tau = 2$ - pentru motoare în doi timpi;

P_e - puterea efectivă [kW]; n - turaţia motorului [min^{-1}]; i - nr. cilindri.

De asemenea putem defini cantitatea de combustibil injectată pe ciclu şi cilindru exprimată în mm^3/ciclu cu relaţia 5.2.

$$q_{inj} = P_e \cdot c_e \cdot 10^6 / \left(\frac{2n}{\tau} \cdot \rho_f \cdot i \cdot 60 \right) \quad (5.2)$$

unde: q_{inj} - debitul de combustibil pe ciclu si cilindru [mm^3/ciclu]

c_e - consumul specific [g/kWh]; ρ_f - densitatea combustibilului [kg/m^3]

Randamentul efectiv al motorului se defineşte cu relaţia 5.3.

$$\eta_e = \frac{L_{eu} \cdot 10^6}{q_{inj} \cdot Q_i \cdot \rho_f} \quad (5.3)$$

unde: η_e - randamentul efectiv [%]; Q_i -puterea calorică inferioară a combustibilului [kJ/kg].

Un nou parametru de evaluare a eficienţei motorului este dat de raportul între lucrul mecanic efectiv pe ciclu şi cilindru (L_{eu}) şi debitul de combustibil pe ciclu şi cilindru, denumit **raport de valorificare energetică**, după cum se poate vedea în relaţia 5.4:

$$M_{f, inj} = \frac{L_{eu}}{q_{m, inj}} \quad (5.4)$$

unde: $M_{f, inj}$ - raportul de valorificare energetică obţinut pentru un mg/ciclu de combustibil injectat [J/ mg]; [5]

$q_{m, inj}$ - debitul pe ciclu şi cilindru exprimat în mg/ciclu.

Debitul de combustibil pe ciclu şi cilindru se poate exprima în mg/ciclu şi prin relaţia 5.5:

$$q_{m,inj} = P_e \cdot c_e \cdot 10^3 / \left(\frac{2n}{\tau} \cdot i \cdot 60 \right) \quad (5.5)$$

unde: $q_{m,inj}$ - debitul de combustibil exprimat în mg./ciclu şi cilindru.

În tabelul 5.1 prezentăm rezultatele privind densitatea şi puterea calorică inferioară a combustibililor utilizaţi în încercările efectuate.

Tabel 5.1. Densitatea şi puterea calorică inferioară a combustibililor

Combustibil	Biodiesel pentru un kg. Amestec [kg]	Volum Biodiesel [dm3]	Etanol [kg]	Volum etanol [dm3]	Densitate [kg/dm3]	Putere calorică inferioară [kJ/kg]
Motorină	1	-	-	-	0,835	41252
Biod.+3%etanol	0,970	1,203	0.030	0,038	0,877	37900
Biod.+5%etanol	0,950	1,205	0.050	0.063	0.875	37670
Biodiesel B100		1,201			0,880	38242

5.5 Încercări pe stand

Performanţele motorului 1B20 Hatz alimentat cu motorină si cu ceilalţi combustibili s-au desfăşurat conform algoritmului prezentat in figura 5.1

5.5.1 Performanţele motorului 1B20 Hatz alimentat cu biodiesel B100

Cazul încărcării la sarcina totală

În cazul încărcării la sarcina totală, în urma ridicării caracteristicii de turaţie la sarcina totală am obţinut caracteristica externă a motorului în cazul alimentării cu biodiesel B100. Aceasta se poate vedea în tabelul 5.2.

Tabel 5.2. Caracteristica externă a motorului alimentat cu biodiesel B100

n	Pe	ce	Ce	Me
[r/min]	[kW]	[g/kWh]	[kg/h]	[Nm]
1600	1.504	311	0.468	8.98
1700	1.612	308	0.496	9.05
1800	1.718	305	0.523	9.11
1900	1.822	302	0.550	9.16
2000	1.925	299	0.576	9.19
2102	2.027	297	0.602	9.21
2202	2.123	296	0.627	9.21
2297	2.212	294	0.651	9.20
2392	2.297	293	0.674	9.17

2492	2.382	293	0.698	9.13
2590	2.461	293	0.721	9.07
2690	2.536	293	0.743	9.00
2790	2.605	294	0.765	8.92
2890	2.668	295	0.786	8.82
2985	2.721	296	0.806	8.71
3103	2.779	298	0.829	8.55
3203	2.819	301	0.848	8.40
3304	2.851	303	0.865	8.24
3404	2.874	306	0.881	8.06
3509	2.839	310	0.881	7.73
3596	2.893	313	0.907	7.68

În figura 5.4 este prezentată caracteristica externă a motorului alimentat biodiesel B100.

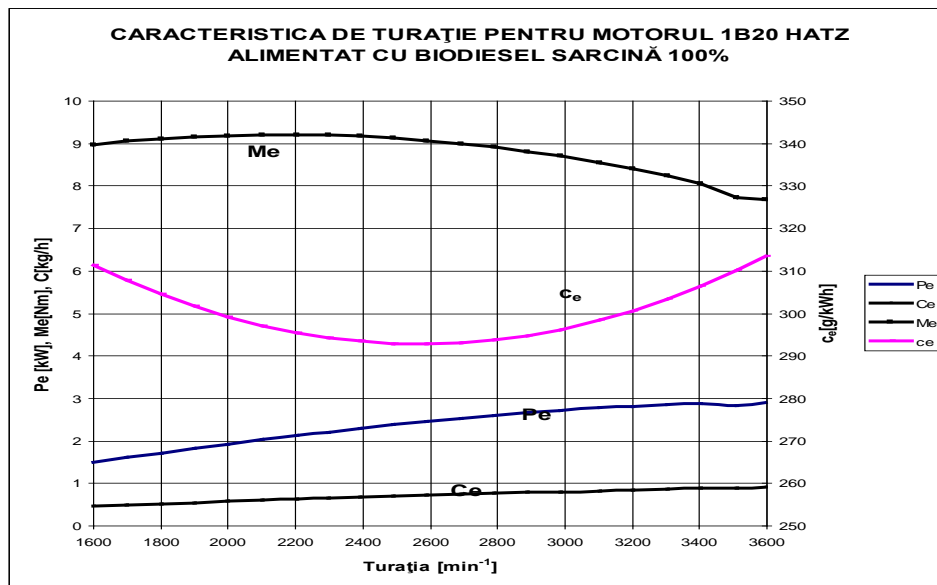


Figura.5.4. Caracteristica externă a motorului alimentat cu biodiesel B100

Pe baza relației 5.2 am determinat cantitatea de combustibil livrată pe ciclu și cilindru. Datele se regăsesc în Anexa 5.5. În tabelul 5.3 sunt prezentați principalii indicatori energetici ai motorului pentru caracteristica externă iar în figura 5.5 avem evoluția debitului pe ciclu, a raportului de valorificare energetică, a căldurii totale pe ciclu și a lucrului mecanic efectiv .

În Anexa 5.6. sunt redade valorile presiunii din cilindru, ale vitezei de degajare a căldurii și ale legii de degajare a căldurii pentru motorul 1B20 Hatz la turația nominală și încărcarea de 100% în cazul alimentării cu biodiesel. În figura 5.4 avem cronomanograma pentru sarcina maximă, în figura 5.6 se prezintă cronomanograma motorului alimentat cu biodiesel B100 pentru sarcina maximă, iar în figura 5.7 avem variația vitezei și a legii de degajare a căldurii.

Tabel 5.3. Principali indicatori energetici ai motorului pentru caracteristica externă.

Turaţie	Pe	$L_{ef}/ciclu$	$q_{inj}/ciclu$	qmg	Qtot	η_e	$M_{f,inj}$
[r/min]	[kW]	[J/ciclu]	[mm ³ /ciclu]	[mg/ciclu]	[J/ciclu]	%	[J/mg]
1600	1.50	113	11.69	9.76	403	0.280	11.56
1700	1.61	114	11.65	9.73	401	0.284	11.70
1800	1.72	115	11.60	9.69	400	0.287	11.82
1900	1.82	115	11.55	9.63	397	0.290	11.96
2000	1.92	115	11.50	9.60	396	0.292	12.03
2102	2.03	116	11.44	9.55	394	0.294	12.11
2202	2.12	116	11.38	9.50	392	0.295	12.18
2297	2.21	116	11.31	9.45	390	0.297	12.23
2392	2.30	115	11.25	9.39	387	0.297	12.27
2492	2.38	115	11.18	9.33	385	0.298	12.29
2590	2.46	114	11.11	9.27	383	0.298	12.29
2690	2.54	113	11.03	9.21	380	0.298	12.28
2790	2.60	112	10.95	9.14	377	0.297	12.25
2890	2.67	111	10.86	9.07	374	0.296	12.21
2985	2.72	109	10.78	9.00	371	0.295	12.15
3103	2.78	107	10.67	8.91	367	0.292	12.06
3203	2.82	106	10.56	8.82	364	0.290	11.97
3304	2.85	104	10.45	8.73	360	0.288	11.87
3404	2.87	101	10.33	8.63	356	0.285	11.75
3509	2.89	99	10.02	8.36	345	0.286	11.81
3596	2.89	97	10.07	8.41	343	0.282	11.48

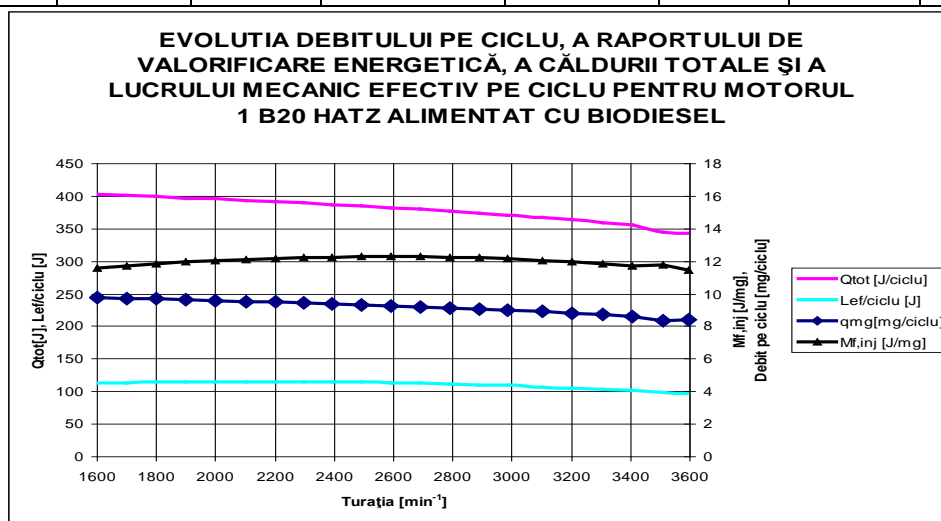


Figura.5.5. Evoluția debitului pe ciclu, a raportului de valorificare energetică, a căldurii totale și a lucrului mecanic pe ciclu.

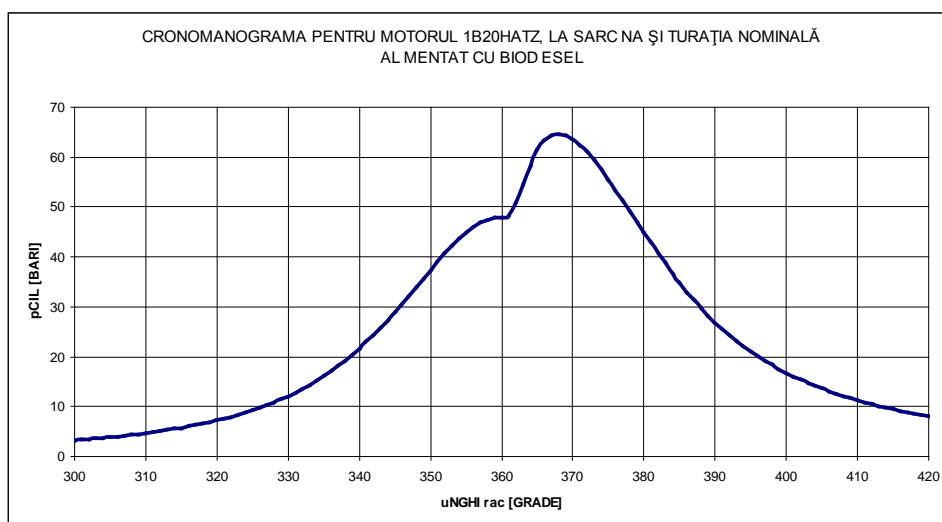


Figura.5.6. Cronomanograma pentru motorul 1B20 Hatz alimentat cu biodiesel pentru turaţia nominală şi sarcina maximă

Figura 5.7 conţine legea şi viteza de degajare a căldurii aparente pentru sarcina totală, motorul fiind alimentat cu biodiesel B100.

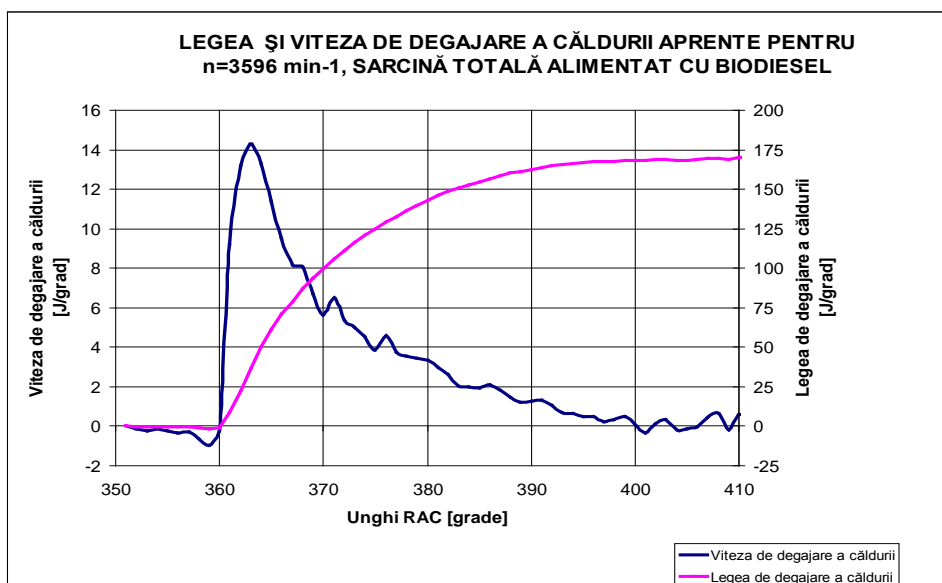


Figura.5.7. Legea şi viteza de degajare a căldurii pentru motorul alimentat cu biodiesel B100 la sarcina 100%

Rezultatele obţinute în cazul alimentării motorului cu biodiesel, ne arată un vârf de presiune de 64.65 bar la 371° RAC, 14,29 J/grad la 364 ° RAC pentru viteza de degajare a căldurii şi valoarea maximă de 170 J/ grad pentru legea de degajare a căldurii, pentru sarcina de încărcare maximă a motorului.

5.5.2 Cazul încărcării la sarcină 80%

În cazul încărcării la sarcina 80% pentru caracteristica de turaţie la sarcina de 80% în cadrul probelor cu motorul alimentat cu biodiesel B100, avem datele prezentate în tabelul 5.4, iar în figura 5.8 avem reprezentarea grafică.

Tabel 5.4. Caracteristica de turaţie a motorului 1B20 Hatz alimentat cu biodiesel la sarcina de 80%

n	Pe	ce	Ce	Me
[r/min]	[kW]	[g/kWh]	[kg/h]	[Nm]
1596	1.200	338	0.406	7.18
1696	1.286	333	0.429	7.24
1796	1.371	329	0.452	7.29
1896	1.455	326	0.474	7.33
1996	1.537	323	0.496	7.35
2098	1.618	320	0.518	7.37
2198	1.696	318	0.539	7.37
2293	1.767	316	0.559	7.36
2388	1.835	315	0.578	7.34
2488	1.903	315	0.599	7.30
2586	1.966	314	0.618	7.26
2685	2.026	315	0.638	7.20
2785	2.081	316	0.657	7.14
2885	2.132	317	0.675	7.06
2982	2.176	319	0.693	6.97
3093	2.219	321	0.713	6.85
3193	2.252	324	0.730	6.74
3294	2.279	327	0.746	6.61
3394	2.298	331	0.761	6.47
3499	2.261	336	0.759	6.17
3588	2.314	340	0.787	6.16

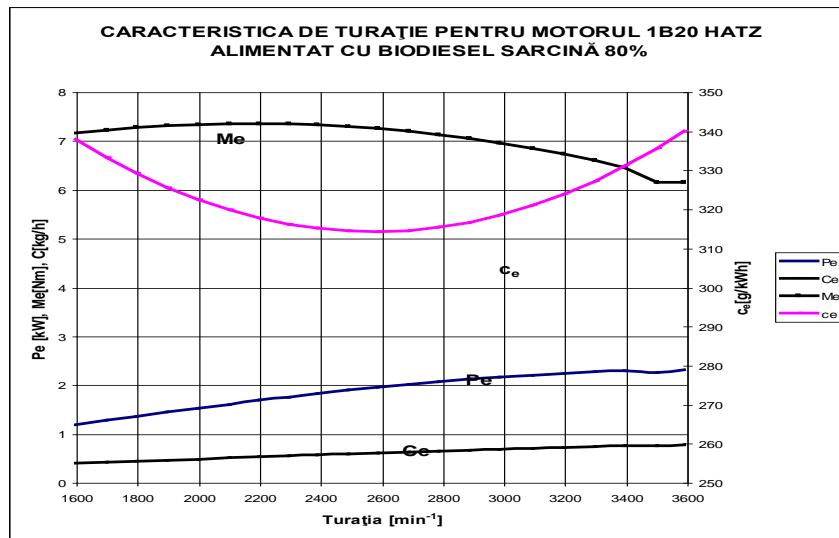


Figura.5.8. Caracteristica de turaţie a motorului 1B20 Hatz alimentat cu biodiesel la sarcina de 80%

Principalii indicatori energetici ai motorului alimentat cu biodiesel pentru caracteristica de turaţie la încărcarea de 80% se pot vedea în tabelul 5.5, iar în figura 5.9 se pot vedea reprezentate grafic evoluţiile debitului pe ciclu, a raportului de valorificare energetică, a căldurii totale şi a lucrului mecanic efectiv pe ciclu.

Tabel 5.5. Indicatorii energetici ai motorului alimentat cu biodiesel pentru caracteristica de turaţie la sarcina de 80%

Turajie	Pe	$L_{ef}/ciclu$	$q_{inj}/ciclu$	qmg	Qtot	η_e	$M_{f,inj}$
[rot/min]	[kW]	[J/ciclu]	[mm ³ /ciclu]	[mg/ciclu]	[J/ciclu]	[%]	[J/mg]
1596	1.20	90	10.15	8.47	349	0.258	10.65
1696	1.29	91	10.09	8.43	348	0.262	10.80
1796	1.37	92	10.04	8.38	346	0.265	10.93
1896	1.45	92	9.98	8.31	343	0.269	11.08
1996	1.54	92	9.92	8.28	342	0.270	11.16
2098	1.62	93	9.85	8.23	339	0.273	11.25
2198	1.70	93	9.79	8.17	337	0.275	11.33
2293	1.77	92	9.73	8.12	335	0.276	11.38
2388	1.83	92	9.67	8.07	333	0.277	11.42
2488	1.90	92	9.60	8.02	331	0.277	11.44
2586	1.97	91	9.54	7.97	329	0.278	11.45
2685	2.03	91	9.48	7.91	326	0.277	11.44
2785	2.08	90	9.41	7.86	324	0.277	11.41
2885	2.13	89	9.35	7.80	322	0.275	11.36
2982	2.18	88	9.28	7.75	320	0.274	11.30
3093	2.22	86	9.20	7.68	317	0.272	11.21

3193	2.25	85	9.12	7.62	314	0.269	11.11
3294	2.28	83	9.04	7.55	311	0.267	11.00
3394	2.30	81	8.95	7.48	308	0.263	10.87
3499	2.31	79	8.66	7.23	298	0.266	10.96
3588	2.31	77	8.76	7.31	298	0.260	10.59

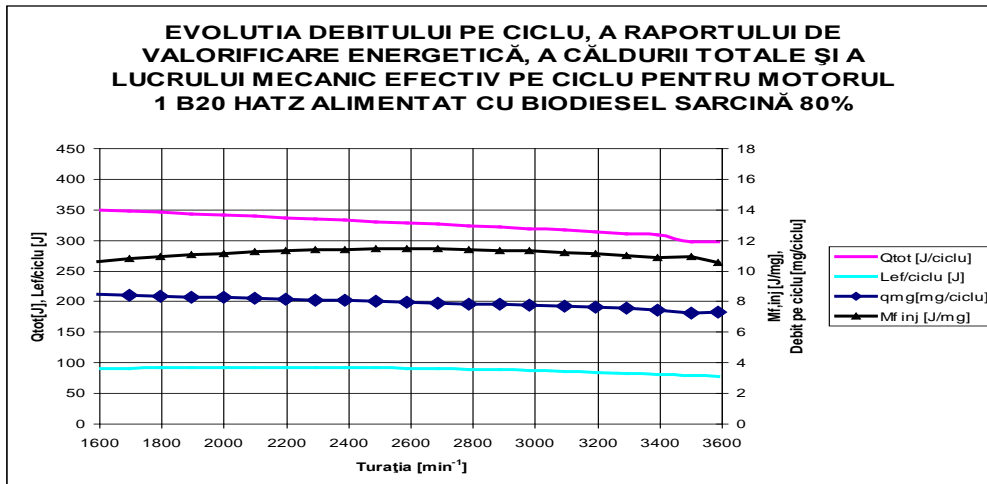


Figura.5.9. Evoluţia debitului pe ciclu, a raportului de valorificare energetică, a căldurii totale şi a lucrului mecanic efectiv pe ciclu pentru motorul 1 B20 Hatz alimentat cu biodiesel B100 la sarcina 80%

Pentru turaţia nominală, avem în figura 5.10 cronomanograma, în cazul alimentării cu biodiesel B100 la încărcarea de 80%.

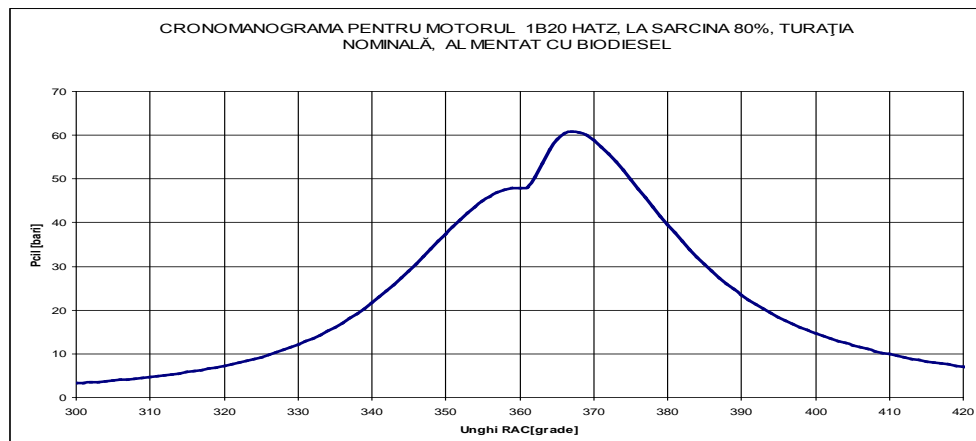


Figura.5.10. Cronomanograma pentru turaţia nominală la încărcarea de 80%

Viteza şi legea aparentă de degajare a căldurii sunt prezentate în figura 5.11.

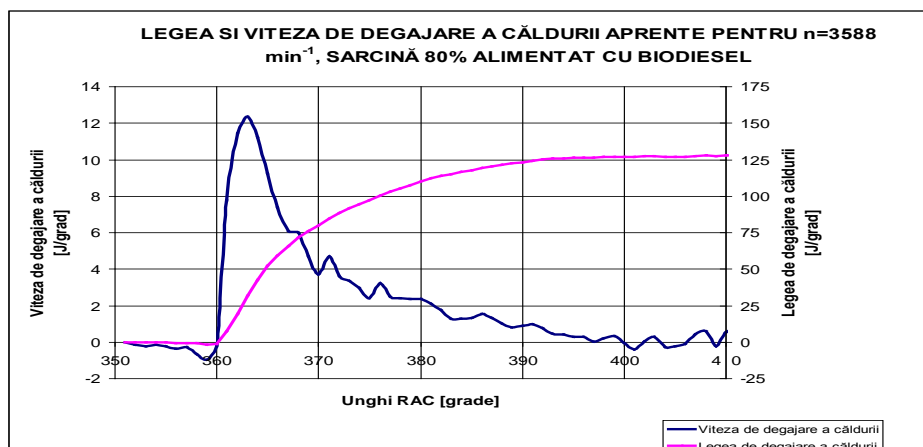


Figura.5.11. Legea şi viteza de degajare a căldurii aparente la sarcina 80%

Cazul încărcării la 30%

Pentru caracteristica de turaţie la sarcina de 30%, datele sunt prezentate în tabelul 5.6. iar graficul apare în figura 5.12.

Tabel 5.6. Caracteristica de turaţie la sarcina 30%, alimentare cu biodiesel B100

n	Pe	ce	Ce	Me
[r/min]	[kW]	[g/kWh]	[kg/h]	[Nm]
1602	0.452	551	0.249	2.69
1700	0.483	541	0.262	2.72
1800	0.515	532	0.274	2.73
1901	0.547	524	0.287	2.75
2001	0.578	518	0.299	2.76
2105	0.609	513	0.312	2.76
2205	0.638	509	0.325	2.76
2300	0.664	507	0.337	2.76
2397	0.690	507	0.350	2.75
2497	0.716	507	0.363	2.74
2596	0.740	509	0.377	2.72
2696	0.762	513	0.391	2.70
2798	0.783	518	0.405	2.67
2897	0.802	524	0.420	2.64
2992	0.817	531	0.434	2.61
3107	0.834	542	0.452	2.56
3205	0.846	552	0.467	2.52
3303	0.855	564	0.482	2.47
3403	0.862	577	0.498	2.42

3506	0.867	593	0.514	2.36
3599	0.868	1094	0.950	2.30

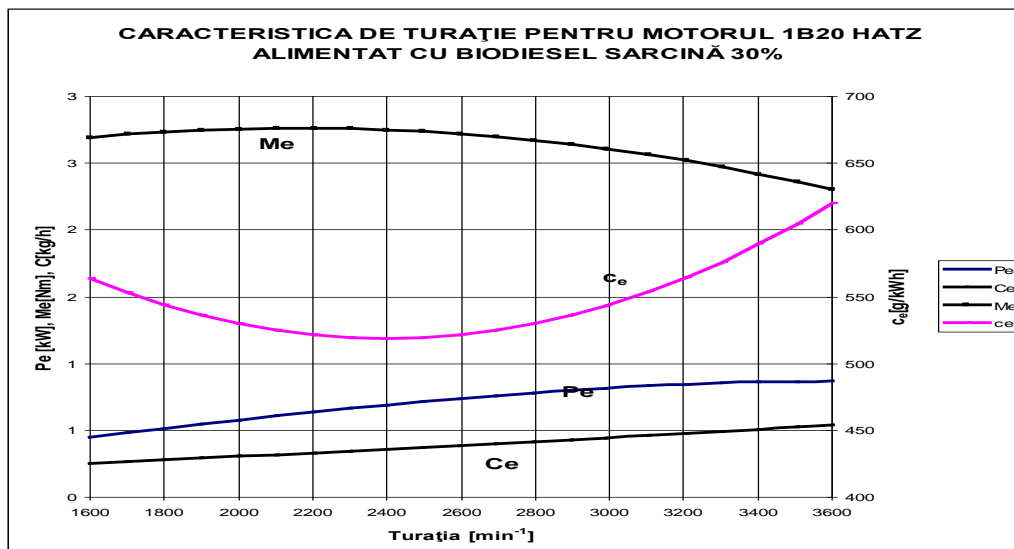


Figura.5.12. Caracteristica de turație la sarcina de 30%, alimentare cu biodiesel

În tabelul 5.7 sunt prezentate valorile indicatorilor energetici ai motorului alimentat cu biodiesel pentru caracteristica de turație la sarcina de 30%.

