

**STUDII ȘI CERCETĂRI  
PRIVIND PREGĂTIREA TERMICĂ  
A COMBUSTIBILULUI LICHID  
NECONVENȚIONAL PENTRU  
FOLOSIREA LA MOTOARELE  
CU APRINDERE PRIN  
COMPRIMARE CU INJEȚIE  
DIRECTĂ**

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

**Ing. Mihaela Elena BUCULEI**

Conducător științific: prof.univ.dr.ing Mihai NAGI.  
Referenți științifici: prof.univ.dr. ing. Nicolae BURNETE  
prof.univ.dr.ing. Dănilă IORGA  
prof.univ.dr.ing. Marin BICĂ

Ziua susținerii tezei: 17.02.2012.

Seriile Teze de doctorat ale UPT sunt:

- |   |  |
|---|--|
| 1. Automatică                               | 8. Inginerie Industrială                   |
| 2. Chimie                                   | 9. Inginerie Mecanică                      |
| 3. Energetică                               | 10. Știința Calculatoarelor                |
| 4. Ingineria Chimică                        | 11. Știința și Ingineria Materialelor      |
| 5. Inginerie Civilă                         | 12. Ingineria sistemelor                   |
| 6. Inginerie Electrică                      | 13. Inginerie energetică                   |
| 7. Inginerie Electronică și Telecomunicații | 14. Calculatoare și tehnologia informației |

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

Copyright © Editura Politehnica – Timișoara, 2011

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

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

## Cuvânt înainte

Lucrarea "**Studii si cercetări privind pregătirea termică a combustibilului lichid neconvențional pentru folosirea la motoarele cu aprindere prin comprimare cu injecție directă**" are la bază activitatea de cercetare de peste 10 de ani a autoarei începută la Universitatea din Craiova, Departamentul de Autovehicule Rutiere. Ea a putut fi elaborată datorită climatului de cercetare științifică existent în Universitatea din Craiova și datorită colaborării de peste 8 de ani a autoarei cu Catedra de Termotehnică, Mașini Termice și Autovehicule Rutiere, de la Facultatea de Mecanică, Universitatea Politehnica din Timișoara.

Îmi exprim mulțumirile și considerația față de D-I prof. dr. ing. Mihai NAGI, conducătorul științific al acestei lucrări pentru întreaga activitate de îndrumare științifică și profesională.

Mulțumesc referenților, d-lui prof. dr. ing. Nicolae BURNETE, d-lui prof. dr. ing. Dănilă Iorga, d-lui prof. dr. ing. Marin BICĂ pentru atenția deosebită cu care au lecturat manuscrisul, pentru observațiile și sugestiile făcute.

Mulțumesc pe această cale tuturor colaboratorilor de la INMA București și de la Facultatea de Chimie din Craiova, colectivului catedrei de T.M.T.A.R. de la Universitatea Politehnica Timișoara pentru sugestiile făcute la susținerea referatelor.

**Timișoara, februarie 2012**

**Mihaela Elena Buculei**

Destinatarii dedicației.

Domnul Prof.dr.ing. Mihai Nagi  
Domnul Prof.dr.ing. Dănilă Iorga  
Domnul Prof.dr.ing. Nicolae Burnete  
Domnul Prof.dr.ing. Marin Bică  
Conf.dr.ing. Ilie Dumitru  
Cercetător dr.ing.INMA Mircea Nicolescu  
Prof.dr.ing. Victor Oțăt  
Conf.dr.ing. Ileana Pascu  
Asist.dr. Ing. Laura Grigorie  
Ing. Adriana Pădeanu  
Bibliotecar Mirela Dumitru  
Bibliotecar Alina Savin  
Asist.dr.ing. Dragoș Tutunea  
Ing. Daniel Picioarea

*Buculei, Mihaela Elena*

***Studii si cercetări privind pregătirea termică a combustibilului lichid neconvențional pentru folosirea la motoarele cu aprindere prin comprimare cu injecție directă***

Teze de doctorat ale UPT, Seria 9, Nr. 109, Editura Politehnica, 2012, 174 pagini, figuri 111, tabele 59.

ISSN:1842-4937

ISBN:978-606-554-451-2

Cuvinte cheie:

biodiesel, noxe, motor cu aprindere prin comprimare

Rezumat,

În condițiile schimbărilor climatice dramatice la nivel mondial și a scăderii resurselor natural petrolifere se conturează necesitatea găsirii urgente a soluțiilor alternative la combustibilii folosiți pentru autovehicule.

Deși cunoscute încă de la apariția motorului cu aprindere prin comprimare, soluțiile combustibilor alternativi au fost mai puțin studiate în ceea ce privește optimizarea condițiilor lor de pregătire pentru injecția în motorul cu aprindere prin comprimare.

Lucrarea elaborată ca teză de doctorat este structurată în 6 capitole și bibliografie ce cuprinde 112 titluri cu cele mai reprezentative lucrări publicate în domeniu (inclusiv cele publicate de autoare).De asemenea, lucrarea este însoțită de 29 de anexe cu rezultate experimentale efectuate de autoare.

# CUPRINS

PREFAȚĂ.....	21
CAPITOLUL 1	
NOȚIUNI INTRODUCTIVE PRIVIND BIOCOMBUSTIBILII SI PROCEDEE DE OBTINERE A ACESTORA.....	23
1.1 Standarde pentru biocombustibili.....	23
1.2 Tipuri de biocombustibili .....	26
1.3 Sisteme integrate de producere de biocombustibili, refacerea solurilor si reducerea emisiilor de gaze cu efect de sera din sol.....	36
1.4 Tehnologii de obtinere a biodieselului.....	38
1.5 Procede de producere a biodieselului.....	39
1.5.1 Procede de discontinuu.....	39
1.5.2 Procede continue.....	40
1.5.3 Procede fara catalizatori.....	41
CAPITOLUL 2	
STADIUL ACTUAL AL CERCETARILOR PRIVIND SISTEMELE DE PREÎNCĂLZIRE ALE BIODIESELULUI LA MOTOARELE CU APRINDERE PRIN COMPRIMARE.....	43
2.1 Generalitati privind formarea amestecului si a arderii biodieselului.....	43
2.2 Necesitatea preincalzirii bidieselului.....	45
2.3 Concluzii.....	48
CAPITOLUL 3	
DETERMINAREA EXPERIMENTALĂ A PROPRIETĂȚILOR FIZICO-CHIMICE ALE COMBUSTIBILILOR DE TIP BIODIESEL.....	49
3.1 Condiții generale privind utilizarea combustibililor de tip diesel.....	49
3.2 Standarde privind combustibili diesel.....	50
3.3 Standarde combustibili de tip biodiesel.....	52
3.4 Determinări experimentale.....	55
3.4.1 Masa specifica.....	55
3.4.2 Viscositatea.....	56
3.4.3. Determinarea curbei de distilare la probele de biodiesel.....	57
3.4.4.Determinarea stabilității la oxidare prin metoda Hadorn și Zurcher (Rancimat) .....	59
3.4.5. Determinarea Indicelui de refracție cu refractometrul Abbe.....	61
3.4.6. Determinarea Indicelui de aciditate .....	63
3.4.7. Punctul de tulburare .....	63
3.4.8. Punctul de congelare.....	64
3.4.9. Cifra Cetanică .....	64
3.4.10. Conținutul de fosfor .....	65
3.4.11. Punctul de inflamabilitate.....	66
3.4.12. Compoziția elementară .....	67
3.4.13. Analize termice .....	68
3.5.Rezultate și concluzii .....	70
3.5.1.Masa specifica.....	70
3.5.2.Viscositatea.....	71
3.5.3.Curba de distilare la probele de biodiesel .....	73
3.5.4.Stabilitatea la oxidare prin metoda Hadorn și Zurcher (Rancimat) .....	73

3.5.5. Indicele de refracție .....	73
3.5.6. Indicelui de aciditate.....	73
3.5.7. Punctul de tulburare.....	74
3.5.8. Punctul de congelare.....	75
3.5.9. Cifra cetanică.....	76
3.5.10. Conținutul de fosfor.....	77
3.5.11. Punctul de inflamabilitate.....	77
3.5.12. Compoziția elementară.....	78
3.5.13. Analize termice.....	80
3.6. Concluzii.....	80
CAPITOLUL 4	
STUDII ȘI CERCETĂRI EXPERIMENTALE PRIVIND PREÎNCĂLZIREA BIODIESELULUI ȘI INFLUENȚA PREÎNCĂLZIRII ACESTUIA ASUPRA NOXELOR .....	
4.1. Componenta standului experimental si a aparaturii folosite.....	82
4.2. Aparatura folosita la masuratori .....	87
4.3. Masuratori efectuate.....	88
4.4. Simularea curgerii gazelor in amortizorul de zgomot si simularea transferului de caldura in conducta de alimentare din cupru cu rol de preincalzire a biocombustibilului.....	104
4.5. Concluzii.....	110
CAPITOLUL 5	
CERCETARI EXPERIMENTALE ASUPRA FUNCTIONARII MOTORULUI D115 CU COMBUSTIBIL HIBRID MOTORINA- METILESTER DE PALMIER.....	
5.1. Cadrul tehnic de desfășurare a încercărilor.....	111
5.2. Conținutul standard al încercărilor.....	114
5.3. Datele calculate în timpul încercării.....	116
5.4. Rezultatele încercării.....	120
5.5. Strategia încercărilor.....	121
5.6. Concluzii.....	132
CAPITOLUL 6	
CONCLUZII GENERALE SI CONTRIBUTII PERSONALE .....	
6.1. Concluzii generale .....	135
6.2. Avantajele si dezavantajele utilizarii biodieselului B20 din ulei de palmier preîncălzit.....	135
6.3. Condiții pentru utilizarea biodieselului.....	136
6.4. Probleme uzuale în cazul operarii cu biodiesel pur: .....	136
6.5. Concluzii privind preîncălzirea biocombustibilului.....	136
6.6. Contribuții personale.....	137
BIBLIOGRAFIE.....	138
ANEXE.....	144

## LISTA ABREVIERILOR

1.  $\gamma$  [ $\text{m}^2/\text{s}$ ];- viscozitatea cinematică.
2.  $K$  [ $\text{mm}^2/\text{s}^2$ ]- constanta capilarei.
3.  $\tau$  [s]- timpul măsurat.
4.  $n$ - indicele de refracție al lichidului analizat.
5.  $K$ - titrul soluției de KOH 0,1N.
6.  $V$  [ml] - volumul de hidroxid folosit la titrare.
7.  $M$  [g]- masa de biodiesel folosită la titrare.
8.  $d_{API}$  [grade API] - densitatea combustibilului.
9.  $A$ - punctul de anilină al motorinei.
10.  $CC$  -cifra cetanică.
11.  $t_m$  [ $^{\circ}\text{C}$ .]- temperatura medie de fierbere a motorinei.
12.  $T_{d,r}$  - durata întârzierii la autoaprindere.
13.  $L_p$ - distanța de pătrundere.
14.  $b$ - lățimea jetului.
15.  $\delta$  - unghiul de dispersie al jetului.
16.  $C$ - nucleul jetului, formată din picături de combustibil, a căror mărime descrește spre exterior.
17.  $A$ - zona amestecurilor preformate inflamabile.
18.  $Z$ - zona amestecurilor sărace neinflamabile, la exteriorul căreia se găsește numai aer ( $\lambda = \infty$ ).
19.  $t_{aer}$  [ $^{\circ}\text{C}$ ]- temperature atmosferică
20.  $p_{aer}$  [kPa]- presiunea atmosferică.
21.  $U$  [%]-umiditatea atmosferică relativă.
22.  $P_{e,p}$  [kW]- puterea efectivă a motorului.
23.  $M_{e,p}$  [daNm] este momentul măsurat la priză;
24.  $n_p$  [rot/min] este turația arborelui prizei.
25.  $c_e$  [g/kWh]- consumul specific efectiv de combustibil.
26.  $C$  [kg/h] este consumul orar de combustibil.
27.  $p_s$  [kPa] este presiunea atmosferică a aerului uscat.
28.  $p_{vs} = p_{vs}(T_{atm})$  [kPa]este presiunea vaporilor saturați de apă la temperatura  $T_{atm}$ , cu valori extrase din tabele.
29.  $f_a$  -factorul atmosferic.
30.  $m_c$  [g/ciclu]- doza medie de combustibil injectată în ciclul motor.
31.  $\tau$  este numărul de timpi ai ciclului motor.
32.  $m_{cc,r}$  - doza de carburant corectată
33.  $V_t$  [l]este cilindrarea totală a motorului.
34.  $f_m$ - factorul de motor.
35.  $\alpha_{c,r}$ - factorul de corecție a puterii.
36.  $\alpha_{f,r}$ - factorul de corecție a indicelui de fum.
37.  $P_{ec}$  [kW]-puterea efectivă, corectată.
38.  $M_{ec}$  [daNm] -momentul efectiv, corectat
39.  $c_{ec}$ [g/kWh] -consumul specific efectiv de combustibil, corectat
40.  $k_c$  [ $\text{m}^{-1}$ ]-indicele de fum, corectat
41.  $\sigma$ -abaterea standard empirica

## LISTA FIGURILOR

<b>Nr.crt.</b>	<b>Denumirea figurii</b>	<b>Pag.</b>
1	Fig. 1.1. Evolutia noxelor in timp conform protocolului de la Kyoto	25
2	Fig. 1.2. Necesarul mondial existent și estimat de petrol comparativ cu producția existentă și cea estimată	27
3	Fig. 1.3. Diagrama obținerii principalilor biocombustibili	28
4	Fig. 1.4. Alcooliza trigliceridelor	29
5	Fig. 1.5. Producerea de zaharuri și fermentarea lor prin hidroliză enzimatică	30
6	Fig. 1.6. Principalele țări producătoare de biocombustibili	31
7	Fig.1.7. Dinamica suprafețelor cultivate cu rapiță în ultimii 10 ani în România	33
8	Fig.1.8. Reducerea emisiilor poluante	34
9	Fig. 1.9. Ciclu integrat de conversie biochimică și termochimică a materialului vegetal în biocombustibili, amelioratori de sol, căldură și energie electrică	37
10	Fig. 1.10. Diagrama fluxului tehnologic pentru obținerea biodieselului	39
11	Fig. 1.11. Procedeul continuu cu reactor tubular	40
12	Fig 1.12. Reactor folosind aburi în contracurent	40
13	Fig. 1.13. Procedeul Biox	41
14	Fig. 1.14. Procedeul de esterificare la punct critic	41
15	Fig. 1.15. Procedeul de obținere a biodieselului cu catalizator bazic	42
16	Fig. 1.16. Instalația tehnologică CPU 1000 de producere a biodieselului	42
17	Fig. 2.1. Filtru incalzitor tip Diesel-Therm	45
18	Fig. 2.2. Încălzitor pentru motoarele camioanelor Volvo, licența Volvo	45
19	Fig. 2.3. Încălzitor tip Kaori	46
20	Fig. 2.4. Schema încălzitorului Kaori	46



<b>Nr.crt.</b>	<b>Denumirea figurii</b>	<b>Pag.</b>
21	Fig. 2.5. Principiul de funcționare al încălzitorului Kaori	46
22	Fig. 2.6. Încălzitor Fuel Pro 384 Biodiesel cu Fluid Heater & 12 Volt Preheater	46
23	Fig. 2.7. Instalație de preîncălzire a aerului	47
24	Fig. 2.8. Instalație de preîncălzire a aerului	47
25	Fig. 3.1. Proprietăți fizico-chimice ale combustibililor	49
26	Fig.3.2. Areometrul	55
27	Fig. 3.3. Aparat Ubbelohde pentru utilizat în experimentul pentru determinarea viscozității	56
28	Fig.3.4. Distribuția viscozității cinematice a biodieselului din ulei de pește, respectiv din ulei de palmier, în funcție de temperatură	57
29	Fig. 3.5. Curba de distilare pentru biodieselul obținut din ulei de pește	58
30	Fig. 3.6. Curba de distilare pentru biodieselul obținut din ulei de palmier	58
31	Fig. 3.7. Instalația pentru determinarea stabilității la oxidare a biodieselului	59
32	Fig. 3.8 Stabilirea perioadei de inducție	60
33	Fig. 3.9. Perioada de inducție a probelor analizate	60
34	Fig. 3.10. Refractometrul Abbe utilizat în determinarea indicelui de refracție	62
35	Fig. 3.11. Dispozitivul utilizat pentru determinarea punctului de tulburare și a punctului de congelare	63
36	Fig. 3.12. Spectrul de emisie a fosforului în proba de biodiesel	65
37	Fig. 3.13. Aparat Pensky-Martens cu cupă închisă utilizat la determinarea punctului de inflamabilitate	66
38	Fig. 3.14. Analizorul elementar COSTECH ECS 4010 – CHNS-O	67
39	Fig. 3.15. Derivatograful Pyris Diamond TG/DTA utilizat în analizele termice	68
40	Fig. 3.16. Termogramă motorină	69
41	Fig. 3.17. Termogramă biodiesel ulei de pește	69
42	Fig. 3.18. Termogramă biodiesel ulei de palmier	70

<b>Nr.crt.</b>	<b>Denumirea figurii</b>	<b>Pag.</b>
43	Fig. 3.19 .Masa specifică a probelor analizate	70
44	Fig. 3.20. Viscositatea probelor analizate	71
45	Fig. 3.21. Variația viscozității la biodieselul din ulei de pește	72
46	Fig. 3.22. Variația viscozității la biodieselul din ulei de palmier	72
47	Fig. 3.23. Valorile indicelui de aciditate determinate pentru biodieselul din ulei de pește respectiv palmier	74
48	Fig. 3.24. Valorile punctului de tulburare determinate pentru biodieselul din ulei de pește respectiv palmier	75
49	Fig. 3.25. Valorile punctului de congelare determinate pentru biodieselul din ulei de pește respectiv palmier	76
50	Fig. 3.26. Valorile cifrei cetanice determinate pentru biodieselul din ulei de pește respectiv palmier	76
51	Fig. 3.27. Valorile punctului de inflamabilitate determinate pentru biodieselul din ulei de pește respectiv palmier	77
52	Fig. 3.28. Valorile conținutului de carbon din probele de biodiesel din ulei de pește, respectiv biodiesel din ulei de palmier, analizate	78
53	Fig. 3.29. Valorile conținutului de hidrogen din probele de biodiesel din ulei de pește, respectiv biodiesel din ulei de palmier, analizate	79
54	Fig. 3.30. Valorile conținutului de oxigen din probele de biodiesel din ulei de pește, respectiv biodiesel din ulei de palmier, analizate	79
55	Fig. 4.1. Motorul cu aprindere prin comprimare pe care s-au realizat experimentele	82
56	Fig. 4.2. Filtru biodiesel utilizat în experimente	84
57	Fig. 4.3. Filtru și carcasa filtru biodiesel	84
58	Fig. 4.4. Serpentina de cupru montată în interiorul amortizorului de zgomot	84
59	Fig. 4.5. Amortizor de zgomot secționat	84

<b>Nr.crt.</b>	<b>Denumirea figurii</b>	<b>Pag.</b>
60	Fig. 4.6. Amortizor de zgomot modificat cu serpentina de preîncălzire a biodieselului	85
61	Fig. 4.7. Serpentina cupru preîncălzire	85
62	Fig. 4.8. Filtru al amortizorului de zgomot	86
63	Fig. 4.9. Poziționarea serpentinei în interiorul amortizorului de zgomot	86
64	Fig. 4.10. Aparat utilizat pentru măsurarea noxelor	87
65	Fig. 4.11. Tahometrul digital DT-2234C	87
66	Fig. 4.12. Pirometrul profesional	87
67	Fig. 4.13. Schema de măsurare a temperaturii biodieselului și a componentelor motorului cu pirometrul optic pe motorul de test	88
68	Fig. 4.14. Variația temperaturilor în cazul alimentării cu motorină preîncălzită	90
69	Fig. 4.15. Variația temperaturilor în cazul alimentării cu motorină nepreîncălzită	90
70	Fig. 4.16. Variația temperaturilor în cazul alimentării cu biodiesel de pește preîncălzit	92
71	Fig. 4.17. Variația temperaturilor în cazul alimentării cu biodiesel de pește nepreîncălzit	92
72	Fig. 4.18. Variația temperaturilor în cazul alimentării cu biodiesel de palmier preîncălzit	94
73	Fig. 4.19. Variația temperaturilor în cazul alimentării cu biodiesel de palm. nepreîncălzit	94
74	Fig. 4.20. Variația temperaturii de ieșire a combustibilului pentru motorină, biodiesel de pește și biodiesel de palmier	95
75	Fig. 4.21. Determinarea debitului de combustibil	95
76	Fig. 4.22. Variația debitului pentru combustibilul preîncălzit	96
77	Fig. 4.23. Emisii CO funcție de turația arborelui cotit	100
78	Fig. 4.24. Emisii de CO <sub>2</sub> funcție de turația arborelui cotit	101
79	Fig. 4.25. Emisii de hidrocarburi funcție de turația arborelui cotit	102
80	Fig. 4.26. Emisii de O <sub>2</sub> funcție de turația arborelui cotit	103

<b>Nr.crt.</b>	<b>Denumirea figurii</b>	<b>Pag.</b>
81	Fig. 4.27. Captură ecran din softul COSMOS FLOW , secvența-Stabilirea condițiilor generale	104
82	Fig. 4.28. Captură ecran din softul COSMOS FLOW, secvența -proprietățile aerului și biocombustibilului	105
83	Fig. 4.29. Captură ecran din softul COSMOS FLOW ,secvența -definirea condițiilor limita pentru materialului din care e e confectionat amortizorul de zgomot	106
84	Fig. 4.30. Captură ecran din softul COSMOS FLOW, secvența parametrilor termodinamici ai gazelor de ardere	106
85	Fig. 4.31. Captură ecran din softul COSMOS FLOW, secvența -domeniul de lucru al fluidului	107
86	Fig. 4.32. Captură ecran din softul COSMOS FLOW, secvența -distribuția temperaturii gazelor de ardere in amortizorul de zgomot	107
87	Fig. 4.33. Captură ecran din softul COSMOS FLOW, secvența -Viteza gazelor ardere si distributia temperaturii gazelor de ardere si a temperaturii biodieselului în serpentina din cupru	108
88	Fig. 4.34. Traseul parcurs de gazele de ardere in amortizor și distribuția presiunii lor	108
89	Fig. 4.35. Distribuția temperaturii biodieselului la intrare în conducta de cupru a biodieselului	109
90	Fig. 4.36. Distributia temperaturii biodieselului la ieșirea din conducta de cupru a biodieselului	109
91	Fig. 5.1. Imagine a standului mobil de frânare cu laminare hidraulică	112
92	Fig. 5.2. Dispozitiv pentru măsurarea consumului orar gravimetric combustibil	113
93	Fig. 5.3. Opacimetru pentru determinarea opacitatii gazelor de evacuare EUROGAS , 8020, SMOKE MODULE	113
94	Fig. 5.4. Vedere generală a postului de încercare.	114

<b>Nr.crt.</b>	<b>Denumirea figurii</b>	<b>Pag.</b>
95	Fig. 5.5. Variația turatiei la priza de putere, momentului efectiv,puterii efective la $p_{atm} = 100,325$ kPa $t_{atm}=28,4$ °C, $U = 39,0$ %	123
96	Fig. 5.6. Reprezentarea momentului efectiv corectat, a puterii efective corectate, a consumului de combustibil corectat si a indicelui de fum corectat functie de turatia la priza de putere conform Anexelor 21-24, încercările I2A	123
97	Fig. 5.7. Variația turatiei la priza de putere, momentului efectiv , puterii efective în condițiile de mediu la $p_{atm} = 100,528$ kP, $t_{atm}=28,3$ °C , $U = 34,5$ %	124
98	Fig. 5.8. Reprezentarea momentului efectiv corectat, a puterii efective corectate, a consumului de combustibil corectat si a indicelui de fum corectat functie de turatia la priza de putere, conform anexelor 21-24, încercările I2B	124
99	Fig. 5.9. Variația turatiei la priza de putere, momentului efectiv , puterii efective în condițiile de mediu la $p_{atm} = 100,524$ kPa , $t_{atm} = 27,8$ °C, $U = 39,8$ %	125
100	Fig.5.10. Reprezentarea momentului efectiv corectat, a puterii efective corectate, a consumului de combustibil corectat si a indicelui de fum corectat functie de turatia la priza de putere, conform anexelor 21-24, încercările I2C	125
101	Fig. 5.11. Variația turației la priza de putere, momentului efectiv, puterii efective în condițiile de mediu $p_{atm} = 100,551$ kPa $t_{atm}= 26,7$ °C, $U=47,1$ %	126
102	Fig. 5.12. Variația turatiei la priza de putere, momentului efectiv, puterii efective în condițiile de mediu $p_{atm}= 100,524$ kPa , $t_{atm}= 26,4$ °C, $U = 43,7$ %	126
103	Fig. 5.13. Variația turatiei la priza de putere, momentului efectiv , puterii efective în condițiile de mediu $p_{atm} =100,511$ kPa $t_{atm} = 25,4$ °C, $U = 44,7\%$	127

<b>Nr.crt.</b>	<b>Denumirea figurii</b>	<b>Pag.</b>
104	Fig. 5.14. Variația puterii efective, transmisă la priza de putere, corectată, $P_{epc}$ [kW ]	128
105	Fig. 5.15. Variația consumului specific efectiv de combustibil, corectat, $c_{ec}$ [g/kWh], în cadrul încercărilor I2. (alimentare 80% motorină, 20% metilester de palmier	129
106	Fig. 5.16. Variația coeficientului de absorbție a luminii în gazele de evacuare („indicele de fum”), corectat, $k_c$ [ $m^{-1}$ ]	129
107	Fig. 5.17. Comportarea medie a motorului de test la încercările I2. (alimentare cu mixtură 20% metilester de palmier, 80% motorină)	130
108	Fig. 5.18. Variațiile momentului motor efectiv, $M_{epc}$ [daNm] față de valorile de referință în dependență cu turația	130
109	Fig. 5.19. Variațiile puterii efective, $P_{epc}$ [kW] față de valorile de referință	131
110	Fig. 5.20. Variațiile consumului specific efectiv de combustibil, $c_{ec}$ [g/]	131
111	Fig. 5.21. Variațiile coeficientului de absorbție a luminii în gazele de evacuare („indicele de fum”), $k_c$ [ $m^{-1}$ ]	132

## LISTA TABELELOR

<b>Nr.crt.</b>	<b>Denumirea tabelului</b>	<b>Pag.</b>
1	Tabelul 1.1. Obiective ce trebuie indeplinite conform protocolului de la Kyoto	24
2	Tabelul 1.2. Valorile EroEI pentru biocombustibili.	35
3	Tabelul 1.3. Proprietățile principalelor materii prime	39
4	Tabelul 3.1. Standardul pentru motorina tip Euro Diesel	51
5	Tabelul 3.2. Standard EN 590 motorină	51
6	Tabelul 3.3. Standardul European pentru Biodiesel EN 14214	52
7	Tabelul 3.4. Specificații standard pentru combustibil biodiesel ASTM D6751	53
8	Tabelul 3.5. Proprietățile compuşilor din motorină și biodiesel	54
9	Tabelul 3.6. Masa specifică determinată pentru diferite tipuri de combustibili	55
10	Tabelul 3.7. Viscositatea determinată pentru diferiți combustibili la 40°C	56
11	Tabelul 3.8. Variația viscozității în funcție de temperatură	57
12	Tabelul 3.9. Valorile Indicelui de refracție pentru probele de biodiesel	62
13	Tabelul 3.10. Aciditatea probelor de biodiesel	63
14	Tabelul 3.11. Valoarea punctului de tulburare la probele analizate	64
15	Tabelul 3.12. Valoarea punctului de congelare la probele analizate	64
16	Tabelul 3.13. Cifra cetanică la probele analizate	65
17	Tabelul 3.14. Punct de inflamabilitate diferiți combustibili	67
18	Tabelul 4.1. Principalele caracteristici ale motorului pe care s-au realizat experimentele	83
19	Tabelul 4.2. Specificații tehnice tahometru digital	87

<b>Nr.crt.</b>	<b>Denumirea tabelului</b>	<b>Pag.</b>
20	Tabelul 4.3. Măsurarea temperaturilor combustibilului când motorul este alimentat cu motorină	89
21	Tabelul 4.4. Măsurarea temperaturilor combustibilului când motorul este alimentat cu biodiesel de pește	91
22	Tabelul 4.5. Măsurarea temperaturilor combustibilului când motorul este alimentat cu biodiesel de palmier	93
23	Tabelul 4.6. Debitul combustibililor utilizați funcție de turația la mers în gol forțat	96
24	Tabelul 4.7. Emisii gaze de ardere motorină fără preîncălzire	97
25	Tabelul 4.8. Emisii gaze de ardere motorină cu preîncălzire	97
26	Tabelul 4.9. Emisii gaze de ardere la utilizarea B20 (20%Biodiesel palmier+80%Motorină) fără preîncălzire	98
27	Tabelul 4.10. Emisii gaze de ardere la utilizarea B20 (20%Biodiesel palmier+80%Motorină) cu preîncălzire	98
28	Tabelul 4.11. Emisii gaze de ardere la utilizarea B20 (20%Biodiesel pește+80%Motorină) fără preîncălzire	99
29	Tabelul 4.12. Emisii gaze de ardere la utilizarea B20 (20%Biodiesel pește+80%Motorină) cu preîncălzire	99
30	Tabelul 5.1. Caracteristicile funcționale ale frânei	112
31	Tabelul 5.2. Evoluția turației la priza de putere, momentului efectiv, puterii efective, consumului specific efectiv de combustibil și coeficientului de absorbție a luminii în gazele de evacuare în condițiile de mediu: $p_{atm} = 100,325 \text{ kPa}$ , $t_{atm} = 28,4 \text{ }^\circ\text{C}$ , $U = 39 \%$	144
32	Tabelul 5.3. Evoluția turației la priza de putere, momentului efectiv, puterii efective, consumului specific efectiv de combustibil și coeficientului de absorbție a luminii în gazele de evacuare în condițiile de mediu: $p_{atm} = 100,528 \text{ kPa}$ , $t_{atm} = 28,3 \text{ }^\circ\text{C}$ , $U = 34,5 \%$	145



<b>Nr.crt.</b>	<b>Denumirea tabelului</b>	<b>Pag.</b>
33	Tabelul 5.4. Evoluția turației la priza de putere, momentului efectiv, puterii efective, consumului specific efectiv de combustibil și coeficientului de absorbție a luminii în gazele de evacuare în condițiile de mediu: $p_{atm} = 100,524 \text{ kPa}$ $t_{atm} = 27,8 \text{ }^\circ\text{C}$ , $U = 39,8 \%$	146
34	Tabelul 5.5. Evoluția turației la priza de putere, momentului efectiv, puterii efective, consumului specific efectiv de combustibil și coeficientului de absorbție a luminii în gazele de evacuare în condițiile de mediu $p_{atm} = 100,551 \text{ kPa}$ $t_{atm} = 26,7 \text{ }^\circ\text{C}$ , $U = 47,1 \%$	147
35	Tabelul 5.6. Evoluția turației la priza de putere, momentului efectiv, puterii efective, consumului specific efectiv de combustibil și coeficientului de absorbție a luminii în gazele de evacuare în condițiile $100,524 \text{ kPa}$ , $t_{atm} = 26,4 \text{ }^\circ\text{C}$ , $U = 43,7$	148
36	Tabelul 5.7. Evoluția turației la priza de putere, momentului efectiv, puterii efective, consumului specific efectiv de combustibil și coeficientului de absorbție a luminii în gazele de evacuare în condițiile de mediu $100,511 \text{ kPa}$ $t_{atm} = 25,4 \text{ }^\circ\text{C}$ , $U = 44,7\%$	149
37	Tabelul 5.8. Evoluția turației la priza de putere, momentului efectiv, puterii efective, consumului specific efectiv de combustibil și coeficientului de absorbție a luminii în gazele de evacuare în condițiile de mediu $100,991 \text{ kPa}$ $t_{atm} = 29,9 \text{ }^\circ\text{C}$ , $U = 41,9 \%$	150
38	Tabelul 5.9. Evoluția turației la priza de putere, momentului efectiv, puterii efective, consumului specific efectiv de combustibil și coeficientului de absorbție a luminii în gazele de evacuare în condițiile de mediu $100,873 \text{ kPa}$ , $t_{atm} = 29,8 \text{ }^\circ\text{C}$ , $U = 42,6 \%$	152
39	Tabelul 5.10. Evoluția turației la priza de putere, momentului efectiv, puterii efective, consumului specific efectiv de combustibil și coeficientului de absorbție a luminii în gazele de evacuare în condițiile de mediu $p_{atm} = 100,924 \text{ kPa}$ , $t_{atm} = 29,7 \text{ }^\circ\text{C}$ , $U = 42,4 \%$	152

<b>Nr.crt.</b>	<b>Denumirea tabelului</b>	<b>Pag.</b>
40	Tabelul 5.11. Evoluția turației la priza de putere, momentului efectiv, puterii efective, consumului specific efectiv de combustibil și coeficientului de absorbție a luminii în gazele de evacuare în condițiile de mediu $100,924 \text{ kPa}$ , $t_{\text{atm}} = 31,7 \text{ }^\circ\text{C}$ , $U = 39,0 \%$	153
41	Tabelul 5.12. Evoluția turației la priza de putere, momentului efectiv, puterii efective, consumului specific efectiv de combustibil și coeficientului de absorbție a luminii în gazele de evacuare în condițiile de mediu $100,858 \text{ kPa}$ , $t_{\text{atm}} = 28,1 \text{ }^\circ\text{C}$ , $U = 40,4 \%$	154
42	Tabelul 5.13. Evoluția turației la priza de putere, momentului efectiv, puterii efective, consumului specific efectiv de combustibil și coeficientului de absorbție a luminii în gazele de evacuare în condițiile de mediu $p_{\text{atm}} = 100,858 \text{ kPa}$ , $t_{\text{atm}} = 30,5 \text{ }^\circ\text{C}$ , $U = 36,6 \%$	155
43	Tabelul 5.14. Evoluția turației la priza de putere, momentului efectiv, puterii efective, consumului specific efectiv de combustibil și coeficientului de absorbție a luminii în gazele de evacuare în condițiile de mediu $p_{\text{atm}} = 100,925 \text{ kPa}$ , $t_{\text{atm}} = 30,5 \text{ }^\circ\text{C}$ , $U = 35,4\%$	156
44	Tabelul 5.15. Evoluția turației la priza de putere, momentului efectiv, puterii efective, consumului specific efectiv de combustibil și coeficientului de absorbție a luminii în gazele de evacuare în condițiile de mediu $p_{\text{atm}} = 100,815 \text{ kPa}$ , $t_{\text{atm}} = 29,7 \text{ }^\circ\text{C}$ , $U = 40,1\%$	157
45	Tabelul 5.16. Evoluția turației la priza de putere, momentului efectiv, puterii efective, consumului specific efectiv de combustibil și coeficientului de absorbție a luminii în gazele de evacuare în condițiile de mediu $p_{\text{atm}} = 100,991 \text{ kPa}$ , $t_{\text{atm}} = 28,1 \text{ }^\circ\text{C}$ , $U = 39,6 \%$	158

<b>Nr.crt.</b>	<b>Denumirea tabelului</b>	<b>Pag.</b>
46	Tabelul 5.17 . Evoluția turației la priza de putere, momentului efectiv, puterii efective, consumului specific efectiv de combustibil și coeficientului de absorbție a luminii în gazele de evacuare în condițiile de mediu $p_{atm} = 100,871 \text{ kPa}$ , $t_{atm} = 29,7 \text{ }^\circ\text{C}$ , $U = 35,9 \%$	159
47	Tabelul 5.18. Comportarea de referința a motorului de test	160
48	Tabelul 5.19. Evoluția turației la priza de putere, momentului efectiv, puterii efective, consumului specific efectiv de combustibil și coeficientului de absorbție a luminii în gazele de evacuare în condițiile de mediu $p_{atm} = 101,325 \text{ kPa}$ , $t_{atm} = 15,4 \text{ }^\circ\text{C}$ , $U = 69,6\%$	162
49	Tabelul 5.20. Evoluția turației la priza de putere, momentului efectiv, puterii efective, consumului specific efectiv de combustibil și coeficientului de absorbție a luminii în gazele de evacuare în condițiile de mediu $p_{atm} = 101,325 \text{ kPa}$ , $t_{atm} = 15,4 \text{ }^\circ\text{C}$ , $U = 69,6\%$	163
50	Tabelul 5.21. Evoluția turației la priza de putere, momentului efectiv, puterii efective, consumului specific efectiv de combustibil și coeficientului de absorbție a luminii în gazele de evacuare în condițiile de mediu $p_{atm} = 101,325 \text{ kPa}$ , $t_{atm} = 15,4 \text{ }^\circ\text{C}$ , $U = 69,6\%$	164
51	Tabelul 5.22 Evoluțiile momentului motor efectiv, transmis la priza de putere, corectat, $M_{epc} [\text{daNm}]$ -încercările I2	165
52	Tabelul 5.23. Evoluțiile puterii efective, transmisă la priza de putere, corectată, $P_{epc} [\text{kW}]$ -încercările I2	166
53	Tabelul 5.24. Evoluțiile consumului specific efectiv de combustibil, corectat, $c_{ec} [\text{g/kWh}]$ -încercările I2	167
54	Tabelul 5.25. Evoluțiile coeficientului de absorbție a luminii în gazele de evacuare („indicele de fum”), corectat, $k_c [\text{m}^{-1}]$	168

---

<b>Nr.crt.</b>	<b>Denumirea tabelului</b>	<b>Pag.</b>
55	Tabelul 5.26. Comportarea medie a motorului de test la încercările I2	169
56	Tabelul 5.27. Variațiile momentului motor efectiv, $M_{epc}$ [daNm] , în cadrul încercărilor I2, față de valorile de referință	170
57	Tabelul 5.28. Variațiile puterii efective, $P_{epc}$ [kW] , în cadrul încercărilor I2 față de valorile de referință.	171
58	Tabelul 5.29. Variațiile consumului specific efectiv de combustibil, $c_{ec}$ [g/kWh], în cadrul încercărilor I2 față de valorile de referință.	172
59	Tabelul 5.30. Variațiile coeficientului de absorbție a luminii în gazele de evacuare („indicele de fum”), $k_c$ [ $m^{-1}$ ], în cadrul încercărilor față de valorile de referință.	173

## PREFAȚĂ

În condițiile schimbărilor climatice dramatice la nivel mondial și a scăderii resurselor naturale petrolifere se conturează necesitatea găsirii urgente a soluțiilor alternative la combustibilii folosiți pentru autovehicule..

Nocivitatea noxelor este unul din scopurile urmărite deoarece HC – hidrocarburile, nu au un efect direct asupra sănătății, cu excepția hidrocarburilor policiclice aromate, al căror caracter cancerigen este demonstrat. S-a stabilit că aceste hidrocarburi nearse care sunt evacuate de motoarele cu ardere internă au un rol important în formarea smogului fotochimic. Smogul fotochimic reprezintă o ceață, caracteristică unor regiuni geografice (California, Tokyo). Denumirea provine de la combinarea cuvintelor de origine engleză smoke + fog și este produs în atmosferă sub acțiunea razelor solare, în special datorită hidrocarburilor și oxizilor de azot. Smogul este iritant pentru ochi și mucoase, reduce mult vizibilitatea și este un pericol pentru traficul rutier. Mecanismul de formare este generat de 13 reacții chimice catalizate de prezența razelor solare [12].

Aldehidele sunt substanțe organice prezente în gazele de evacuare în proporție relativ scăzută pentru combustibili clasici de natură petrolieră, dar cu o pondere mult mai mare pentru combustibilii proveniți din alcoolii. Sunt substanțe iritante pentru organism, iar dintre acestea formaldehida are un important potențial cancerigen.

CO (oxidul de carbon) – are un efect toxic generat de fixarea hemoglobinei în sânge prin care se împiedică alimentarea cu oxigen a creierului. O mare influență o are la persoanele cardiace, care pot avea crize cardiace cu o frecvență mult mai mare.

Oxizii de azot, NO și NO<sub>2</sub>, au efecte dăunătoare prin contribuția adusă la formarea smogului, precum și prin efect direct asupra omului. Principalele efecte sunt legate de fixarea hemoglobinei.. De asenenea, oxizii de azot împreună cu oxizii de sulf contribuie la formarea ploilor acide.

Particulele nemetalice în special cele de funingine, sunt emise mai ales de motoarele cu aprindere prin comprimare. Aceste particule pot fi inhalate în plămâni, unele din ele putând avea și efect cancerigen.

Particulele de plumb au o acțiune foarte dăunătoare asupra omului și este bine cunoscută încă din antichitate. Concentrații scăzute de plumb provoacă tulburarea albuminelor și glucidelor, atacă rinichii și sistemele nervos și central. Intoxicația cronică de Pb se numește saturnism și provoacă colită, insuficiență renală, etc. Plumbul se găsește în combustibilii etilați pentru motoarele cu aprindere prin scânteie. Bioxidul de carbon este prezent în aerul atmosferic, iar la concentrații de până la 3-4 la mie este util în procesul de fotosinteză. Aspectul îngrijorător al creșterii concentrației de bioxid de carbon este dat de apariția efectului de seră (reducerea cantității de energie radiate de pământ către spațiul cosmic, datorită reținerii căldurii în unele gaze). Acest efect de seră poate conduce la creșterea temperaturii medii la nivelul solului, iar motoarele cu ardere internă au o mare pondere în creșterea concentrației de dioxid de carbon.

Deși cunoscute încă de la apariția motorului cu aprindere prin comprimare, soluțiile combustibililor alternativi au fost mai puțin studiate în ceea ce privește optimizarea condițiilor lor de pregătire pentru injecția în motor întrucât petrolul oferea o soluție la îndemână și studiile s-au canalizat în această sferă de interes.

Întrucât în condițiile actuale piața autovehiculelor se confruntă cu poluarea și scăderea resurselor de petrol lucrarea de față și-a propus o cercetare teoretică și experimentală în acest domeniu al biocombustibililor, vizând optimizarea condițiilor de pregătire a acestora pentru injecție.

Lucrarea elaborată ca teză de doctorat este structurată în 6 capitole și bibliografie ce cuprinde 116 titluri cu cele mai reprezentative lucrări publicate în domeniu (inclusive cele publicate de autoare). De asemenea, lucrarea este însoțită de 29 de anexe cu rezultate experimentale efectuate de autoare.

În capitolul 1, *Noțiuni introductive privind biocombustibilii și procedee de obținere ale acestora* se realizează o sinteză a tipurilor de biocombustibili utilizați la nivel mondial și diverse tehnologii de obținere a acestora.

În capitolul 2, *Stadiul actual al cercetărilor privind sistemele de preîncălzire ale biodieselului la motoarele cu aprindere prin comprimare* se face o analiză și o sinteză documentară a cercetărilor și realizărilor tehnice obținute până în prezent la nivel mondial. Abordarea este realizată din perspectiva optimizării condițiilor termice ale biocombustibililor știut fiind faptul ca aceștia au nevoie de pregătire termică înaintea injectării în cilindrii motorului, soluțiile găsite fiind atât prin transfer de căldură cât și de tip electric.

În capitolul 3, *Proprietățile fizico-chimice ale combustibililor de tip biodiesel și determinarea lor*, se face un studiu al principalelor proprietăți fizice și chimice ale biodieselului din ulei de pește și ale biodieselului din ulei de palmier și influența acestora asupra noxelor.

În capitolul 4, *Studii și cercetări experimentale privind preîncălzirea biodieselului și influența preîncălzirii acestuia asupra noxelor* se prezintă metoda de preîncălzire a biodieselului propusă în lucrare de autoare, măsurarea noxelor pentru cele trei tipuri de combustibil folosiți (motorină, biodieselk de ulei de pește, biodiesel din ulei de palmier) și concluzii privind poluarea mediului în contextul folosirii acestor combustibili

În capitolul 5, *Cercetări experimentale asupra funcționării motorului de test cu combustibil hibrid motorină-metilester de palmier* se creează metodologia de măsurare a momentului efectiv, a puterii efective, a indicelui de fum și a consumului de combustibil în funcție de turația la priza de putere. Se realizează efectiv măsurătorile în diverse condiții de mediu se concluzionează cu privire la valorile obținute în comparație cu folosirea clasică a motorinei.

În capitolul 6, *Concluzii generale și contribuții personale* se prezintă concluziile generale, contribuțiile originale și, în final, se expun direcțiile viitoare de cercetare pentru extinderea și aprofundarea cercetărilor privind optimizarea calităților biodieselului pentru injecție.

# **CAPITOLUL 1**

## **NOȚIUNI INTRODUCTIVE PRIVIND BIOCOMBUSTIBILII SI PROCEDEE DE OBȚINERE ALE ACESTORA**

### **1.1. Standarde pentru biocombustibili**

Convenția-cadru a Națiunilor Unite privind schimbările climatice și Protocolul de la Kyoto asigură un cadru internațional privind abordarea schimbărilor climatice, definirea obiectivelor și arată modul în care acestea pot fi atinse. United Nations Framework Convention on Climate Change (UNFCCC) stabilește prin aceasta „responsabilități comune, dar diferențiate” pentru țările dezvoltate și pentru cele în curs de dezvoltare, recunoscând faptul că țările industrializate trebuie să preia conducerea în lupta împotriva schimbărilor climatice și efectelor acestora. În fond, ele sunt responsabile de majoritatea acumulării de gaze cu efect de seră din atmosferă și dispun de resursele financiare și tehnologice necesare reducerii emisiilor lor [9].

Sub UNFCCC, semnatarii stabilesc programe naționale de reducere a emisiilor de gaze cu efect de seră și depun rapoarte periodice. Țărilor industrializate semnatare, mai puțin țărilor în curs de dezvoltare, li s-a cerut ca până în 2000 să-și stabilizeze emisiile cu efect de seră la nivelurile înregistrate în 1990, scop pe care l-au atins, ca grup. Semnatarii UNFCCC se reunesc anual pentru a prognoza și pentru a discuta măsuri ulterioare, iar un număr de mecanisme de monitorizare și de raportare la nivel internațional au fost înființate pentru a obține informații despre emisiile de gaze cu efect de seră.

Protocolul de la Kyoto stabilește limite obligatorii privind emisiile de gaze cu efect de seră pentru țările industrializate. De asemenea, protocolul a introdus mecanisme inovatoare bazate pe teoria schimbului – așa numitele mecanisme flexibile prevăzute de Protocolul de la Kyoto – pentru a păstra costurile legate de reducerea emisiilor cât mai mici cu putință. [9]

În cadrul protocolului, țărilor industrializate, ca ansamblu, li se cere să-și reducă emisiile a șase gaze cu efect de seră (CO<sub>2</sub>, metan, protoxid de azot, hidrofluorocarburi, perfluorocarburi și exafluorură de sulf) cu aproximativ 5% sub nivelele înregistrate în 1990, pe parcursul primei „perioade de angajament” cuprinsă între 2008-2012. S-a optat pentru o perioadă de cinci ani, în detrimentul unui an țintă unic, pentru a compensa fluctuațiile anuale ale emisiilor datorate unor factori care nu pot fi controlați, precum condițiile meteo [94]. Protocolul nu prevede obiective de emisii pentru țările în curs de dezvoltare.

**Tabelul 1.1. Obiective ce trebuie îndeplinite conform protocolului de la Kyoto**

Contribuția fiecărui Stat Membru al UE-15 la obiectivul de reducere colectivă cu 8% a emisiilor din cadrul Protocolului de la Kyoto		Statele membre UE cu obiective individuale de reducere a emisiilor în cadrul Protocolului de la Kyoto	
Austria	-13%	Bulgaria	-8%
Belgia	-7,5%	Republica Cehă	-8%
Danemarca	-21%	Estonia	-8%
Finlanda	0%	Ungaria	-6%
Franța	0%	Letonia	-8%
Germania	-21%	Lituania	-8%
Grecia	+25%	Polonia	-6%
Irlanda	+13%	România	-8%
Italia	-6,5%	Republica Slovacă	-8%
Luxemburg	-28%	Slovenia	-8%
Țările de Jos	-6%		
Portugalia	+27%		
Spania	+15%		
Suedia	+4%		
Regatul Unit	-12,5%		

Cu excepția Ciprului și a Maltei, toate cele 12 țări care au aderat la UE din 2004 au obiective individuale privind emisiile în cadrul Protocolului.

La sfârșitul anului 2005, emisiile UE-15 s-au situat cu 1,5% sub nivelul din 1990, în timp ce emisiile combinate ale celor 27 de state membre s-au menținut la un nivel cu 7,9% mai jos [86].

În decembrie 2008, statele membre UE au adoptat o serie de obiective ambițioase, ca parte dintr-un pachet de măsuri concrete de luptă împotriva schimbărilor climatice.

Acestea includ un angajament de a reduce, până în 2020, emisiile globale de gaze cu efect de seră ale UE cu 20% față de nivelurile din 1990 și de a crește cota energiei regenerabile în consumul de energie cu 20% pe teritoriul UE. Fiecare stat membru are un obiectiv individual care reflectă potențialul său de a produce energie regenerabilă. Obiectivul UE de reducere a emisiilor va crește cu 30% dacă alte țări dezvoltate sunt de acord să facă același lucru printr-un acord global.

La Conferința Națiunilor Unite privind schimbările climatice de la Copenhaga din 2009 liderii din majoritatea statelor lumii au încercat să pună la punct strategia pe termen lung privind controlul încălzirii globale [97,99].

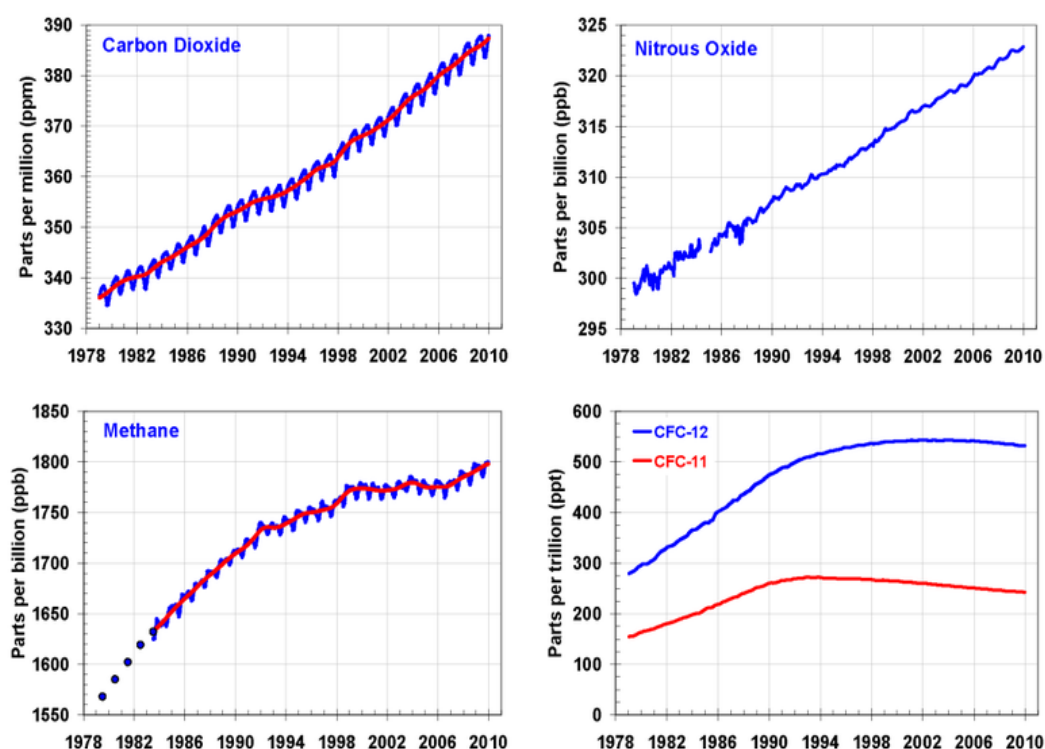
Conform noilor tendințe conturate la nivel global, țările dezvoltate ar trebui să investească în tehnologii verzi, cu ajutorul cărora să reducă emisiile de gaze cu 25 – 30 la sută până în 2020. La rîndul ei, UE își propune atingerea acestei ținte numai dacă și alte țări își iau angajamente similare.

Contextul în care se urmărește atingerea acestor deziderate vitale este complicat. Astfel, la nivel global, China este cel mai mare emitor de gaze cu efect de seră. Pe locurile următoare se clasează SUA, UE, India și Japonia. Ca răspuns la ținta de reducere a poluării înaintată de Uniunea Europeană, Coreea de Sud a anunțat că și-a propus să-și reducă emisiile la nivelul din 2005 sau cu 4 la sută mai jos de acesta



pina in 2020. În același timp, Banca Mondială a oferit 1,1 miliarde de dolari pentru adaptarea Africii la schimbările climatice.

Potrivit unui studiu publicat la jumătatea lunii noiembrie 2009, de Centrul de Cercetare Economică și Socială (ESRC) din Marea Britanie, emisiile de gaze cu efect de seră vor fi mai mici cu 9%, la nivel mondial, față de previziunile din 2012. Pe de altă parte, Organizația Meteorologică Mondială (OMM) a informat că, în 2008, concentrația gazelor cu efect de seră în atmosferă a atins un nivel record, de 385,3 părți per milion (ppm), în creștere cu 2 ppm față de 2007 [92].



**Fig. 1.1. Evoluția noxelor în timp conform protocolului de la Kyoto**

Totodată, într-o prognoză a International Energy Agency (IEA), se arată că emisiile globale de gaze de sera urmau să scadă cu 2,5% în 2009, după ce, în anii precedenți, au crescut rapid. Schimbările de climă rezultă din acumularea gazelor, nu din simpla emisie a acestora, iar o scădere permanentă de 10% a emisiilor de gaze ar reduce volumul existent de gaze cu efect de seră cu numai 0,1% în 2 ani și cu 2% până în 2040.

În aceste circumstanțe, la Copenhaga, statele participante au încercat să ajungă la un acord pentru a prelungi angajamentele Protocolului de la Kyoto asupra climei, a cărui primă fază expiră la sfârșitul anului 2012.

În SUA standardele referitoare la biocombustibili și produsele secundare ale producerii acestora sunt: ASTM D-6751-02 care se referă la calitățile B100, ASTM D 2709 referitor la apă și sedimente, ASTM D-2500 – punctul de tulburare, ASTM D 664 glicerina și ASTM D-6584 glicerina.

Potrivit Directivei Europene pentru Calitatea Combustibililor (FQD), un combustibil trebuie să reducă emisiile cu cel puțin 35% față de combustibilii fosili până în 2020 pentru a conta în targetul de energii regenerabile. Formula de calcul include părțile negative – emisiile din producție, transportare și procesare, din arderea plantei și altele – și părțile pozitive – culturile de plante pentru biocombustibili scad emisiile, fiind culturi agricole care, în sezonul de producție, au capacitatea de a reduce nivelul de CO<sub>2</sub> prin fotosinteză sau nu, provin din țările arabe, precum combustibilii fosili.

În accepțiunea Asociației de Biocombustibili din România [42] (A.B.R), producția internă de biocombustibili trebuie să acopere cel puțin cerințele transportului auto urban, dar să asigure și autonomia energetică (combustibili pentru mașinile agricole și de transport) din mediul rural. Pentru această autonomie ar trebui lucrate 0,1 milioane hectare de teren arabil din cele 3 milioane hectare disponibile, ceea ce nu pune probleme de ordin etic, ecologic, economic, etc., ci numai probleme de capacitate a decidenților de a gestiona criza alimentară și a prețului combustibililor petrolieri destinați transportului auto și mașinilor din agricultură. Cu cca 0,5 milioane ha teren arabil s-ar asigura întreg necesarul de biocombustibili cerut de economia națională și, probabil vor fi și unele disponibilități pentru export

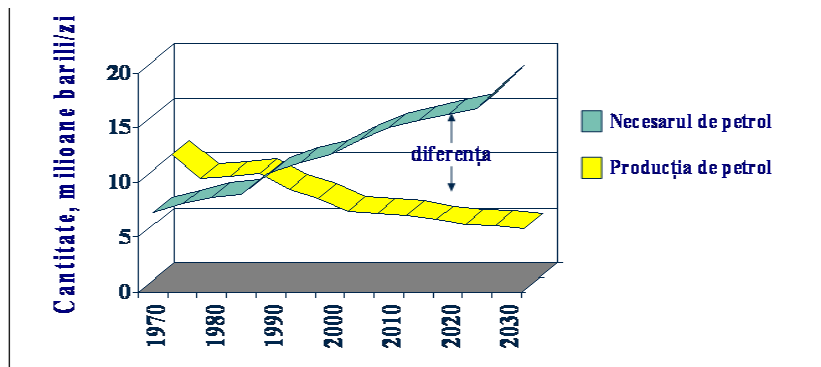
## 1.2. Tipuri de biocombustibili

**Biocombustibilii** [84], sunt combustibili pentru transport sub forma lichidă sau gazoasă, produși din biomasă. Biomasă este partea biodegradabilă din produse, deșeuri și reziduuri din agricultură (inclusiv substanțe vegetale și animale), sectorul forestier și industria aferentă și parte din deșeurile industriale și municipale. Conform reglementărilor existente, numai produsele prezentate mai jos pot fi considerate ca biocombustibili:

- **bioetanolul**: etanol produs prin fermentație din biomasă și/sau din partea biodegradabilă a deșeurilor;
- **biodiesel**: un metil-ester produs prin transesterificare din ulei vegetal sau animal, de calitatea dieselului;
- **biogaz**: un combustibil gazos rezultat din biomasa și/sau din partea biodegradabilă a deșeurilor, care poate fi purificat la calitatea gazului (natural) pur;
- **biometanol**: metanol produs prin fermentație din biomasă și/sau din partea biodegradabilă a deșeurilor;
- **biometileter**: dimetilester produs din biomasă;
- **bio-ETBE** (etil-terto-butyl-ester): ETBE este produs pe bază de bioetanol. Procentul în volum de bio-ETBE socotit ca biocombustibil este de 47%;
- **bio-MTBE** (metil-terto-butyl-eter): un combustibil pe bază de biometanol. Procentul în volum de bio-MTBE socotit ca biocombustibil este de 36%;
- **biocombustibilii sintetici**: hidrocarburi sintetice sau amestecuri de hidrocarburi sintetice care au fost produse din biomasă;
- **biohidrogen**: hidrogen extras din biomasă și/sau din partea biodegradabilă a deșeurilor, pentru a fi folosit ca biocombustibil;
- **ulei vegetal crud**: ulei vegetal produs din culturile oleaginoase, prin presare, extracție sau proceduri comparabile, brut sau rafinat, dar nemodificat

chimic, atunci când este compatibil cu motoarele la care este folosit și când este conform cerințelor normelor privind noxele.

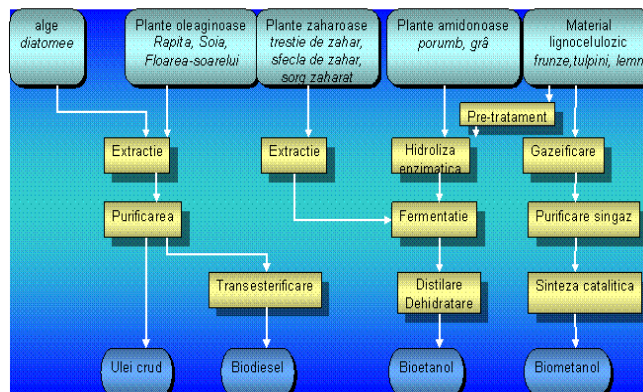
Sistemul cel mai utilizat pentru propulsarea mijloacelor de transport [51,52] este motorul cu ardere internă. Motoarele cu ardere internă cu piston sunt cele mai folosite pentru mijloacele de transport terestre și utilizează în prezent drept carburant hidrocarburi petroliere [99]. În funcție de tipul motorului carburanții sunt: benzina pentru motoarele cu aprindere prin scânteie (Otto), respectiv motorina pentru motoarele cu aprindere prin comprimare (Diesel) [13].