Tabel 5.7. Valorile indicatorilor energetici ai motorului alimentat cu biodiesel B100 pentru caracteristica de turație la sarcina de 30%.

Turație	Pe	$L_{ef}/ciclu$	$q_{inj}/ciclu$	qmg	Qtot	η_e	$M_{f,inj}$
[r/min]	[kW]	[J/ciclu]	[mm ³ /ciclu]	[mg/ciclu]	[J/ciclu]	%	[J/mg]
1602	0.45	34	6.21	5.18	214	0.158	6.53
1700	0.48	34	6.14	5.13	212	0.161	6.65
1800	0.52	34	6.08	5.08	209	0.164	6.77
1901	0.55	35	6.02	5.01	207	0.167	6.90
2001	0.58	35	5.97	4.98	206	0.169	6.95
2105	0.61	35	5.92	4.94	204	0.170	7.02
2205	0.64	35	5.88	4.91	203	0.171	7.07
2300	0.66	35	5.85	4.88	201	0.172	7.10
2397	0.69	35	5.82	4.86	201	0.172	7.11
2497	0.72	34	5.80	4.85	200	0.172	7.10
2596	0.74	34	5.79	4.84	200	0.171	7.07
2696	0.76	34	5.79	4.83	199	0.170	7.02
2798	0.78	34	5.78	4.83	199	0.169	6.95
2897	0.80	33	5.79	4.83	199	0.167	6.87

2992	0.82	33	5.79	4.84	200	0.164	6.78
3107	0.83	32	5.81	4.85	200	0.161	6.65
3205	0.85	32	5.82	4.86	200	0.158	6.52
3303	0.86	31	5.83	4.87	201	0.155	6.38
3403	0.86	30	5.84	4.88	201	0.151	6.24
3506	0.87	30	5.85	4.88	201	0.147	6.07
3599	0.87	29	5.85	4.89	198	0.147	5.92

Reprezentarea grafică a valorilor principalilor indicatori energetici se poate vedea în figura 5.13.

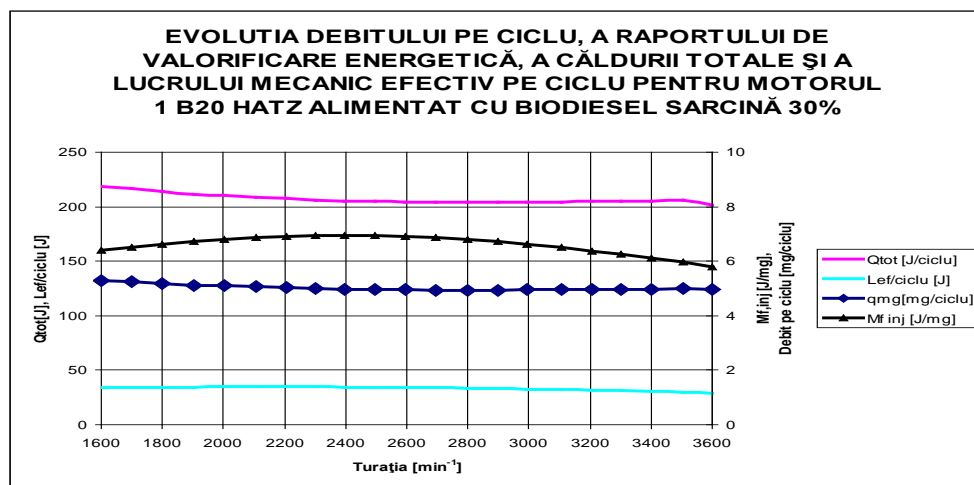


Figura.5.13. Valorile principalilor indicatori energetici corespunzătorii caracteristicii de turație, pentru motorul alimentat cu biodiesel, la încărcarea de 30%

În Anexa 5.10. avem variația presiunii în cilindru, a vitezei și a legii de degajare de căldură aparentă pentru caracteristica de turație cu încărcarea de 30%.

În figura 5.14 se prezintă cronomanograma în cazul alimentării cu biodiesel pentru caracteristica de turație la sarcina de 30%.

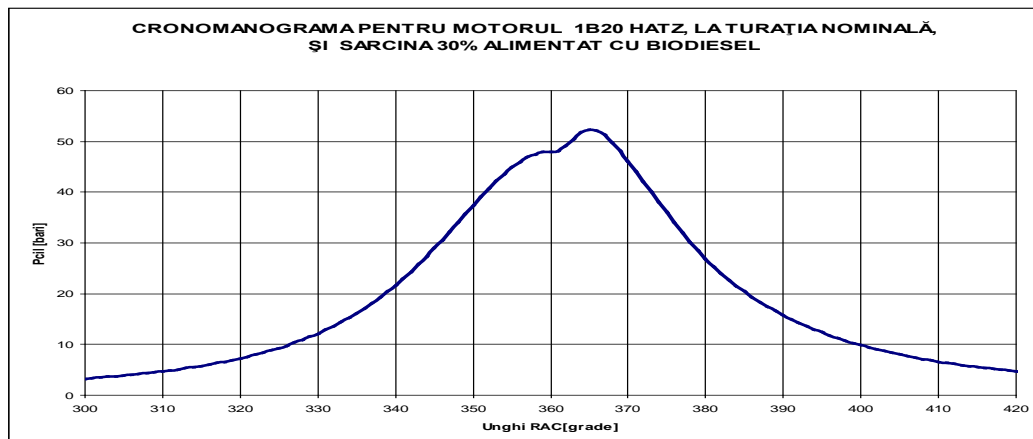


Figura.5.14. Cronomanograma ridicată la turaţia nominală în cazul alimentării cu biodiesel pentru caracteristica de turaţie la sarcina de 30%

În figura 5.15 avem evoluţia vitezei şi a legii de degajare a căldurii aparente la turaţia nominală, sarcină 30%.

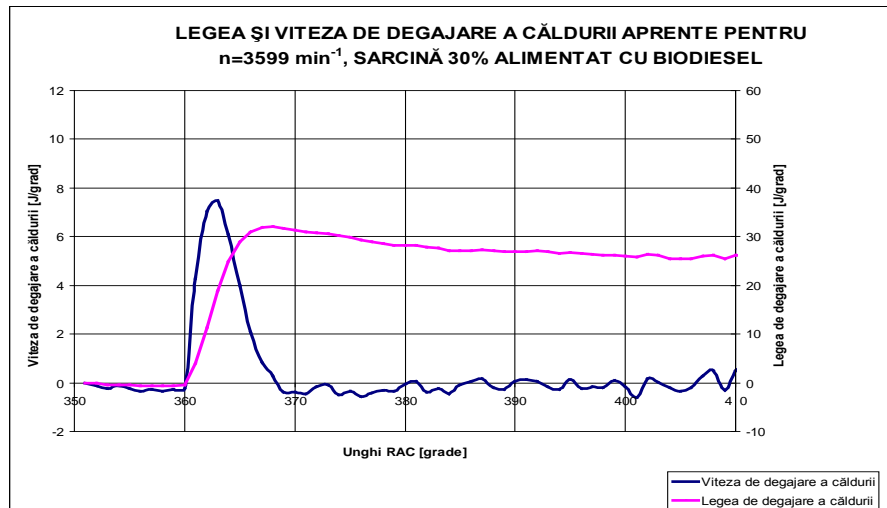


Figura.5.15. Legea şi viteza de degajare a căldurii aparente pentru încărcarea de 30%, alimentare cu biodiesel

S-au testat si performanţele motorului 1B20 Hatz alimentat cu biodiesel cu adaos 3% etanol si apoi cu adaos de 5% etanol.

5.6 Analiza rezultatelor experimentale pentru motorul 1B20 Hatz alimentat cu motorină, biodiesel şi etanol în proporţie de 3% şi 5%

Principalii parametri analizaţi pentru performanţele energetice pe standul de încercări ale motorului 1B20 Hatz sunt: variaţia presiunii din cilindru pentru cele trei variante de combustibili, cantitatea totală de căldură corespunzătoare puterii calorice inferioare a combustibililor (şi amestecurilor), evoluţia legii şi vitezei de degajare a căldurii, lucrul mecanic efectiv pe ciclu, cantitatea de combustibil livrată pe ciclu, consumul specific şi raportul de valorificare energetică pe ciclu. Toate aceste mărimi sunt analizate pentru caracteristicile externe ridicate în timpul încercărilor pe standul G.U.N.T.

În figura 5.16 se prezintă evoluţia presiunii în cilindru pentru cei patru combustibili.

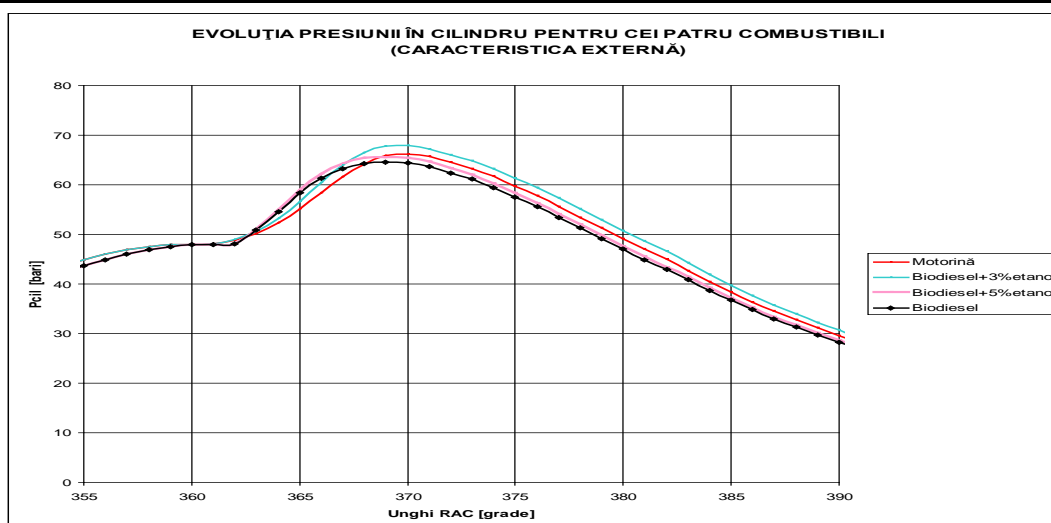


Figura.5.16. Evoluția presiunii în cilindru pentru cei patru combustibili corespunzător caracteristicilor externe.

După cum se poate vedea în figura 5.16 avem valoarea maximă de 67,1 bar pentru caracteristica externă ridicată cu motorină la 370 °RAC. Pentru alimentarea cu biodiesel+5% etanol s-a obținut presiunea maximă de 65,7 bar, iar pentru motorină în amestec cu etanol 3% valoarea presiunii maxime este de 64.6 bar.

Pentru viteza și legea de degajare a căldurii prezentăm în figura 5.57 evoluțiile calculate pentru cei patru combustibili.

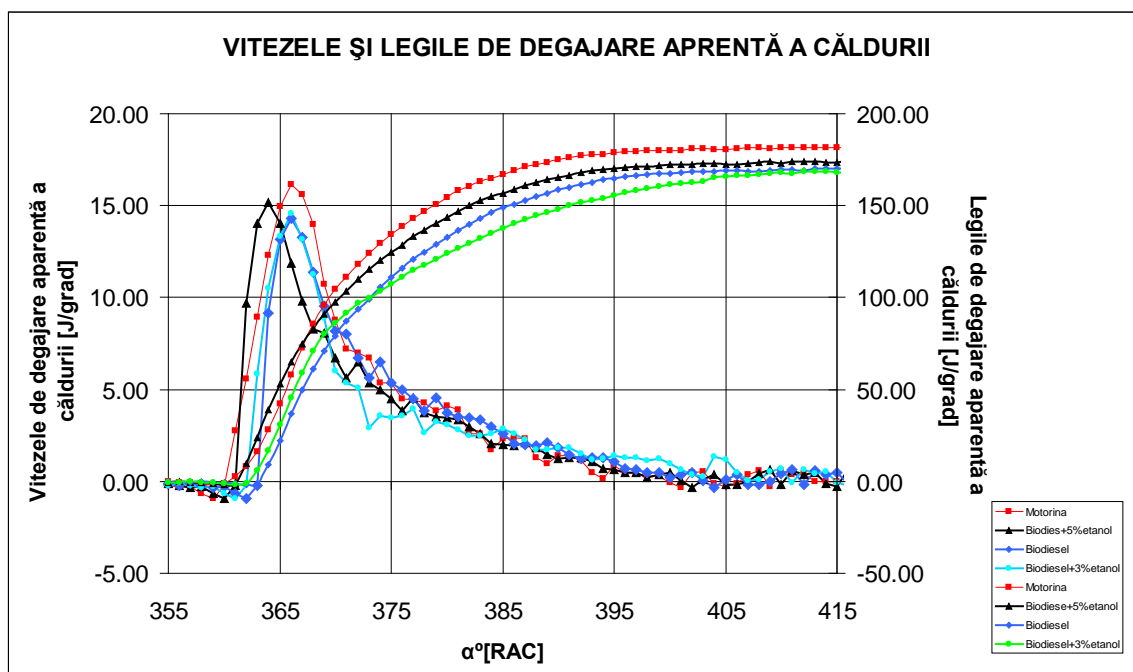


Figura.5.17. Legile și vitezele de degajare a căldurii pentru combustibilii considerați

Cea mai mare valoare a vitezei de degajare a căldurii s-a obţinut pentru motorină, având valoarea de 16.17 J/grad la 366 °RAC, în timp ce pentru biodiesel+5% metanol valoarea maximă este de 15.18 J/grad la 364 °RAC, iar pentru amestecul biodiesel+3% etanol, valoarea corespunzătoare tot pentru caracteristica externă, este de 14.58 J/grad la 366 °RAC.

Pentru biodiesel, valoarea maximă a vitezei de degajare a căldurii este de 14.29 J/grad la 366 °RAC.

Se observă o scădere a vitezei de degajare a căldurii pentru adaosul de 3% etanol în biodiesel, de 9,8% comparativ cu funcţionarea cu motorină. Pentru amestecul de biodiesel cu 5% etanol, scăderea valorii maxime a vitezei de degajare a căldurii este cu 6,1% faţa de alimentarea cu motorină, iar pentru biodiesel avem o scădere de 11,6%.

Valoarea maximă a legii de ardere, atinge pentru motorină valoarea de 181,7 J/grad la sfârşitul arderii. Pentru amestecul cu 3% etanol această valoare este de 168,8J/grad, pentru 5% etanol avem 173,9 J/grad, iar pentru biodiesel valoarea este de 170,2 J/grad. Raportând aceste valori la cea a motorinei, considerată 100%, avem pentru amestecul biodiesel+3% etanol o scădere cu 7,09%. Pentru amestecul biodiesel+ 5% etanol se evidenţiază o scădere de 4,2% iar pentru biodiesel scăderea este de 6,4%.

În figura 5.18 se prezintă evoluţiile randamentului efectiv pentru cele patru tipuri de combustibili. Valorile maxime ale randamentelor corespund valorilor de 33,69% pentru alimentarea cu motorină, 32,14% pentru alimentarea cu biodiesel şi 32,06% pentru alimentarea cu biodiesel+5% etanol şi 31,66% în cazul alimentării cu biodiesel +3% etanol.

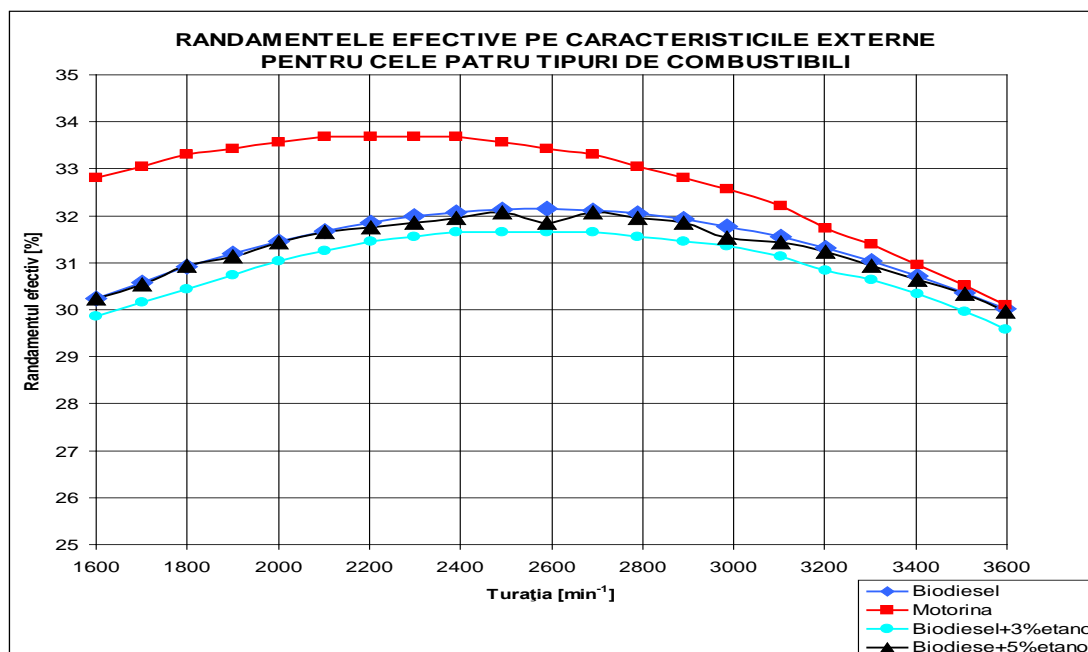


Figura.5.18. Evoluţiile randamentului efectiv pentru combustibilii consideraţi

Căldura totală livrată în ciclu corespunzător cantităţii injectate şi a puterii calorice inferioare a combustibililor este prezentată în figura 5.19

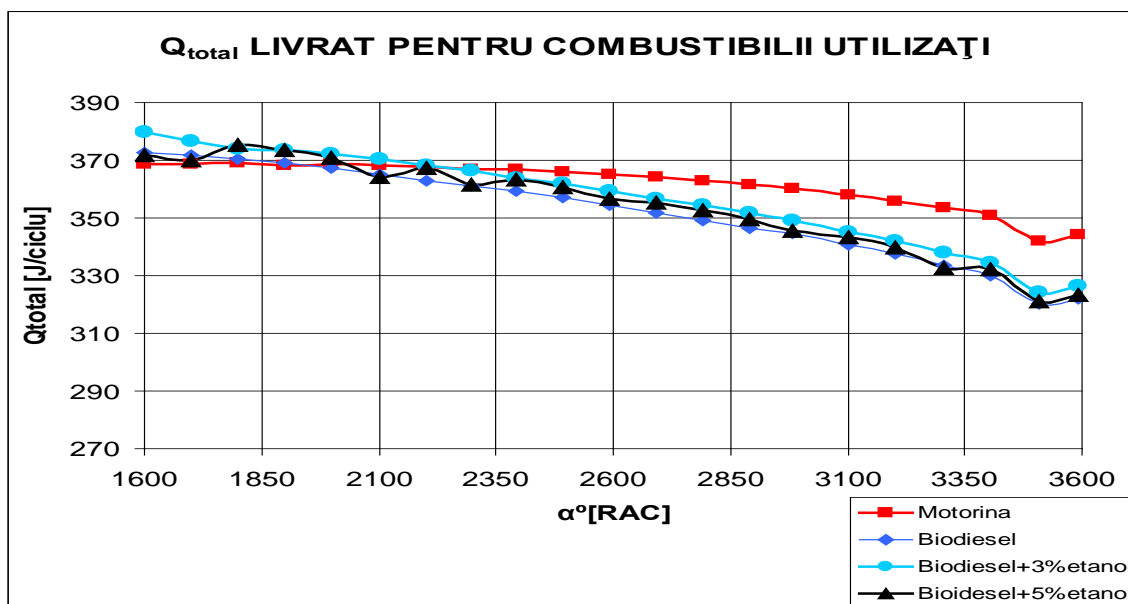


Figura.5.19. Q_{total} livrat pentru cei patru combustibili

În figura 5.20 se prezintă evoluţia lucrului mecanic efectiv pe ciclu pentru combustibilii consideraţi, la sarcina totală.

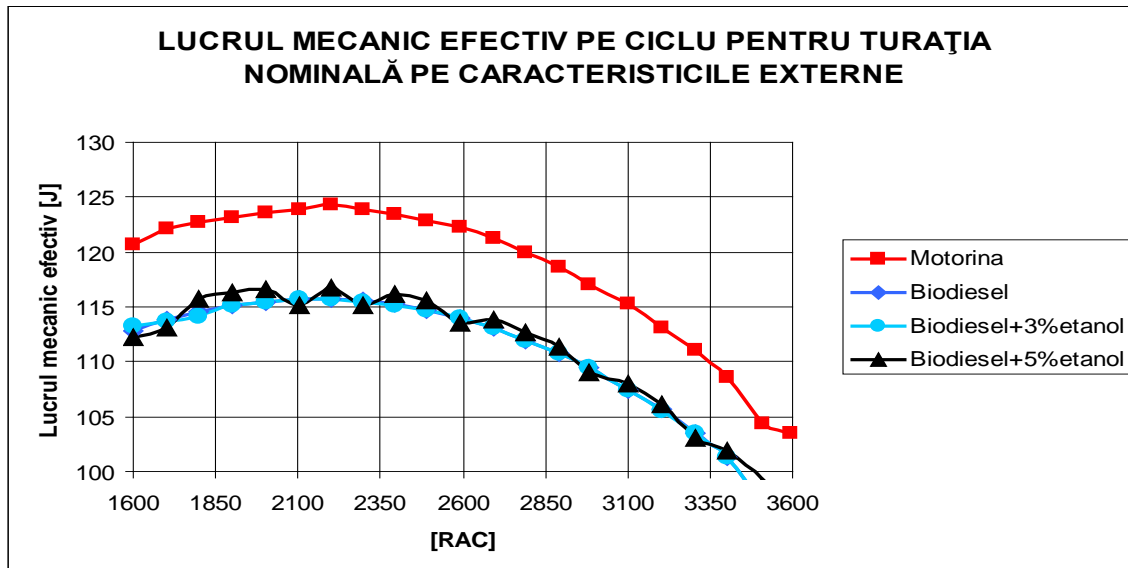


Figura.5.20. Lucrul mecanic efectiv pe ciclu pentru combustibilii consideraţi

După cum se poate vedea în figura 5.20 valorile sunt foarte apropiate, respectiv se suprapun, cu excepţia cazului motorinei unde lucrul mecanic efectiv pe ciclu este mai mare.

O ultimă mărime analizată în lucrarea de faţă este raportul de valorificare energetică, care constă în cantitatea de energie mecanică efectivă obţinută dintr-un miligram de combustibil. Considerăm că această mărime este de importanţă pentru studiul influenţelor energetice şi ecologice ale

combustibililor utilizaţi. În figura 5.21 se prezintă evoluţia rapoartelor de valorificare energetică pentru combustibilii consideraţi.

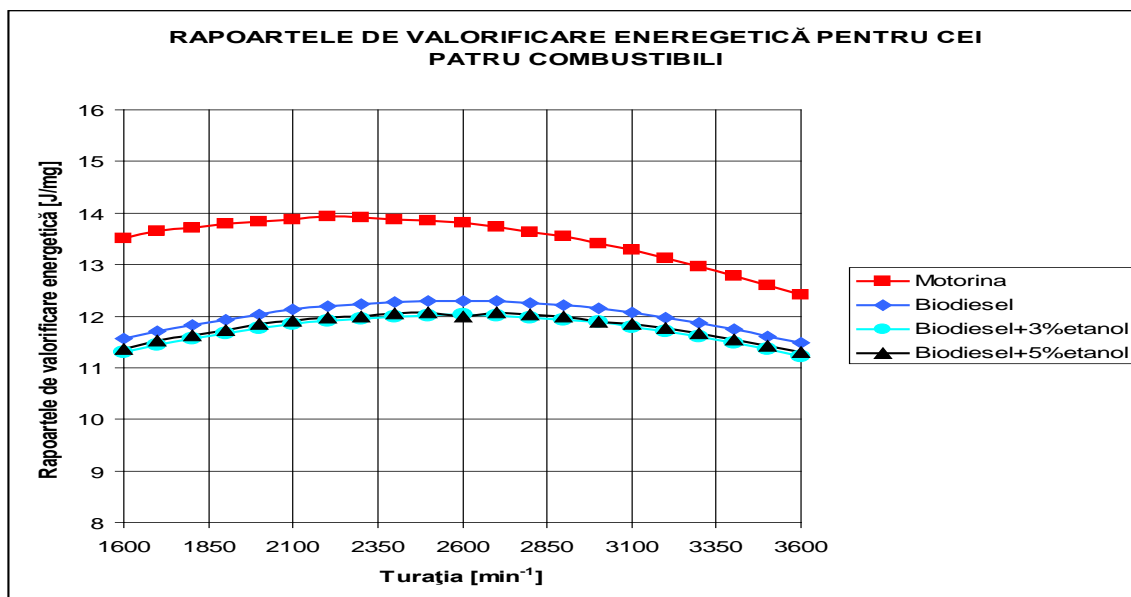


Figura.5.21. Rapoartele de valorificare energetică pentru combustibilii consideraţi

În figura 5.22 se prezintă evoluţia consumurilor specifice pentru cei patru combustibilii consideraţi.

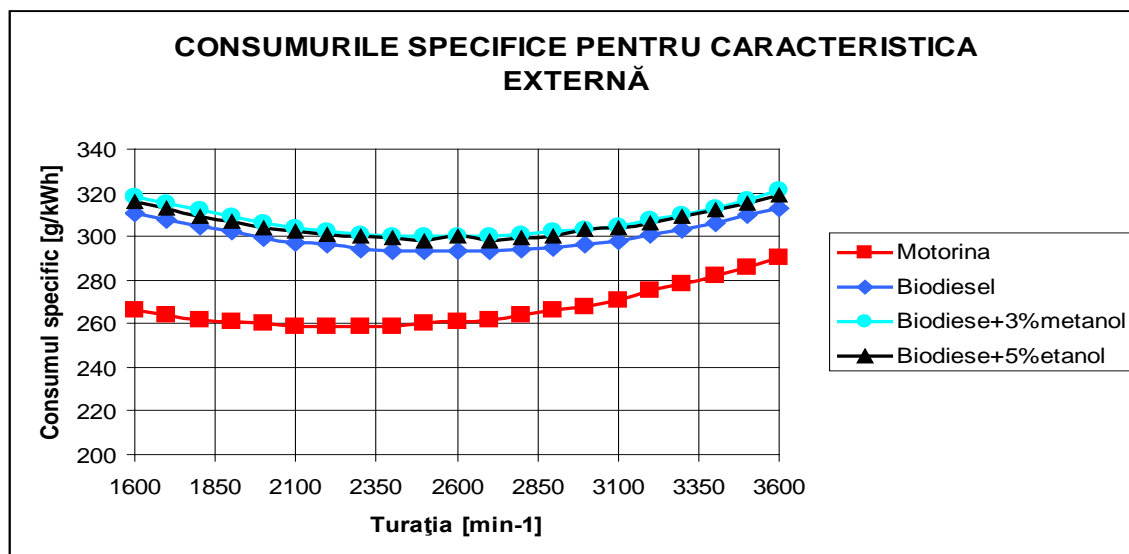


Figura.5.22. Consumurile specifice pentru cei patru combustibili

După cum se poate vedea în figura 5.22 cel mai ridicat consum specific este pentru biodiesel+3%etanol, apoi urmează consumul specific pentru biodiesel+etanol 5%, iar cel mai mic consum specific este realizat, pe caracteristica externă pentru motorină.

În concluzie am adunat în tabelul 5.8. principalele caracteristici obţinute în cadrul cercetării celor patru combustibili pe motorul 1B20 Hatz.

Tabel 5.8. Principalele caracteristici obţinute în cadrul cercetării

Caracteristici (Parametrii)		U.M.	Motorină	Biodiesel	Biodiesel+	Biodiesel+
					3% etanol	5% etanol
Presiunea în cilindru	P_{cil}	[bari]	67.2	64.5	62.6	65.6
Vit. de deg.caldura	$Q_{deg.cald}$	[J/grad]	15.6	14.3	15.5	15.8
Val. Max lege.deg.cald	$Q_{\Sigma deg.cald}$	[J/grad]	181.0	169.0	174.0	174
Randament ef. maxim	η	[%]	33.7	32.1	31.6	32
Randament ef. putere max.	$\eta_{rot. Max.}$	[%]	30.0	30.0	29.6	29.9
Q total maxim/ciclu	Q_{tot}	[J]	369.0	373.0	380.0	375
Q total turatie max/ciclu	$Q_{tot.rot.max}$	[J]	344.0	322.0	326.0	323
L.mec.efectiv max./ciclu	$L_{ef/ciclu}$	[J]	124.2	115.7	155.7	116.7
Rap valorif.energ.max	$M_{f,inj}$	[J/mg]	13.9	11.9	11.5	11.8
Rap valorif.energ.rot. max	$M_{f,inj.rot.max}$	[J/mg]	12.4	11.5	11.2	11.3
Consum specific minim	ce	[g/kWh]	259	293	300	298

În tabelul 5.9 se prezintă mărimile ce apar în tabelul 5.8 raportate la caracteristicile obținute prin utilizarea motorinei la ridicarea caracteristicii externe. Astfel, valorile obținute prin funcționarea cu motorină reprezintă 100% , iar valorile obținute pentru amestecurile cu 3% ,5% etanol și biodiesel, sunt raportate la acestea.

Tabel 5.9. Principalele mărimi raportate la parametrii motorului alimentat cu motorină

Caracteristici (Parametrii)	Simbol	U.M.	Motorină	Biodiesel	Biodiesel+	Biodiesel+
					3% etanol	5% etanol
Presiunea în cilindru	P_{cil}	[bari]	100%	95.98	93.15	97.62
Vit. de deg.caldura	$Q_{deg.cald}$	[J/grad]	100%	91.67	99.36	101.28
Val. Max lege.deg.cald	$Q_{\Sigma deg.cald}$	[J/grad]	100%	93.37	96.13	96.13
Randament ef. maxim	η	[%]	100%	95.25	93.77	94.96
Randament ef. putere max.	$\eta_{rot. Max.}$	[%]	100%	100.00	98.67	99.67
Q total maxim/ciclu	Q_{tot}	[J]	100%	101.08	102.98	101.63
Q total turatie max/ciclu	$Q_{tot.rot.max}$	[J]	100%	93.60	94.77	93.90
L.mec.efectiv max./ciclu	$L_{ef/ciclu}$	[J]	100%	93.17	125.36	93.96
Rap valorif.energ.max	$M_{f,inj}$	[J/mg]	100%	85.61	82.73	84.89
Rap valorif.energ.rot.	$M_{f,inj.rot.max}$	[J/mg]	100%	92.74	90.32	91.13

max							
Consum specific minim	c_e	[g/kWh]	100%	113.13	115.83	115.06	

În figura 5.23 se poate vedea reprezentarea consumurilor specifice minime pentru caracteristicile externe realizate cu cei patru combustibili.

În figura 5.65 se prezintă presiunea maximă în cilindru pentru caracteristicile externe ridicate pentru cei patru combustibili.

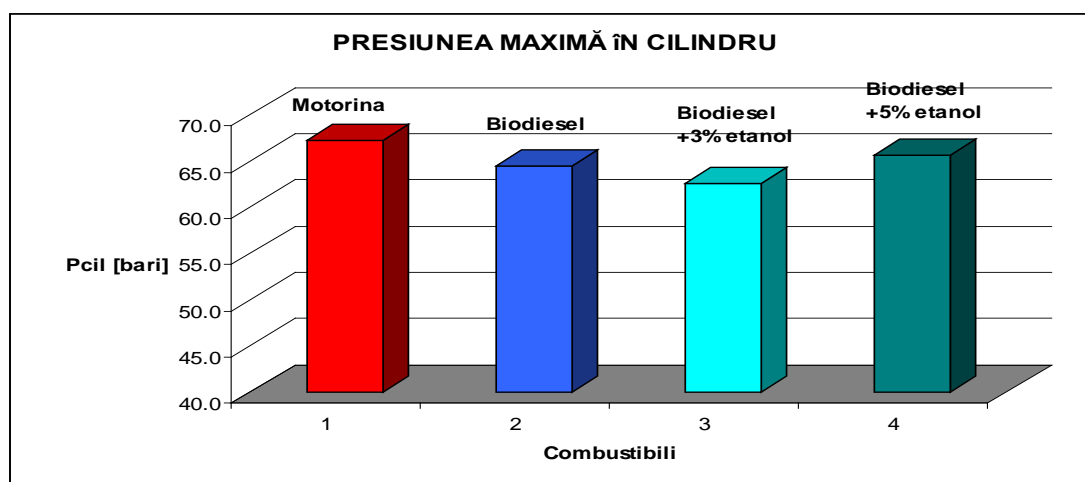


Figura.5.23. Presiunile maxime pe ciclu pentru cei patru combustibili considerați

Raportând valorile presiunii maxime în cilindru obținute cu amestecurile de 3% și 5% etanol la presiunea maximă pe ciclu obținută pentru motorină, observăm o scădere de 4,02% pentru biodiesel, de 6,85% pentru amestecul de biodiesel +3% etanol și una corespunzătoare de 2,38% pentru amestecul de biodiesel cu 5% etanol. Pentru randamentul efectiv maxim al motorului prezentăm în figura 5.24 valorile corespunzătoare pentru combustibilii considerați.

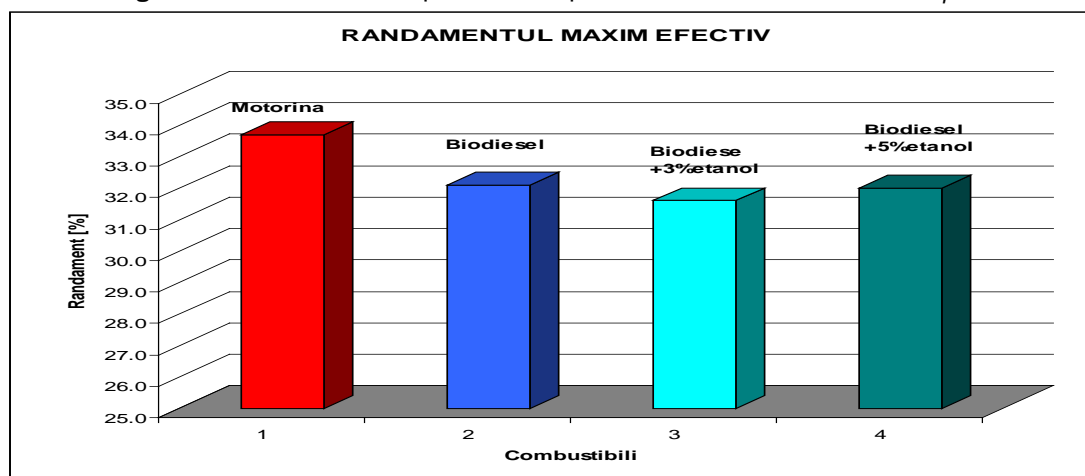


Figura.5.24. Randamentele maxime obținute pentru caracteristica externă pentru cei patru combustibilii considerați

Raportând randamentele maxime pentru caracteristica externă la randamentul funcţionării cu motorină, pentru biodiesel am obţinut o scădere de 4,75% pentru biodiesel, o alta de 6,23% la amestecul cu 3% etanol, o scădere de 5,04% iar pentru amestecul cu 5% etanol. Randamentele corespunzătoare turaţiei maxime pentru cei patru combustibili consideraţi sunt reprezentate în figura 5.25.

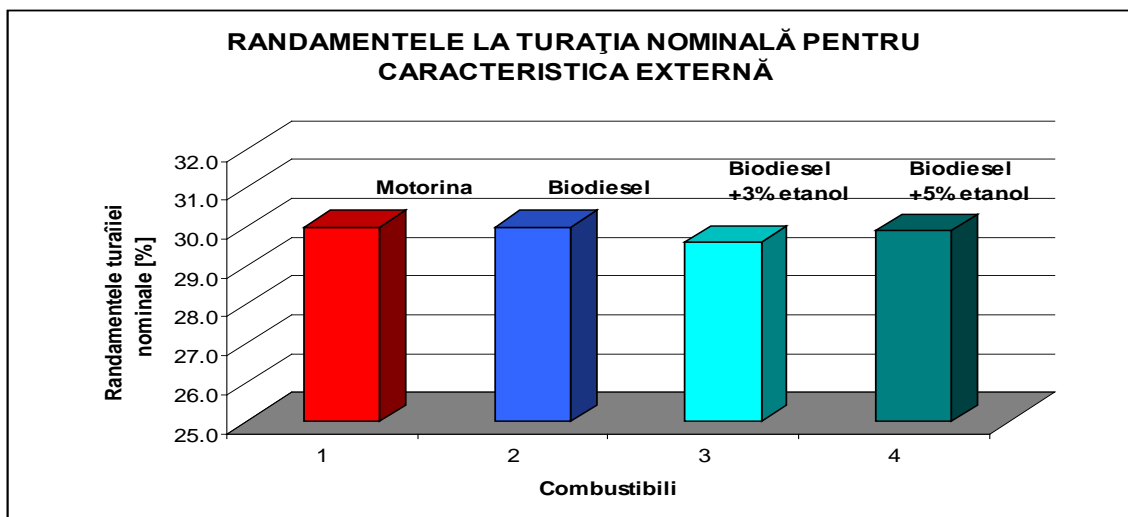


Figura.5.25. Randamentele la turaţia maximă

Raportând randamentele la turaţia puterii efective maxime pentru caracteristica externă am obţinut la amestecul de biodiesel +3% etanol o scădere de 1,33% iar la amestecul cu 5% etanol o scădere de 0,33%. Luând în consideraţie abaterea ciclică, noi considerăm aceste valori, informative.

5.7 Bilanţul termic al motorului

În prezentul paragraf vom stabili un model matematic pentru calculul bilanţului termic al motorului 1B20 Hatz utilizând şi câteva elemente obţinute prin investigaţiile experimentale.

Modelul matematic va fi folosit pentru a determina bilanţul termic al motorului amintit mai sus, la regimul nominal, în situaţia utilizării a doi combustibili: motorină convenţională şi biodiesel pe bază de ulei de floarea soarelui cu adaos de 5% alcool etilic.

Modelul matematic va fi valabil pentru motorul 1B20 Hatz, care este un motor cu aprindere prin comprimare, cu injecţie directă şi răcit cu aer.

Modelul matematic va trebui calibrat în concordanţă cu combustibilul folosit pentru alimentarea motorului.

5.7.1 Modelul matematic pentru stabilirea bilanţului termic

În cadrul acestui paragraf vom expune principalele etape pentru stabilirea mărimilor şi parametrilor ce vor fi utilizaţi la descrierea fenomenelor de degajare de căldură, de transfer de căldură, de analiză a raportului între degajarea aparentă de căldură, determinată pe baza cronomanogramei experimentale şi a celei teoretice ce va rezulta în urma dezvoltărilor teoretice.

1 Analiza elementară a combustibilului – reprezintă fracţiunile dintr-un kilogram a conţinutului de carbon, hidrogen şi apă din motorină.

În tabelul 5.10 se prezintă analiza elementară a motorinei.

Tabel 5.10. Analiza elementară a motorinei.

<i>C</i>	<i>H</i>	<i>O</i>
c	h	o
12	4	32

Unde: c- conţinutul de carbon exprimat în kilograme dintr-un kilogram de combustibil;
h- conţinutul de hidrogen exprimat în kilograme dintr-un kilogram de combustibil;
o- conţinutul de oxigen exprimat în kilograme dintr-un kilogram de combustibil.

2. Cantitatea de aer minim necesar arderii – pe baza analizei elementare, de exemplu a motorinei, vom determina cantitatea de aer necesară arderii combustibilului, conform relaţiei 5.16.

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \left(\frac{c}{12} + \frac{h}{4} - \frac{o}{32} \right) \quad (5.16)$$

Unde: L_0 -cantitatea de aer minim necesar arderii $\left[\frac{\text{kmol}_{\text{aer}}}{\text{kg}_{\text{comb}}} \right]$;

Cantitatea de aer aflată la dispoziţie pentru arderea combustibilului se determină prin precizarea volumului cilindrului în momentul închiderii supapei de admisie. De exemplu dacă unghiul de întârziere la închiderea supapei de admisie este α_{iisa} , atunci volumul instantaneu al cilindrului este:

$$V(\alpha_{iisa}) = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot \left[r((1 - \cos(180 + \alpha_{iisa})) + \frac{\lambda_b}{4} (1 - \cos(2 \cdot (180 + \alpha_{iisa}))) \right] + V_{ca} \quad (5.17)$$

Având presiunea aerului din camera de ardere în momentul închiderii supapei de admisie şi temperatura încărcăturii proaspete $T_A = T_0 + \Delta T$, determinăm densitatea aerului în cilindru prin relaţia:

$$\rho_A = \frac{p_A}{R_A \cdot T_A} \quad R_A = \frac{R}{M_A} \quad (5.18)$$

Unde: - M_A - masa molară a aerului $M_A = 28,96 \left[\frac{\text{kg}}{\text{kmol}} \right]$



$$R \quad - \text{constanta universală a gazelor} \quad R = 8314,472 \left[\frac{kJ}{kmol \cdot K} \right]$$

$$R_A \quad - \text{constanta caracteristică a aerului} \quad R_A = 287.04 \left[\frac{J}{kg \cdot K} \right].$$

Cantitatea de aer necesară arderii, exprimată în kilograme, se determină cu relaţia:

$$m_{\min} = L_0 \cdot M_A \left[\frac{kg_{aer}}{kg_{comb}} \right] \quad (5.19)$$

Cantitatea de aer minimă corespunzătoare cantităţii de combustibil injectat pe ciclu este:

$$m_{A,\min} = q_{inj,kg} \cdot L_0 \left[\frac{kg_{aer}}{kg_{comb}} \right] \quad (5.20)$$

Unde: $q_{inj,kg}$ - cantitatea de combustibil injectată pe ciclu, exprimată în kg.

Cantitatea de aer aflat la dispoziţie în cilindru pentru ardere va fi:

$$m_A = V(\alpha_{iSA}) \cdot \rho_A \left[\frac{kg_{aer}}{kg_{comb}} \right] \quad (5.21)$$

Coeficientul de exces de aer se determină astfel:

$$\lambda = \frac{m_A}{m_{A,\min}} \quad (5.22)$$

La motoarele cu aprindere prin comprimare acest coeficient va fi întotdeauna supraunitar.

Cantitatea de aer aflată la dispoziţie când avem valoarea coeficientului de exces de aer este:

$$L = \lambda \cdot L_0 \left[\frac{kmol_{aer}}{kg_{comb}} \right] \quad (5.23)$$

3. Componenta gazelor arse

Vom aborda problema căldurii specifice a gazelor de ardere după teoria gazelor semiideale unitare. Astfel definim căldura molară la volum constant :

$$C_{Mv} = a + bT \quad (5.24)$$

Unde: a- constanta generală a gazelor $a=19,548 \left[\frac{kJ}{kmol \cdot K} \right]$

b – constanta caracteristică a gazului $b \left[\frac{kJ}{kmol \cdot K^2} \right]$

În tabelul 5.11 se pot vedea diferite valori pentru constanta caracteristică b.

Tabel 5.11. Valorile constantei caracteristice

Gaz	b
	$\frac{kJ}{kmol \cdot K^2}$
H ₂ , O ₂ , CO, gaze biatomice	0.00419
CO ₂	0.01842
H ₂ O vapori	0.01214
CH ₄	0.03684
C ₂ H ₄	0.05526
Benzine (vapori)	0.41860
C ₆ H ₆ (Benzen)	0.60278

În tabelul 5.12 se prezintă modul de calcul al compoziţiei gazelor arse.

Tabel 5.12. Componenţa gazelor arse

Component	$\left[\frac{kmol}{kg_{comb}} \right]$	n _i	1000b	Σn _i b _i
N ₂	0.79L		1	
O ₂	0.21(λ1)L ₀		1	
CO ₂	c/12		4.4	
H ₂ O	h/2		2.9	
Σ		Σn _i		

4. Greutatea molară a gazelor

$$\Sigma G_i = 1 + \lambda L_0 \left[\frac{kg_{gaze}}{kg_{comb}} \right] \quad (5.25)$$

$$M_{gaze} = \frac{\Sigma G_i}{\Sigma n_i} \left[\frac{kg}{kmol} \right] \quad (5.26)$$

5. Constanta gazelor arse

$$R_{gaze} = \frac{R}{M_{gaze}} \left[\frac{kJ}{kmol \cdot K} \right] \quad (5.27)$$

6. Caracteristicile căldurilor specifice

Din tabelul 5.29 putem afla valoarea lui b astfel:

$$b = \frac{\sum b_i n_i}{n_i} \left[\frac{kJ}{kmol \cdot K^2} \right] \quad (5.27a)$$

$$a = 19,548 \left[\frac{kJ}{kmol \cdot K} \right] \quad (5.27b)$$

7. Căldura conţinută în combustibilul injectat

Prin modificarea relaţiei 5.2 obţinem cantitatea injectată pe ciclu exprimată în kg/ciclu.

$$q_{inj,m} = P_e \cdot c_e \cdot / \left(\frac{2n}{\tau} \cdot i \cdot 60 \right) \left[\frac{kg}{ciclu} \right] \quad (5.28)$$

Unde: $q_{inj,m}$ - debitul de combustibil pe ciclu şi cilindru [kg/ciclu]
 c_e - consumul specific [kg/kWh];

În tabelul 5.1 sunt prezentate puterile calorice inferioare ale combustibililor. În relaţia 5.28 se prezintă modul de calcul al căldurii conţinute în combustibilul injectat pe ciclu.

$$Q_{cc} = q_{inj,m} \cdot Q_i \quad [J]$$

Unde: Q_{cc} - căldura conţinută în combustibilul injectat $\left[\frac{J}{ciclu} \right]$;

Q_i - puterea calorică inferioară a combustibilului $\left[\frac{J}{kg} \right]$.

8. Modelarea legii şi vitezei de degajare a căldurii

În relaţia 5.29 se prezintă modul de calcul a vitezei de degajare a căldurii pe ciclu:

$$\begin{aligned} \frac{dQ}{d\alpha} = & 6.9 \frac{Q_p}{\alpha_p} (M_p + 1) \left(\frac{\alpha}{\alpha_p} \right)^{M_p} \exp \left[-6.9 \left(\frac{\alpha}{\alpha_p} \right)^{M_p+1} \right] + \\ & + 6.9 \frac{Q_d}{\alpha_d} (M_d + 1) \left(\frac{\alpha}{\alpha_d} \right)^{M_d} \exp \left[-6.9 \left(\frac{\alpha}{\alpha_d} \right)^{M_d+1} \right] \end{aligned} \quad (5.29)$$

Unde: Q - viteza de degajare a căldurii pe ciclu $\left[\frac{J}{grad} \right]$;

Q_p	- cantitatea de căldură livrată în cadrul arderii amestecurilor preformate;
α_p	- unghiul RAC de desfăşurare a arderii amestecurilor preformate;
M_p	- coeficient de formă a arderii amestecurilor preformate;
M_d	- coeficient de formă a arderii difuzive;
Q_d	- cantitatea de căldură livrată în cadrul arderii difuzive;
α_d	- unghiul RAC de desfăşurare a arderii difuzive;
α	- unghiul RAC curent.

După cum am menţionat, această funcţie defineşte viteza de desfăşurare a arderii combustibilului. Variaţia legii de degajare a căldurii pe ciclu se determină cu ajutorul relaţiei 5.30.

$$Q_L = \int_{\alpha_0}^{\alpha_F} \frac{dQ_v}{d\alpha}$$

(5.30)

În funcţie de tipul motorului, de presiunea medie efectivă la care lucrează, de presiunea de injecţie, parametrii menţionaţi mai sus pot avea diferite valori. Condiţia de bază este:

$$Q_{cc} = Q_p + Q_d$$

(5.31)

9. Trasarea cronomanogramei corespunzătoare arderii adiabatică

Evoluţia presiunii şi temperaturii în cilindru pentru perioada de comprimare se determină conform relaţiilor 5.32 şi 5.34.

$$p_{cil}(\alpha) = p_A \cdot \varepsilon(\alpha)^{n1} \quad (5.32)$$

Unde: $\varepsilon(\alpha)$ - raportul instantaneu de comprimare;

$n1$ - exponentul politropic al procesului de comprimare.

$$\varepsilon(\alpha) = \frac{\pi \frac{D^2}{4} S + V_{ca}}{\pi \frac{D^2}{4} S(\alpha) + V_{ca}} \quad (5.33)$$

$$T_{cil}(\alpha) = T_A \cdot \varepsilon(\alpha)^{(n1-1)} \quad (5.34)$$

În paragraful 5.6.2.1 intitulat „Elemente de teoria degajării de căldură pe ciclu”, ecuaţia 5.14 defineşte degajarea de căldură aparentă pe ciclu, ce reprezintă de fapt viteza de degajare a căldurii aparente pe ciclu,

$$\frac{dQ}{d\alpha} = \left(\frac{k}{k-1} p \frac{dV}{d\alpha} + \frac{1}{k-1} V \frac{dp}{d\alpha} \right)$$

iar variaţia de presiune ca efect al degajării de căldură este

$$\frac{dp}{d\alpha} = \frac{k-1}{V} \frac{dQ}{d\alpha} - k \frac{p}{V} \frac{dV}{d\alpha}$$

Ca simplificare a procesului de degajare a căldurii, se neglijează căldura latentă de vaporizare a combustibilului în camera de ardere, în timpul procesului de întârziere la autoaprindere. De asemenea, pentru simplificare, valorile uzuale pentru calculul ecuaţiilor diferenţiale de mai sus, vom avea valori pentru $k=1,3-1,35$.

Considerând presiunea din cilindru în momentul începerii procesului de degajare de căldură pe ciclu, p_i , presiunea pentru unghiul de rotaţie al arborelui cotit α_{i+1} devine:

$$p_{i+1} = p_i + \frac{dp_i}{(\alpha_{i+1} - \alpha_i)} \quad (5.35)$$

În acest mod se trasează evoluţia presiunii adiabactice a ciclului pe perioada arderii.

Pentru calculul temperaturii pe perioada arderii, avem ecuaţia e bază:

$$\frac{dp}{p} + \frac{dV}{V} = \frac{dT}{T} \quad (5.36)$$

De unde rezultă:

$$T_{g,i+1} = T_{g,i} \cdot \left[1 + \left(\frac{dp_i}{p} + \frac{dV_i}{V} \right) \right] \quad (5.37)$$

Unde: $T_{g,i}$ - temperatura gazelor din cilindru la momentul "i" respectiv "i+1"

Pentru faza de destindere, vom avea:

$$p_{i+1} = p_i \cdot \left(\frac{V_i}{V_{i+1}} \right)^{n_2} \quad (5.38)$$

Unde: n_2 – exponentul politropic al destinderii.

10. Calculul coeficientului de schimb de căldură

Pentru calculul coeficientului de schimb de căldură între gazele de ardere şi principalele piese ale motorului, chiulasă, piston, cilindru, trebuie precizată mai întâi viteza medie convenţională a gazelor. Astfel pentru motoarele în patru timpi, Woschni a recomandat o relaţie de forma:

$$w = \left[C_1 W_{mp} + C_2 \frac{V(\alpha) \cdot T_r}{p_r V_r} (p_{cil}(\alpha) - p_m) \right] \quad (5.39)$$

Unde: - $V(\alpha)$ este volumul instantaneu al cilindrului;

- T_r, p_r, V_r sunt temperatura, presiunea şi volumul corespunzătoare unui moment de referinţă adoptat. (momentul închiderii supapei de admisie, în cazul nostru);

- p_m - este numită în literatura de specialitate presiunea motorică, adică presiunea în cilindru fără ardere;

- W_{mp} - viteza medie de piston;

Pentru coeficienţii C_1 şi C_2 avem următoarele situaţii, în funcţie de faza din ciclu la care ne vom referi:

- schimbarea gazelor $C_1 = 6.18 \quad C_2 = 0$;

- perioada de compresie $C_1 = 2.28 \quad C_2 = 0$;

- ardere şi destindere $C_1 = 2.288 \quad C_2 = 0,00324$;

Corelaţia lui Woschni pentru coeficientul de schimb de căldură este redată în ecuaţia 5.40.

$$h_c (W / m^2 K) = 3.26 D(m)^{-0.2} p(kPa)^{0.8} T_g (K)^{-0.55} w(m / s)^{0.8} \quad (5.40)$$

Pentru determinarea cantităţii de căldură schimbate de către gazele de ardere cu pereţii pieselor, vom utiliza relaţia 5.41.

$$Q_s = A_w \cdot h_c (T_g - T_w) \left[\frac{J}{grad} \right] \quad (5.41)$$

Unde: A_w - aria considerată în contact cu gazele de ardere [m^2];

T_g - temperatura gazelor de ardere [K];

T_w - temperatura medie a piesei [K].