**Fig. 1.2. Necesarul mondial existent și estimat de petrol comparativ cu producția existentă și cea estimată**

Un dezavantaj major al motoarelor cu ardere internă este dependența acestora de resursele limitate de hidrocarburi. Studiile efectuate în acest domeniu au demonstrat că, o dată cu dezvoltarea transportului auto bazat pe motoarele cu ardere internă, a crescut și necesitatea producerii unei cantități mai mari de carburanți din hidrocarburi. Din păcate resursele de petrol, pe care se bazează obținerea carburanților auto, sunt limitate. O comparație între necesarul de produse petroliere și producția acestora pentru următorii ani este prezentată în figura 1.2. Dacă producția de carburanți petrolieri prezintă o pantă descendentă de-a lungul timpului, nu același lucru se observă la necesarul de petrol, care crește odată cu dezvoltarea permanentă a societății. Diferența dintre cererea de petrol dictată de dezvoltarea, în principal, a transporturilor auto, și disponibilul împuținat datorită declinului producției trebuie acoperită din alte surse, iar biocombustibilii reprezintă una din aceste surse. Principalul avantaj al biocombustibililor este compatibilitatea lor cu soluțiile tehnice larg utilizate actual și cu infrastructura existentă (de fabricare, transport și distribuție).

Biocombustibilii sunt, de asemenea, neutri din punct de vedere al efectului de seră. Se spune despre un combustibil că este neutru atunci când nu se produce un surplus de  $\text{CO}_2$  în atmosferă prin arderea lui. Biocombustibilii sunt neutri pentru că, la arderea lor, se eliberează în atmosferă cantitatea echivalentă de bioxid de carbon care a fost fixată fotosintetic de plante când s-a produs materia primă vegetală din care s-au obținut biocombustibilii.

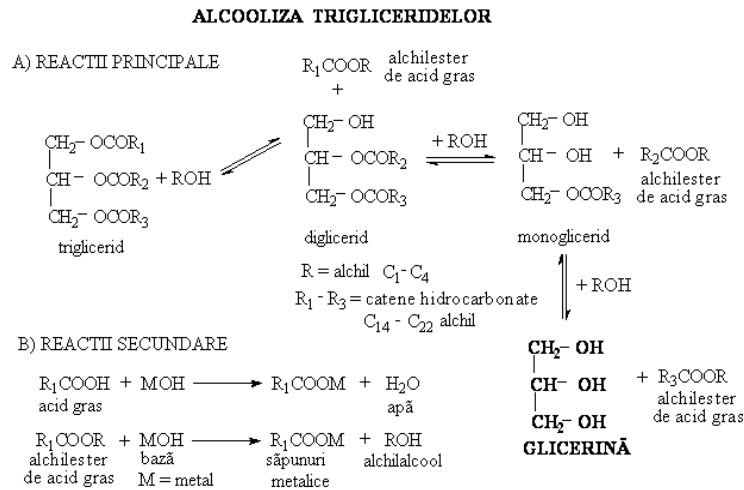


**Fig. 1.3. Diagrama obținerii principalilor biocombustibili.**

Extinderea producerii și utilizării biocombustibililor nu se datorează numai aspectelor legate de reducerea efectului artificial de seră. Există și aspecte ale producerii și utilizării biocombustibililor care sunt mai puțin evidente la o analiză superficială. Prețul petrolului, excedentele agricole, volatilitatea zonei Orientului Mijlociu (principala zonă exportatoare de petrol), atitudinea Rusiei (principalul furnizor de gaze naturale) și dependența (de risipă) de energie au determinat guvernele europene (și ale celorlalte state industrializate) să stimuleze producerea și utilizarea de biocombustibili. Principalii biocombustibili care sunt larg utilizați în prezent sunt: uleiul crud (pentru motoarele cu aprindere prin comprimare neperfecționate, de pe autocamioane și tractoare); biodieselul (pentru motoarele cu aprindere prin comprimare cu rampă comună sau cu pompă duză); bioetanolul (pentru motoare Otto sau pentru amestecul cu motorină sub forma de E-diesel); biometanolul (pentru motoare Otto și pentru producerea de biodiesel).

În fig. 1.3. este prezentată diagrama obținerii acestor biocombustibili.

**Biodieselul** este un amestec de esteri metilici ai uleiurilor vegetale [30], care se obține printr-o serie de reacții de transesterificare. În general esterii acizilor grași se pot obține prin tehnologii de derivatizare chimică (esterificarea directă a acizilor grași rezultați ca subproduse la fabricarea săpunurilor sau rafinarea uleiurilor vegetale brute [43]) sau prin semisinteza (prin alcooliza trigliceridelor naturale prezente în uleiuri vegetale și grăsimi animale), [18, 21]. În cazul utilizării tehnologiilor de semisinteza, esterii acizilor grași se pot obține printr-un proces necostisitor și eficient din gliceride cu conținut mare de acizi grași. Sinteza acestora implică reacția de transesterificare a trigliceridelor conținute în surse de origine animală sau vegetală cu alcooli  $C_1-C_4$ , obținându-se alchilesteri  $C_1-C_4$  și glicerina brută ca subprodus. Reacțiile de alcooliză (metanoliză) a trigliceridelor pentru producerea de biodiesel sunt prezentate mai jos, în fig. 1.4.



**Fig. 1.4. Alcooliza trigliceridelor**

În reacția de transesterificare de mai sus se pot utiliza o mare varietate de catalizatori cum ar fi: catalizatori acizi, enzime, săruri metalice sau catalizatori alcalini. Se preferă catalizatorii alcalini ca hidroxizii de sodiu sau de potasiu sau alcoxi, datorită faptului ca sunt eficienți, se separă ușor din produsul de reacție și sunt compatibili cu sistemele tehnologice convenționale.

Glicerina brută rezultată din procesul de transesterificare se poate acidula, degresa și usca parțial sau complet. Calitatea glicerinei se poate îmbunătăți prin distilare cu vapori, distilare la vid, decolorare pe carbune, etc.

Procedeele sunt însă costisitoare și energofage (din apele glicerinoase se elimină apa prin fierbere). Producerea de glicerină la fabricarea biodieselului a dezechilibrat deja piața de glicerol datorită excedentului introdus pe piață. Sunt necesare noi utilizări pentru glicerină, pentru a limita efectele dezechilibrului produs pe piață datorită producerii de biodiesel.

Cercetările privind obținerea combustibilului biodiesel s-au axat în principal pe transesterificare grăsimilor cu metanol, utilizarea etanolului pentru producerea de biodiesel prin transesterificare fiind puțin studiată. Din punct de vedere al normelor de securitate a muncii și pentru mediu, etanolul este mult mai convenabil decât metanolul. Metanolul este foarte toxic, nu produce scânteie vizibilă atunci când arde, este 100% miscibil cu apa și penetrează pielea cu ușurință, generând probleme grave pentru organisme și mediu [58].

Etanolul prezintă în plus avantajul că se poate utiliza pentru a produce prin transesterificare un biodiesel prin utilizarea exclusivă a resurselor naturale regenerabile și a tehnologiilor biochimice [36].

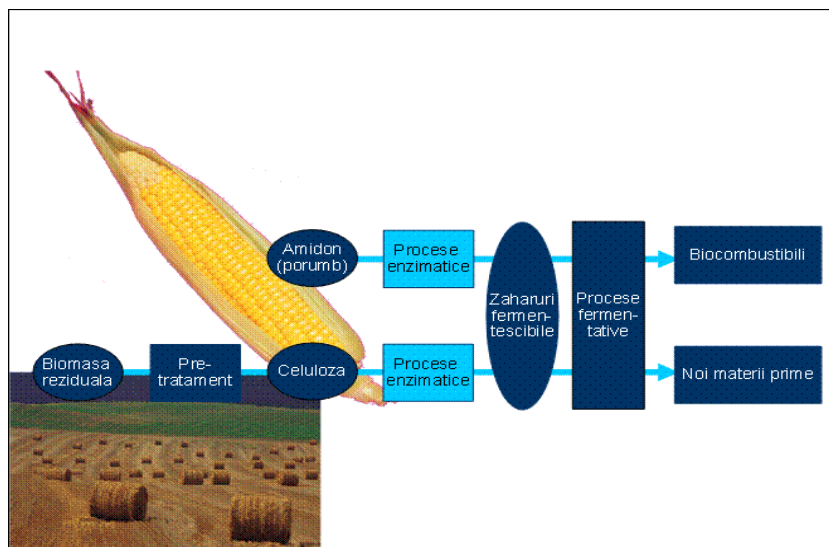
**Bioetanolul** se obține prin distilarea fermentatului unor zaharuri simple (glucoza, maltoza, rafinoza). Aceste zaharuri simple se obțin din:

- plante zaharifere (sfecla-de-zahăr, trestie de zahar, sorg-zaharat);
- plante amidonoase (porumb, grâu, cartof);
- material lignocelulozic (biomasa reziduală).

Amidonul și materialul lignocelulozic (de fapt hemiceluloze și celuloze) se transformă în zaharuri simple prin procedee de degradare (hidroliză) enzimatică (fig.1.5). Soluția de zaharuri fermentescibile se tratează cu drojdie de bere (sau, în tehnologiile avansate cu bacterii *Zygomonas mobilis*) și se lasă la fermentat.

Fermentația alcoolică durează 2-3 zile în cazul drojdiilor, câteva ore în cazul bacteriilor. Vasele în care se produce fermentația trebuie răcite, deoarece prin fermentarea fiecărui kg de zahăr fermentescibil se degaja 133 kcal. Bioxidul de carbon format în acest timp poate fi colectat în gazometre (și ar trebui colectat pentru că altfel contribuie negativ la efectul de seră).

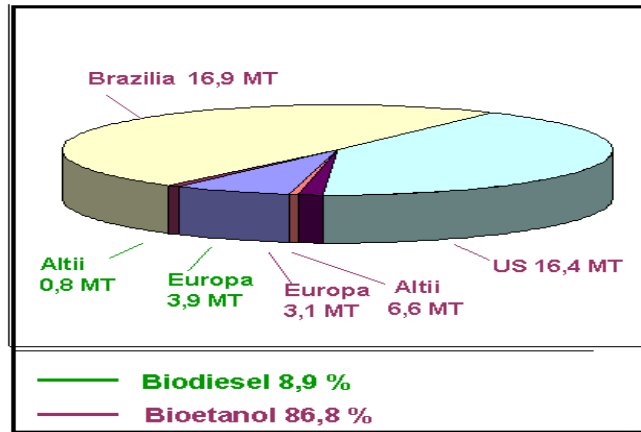
Prin fermentația alcoolică se produce un lichid, numit plămadă, care conține până la 18% alcool, restul fiind apă, cantități mici de glicerină, alcool propilic, butilic, amilic etc. Acest lichid este supus unei prime distilări, în urma căreia rezultă etanolul brut, de 90% concentrație. Reziduu de la distilare se numește borhot și este folosit ca furaj, deoarece conține proteine, grăsimi, etc. Alcoolul brut este supus rectificării, în coloana de rectificare, obținându-se ca produs de distilare un alcool de 95,6%, iar ca reziduu de distilare glicerina și fuzelul, un lichid uleios, format din alcooli superiori (propilic, butilic, amilic).



**Fig. 1.5. Producerea de zaharuri și fermentarea lor prin hidroliză enzimatică**

Alcoolul de 95,6 % este un amestec azeotrop, cu punct de fierbere 78,15 °C; de aceea, pentru obținerea unui alcool pur (alcool absolut, necesar pentru a fi utilizat ca bioetanol) nu se poate recurge la încă o distilare (pentru ca azeotropul distilă ca o substanță pură), ci se aplică metode speciale de deshidratare (de exemplu tratarea cu substanțe care se combină cu ușurință cu apa ca: oxidul de calciu, sulfat de calciu calcinat etc., urmată de distilare).

Producerea biocombustibililor [53] implică un lanț întreg, care pornește cu fermierul care cultivă planta energetică și sfârșește la pompa de combustibil. În lume, principalele țări producătoare de biocombustibili sunt: Brazilia (bioetanol din trestie de zahăr); SUA (bioetanol din porumb); China (bioetanol din sorg); Uniunea Europeană (biodiesel din rapiță). În fig. 1.6 sunt prezentate principalele zone producătoare de biocombustibili.



**Fig. 1.6. Principalele țări producătoare de biocombustibili**

Principalele culturi energetice pentru România sunt: rapița, floarea-soarelui (cu conținut ridicat de acid oleic), sorgul zaharat și porumbul.

Dintre plantele de cultură de mai sus condițiile cele mai favorabile le au în România floarea-soarelui (*Helianthus annuus L.*) și porumbul (*Zea mays L.*) Floarea-soarelui însă produce un ulei alimentar cu o bună acceptabilitate în rândul populației, iar excedentul de semințe își găsește rapid valorificarea pe piețele externe. Porumbul are de asemenea multe alte întrebuințări, iar interesul pentru producerea de bioetanol este mic atât în rândul producătorilor de combustibili cât și al agricultorilor. Considerente fiscale (nivelul ridicat de accizare al alcoolului, lipsa unor structuri eficiente de colectare a veniturilor statului) fac ca bioetanoul să nu beneficieze încă de nici un fel de facilități fiscale - ceea ce reduce din start interesul pentru acest biocombustibil.

Oricum, planta cea mai convenabilă pentru producerea de bioetanol în condițiile României este sorgul zaharat. Sorgul zaharat este cultivat în ultimii 25 de ani numai experimental în România.

Sorgul zaharat este o planta anuală asemanatoare cu porumbul, foarte rezistentă la secetă, cu un ciclu vegetativ rapid, cu exigențe mult mai reduse pentru îngrașăminte în comparație cu porumbul.

Principalele argumente în sprijinul extinderii cultivării și industrializării integrale a sorgului zaharat în România sunt:

- eficientizarea suprafețelor extinse de teren agricol neexploatate sau ineficiente prin culturi masive de sorg și crearea de noi locuri de munca;
- cultivarea sorgului poate produce cantități foarte mari de biomasă (80-120 t/ha) cu conținut de 15-30% zahar (5-7 t zahar/ha), materie prima regenerabilă pentru industria chimică, petrochimică, agricultură, industria alimentară, farmaceutică și altele.
- prin industrializarea totală a sorgului se pot obține: bioetanol (biocombustibil pentru mijloace de transport, utilaje agricole mobile și fixe), sirop, oțet și alcool alimentar, celuloză și hârtie, acid acetic și etilenă, fibre naturale, proteine vegetale, furaje pentru zootehnie, etc.;

- biocarburantul produs din sorg este ecologic, contribuind la reducerea emisiilor de bioxid de carbon, principalul responsabil pentru efectul de seră suferit de atmosfera terestră în ultima perioadă;

- tehnologiile industriale pot utiliza instalații existente sau puțin adaptate din industria chimică, nu produc deșeuri toxice sau reziduuri neutilizabile.

Conform estimărilor tehnico-economice, în România s-ar putea produce bioetanol din sorg zaharat prin tehnologiile convenționale, la un preț total mai mic de 200 euro pe tonă, inclusiv taxe vamale, costul transportului, comisioane, etc., preț concurențial pe piața europeană, în cazul obținerii unei producții de circa 5 tone etanol la hectar. Împreună cu producția de ulei de rapiță, estimată la o tonă la hectar, cele două tipuri de biocombustibil completează spectrul necesarului energetic al fermelor agricole, cele două specii de plante fiind complementare în asolamentul culturilor agricole.

Reziduul sau pulpa (bagasa) rămasă după extracția sucului dulce din tulpini conține celuloza în proporție de circa 31-35% și o serie de alte glucide convertibile în bioetanol după hidroliza enzimatică cu enzime specifice.

Uniunea Europeană este însă o zonă cu preponderență a biodieselului.

Pentru biodiesel cultura de bază este rapița. Pe plan mondial, în anul 2004, suprafața cultivată cu rapiță a fost de 27.558 mii ha, pe plan european de 857 mii ha, iar în țara noastră suprafețele cultivate cu rapița au fost de 83 mii ha.

Producția mondială de rapiță este în creștere, după rapoartele FAO au fost obținute 36 de milioane de tone în sezonul 2003-2004 și 46 milioane tone în 2004-2005.

În România rapița s-a cultivat pe suprafețe mai mari înainte de primul război mondial și între cele două războaie mondiale. Astfel, în anul 1913, ea a ocupat 80,38 mii ha, iar în anul 1930 cca. 77,32 mii ha. Zone de favorabilitate:

- zona foarte favorabilă (zff): partea de vest și de est a țării, Podișul Transilvaniei și zonele colinare adăpostite;

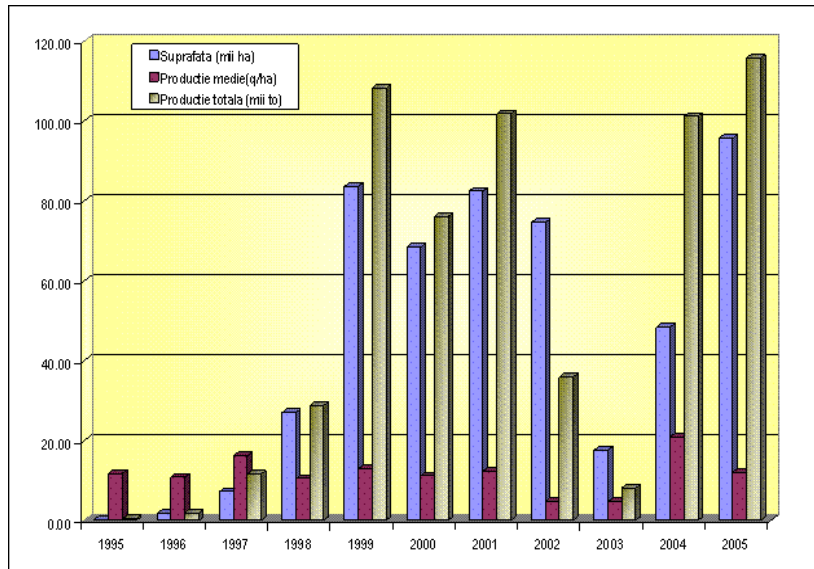
- zona favorabilă (zf): partea de sud a țării, în condiții de irigare.

Este de așteptat ca suprafețele cultivate cu rapiță să se extindă și mai mult în viitor și, din această perspectivă, este necesară o evaluarea corespunzătoare a impactului produs de această extindere asupra mediului în general și asupra solului, în special.

La fabricarea biocombustibililor rezultă următoarele produse secundare:

- Biodiesel din rapiță: glicerină și șroturi de rapiță;
- Bioetanol din sorg zaharat: bagasa de sorg (tulpini de sorg stoarse de zahăr) și drojdie de fermentație / borhot;
- Bioetanol din porumb: borhot de porumb și drojdie de fermentație.





**Fig. 1.7. Dinamica suprafețelor cultivate cu rapiță în ultimii 10 ani în România**

Aplicarea Directivei 2003/30/EC (publicată în Official Journal of the European Union, L 123/42, din 17.05.2003) la nivelul României implică un necesar de circa 400.000 tone de biodiesel - necesar care generează concomitent peste 200.000 tone de glicerină și peste 500.000 tone de șroturi de rapiță, șroturile de rapiță nu pot fi folosite în proporții mari în hrana animalelor (conțin tioglicozizi goitrogeni și urme de acid erucic cardiotoxic), iar glicerina, deși este un produs valoros, nu are utilizări care să acopere toată cantitatea (care va fi produsă).

Soluția tehnologică clasică de recuperare a glicerinei presupune distilarea apei la presiune normală, urmată de distilarea glicerinei sub vid și purificarea finală prin filtrare. Pe o instalație Crown Iron Works (recunoscută ca fiind una dintre cele mai eficiente) consumurile de abur sunt de 612 kg abur 6 bar pentru 450 kg glicerina farmaceutică și 45 kg glicerină sub-standard. Costurile energetice (la o căldură specifică de 2257kJ/kg abur și 35700 kJ/Nm<sup>3</sup> de gaz metan) se mențin sub valoarea de 1000 lei, adică sub 2.5% din valoarea de piață a produsului. Creșterea previzibilă a costurilor energiei (practic dublarea lor) va menține costurile energetice sub valoarea de 5% din valoarea de piață, menținând procedeul viabil din punct de vedere economic. Problema nu este însă cea a costurilor energetice a recuperării glicerinei. O instalație de tipul celei menționate costă milioane de euro și este furnizată după 12-18 luni de la lansarea comenzii ferme - pentru a recupera un produs care este oricum excedentar în Uniunea Europeană.

Producerea în România a circa 500 milioane de tone de bioetanol [62] din sorg zaharat va genera peste 1 milion tone de bagasă. Folosirea bagasei ca sursă de hrană pentru rumegătoare nu este foarte recomandată pentru ca bagasa de sorg zaharat favorizează producerea de metan (gaz cu efect de seră mai pronunțat decât bioxidul de carbon).

Sunt necesare noi abordări, care să permită noi utilizări ale acestor sub-produse rezultate de la fabricarea biodieselului [73].

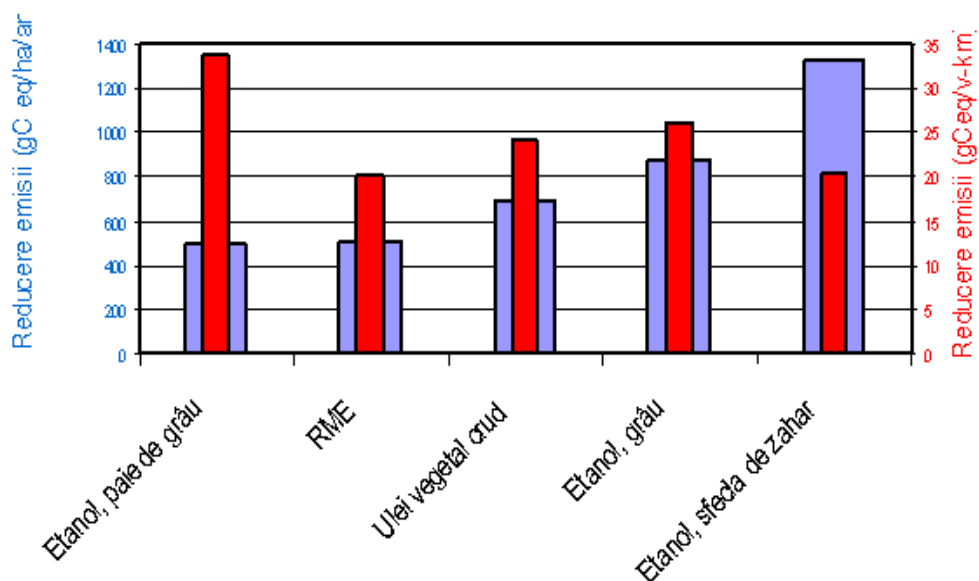
Glicerina brută / apele glicerinoase rezultate de la fabricarea biodieselului poate intra în componența unor amelioratori de sol (împreună cu hidroxid de sodiu și acid acetic sau catalizator și acid citric) care se aplică prin pulverizare pe soluri. Acest tip de produs ajută la dezvoltarea plantelor, reducând agresivitatea solurilor acide și stimulând dezvoltarea microorganismelor benefice (de ex. fixatori de azot). De asemenea, regenerează solul, facilitează absorbția substanțelor nutritive în țesuturile plantelor și contribuie la sporirea recoltelor. Tratamentul solurilor nisipoase cu un astfel de ameliorator pe bază de glicerină brută, urmat de irigarea acestuia, permite retenția umidității timp îndelungat.

Apele glicerinoase pot fi utilizate și ca adjuvant la aplicarea produselor agrochimice condiționate ca pulberi de prăfuit și, în special, a pesticidelor granulate, transformând ingredientele active solide sub formă de pulberi în particule fine, lipicioase, foarte adecvate pentru aplicări de refacere a structurii solului.

Valorificarea optimă (din punct de vedere a protecției solului) a surplusului de biomasă rezultată din culturile tehnice folosite pentru producerea de biocombustibili este compostarea lor și utilizarea compostului ca ameliorator de sol.

Rezultă astfel creșterea emisiilor de gaze cu efect de seră din sol datorită extinderii producției de biocombustibili.

Utilizarea composturilor rezultate din resturile vegetale ale culturilor tehnice folosite pentru fabricarea biocombustibililor trebuie analizată și sub aspectul producerii de gaze cu efect de seră. Oricum, culturile energetice pentru biocombustibili determină și o creștere a gazelor cu efect de seră din agricultură. Aceste culturi tehnice produc și ele gaze de seră și, în special, protoxid de azot.



**Fig. 1.8. Reducerea emisiilor poluante** (roșu - în funcție de eficiența globală de producere; albastru - în funcție de capacitatea culturii de fixare de CO<sub>2</sub>)

În afara acestor aspecte, care țin de eficiența globală a producerii de biocombustibili, mai trebuie luate în considerare și aspectele care țin de valoarea EroEI a biocombustibililor (ERoEI = Câta energie se obține din energia investită).

Pentru a extrage un baril de petrol, a-l prelucra și a-l transporta acolo unde este nevoie de el, se folosește între a șazecia parte și a zecea parte din energia aceluși baril. Cu alte cuvinte, ca să se extragă, să se prelucreze și să se transporte 10 barili de petrol se consumă între 0,17 și 1 baril de petrol. Estimările precaute ale ERoEI pentru energia cu care funcționează economia noastră actuală sunt mult peste 10:1 (cu o mare parte a economiei funcționând în jurul lui 30:1).

La determinarea EroEI cad cele mai multe alternative energetice după o simplă examinare. Hidrogenul comercial este un bun exemplu despre cum să consumi mai multă energie decât produci. Sursa cea mai comună pentru hidrogen este gazul natural. Gazul natural este tratat cu abur. Aburul este obținut prin fierberea apei folosind și mai mult gaz natural, petrol, carbune, prin ardere producându-se de bioxid de carbon cu efect de seră. Bunul simț spune că hidrogenul comercial produs din gaze naturale nu este o soluție de reducere a emisiilor de gaze cu efect de seră.

Biocombustibilii au un ERoEI mic, dacă se ia în calcul și eficiența motoarelor (TTW - tank to wheel) atunci, eficiența energetică a biodieselului din alge se apropie de cea a benzinei.

**Tabelul 1.2. Valorile EroEI pentru biocombustibili.**

	WTT	TTW	WTW
Benzina	10	0.3	3.0
Biodiesel din rapita	3.2	0.45	1.44
Biodiesel din uleiuri alimentare uzate	5	0.45	2.25
Biodiesel din alge	>5	0.45	>2.25
Bioetanol din amidon de porumb	1.34	0.3	0.402
Bioetanol celuloza (iarba grasă)	2.2	0.3	0.66
Hidrogen din gaz natural	0.528	0.405	0.214

În tabelul 1.2, s-au făcut notațiile:

WTW - eficiența producerii și distribuției;

TTW - eficiența motorului cu ardere internă;

WTW- eficiența de producere, distribuție și utilizare.

În cazul combustibililor trebuie luate în considerare și mărimea suprafețelor care trebuie cultivate. 1 ha de rapiță produce circa 1 tona de biodiesel. Un camion pentru un singur drum București-Timișoara (550 km la 25 litri/100 km) consumă

137,5 litri de motorină. Un singur drum, un singur TIR = 0,137 ha cultivate timp de un an.

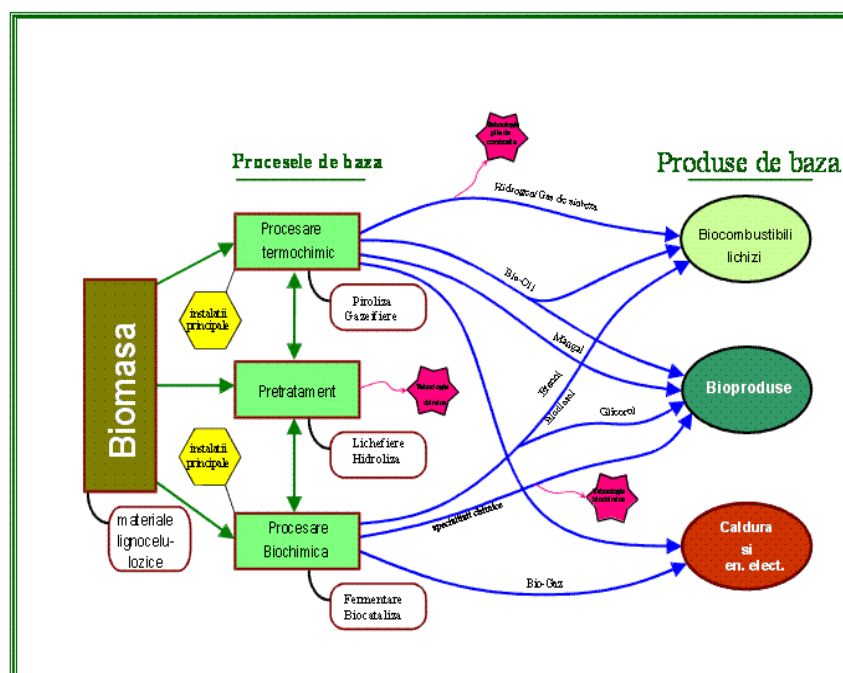
Din motivele prezentate mai sus (impact negativ asupra mediului și, în special asupra solului, intensificarea producerii de gaze cu efect de seră din sol) soluțiile optime din punct de vedere ecologic sunt sistemele integrate, în care sunt urmărite concomitent producerea de biocombustibili, refacerea solurilor și reducerea emisiilor de gaze cu efect de seră din sol.