Pe timpul ciclului se consideră că temperatura T_w , este constantă.

Căldura totală cedată prin răcire este:

$$Q_{ST} = Q_{S,piston} + Q_{S,chiulasa} + Q_{S,cilindru}$$

În funcţie de destinaţia motorului vom avea diferite temperaturi medii pentru chiulasă, piston şi cilindru. De remarcat este faptul că pentru cilindru, aria de expunere la gazele de ardere se face conform legii de deplasare a pistonului.

Pentru schimbul de căldură prin răcire vom avea de asemenea pe lângă o viteză şi o lege de schimb termic, ce se vor exprima în funcţie de unghiul de rotaţie al arborelui cotit. Pentru motoarele în patru timpi, calculele se vor face de la 0- 720°RAC.

Viteza de schimb termic prin răcire, va preciza nivelul maxim şi poziţia unghiulară la care apare, iar legea cumulativă de schimb termic ne va indica în primul rând gradul de mărime al fenomenului. La 720°RAC vom avea valoarea maximă a legii cumulative de schimb termic. În relaţia 5.42 avem relaţia pentru determinarea legii cumulative de schimb termic, de exemplu pentru una din piese.

$$Q_{S,L} = \int_0^{720} Q_s \cdot d\alpha \quad (5.42)$$

Unde: - $Q_{S,L}$ - legea cumulativă de schimb termic $\left[\frac{J}{grad} \right]$

Astfel în cadrul stabilirii schimbului termic între gaze şi principalele piese ale motorului, vom obţine Q_s pentru piston, chiulasă şi cilindru. Pentru schimbul total de căldură prin răcire vom avea suma vitezelor de schimb termic. Cantitatea totală de căldură cumulativă se obţine similar cu relaţia 5.42, dar pentru schimbul total.

În literatura de specialitate, pentru schimbul de căldură prin radiaţie prin suprafeţele exterioare, transmisă uleiului, pentru acest motor răcit cu aer s-a găsit ca valoare acoperitoare 5% din căldura conţinută de carburant.

În cadrul acestui capitol, vom denumi cantitatea de căldură evacuată prin radiaţie prin termenul W_{rad} care se va exprima în $\left[\frac{J}{ciclu} \right]$. Această mărime va interveni doar în bilanţul termic final pentru fiecare caz.

11. Reprezentarea coeficientului de schimb de căldură

În cadrul acestei etape, se va întocmi diagrama de variaţie a coeficientului global de schimb de căldură în funcţie de unghiul de rotaţie a arborelui cotit. Astfel pe abscisă vom avea unghiul de rotaţie a arborelui cotit, iar pe ordonată $h_c [W / m^2 K]$.

12. Calculul cantităţilor de căldură schimbate de piese cu gazele de ardere

Pentru realizarea acestui calcul sunt necesare ariile de referinţă ale pistonului, ale chiulasei şi cilindrului. Pentru pistoanele motoarelor cu aprindere prin comprimare cu injecţie directă, suprafaţa capului pistonului este amplificată de suprafaţa camerei de ardere. Din acest motiv suprafaţa de referinţă a pistonului va fi:

$$A_{W,pist} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} a_p \quad (5.43)$$

Unde: $A_{W,pist}$ - aria de referinţă a pistonului $[m^2]$;

a_p - coeficientul de majorare a ariei capului pistonului. $a_p = 1.4$

Suprafaţa de referinţă a chiulasei motorului va fi raportată tot la aria proiecţiei capului pistonului, dar în acest caz, coeficientul de majorare a ariei ţine cont de suprafaţa interioară a canalului de evacuare. Suprafaţa de referinţă a chiulasei este:

$$A_{W,CH} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} a_{CH} \quad (5.44)$$

Unde: $A_{W,CH}$ - aria de referinţă a chiulasei ;

a_{CH} - coeficientul de majorare a ariei capului pistonului.

$a_{CH} = 1.8$

Suprafaţa de referinţă a cilindrului se defineşte astfel:

$$A_{W,cil} = \pi \cdot D \cdot S(\alpha) \quad (5.45)$$

Unde:
$$S(\alpha) = r[(1 - \cos(\alpha)) + \frac{\lambda_b}{4}(1 - \cos(2 \cdot (\alpha)))]$$

13. Diagramele de temperatură a gazelor de ardere, cu răcire

Avem ca definiţie a diferenţelor de căldură ce apar datorită răcirii relaţia:

$$dQ_{sT} = C_{Mv} dT_{gr} \quad (5.46)$$

Unde: dT_{gr} - căderea de temperatură datorită răcirii.

$$dT_{gr} = \frac{dQ_{sT}}{C_{Mv}} \quad (5.47)$$

În acest caz având cantitatea de amestec ce participă în ciclul motor, relaţia 5.47 devine :

$$dT_{gr} = \frac{dQ_{sT}}{C_{Mv} m_{gaze}} \quad (5.48)$$

Ca ultimă precizare, definim căderea de temperatură datorită răcirii prin relaţia:

$$\Delta T_g = -dT_{gr} \quad (5.49)$$

Temperatura gazelor după răcire devine ;

$$T_{gr} = T_g - \Delta T_{gr} \quad (5.50)$$

14. Ridicarea cronomanogramei după răcire

Pe baza temperaturii ciclului cu răcire obţinem cronomanograma indicată şi diagrama indicată, aplicând relaţia:

$$p_{i+1} = p_i + dp_{i+1} \quad (5.51)$$

$$dp_{i+1} = p_i \left[\frac{dT_i}{T_i} - \frac{dV}{V_i} \right] \quad (5.52)$$

15. Comparaţia cronomanogramelor

Având evoluţiile presiunii în cilindru, atât la ciclul fără răcire cât şi la ciclul cu răcire, se vor suprapune pe aceeaşi abscisă, respectiv unghiul RAC. Astfel se poate observa influenţa răcirii asupra evoluţiei presiunii cu răcire faţă de cea fără răcire.

16. Determinarea lucrului mecanic indicat pe ciclu

Lucrul mecanic indicat pe ciclu se defineşte conform relaţiei

$$W_i = \int_0^{720} (p_i - p_0) dV_i \quad (5.53)$$

Puterea indicată se determină, pentru motoarele în 4 timpi, conform relaţiei:

$$P_i = \frac{W_i \cdot n \cdot i}{120000} \quad (5.54)$$

Unde: n – turaţia motorului;
 i - număr de cilindri. $i=1$ pentru motorul monocilindric.

17. Cantitatea de căldură conţinută în gazele de evacuare

Pentru calculul căldurii conţinute în gazele de evacuare, vom lua ca temperatură de referinţă temperatura gazelor de evacuare. Pentru această temperatură se va stabili căldura specifică la volum constant conform ecuaţiei 5.24. Expresia cantităţii de căldură conţinută în gazele de evacuare este:

$$Q_{EV} = m_{gaze} \cdot C_{Mv} \cdot (T_{EMediu} - T_0)$$

Unde: Q_{EV} - căldura conţinută în gazele de evacuare [J]
 m_{gaze} - masa de gaze ce evoluează pe ciclu [kg]
 C_{Mv} - căldura specifică la volum constant $\left[\frac{J}{kgK} \right]$
 T_{EMediu} - temperatura gazelor de evacuare [K]
 T_0 - temperatura ambientală [K]

18. Căldura pierdută prin frecările interne din motor

Căldura pierdută prin frecările interne ale motorului este dată de diferenţa între lucrul mecanic indicat şi lucrul mecanic efectiv ce rezultă din puterea efectivă a motorului determinată pe bancul de probe. Ecuaţia pe baza căreia se determină căldura pierdută prin frecările interne ale motorului este:

$$W_F = W_i - W_e \quad (5.55)$$

$$W_e = \frac{P_e \cdot 120000}{n} \quad (5.56)$$

19. Bilanţul energetic al motorului

Bilanţul termic al motorului este:

$$Q_{cc} = Q_R + Q_E + W_E + W_F + W_{rad} \quad (5.57)$$

Unde: Q_{cc} - căldura totală introdusă în ciclu;
 Q_R - căldura evacuată prin răcire;
 Q_{EV} - căldura evacuată cu gazele de evacuare;

W_e - căldura transformată în lucru mecanic efectiv;

W_F - căldura pierdută prin frecările interne ale motorului;

W_{rad} - căldura pierdută prin radiaţie.

Verificarea randamentului indicat:
$$\eta_i = \frac{W_i}{Q_{cc}} \quad (5.58)$$

Verificarea randamentului efectiv:
$$\eta_e = \frac{W_e}{Q_{cc}} \quad (5.59)$$

5.7.2 Bilanţul termic al motorului alimentat cu motorină

Pentru compoziţia motorinei vom determina proprietăţile gazelor arse .

Conform tabelului 5.13, este prezentată analiza elementară a motorinei.

Tabel 5.13. Analiza elementară a motorinei.

C	H	H_2O
0,857	0,133	0,01

În continuare vom determina:

- greutatea moleculară şi constanta R a gazelor arse;
- constanta gazelor arse;
- caracteristica căldurilor specifice;

Determinarea cantităţii de aer minime necesară arderii:

$$L_{\min} = \frac{1}{0,21} \left(\frac{c}{12} + \frac{h}{4} - \frac{o}{32} \right) = \frac{1}{0,21} \left(\frac{0,857}{12} + \frac{0,133}{4} - \frac{0,01}{32} \right) = 0,497 \left[\frac{\text{kmolaer}}{\text{kmolcomb}} \right]$$

Compoziţia gazelor arse se face conform tabelului 5.31

Tabel 5.14. Compoziţia gazelor arse

Component	(kmol/kgcomb)	Numeric	ni	bi	$\Sigma n_i b_i$
N ₂	0.79L	0.641950	0.641950	1.000	0.641950
O ₂	0.21(A1)L ₀	0.066275	0.066275	1.000	0.066275
CO ₂	C/12	0.071417	0.071417	4.400	0.314233
H ₂ O	H/2	0.066500	0.066500	2.900	0.192850
Σ			0.846142		1.215308

De menţionat este faptul că pentru puterea nominală în cazul funcţionării cu motorină, coeficientul de exces de aer este $\lambda=1,635$.

a) greutatea molară a gazelor:

$$G_i = L_0 \cdot M_{aer} = 14.393 \left[\frac{kg_{aer}}{kg_{comb}} \right]$$

conform 5.25

$$M_{gaze} = \frac{G_i \cdot \lambda}{\Sigma n_i} = \frac{14.393 \cdot 1.635}{0.8461} = 28.987 \left[\frac{g}{mol} \right]$$

conform 5.26

b) constanta gazelor arse: 0.497

$$R_{gaze} = \frac{R_M}{M_{gaze}} = \frac{8314.2}{28.987} = 286.818 \left[\frac{kJ}{kmol \cdot K} \right]$$

conform 5.27

c) caracteristica căldurilor specifice:

$$b_{gaze} = \frac{\Sigma b_i n_i}{n_i} \cdot c \cdot 10^{-3} = \frac{1.2153}{0.8461} \cdot 4.19 \cdot 10^{-3} = 0.006018$$

conform 5.27a

$$a_{gaze} = 19.547$$

$$C_{MV} = 19.547 + 0.006018 \cdot T_{gaze} \quad \text{conform 5.27b}$$

Căldura conţinută în combustibilul injectat este $q_{motorină} = 342$ J/ciclu după cum se poate vedea în tabelul 5.4

Modelarea arderii după metoda Vibe conform relaţiei 5.29.

Unde: Q_p - cantitatea de căldură livrată în cadrul arderii amestecurilor preformate;

α_p - unghiul RAC de desfăşurare a arderii amestecurilor preformate;

M_p - coeficient de formă a arderii amestecurilor preformate;

M_d - coeficient de formă a arderii difuzive;

Q_d - cantitatea de căldură livrată în cadrul arderii difuzive;

α_d - unghiul RAC de desfăşurare a arderii difuzive;

α - unghiul RAC curent.

Această funcţie defineşte viteza de desfăşurare a arderii combustibilului.

În figura 5.69 se prezintă modelarea legii şi vitezei de degajare a căldurii pentru cantitatea de căldură $Q_{cc} = 342J$

Pentru figura de mai jos, avem:

$$Q_p = 180 \text{ J}$$

$$\alpha_p = 13^\circ \text{RAC}$$

$$M_p = 2$$

$$M_d = 1$$

$$Q_d = 162 \text{ J}$$

$$\alpha_d = 50^\circ \text{RAC}$$

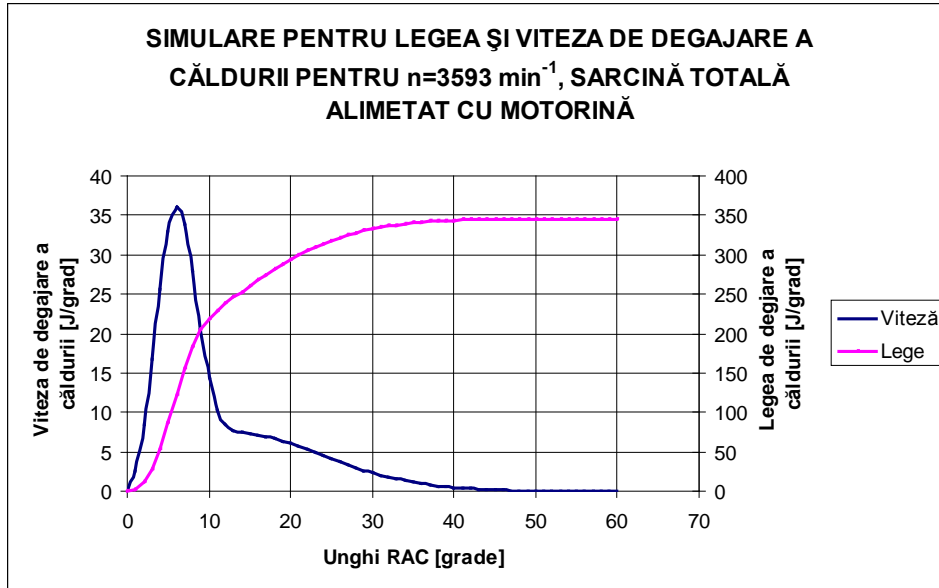


Figura.5.26. Degajarea de căldură simulată pentru motorul alimentat cu motorină

Pentru trasarea cronomanogramei corespunzătoare arderii adiabatică, adoptăm următoarele simplificări ale procesului:

- 1) Pe parcursul admisiei, respectiv în intervalul $0-180^\circ \text{RAC}$ presiunea din cilindru va avea valoare constantă, egală cu valoarea presiunii din cilindru de la sfârșitul procesului de admisie;
- 2) Pentru procesul de comprimare respectiv în intervalul $180-360^\circ \text{RAC}$, adoptăm comprimarea politropică, cu exponentul politropic egal cu cel de la calculul termic $n_1 = 1,35$.

Valoarea presiunii în cilindru în timpul degajării de căldură se rezolvă prin ecuația diferențială 5.14', cu următoarea specificație: valoarea indicelui adiabatic $\gamma = 1.3 \div 1.33$.

În fig. 5.27 se poate vedea evoluția presiunii în cilindru conform dezvoltării de căldură pe ciclu (fără răcire, conform relațiilor 5.32-5.38).

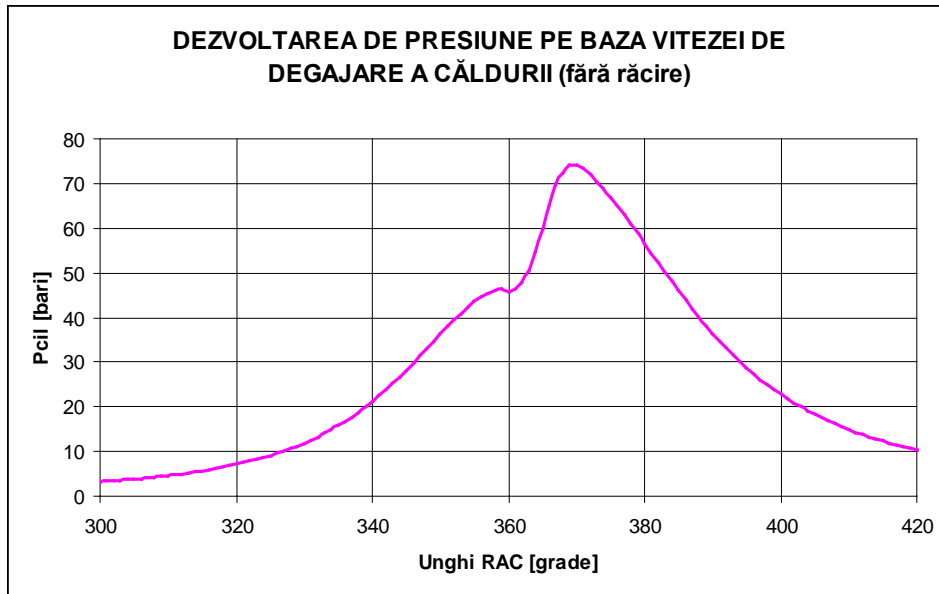


Figura.5.27. Dezvoltarea de presiune în cilindru pe baza arderii adiabatice

5.7.2.1 Calculul temperaturii pe ciclu

După determinarea presiunii pentru ciclul adiabetic, determinăm temperatura cu relația 5.36 Pentru a rezolva această problemă, avem nevoie de temperatura de dinainte de momentul de degajare de căldură pe ciclu.

Temperatura într-un anumit punct din cadrul procesului de comprimare se determină cu relația 5.34:

$$T(\alpha) = T_A \cdot \varepsilon(\alpha)^{n_1-1}$$

Unde: n_1 exponentul politropic;

$$\varepsilon(\alpha) = \frac{\pi \frac{D^2}{4} S + V_{ca}}{\pi \frac{D^2}{4} S(\alpha) + V_{ca}} = \frac{1}{(S(\alpha) + V_{ca})} \left(S \cdot \frac{4V_{ca}}{\pi D^2} \right)$$

Practic soluția acestei ecuații diferențiale este redată în relația 5.37.

În figura 5.71 se prezintă variația temperaturii în evoluția adiabetică pe ciclu.

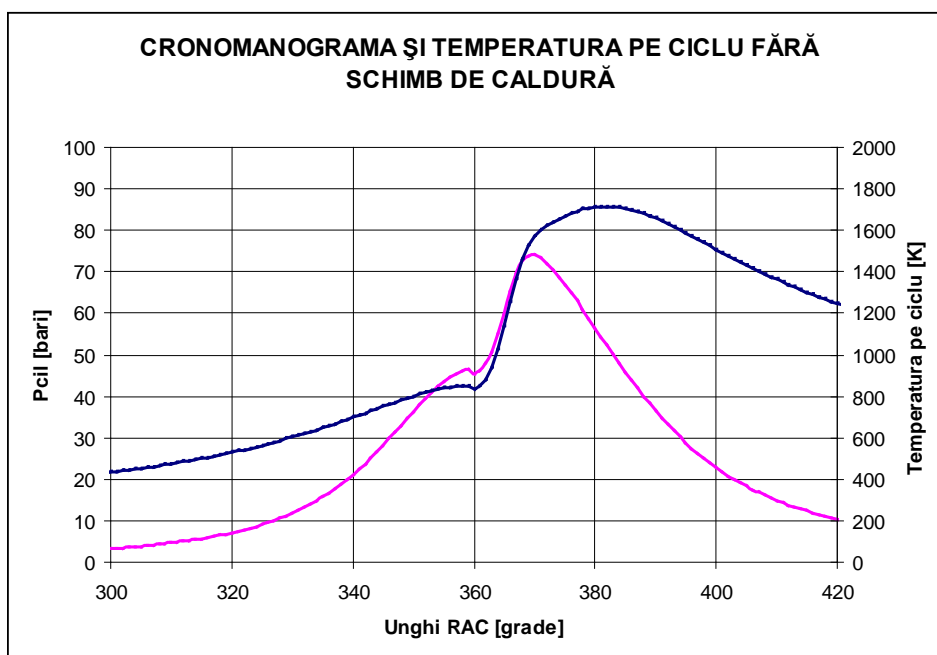


Figura.5.28. Variaţia temperaturii în evoluţia adiabatică pe ciclu

5.7.2.2 Analiza cedărilor de căldură în timp finit

Pentru a putea stabili cantităţile de căldură ce trec prin piston, chiulasă şi cilindru, avem nevoie de temperaturile medii ale celor trei piese.

În tabelul 5.15 se prezintă temperaturile medii ale celor trei piese.

Tabel 5.15. Temperatura principalelor piese în contact cu gazele de ardere.

Nr. crt	Piesa	Temperatura [K]	Temperatura [°C]
1	Piston	493	220
2	Chiulasa	403	130
3	Cilindru	413	140

Pentru calculul acestui coeficient am aplicat corelaţia lui Woschni, care este prezentată în relaţia 5.40. În relaţia 5.39 se reprezintă viteza medie a gazelor .

În fig. 5.29 se prezintă coeficientul de schimb de căldură, conform relaţiei 5.40

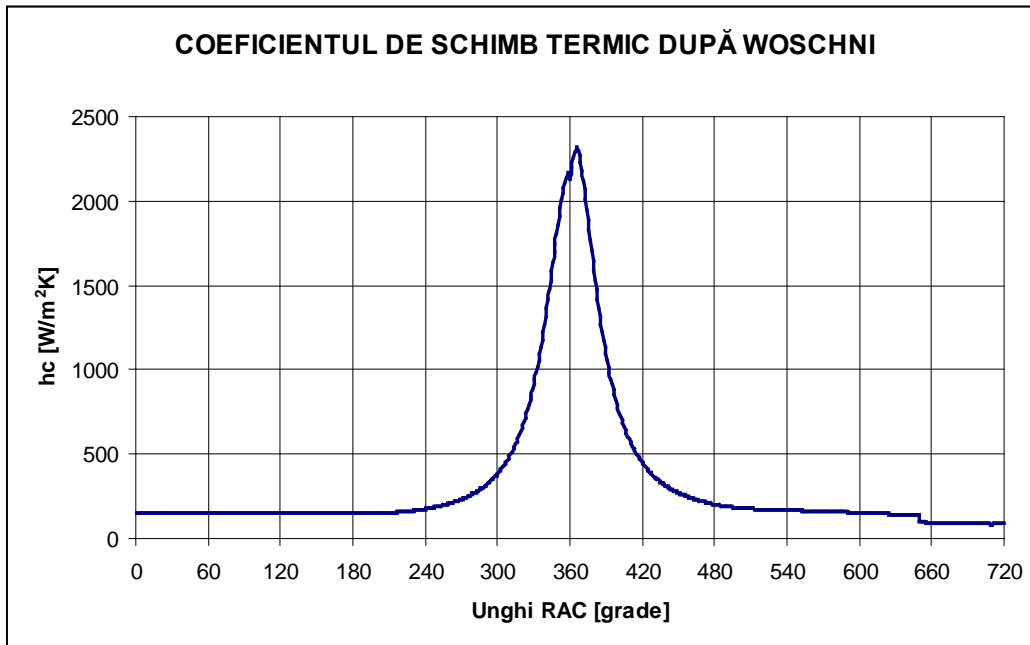


Figura.5.29. Coeficientul de schimb termic după Woschni

Cantitatea de căldură schimbată de piesă cu gazele de ardere se determină cu relația 5.41

Unde: Q_s căldura schimbată de piesa considerată cu gazele de ardere [$J/^\circ RAC$];

După transformarea valorii coeficientului h_c din [$W / m^2 K$] în [$J/^\circ RAC$] în funcție de temperatura gazelor de ardere, se prezintă în fig. 5.30, evoluția vitezei și a legii integrale de schimb de căldură pentru piston, în 5.31 pentru chiulasă, iar în fig. 5.32 pentru cilindru. De remarcat este faptul că pentru cilindru, aria de expunere la gazele de ardere se face conform legii de deplasare a pistonului.

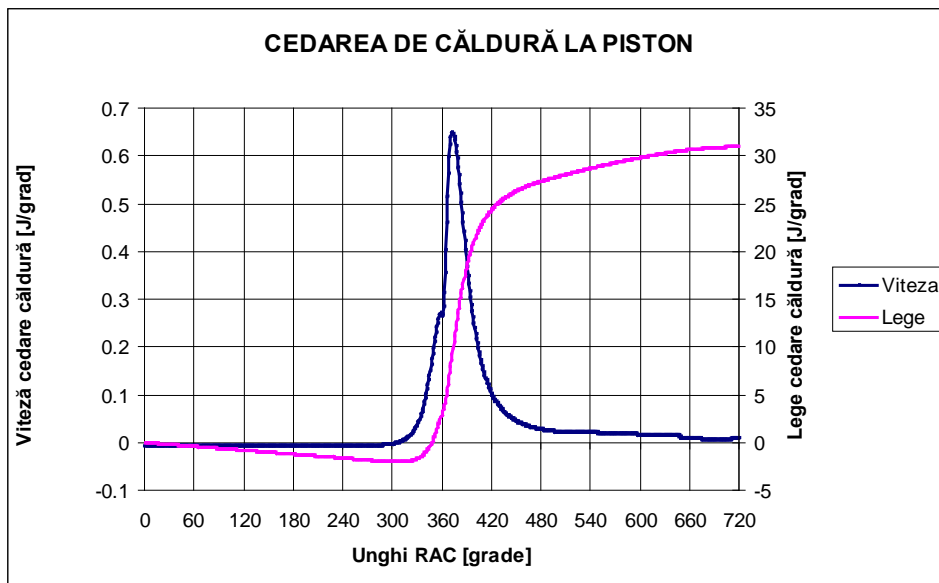


Figura.5.30. Cedarea de căldură in piston

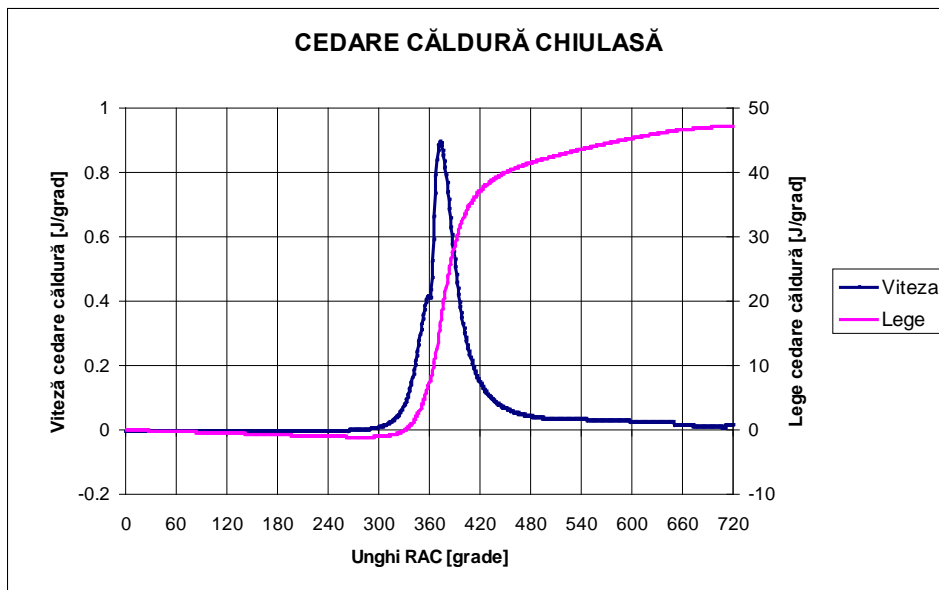


Figura.5.31. Cedarea de căldură chiulasă

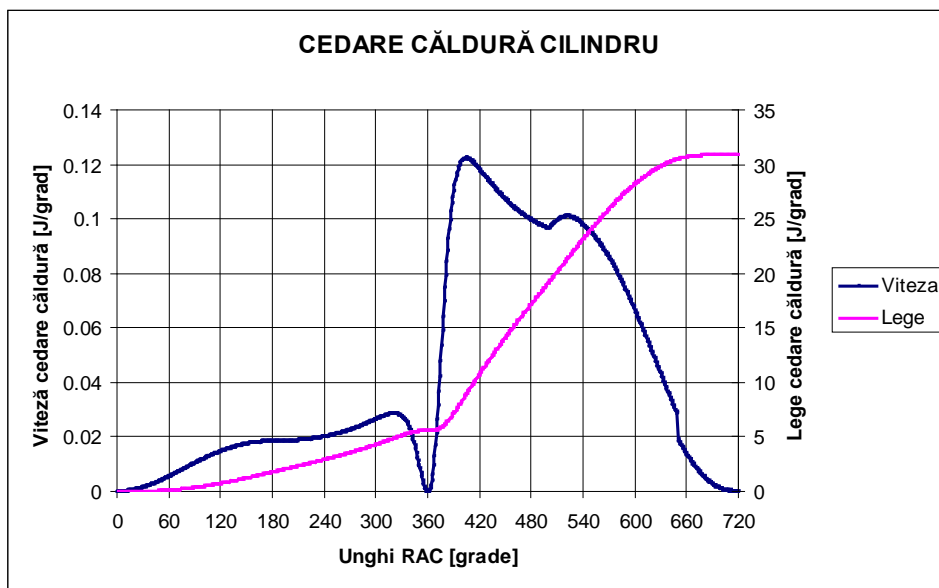


Figura.5.32. Cedarea de căldură în cilindru

Pentru calculul schimbului total de căldură în timpul ciclului suma cedărilor de căldură prin piston, chiulasă şi cilindru, se face conform relaţiei:

$$\sum_{i=0}^{720} Q_s = Q_{sT}$$

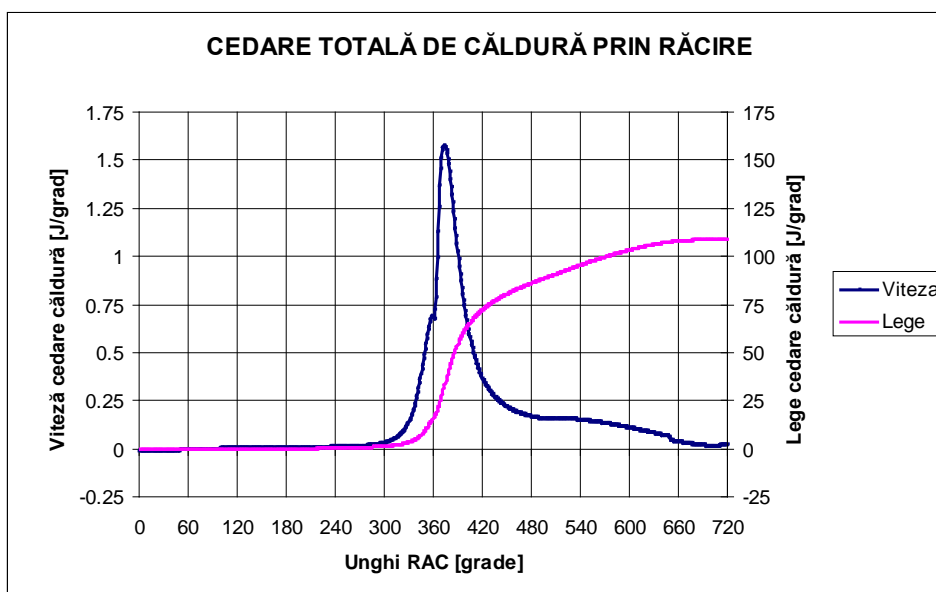


Figura.5.33. Cedare totală de căldură

După cum se poate vedea în fig. 5.33 cantitatea de căldură disipată prin răcire este

$$Q_{sT} = 109.209 \text{ J/ciclu}$$

ceea ce reprezintă 31.932% din căldura totală introdusă în ciclu.

$$Q_{sT\%} = \frac{Q_{sT}}{Q_{cc}} = \frac{109.209}{342} 100 = 31.932\%$$

Pentru calculul cronomanogramei cu schimb de căldură, trebuie să stabilim diferențele de temperatură ce apar datorită cedărilor de căldură. Ecuațiile pe baza cărora stabilim pierderile de temperatură sunt 5.48-5.50. În fig. 5.34 se prezintă căderea de temperatură pe ciclu datorită răcirii.

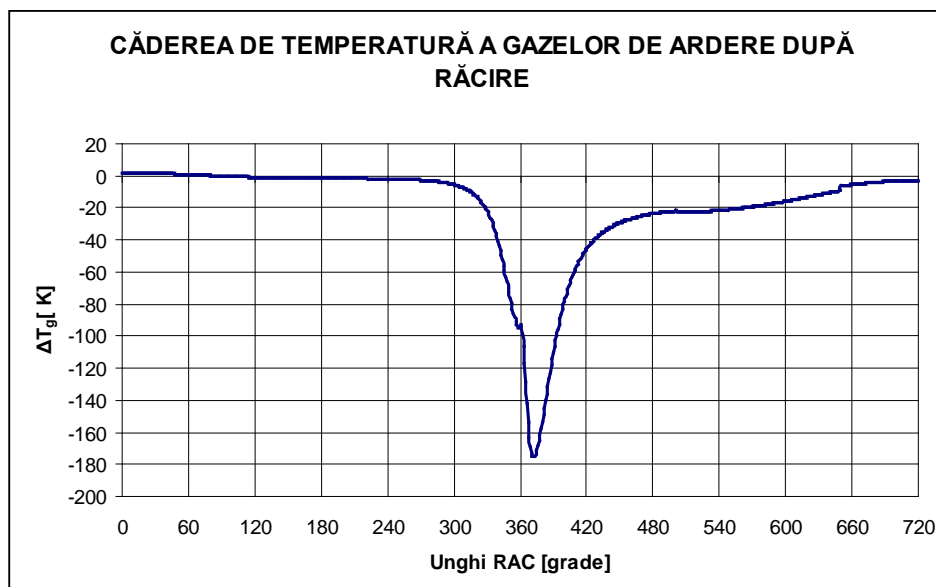


Figura.5.34. Căderea de temperatură datorită răcirii

Pe baza relațiilor 5.51-5.52 se va ridica cronomanograma după răcire.

În figura 5.35 se pot vedea comparativ cronomanogramele motorului, unde se poate vedea influenţa răcirii.

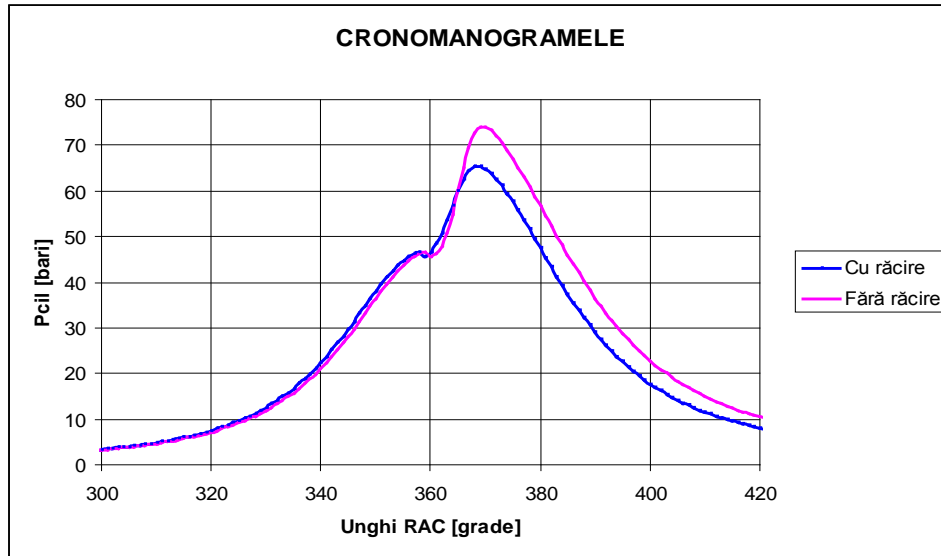


Figura.5.35. Cronomanogramele

Lucrul mecanic pe ciclu se defineşte în relația 5.53

$$W_i = \int_0^{720} (p_i - p_0) dV_i$$

Integrând pentru diagrama indicată, obținem lucrul mecanic indicat. Pentru randamentul mecanic am adoptat valoarea de 80%. Valoarea lucrului mecanic pe ciclu este:

$$W_i = 132.965 [J / ciclu].$$

Aplicând relația de determinare a puterii, avem:

$$P_i = \frac{W_i \cdot n \cdot i}{120000} = \frac{132.965 \cdot 3593 \cdot 1}{120000} = 3.981 [kW].$$

$$P_e = P_i \cdot \eta_e = 3.981 \cdot 0.8 = 3.1840 [kW]$$

$$W_e = \frac{P_e \cdot 120000}{n \cdot i} = \frac{3.1840 \cdot 120000}{3593 \cdot 1} = 106.372 [J / ciclu].$$

Conform relației 5.55 avem:

$$W_F = W_i - W_e = 132.965 - 106.372 = 26.593 [J]$$

Din calculele anterioare, am obținut pentru căldura extrasă prin răcire valoarea de:

$$Q_R = 109.209 [J / ciclu].$$

Pentru calculul căldurii conţinute în gazele de evacuare, vom lua ca valoare a temperaturii gazelor de evacuare, temperatura medie, așa cum apare ca temperatura gazelor de evacuare la măsurătorile făcute pe bancul de probe.

Din diagrama temperaturii gazelor de evacuare după răcire, avem valoarea medie utilizată mai departe în calcul:

$$T_{EVMed} = 808 [K].$$

De asemenea căldura specifică la volum constant a gazelor arse, pentru valoarea specificată a temperaturii are valoarea:

$$c_v = 848.724 [J / kgK],$$

Masa gazelor arse pe ciclu este:

$$m_{gaze} = 0.000207 [kg / ciclu]. \quad T_0 = 293[K]$$

Având aceste valori calculăm cantitatea de căldură conţinută în gazele de evacuare cu relația:

$$Q_{EV} = m_{gaze} \cdot c_v \cdot (T_{EMediu} - T_0) \quad (5.35)$$

$$Q_{EV} = 0.000207 \cdot 848.724 \cdot (808 - 293) = 90.478 [J].$$

Având aceste valori putem defini în tabelul 5.33 mărimile, valorile exprimate în J, în kW și procentele de raportare.

$$Q_{cc} = Q_R + Q_E + W_E + W_F + W_{rad} \quad (5.36)$$

Unde:

Q_R - căldura evacuată prin răcire;

Q_{EV} - căldura evacuată cu gazele de evacuare;

W_e - căldura transformată în lucru mecanic efectiv;

W_F - căldura pierdută prin frecările interne ale motorului,

W_{rad} - căldura pierdută prin radiație.

Tabel 5.16. Bilanțul energetic al motorului

Nr crt		Simbol	Energie	Putere	Procent
			[J/ciclu]	[kW]	%
1	Total caldura livrată in ciclu	Qcc	342.000	10.240	100.000
2	Caldura răcire	QR	109.209	3.270	31.932
3	Caldură evacuare	QEV	90.478	2.709	26.456
4	Lucru mecanic efectiv	We	106.372	3.185	31.103
5	Lucru mecanic frecări	Wf	26.593	0.796	7.776
6	Radiatie	Wrad	10.000	0.299	2.924
7	Total	Qverif	342.652	10.260	100.191
8		Eroare	-0.652	-0.020	-0.191

În tabelul 5.16 valorile prezentate în penultima coloană corespund puterii dezvoltate/consemnate de motor la turaţia nominală şi se calculează cu relaţia 5.1 care ţine seamă de energia prezentată în coloana precedentă.

Verificarea randamentului indicat:

$$\eta_i = \frac{W_i}{Q_{cc}} = \frac{132.965}{342} = 0.388$$

Verificarea randamentului efectiv:

$$\eta_e = \frac{W_e}{Q_{cc}} = \frac{106.372}{342} = 0.311$$

În figura 5.36 se prezintă bilanţul termic al motorului efectuat în urma simulărilor de ardere.

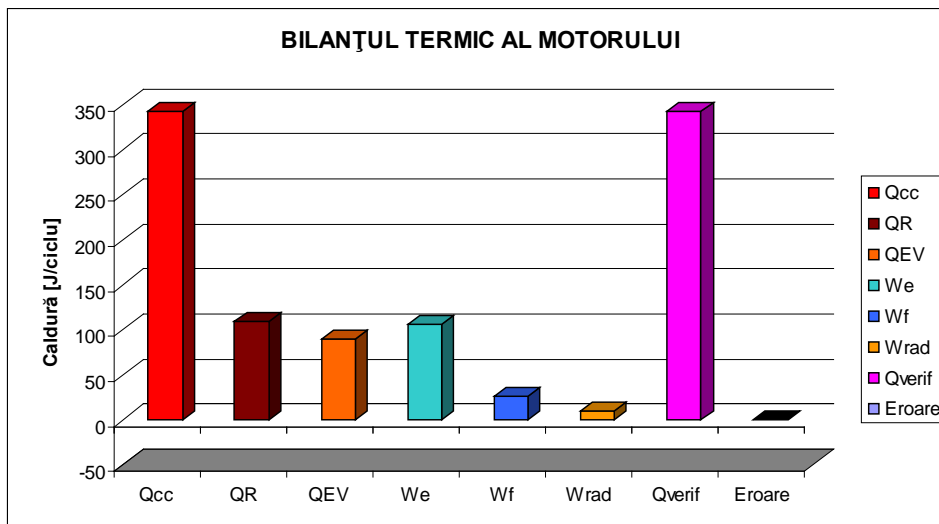


Figura.5.36. Bilanşul termic al motorului

După cum reiese din figura 5.36 şi din tabelul 5.16, eroarea în cadrul simulării este de -0,191 %.

În figura 5.37 se prezintă cronomanograma experimentală şi cea simulată

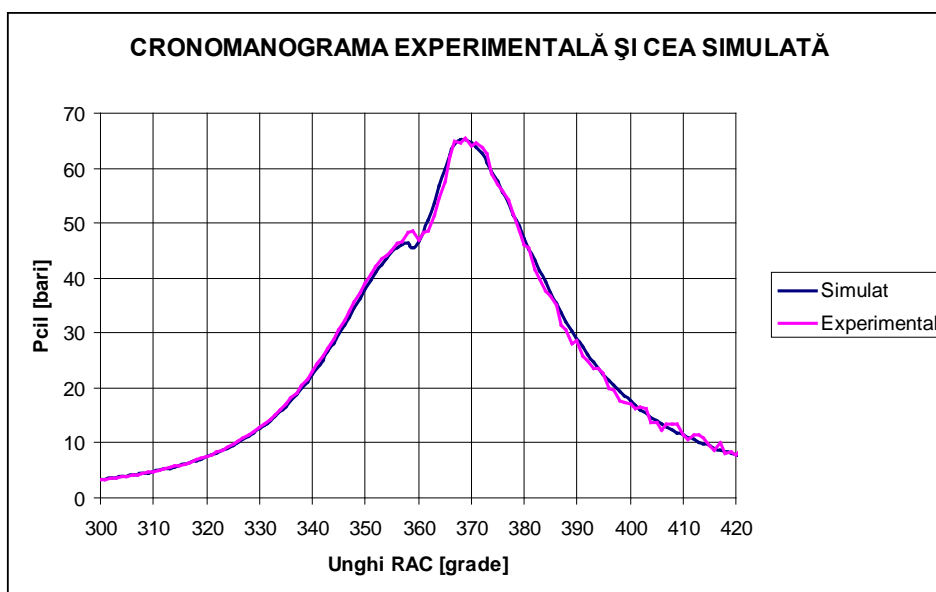


Figura.5.37. Cronomanograma experimentală şi cea simulată

5.7.3 Cazul alimentării cu biodiesel cu adaos 5% etanol

Pentru compoziţia combustibilului vom determina proprietăţile gazelor arse .

În tabelul 5.17 se prezintă analiza elementară a combustibilului.

Tabel 5.17. Analiza elementară a combustibilului

C	H	O	H ₂ O
0.786	0.124	0.120	0.010

În continuare vom determina:

- greutatea moleculară şi constanta R a gazelor arse;
- constanta gazelor arse;
- caracteristica căldurilor specifice;

Determinarea cantităţii de aer necesar arderii:

$$L_{\min} = \frac{1}{0,21} \left(\frac{c}{12} + \frac{h}{4} - \frac{o}{32} \right) = \frac{1}{0,21} \left(\frac{0,786}{12} + \frac{0,124}{4} - \frac{0,120}{32} \right) = 0.441 [\text{kmolaer/kgcomb}]$$

Compoziţia gazelor arse se determină conform tabelului 5.18

Tabel 5.18. Compoziţia gazelor arse

Component	(kmol/kgcomb)	Numeric	n _i	b _i	Σn _i b _i
N ₂	0.79L	0.5300	0.5300	1.0000	0.5290
O ₂	0.21(λ1)L ₀	0.2048	0.2048	1.0000	0.2040
CO ₂	C/12	0.0654	0.0654	4.4000	0.2880
H ₂ O	H/2	0.0310	0.0310	2.9000	0.0899
Σ			0.831		1.1109

În continuare vom prezenta rezultatele conform relaţiilor 5.25-5.27

a) greutatea molară a gazelor:

$$G_i = 12.78 \left[\frac{kg_{aer}}{kg_{comb}} \right] \quad M_{gaze} = 29.478 \left[\frac{g}{mol} \right]$$

b) constanta gazelor arse:

$$R_{gaze} = \frac{R_M}{M_{gaze}} = \frac{8314.2}{29.478} = 282.076 \left[\frac{kJ}{kmol \cdot K} \right]$$

c) caracteristica căldurilor specifice:

$$b_{gaze} = \frac{\sum b_i n_i}{n_i} \cdot c \cdot 10^{-3} = \frac{1.1109}{0.831} \cdot 4.19 \cdot 10^{-3} = 0.00560$$

$$a_{gaze} = 19.547$$

$$C_{MV} = 19.547 + 0.00560 \cdot T_{gaze}$$

Căldura conţinută în combustibilul injectat este $q_{motorină} = 350$ J/ciclu după cum se poate vedea în tabelul 5.35

Pe baza relaţiei 5.29, se prezintă în figura 5.38 simularea legii şi vitezei de degajare a căldurii pentru aportul de 350 J/ciclu în cazul alimentării cu biodiesel+5% etanol.

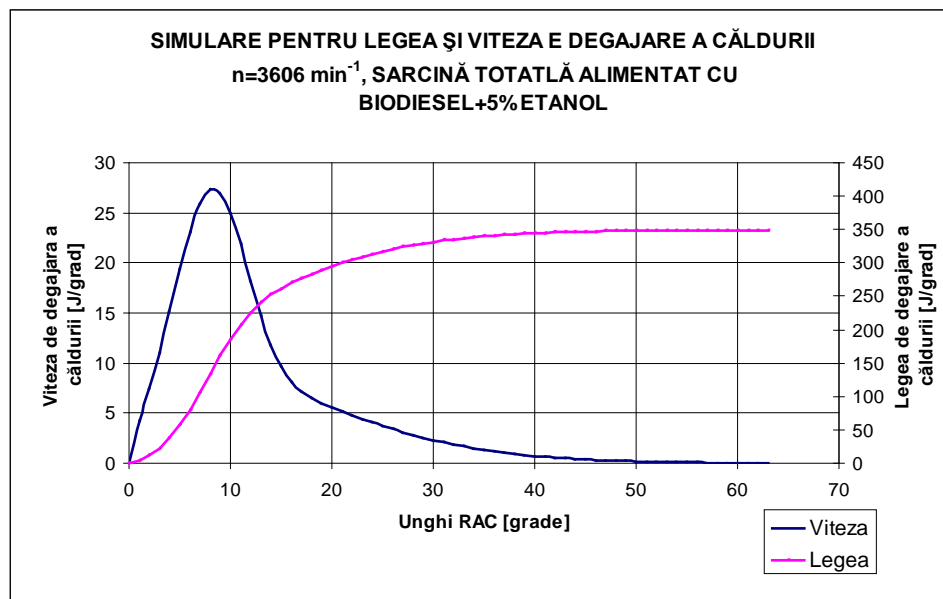


Figura.5.38. Simularea legii şi a vitezei de degajare a căldurii pentru aportul de 350 J/ciclu în cazul alimentării cu biodiesel+5% etanol.

Pentru figura de mai sus, avem:

$$Q_p = 170 \text{ J} \quad \alpha_p = 12^\circ \text{RAC} \quad M_p = 2 \quad M_d = 0,68 \quad Q_d = 180 \text{ J} \quad \alpha_d = 50^\circ \text{RAC}$$

În figura 5.39 se prezintă simularea dezvoltării presiunii pe baza vitezei de degajare a căldurii în cazul combustibilului biodiesel+5%etanol.

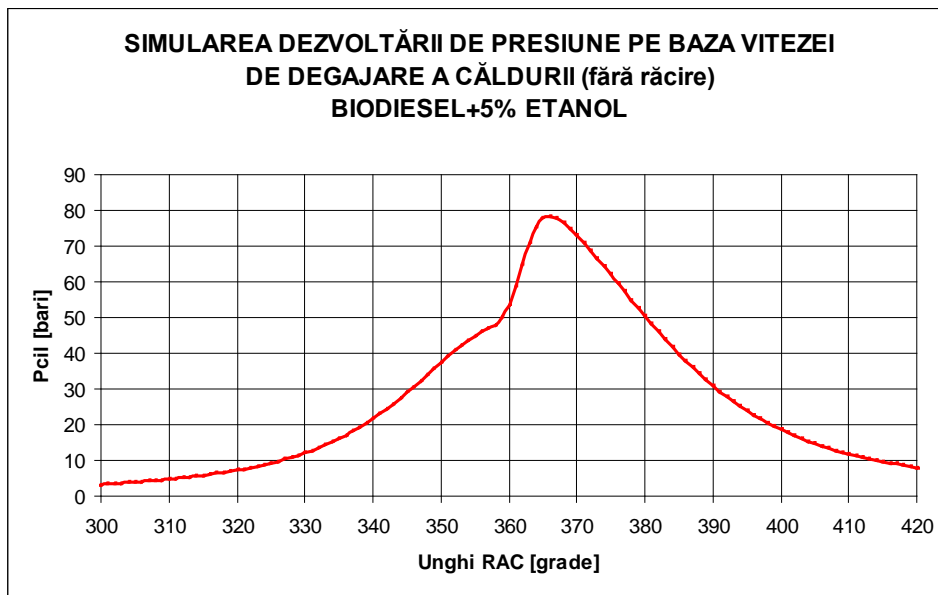


Figura.5.39. Simularea dezvoltării presiunii pe baza vitezei de degajare a căldurii în cazul combustibilului biodiesel+5%etanol

Pe baza relațiilor 5.29-5.34 prezentăm în figura 5.40 evoluția presiunii și temperaturii pe ciclu, realizată în cadrul simulării, fără schimb de căldură.

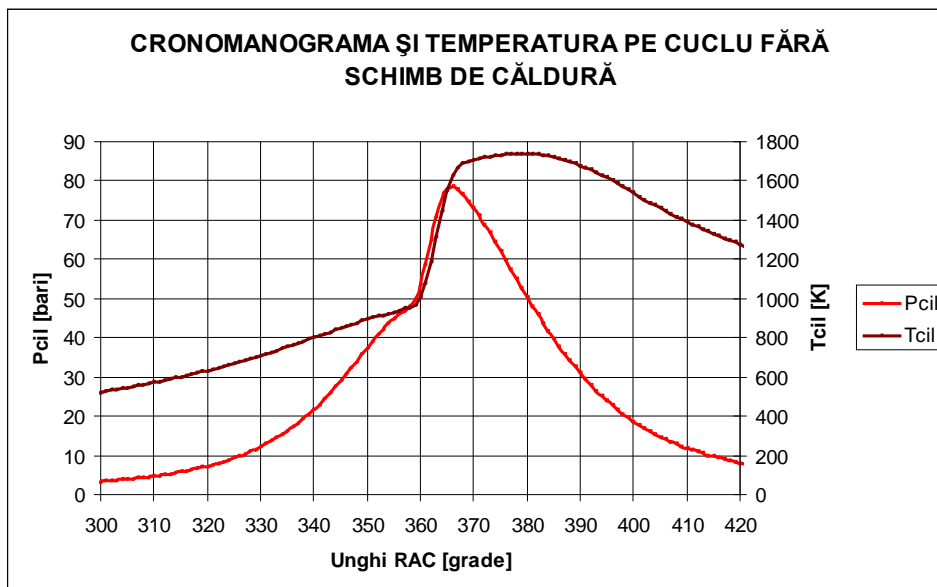


Figura.5.40. Evoluția presiunii și temperaturii pe ciclu, realizată în cadrul simulării fără schimb de căldură

5.7.3.1 Analiza cedărilor de căldură în timp finit în cazul alimentării cu biodiesel cu adaos 5% etanol

Utilizând datele din tabelul 5.16 privind temperaturile medii ale principalelor piese, putem calcula coeficientul de schimb de căldură de la gazele de ardere la componentele ce se află în contact cu acestea. Pentru aceasta vom utiliza ecuaţiile 5.39 şi 5.40. În figura 5.41 se prezintă coeficientul de schimb de căldură, conform relaţiei 5.40.