### **1.3. Sisteme integrate de producere de biocombustibili, refacerea solurilor și reducerea emisiilor de gaze cu efect de seră din sol.**

Aceste sisteme se bazează pe (bio)conversia multiplă a co-produselor rezultate de la fabricarea biocombustibililor și implică:

- un procedeu de utilizare a bagasei de sorg pentru producerea de bagasă comestibilă lignocelulozică;
- un bioproces de conversie a substratului pentru cultivarea ciupercilor în amelioratori de sol cu eticheta ecologică;
- o instalație nou creată pentru producerea amelioratorilor de sol ;
- bioproduse cu eliberare controlată pe baza tulpinilor biologic active de *Bacillus subtilis* și *Trichoderma viride*;
- cultivarea microorganismelor pe medii având ca sursă de carbon apa glicerinoasă;
- un proces inovativ de condiționare a produselor biologice prin coacervare;
- biopesticide pe baza tulpinilor active de *Bacillus subtilis*, *Burkholderia cepacia*, *Trichoderma viride*, procesul de cultivare a microorganismului pe medii cu apă glicerinoasă;
- condiționare pe bagasă de sorg sterilizată prin iradiere gamma;
- biofertilizanți pe baza de *Rhizobium* spp., *Pseudomonas fluorescens*, *Azospirillum* spp., rezultați de la procesul de cultivare al microorganismelor pe medii cu apă glicerinoasă și (vii) condiționare pe bagasă de sorg sterilizată prin iradiere gamma;
- un bioinsecticid volatil produs printr-un proces de extracție a glucozinolatilor de la șroturi de rapita.

În fig. 1.9 este prezentat un alt proces integrat de fabricare a biocombustibililor, din care rezultă inclusiv amelioratori de sol. Procedeu implică un proces biochimic, de solubilizare a carbohidraților din biomasă și procedee termochimic, de distilare uscată și de gazeifiere a materialelor vegetale care nu sunt hidrolizabile enzimatic. Din procesul de distilare uscată rezultă un cărbune vegetal cu proprietăți foarte bune de absorbție, care este folosit pentru absorbția gazelor poluante (NO<sub>x</sub> și SO<sub>x</sub>) emise de termocentrale (cu generarea unui fertilizant N-S cu eliberare controlată).



**Fig. 1.9. Ciclu integrat de conversie biochimică și termochimică a materialului vegetal în biocombustibili, amelioratori de sol, căldură și energie electrică**

De menționat că subprodusele rezultate la distilarea bioetanolului fabricat din fermentarea zaharurilor hidrolizate din biomasă sunt și ele valorificate, prin producerea de biogaz și de compost.

Ultimele tipuri de sisteme integrate care vor fi prezente aici sunt cele care iau în considerare fixarea de către alge a bioxidului de carbon în vederea producerii de biodiesel, biopesticide și amelioratori de sol.

În perioada anilor '80, Departamentul Energiei al SUA a finanțat considerabil activități de C-D din "Programul speciilor acvatice", pentru producerea de carburanți din cianobacterii sau din microalge (biodiesel) pe scară mare, în sisteme consacrate. Acest efort a culminat cu operarea unei instalații pilot pe 0,2 ha în Roswell, New Mexico, când s-a demonstrat capacitatea tulpinilor selectate de alge/cianobacterii de a fixa foarte eficient  $\text{CO}_2$  în bazine joase agitate de roți cu pale.

În timpul anilor '90, Japonia a sponsorizat RITE (Cercetări pentru Tehnologii Inovative ale Pământului), fiind făcut un foarte mare efort de C-D privind cianobacteriile / microalgele utilizate pentru fixarea  $\text{CO}_2$  din gazele de ardere de la termocentrale și reducerea GHG, cu accentul pe folosirea fotobioreactoarelor închise cu diferite modele, în special din fibră optică și producerea unor produse secundare cu valoare mare. În final, s-a dovedit că bazinele deschise (majoritatea de tipul celor joase agitate de roți cu pale) constituie o metodă de producție cu cost mai eficient decât fotobioreactoarele.

Europa este, de asemenea, o parte din eforturile de cercetare a diminuării impactului GHG prin fixare cu cianobacterii / microalge. Se vor prezenta aici câteva exemple. EniTecnologie (Italia) a dezvoltat în 2005 un sistem pilot pentru utilizarea CO<sub>2</sub> fosil emis de la o termocentrală NGCC pentru a produce biomasă cianobacteriană.

În cadrul rețelei EUREKA, proiectul BIOFIX E3650, Institutul de Microbiologie de la Academia Cehă de științe, Institutul pentru Cercetarea Carburanților de la Praga și Institutul pentru Procesarea Cerealelor, departamentul Alge din Germania au început, pe 1 ianuarie 2006, un proiect pentru utilizarea CO<sub>2</sub> din gazele de ardere pentru creșterea recoltei produse de microalge.

Un studiu de fezabilitate a început recent (în vara anului 2005) la Universitatea Internațională Bremen.

Proiectul va investiga perspectiva dezvoltării unui sistem fotosintetic pe scară largă pentru controlul gazelor de seră. Scopul este utilizarea cianobacteriilor ca secheștranti naturali pentru emisiile de CO<sub>2</sub> de la o termocentrală pe carbune EON Ruhrgas de 350 MW la Bremen.

Toate aceste noi cercetări sunt menite să dezvolte noi căi de fixare (eficientă și sigură pentru mediu) a bioxidului de carbon, în paralel cu producerea de biocombustibili.

#### **1.4. Tehnologiile de obținere a biodieselului**

Biodieselul există de peste 100 de ani, de când la Expoziția Mondială de la Paris în 1900, Dr Rudolf Diesel, inventatorul motorului diesel a pus în funcțiune primul motor care funcționa cu un combustibil derivat din uleiul de alună-biodieselul original.

Biodieselul a fost implementat în Africa de Sud înainte de cel de-al doilea război mondial pentru funcționarea motoarelor vehiculelor grele. La mijlocul anilor 70 penuria de combustibil a readus în actualitate biodieselul ca alternativă la motorină.

În 1991 Comunitatea Europeană a propus o taxa de 90% pentru utilizarea biocombustibililor incluzând biodieselul.

Astăzi, îngrijorarea crescândă în legătură cu schimbările climatice, calitatea din ce în ce mai slabă a aerului și a apei și considerații serioase legate de sănătatea umană sunt surse de impuls pentru utilizarea biocombustibililor, ca o sursă mai curată din punct de vedere al noxelor și prin urmare a încălzirii globale.

Biocombustibilii cei mai cunoscuți în prezent sunt **biodieselul** (obținut din plante oleaginoase precum rapița și floarea soarelui) și **bioetanolul** (obținut din zahăr și amidon, respectiv din recoltele de sfeclă și cereale).

Acești doi combustibili de transport lichizi au capacitatea de a înlocui, în mare măsură, motorina și benzina.

Cercetarea este pe cale să descopere tehnici de producție „de a doua generație” care pot produce biocombustibili din materiale lemnoase, din ierburi și unele tipuri de deșeuri.

##### **AVANTAJE BIODIESEL:**

Este biodegradabil, reduce emisiile cu 50%; emisiile sale de hidrocarbon și dioxid de carbon sunt neutre, este sigur (punctul de aprindere este de  $\pm 170^{\circ}\text{C}$ ), este ușor de amestecat cu motorina obișnuită

**METODA:**

Biodieselul se formează ca urmare a unei reacții chimice numită transesterificare, ceea ce înseamnă că glicerolul din ulei e substituit de alcool în prezența unui catalizator. Cu ajutorul metodei se produce un biodiesel de calitate. Materia primă folosită la fabricarea biodieselului trebuie să răspundă cerințelor minime exprimate în standardul EN 14214, conform celor prezentate în tabelul.1.3.

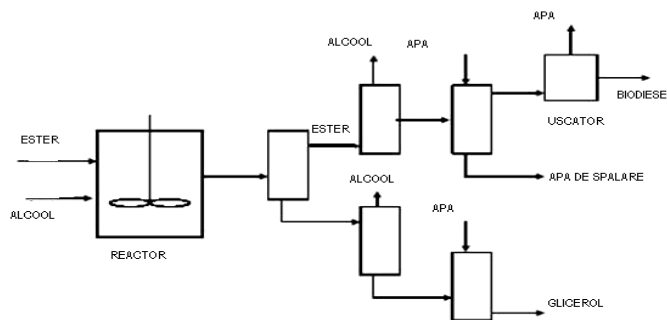
**Tabelul 1.3. Proprietățile principalelor materii prime**

DENUMIRE CERINȚĂ	VALOARE DUPĂ EN 14214
Trigliceride	99,1-99,4%
Conținutul de fosfor	Maxim 20 mg/Kg
Acizi grași liberi (FFA)	Maxim 1,5%
Nesaponificabile	Maxim 2%
Polimerii	Maxim 2%
Reziduuri	Maxim 0,1%
Conținutul de apă	Maxim 0,1%
Numărul iodin (g/100g)	Maxim 120
Solide (particule mărime <20 micrometri)	25-35 mg/kg
Număr peroxid	1

**1.5. Procedee de producere a biodieselului****1.5.1. Procedee discontinue**

Cea mai simplă metodă pentru producerea biodieselului [75,104,105] este procedeul discontinuu (pe șarje) folosind un bioreactor cu amestecătoare mecanică. Rațiile molare întâlnite variază de la 4:1 la 20 :1, cea mai folosită fiind cea de 6 :1. Reactorul poate fi închis sau echipat cu un condensator de reflux. Hidroxidul de sodiu este încărcat în cantități de 0,3-1,5% raportate la cantitatea de ulei [101,102].

Cu toate că la începutul reacției este necesară o amestecare puternică pentru a aduce în contact uleiul, catalizatorul și alcoolul, la sfârșitul reacției, o amestecare mai ușoară mărește randamentul reacției, datorită separării glicerolului. Randamentele sunt de 85-95%.

**Fig. 1.10. Diagrama fluxului tehnologic pentru obținerea biodieselului**

### 1.5.2. Procede continuu

Procedeul continuu [92] este o variație a procesului pe șarje și folosește mai multe reactoare cu amestecător în serie. Aceste reactoare pot avea volume diferite pentru a permite o menținere mai îndelungată a amestecului și deci, un timp de reacție mai mare. Randamentul reacției în primul reactor este de obicei destul de mare, iar în cel de-al doilea reacția este foarte rapidă, cu transformare de peste 98% [4].

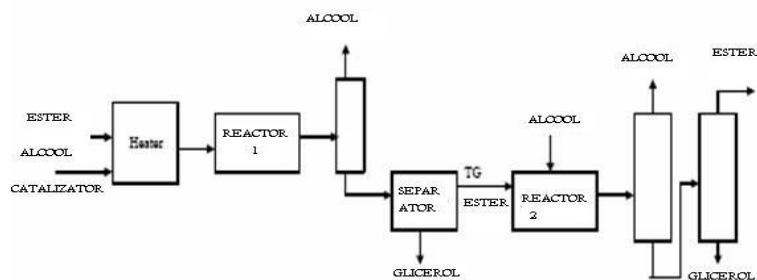


Fig. 1.11. Procedeul continuu cu reactor tubular

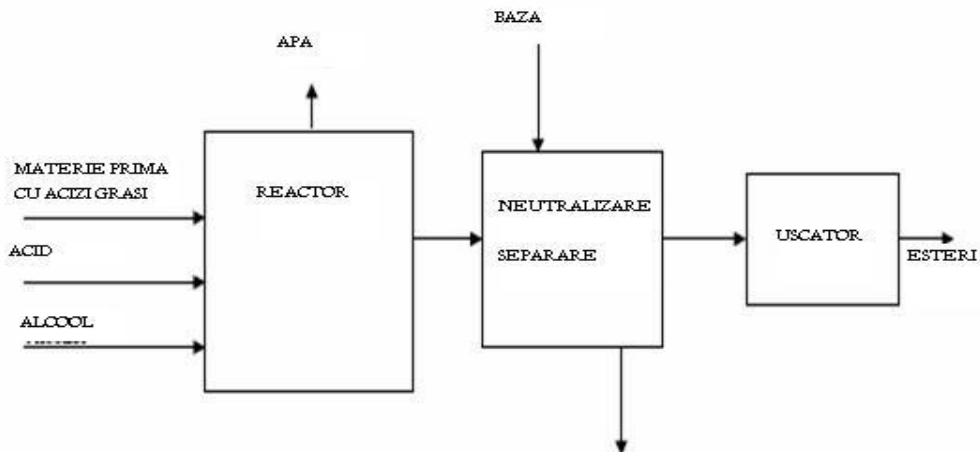


Fig 1.12. Reactor folosind aburi în contracurent

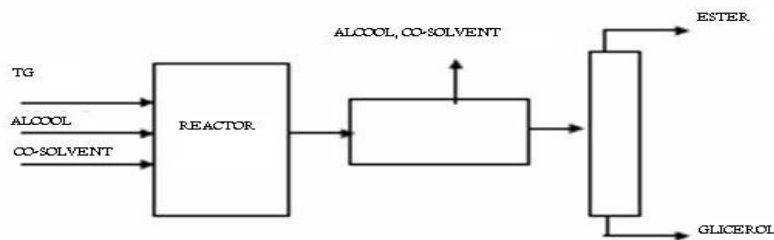


### 1.5.3. Procedee fără catalizatori

#### Procedeeul Biox

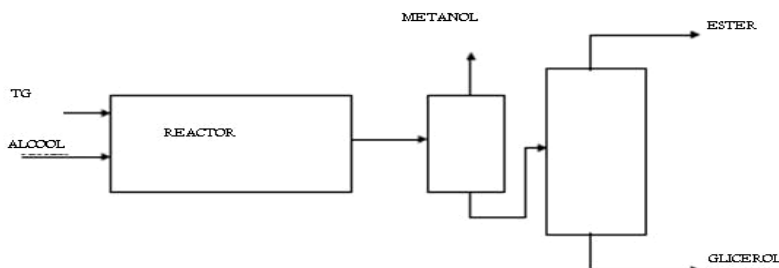
Acest procedeu folosește ca solvent, tetrahidrofuran (THT), pentru solubilizarea metanolului. Rezultatul este o reacție rapidă, cu timp de 5 -10 minute, și se diferențiază de celelalte metode prin faptul că nu există reziduu catalitic. THT este ales ca co-solvent deoarece are punctul de fierbere foarte apropiat de cel al metanolului. După ce reacția este completă, excesul de metanol și tetrahidrofuran este recuperat într-o singură etapă. Sistemul necesită o temperatură relativ mică.

**Fig. 1.13. Procedeeul Biox**



#### Procedeeul supercritic

Un astfel de procedeu a fost utilizat în Japonia [60]: un amestec de ulei și metanol în exces a fost supus timp de 3 minute la temperaturi și presiuni foarte ridicate, formându-se esteri și glicerol. Producții rezultați trebuie răciți imediat pentru a evita descompunerea lor. Reactorul folosit a avut însă dimensiuni reduse – 5ml, și a fost introdus în metal topit, după care răcit. Rezultatele sunt foarte interesante, dar mărirea la scară a acestuia este foarte dificilă. În fig.1.14. este prezentată configurația unui procedeu de esterificare la punct critic.



**Fig. 1.14. Procedeeul de esterificare la punct critic**

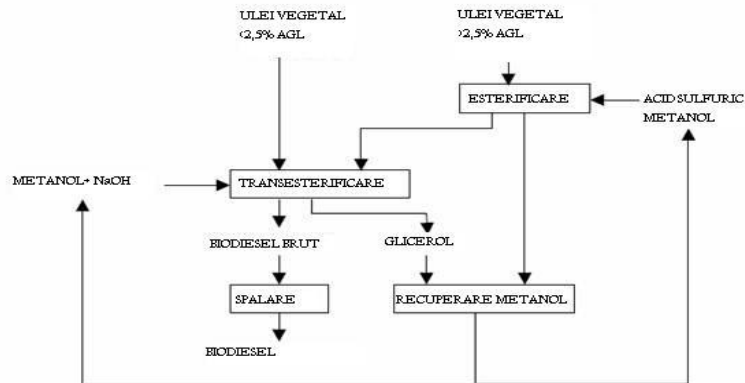
**Procedeele de obținere a biodieselului cu catalizator bazic**

Acest procedeu are două puncte separate de intrare a materiei prime. Dacă uleiurile obținute au mai puțin de 2,5% acizi grași liberi, esterificarea nu este necesară.

Lucrările de cercetare au arătat posibilitatea sintezei biodieselului prin transesterificare în cataliza bazică omogenă a trigliceridelor conținute în uleiul de rapiță, cu metanol, cu formarea esterilor metilici ai acizilor grași din ulei.

Date tehnice:

- se obține biodiesel [25] din grăsimi de origine vegetală și animală precum și din uleiuri uzate;
- produce 1000 litri de biodiesel /oră;
- efectuează testarea calității biodieselului înainte de livrarea [88].



**Fig. 1.15. Procedeele de obținere a biodieselului cu catalizator bazic**



**Fig. 1.16. Instalația tehnologică CPU 1000 de producere a biodieselului**

## **CAPITOLUL 2**

### **STADIUL ACTUAL AL CERCETĂRIILOR PRIVIND SISTEMELE DE PREÎNCĂLZIRE ALE BIODIESELULUI LA MOTOARELE CU APRINDERE PRIN COMPRIMARE**

#### **2.1. Generalități privind formarea amestecului și a arderii biodieselului**

**Parametrii esențiali** ce caracterizează procesul de injecție și definesc cel mai bine calitățile unui echipament de injecție sunt: **doza de combustibil injectat pe ciclu, presiunea de injecție, durata de injecție și caracteristica de injecție [56].**

**Doza ciclică de combustibil  $Q_i$**  reprezintă cantitatea de combustibil introdusă în cilindrul motorului, la un anumit regim de funcționare, în timpul unui ciclu motor.

**Presiunea de injecție** reprezintă presiunea combustibilului din amonte de orificiul de pulverizare. În timpul procesului de injecție presiunea este variabilă.

Presiunea la care începe injecția combustibilului în cilindru se numește **presiune inițială de injecție sau presiune de deschidere** a acului pulverizatorului (când orificiile de pulverizare sunt controlate de o supapă în formă de ac). Presiunea maximă de injecție depășește de 1.5...5 ori presiunea inițială de injecție, la sisteme cu pompă de injecție pentru toate injectoarele iar la pompa-injector presiunea poate fi cu mult mai mare.

Arderea biodieselului în motorul cu aprindere prin comprimare se face cu aer în exces ( $\lambda=1.1...1.6$ ); amestecul aer-combustibil este sărac.

Pentru formarea unui amestec aer-combustibil cât mai omogen, biodieselul trebuie pulverizat în picături foarte mici, vaporizat rapid și amestecat intim cu aerul admis în motor. Întrucât biodieselul se vaporizează relativ greu, pulverizarea trebuie făcută cât mai fin posibil. Pulverizarea cât mai fină a biodieselului se obține prin injecția acestuia în camera de ardere a motorului, utilizând în acest scop un **echipament de injecție** format, în cel mai general caz, din pompă de injecție, conductă de injecție și injector, biodieselul fiind în prealabil filtrat cu filtru special pentru biodiesel și preîncălzit.

Biodieselul este introdus în camera de ardere a motorului în formă de jet, prin intermediul injectorului. Jetul de biodiesel se caracterizează prin patru parametrii fundamentali: finețea pulverizării, omogenitatea pulverizării, penetrația și unghiul de dispersie. Parametrii menționați constituie caracteristicile jetului; acestea depind de caracteristicile constructive și funcționale ale echipamentului de injecție și de starea tehnică a acestuia.

**Finețea pulverizării** reprezintă gradul de fărâmițare a jetului de biodiesel în particule și se apreciază prin diametrul mediu al acestora. Cu cât diametrul mediu al picăturilor de biodiesel este mai mic, cu atât finețea pulverizării este mai înaltă. Diametrul mediu este cu atât mai mic, cu cât diametrul orificiului de pulverizare din injector (pulverizator) este mai mic și cu cât viteza prin acest orificiu este mai mare. De asemenea, pulverizatorul cu mai multe orificii determină o finețe mai înaltă a pulverizării.

Prin **omogenitatea pulverizării** se înțelege frecvența de apariție a unor picături cu diametre cuprinse într-un interval determinat, centrat în jurul diametrului mediu. Omogenitatea este maximă când toate picăturile din jetul pulverizat au același diametru (pulverizarea este perfectă).

**Penetrația jetului** reprezintă distanța parcursă de partea frontală a jetului într-un timp determinat. Penetrația optimă se realizează atunci când jetul de biodiesel străbate întreaga cameră de ardere fără să atingă pereții reci ai cilindrului și fără să apară zone periferice cu aer neutilizat. Penetrația crește cu creșterea diametrului orificiului de pulverizare și a vitezei jetului prin acest orificiu.

**Unghiul de dispersie** a jetului este unghiul conului format de tangentele la conturul jetului, concurente în orificiul de pulverizare. Unghiul de dispersie crește cu creșterea diametrului orificiului de pulverizare și a vitezei jetului prin acest orificiu.

Vaporizarea biodieselului are loc în interiorul cilindrului motorului, imediat după declanșarea injecției, la temperaturi de circa 2.5...3 ori mai mari decât temperatura mediului ambiant. Sub efectul mișcărilor aerului admis în cilindru prin supapa de admisie (mișcarea turbulentă, mișcarea axială, mișcarea de rotație și mișcarea radială), motorina (sau biodieselul) deja vaporizată se amestecă cu aerul, formând tranșe de aer care se autoaprind și ard.

Vaporizarea biodieselului continuă în timpul arderii, la temperaturi mari. Picăturile de biodiesel sunt înconjurată de o anvelopă de flacără cu temperatura de circa 2500 K. Flacăra intensifică vaporizarea prin transfer radiant de căldură. Motorina vaporizată în aceste condiții, datorită mișcărilor intense din cilindrul motorului, se amestecă cu aerul neutilizat, formând noi tranșe de amestec care se aprind și ard.

Proprietățile fizice și chimice ale biodieselului afectează procesul de formare a amestecului și de ardere. Astfel, la un biodiesel cu compoziția fracționată (proprietatea care definește ușurința de vaporizare) mare, vaporizarea și autoaprinderea se produc mai greu. Caracteristicile jetului, rezistența la deplasarea prin conducte și ungerea cuplurilor de piese în frecare ale echipamentului de injecție sunt afectate de biodieselurile cu viscozitate mare [40]. Limita superioară a viscozității este impusă de calitatea de pulverizare a biodieselului.

**Cifra cetanică și indicele diesel** sunt două proprietăți care definesc ușurința la autoaprindere a motorinei și biodieselului. Cu cât cresc valorile cifrei cetanice și a indicelui diesel, cu atât sporesc calitățile de autoaprindere ale biodieselului respectiv (motorul pornește ușor și are un mers liniștit). Destinderea reflectă conținutul de fracțiuni ușoare din biodiesel sau motorina. Valoarea acesteia influențează indicele diesel [13,55].

Componenta generală a instalației de alimentare cu motorina respectiv biodiesel a unui motor cu aprindere prin comprimare este următoarea: rezervorul de motorină, pompa de alimentare (de circulație), filtrul de motorină, preincalzitor, pompa de injecție, conducta de injecție și injectorul. Rezervorul, pompa de alimentare, filtrul, precum și conductele de motorină care le leagă (conducte de joasă presiune) formează partea de joasă presiune a instalației de alimentare. Pompa de injecție, conducta de injecție și injectorul formează partea de înaltă presiune a instalației de alimentare sau **echipamentul de injecție** [19,58].

## 2.2. Necesitatea preîncălzirii biodieselului

Pentru a optimiza procesul de injecție [17] este necesară preîncălzirea biodieselului. Biodieselul la temperaturi sub  $0^{\circ}\text{C}$  tinde să se solidifice.

Cristalele de parafină din biocombustibil îi dau aspectul de gel, aceste suspensii gumează suprafața microporoasă a filtrului de biodiesel obturându-l.

Astfel, într-o scurtă perioadă de timp, biodieselul nu va mai curge prin filtru către sistemul de injecție, rezultatul fiind pierderea puterii motorului și, în final, oprirea sa [44].

Biodieselul special aditivat pentru iarnă nu garantează o funcționare lină a motorului, el fiind testat în laborator la  $-20^{\circ}\text{C}$ .

La temperaturi mai scăzute sau viscoale nu este sigur că motorul va funcționa sau dacă funcționează neregulat cu consum mare de biodiesel. Odata ce filtrul va fi înfundat, numai o sursă suplimentară de căldură va rezolva problema.

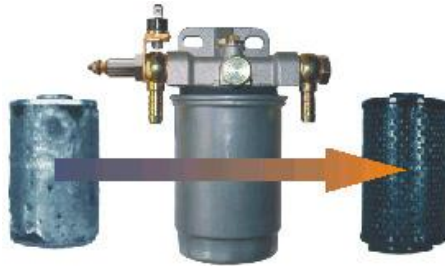
Prin preîncălzire motorul este protejat la orice temperatură negativă și se previne consumul exagerat de combustibil [74].

Soluția constă în utilizarea preîncălzitoarelor care pot fi: electrice sau cele care se bazează pe schimbul de căldură între fluid-solid-fluid, etc.

Pentru pornirea motorului rece care funcționează cu biodiesel se recomandă un încălzitor electric (fig.2.3, 2.6) instalat în rezervorul de biocombustibil sau în sistemul de alimentare (fig. 2.1), cu condițiile impuse de coroziune, dilatarea materialelor, asigurarea debitului necesar.

Iată câteva modele de preîncălzitoare.

Preîncălzitor pentru sistemul de alimentare, licență a ATG Group [81], preîncălzitor acționat de la bord de șofer prin intermediul unui buton, are martor la bord și este prevăzut cu termostat.



**Fig. 2.1. Filtru încălzitor tip Diesel-Therm**



**Fig. 2.2. Încălzitor pentru motoarele camioanelor Volvo, licență Volvo**

Încălzitor pentru motor, de tip plug-in, proiectat special pentru motoarele Volvo. Asigură o încălzire rapidă, care reduce consumul de carburant și reduce uzura. Totodată prezintă și o instalare simplă.



Fig. 2.3. Încălzitor tip Kaori [89]

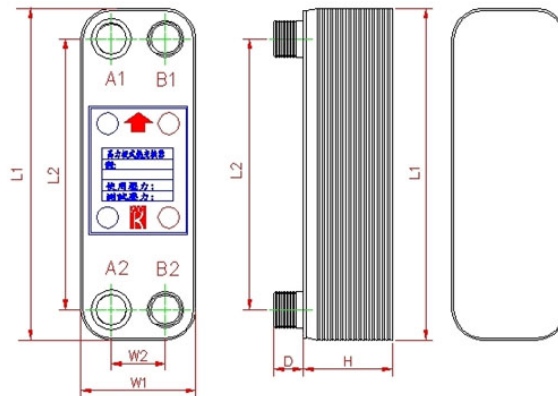


Fig. 2.4. Schema încălzitorului Kaori

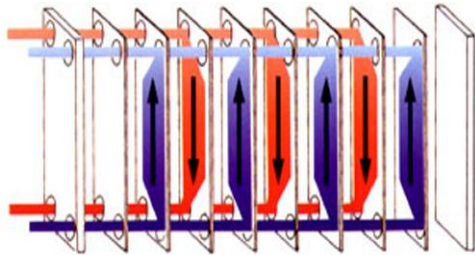
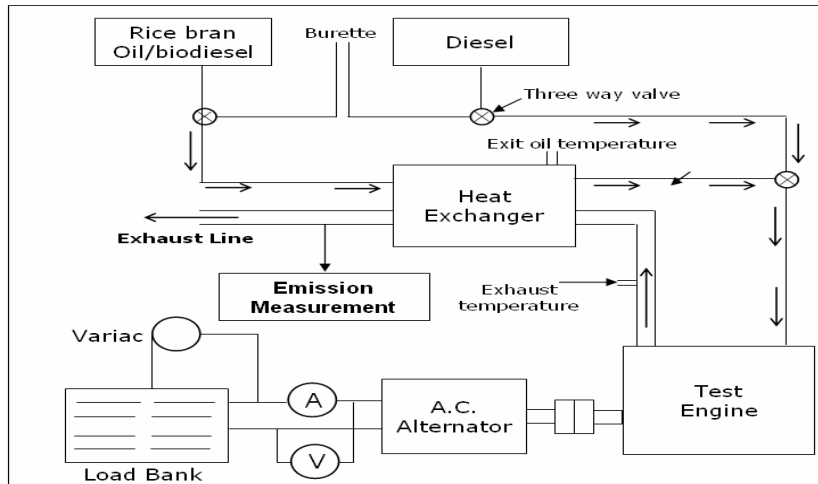


Fig. 2.5. Principiul de funcționare Biodiesel al încălzitorului Kaori



Fig. 2.6. Încălzitor Fuel Pro 384 cu Fluid Heater & 12 Volt Preheater

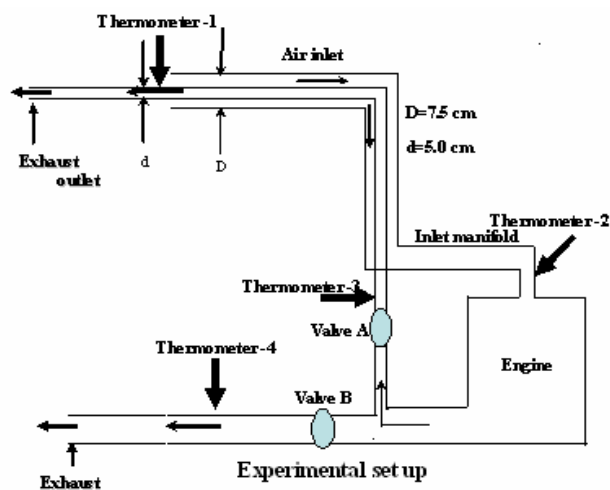
Un procedeu interesant de preîncălzire a biocombustibilului a fost folosit de **R. Raghu1, G. Ramadoss de la** Department of Mechanical Engineering, Jayam College of Engineering and Technology, Dharmapuri, Tamil Nadu India la preîncălzirea uleiului din tărâțe de orez (fig.2.7) folosit ca și combustibil într-un motor monocilindru în patru timpi, preîncălzind aerul din galeria de aspirație a aerului cu ajutorul gazelor de ardere din evacuarea motorului, obținând astfel ca și rezultat o temperatură a uleiului din tărâțe de orez de 158°C la sarcina maximă și un fum mai scăzut la 23°RAC timp de injecție și 230 bar presiune, acest timp de injecție fiind considerat optim [60].