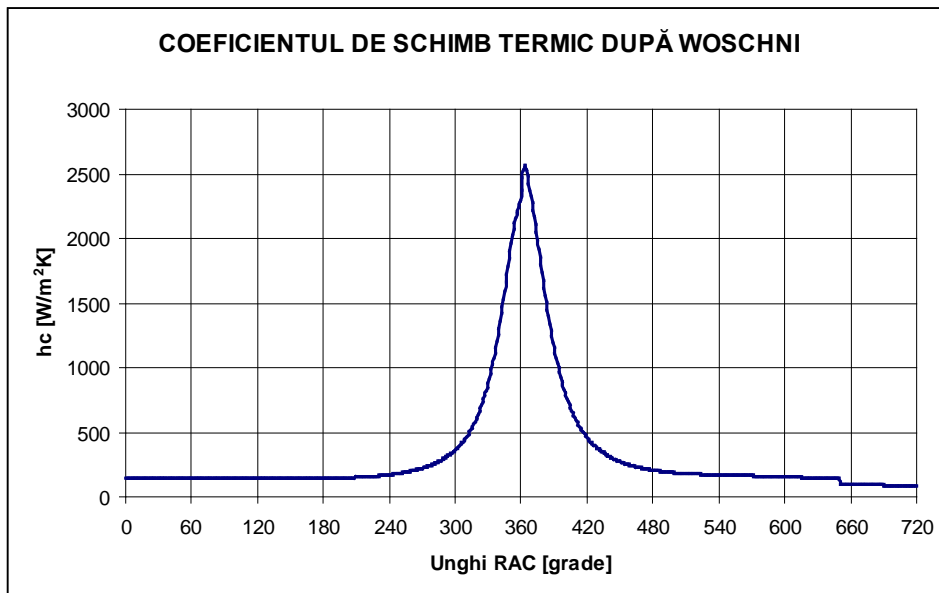


Figura.5.41. Coeficientul de schimb termic după Woschni

Aplicând relaţia 5.41 având aceleaşi arii de expunere ale componentelor la gazele de ardere, prezentăm în figurile 5.42 a evoluţia vitezei şi a legii integrale de schimb de căldură pentru piston, în figura 5.43 pentru chiulasă, iar în figura 5.44 pentru cilindru.

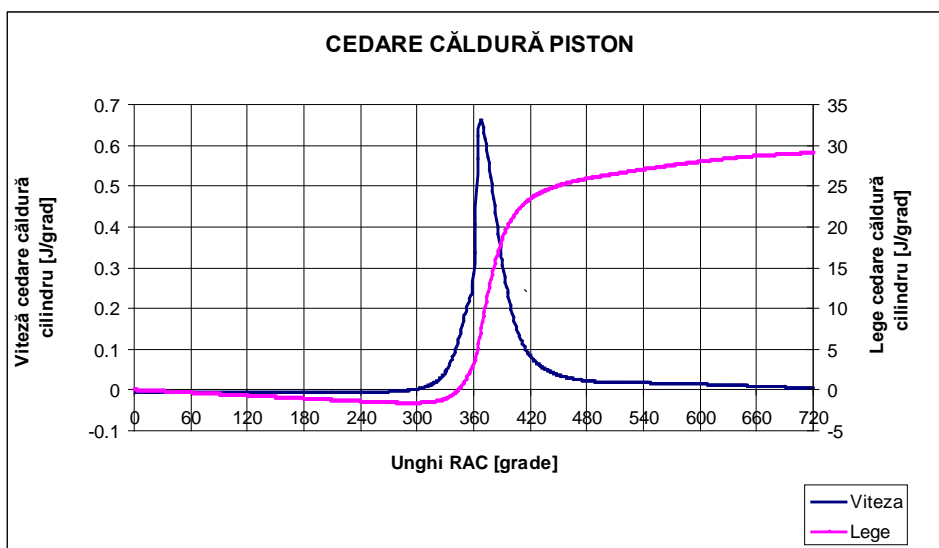


Figura.5.42. Evoluţia vitezei şi a legii integrale de schimb de căldură pentru piston

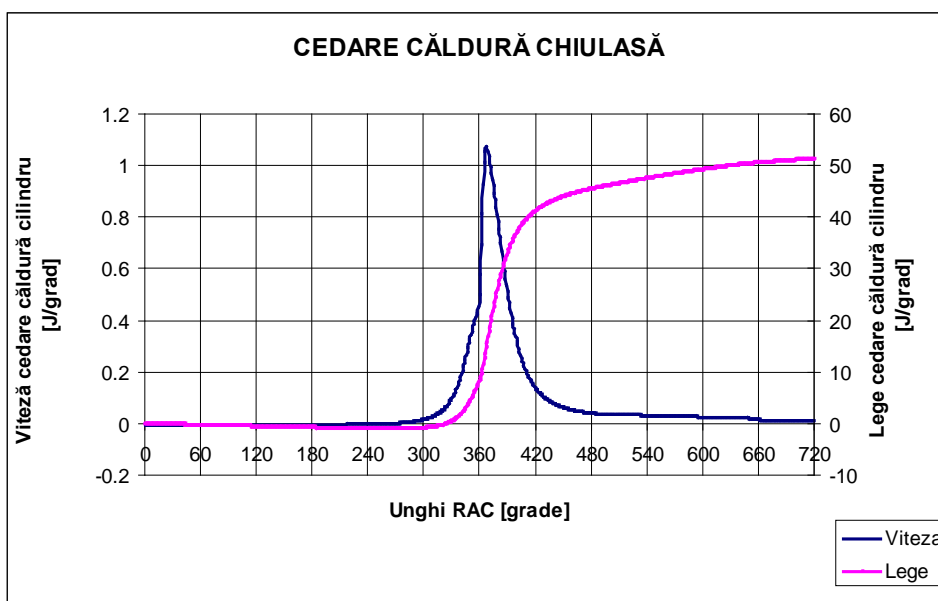


Figura.5.43. Evoluţia vitezei şi a legii integrale de schimb de căldură pentru chiulasa

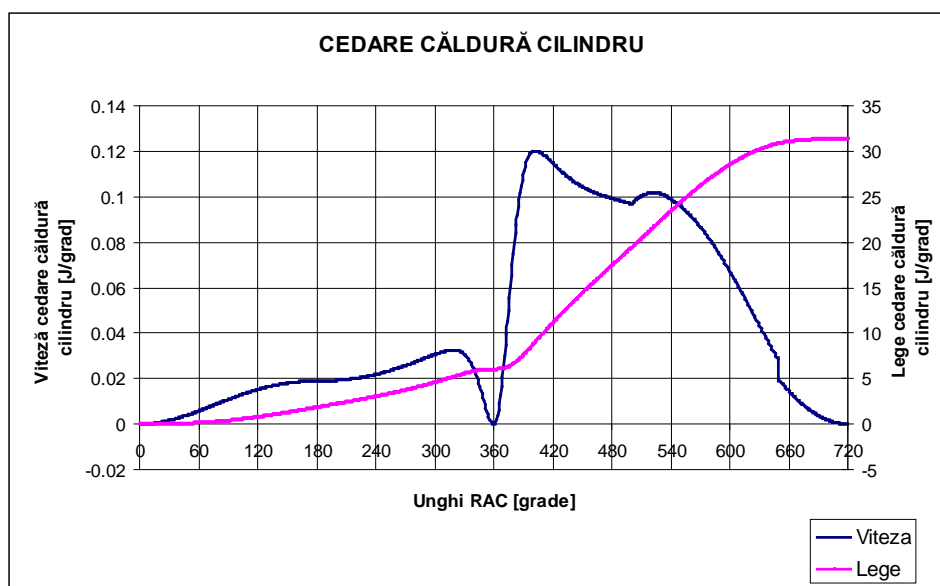


Figura.5.44. Evoluţia vitezei şi a legii integrale de schimb de căldură pentru cilindru

În figura 5.45 se prezintă cedarea totală de căldură pentru cazul simulării funcţionării motorului cu biodiesel+5% etanol.

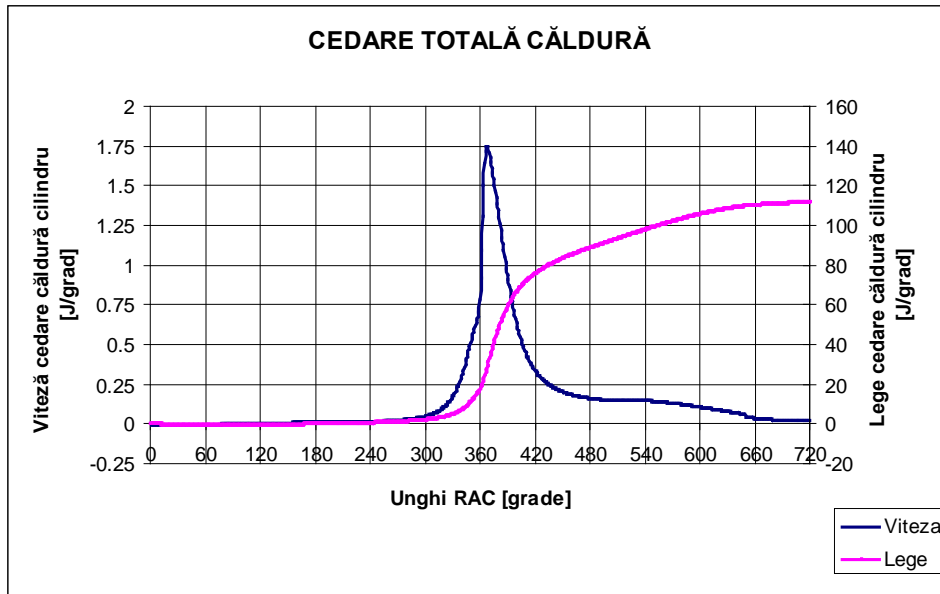


Figura.5.45. Cedare căldura totala la biodiesel+5% etanol

După cum se poate vedea în figura 5.45 cantitatea de căldură disipată prin răcire este

$$Q_{sT} = 107.691 \text{ J/ciclu}$$

Ceea ce reprezintă 30.768% din căldura totală introdusă în ciclu.

$$Q_{sT\%} = \frac{Q_{sT}}{Q_{cc}} = \frac{107.691}{350} \cdot 100 = 30.768\%$$

Mai departe, aplicând relația 5.48-5.49, redăm în figura 5.46 căderea de temperatură a gazelor de ardere datorită răcirii.

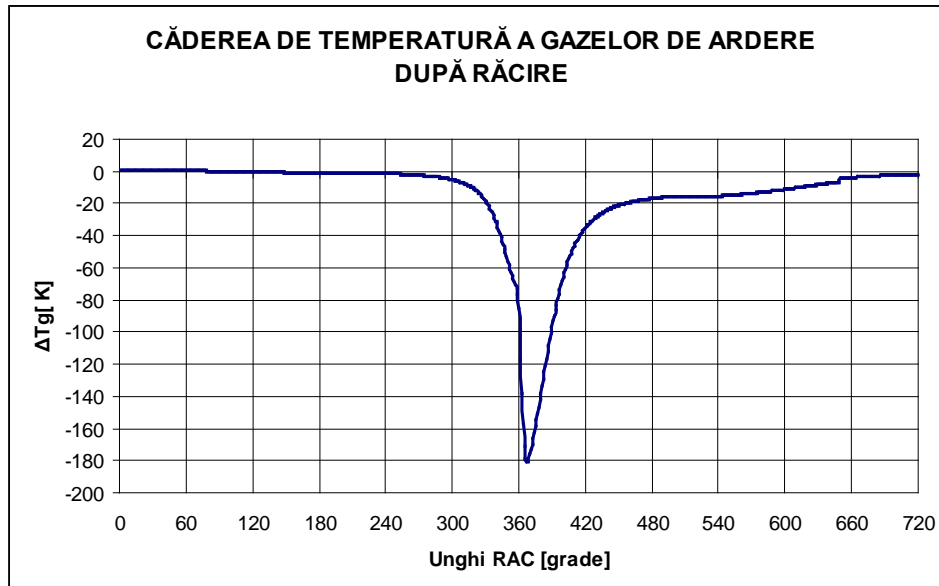


Figura.5.46. Căderea de temperatură datorită răcirii

Pe baza temperaturii ciclului cu răcire obţinem cronomanograma, aplicând relaţiile 5.33 şi 5.33 a. Comparativ se pot vedea în figura 5.47 cronomanogramele obţinute la ciclul fără răcire şi la cel cu răcire

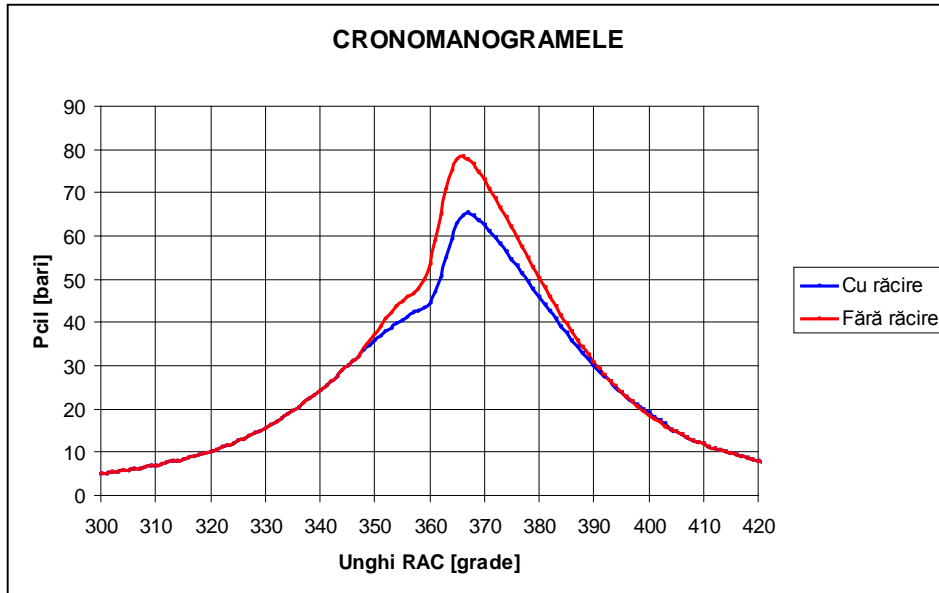


Figura.5.47. Cronomanogramele cu/fără răcire

Integrând pentru diagrama indicată, conform relației 5.53 obținem lucrul mecanic indicat. Valoarea lucrului mecanic pe ciclu este:

$$W_i = 122.638 \text{ [J / ciclu]}.$$

Turația la care s-a determinat puterea nominală a fost $n = 3594[\text{min}^{-1}]$.

Aplicând relația de determinare a puterii utilizând lucrul mecanic, avem:

$$P_i = \frac{W_i \cdot n \cdot i}{120000} = \frac{122.638 \cdot 3594 \cdot 1}{120000} = 3.673 \text{ [kW]}.$$

$$P_e = P_i \cdot \eta_e = 3.673 \cdot 0.8 = 2.938 \text{ [kW]}$$

$$W_e = \frac{P_e \cdot 120000}{n \cdot i} = \frac{2.938 \cdot 120000}{3594 \cdot 1} = 98.1104 \text{ [J / ciclu]}.$$

Din calculele anterioare, am obținut pentru căldura extrasă prin răcire valoarea de:

$$Q_R = 107.691 \text{ [J / ciclu]}$$

Din diagrama temperaturii gazelor de evacuare după răcire, avem valoarea medie utilizată mai departe în calcul:

$$T_{EVMed} = 811 \text{ [K]}$$

De asemenea căldura specifică la volum constant a gazelor arse, pentru valoarea specificată a temperaturii are valoarea:

$$c_v = 872.164 \text{ [J / kgK]},$$

Masa gazelor arse pe ciclu este:

$$m_{gaze} = 0.000218 \text{ [kg / ciclu]}.$$

$$T_0 = 293K$$

Aplicând relația 5.35 obținem:

$$Q_{EV} = 0.000218 \cdot 872.164 \cdot (811 - 293) = 98.488 [J]$$

Având aceste valori putem defini în tabelul 5.36 mărimile, valorile exprimate în J, în kW și procente de raportare, ce definesc bilanțul energetic al motorului.

Tabel 5.19. Bilanțul energetic al motorului alimentat cu biodiesel+5% etanol

Nr			Energia	Puterea	Procent
crt		Simbol	[J/ciclu]	[kW]	%
1	Total caldura livrată in ciclu	Q _{cc}	350	10.483	100
2	Caldura răcire	Q _R	107.691	3.225	30.769
3	Caldură evacuare	Q _{EV}	98.488	2.950	28.139
4	Lucu mecanic efectiv	W _e	98.110	2.938	28.031
5	Lucu mecanic frecări	W _f	24.528	0.735	7.008
6	Radiatie	W _{rad}	10.000	0.300	2.857
7	Total	Q _{verif}	338.817	10.148	96.805
8		Eroare			3.195

În tabelul 5.19 valorile din penultima coloană reprezintă puterea dezvoltată/consumată de motor la turația nominală și care se calculează cu relația 5.1, care ține seamă de energia precizată în coloana precedentă.

În figura 5.48 se prezintă cronomanograma experimentală și cea simulată.

Verificarea randamentului indicat:

$$\eta_i = \frac{W_i}{Q_{cc}} = \frac{122.638}{350} = 0.3503$$

Verificarea randamentului efectiv:

$$\eta_e = \frac{W_e}{Q_{cc}} = \frac{98.1104}{350} = 0.2803$$

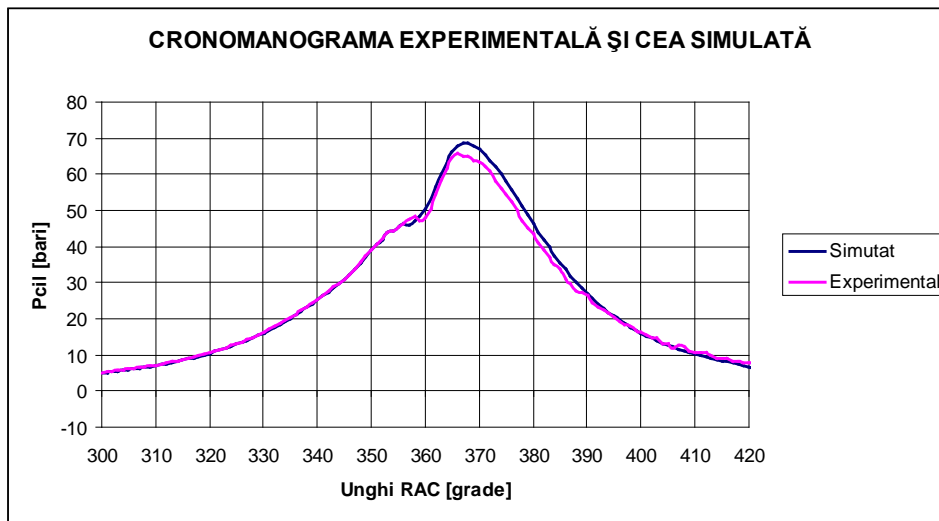


Figura.5.48. Cronomanograma experimentală şi cea simulată

5.7.4 Elemente de calibrare a modelului a modelului matematic

Printre principalele posibilităţi de calibrare a modelului matematic, avem în primul rând exponentul politropic al fazei de comprimare. Valoarea acestuia poate fi cuprinsă între:

$$n_1 = 1,32 - 1,37$$

Valoarea exponentului politropic determină evoluţia presiunii şi a temperaturii din cilindru în faza de comprimare.

Un alt parametru important este α_p - unghiul RAC de desfăşurare a arderii amestecurilor preformate. Unghiul α_p va determina durata de desfăşurare a arderii amestecurilor preformate. Pentru motoarele cu aprindere prin comprimare cu injecţie directă, răcite cu aer şi rapoarte mari de comprimare, camera de ardere are dimensiuni reduse iar jeturile de combustibil vor lovi în mod sigur, la sarcini mari, pereţii camerei de ardere. Din această cauză, trebuie ales cu atenţie unghiul α_p . Pentru modelarea arderii motorinei $\alpha_p = 13^{\circ} RAC$. Unghiul α_d ce stabileşte durata arderii difuzive, a fost ales $\alpha_d = 50^{\circ} RAC$.

Un alt parametru important este M_p - coeficientul de formă al amestecurilor preformate. În cazul modelării arderii motorinei $M_p = 2$ iar $M_d = 1$. Pentru motoare similare cu acesta este o valoare raţională.

În cazul modelării procesului de ardere al amestecului de biodiesel+5% etanol, s-a ales pentru $\alpha_p = 12^{\circ} RAC$ iar durata arderii a fost stabilită la aceeaşi valoare, $\alpha_d = 50^{\circ} RAC$.

De asemenea parametrii importanţi sunt Q_p şi Q_d . Pentru aceşti parametri, pentru modelarea arderii motorinei s-au folosit:

$$Q_p = 0.526 \cdot Q_{CC}, \quad Q_d = 0.467 \cdot Q_{CC}$$

Pentru modelarea arderii amestecului de biodiesel+5% etanol, avem:

$$Q_p = 0.514 \cdot Q_{CC}, Q_d = 0.485 \cdot Q_{CC}$$

Temperaturile medii ale principalelor piese în contact cu gazele de ardere, trebuie alese cu mare atenţie, pentru că gradul lor de mărire va influenţa mărimea căldurii cedate prin răcire. Valorile alese sunt redată în tabelul 5.54 pentru ambele aplicaţii.

Un alt parametru important este k - raportul căldurilor specifice. Pentru valori apropiate de cele verificate în practică pentru motoare din clasa motorului utilizat în cadrul acestor probe, $k = 1,3 - 1,35$. Pentru ambele cazuri studiate am utilizat valoarea $k = 1,3$. Această valoare medie asigură rezultate apropiate de realitate.

În final considerăm că modelul matematic a dat satisfacţie, eroarea faţă de situaţiile rezultate prin experiment, în ceea ce priveşte căldura livrată pe ciclu au fost de -0,191% pentru cazul alimentării cu motorină şi 3.195 % pentru cazul biocombustibilului cu adaos de 5% etanol.

În tabelul 5.20 se prezintă comparativ puterea obţinută la stand şi cea rezultată din simulare, alături de lucrul mecanic efectiv pe ciclu, randamentele efective, şi rapoartele de valorificare energetică, referitoare la încercările şi simulările pentru alimentarea cu motorină.

Pentru fiecare mărime, valoarea obţinută reprezintă 100% iar abaterea specifică din simulare, se obţine prin raportare la mărimea determinată pe stand.

Tabel 5.20. Mărimile comparative obţinute şi simulate pentru alimentarea cu motorină

Mărimea	U.M.	Valoare efectivă	Valoare Simulată	Abatere [%]
Pe	[kW]	3.100	3.103	0.097
L _{ef} /ciclu	[J/ciclu]	104.000	106.372	2.281
η	[%]	0.303	0.311	2.640
M _{f,inj}	[J/mg]	12.544	12.830	2.281

În tabelul 5.21 se prezintă aceeaşi situaţie în cazul alimentării cu biodiesel+5% etanol.

Tabel 5.21. Mărimile comparative obţinute şi simulate pentru alimentarea cu biodiesel+5% etanol

Mărimea	U.M.	Valoare efectivă	Valoare Simulată	Abatere [%]
Pe	[kW]	2.905	2.938	1.136
L _{ef} /ciclu	[J/ciclu]	97	98.110	1.144
H _e	[%]	0.276	0.2803	1.558
M _{f,inj}	[J/mg]	11.260	11.84903	5.231



După cum se poate vedea în cele două tabele, cea mai mare eroare s-a obținut în cadrul simulării pentru alimentarea cu motorină, unde la randamentul efectiv avem o abatere de 2,64%. Cea mai mică abatere apare tot în cazul simulării pentru funcționarea cu motorină, în cazul puterii efective, unde valoarea este de 0,097%.

În cazul alimentării cu biodiesel + 5 % etanol, cea mai mare eroare apare la raportul de valorificare energetică, unde avem valoarea de 5,231% iar cea mai mică este reprezentată de lucrul mecanic efectiv pe ciclu, cu valoarea de 1.144%.

Toate aceste detalii ne arată faptul că modelul matematic a fost bine calibrat, în situația în care au fost determinate prin simulare cantitățile de căldură cedate prin răcire, evacuare, lucru mecanic efectiv, frecări, și radiație.

Pentru cantitatea de căldură cedată prin radiație, am ales după Heywood, proporția de 3%, recomandată la acest tip de motor. Ca urmare pentru ambele cazuri cantitatea de căldură cedată prin radiație a fost stabilită la 10 J/ciclu. Există posibilități de ameliorare a procesului de calibrare a modelului.

5.8. Concluzii

Din punctul de vedere al presiunii maxime în cilindru pentru turația nominală a caracteristicilor externe, cea mai mare valoare a fost obținută în cazul alimentării cu motorină, respectiv 67,2 bari.

În cazul vitezei de degajare aparentă a căldurii, cea mai mare valoare a fost obținută prin utilizarea amestecului biodiesel +5% etanol, în valoare de 15,8 J/grad, iar în cazul alimentării cu biodiesel+3% etanol, valoarea maximă a fost de 15.5 J/grad. În cazul alimentării cu motorină, valoarea vitezei de degajare aparentă a căldurii a fost de 15,6 J/grad. O ameliorare a legii cumulative de degajare aparente a căldurii pe ciclu, apare la utilizarea adaosurilor de etanol în biodiesel, valoarea finală fiind de 174 J/grad, față de 169 J/gard pentru biodiesel, dar mai mici decât în cazul motorinei, la care valoarea este de 181 J/gard.

Randamentul maxim este de 33,4% pentru motorină, iar descreșterea procentuala este de 95.5% pentru biodiesel, 93,77% pentru biodiesel+3% etanol și 94.96% pentru adaosul de 5% etanol. Din punctul de vedere al raportului de valorificare energetică, valorile pentru biodiesel se situează la valori cuprinse între 90,32% pentru biodiesel +3% etanol, 92,74% pentru biodiesel B100și 91,13% pentru biodiesel+5% etanol, deci o scădere cuprinsă între 9,68% și 7,26% față e motorină.

Din acest punct de vedere al performanțelor energetice, biodieselul nu este o soluție, la aceste procente de adaosuri de etanol. Cu siguranță la procente mai mari, rezultatele pot fi superioare celor obținute în timpul probelor, comparativ cu motorina, dar etanolul nu este miscibil cu uleiurile vegetale. Din acest punct de vedere cea mai potrivită soluție este livrarea separată a etanolului, soluție tehnică ce pune mai multe probleme constructive.

Modelul matematic construit pentru calculul bilanțului termic al motorului a dat rezultate bune. Se dovedește că a fost construit corespunzător, deci este viabil.



6 Concluzii finale, contribuţii personale, diseminarea rezultatelor şi direcţii viitoare de cercetare

6.1 Concluzii finale

Studiile teoretice şi experimentale întreprinse de autor, pe parcursul prezentei teze de doctorat, în vederea evidenţierii influenţei biocombustibililor asupra comportamentului ecologic şi energetic al motoarelor cu aprindere prin comprimare, a determinării influenţei asupra parametrilor fizico-chimici ai acestora, au permis formularea unor concluzii finale referitoare la tema analizată, după cum urmează:

- Creşterea preţului internaţional al petrolului după 1973 a determinat tot mai multe societăţi să caute căi de îmbunătăţire a randamentelor energetice, dar mai ales de identificare şi valorificare a unor noi surse energetice, îndeosebi a resurselor regenerabile.
- Epuizarea în perspectivă a resurselor petroliere fosile şi necesitatea suplimentării rezervelor de energie destinate în special propulsării mijloacelor de transport au dus la căutarea şi utilizarea combustibililor alternativi. Cercetările din ultimii ani au arătat că energia solară stocată în biomasă poate constitui o sursă regenerabilă şi nepoluantă de energie, reprezentând o alternativă viabilă la combustibilii fosili.
- Biocombustibilii pot oferi o alternativă importantă la cei fosili, pe termen scurt şi mediu. Ei reprezintă combustibili lichizi sau gazeoşi folosiţi şi în transporturi, produşi din biomasă.
- Biocombustibilii obţinuţi din diferite specii de plante (sfeclă, cartof, trestie, sorg zaharat, cereale, plante furajere, masă lemnoasă etc.) prin diferite tehnologii care au la bază procese de fermentare, utilizaţi ca atare sau în amestec cu combustibili clasici pot substitui utilizarea combustibililor clasici.
- Biodieselul prezintă proprietăţi asemănătoare cu ale motorinei fapt care conduce la posibilitatea utilizării sale fie direct în motoare de tip diesel, fie ca adaos pentru motorina clasică.
- Biodieselul se obţine prin reacţia de transesterificare a uleiurilor vegetale sau a grăsimilor de origine animală, transesterificarea fiind un proces chimic care implică un număr de reacţii reversibile consecutive între o trigliceridă (grăsimi/ulei) şi un alcool care formează esterii şi glicerina. În reacţia de obţinere a biodieselului, esterii ai glicerolului (grăsimile vegetale sau animale) reacţionează cu metanolul, obţinându-se esterii de metanol (biodiesel) şi glicerol.
- Deşi există numeroase controverse legate de producerea biodieselului (costurile de producţie ale acestuia sunt mai mari decât ale motorinei clasice) cât şi de utilizarea sa în motoare diesel, există şi avantaje legate de folosirea sa drept combustibil: îmbunătăţirea calităţilor lubrifiante ale motorinei cu conţinut scăzut de sulf, scăderea densităţii fumului, a emisiilor de CO, CO₂ şi a particulelor. Toate aceste avantaje conduc la ideea că biodieselul este un bun candidat pentru utilizarea sa în motoarele de cu aprindere prin comprimare.



- Limitele utilizării etanolului şi metanolului ca adaosuri în biocombustibili şi motorină sunt date de miscibilitatea lor scăzută şi caracterul higroscopic al acestora. Din acest motiv, în cercetările efectuate în teză s-au utilizat doar concentraţii de alcooli de 5% şi 10% în amestecuri cu biocarburanţi şi motorină.
- Pentru regimul de mers în gol cele mai scăzute emisii de dioxid de carbon au fost date de biocombustibilul B20_M10 iar cele mai mari de motorina comercială. Aici se poate constata influenţa benefică a metanolului.
- Pentru monoxidul de carbon, în acelaşi regim de funcţionare, valoarea minimă a fost de 100-105 ppm pentru biocombustibilul B20_M5, dar cele mai ridicate valori au fost obţinute pentru B20_M10, în valoare de 260 ppm. Această evoluţie este contradictorie şi atrage atenţia asupra limitelor de utilizare a metanolului.
- Din punct de vedere al emisiilor de monoxid de azot, cele mai scăzute valori ale concentraţiei au fost de 109 ppm pentru B20 şi cele mai ridicate pentru B20_M10 cu valoarea de 140 ppm.
- În cazul emisiilor de dioxid de azot, cele mai scăzute valori au fost de 30 ppm pentru B20_M10, iar cele mai ridicate, de 63, au fost obţinute pentru motorina comercială. Aici se poate constata influenţa benefică a biocombustibilului.
- În cazul funcţionării la 1500 rpm la cuplu de 40 Nm, cele mai ridicate valori ale emisiilor de dioxid de carbon au fost obţinute pentru motorina comercială cu 5,8%, iar cel mai scăzut pentru B20_M10 cu 5,4%.
- Pentru monoxidul de carbon cea mai mare valoare a emisiilor a fost de 150 ppm pentru B20_E10, iar cea mai mică a fost de 93 ppm pentru motorina comercială.
- În cazul emisiilor de monoxizi de azot, emisiile cele mai ridicate au fost de 268 ppm pentru motorina, iar valorile cele mai scăzute de 220 ppm au fost obţinute pentru B20_E10. Aici se poate observa influenţa pozitivă a etanolului în amestec cu 20% biocombustibil.
- Pentru dioxidul de azot, în acelaşi regim de funcţionare, s-au obţinut valori maxime de 86 ppm pentru motorină, iar cele mai mici valori au fost de 65 ppm pentru B20_E5.
- În cazul emisiilor de particule, valoarea maximă a fost dată de motorina comercială şi valoarea minimă de către combustibilul B20_M5.
- În concluzie, se poate spune că cele mai bune rezultate au fost în general date de utilizarea etanolului.
- Cercetarea confirmă faptul că adăugarea de produşi oxigenaţi în motorinele comerciale, produce ca efect îmbunătăţirea parametrilor energetici pentru motoarele cu ardere internă, chiar şi pentru cele cu aprindere prin comprimare. Problema tehnică dificilă o constituie obţinerea de concentraţii mai mari de 8-10% de etanol în motorine datorită producerii de emulsii produse de prezenţa apei. Toate acestea se pot elimina prin compuşii ce izolează apa în motorine.
- Din punctul de vedere al presiunii maxime în cilindru pentru turaţia nominală pe caracteristica externă, cea mai mare valoare a fost obţinută în cazul alimentării cu motorină, respectiv 67,2 bari.



- În cazul vitezei de degajare aparentă a căldurii, cea mai mare valoare a fost obţinută prin utilizarea amestecului biodiesel +5% etanol, în valoare de 15,8 J/grad, iar în cazul alimentării cu biodiesel+3% etanol, valoarea maximă a fost de 15.5 J/grad. În cazul alimentării cu motorină comercială, valoarea vitezei de degajare aparentă a căldurii a fost de 15,6 J/grad. O ameliorare a legii cumulative de degajare aparente a căldurii pe ciclu, apare la utilizarea adaosurilor de etanol în biodiesel, valoarea finală fiind de 174 J/grad, faţă de 169 J/gard pentru biodiesel, dar mai mici decât în cazul motorinei comerciale, la care valoarea este de 181 J/gard.
- Din punct de vedere al raportului de valorificare energetică, valorile pentru biodiesel se situează la valori cuprinse între 90,32% pentru biodiesel +3% etanol, 92,74% pentru biodiesel B100 şi 91,13% pentru biodiesel+5% etanol, deci o scădere cuprinsă între 9,68% şi 7,26% faţă de motorina comercială.
- Rezultatele obţinute au demonstrat că utilizarea adaosurilor de alcool (de exemplu, metanol şi etanol) în amestecurile de biomotorină este foarte practică datorită miscibilităţii sale cu biodieselul pur, ele reducând vâscozitatea şi densitatea amestecului rezultat.

6.2 Contribuţii personale

Cercetările teoretice şi experimentale întreprinse de autor în vederea atingerii obiectivelor propuse pentru rezolvarea temei de doctorat au evidenţiat o serie de contribuţii personale :

- Realizarea unui studiu teoretic cu privire la resursele energetice globale, fosile şi non-fosile, cu evidenţierea principalelor valori legate de rezerve, producţie şi consum.
- S-a realizat un studiu al tehnologiilor de producere a biocombustibililor din biomasă, o clasificare a acestora în funcţie de tipul de motor căruia i se aplică şi au fost evidenţiate principalele caracteristici fizico-chimice şi avantaje sau dezavantaje pe care aceştia le prezintă.
- Realizarea unui studiu teoretic privind principalul proces chimic din cadrul tehnologiei de transesterificare – reacţia chimică de transesterificare - şi a unei analize detaliate a principalilor factori care influenţează derularea acestei reacţii.
- Prepararea unor biocombustibili pe bază de ulei de floarea soarelui cu adaosuri de alcool metilic sau etilic – în proporţii 3% şi 5% - , determinându-se în condiţii de laborator proprietăţile fizice, chimice şi de exploatare ale acestora. S-au făcut determinări pe aparatură competitivă pe plan european, respectând metodologiile impuse prin reglementări internaţionale, ale vâscozităţii cinematice, ale densităţii, ale punctelor de inflamabilitate şi de tulburare, ale temperaturii limită de filtrabilitate, a curbelor de distilare fracţionată, a cifrei cetanice şi a indicelui cetanic.
- S-au stabilit algoritmi de lucru pentru efectuarea cercetărilor experimentale pe motoare cu aprindere prin comprimare în vederea stabilirii comportamentului ecologic şi energetic al acestora la funcţionarea cu diverşi biocombustibili pe bază de ulei de floarea soarelui cu adaosuri de alcool metilic sau etilic. Aceste performanţe au fost comparate cu cele obţinute cu motorină comercială sau biocombustibil pur pe bază de ulei de floarea soarelui.



- Cercetările experimentale pentru stabilirea comparativă a comportamentului ecologic s-a realizat pe un motor de serie Renault K9K-P732, la două regimuri de funcţionare caracteristice, pentru 5 tipuri de biocombustibili. S-a determinat nivelul emisiilor de oxid de carbon, de dioxid de carbon, de monoxid de azot, de bioxid de azot şi de particule.
- Cercetările experimentale pentru stabilirea comparativă a comportamentului energetic s-au făcut pe motorul monocilindric diesel 1B20 Hatz, amplasat pe standul G.U.N.T şi s-au desfăşurat pentru patru biocombustibili conţinând şi ulei de floarea soarelui, la 3 sarcini de încărcare a motorului: sarcină totală, sarcină 80%, şi sarcină 30%. Printre parametrii energetici determinaţi în scopul efectuării analizelor comparative se remarcă : viteza de degajare a căldurii, legea de degajare a căldurii, raportul de valorificare energetică pe ciclu, consumul specific, consumul orar de combustibil.
- Rezultatele obţinute au permis efectuarea unor analize comparative pertinente a comportării motoarelor utilizate pentru teste, atât sub aspect ecologic cât şi energetic în condiţiile utilizării diverselor tipuri de biocombustibili pe bază de ulei de floarea soarelui şi cu adaosuri de alcool metilic sau etilic.
- S-a conceput un model matematic pentru stabilirea bilanţului energetic al motoarelor cu aprindere prin comprimare, cu injecţie directă, răcite cu aer, care a fost calibrat în final - folosind şi testele experimentale- pentru doi combustibili: motorina convenţională şi biocombustibilul cu adaos de 5% etanol.

6.3 Diseminarea rezultatelor

Pe baza rezultatelor obţinute în urma cercetărilor teoretice şi experimentale au fost redactate 12 lucrări. Acestea au fost prezentate la conferinţe naţionale şi internaţionale sau publicate în reviste de specialitate.

- **Phisico-chemical and exploitation properties of biodiesel type non-conventional fuels.**
S.GEAMBAŞU, Gh.A. RADU, V. MĂRDĂRESCU
Conferinţa Şcolii Doctorale, Iaşi 2018, Universitatea Tehnică " Gheorghe Asachi" din Iaşi, Bul Inst.Polit.Iaşi, Vol.68, Nr.1, 2018.
- **The influence of psihico-Chemical properties of diesel-biodiesel and alcohol mixtures on the engine performances**
S.GEAMBAŞU, Gh.A. RADU, R. NICULESCU, A. CLENCI, V.S IORGA, V. MĂRDĂRESCU
"CHIMIA 2018" Conference Constanţa, Publication in "Ovidius University Annals of Chemistry"
- **Influenţa adaosurilor de alcooli în biocombustibili asupra comportamentului ecologic al motoarelor diesel**
S.GEAMBAŞU, Gh.A. RADU, V. MĂRDĂRESCU
Absolvenţi în Faţa Companiilor (AFCO 2018), Transilvania Braşov 2018
- **Research on determining the parameters of the combustion process to a C.I.D.I. engine powered by diesel fuel blend with biodiesel and ethanol**
S. GEAMBAŞU, Gh.A. RADU



"CHIMIA 2016" Conference New Trends in Applied Chemistry, Constanţa, Publication in "Ovidius University Annals of Chemistry"

- **Property features biofuels obtained in specific zones**

S. GEAMBAŞU, Gh. BOBESCU

"CHIMIA 2014" Conference New Trends in Applied Chemistry, Constanţa, Publication in "Ovidius University Annals of Chemistry"

- **Încercări cu amestecuri de motorină şi alcooli pentru motoarele diesel cu injec ie directă răcite cu aer**

S. GEAMBAŞU

Congresul International Congress – Science and Management of Automotive and Transportation Engineering-SMAT 2014 ,Craiova, Ed.Universitaria Craiova,ISBN 978-606-14-0864-1

- **Degajarea de căldură pe ciclu pentru motoare**

S. GEAMBAŞU

A XVII-A Sesiune De Comunicări Ştiinţifice A Şcolii Doctorale, Creativitate Şi Inventică, Ediţia 2013

- **Scurtă analiză a unei chiulase pentru un motor diesel răcit cu aer**

S. GEAMBAŞU, Gh. BOBESCU, V. MĂRDĂRESCU

Academia De Transporturi, Informatică Şi Comunicaţii, Conferinţa Internaţională Chişinău, 11-13 Decembrie 2013,Editura Evrica, 2013, ISBN 978-9975-4448-4-2.

- **Biogazul o sursă de energie pentru viitor**

S. GEAMBAŞU

A XVIII-A Şi A XIX-A Sesiune De Comunicări Ştiinţifice A Şcolii Doctorale, Creativitate Şi Inventică, 24 Mai Şi 31 Mai 2013, Ediţia 2013.

- **Recuperarea biogazului rezultat în procesul de epurare a apelor uzate şi folosirea lui pentru a genera energie termică**

S. GEAMBAŞU

A XVIII-A Şi A XIX-A Sesiune De Comunicări Ştiinţifice A Şcolii Doctorale, Creativitate Şi Inventică, 24 Mai Şi 31 Mai 2013, Ediţia 2013,

- **Cercetări privind obţinerea de biocombustibili folosind resurse specifice Transilvaniei**

S. GEAMBAŞU

A XV-A Sesiune De Comunicări Ştiinţifice A Şcolii Doctorale, Creativitate Şi Inventică, Ediţia 2012

- **Cercetarea proprietăţilor unor biocombustibili obţinuţi în zona Transilvaniei**

S. GEAMBAŞU

A XV-A Sesiune De Comunicări Ştiinţifice A Şcolii Doctorale, Creativitate Şi Inventică, Ediţia 2012, Publicată.

6.4 Direcţii viitoare de cercetare

Rezultatele obţinute în urma cercetărilor teoretice şi testelor experimentale efectuate pe motorul Renault K9K-P732 şi monocilindrul 1B20 Hatz încurajează continuarea cercetărilor experimentale şi sugerează dezvoltarea unor noi direcţii de investigaţii dintre care evidenţiem:

- Cercetări privind influenţa unor amestecuri cu peste 20% biocarburant asupra sistemelor de alimentare şi a componentelor sistemelor interne ale motoarelor;



- Optimizarea procesului de injecţie a biocarburanţilor în vederea obţinerii unor performanţe energetice cât mai ridicate şi a unor emisii poluante chimice cât mai reduse;
- Realizarea unor încercări cu combustibili constituiţi din amestecuri de mai mulţi biocarburanţi.

BIBLIOGRAFIE

- [1]. Balázsi Arnold, Biomasa ca sursă de energie regenerabilă, analiza tehnologiilor de obţinere a energiei din aceasta ,2013,Biomasa_ro.pdf,17.11.2016.
- [2]. Băţaga, N., Burnete, N., Motoare cu ardere internă. Vol. 1, 2. Cluj-Napoca, Atelierul de multiplicare a UTC-N, 1995.
- [3]. Benea B.C. Cercetări privind utilizarea biocarburanţilor pentru motoarele de autovehicule Universitatea – Teza de doctorat „Transilvania”, Braşov, 2014
- [4]. Beşleagă, Ig. Performanţele energetice şi ecologice ale motoarelor cu aprindere prin comprimare alimentate cu diverse tipuri de combustibili. Ch., Centrul ed. al UASM, 2010, 232 p
- [5]. Bobescu Gh., Radu Gh.-A., ş.a.-Tehnici speciale pentru reducerea consumului de combustibil şi limitarea noxelor la autovehicule, Universitatea „Transilvania”, Braşov, 1989,
- [6]. Bobescu, Gh., s.a., Tehnici speciale pentru eliminarea noxelor si reducerea consumului de combustibil. Litografia Universităţii „Transilvania”, Braşov, 1990.
- [7]. Bobescu, G., ş.a. Motoare pentru automobile şi tractoare: Manual pentru instituţiile de învăţământ superior. Chişinău, Editura „Tehnica”, 1997. 238p. ISBN 9975-910-17-3.
- [8]. Bobescu, Gh., Radu Gh-Al., Chiru, A. ş.a. : Motoare pentru automobile şi tractoare. Teorie şi caracteristici. Editura Tehnică, Chişinău, 1998.
- [9]. Bobescu, Gh., s.a., Motoare pentru automobile si tractoare, Chişinău, Ed. Tehnica, vol. III, 2000
- [10]. Bobescu Gh., A.Chiru ş.a. - 267 pag. ISBN 9975630154 34. Teodorescu, H., Chiru, A., - Recycling of Carbon Fibres Reinforced Composite Structural Used in Automotive Industry, Ingineria Automobilului, nr. 6/2008, p.16-17, ISSN 1842-4074
- [11]. Burnete, N., Barabas, I, Todoruţ, A.,Varga B, Uleiurile vegetale-combustibilii viitorului ? în vol: Ştiinţă din inginerie - A patra Conferinţă Naţională cu participare internaţională “Profesorul Dorin Pavel”, Sebeş, 2004.
- [12]. Burnete, N., Cordos N., Filip, N., Coman, G., Codlea, C., Research concerning the Diesel engine using vegetal oil as fuel, In vol.: FISITA, World Automotive Congress, Barcelona, Spain, 23-27 may, 2004, Paper Reference Number: F2004V047.
- [13]. Burnete, N., Biocombustibili pentru Diesel, Revista AUTOTEST, nr. 95, aprilie 2004, pag. 50-51.



- [14]. Burnete, N., Evaluation of the performance and fuel consumption parameters of the D-118 engine that uses as fuel used oil from food industry, In vol.: CONAT 2004 - The 10th International Congress, Brasov, Romania, 20-22 october, 2004, 4 pag., 5 fig, 7 ref. biblio., Paper Code: 20042104.
- [15]. Burnete, N., ş.a. Motoare diesel şi biocombustibili pentru transportul urban. Cluj-Napoca, Editura Mediamira, 2008. ISBN 978 -973-713-217-8, 1054 pg., 2008
- [16]. Chiru, A., Humnic, A., Ispas, N., Calota, S., Brunn, E., "Study Concerning Energetical and Ecological Potential of the Alternative Fuel used for Internal Combustion Engines", FISITA 2006 World Automotive Congress.
- [17]. Chiru, A., Sandu, V., Automotive Fuels, Editura Matrix Rom, Bucureşti, ISBN:978-973-755-188-7, 150 p., 2007.
- [18]. Chiru, A., Sacareanu, S, et al., "Study on Physico-Chemical Properties of Alternative Fuels," in CONAT, Vol. III, Automotive Vehicles and Environment, Brasov – Romania 2010.
- [19]. Chiru, A., Săcăreanu, S., Hofbauer, H., Rauch, R., Stănescu, R.C. - Analysis on World Energy Reserves and Biomass Fuel Solution - Proc. of the 11th Int. Congress CONAT 2010 Automotive and Transport Engineering, Braşov, ISSN 2069-0401
- [20]. Chiru, A., Sacareanu, S., Muntean, Al.B., Stanescu, R., "Comparison of Combustion Characteristics of a Diesel Monocylinder Engine, Using Different Fuels", 13th European Automotive Congress, EAEC 2011.
- [21]. Chiru A., Țârulescu S. "Echipamente şi Proceduri destinate cercetării motoarelor cu ardere internă", Ed. Universităţii Transilvania din Braşov, ISBN 978-606-19-0706-9 2015.
- [22]. Clenci, A., Niculescu, R., Stroe, S., Iorga, V. – „Experimental investigation for assessing the cold starting performance of a bio-diesel fuelled engine”, The 13th EAEC Automotive European Congress, Valencia 2011
- [23]. Clenci A., Niculescu R., Iosub I., Descombes G., Podevin P. : Biocarburant et démarrage à froid : Application au moteur diesel d'automobile, COFRET'14, CNAM - 23 - 24 - 25 avril 2014, Paris
- [24]. Clenci, A., Iorga-Siman, V., Deligant, M., Podevrin, P., Descombes, G., Niculescu, R. . A CFD study on the effects of operating an engine with low intake valve lift at idle corresponding speed. Energy, 71, pp. 202-217, 2014. ISSN: 0360-5442, 2014
- [25]. Clenci A., Niculescu R., Danlos A., Iorga-Simăn V., and Trică A., Impact of Biodiesel Blends and Di-Ethyl-Ether on the Cold Starting Performance of a Compression Ignition Engine, *Energies* 2016, 9, 284
- [26]. Clenci, A., Niculescu, R., Iorga-Simăn, V., Trică, A., Danlos A. – „On the Effect of Di-Ethyl-Ether (DEE) Injection upon the Cold Starting of a Biodiesel Fuelled Compression Ignition Engine”, 2016 TMREES Fall Meeting (Technologies and Materials for Renewable Energy, Environment and Sustainability), Paris, November 16–18, 2016, Published

- with AIP Conference Proceedings, 1814, 020064 (2017);
<http://doi.org/10.1063/1.4976283>
- [27]. Cursaru, D.L., Tănăsescu, C., Rev. Chim. (Bucharest), 63, no. 8, 2012, p. 835
- [28]. Cursaru Diana, Sonia Mihai. Corrosion Behaviour of Automotive Materials in Biodiesel from Sunflower Oil, Revista de chimie, vol. 63, No. 9, 2012, Bucuresti.
- [29]. Cursaru, D.L., Neagu, M., Rev. Chim. (Bucharest), 64, no. 3, 2013, p. 317
- [30]. Cursaru, D.L., Neagu, M., Bogatu, L., Rev. Chim. (Bucharest), 64, no. 4, 2013, 438
- [31]. Deliu C-CG.6 Combustibili, 2013, p.25.
- [32]. Dumitrascu D., Ispas, N., Moldoveanu, I. - Changes in Diesel Engines Operational Performances during Biodiesel Usage - Proceedings of the 2nd International Conference on ENVIRONMENTAL and GEOLOGICAL SCIENCE and ENGINEERING (EG '09), Braşov, sept. 2009, ISBN: 978-960-474-119-9, ISSN: 1790-2769, p. 164 – 167, Braşov, Romania, 2009.
- [33]. **Geambaşu S. Cercetări Privind Obţinerea De Biocombustibili Folosind Resurse Specifice Transilvaniei.** *A XV-A Sesiune De Comunicări Ştiinţifice A Şcolii Doctorale, Creativitate Şi Inventică*, Ediţia 2012, Publicată.
- [34]. **Geambaşu S. Cercetarea Proprietăţilor Unor Biocombustibili Obţinuţi În Zona Transilvaniei.** *A XV-A Sesiune De Comunicări Ştiinţifice A Şcolii Doctorale, Creativitate Şi Inventică*, Ediţia 2012, Publicată.
- [35]. **Geambaşu S. Degajarea De Căldură Pe Ciclu Pentru Motoare.** *A XVII-A Sesiune De Comunicări Ştiinţifice A Şcolii Doctorale, Creativitate Şi Inventică*, Ediţia 2013.
- [36]. **Geambaşu S. Scurtă Analiză A Unei Chiulase Pentru Un Motor Diesel Răcit Cu Aer.** Academia De Transporturi, Informatică Şi Comunicaţii, Conferinţa Internaţională Chişinău, 11-13 Decembrie 2013, Editura Evrica, 2013, Isbn 978-9975-4448-4-2.
- [37]. **Geambaşu S. Caracteristici Privind Proprietăţile Biocombustibililor Obţinuţi În Zone Specifice,** „Property Features Biofuels Obtained In Specific Zones”. *International Conference, Chimia 2014, New Trends In Applied Chemistry, May 23-24th, 2014, Constanta, Romania*, În Curs De Publicare.
- [38]. **Geambaşu S. Încercări Cu Amestecuri De Motorină Şi Alcoolii Pentru Motorele Diesel Cu Injecţie Directă Răcite Cu Aer.** *Congresul Internaţional al SIAR<SMAT 2014 – Science and Management of Automotive and Transportation Engineering>* 23-25.10.2014, Departamentul de Autovehicule, Transporturi Şi Inginerie Industrială din cadrul Universităţii din Craiova, Ed. Universitaria Craiova, ISBN 978-606-14-0864-1
- [39]. **Geambaşu S.** Referat nr.1 - Cercetarea unor resurse zonale pentru producerea de biocombustibili; Universitatea Transilvania din Braşov, 2014.
- [40]. **Geambaşu S.** Referat nr.2 - Cercetarea proprietăţilor unor biocombustibili realizaţi (obţinuţi) Universitatea Transilvania din Braşov, 2014.
- [41]. **Geambaşu S.** Referat nr.3 - Cercetarea experimentală pe motor a biocombustibililor realizaţi; Universitatea Transilvania din Braşov, 2016.