**Fig. 2.7. Instalație de preîncălzire a aerului**

Un studiu asemănător a fost făcut de Mhia Md. Zaglul Shahadat, Md. Emdadul Hoque de la Department of Mechanical Engineering, Rajshahi University of Engineering & Technology, Bangladesh (fig.2.8) pe un motor cu aprindere prin comprimare în patru timpi, temperatura de preîncălzire a aerului ajungând la  $60^{\circ}\text{C}$ , folosindu-se B20 de rapiță, concluziile fiind următoarele: emisia de NO a scăzut, emisia de CO a scăzut, consumul de B20 a scăzut [39, 40].

În comparație cu utilizarea motorinei în aceleași condiții, la utilizarea unui procent mai mare de biocombustibil s-a constatat o creștere a emisiilor poluante.



**Fig. 2.8. Instalație de preîncălzire a aerului**

### **2.3. Concluzii**

Preîncălzirea biodieselului s-a realizat atât utilizând ca sursă de încălzire lichidul de răcire al motorului sau gazele de ardere cât și cu ajutorul încălzitoarelor electrice, în capitolul 4 studiindu-se o soluție de preîncălzire folosind ca sursă de căldură gazele de ardere.



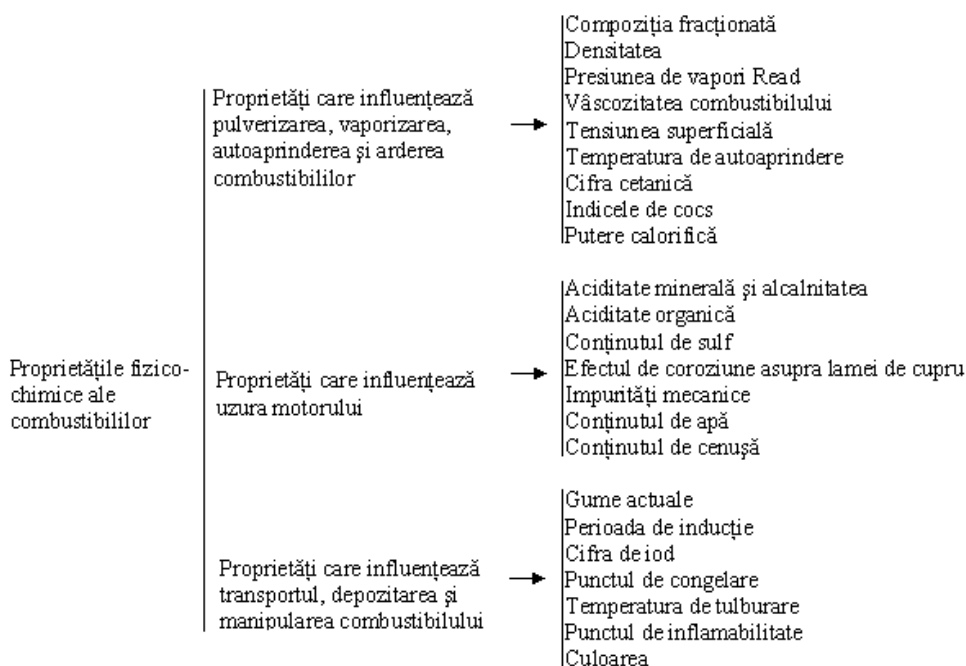
# CAPITOLUL 3

## DETERMINAREA EXPERIMENTALĂ A PROPRIETĂȚILOR FIZICO-CHIMICE ALE COMBUSTIBILILOR DE TIP BIODIESEL

### 3.1. Condiții generale privind utilizarea combustibililor de tip diesel

Combustibilii (biocombustibili) pentru motoarele cu ardere internă trebuie să satisfacă mai multe condiții [110,85]:

- în primul rând, aceste condiții sunt impuse de pulverizarea, vaporizarea, autoaprinderea și arderea combustibililor, procese de care depind în cea mai mare măsură calitățile energetice ale motorului, funcționarea lui stabilă și liniștită;
- în al doilea rând trebuie menționate condițiile impuse de necesitatea de a realiza o uzură redusă și o durabilitate mărită a motorului;
- în al treilea rând apar condițiile legate de alimentarea motorului cu combustibil, de transportul, de depozitarea și de manipularea acestuia.



**Fig. 3.1. Proprietăți fizico-chimice ale combustibililor**

Combustibilii satisfac condițiile multiple și complexe adeseori contradictorii, într-o măsură mai mare sau mai mică [3]. Aceasta depinde de proprietățile lor fizico-chimice, precum și de posibilitatea modificării acestor proprietăți. Este necesar să se studieze proprietățile fizico-chimice ale combustibililor în legătură directă cu necesitățile motorului [27]. În acest scop, proprietățile fizico-chimice ale combustibililor au fost grupate în trei clase mari, după influențele pe care le exercită asupra formării amestecului, asupra autoaprinderii și arderii combustibilului, asupra uzurii motorului, asupra transportului și depozitării, manipulării combustibilului [93].

### 3.2. Standarde privind combustibilii diesel

Emisiile rezultate din arderea biocombustibililor și a combustibililor fosili în vehicule sunt reglementate de standardele Comisiei Europene. Aceste standarde stabilesc limitele pentru emisiile de evacuare ale vehiculelor care se vând în statele membre ale Uniunii Europene, dar nu stabilesc limitele și pentru vehiculele vândute deja. Standardele sunt denumite EURO 1 – EURO 5, ultimul intrat în vigoare în anul 2009, iar pentru anul 2014 este propus standardul EURO 6 cu o reducere a emisiilor de până la 50% față de EURO 5. În România, tipurile de combustibil diesel sunt diferențiate prin valoarea punctului de congelare și se realizează prin amestecarea diferitelor fracțiuni obținute în procesele de distilare prin amestecarea diferitelor fracțiuni obținute în procesele de distilare primară, cracare catalitică, hidrofinare și solventare a fracțiilor de motorine de cracare catalitică. Pe ansamblu, progresele calitative în evoluția combustibililor diesel sunt modeste. Importantă devine numai tendința de majorare continuă a cantităților de fracțiuni petroliere care să corespundă exigențelor de calitate impuse [110, 93].

Probleme de calitate care preocupă au rămas următoarele:

- autoaprinderea cât mai ușoară asigurată printr-o cifră cetanică de minimul 46 și prin indicii diesel de peste 54. Valori ale indicelui diesel de peste 54 sunt satisfăcătoare și pentru motoarele rapide;
- o curbă de distilare cât mai îngustă pentru a asigura o ardere uniformă și completă concomitent cu un punct de inflamabilitate de peste 60 °C;
- puncte de congelare de -25°C și chiar -30°C, concomitent cu puncte de tulburare cu numai 7°C mai ridicate;
- controlul emisiilor gazoase poluante ale motoarelor;

Se prezintă câteva standarde motorinelor comercializate în România de către S.C. PETROM S.A.

**Tabelul 3.1. Standardul pentru motorina tip Euro Diesel**

CaracteristicaUM	Valoare		Metoda de încercare
	Tip I vară	Tip II iarnă	
Cifra cetanică, min.	51.0	51.0	EN ISO 5165:98
Indice cetanic calculat	46.0	46.0	SR ISO 4264:99
Densitate la 15°C kg/m <sup>3</sup>	820-845	820-845	EN ISO 3675:1998 EN ISO 12185:1996
Conținut de sulf mg/kg, max.	350	350	SR ISO 8754-96 ASTM D 3120-96
Conținut de apă mg/kg, max.	200	200	EN ISO 12937:2000 ASTM D 1744-92
Viscozitate la 40°C mm <sup>2</sup> /s	2.0-4.50	2.0-4.50	SR ISO 3104-96
Punct de inflamabilitate °C	Peste 55	Peste 55	EN 22719:93 ASTM D93-2000

În România în momentul de față există 3 mari rafinatori (și în consecință producători de motorină). Este vorba de Petrom (rafinăriile Petrobrazi și Arpechim), Rompetrol (rafinăria Vega) și Lukoil (rafinăria Petrotel).

La pompă, în momentul de față, se vinde doar motorina care respectă normele Euro 4 și Euro 5. Aceste norme sunt stabilite prin standardul EN 590

**Tabelul 3.2. Standard EN 590 motorină**

Proprietate	Unitate	Limita inferioară	Limita superioară	Metoda de Testare
Indice Diesel		46,0	-	EN ISO 4264
Cifra Cetanică		51,0	-	EN ISO 5165
Densitatea la 15°C	kg/m <sup>3</sup>	820	845	EN ISO 3675, EN ISO 12185
Hidrocarburi aromatice policiclice	%(m/m)	-	11	EN ISO 12916
Conținut de Sulf	mg/kg	-	350 (până 2004-12-31) or 50,0	EN ISO 20846, EN ISO 20847, EN ISO 20884
Punctul de inflamabilitate	°C	După 55	-	EN ISO 2719
Reziduu carbon	%(m/m)	-	0,30	EN ISO 10370
Conținut cenușă	%(m/m)	-	0,01	EN ISO 6245
Conținut Apă	mg/kg	-	200	EN ISO 12937
Contaminare Totală	mg/kg	-	24	EN ISO 12662
Coroziunea la cupru (3 ore la 50 °C)	rating	Class 1	Class 1	EN ISO 2160
Stabilitatea la oxidare	g/m <sup>3</sup>	-	25	EN ISO 12205
Lubrificitate (wsd 1,4) la 60 °C	μm	-	460	EN ISO 12156-1
Viscozitate la 40 °C	mm <sup>2</sup> /s	2,00	4,50	EN ISO 3104
Distilare la 250 °C, 350 °C	%V/V	85	<65	EN ISO 3405

### 3.3. Standarde combustibili de tip biodiesel

Termenul „biodiesel” definește un combustibil compus din mono-alkil esteri din acizi grași cu lanț lung derivați din uleiuri vegetale sau grăsimi animale, desemnate ca B100 conform standardului american ASTM D6751 sau FAME – Metil Esteri din acizi grași conform standardului european EN 14214.

#### Tabelul 3.3. Standardul European pentru Biodiesel EN 14214

Sursa: Comitetul european pentru standardizare (CEN ) (2003)

Proprietăți	Unitate de măsură	Limite		Metode de testare
		Min.	Max.	
Conținut de esteri	%(m m <sup>-1</sup> )	96,5	-	pr EN 14103
Densitatea la 15 <sup>0</sup> C	kg m <sup>-3</sup>	860	900	EN ISO 3675
Vîscozitate la 40 <sup>0</sup> C	mm <sup>2</sup> s <sup>-1</sup>	3,5	5	EN ISO 3104
Punctul de inflamabilitate	<sup>0</sup> C	120	-	ISO/CD 3679
Reziduu Carbon	%(m m <sup>-1</sup> )	-	0,3	EN ISO 10370
Valoarea acid	mg NaOH g <sup>-1</sup>	-	-	pr EN 14104
Indice cetan	-	51	-	EN ISO 5165
Conținut de sulfuri	mg kg <sup>-1</sup>	-	10	-
Conținut de cenușă sulfurată	%(m m <sup>-1</sup> )	-	0,02	ISO 3987
Conținut apă	mg kg <sup>-1</sup>	-	500	EN ISO 12937
Contaminare totală	mg kg <sup>-1</sup>	-	24	EN 12662
Stabilitate oxidare 110 <sup>0</sup> C	hr	6	-	pr EN 14112
Valoarea de iod	-	-	120	pr EN 14111
Acid linoleic de metil ester	%(m m <sup>-1</sup> )	-	12	pr EN 14103
Polineaturate (≥ 4 duble legături) metil esteri	%(m m <sup>-1</sup> )	-	1	-
Conținut metanol	%(m m <sup>-1</sup> )	-	0,2	pr EN 14110
Conținut mogliceride	%(m m <sup>-1</sup> )	-	0,8	pr EN 14105
Conținut digliceride	%(m m <sup>-1</sup> )	-	0,2	pr EN 14105
Conținut trigliceride	%(m m <sup>-1</sup> )	-	0,2	pr EN 14105
Glicerol liber	%(m m <sup>-1</sup> )	-	0,2	pr EN 14105

Profilul de acizi grași din biodiesel corepunde cu acela din uleiul vegetal sau grăsimea animală din care a fost obținut. Componentele majoritare ale combustibilului biodiesel sunt acizii grași cu legătură dreaptă, cei mai obișnuți

conținând 16 sau 18 atomi de carbon. Compoziția combustibilului are o influență foarte mare asupra proprietăților acestuia. Astfel, cifra cetanică a esterilor grași depinde de lungimea lanțului și de gradul de nesaturație. Problemele legate de stabilitatea la oxidare provine din prezența esterilor grași polinesaturați, iar conținutul mare de esteri grași saturați creează probleme de curgere la temperaturi joase.

**Tabelul 3.4. Specificații standard pentru combustibil biodiesel ASTM D6751**

Sursa: ASTM internațional (2000)

Proprietăți	Unități de măsură	Limite Grade S15	Limite Grade S500	Metodă Test
Viscozitate cinematică 40°C	mm <sup>2</sup> s <sup>-1</sup>	1,9-6	1,9-6	ASTM D445
Punctul de inflamabilitate	°C	130min	130min	ASTM D93
Conținut sulfuri	% masa (p.p.m.)	0,0015max (15)	0,0015max (15)	ASTM D5453
Reziduu carbon	% masa	0,050max	0,050max	ASTM D4530
Valoare acid	mg koHg <sup>-1</sup>	0,80	0,80	ASTM D664
Punct de îngheț	°C	-	-	ASTM D2500
Număr cetan	-	47min	47min	ASTM D613
Conținut cenușă sulfurată	% masa	0,020max	0,020max	ASTM D874
Apă și sedimente	% volum	0,050max	0,050max	ASTM D1796
Glicerol liber	% masa	0,020	0,020	ASTM 6584
Total glicerol	% masa	0,240	0,240	ASTM D6584
Fosfor	% masa	0,001max	0,001max	ASTM D4951
Temperatură distilare	°C	360max	360max	ASTM D1160

În tabelul 3.5. se exemplifică proprietățile compușilor din motorină, respectiv biodiesel.

**Tabelul 3.5. Proprietățile compușilor din motorină și biodiesel**

Motorină				Biodiesel				
Compus	Cifra cetanică	Viscozitate cinematică (40 °C, mm <sup>2</sup> /s)	Punct de topire (°C)	Compus	Cifra cetanică	Viscozitate cinematică (40 °C, mm <sup>2</sup> /s)	Punct de topire (°C)	Stabilitate la oxidare (h)
Decan		0,97	-29,6	Methyl decanoate	51,6	1,71	-13,48	>24
Undecan		1,20	-25,5	Methyl laurate	66,7	2,43	4,30	>24
Dodecan	80	1,46	-9,57	Methyl myristate		3,30	18,09	
Tetradecan		2,09	5,82	Methyl palmitate	85,9	4,38	28,48	>24
Pentadecan		2,46	9,95	Methyl stearate	101	5,85	37,66	>24
Hexadecan	100	2,93	18,12	Methyl oleate	59,3 55,0	4,51	-20,21	2,79
Heptadecan		-	22,0	Methyl linoleate	38,2 42,2	3,65	-43,09	0,94
Octadecan		-	28,2	Methyl linolenate	22,7	3,14	-55	0,00
				Methyl erucate	74,2	7,33	-3,05	

Sursa: (Knothe, 2010)

Se observă o corelație între punctul de topire și stabilitatea la oxidare: stearatul de metil are o valoare a punctului de topire de 38 °C și o stabilitate la oxidare peste 24h conform testului EN 14112 din standardele ASTM D6754 și EN 14214, iar linoleatul de metil prezintă un punct de topire de -43 °C și stabilitate la oxidare de 0,94h, evident mult mai mică decât în cazul stearatului de metil. Astfel trebuie considerat un compromis când se are în vedere îmbunătățirea conținutului unui ester gras. Punctul de tulburare reprezintă un parametru decisiv pentru funcționarea biodieselului la temperaturi scăzute. Punctul de tulburare este temperatura la care apar primele cristale vizibile în interiorul unui combustibil care se răcește și la care apar probleme cum ar fi înfundarea filtrelor. Pentru biodieselul obținut din soia, punctul de tulburare este în jurul valorii de 0 °C, iar biodieselul din rapiță prezintă punctul de tulburare doar puțin mai jos de 0 °C. În corelație cu proprietățile de funcționare la temperaturi scăzute, deseori apare menționat punctul de înmuiere (*en. pour point*) ca fiind temperatura la care combustibilul nu mai curge liber. Îmbunătățirea proprietăților biodieselului prin modificarea și/sau optimizarea compoziției de esteri grași constituie bază pentru cercetări viitoare. Prezența fracțiunilor de esteri face ca biodieselul să posede o lubricitate proprie, inerentă.

Totuși, constituenți minori (impurități) din biodiesel ca acizii grași liberi sau monoalchilglicerina, pot îmbunătăți proprietățile de lubrifiere ale motorinei (1-2% biodiesel în motorină). Punctul de ardere al biodieselului este în general mai ridicat decât cel al motorinei, iar acest lucru se datorează în special punctelor de fierbere ale diferiților compuși. De exemplu, punctul de fierbere pentru palmitatul de metil este 417 °C și acela al decanoatului de metil este 224 °C, pe când punctul de fierbere al hexadecan-ului este 287 °C, iar al decan-ului de 174 °C. Totuși, alcoolul utilizat pentru producerea de biodiesel și care rămâne în cantități mici în produsul finit influențează punctul de fierbere.

### 3.4. Determinări experimentale

Pentru a verifica reproductibilitatea rezultatelor încercărilor, s-au făcut mai multe repetiții; încercările ale căror rezultate s-au abătut cu mai mult de 5% față de medie nu au mai fost luate în calcul pentru stabilirea valorii finale a parametrului respectiv. Încercările s-au efectuat în cadrul laboratoarelor din cadrul Facultății de Chimie din Craiova și Politehnica din București.

#### 3.4.1. Masa specifică

Pentru probele de biodiesel s-a utilizat metoda de determinare a densității cu ajutorul areometrelor. **Areometrul** din fig.3.2 este un corp plutitor din sticlă, închis la ambele capete, de diametru variabil, mai subțire în partea de sus și mai gros în partea de jos. La bază are un rezervor cu alicie de plumb care îi asigură poziția verticală la introducerea în lichid. Partea superioară a areometrului este prevăzută cu o scară gradată. Cele mai răspândite areometre au scara gradată direct în unități de densitate ( $\text{g}/\text{cm}^3$ ), fig. 3.2.

.Rezultatele determinărilor sunt trecute în tabelul 3.6.,observându-se că toți combustibilii analizați sunt în limita standard , motorina având masa specifică cea mai mică.



Fig.3.2. Areometrul

Tabelul 3.6. Masa specifică determinată pentru diferite tipuri de combustibili

Masa specifică [ $\text{g}/\text{cm}^3$ ] la 15 °C		
Combustibili	Valoarea determinată	Limită standard
Motorină	0,844	0,820...0,845
Biodiesel din ulei de palmier	0,877	0,860...0,900
Biodiesel din ulei de pește	0,864	0,860...0,900

### 3.4.2. Viscositatea

Viscozitatea cinematică  $\gamma$  reprezintă expresia forței de legătură a moleculelor unui fluid între ele sau rezistența pe care o oferă fluidul la curgere.

Viscozitatea cinematică s-a calculat pornind de la timpii de curgere a unui volum bine determinat de ulei printr-un capilar calibrat, în condiții de temperatură și presiune foarte bine controlate. Determinarea viscozității s-a determinat cu ajutorul viscozimetrelor capilare tip Oswald sau Ubbelohde, prezentat în fig. 3.3.

În principiu, aceste aparate sunt formate din două rezervoare din sticlă cu volum calibrat, legate între ele prin tuburi de legătură din sticlă și o capilară calibrată prin care se scurge un volum constant de produs.

Produsul de cercetat s-a introdus în rezervorul aparatului până la nivelul indicat pe acesta. Când temperatura s-a uniformizat și a ajuns la valoarea dorită determinării, s-a aspirat lichidul până la umplerea celor două bule ale aparatului și s-a pornit cronometrul măsurându-se timpul necesar scurgerii lichidului între cele două repere, rezultatele fiind evidențiate în tabelul 3.7, observându-se că ambele tipuri de biodiesel ies din limita standard, viscozitatea cea mai mică având-o motorina.



**Fig. 3.3. Aparat Ubbelohde pentru utilizat în experimentul pentru determinarea viscozității**

Viscozitatea cinematică s-a calculat cu formula:

$$\gamma = K \cdot \tau \quad (3.1)$$

unde :

$\gamma$  – viscozitatea cinematică,  $\text{mm}^2/\text{s}$ ;

$K$  – constanta capilare,  $\text{mm}^2/\text{s}^2$ ;

$\tau$  – timpul măsurat, s.

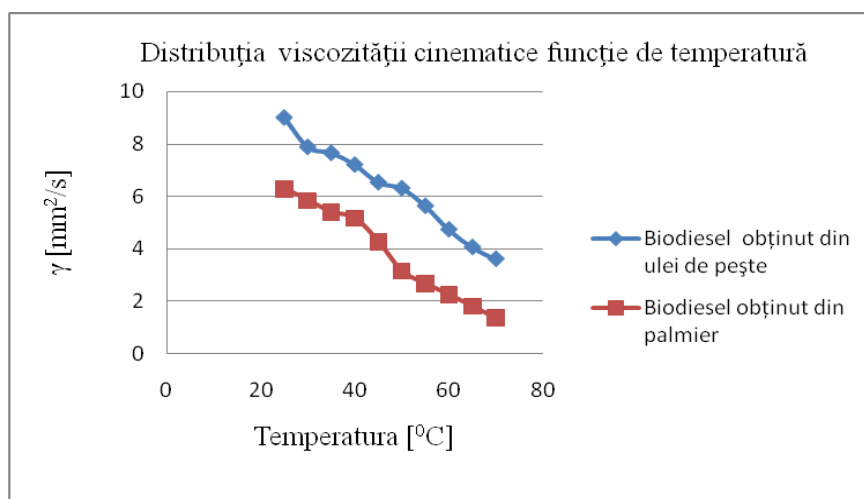
**Tabelul 3.7. Viscositatea determinată pentru diferiți combustibili la 40°C**

Viscozitate [ $\text{mm}^2 \text{s}^{-1}$ ]		
Combustibili	Valoarea determinată	Limită standard
Motorină	2,83	2...4,50
Biodiesel din ulei de palmier	5,17	3,5...5
Biodiesel din ulei de pește	7,2	3,5...5



**Tabelul 3.8. Variația viscozității în funcție de temperatură**

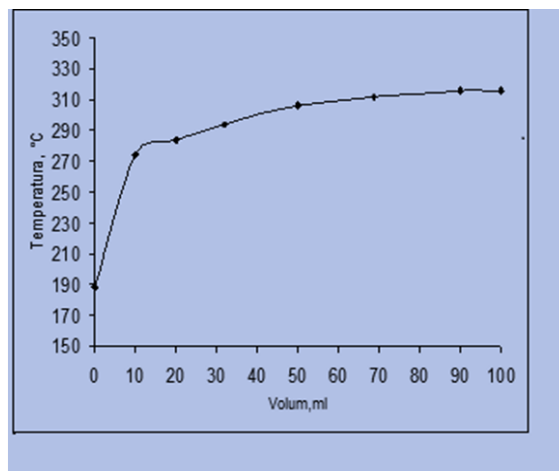
Viscozitatea cinematică, [mm <sup>2</sup> s <sup>-1</sup> ]		
Temperatura, °C	Biodiesel obținut din ulei de pește	Biodiesel obținut din palmier
25	9	6.3
30	7.875	5.85
35	7.65	5.4
40	7.2	5.17
45	6.525	4.275
50	6.3	3.15
55	5.625	2.67
60	4.725	2.25
65	4.05	1.8
70	3.6	1.35

**Fig.3.4. Distribuția viscozității cinematice a biodieselului din ulei de pește, respectiv din ulei de palmier, în funcție de temperatură**

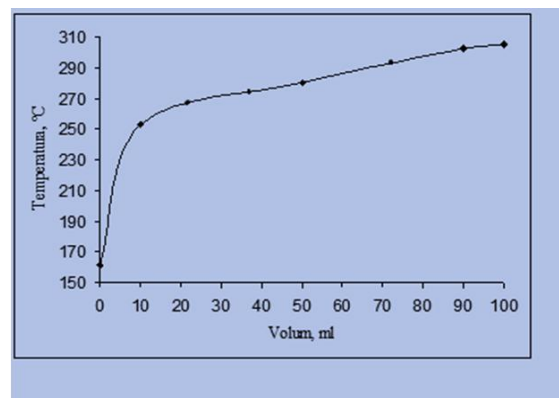
### 3.4.3. Determinarea curbei de distilare la probele de biodiesel

Curba de distilare s-a determinat pe un volum de 100 ml de biodiesel, măsurând temperatura pentru fiecare volum de 10 ml de biodiesel adus în stare de vapori ulterior condensat; cu datele obținute s-a trasat o curbă care reprezintă variația temperaturii funcție de cantitatea de biodiesel distilat, exprimată în procente de volum, fig.3.5. De pe curba de distilare s-au citit temperaturile la care a distilat 10%, 50% respectiv 90% din volumul total de biodiesel, temperaturi notate cu  $T_{10}$ ,  $T_{50}$  și  $T_{90}$ . Cu cât aceste temperaturi sunt mai mici cu atât biodieselul este

mai volatil. Temperatura punctului de 10% reprezintă aptitudinea biodieselului de pornire a motorului. Perioada de încălzire a motorului este reflectată de valoarea  $T_{50}$  iar vaporizarea și arderea integrală precum și consumul de carburant au fost corelate cu  $T_{90}$  ca și cu temperatura finală de fierbere. Biodieselul cu volatilitate ridicată prezintă și o serie de dezavantaje printre care: pericolul de a forma dopuri de vapori și tendința de înghețare a combustibilului, împiedicând alimentarea și provocând astfel oprirea motorului. Dacă biodieselul nu este suficient de volatil, nu se evaporă integral, nu arde integral și părțile narse diluează uleiul provocând o serie de efecte negative și o uzură accentuată a motorului. Se recomandă utilizarea biodieselului cu volatilitate mare în timpul iernii și a celor mai puțin volatile vara.



**Fig. 3.5. Curba de distilare pentru biodieselul obținut din ulei de pește**

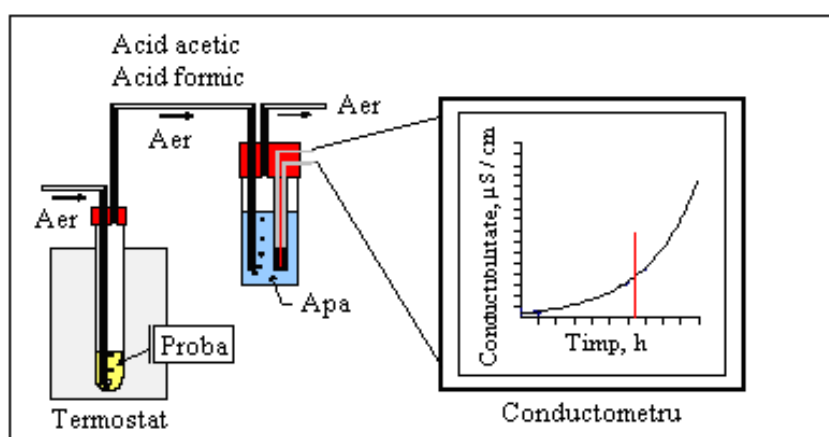


**Fig. 3.6. Curba de distilare pentru biodieselul obținut din ulei de palmier**

S-a constatat că intervalul de distilare al biodieselului din ulei de pește este mult mai ridicat decât al biodieselului de palmier de unde și vaporizarea mai dificilă a acestuia în camera de ardere a motorului.

### 3.4.4. Determinarea stabilității la oxidare prin metoda Hadorn și Zurcher (Rancimat)

Această metodă constă în oxidarea biodieselului în condiții accelerate. Metoda permite stabilirea perioadei de inducție care corespunde cu etapa de inițiere a autooxidării biodieselului [14]. În 1963, Loury a arătat că prin descompunerea oxidativă a alchidelor (rezultate la oxidarea biodieselului) se formează acizi volatili care se pun în evidență prin măsurarea conductibilității soluției în care sunt absorbiți. Pentru determinarea stabilității la oxidare s-a folosit o instalație care a utilizat probe de biodiesel (10 grame) oxidate la temperatura de 110°C, experiment ilustrat în fig. 3.7.



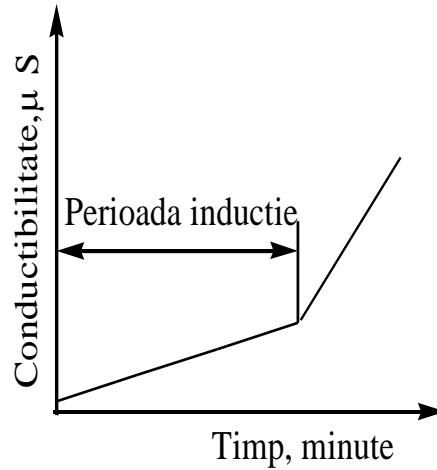
**Fig. 3.7. Instalația pentru determinarea stabilității la oxidare a biodieselului**

Prin probele de biodiesel s-a barbotat aer cu un debit de 8 litri pe oră. În urma reacțiilor de oxidare ce au loc în reactor, acizii volatili formați sunt antrenati de curentul de aer și sunt absorbiți în celula de măsurare unde se află apă bidistilată.

Măsurarea conductibilității soluției s-a realizat cu ajutorul unui conductometru tip Radelkis.

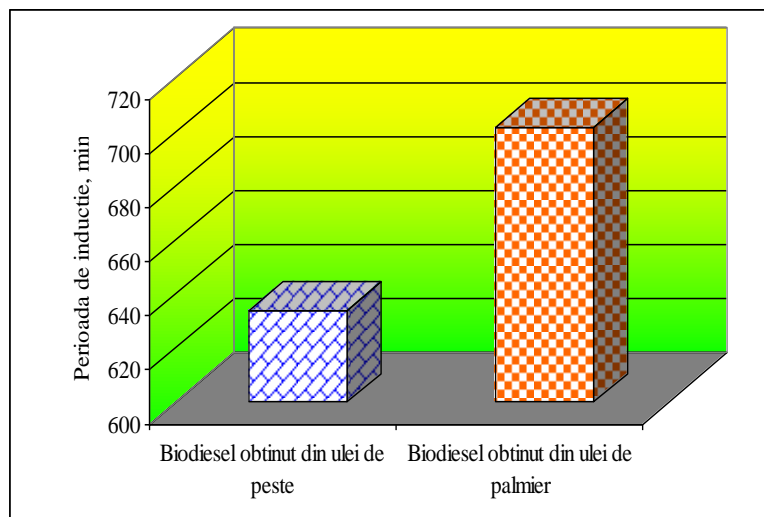
La început s-a observat o creștere lentă a conductibilității soluției după care a apărut o creștere bruscă a acesteia ca urmare a formării acizilor volatili.

Perioada de inducție este considerată intervalul până la momentul schimbării bruște a curbei, fig.3.8.



**Fig. 3.8 Stabilirea perioadei de inducție**

Rezultatele determinării perioadei de inducție la probele de biodiesel sunt prezentate în fig.3.9, constatându-se că biodieselul din ulei de palmier are o perioadă de inducție mai mare. Valorile sunt de 634 minute pentru biodieselul obținut din ulei de pește și 702 minute pentru biodieselul obținut din ulei de palmier.



**Fig. 3.9. Perioada de inducție a probelor analizate**

### 3.4.5. Determinarea indicelui de refracție cu refractometrul Abbe

Principiul metodei a constat în modificarea direcției de propagare a unei raze de lumină care trece dintr-un mediu în altul, la suprafața de separație dintre ele, se numește refracție [24]. Schimbarea direcției are loc conform legii refracției:

$$\frac{\sin i}{\sin r} = \frac{n_2}{n_1} \quad (3.2)$$

în care:

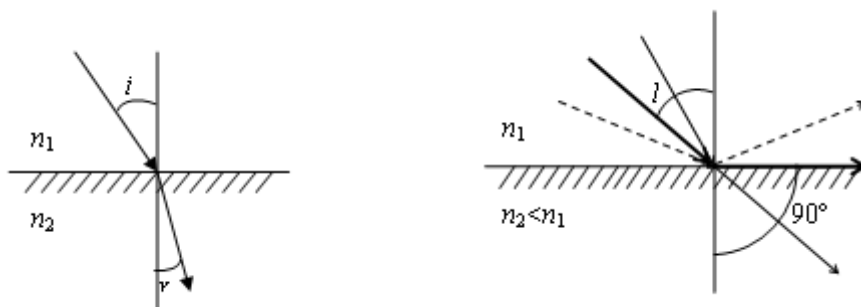
$i$  - unghiul de incidență format de raza incidentă cu normala la suprafața de separație;

$r$  - unghiul de refracție format de raza refractată cu normala la suprafața de separație;

$n_1$  - indicele de refracție al mediului 1 din care vine raza;

$n_2$  - indicele de refracție al mediului al doilea în care trece raza.

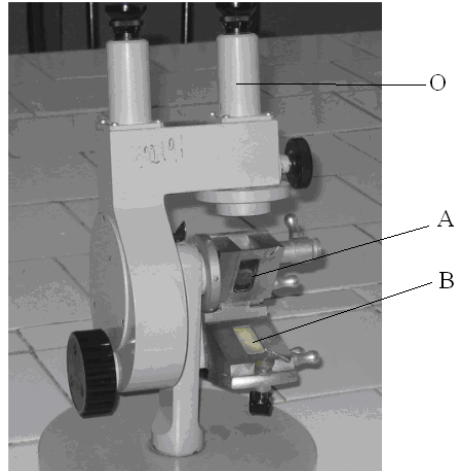
Din relația (3.2) se observă că, dacă indicele de refracție al mediului din care vine raza de lumină este mai mare decât cel al mediului al doilea, atunci unghiul de refracție este mai mare decât cel de incidență și se spune că raza refractată se îndepărtează de normală. În astfel de condiții, măbind unghiul de incidență, unghiul de refracție crește, iar pentru un anumit unghi de incidență, denumit *unghi limită*  $l$ , când unghiul de refracție atinge valoarea de  $90^\circ$ , raza refractată se propagă paralel cu suprafața de separație:



Din relația (3.2) se obține ușor valoarea unghiului limită pentru două medii date:

$$\sin l = \frac{n_2}{n_1} \quad (3.3)$$

Dacă unghiul de incidență devine mai mare decât unghiul limită, raza de lumină nu mai trece în mediul al doilea și se spune că are loc reflexia totală (internă) a luminii. Principala piesă a acestuia, fig 3.10. este o prismă (A) de sticlă al cărei indice de refracție  $N$  este cunoscut. Lichidul, al cărui indice de refracție  $n$  s-a măsurat, s-a pipetat pe suprafața prisme (B), opacă și zgrunțuroasă, care nu a permis scurgerea lichidului. O rază de lumină (de obicei radiația galbenă emisă de sodiu, Na) trimisă tangent la suprafața de separație lichid-prismă, s-a refractat sub unghiul limită ( $l$ ) (deoarece  $n < N$ ) și a părăsi prisma sub unghiul  $i$ . Această rază emergentă a fost reperată cu ajutorul unei lunete (O).



**Fig. 3.10. Refractometrul Abbe utilizat în determinarea indicelui de refracție**

$$\frac{\sin l}{\sin \frac{\pi}{2}} = \frac{n}{N}$$

La intrarea în prisma A, legea refracției a fost :

$$\frac{\sin i}{\sin(\frac{\pi}{2}-l)} = N$$

(pentru aer, indicele de refracție este egal cu 1). Din cele două relații s-a dedus legătura dintre indicele de refracție al lichidului analizat  $n$ , indicele prisme  $N$  și unghiul  $i$  sub care s-a vizat raza emergentă:

$$n = (N^2 - \sin^2 i)^{1/2} \quad (3.4)$$

Indicele de refracție al lichidului, care s-a citit printr-o lupă, direct pe o scară în formă de sector circular, corespunde indicelui de refracție pentru lumina galbenă a unei lămpi de sodiu. Așa deci, o particularitate importantă a refractometrului Abbé este faptul că permite folosirea luminii albe, reflectată de o oglindă aflată sub blocul prismelor .

Rezultatele determinărilor sunt trecute în tabelul 3.9 și evidențiază o valoare superioară a indicelui de refracție a biodieselului din ulei de palmier.

**Tabelul 3.9. Valorile Indicelui de refracție pentru probele de biodiesel**

Biodiesel obținut din ulei de pește	Biodiesel obținut din palmier
1,4520	1,4500

### 3.4.6. Determinarea indicelui de aciditate

Principiul metodei a constat în neutralizarea acizilor grași liberi cu o bază [61, 95]. Reactivi folosiți: amestec de alcool etilic - benzen 1:2, NaOH sau KOH soluție 1N sau 0,1 N, soluție alcoolică de fenolftaleină 1%. Experimentul a constat în cântărirea la balanța analitică a 10g biodiesel într-un flacon conic și dizolvarea acestuia în 40ml amestec alcool etilic – benzen 1:2. Amestecul s-a titrat, sub agitare continuă, în plan orizontal (pentru a nu pierde biodieselul pe pereții vasului) cu o soluție de NaOH sau KOH în prezența a 3-5 picături fenolftaleină până la colorația roz care s-a menținut circa 1 minut. Probele de biodiesel cu aciditate sub 15 s-au titrat cu NaOH sau KOH 0,1N iar cele cu aciditate peste 15, s-au titrat cu NaOH. Indicele de aciditate s-a determinat cu expresia :

$$\text{Indicele de aciditate} = \frac{K \cdot V}{M} \quad (3.5)$$

unde:

K- titrul soluției de KOH 0,1N;

V - volumul de hidroxid folosit la titrare, ml;

M - masa de biodiesel folosită la titrare, g;

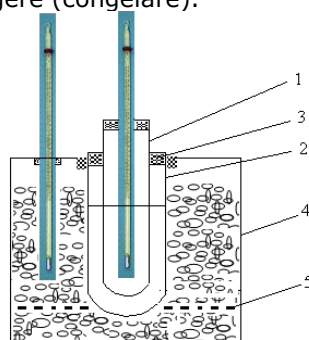
Valoarea acidității este trecută în tabelul 3.10 indicând o aciditate crescută a biodieselului din ulei de pește..

**Tabelul 3.10. Aciditatea probelor de biodiesel**

Biodiesel obținut din ulei de pește	Biodiesel obținut din palmier
1,07	0,45

### 3.4.7. Punctul de tulburare

Temperatura de tulburare a unui combustibil pentru motoare este temperatura la care combustibilul începe să se tulbure prin răcire în anumite condiții. Temperatura la care are loc acest fenomen este, de obicei, cu 3-5°C mai ridicată decât punctul de curgere (congelare).



**Fig. 3.11. Dispozitivul utilizat pentru determinarea punctului de tulburare și a punctului de congelare**

Temperatura la care, în combustibilul de cercetat s-a observat cu ochiul liber, apariția tulburării sau a unui nouaș, s-a considerat temperatura de turbare a combustibilului, observându-se că pentru motorină și biodieselul din ulei de pește acestea au valori negative în timp ce biodieselul din ulei de palmier se tulbură la

temperaturi pozitive ceea ce înseamnă că este contraindicată utilizarea lui la temperaturi scăzute.

**Tabelul 3.11. Valoarea punctului de tulburare la probele analizate**

Denumire probă	Punct de tulburare [°C]	
	Inițial	Final
Motorină	-23	-22
Biodiesel palmier	14	12
Biodiesel ulei de pește	-3	-1

### 3.4.8. Punctul de congelare

Punctul de congelare este temperatura cea mai înaltă la care un produs petrolier, lichid, supus răcirii, în condiții definite, practic încetează să mai curgă. Punctul de congelare permite să se aprecieze mobilitatea combustibililor lichizi la transvazare și întrebuințare la temperaturi relativ joase.

#### Aparatură și materiale:

S-a utilizat dispozitivul din fig. 3.11. compus dintr-o eprubetă de sticlă cu fund rotund (1) fixată în interiorul manșonului de sticlă (2) printr-o placă de plută perforată (3) și prevăzută cu dop perforat pentru trecerea unui termometru. Eprubeta are un reper indicator al nivelului de umplere cu lichid;

- baie de răcire (4) izolată termic, prevăzută cu un suport de susținere (5) a manșonului (2);

Dacă la prima încercare de determinare a punctului de congelare, produsul a congelat, încercările de răcire precedate de încălzirea la  $50 \pm 1^\circ\text{C}$  s-au repetat, la temperaturi mărite din 4 în  $4^\circ\text{C}$  până s-a ajuns la temperatura la care lichidul curge. După aceasta s-a făcut încercarea finală la o temperatură cu  $2^\circ\text{C}$  mai mică decât cea precedentă. În acest fel s-au stabilit două temperaturi diferite între ele cu  $2^\circ\text{C}$ . Din acestea, una, la care lichidul cercetat nu se mai mișcă, s-a considerat punct de congelare, dacă la cealaltă mai mare, lichidul s- mișcat, rezultatele fiind evidențiate în tabelul 3.12.

**Tabelul 3.12. Valoarea punctului de congelare la probele analizate**

Denumire probă	Punct de congelare [°C]	
	Inițial	Final
Motorină	-29	-30
Biodiesel palmier	11	9
Biodiesel ulei de pește	-5	-3

### 3.4.9. Cifra cetanică

Cifra cetanică (CC) exprimă calitățile de autoaprindere ale combustibililor în camera de combustie la motoarele cu aprindere prin comprimare [69]. Comparativ cu motorina uleiurile vegetale au valori ale indicilor cetanici relativ mai mici (30-40) în funcție de tipul și structura uleiului. Pentru aprecierea rapidă a sensibilității motorinelor la autoaprindere s-a folosit indicele Diesel. Aprecierea s-a făcut pe baza densității și a scării de distilare, după formula:

$$ID = \frac{d_{API} \cdot A}{100} \quad (3.6)$$

Unde:  $d_{API}$  - densitatea combustibilului în grade API



A- punctul de anilină al motorinei, în grade F ( temperatura minimă necesară pentru ca anilina proaspăt distilată să se dizolve complet în motorină)  
Cunoscând valoarea ID, am determinat operativ valoarea CC utilizând o nomogramă (indice diesel/cifra cetanică), sau relația:

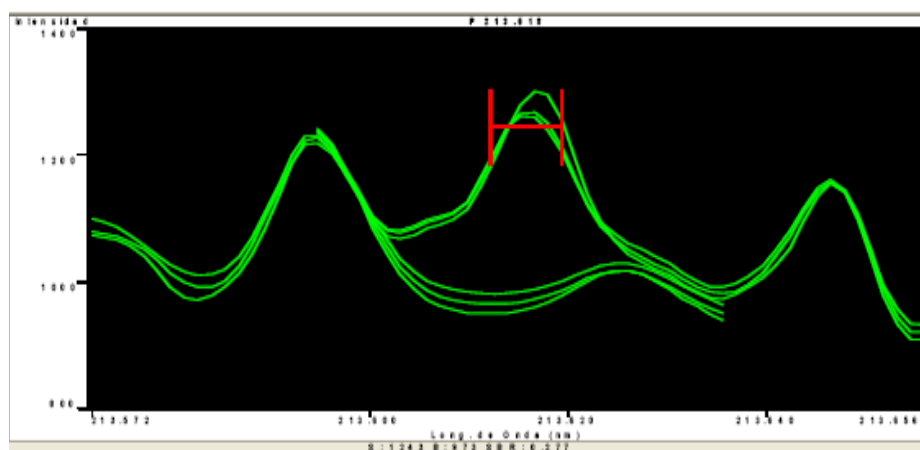
$$CC = 0,666ID + 0,1224t_m - 19,824 \quad (3.7)$$

unde:  $t_m$  - temperatura medie de fierbere a motorinei în °C.  
Conform tabelului 3.13. s-a constatat că motorina are o cifră cetanică mai mică decât a biodieselului.

**Tabelul 3.13. Cifra cetanică la probele analizate**

Denumire probă	Cifra Cetanică
Motorină	53
Biodiesel palmier	60
Biodiesel ulei de pește	46

### 3.4.10. Conținutul de fosfor



**Fig. 3.12. Spectrul de emisie a fosforului în proba de biodiesel**

Conținutul de fosfor în biodiesel s-a măsurat utilizând spectrometria cu plasmă cuplată inductiv (ICP). Determinarea conținutului de fosfor din biodieselul din ulei de palmier și pește s-a realizat conform normei EN 14107 cu ajutorul spectrometriei de emisie optică cu plasmă, obținându-se imaginea din fig. 3.12.. Norma europeană limitează un conținut maxim de fosfor în compoziția biodieselului de pînă la 4 mg/kg (Mittelbach și Remschmidt, 2004).

### 3.4.11. Punctul de inflamabilitate

Prin punct de inflamabilitate al unui combustibil se înțelege temperatura cea mai joasă la presiunea atmosferică normală la care vaporii degajați din produsul analizat în amestec cu aerul de deasupra produsului se aprind în contact cu o flacără, fără a continua să ardă.

Punctul de inflamabilitate este o caracteristică a lubrefianților, respectiv a combustibililor dându-ne indicații asupra pericolului de aprindere, asupra degradării. Practic se determină punctul de inflamabilitate al unor combustibili cu aparatul Pensky-Martens din fig. 3.13.

Punctul de inflamabilitate al metanolului determinat experimental a avut valori sub  $100^{\circ}\text{C}$ , în timp ce punctul de inflamabilitate al biodieselului a avut valori mai mari de  $100^{\circ}\text{C}$ . Parametrul a indicat, la biodiesel, alcoolul rezidual (metanolul) rămas în compusul final. Reziduul de metanol poate determina degradarea elastomerilor și a etanșeităților de la motoare, precum și coroziunea aluminiului și a zincului.



**Fig. 3.13. Aparat Pensky-Martens cu cupă închisă utilizat la determinarea punctului de inflamabilitate**

În fig.3.13. este prezentat un aparat de determinare a punctului de inflamabilitate Pensky Martens având următoarele caracteristici:

- Echipat cu senzor barometric care face corecția automată a datelor cu presiunea;
- Încălzire electrică: două încălzitoare controlate electronic pentru a asigura viteza de încălzire corectă;
- Sistem de aprindere dublu electric și cu gaz interschimbabile;
- Ventilator electric pentru răcirea rapidă a probei;
- Detectarea punctului de inflamabilitate cu senzor de ionizare. Aparatul semnalizează dacă are loc aprinderea de la prima încercare a sistemului de aprindere;
- Dispozitiv de siguranță care oprește analizorul dacă nu se detectează punctul de inflamabilitate la o temperatură peste  $30^{\circ}\text{C}$  peste valoarea obținută;

- Protecție contra depășirii temperaturii de 370°C;
- Alarmă de funcționare defectuoasă a senzorului de ionizare;
- Regulator de temperatură electronic disponibil pe panoul frontal al aparatului;
- Baie de aer din fontă, prevăzută cu manta din oțel inoxidabil;

**Tabelul 3.14. Punct de inflamabilitate diferiți combustibili**

Punct inflamabilitate [°C]		
Combustibili	Valoarea determinată	Limită standard
Motorină	81	min.55
Biodiesel din ulei de palmier	166	min.100...130
Biodiesel din ulei de pește	168	min.100...130

Tabelul 3.14. evidențiază un punct de inflamabilitate superior pentru biodieseli ceea ce înseamnă că biodieselul necesită preîncălzire așa cum s-a studiat în capitolul 4, întrucât în cazul cercetării de față nu se vor modifica parametrii injectiei.

### 3.4.12. Compoziția elementară

Pentru analiza elementară a celor trei tipuri de uleiuri s-a utilizat analizorul elemental COSTECH ECS 4010 – CHNS-O.

Analizorul realizează descompunerea combustibilului în componente organice, obținându-se așa numita compoziție cu referire la masa organică. Separat se determină cenușa și umiditatea și prin corecție și însumare se realizează analiza elementară cu referire la starea inițială.

Analizorul se constituie ca o unitate de analiză complet automatizată de la prelevarea probelor până la semnalul de detecție – reprezintă o evoluție în tehnica de analiză elementară prin combustie instantanee și separare cromatografică.

Principiul de bază al analizei cantitative CHNS-O este combustia probei solide sau lichide. Gazele de combustie sunt purificate, separate pe componente și analizate cu un detector corespunzător. Analizorul utilizează Helium ca gaz portant și oxigen – gaz de combustie.

Cu ajutorul unei balanțe analitice conectată la sistemul de achiziție date al analizorului, s-au cântărit 2–4 mg din probele supuse analizei.

Probele s-au introdus în autosampler de unde au fost introduse în reactorul de combustie unde temperatura ajunge până la 1700-1800°C și proba s-a descompus în componentele elementare: N<sub>2</sub>, CO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O și SO<sub>2</sub>.

Gazele rezultate în urma procesului de ardere au fost transportate cu ajutorul gazului portant (He) în coloana cromatografică de separare unde au fost separate și detectate secvențial de detectorul de conductivitate termică (TCD).

**Fig. 3.14. Analizorul elemental COSTECH ECS 4010 – CHNS-O**

Detectorul TCD generează un semnal proporțional cu cantitatea elementului în proba respectivă. Software-ul dedicat (ESC) compară pikurile elementare cu cele ale unui standard cunoscut (Acetanilide, BBOT, etc) cu care s-a făcut în prealabil calibrarea și generează un raport pentru fiecare element detectat, pe baza greutății sale.

### 3.4.13. Analize termice

Analiza termică reprezintă o sumă de metode de investigare la care proprietățile fizice sau chimice ale unei substanțe, ale unui amestec de substanțe sau/și a unor produse de reacție sau amestecuri de produse de reacție sunt măsurate ca o funcție de temperatură sau de timp. Pe tot parcursul modificării temperaturii s-a măsurat continuu proprietatea fizică urmărită, rezultatul fiind de obicei un grafic obținut automat (termogramă) ce conține pe ordonată modificarea proprietății fizice iar pe abscisă modificarea de temperatură.



**Fig. 3.15. Derivatograful Pyris Diamond TG/DTA utilizat în analizele termice**

Derivatograful PYRIS Diamond TG/DTA din fig.3.15. este un dispozitiv care combină două sisteme: termobalanță (TGA) și analiză termică diferențială (DTA). Poate fi folosit pentru a studia procesele de oxidare termică și rezistență, de determinare a conținutului de apă, analiza probelor, analiza de conținut de cenușă.

Pentru analiza termică s-a putut controla rata de încălzire/răcire a probelor în funcție de viteza de schimbare și de proprietățile fizico-chimice.

Dispozitivul de răcire suplimentar răcește unitatea automat după încălzire. S-a efectuat o încălzire cu 10°C pe minut de la temperatura camerei cu un flux de aer de 150 ml/min în creuzet de aluminiu.

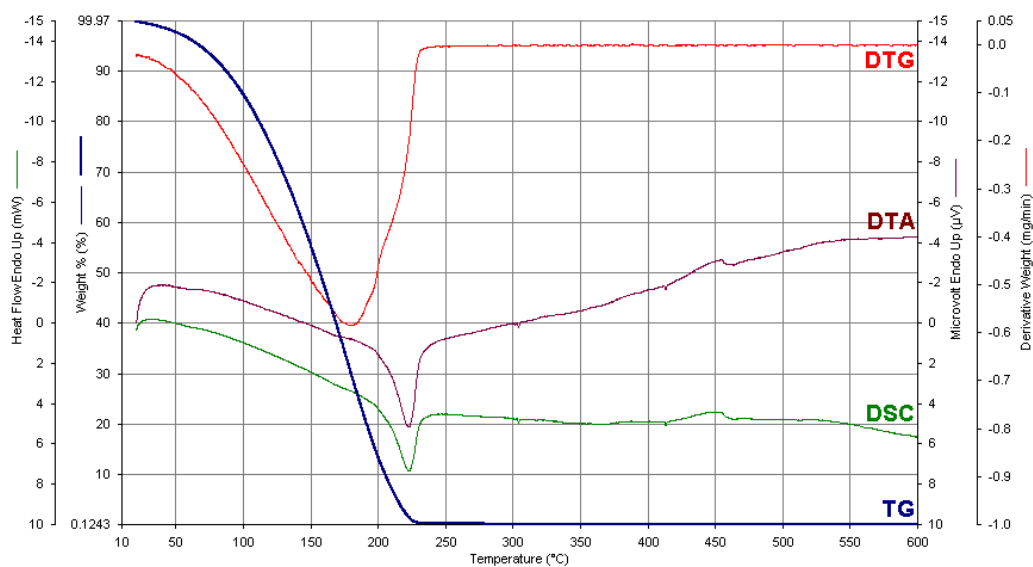


Fig. 3.16. Termogramă motorină

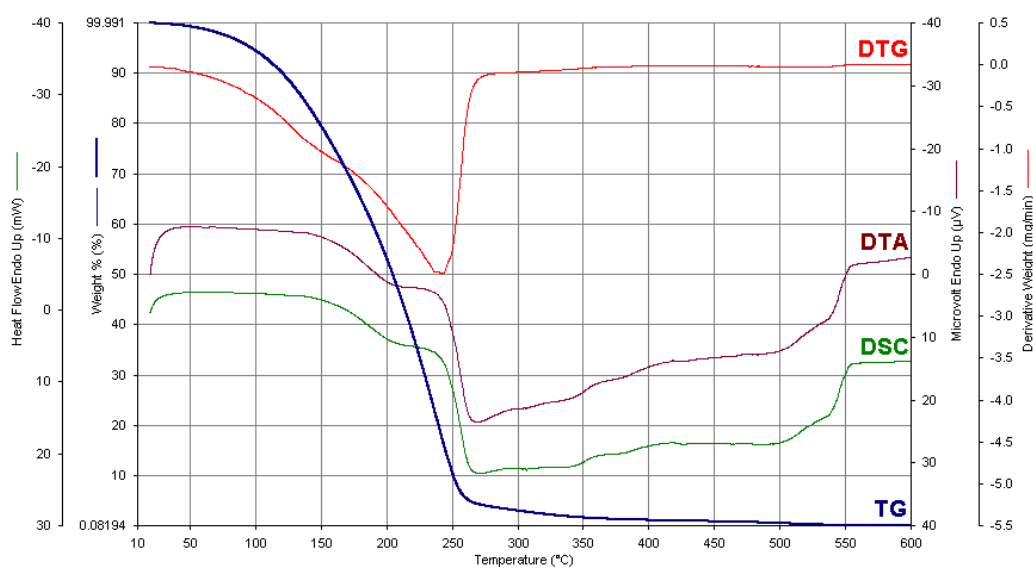


Fig. 3.17. Termogramă biodiesel ulei de pește

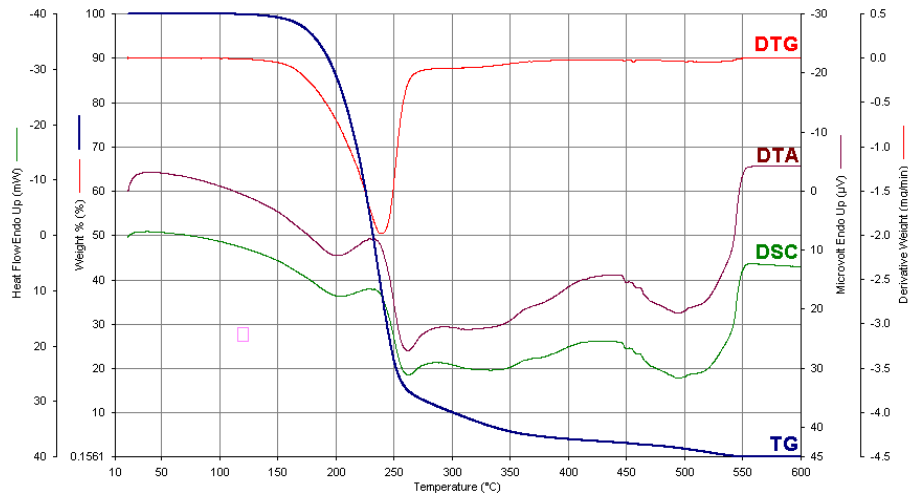


Fig. 3.18. Termogramă biodiesel ulei de palmier

### 3.5. Rezultate și concluzii privind proprietățile fizico-chimice ale biodieselului din ulei de palmier, respectiv ulei de pește

#### 3.5.1. Masa specifică

Motorina prezintă o masă specifică apropiată de limita superioară a standardului E 590, având o valoare redusă față de probele de biodiesel analizate. Masa specifică a celor două tipuri de biodiesel s-a încadrat în limitele standardelor utilizate pentru biodiesel conform fig. 3.19.

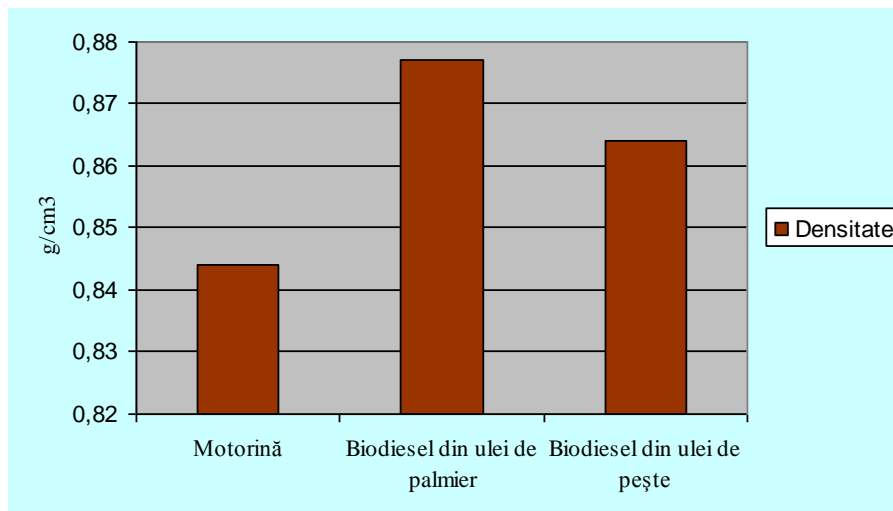
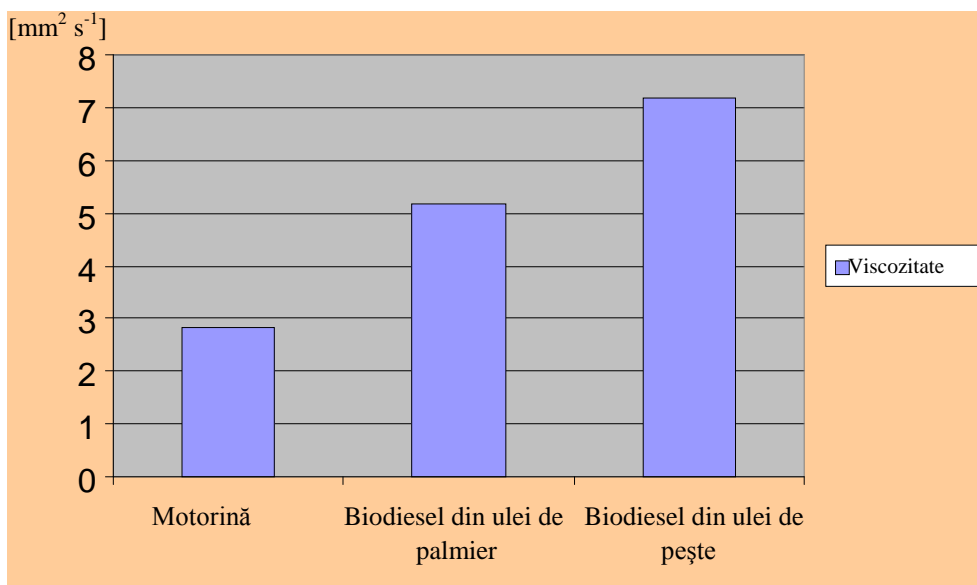


Fig. 3.19. Masa specifică a probelor analizate

Biodieselul din ulei de palmier a avut masa specifică cea mai mare dintre toate probele analizate. Combustibili de tip biodiesel au avut o masă specifică superioară motorinei ceea ce poate duce la dificultăți de exploatare la temperaturi negative ale mediului. Datorită masei specifice apropiate, motorina și biodieselul se pot amesteca în orice proporție.