- [42]. **Geambaşu S.**, Gh.A. RADU, Research On Determining The Parameters Of The Combustion Process To A C.I.D.I. Engine Powered By Diesel Fuel Blend With Biodiesel And Ethanol, "CHIMIA 2016" Conference New Trends in Applied Chemistry, Constanţa, Publication in "Ovidius University Annals of Chemistry"
- [43]. **Geambaşu S.**, Influenţa adaosurilor de alcooli în biocombustibili asupra comportamentului ecologic al motoarelor diesel, Absolvenţi în Faţa Companiilor (AFCO 2018), Transilvania Braşov 2018
- [44]. **Geambaşu S.**, Gh.A. RADU, R. NICULESCU, A. CLENCI, V.S IORGA, V. MĂRDĂRESCU The influence of psihico-Chemical properties of diesel-biodiesel and alcohol mixtures on the engine performances, "CHIMIA 2018" Conference Constanţa, Publication in "Ovidius University Annals of Chemistry"
- [45]. **Geambaşu S.**, Gh.A. RADU, V. MĂRDĂRESCU **Phisico-chemical and exploitation properties of biodiesel type non-conventional fuels** Conferinţa Şcolii Doctorale, Iaşi 2018, Universitatea Tehnică " Gheorghe Asachi" din Iaşi, Bul Inst. Polit. Iaşi, Vol.68, Nr.1, 2018.
- [46]. Gheorghişor, M.: Carburanţi şi lubrifianţi pentru autovehicule. Editura Tiparg, 2012.
- [47]. Guide to Astm Test Methods for the Analysis of Petroleum Products and Lubricants, Second Edition].
- [48]. Greve A., Barbanti L., Fazio S. – Biocombustibilii. O soluţie controversată privind accesul la energie, Editura G.V.C; 2.
- [49]. G.U.N.T. Gerätebau GmbH, Barsbüttel, Manual cu instrucţiuni CT 159 Platformă de bază cu motor cu ardere internă, Germania 09/2000 DTP_4.11/2008, Publicaţia -nr.: 916.000 00 D 159 03 (A)
- [50]. Herfatmanesh ,M., Invertigaton of single and split injection strategies in an optical diesel engine. A thesis submitted for the degree of Doctor of Philosophy, School of Engineering and Design, Brunel University, United Kingdom, October 2010.
- [51]. Hochschule Anhalt J. W, Magdeburg H. K and Rheinfeldten J. H Theory and Praxis of Capillary Viscometry (Dieter Wagner SCHOTT-GERÄTE GmbH
- [52]. Ionescu Dan Gh. ş.a. Mecanica fluidelor şi maşini hidraulice, Editura Didactică şi Pedagogică, Bucureşti, 1983.
- [53]. Ispas, N., Cofaru, C., Năstăsoiu, M., Dogariu, M. - Diesel fuel, lpg and biodiesel mixtures combustion in d.i. Diesel engines - International Conference of Mechanical Engineering (ICOME2010), Craiova, Romania, P. 767 – 776, April 27-30, 2010, ISBN: 978-606-510-880-6.
- [54]. Ispas, N., Năstăsoiu, M., Dogariu, M - CONTROLLING COMBUSTION IN HCCI DIESEL ENGINES - The 11th International Congress on Automotive and Transport Engineering CONAT 2010, Volume II-Inovative Solutions for Automotive Vehicles, P. 237 – 242, ISSN 2069-0401, 27-29 October 2010



- [55]. Ispas, N., Aleonte, M. - Testing of Energetical and Echological Potentials of the Biodiesel Fuel Versus Ethanol Fuel - CAR 2011 International Automotive Congress, Automotive Engineering and Environment, ISSN 1453 – 1100, CAR 20111230, 2 – 4 November, Piteşti 2011.
- [56]. Ispas, N., Mitran, T. - Soluţii de îmbunătăţire a procesului de ardere în motoarele cu ardere internă – Editura Universităţii din Oradea, ISBN 978 – 606 – 10 -0649 – 6, 248 p, Oradea, 2011.
- [57]. Ispas, N. şi Năstăsoiu, M. : European Regulations, CO2 Emission Limits and Fuel Consumption of Engines fuelled by Biofuels. Conferinţa " Zilele ASTR", Braşov, 2013.
- [58]. Ispas, N. şi Năstăsoiu, M. : CO2 Emission determination in accord with european regulation for old and today cars powered by Diesel engines. Romanian Journal of Automotive , March 2016 and Scientific Workshop on „Closing the Gap between light-duty Vehicle real-world CO2 Emission and Laboratory Testing”, Universidade Nova, Lisbon, 7-8 June, 2017.
- [59]. Koo-Oshimal, S., Hahn, N., Van Gerpen, J. Comprehensive health and environmental effects of biodiesel as an alternative fuel; National Biodiesel Board, 1998
- [60]. Lapuerta, M., Armas, O., Garcia-Contreras, R., Fuel 86, 2007,1351-1357.
- [61]. Martinez Isidoro, Combustion kinetics, @1995-2013 isidoro martinez
- [62]. Mărdărescu, V., Motore diesel de putere mică, Ed. Universităţii „Transilvania” din Braşov, lucrare în curs de apariţie.
- [63]. McCormic, R.,L. Technical barriers to the use of ethanol in diesel fuel, NREL/MP-540-32674, Nov. 2011.
- [64]. Murgulescu,B., Istoria energiei în România,Editura Media Print,2012,ISBN 978-606-572-016-9 .
- [65]. Negrea, V.D. şi Sandu, V.: Combaterea poluării mediului în transporturile rutiere. Editura Tehnică, Bucureşti, 2000.
- [66]. Niculescu R., Clenci A. – „Performance evaluation of a biodiesel fuelled transport diesel engine”, Buletinul Ştiinţific al Universităţii din Piteşti, seria Autovehicule Rutiere, anul XII, nr.16 / 2006, ISSN 1453 – 1100
- [67]. Niculescu R., Clenci, A. – „Study concerning the using of bioethanol fuelled transportation engine, The 2nd International Congress on Automotive, AMMA 2007, organized under the FISITA patronage, Cluj 2007
- [68]. Niculescu R, Clenci A (2009–2011) Research regarding the devloping of a method for improving the cold starting performance of biodiesel fuelled compression ignition engines (in Romanian), Research grant CNCSIS 696
- [69]. Niculescu R., Clenci A., Stroe S., Iorga- Simăn V.:A study on the biodiesel fuelled engine cold start characteristics, FISITA, 2010, Budapest
- [70]. Niculescu R, Iorga-Simăn V., Trică A., Clenci A. –„Study on the engine oil's wear based on the flash point”, 7th International Conference on Advanced Concepts in Mechanical

- Engineering (ACME) 2017, Iaşi, June 9 – 10, 2016, Published with IOP Conference Series-Materials Science and Engineering, Volume: 147 Article Number: UNSP 012124, DOI: 10.1088/1757-899X/147/1/012124
- [71]. Radu, Gh., Alexandru, Combustibili, lubrifianţi, materiale de întreţinere a autovehiculelor, Ed. Universităţii „Transilvania” din Braşov.
- [72]. Radu, Gh-Al., Chiru, A., ş.a. : Combustibili, lubrifianţi şi materiale speciale pentru automobile. Editura Didactică şi Pedagogică, Bucureşti, 1983.
- [73]. RADU, GH.-AL. ş.a., Calculul şi construcţia instalaţiilor auxiliare ale autovehiculelor, Tipografia Universităţii Transilvania din Braşov, 1988;
- [74]. RADU, GH-AL. ş.a., Tehnici speciale pentru reducerea consumului de combustibil şi limitarea noxelor la autovehicule, Editura Universităţii Transilvania din Braşov, 1989;
- [75]. Radu, Gh-Al., ş.a. : Analiza în mediu virtual a procesului de admisie la motorul cu ardere internă. Editura Universităţii Transilvania Braşov, 2004.
- [76]. Reg. EN ISO 590/2004
- [77]. RWEA Energia eoliană în România - Wind Energy in Romania - Raport 2011; Asociaţia Română pentru Energie Eoliană, Bucureşti, 2011.
- [78]. Sarin, R., Kumar, R., Srivastav, B., Puri, S.K., Tuli, D.K., Malhotra, R.K., Kumar, A., Bioresource Technology 100, 2009,3022-3028.
- [79]. Săcăreanu, S., Cercetarea influenţei regimurilor de funcţionare şi a caracteristicilor carburanţilor asupra parametrilor energetici şi ecologici ai motoarelor cu ardere internă", Teză de doctorat, Universitatea Transilvania din Braşov, 2011
- [80]. Sână S., Socaciu C., Scridon S. – Inventarierea celor Patru Generaţii de biocombustibili, 2011, Ed. ProEnvironment, 147-150
- [81]. Schneider, J.C., Fuel composition and quality sensing for diesel engines, Thesis, Master of science in mechanical engineering, University of Illinois at Urbana-Champaign, 2011.
- [82]. Solieri, I., Sviluppo di algoritmi avanzati di analisi e diagnosi combustione in tempo reale per motori endotermici alternativi, Teza de doctorat, Universita di Bologna, ING/IND/08- 2009.
- [83]. Sundar Raj C., Sendilvelan, S., Arul S., Performance of a thermally insulated constant speed diesel engine with dioxane blended fuels, Global Journal of Researches in Engineering, Vol 10, Issue 2, June 2010.
- [84]. Stănescu R. C., „Cercetări privind tehnologiile de producere şi performanţele biocombustibililor pentru automobile", Teză de doctorat, Universitatea Transilvania din Braşov, 2012.
- [85]. Tudor, D., Manea, L., Abăitancei, H. : Combustibili şi instalaţii de alimentare la motoarele cu aprindere prin scânteie. Editura AGIR, Bucureşti, 1999.
- [86]. Usman, A., Ming, Z., Fast heat release characterization of a diesel engine, Elsevier, International Journal of Thermal Sciences 47 (2008) 1688–1700.



- [87]. Winterbone, D.,E., Advanced thermodynamics for engineers., Arnold; London, ISBN13: 9780470237182.

Legături web

- [88]. <http://www.agir.ro/buletine/834.pdf>.(Nicolae Sdrula, Ioan Frăsineanu, O ABORDARE MODERNĂ PENTRU PRODUCEREA EFICIENTĂ A BIODIESELULUI. 27.07.2017)
- [89]. <http://biofuelsystems.com/biodiesel-chemistry.html>
- [90]. http://www.etipbioenergy.eu/images/biofuels_vision_2030.pdf
- [91]. https://ec.europa.eu/research/energy/pdf/draft_vision_report_en.pdf
- [92]. BIOFRAC, B. R. A. Council „Biofuels in the European Union: A Vision for 2030 and Beyond”, European Communities, Report, 13, 2006.
- [93]. www.eco-research.eu/CURS%2012%20ECO.pdf Cursul 12 Biocombustibili. Impactul producerii de biocombustibili ...
- [94]. <http://www.infomate.ro/revista/pintilie.pdf>
- [95]. http://www.ingineria-automobilului.ro/reviste/Ingineria_19.pdf accesat în 27.07.2017 (Report of the European Expert Group on Future Transport Fuels, January 2011, Mircea Oprean)
- [96]. www.inma.ro (imagini)
- [97]. <https://introducereacizigrasi.wordpress.com/>
- [98]. <http://journals.usamvcluj.ro/index.php/promediu/article/download/6206/5639>
- [99]. Inventarierea celor Patru Generații de Biocombustibili.S.Sână. SÂNĂ Sonia, Carmen SOCACIU, Simion SCRIDON
- [100]. <http://www.m-holding.com/biocomb/biocombu.htm> 27.07.2017
- [101]. <http://madr.ro/docs/dezvoltare-rurala/rndr/buletine-tematice/PT10.pdf>
- [102]. <https://martiangroup.eu/images/resurse/docs/biodiesel.pdf>
- [103]. <http://multilingual.bionetsyst.com/images/docs/9966193561335502696.pdf>. (27.07.2017 TRATAMENTUL CHIMIC AL ULEIULUI ÎN SCOPUL OBȚINERII BIODIESELULUI)
- [104]. <http://www.rasfoiesc.com/educatie/biologie/biochimie/Lipide-simple32.php>
- [105]. <http://www.revistadechimie.ro>
- [106]. <https://ro.wikipedia.org/wiki/Glicerol>
- [107]. <https://www.revista-ferma.ro/articole/tehnologii-agricole/biomasa-ca-materie-prima-pentru-producerea-biocombustibililor>
- [108]. <https://www.rfi.ro/diverse-63002-povestea-energiei-9>
- [109]. <http://terramileniultrei.ro/wp-content/uploads/2012/02/Schimbari-climatice.pdf>
- [110]. Terra Milleniul III Fenomenul schimbărilor climaterice Ghid introductiv



ANEXE

- Anexa 5.1. Cantitatea de motorină livrată pe ciclu şi cilindru pentru caracteristica externă - 218 -
- Anexa 5.2. Valorile presiunii din cilindru, ale vitezei de degajare a căldurii şi ale legii de degajare a căldurii pentru motorul 1B20 Hatz la turaţia nominală şi încărcarea maximă - 218 -
- Anexa 5.3. Variaţia presiunii în cilindru, a vitezei şi a legii de degajare aparentă a căldurii pentru încărcarea de 80% - 221 -
- Anexa 5.4. Variaţia presiunii în cilindru, a vitezei şi a legii de degajare aparentă a căldurii pentru sarcina de 30% la turaţia nominală, pentru caracteristica de turaţie. - 224 -
- Anexa 5.5. Cantitatea de combustibil livrată pe ciclu şi cilindru pentru motorul alimentat cu biodiesel B100 - 226 -
- Anexa 5.6. Valorile presiunii din cilindru, ale vitezei de degajare a căldurii şi ale legii de degajare a căldurii pentru biodiesel B100 - 227 -
- Anexa 5.7. Cantitatea de combustibil livrată pe ciclu şi cilindru pentru motorul alimentat cu biodiesel B100, sarcina 80% - 229 -
- Anexa 5.8. Valorile presiunii din cilindru, ale vitezei de degajare a căldurii şi ale legii de degajare a căldurii pentru caracteristica de sarcină la încărcarea de 80% biodiesel B100 - 230 -
- Anexa 5.9. Cantitatea de combustibil livrată pe ciclu şi cilindru pentru motorul alimentat cu biodiesel B100 la sarcina de 30% - 233 -
- Anexa 5.10. Variaţia presiunii în cilindru, a vitezei şi a legii de degajare de căldură aparentă pentru caracteristica de turaţie cu încărcarea de 30%, biodiesel B100 - 234 -
- Anexa 5.11. Cantitatea de combustibil livrată pe ciclu şi cilindru pentru motorul alimentat cu biodiesel în amestec cu 3% etanol - 236 -
- Anexa 5.12. Variaţia presiunii în cilindru, a vitezei şi a legii de degajare aparentă a căldurii pentru caracteristica externă în cazul alimentării cu biodiesel şi 3% etanol - 237 -
- Anexa 5.13. Variaţia presiunii în cilindru, a vitezei şi a legii de degajare aparentă a căldurii pentru caracteristica de turaţie la sarcina de 80% în cazul alimentării cu biodiesel şi 3% etanol - 240 -
- Anexa 5.14. Variaţia presiunii în cilindru, a vitezei şi a legii de degajare aparentă a căldurii pentru caracteristica de turaţie la sarcina de 30% în cazul alimentării cu biodiesel şi 3% etanol - 243 -
- Anexa 5.15. Caracteristica externă a motorului alimentat cu motorină şi etanol 5% - 246 -
- Anexa 5.16. Variaţia presiunii în cilindru, a vitezei şi a legii aparente de degajare de căldură pentru caracteristica externă în cazul alimentării motorului cu biodiesel + 5% etanol - 247 -
- Anexa 5.17. Evoluţia presiunii în cilindru, a vitezei şi a legii de degajare aparentă a căldurii pentru caracteristica de turaţie la sarcina de 80% în cazul alimentării cu biodiesel + 5% etanol - 249 -
- Anexa 5.18. Evoluţia presiunii în cilindru, a vitezei şi a legii de degajare aparentă a căldurii pentru turaţia nominală a caracteristicii de turaţie la încărcarea de 30%, în cazul alimentării cu biodiesel în amestec cu 5% etanol - 252 -



REZUMAT

Lucrarea de faţă are ca obiectiv principal punerea în evidenţă a avantajelor utilizării biocombustibililor pe bază de ulei de floarea soarelui, utilizabili pe motoarele cu aprindere prin comprimare, faţă de combustibilii comerciali convenţionali.

Pentru a putea observa influenţa proprietăţilor biodieselului sub aspect ecologic, asupra motoarelor cu aprindere prin comprimare, cercetările experimentale s-au desfăşurat pe un motor Renault K9K- P732 şi a avut ca scop determinarea influenţei proprietăţilor fizico-chimice ale biocarburanţilor testaţi (motorină, biodiesel din ulei de floarea soarelui şi amestecuri de motorină cu 20% ulei de floarea soarelui cu 5% şi 10% etanol şi cu aceleaşi procente metanol) . Sub aspect energetic cercetările au fost efectuate pe motorul monocilindric 1B20 Hatz, amplasat pe standul G.U.N.T., unde au fost supuşi cercetării experimentale patru tipuri de combustibili, dintre care trei de tip bio, în trei regimuri de sarcină diferite: sarcină totală, sarcină 80%, şi sarcină 30%.

Rezultatele obţinute au permis efectuarea unei analize comparative pertinente a comportării motorului, sub aspect energetic în condiţiile utilizării celor trei tipuri de combustibili de tip bio. În acest sens am urmărit stabilirea unor parametri energetici ce caracterizează procesul de ardere, la diverse sarcini şi încărcări ale motorului.

Rezultatele obţinute din acest studiu au demonstrat că utilizarea aditivilor de alcool (de exemplu, metanol şi etanol) în amestecurile de biomotorină este foarte practică datorită miscibilităţii sale cu biodieselul pur, ele reducând vâscozitatea şi densitatea amestecului rezultat şi că se poate substitui parţial motorina cu până la 20% cu biocombustibil, fără reducerea puterii motoarelor .

Cuvinte cheie: biocombustibili, biodiesel, bio, etanol, metanol.

ABSTRACT

The main objective of this paperwork is to emphasize the sunflower based biofuels advantages used on the compression ignition engines, in comparison to the actual conventional fuels.

In order to observe the biofuel influence properties on the compression ignition engines under ecological aspect, the experimental researches were made on a Renault K9K- P732 engine and final purpose was physico-chemical properties influence determination of the tested biofuels (diesel fuel, sunflower biofuel and mixtures of diesel fuel with 20% sunflower biofuel with 5% and 10% ethanol and with methanol in the same percentages) .

From the energetical point of view the researches were made on 1B20 Hatz monocylinder engine, located on a G.U.N.T trial stand, and were experienced four types of fuels, three of them were bio, under three different running rpm regimes, full rpm, 80% rpm and 30% rpm.

The results obtained allowed relevant comparison analyse of the engine behaviour, under energetical aspect under running conditions with those three fuels of bio type. Furthermore, has been followed to establish the energetical parameters which characterize the burning process at different rpm and loading of the engine.

The obtained results from this study have proven that using of the alcohol additives (ex. methanol and ethanol) mixed with biodiesel is very practical due to its miscibility with pure biodiesel, in this way the viscosity and density of the resulted mixture is reduced and a quantity of up to 20% diesel



fuel can be replaced with 20% biofuel and there is no influence on the engine and no power reduction can to be noticed.

Key words: biofuels, biodiesel, bio, ethanol, methanol.



Curriculum - vitae

INFORMAȚII PERSONALE

SANDA GEAMBASU



EXPERIENȚA PROFESIONALĂ

1985–Prezent Profesor

EDUCAȚIE ȘI FORMARE

2011–Prezent Doctorand

Universitatea Transilvania, Braşov (România)

2015–2015 Google Apps for Education și obținerea calității de contributor Google.

2013–2014 Master - Consiliere Educațională și Vocațională

Spiru Haret, Bucuresti

2011–2013 Facultatea de Psihologie

Spiru Haret, Bucuresti

2007–2007 Psihopedagogie specială - perfecționare și atestare

Universitate - Facultatea de Psihologie și Științele Educației, Bucuresti

2004–2006 Master - Management Educațional și Comunicare Instituțională

Facultatea de Comunicare și Relații Publice, Bucuresti

1993–1997 Facultatea de chimie - specializarea chimie-fizică

Universitate, Bucuresti

1981–1985 Facultatea de chimie - specializarea chimie-fizică

Institutul Politehnic, Bucuresti

COMPETENȚE PERSONALE

Limba(i) maternă(e) română

Limbile străine

	ÎNȚELEGERE		VORBIRE		SCRIERE
	Ascultare	Citire	Participare la conversație	Discurs oral	
engleză	B2	B2	B2	B2	B2
Certificat de competența Lingvistica					

franceză Mediu

Competențe de
comunicare

Locuiesc cu familia (patru persoane)

Muncesc într-un mediu multicultural (învățământ) în care comunicarea este importantă



Curriculum-vitae – engleza

PERSONAL INFORMATION

SANDA GEAMBASU



Gender Female | Nationality Romanian

PERSONAL EXPERIENCE

1985–Present School teacher

EDUCATION AND FORMATION

2011–Present Post-graduate

Transilvania University, Braşov (România)

2015–2015 Google Apps for Education and obtaining of the Google contributor qualification.

Google

2013–2014 Master – Educational and Vocational Consiliation

Spiru Haret, Bucuresti

2011–2013 Psychology Faculty

Spiru Haret, Bucuresti

2007–2007 Special Psycho-Pedagogy – perfecting and atestation

University – Faculty of Psychology and Science of Education , Bucuresti

2004–2006 Master – Educational Management and Institutional Communication

Faculty of Communication and Public Relations,

1993–1997 Faculty of Chemistry – chemistry - physics

University, Bucuresti

1981–1985 Faculty of Chemistry Chemistry – Physics

Institutul Politehnic, Bucuresti

PERSONAL COMPETENCES

Native language Romanian

Foreign languages

	UNDERSTANDING		TALKING		WRITING
	Listening	Reading	Participation at conversation	Oral speech	
English	B2	B2	B2	B2	B2
Certificate of Linguistics Competence					

French Medium

Competence of
communication

Living with my family (four persons)

Working into a multicultural medium (education) where the communication is very important



DECLARAȚIE DE AUTENTICITATE

Subsemnații:

GEAMBAȘU SANDA
(nume și prenume doctorand)

în calitate de

student - doctorand al IOSUD: Universitatea Transilvania din Braşov
(denumire IOSUD)

autor al tezei de doctorat cu titlul: **Cercetări privind influența biocombustibililor asupra comportamentului ecologic și energetic al motoarelor cu aprindere prin comprimare**
(titlul tezei de doctorat)

și

PROF.DR.ING. RADU GHEORGHE-ALEXANDRU
(nume și prenume conducător doctorat)

în calitate de Conducător de doctorat al autorului tezei

la instituția
Braşov

Universitatea Transilvania din
(denumire institutie)

declarăm pe proprie răspundere că am luat la cunoștință de prevederile art.143 alin (4) și (5)* și art. 170** din Legea educației naționale nr. 1/2011, ale art. 65, alin. 5-7***, art. 66, alin (2)**** din Hotărârea Guvernului nr. 681/2011, privind aprobarea Codului Studiilor universitare de doctorat, ale art. I alin. (5) și (7) ***** din Hotărârea nr. 134 privind modificarea Codului studiilor universitare de doctorat, aprobat prin HG nr. 681/2011 și ale Anexei nr. 2 (Soluționarea sesizărilor cu privire la nerespectarea standardelor de calitate sau de etică profesională, inclusiv cu privire la existența plagiatului, în cadrul unei teze de doctorat) din Ordinul MENCS nr. 3482/2016 privind aprobarea Regulamentului de organizare și funcționare a Consiliului Național de Atestare a Titlurilor, Diplomelor și Certificatelor Universitare (CNATDCU) și ne asumăm consecințele nerespectării acestora.

Semnătură
Student doctorand

Semnătură
Conducător de doctorat

(4) îndrumătorii lucrărilor de licenţă, de diplomă, de disertaţie, de doctorat răspund solidar cu autorii acestora de asigurarea originalităţii conţinutului acestora.

(5) este interzisă comercializarea de lucrări ştiinţifice în vederea facilitării falsificării de către cumpărător a calităţii de autor al unei lucrări de licenţă, de diplomă, de disertaţie sau de doctorat.

**** (1)** În cazul nerespectării standardelor de calitate sau de etică profesională, se aplică prevederile Hotărârii nr. 134 privind modificarea Codului studiilor universitare de doctorat, aprobat prin HG nr. 681/2011.

(2) Reacreditarea şcolii doctorale se poate obţine după cel puţin 5 ani de la pierderea acestei calităţi, numai în urma reluării procesului de acreditare, conform art. 158.

(3) Redobândirea calităţii de conducător de doctorat se poate obţine după cel puţin 5 ani de la pierderea acestei calităţi, la propunerea IOSUD, pe baza unui raport de evaluare internă, ale cărui aprecieri sunt validate printr-o evaluare externă efectuată de CNATDCU. Rezultatele pozitive ale acestor proceduri sunt condiţii necesare pentru aprobare din partea Ministerului Educaţiei, Cercetării, Tineretului şi Sportului.

(4) Conducătorii de doctorat sunt evaluaţi o dată la 5 ani. Procedurile de evaluare sunt stabilite de Ministerul Educaţiei, Cercetării, Tineretului şi Sportului, la propunerea CNATDCU.

***** (5)** teza de doctorat este o lucrare originală, fiind obligatorie menţionarea sursei pentru orice material preluat.

(6) studentul - doctorand este autorul tezei de doctorat şi îşi asumă corectitudinea datelor şi informaţiilor prezentate în teză, precum şi a opiniilor şi demonstraţiilor exprimate în teză.

(7) conducătorul de doctorat răspunde împreună cu autorul tezei de respectarea standardelor de calitate sau de etică profesională, inclusiv de asigurarea originalităţii conţinutului, conform art. 170 din Legea nr. 1/2011.

******** protecţia drepturilor de proprietate intelectuală asupra tezei de doctorat se asigură în conformitate cu prevederile legii.

******* (5) (6)** În cazul în care membrii CNATDCU din cadrul unei comisii de evaluare a unei teze de doctorat constată nerespectarea standardelor de etică profesională, inclusiv existenţa plagiatului, în cadrul tezei şi/sau al activităţilor care au dus la realizarea acesteia, aceştia invalidează teza de doctorat, comunică aceste constatări celorlalţi membri ai comisiei de evaluare şi sesizează Consiliul general CNATDCU pentru analiza responsabilităţii conducătorului de doctorat sau a şcolii doctorale şi pentru aplicarea prevederilor art. 69 alin. (5).

(7) (3) În termenul prevăzut la alin. (2), Consiliul general al CNATDCU solicită IOSUD punctul de vedere care trebuie formulat în termen de maximum 30 de zile de la primirea solicitării. În situaţia în care IOSUD confirmă încălcarea standardelor de calitate sau de etică profesională, va transmite CNATDCU decizia privind propunerea de retragere a titlului, semnată de rector sau, după caz, de preşedintele Academiei Române, avizată din punct de vedere juridic de universitate sau, după caz, de Academia Română.

(4) În termenul prevăzut la alin. (2), Consiliul general al CNATDCU decide dacă au fost sau nu respectate standardele de calitate sau de etică profesională, inclusiv existenţa plagiatului, iar preşedintele CNATDCU transmite autorului sesizării, autorului tezei şi IOSUD decizia Consiliului general al CNATDCU şi motivarea acesteia. Aceştia au la dispoziţie 10 zile pentru formularea unei contestaţii privitoare la procedură, iar Consiliul general al CNATDCU are la dispoziţie 10 zile pentru formularea răspunsului la contestaţie.

(5) În cazul în care Consiliul general al CNATDCU decide că nu au fost respectate standardele de calitate sau de etică profesională, inclusiv în ceea ce priveşte plagiatul, preşedintele CNATDCU propune Ministerului Educaţiei Naţionale şi Cercetării Ştiinţifice una sau mai multe din următoarele măsuri:

- a) retragerea calităţii de conducător de doctorat;
- b) retragerea titlului de doctor;
- c) retragerea acreditării şcolii doctorale.

Clusdon

Al. Radu