### 3.5.2. Viscositatea

Majoritatea standardelor internaționale impun o viscozitate cuprinsă între 3,5...5 mm<sup>2</sup>/s spre deosebire de standardul american ASTM D6751 care impune limite mai largi de 1.9-6.0 mm<sup>2</sup>/s. Biodieselul din ulei de palmier s-a încadrat la limita superioară a standardului ASTM D6751 fără a se încadra în standardul European EN 14214 care are limita de 5 mm<sup>2</sup>/s. Biodieselul din ulei de pește nu s-a încadrat în limitele standardelor utilizate. S-a observat că probele de biodiesel analizate au avut o viscozitate de două chiar trei ori mai mare decât motorina obișnuită ceea ce poate duce la o atomizare și ardere incompletă în motor.



**Fig. 3.20. Viscositatea probelor analizate**

Prin analiza viscozității în funcție de temperatură se poate observa scăderii valorii acesteia odată cu creșterea temperaturii biodieselului conform fig.3.21., 3.22. fapt ce duce la îmbunătățirea injectiei combustibilului și a gradului de atomizare.

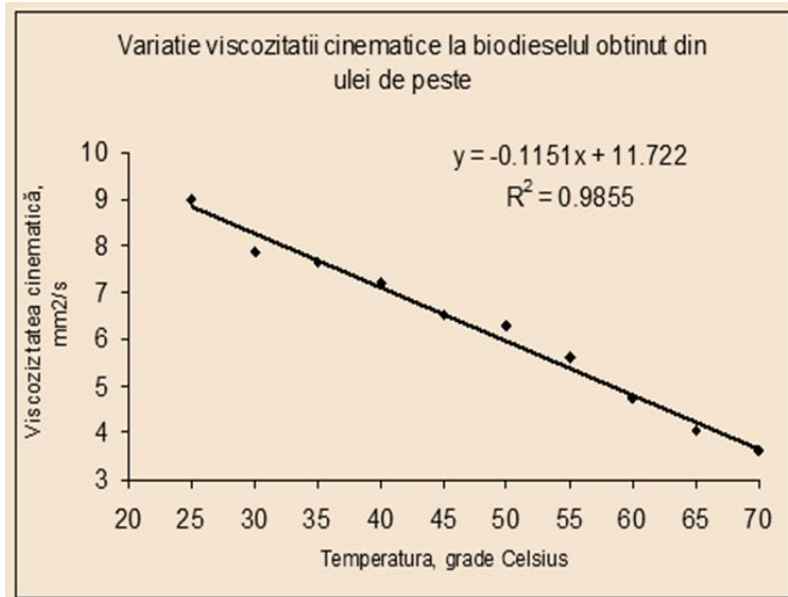


Fig. 3.21. Variația viscozității la biodieselul din ulei de pește

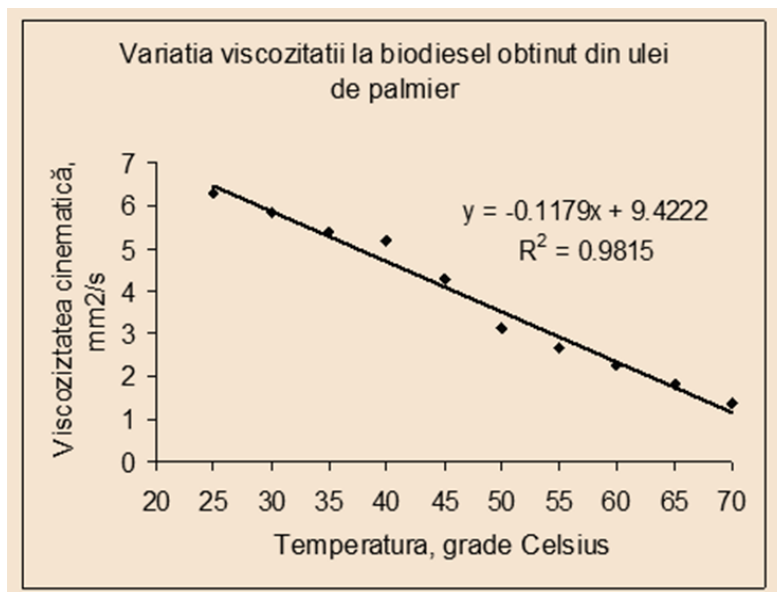


Fig. 3.22. Variația viscozității la biodieselul din ulei de palmier



### 3.5.3. Curba de distilare la probele de biodiesel

Prin analiza curbelor de distilare ale probelor de biodiesel la  $T_{10}$  s-a observat o volatilitate ridicată a probelor de biodiesel ceea ce înseamnă o bună pornire a motorului la rece. Perioada de încălzire a motorului este reflectată de valoarea  $T_{50}$  iar vaporizarea și arderea integrală precum și consumul de carburant au fost corelate cu  $T_{90}$  ca și cu temperatura finală de fierbere. Este necesară utilizarea biodieselului cu volatilitate mare în timpul iernii și a unui biodiesel cu mai puține volatile pe timp de vară.

### 3.5.4 Stabilitatea la oxidare prin metoda Hadorn și Zurcher (Rancimat)

În urma analizelor de laborator, perioada de inducție s-a observat că a crescut pentru probele de biodiesel, explicațiile regăsindu-se în cele ce urmează:

Uleiurile vegetale (din care se obține biodieselul) din punct de vedere chimic, sunt trigliceride care conțin elemente structurale labile (dubla legătură, grupa  $\beta$ -CH și gruparea ester). Elementele structurale, dubla legătură și grupa  $\beta$ -CH sunt instabile, în special la solicitările termice și oxidative, în timp ce grupările esterice sunt ușor disociate în prezența apei.

Pe de altă parte gruparea esterică este în principal responsabilă pentru descompunerea biologică rapidă a uleiurilor vegetale. Acestea au o influență directă asupra stabilității la oxidare a biodieselului pe perioada depozitării. Probele analizate prezintă o bună stabilitate la oxidare ceea ce recomandă folosirea și depozitarea în condiții asemănătoare motorinei.

### 3.5.5. Indicele de refracție

Valorile indicate prin indicii de refracție determinate cu ajutorul refractometrului indică gradul de oxidare al biodieselului. Un grad de oxidare mai mare conduce la creșterea indicelui de refracție. Cu cât este mai mare nivelul de nesaturare, cu atât este mai probabilă oxidarea combustibilului.

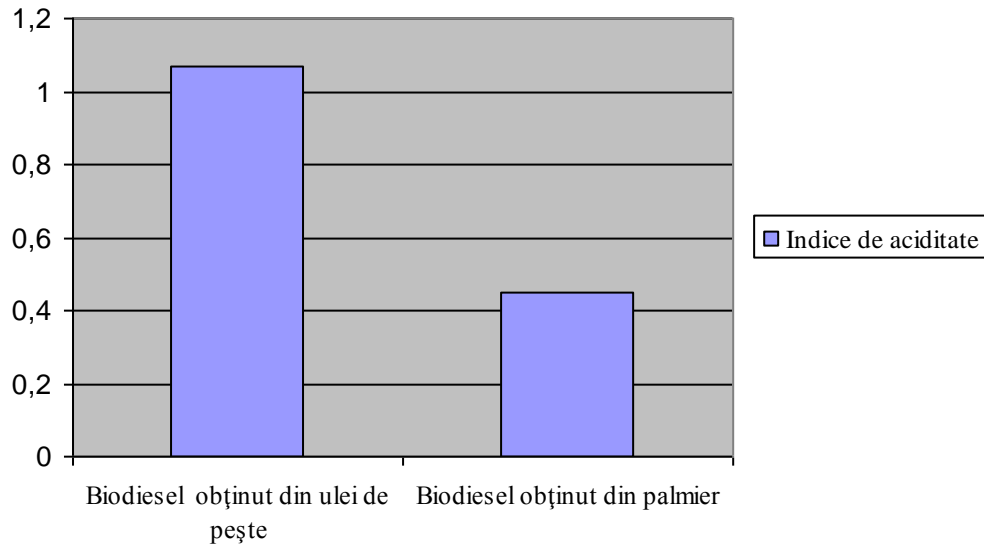
Ca regulă generală, acizii grași saturați (cum ar fi 16:0 sau 18:0) sunt stabili. Și de fiecare dată când nivelul nesaturării crește (de exemplu, de la 18:1 la 18:2, la 18:3), stabilitatea combustibil scade cu un multiplu de 10. Deci, un combustibil compus în principal din C18: 3 este de 100 de ori mai instabil decât un combustibil C18: 1.

Punctele de nesaturare ale moleculelor de biodiesel pot reacționa la oxigen, formând peroxizi care se descompun în acizi, sedimente și rășini.

Căldura și de razele solare vor accelera acest proces, de aceea este mai bine să nu se păstreze biodieselul în exterior, la soare, vara. Probele analizate sunt stabile la oxidare.

### 3.5.6. Indicele de aciditate

Indicele de aciditate este unul dintre indicatorii semnificativi de degradare oxidativă a biodieselului. După o perioadă mare de depozitare, biodieselul se oxidează, iar producția inter-reacționează, cu formare de acizi, ce degradează calitatea combustibilului și a anumitor părți componente ale motorului cu ardere internă [74, 96].

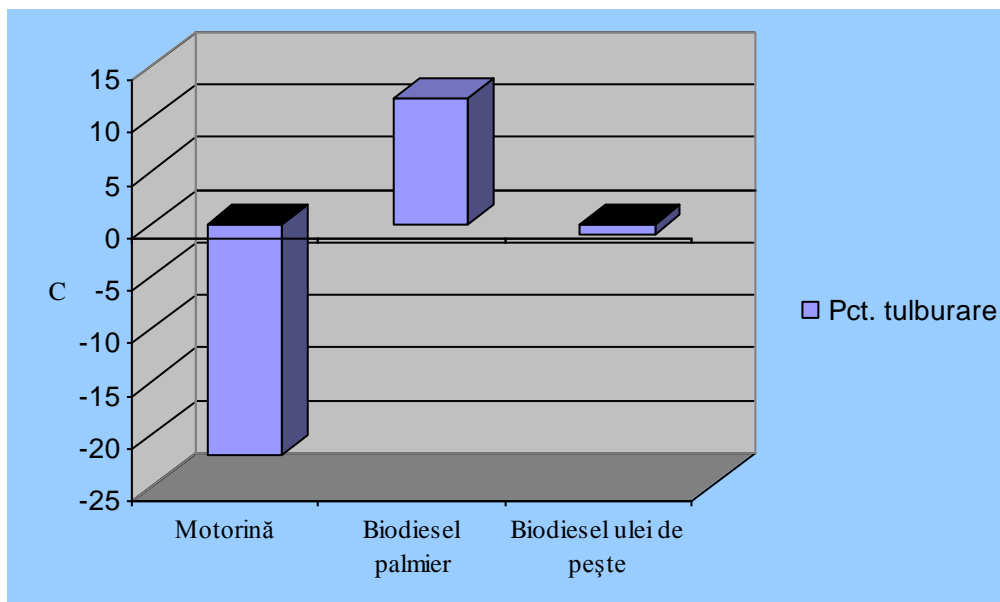


**Fig. 3.23. Valorile indicelui de aciditate determinate pentru biodieselul din ulei de pește respectiv palmier**

Modificarea acidității probelor de biodiesel pe perioada depozitării s-a datorat formării peroxizilor în urma procesului de oxidare. Aceștia se descompun și inter-reacționează cu formare de numeroase produse secundare de oxidare, inclusiv aldehide, care ulterior se oxidează cu formare de acizi. Conform probelor analizate, fig. 3.23. se observă o aciditate mai mare a biodieselului din ulei de pește comparativ cu biodieselul obținut din ulei de palmier.

### 3.5.7. Punctul de tulburare

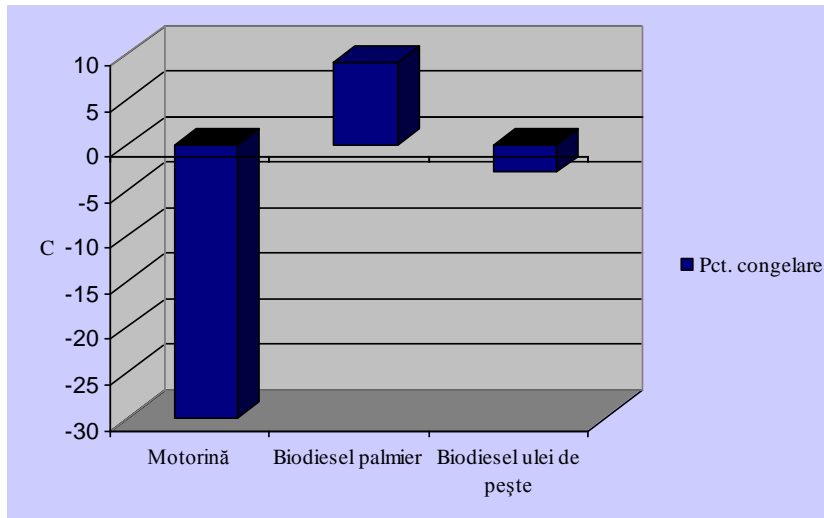
Punctul de tulburare este legat de gradul de saturare și de numărul atomilor de carbon din catena acizilor grași. Modificarea punctului de tulburare conduce la apariția unor probleme legate de scăderea debitului prin pompa de injecție (scăderea puterii motorului), înfundarea filtrelor și a conductelor de alimentare. Din analiza efectuată s-a observat că motorina are cele mai mari valori ale punctului de tulburare conform fig. 3.24. Probele de biodiesel au prezentat puncte de tulburare ridicate peste 0 °C cu un maxim la biodieselul din ulei de palmier de 12 °C. Aceste rezultate confirmă raportările din literatura de specialitate privind proprietățile biodieselului din ulei de palmier.



**Fig. 3.24. Valorile punctului de tulburare determinate pentru biodieselul din ulei de pește respectiv palmier**

### 3.5.8. Punctul de congelare

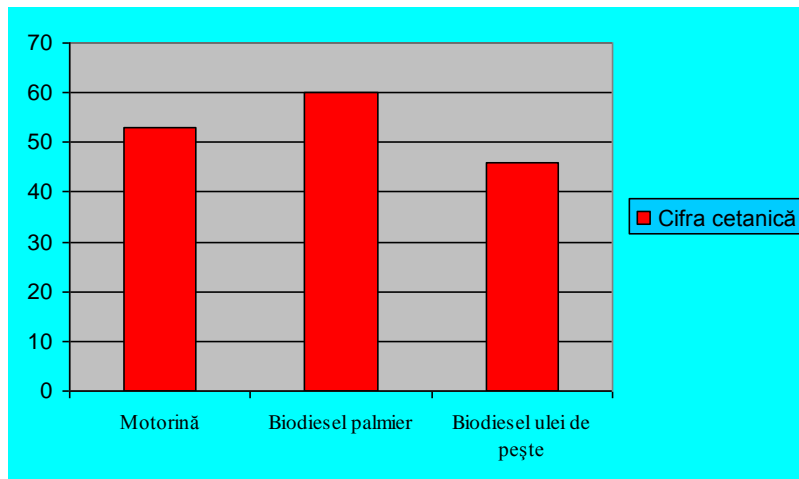
Un rol important în modificarea punctului de congelare, îl au substanțele parafinice care, la răcire, formează o rețea de cristale, împiedicând astfel mișcarea uleiului. În afară de prezența parafinei, punctul de congelare mai depinde de o serie de factori dintre care amintim: conținutul în substanțe rășinoase și asfultoase, conținutul în apă al uleiurilor, temperatura de preîncălzire, temperatura de răcire a uleiurilor. Motorina analizată a prezentat cel mai mare punct de congelare dintre toate probele analizate. Biodieselul din ulei de pește cu un punct de congelare de  $-3^{\circ}\text{C}$ , iar biodieselul din ulei de palmier de  $9^{\circ}\text{C}$ . Valorile pozitive ale punctului de congelare în cazul biodieselului din ulei de palmier nu sunt de neglijat deoarece acesta se solidifică la temperaturi mai mici de  $10^{\circ}\text{C}$  prin urmare se recomandă folosirea acestuia numai pe timp de vară la temperaturi ce depășesc  $20^{\circ}\text{C}$ . Aceste dezavantaje se pot înlătura prin realizarea unor sisteme de preîncălzire a biodieselului înainte de injecția acestuia în motorul diesel.



**Fig. 3.25. Valorile punctului de congelare determinate pentru biodieselul din ulei de pește respectiv palmier**

### 3.5.9. Cifra cetanică

Tipul și compoziția acizilor grași din materia primă determină o serie de proprietăți ale biodieselului obținut. Dacă materia primă conține în principal acizi grași saturați, biodieselul obținut din această materie primă va avea o cifră cetanică ridicată.



**Fig. 3.26. Valorile cifrei cetanice determinate pentru biodieselul din ulei de pește respectiv palmier**

### 3.5.10. Conținutul de fosfor

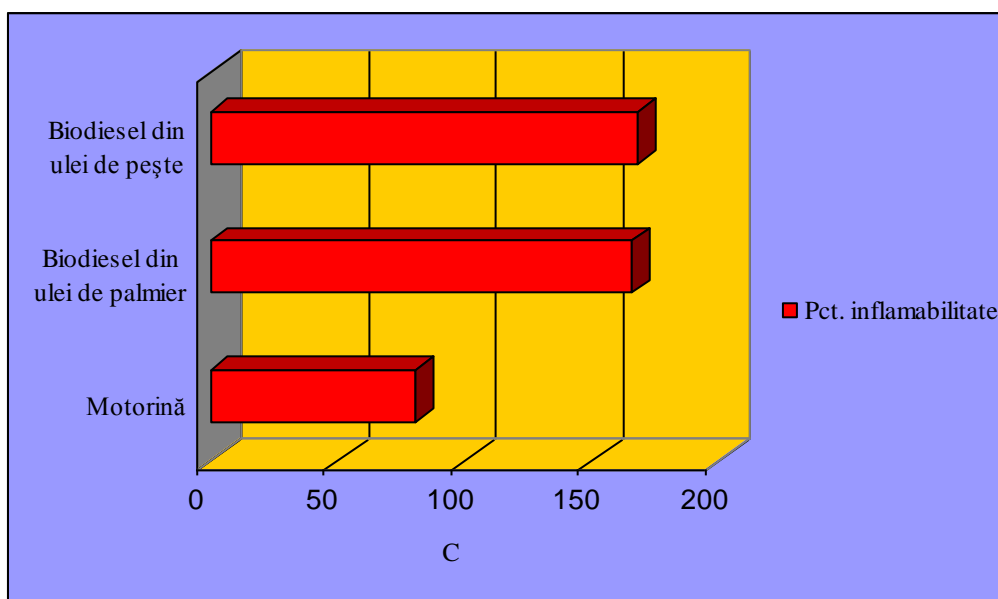
Conform datelor analizate biodieselul din ulei de palmier are un conținut de fosfor de 0,1 mg/kg iar biodieselul din ulei de pește de 0,38 mg/kg ce se încadrează în limita superioară a standardului.

Norma europeană limitează un conținut maxim de fosfor în compoziția biodieselului de pînă la 4 mg/kg.

### 3.5.11. Punctul de inflamabilitate

În majoritatea standardelor se specifică o temperatură de inflamabilitate minimă superioară valorii de 130°C. Ca urmare, un punct de inflamabilitate de 166°C, înregistrat pentru metil esterul din ulei de palmier, și 168°C pentru biodieselul din ulei de pește asigură încadrarea combustibilului în limitele impuse de către standardele internaționale.

Motorina se consideră a fi unul dintre cele mai restricționate categorii inflamabile în timp ce biodieselul este considerat ne-inflamabil, din moment ce prezintă un punct de inflamabilitate de peste 150°C (300°F), chiar dacă acesta arde într-un motor diesel.



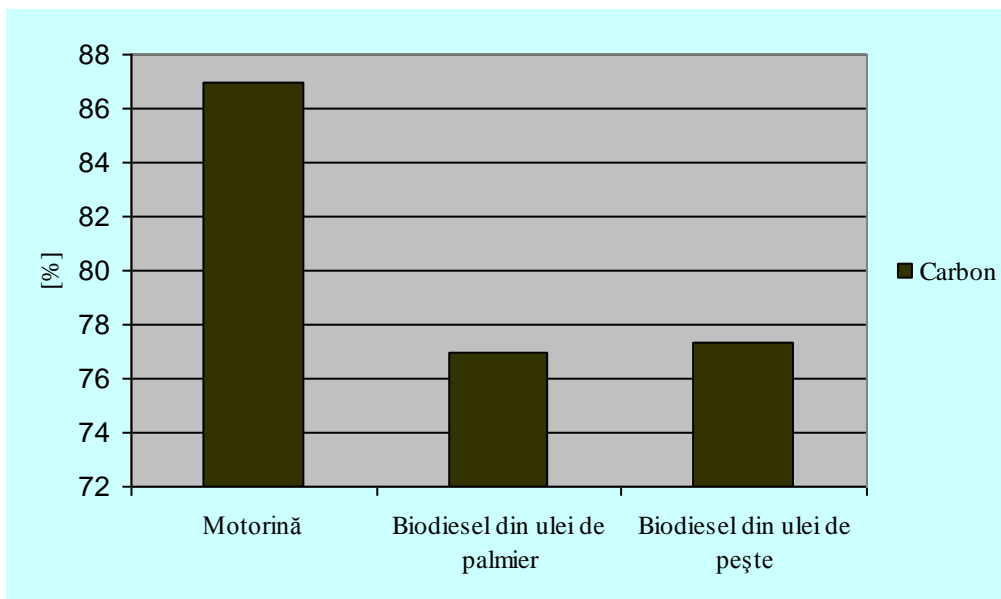
**Fig. 3.27. Valorile punctului de inflamabilitate determinate pentru biodieselul din ulei de pește respectiv palmier**

### 3.5.12. Compoziția elementară

Prin analiza compoziției elementare se determină conținutul de carbon, hidrogen, oxigen și azot din combustibili. Prezintă interes conținutul de hidrogen și carbon datorită componente energetice a acestora.

Motorina are cel mai mare conținut de carbon din toate probele analizate așa cum reiese și din fig.3.28.

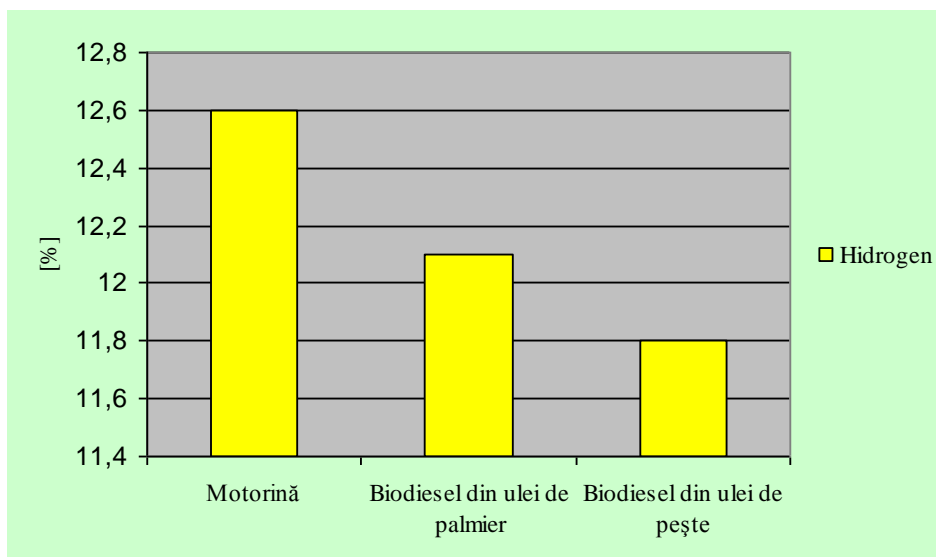
Conținutul de carbon ridicat din compoziția motorinei asigură o putere calorică mai mare față de combustibili de tip biodiesel.



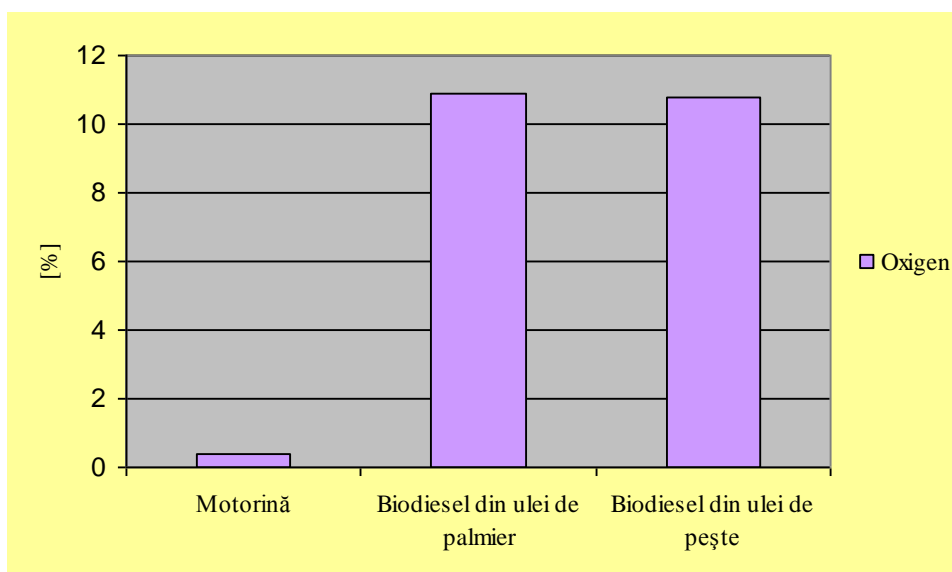
**Fig. 3.28. Valorile conținutului de carbon din probele de biodiesel din ulei de pește, respectiv biodiesel din ulei de palmier, analizate**

Hidrogenul este cel mai energetic component cu un rol important în combustia din motor [60]. Cu cât este mai mare concentrația de hidrogen în combustibil cu atât este mai bună aprinderea și combustia în motoare.

Motorina are cel mai mare conținut de hidrogen iar biodieselul din ulei de pește cel mai mic conținut așa cum reiese din fig.3.29.



**Fig. 3.29. Valorile conținutului de hidrogen din probele de biodiesel din ulei de pește, respectiv biodiesel din ulei de palmier, analizate**



**Fig. 3.30. Valorile conținutului de oxigen din probele de biodiesel din ulei de pește, respectiv biodiesel din ulei de palmier, analizate**

Conform diagramei probele de biodiesel analizate au un conținut mare de oxigen în compoziția elementală de aproximativ 10 % lucru relevant în fig.3.32. Acest lucru determină un conținut mai mic de oxigen necesar arderii în procesul de formare și combustie în motorul diesel.

### 3.5.13. Analize termice

În curba TG, curba de volatilizare a probelor de motorină se observă o pierdere de masă începând de la 20°C până la 230°C pierzându-se 99,7% din masa totală a motorinei analizate. În curba DTG, curbă ce reprezintă viteza maximă a pierderii de masă se observă viteza pierderii masice cu un vârf maxim la 175°C. Frațiunile cu conținut mai mic de carbon se evaporă cel mai repede. Se poate observa că motorina este evaporată complet la o temperatură de aproximativ 253°C, din proba inițială se ajunge la 0,1243% din masă inițială.

Curba **TG** din **biodieselul din ulei de pește** arată un nivel de stabilitate termică până la 50°C cu trei etape de descompunere termică. Prima are loc în intervalul 50-260°C cu volatilizarea metil esterilor și a fracțiunilor ușoare de carbon. Cea de-a doua se produce mai ușor de la 260°C la 430°C cu o pierdere de masă de aproximativ 2% prin descompunerea mono, di și trigliceridelor și a metil esterilor acizilor grași cu conținut ridicat de carbon.

Și, în sfârșit, carbonizarea probei se produce de la 430°C la 510°C cu o pierdere de masă de sub 0,4%. Pierdere totală a fost de aproximativ 99,991%. Pe curba **DTG** se observă viteza maximă de pierdere de masă la 240°C. La temperatura de 510°C are loc carbonizarea probei.

Curba **TG** din **biodieselul din ulei de palmier** arată un nivel de stabilitate termică până la 150°C cu trei etape de descompunere termică. Prima are loc în intervalul 150-250°C cu o pierdere de masă de aproximativ 80% cu volatilizarea metil esterilor.

Cea de-a doua se produce mai ușor de la 250°C la 500°C cu o pierdere de masă de aproximativ 20% prin descompunerea mono, di și trigliceridelor și a acizilor grași cu conținut mare de carbon oleic și linoleic.

Și, în sfârșit, carbonizarea probei se produce de la 500°C la 525°C cu o pierdere de masă de aproximativ 0,5%. Pe curba **DTG** se observă viteza maximă de pierdere de masă la 240°C. La temperatura de 525°C are loc carbonizarea probei.

## 3.6. Concluzii privind proprietățile fizico-chimice ale combustibililor analizați

1. În urma analizelor efectuate, s-a constatat că biodieselul obținut din uleiul din palmier și de pește nu corespunde în totalitate conform standardelor.

Deși prin procesul de transesterificare se reduce foarte mult viscozitatea biocombustibililor aceștia au o viscozitate de două trei ori mai mare comparativ cu motorina. Viscozitatea cinematică a biodieselului reprezentând o problemă, aceasta fiind peste limita admisă de norma EN 14214, și depășește puțin norma ASTM D6751 în cazul biodieselului din ulei de pește.

O soluție pentru ca biodieselul analizat să poată fi utilizat pe piața biocombustibililor este amestecarea acestuia cu alt biodiesel cu viscozitate mai scăzută și adăugarea de aditivi pentru îmbunătățirea proprietăților care nu corespund normelor privind calitatea biodieselului.

2. Eventualele probleme care pot apărea la biodiesel sunt temperaturile de congelare și tulburare care sunt mai mari decât ale motorinei, fapt care poate crea probleme la alimentarea motoarelor în zonele cu temperaturi scăzute. Acest fapt se poate rezolva prin **încălzirea conductelor de alimentare cu combustibil** sau **utilizarea unor sisteme de încălzire suplimentare așa cum se vor studia în capitolul 4.**



3. Indicele de aciditate este unul dintre indicatorii semnificativi de degradare oxidativă a biodieselului.

În general, oxidarea este însoțită de creșterea acidității și a viscozității combustibilului. Adesea, schimbările sunt completate de intensificarea culorii biodieselului de la galben la maro și apariția unui miros de vopsea. În prezența apei, esterii pot hidroliza la molecule lungi de FFA, fapt care duce, de asemenea, la creșterea acidității. Din această cauză, stabilitatea la oxidare rămâne o temă deschisă cercetării.

Aditivii antioxidanți ca hidroxitoulenuenul butilat și tert-butilhidrochinona au fost descoperiți ca factori care pot crește stabilitatea la depozitare a biodieselului.

În concluzie, orice combustibil care va fi stocat o lungă perioadă de timp, chiar dacă este petrodiesel sau biodiesel, trebuie tratat cu aditivi antioxidanți.

4. Punctele de inflamabilitate superioare ale combustibililor de tip biodiesel determinate asigură o bună stabilitate și manevrare în condiții de siguranță.

5. Analiza elementară a combustibililor a arătat un conținut mare de oxigen în compoziția biodieselului ceea ce conferă o ardere mai bună în motor dar și predispoziția acestui tip de combustibil spre oxidare. Conținutul redus de carbon și hidrogen în cadrul probelor de biodiesel conferă acestuia o putere calorică inferioară motorinei.

6. Prin analiza termică a probelor de biodiesel s-a observat o creștere a temperaturii de vaporizare a acestora comparativ cu motorina.

S-a constatat o creștere a depunerilor de carbon ceea ce poate afecta în cazul folosirii îndelungate cu biodiesel performanțele motorului. Analiza elementară a combustibililor (curbele TG, DTG, DSC) a arătat un conținut mare de oxigen în compoziția biodieselului ceea ce conferă o ardere mai bună în motor, dar și predispoziția acestui tip de combustibil spre oxidare.

7. S-a constatat că viscozitatea biodieselului din ulei de pește este mai mare decât cea a biodieselului obținut din ulei de palmier.

Ambele depind de temperatură și scad mult când temperatura crește, de unde și importanța preîncălzirii biocombustibilului.

## **CAPITOLUL 4**

### **STUDII ȘI CERCETĂRI EXPERIMENTALE PRIVIND PREÎNCĂLZIREA BIODIESELULUI ȘI INFLUENȚA PREÎNCĂLZIRII ACESTUIA ASUPRA NOXELOR**

În prima etapă a cercetării experimentale a fost necesară stabilirea obiectivelor principale pentru tema generală propusă. Astfel pentru abordarea cercetării asupra procesului de pregătire termică a biodieselului prin intermediul programelor soft de prelucrare a datelor experimentale s-a impus determinarea datelor de intrare necesare monitorizării.

Scopul cercetărilor experimentale descrise în acest capitol este optimizarea procesului de pregătire termică a biodieselului în vederea obținerii unor calități superioare ale proceselor de ardere din motorul cu aprindere prin comprimare.

Obiectivele urmărite au fost: monitorizarea temperaturii biodieselului din sistemul de alimentare al motorului cu aprindere prin comprimare utilizat, monitorizarea evoluției temperaturii biodieselului la diverse regimuri de mers în gol și mers în gol forțat ale motorului de test, monitorizarea noxelor funcție de tipul de biodiesel folosit și de gradul de preîncălzire al acestuia.

#### **4.1. Componența standului experimental și a aparaturii folosite**

Cercetările experimentale s-au efectuat în Laboratorul de Termotehnică al Facultății de Mecanică din Craiova, pe un motor diesel de fabricație românească. Cercetările au fost făcute folosind ca și combustibil motorina și biodieselului B20 din ulei de pește având ca scop final comparația între măsurătorile făcute pentru motorină și cele făcute cu biocombustibil, preîncălzite prin metoda aleasă și nepreîncălzite.



**Fig. 4.1. Motorul cu aprindere prin comprimare pe care s-au realizat experimentele**

**Tabelul 4.1. Principalele caracteristici ale motorului pe care s-au realizat experimentele**

<b>Denumirea motorului</b>	D115	Cilindree totală $V_t$ [dm <sup>3</sup> ]	2,34
<b>Tipul motorului</b>	MAC	Raportul de comprimare $\varepsilon$	17
<b>Puterea nominală <math>P_e</math> [kW;CP]</b>	33;45	Presiunea efectivă $p_e$ [daN/cm <sup>2</sup> ]	7,05
<b>Turația nominală <math>n_p</math> [rot/min]</b>	2400	Viteza medie a pistonului $w_p$ [m/s]	8,8
<b>Momentul cuplului motor maxim <math>M_e</math> [daNm/kgfm]</b>	14/14,3	Puterea litrică $\frac{kW}{l} / \frac{CP}{l}$ $P_{LL}$	14,1/19,2
<b>Turația la maxim <math>n_M</math> [rot/min]</b>	1200	$\frac{kW}{cil} / \frac{CP}{cil}$ $P_{el}$	11/15
<b>Alezaj D [mm]</b>	95	$\frac{kg}{kW} / \frac{kgf}{CP}$ $m_p$	7,6/5,6
<b>Cursa S [mm]</b>	110	$i \frac{\pi D^2}{4}$ [dm <sup>2</sup> ]	2,13
<b>Numarul de cilindrii</b>	3	Ordinea de injecție	1-2-3
<b>Așezarea cilindrilor</b>	linie	Avansul la injecție °RAC	13°
<b>Fazele de distribuție</b>		Procedeul de injecție	Injecție directă
<b>Avans la evacuare °RAC</b>	48°30 <sup>1</sup>	Presiunea de injecție [kgf/cm <sup>2</sup> ]	230
<b>Întârziere la evacuare °RAC</b>	6	Presiunea uleiului în canalele de ungere [kgf/cm <sup>2</sup> ]	
<b>Avans la admisie °RAC</b>	3	3-4	
<b>Întârziere la admisie °RAC</b>	23	Masa motorului uscat [kg]	252

Biodieselul folosit este cel din ulei de pește în amestec cu motorina B20, uleiul de pește fiind obținut din pește marin și rafinat printr-o serie de procese de pretratare. Ulterior uleiul de pește a suferit un proces de transesterificare cu alcool metilic, obținându-se astfel biodieselul din ulei de pește.

Ca și filtru de combustibil s-a folosit un filtru special pentru biodiesel, fig. 4.3., pe care cei de la compania publică de transport Craiova îl utilizează pe autobuze întrucât și ei derulează un program cu fonduri europene prin care se dorește utilizarea unui procent superior de biodiesel pe autobuzele din Craiova.



**Fig . 4.2. Filtru biodiesel utilizat în experimente**



**Fig. 4.3. Filtru si carcasa filtru biodiesel**

Materialul microporos din care este format filtrul propriu-zis nu permite depunerea gumelor înlăturând astfel pericolul înfundării filtrului.

Aportul propriu a constat în montarea unei conducte de cupru-serpentină în interiorul unui amortizor de zgomot de tractor, în scopul preîncălzirii biocombustibilului în vederea scăderii viscozității sale pentru anotimpul rece.

Întrucât temperatura gazelor de ardere este foarte mare 550-650 °C și poate ajunge la 900-1000 °C la mersul în sarcină maximă, conducta de cupru alimentată ulterior filtru de biodiesel și nu pompa de alimentare, acest lucru reducând temperatura sa.



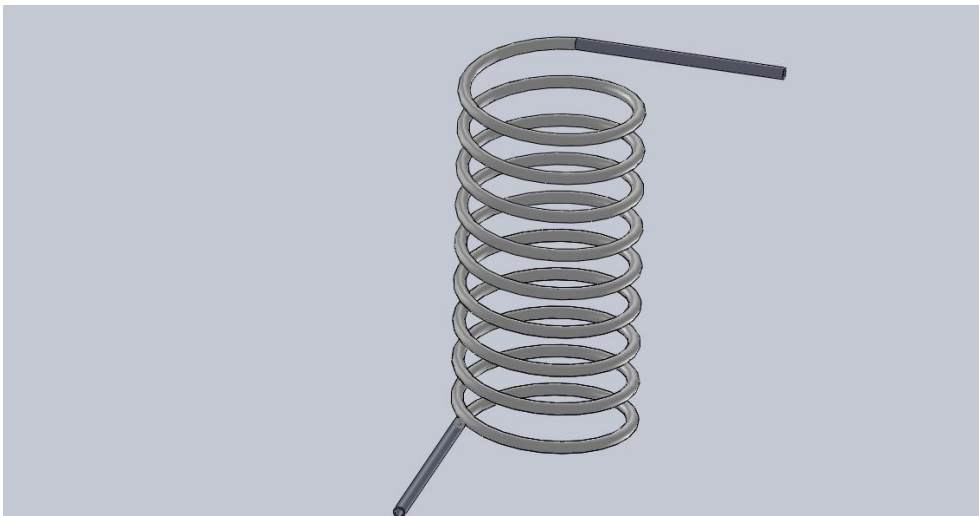
**Fig. 4.4. Serpentina de cupru montată secționat în interiorul amortizorului de zgomot**



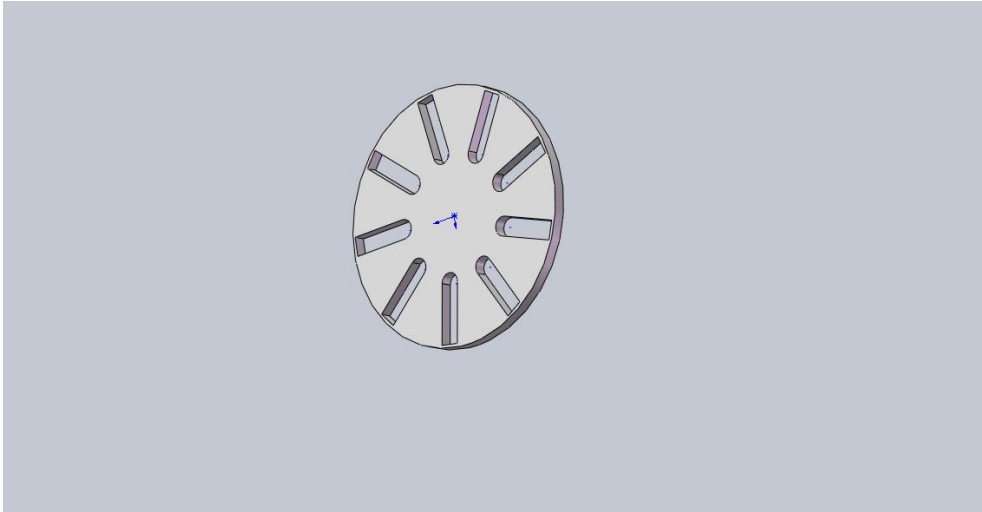
**Fig. 4.5. Amortizor de zgomot**



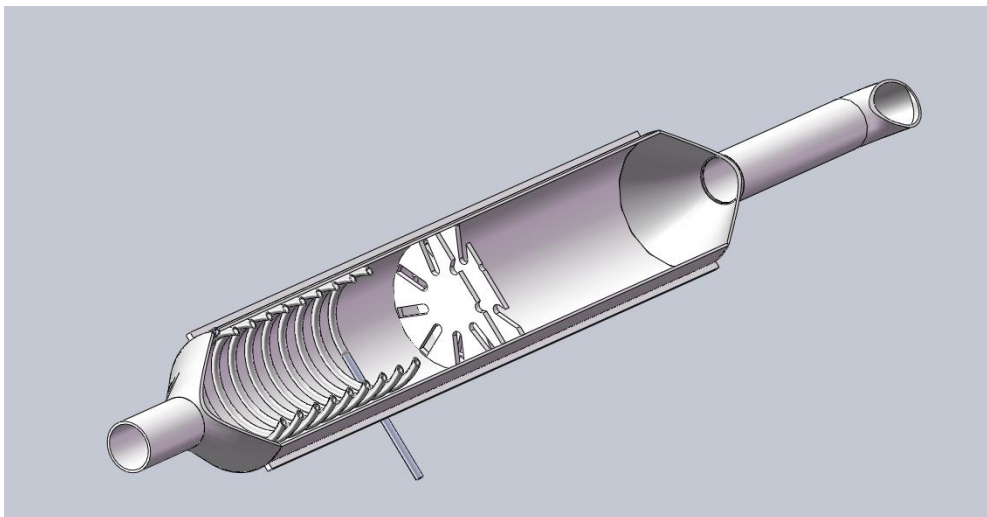
**Fig. 4.6. Amortizor de zgomot modificat cu serpentina de preîncălzire a biodieselului**



**Fig. 4.7. Serpentina cupru preincalzire**



**Fig. 4.8. Filtru al amortizorului de zgomot**



**Fig. 4.9. Poziționarea serpentinei în interiorul amortizorului de zgomot**

## 4.2. Aparatura folosită pentru măsurători

Aparatura folosită pentru măsurătorile noxelor este de tip STARGAS 898 reprezentat în fig. 4.10

### Date tehnice ale aparaturii:

- Măsoară simultan 4 componente ale gazului de eșapament:
- CO – monoxid de carbon;  $0 \div 15,000$  % Vol;
- CO<sub>2</sub> – dioxid de carbon;  $0 \div 20,00$  % Vol;
- HC – hidrocarburi nearse;  $0 \div 30000$  ppm Vol;
- O<sub>2</sub> – oxigen;  $0 \div 25,00$  % Vol;
- NO<sub>x</sub> – oxizi de azot;



**Fig. 4.10. Aparat utilizat pentru măsurarea noxelor**  
În tabelul 4.2. s-au trecut specificațiile aparatului utilizat pentru măsurarea noxelor.

**Tabelul 4.2. Specificații tehnice tahometru digital**

<b>Ecran</b>	LCD
<b>Domeniu măsurare</b>	2,5 ...99,999 RPM
<b>Rezoluție</b>	0,1 RPM (2,5 până 9999 RPM) 1 RPM (PESTE 10000 RPM)
<b>Acuratețe</b>	$\div (0,025\%+1)$
<b>Memorie</b>	Ultima valoare, Valoarea Max., Valoarea Min.
<b>Distanță detectare</b>	50 până la 1000 mm
<b>Circuit</b>	LSI
<b>Baterie</b>	4*1,5V AA
<b>Consum</b>	50mA
<b>Temperatura de operare</b>	0 până la 50°C

În fig. 4.11., 4.12. sunt prezentate tahometrul digital folosit în experimente și pirometru profesional, ale căror caracteristici tehnice sunt specificate mai jos.



**Fig. 4.11. Tahometrul digital DT-2234C profesional**



**Fig. 4.12. Pirometru utilizat**



**Date tehnice ale aparaturii utilizate:**

<b>Domeniu temp. IR</b>	<b>-35 ... 900°C</b>
Precizie	0.75% din valoarea măsurată
Rezoluție afișare	0,1C
Timp de răspuns	150ms
<b>Raport Distanța:Spot</b>	<b>75:1 si CF (1mm la 62mm)</b>
Vizare laser	Cruce patru puncte (patent)
Emisivitate	0,100..1,000 ajustabilă
Mod lucru	MIN, MAX, Medie, dT
Alarmer	audio/vizibile color
Interfață	USB
Memorie	100 locații
Intrare termocuplu	tip K

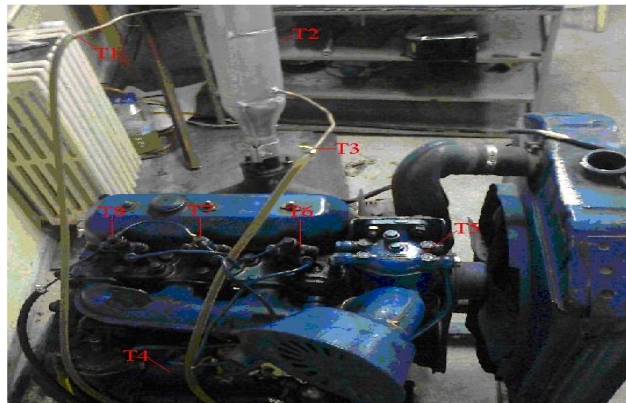
**4.3. Măsurătorile experimentale**

În cadrul acestor măsurători, s-au măsurat cu ajutorul tahometrului din fig. 4.11. turațiile diferitelor regimuri de mers ale motorului de test precum și temperatura biodieselului B20 din ulei de pește, B20 din ulei de palmier, respectiv temperatura motorinei în puncte diferite ale sistemului de alimentare.

Prima operațiune a constat în determinarea debitului pompei de alimentare la diferite turații pentru a determina viteza de curgere a biodieselului din ulei de pește B20 prin conducta de cupru cu diametrele  $D_{ext}=6,1$  mm  $D_{int}= 4,5$  mm.

S-au efectuat apoi măsurători ale debitului cu biodieselul preîncălzit și măsurători ale temperaturii cu ajutorul unui pirometru în diferite puncte ale motorului așa cum se indică în figură, măsurătorile fiind efectuate la diverse intervale de timp și turații diferite, turația fiind măsurată pe arborele cotit cu un turometru digital.

Toate aceste măsurători au fost efectuate pe rând cu: motorina, biodiesel de palmier B20 și biodiesel de ulei de pește B20.



**Fig. 4.13. Schema de măsurare a temperaturii biodieselului și a componentelor motorului cu pirometrul optic pe motorul de test**



În tabelul 4.3. sunt trecute valorile temperaturilor măsurate în punctele indicate în fig 4.13., pentru utilizarea motorinei.

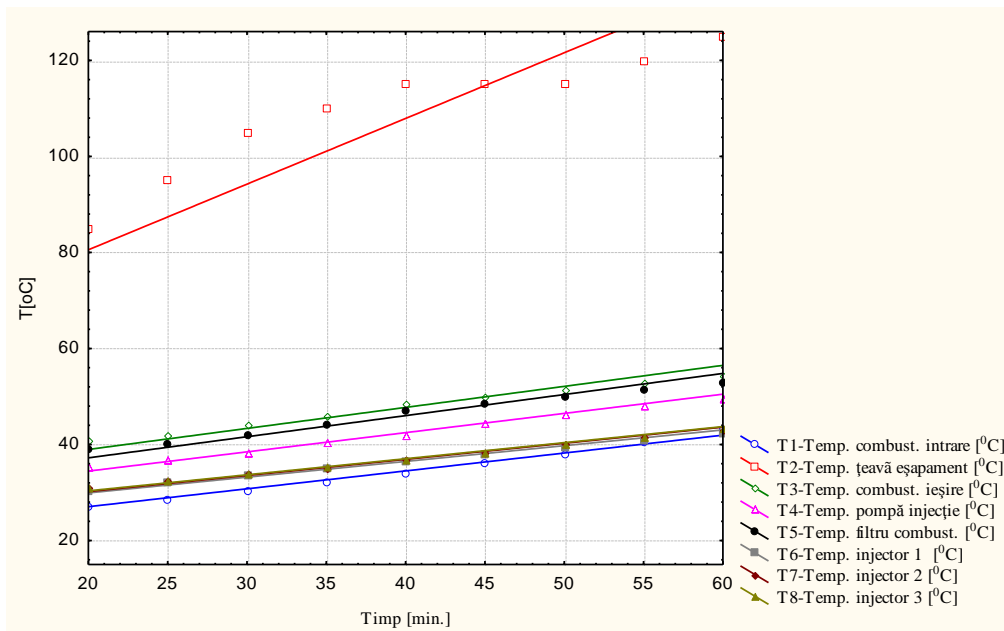
**Condiții de test:**

**Temp ambiantă  $t = 20$  [°C]**

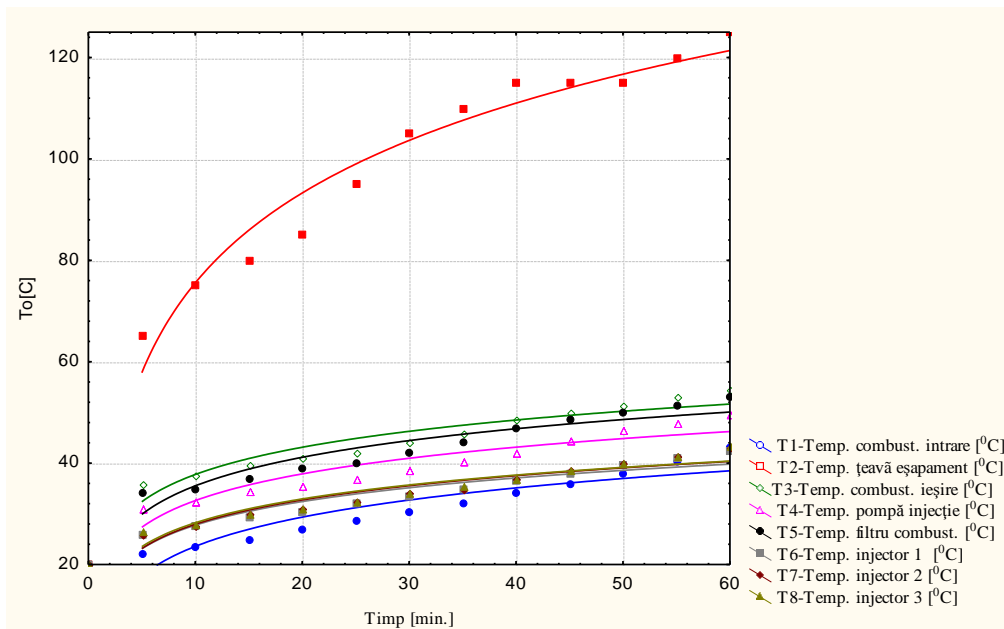
**Turație motor = 1200 rpm**

**Tabelul 4.3. Măsurarea temperaturilor combustibilului când motorul este alimentat cu motorină**

Timp [min.]	T1-Temp. combust intrare [°C]	T2-Temp. Teava eșapament [°C]	T3-Temp. combust ieșire [°C]	T4-Temp. pompă injectie [°C]	T5-Temp. filtru combust [°C]	T6-Temp. Injector 1 [°C]	T7-Temp. Injector 2 [°C]	T8-Temp. Injector 3 [°C]
0	20	20	20	20	20	20	20	20
5	22	65	36	31	34	26	26	26,5
10	23,5	75	37,5	32,5	35	27,5	27,5	28
15	25	80	39,5	34,5	37	29,5	30	30
20	27	85	41	35,5	39	30,5	31	31
25	28,5	95	42	37	40	32	32,5	32,5
30	30,5	105	44	38,5	42	33,5	34	34
35	32	110	46	40,5	44	35	35	35,5
40	34	115	48,5	42	47	36,5	37	37
45	36	115	50	44,5	48,5	38	38,5	38,5
50	38	115	51,5	46,5	50	39,5	40	40
55	40,5	120	53	48	51,5	41	41,5	41,5
60	43	125	54,5	49,5	53	42,5	43	43,5



**Fig. 4.14. Variația temperaturilor în cazul alimentării cu motorină preîncălzită**



**Fig. 4.15. Variația temperaturilor în cazul alimentării cu motorină nepreîncălzită**

**Condiții de test:**

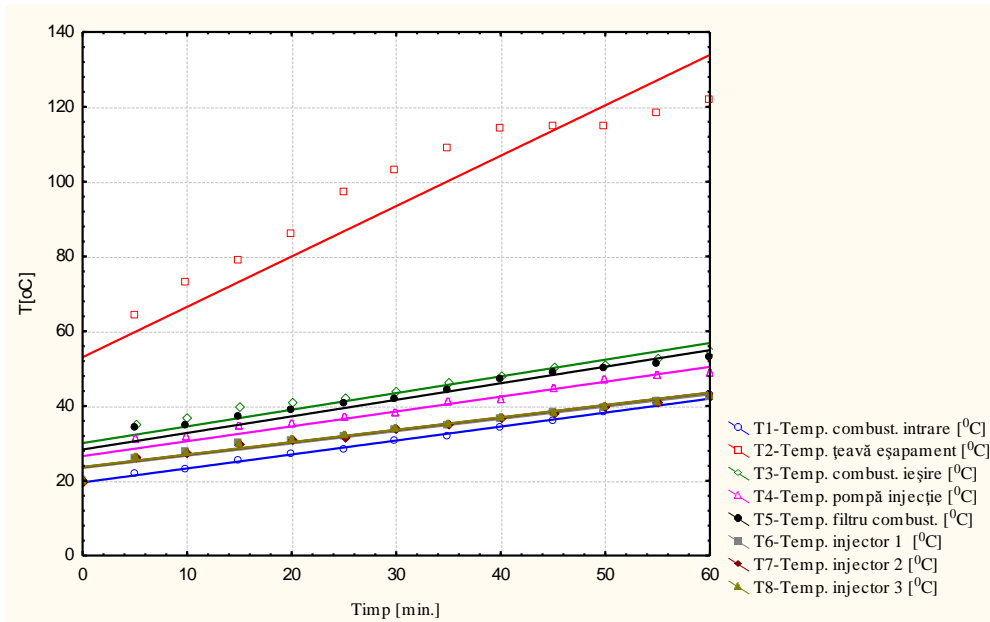
În tabelul 4.4. sunt trecute valorile temperaturilor măsurate în punctele indicate în fig 4.13., pentru utilizarea biodieselului B20 din ulei de pește.

**Temperatura ambiantă t= 20 [°C]**

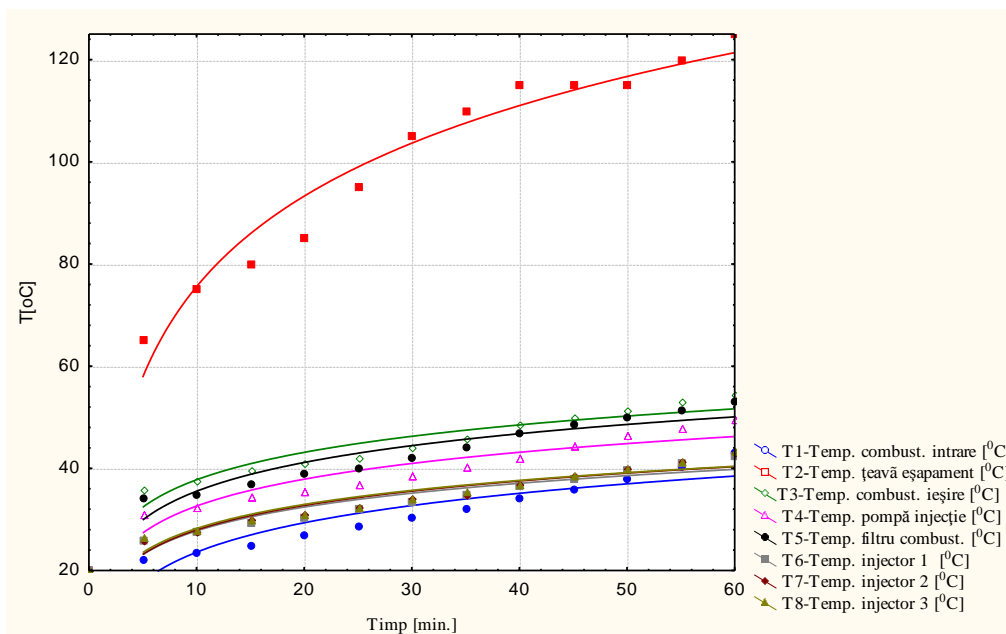
**Turație motor =1200 rpm**

**Tabelul 4.4. Măsurarea temperaturilor combustibilului când motorul este alimentat cu biodiesel de pește**

Timp [min.]	T1-Temp. combust. intrare [°C]	T2-Temp. țeava eșapament [°C]	T3-Temp. combust. ieșire [°C]	T4-Temp. pompă injecție [°C]	T5-Temp. filtru combust. [°C]	T6-Temp. Injector 1 [°C]	T7-Temp. Injector 2 [°C]	T8-Temp. Injector 3 [°C]
0	20	20	20	20	20	20	20	20
5	22	64	35,5	31,5	34	26	26,5	26,5
10	23	73	37	32	34,5	27,5	28	28
15	25,5	79	40	35	37	30	30	30
20	27	86	41	35,5	39	30,5	31	31
25	28,5	97	42,5	37	40,5	32	32	32,5
30	30,5	103	44	38,5	42	33,5	34	34
35	32	109	46,5	41	44	35	35,5	35,5
40	34	114	48,5	42	47	36,5	37	37
45	36	115	50,5	44,5	49	38,5	38,5	38,5
50	38	115	51,5	47	50	39,5	40	40
55	40,5	118	53	48	51,5	41	41,5	41,5
60	43	122	55	49	53	42,5	43	43



**Fig. 4.16. Variația temperaturilor în cazul alimentării cu biodiesel de pește preîncălzit**



**Fig. 4.17. Variația temperaturilor în cazul alimentării cu biodiesel de pește nepreîncălzit**

În tabelul 4.5. sunt trecute valorile temperaturilor măsurate în punctele indicate în fig 4.13., pentru utilizarea biodieselului B20 din ulei de palmier.

**Condiții de test:**

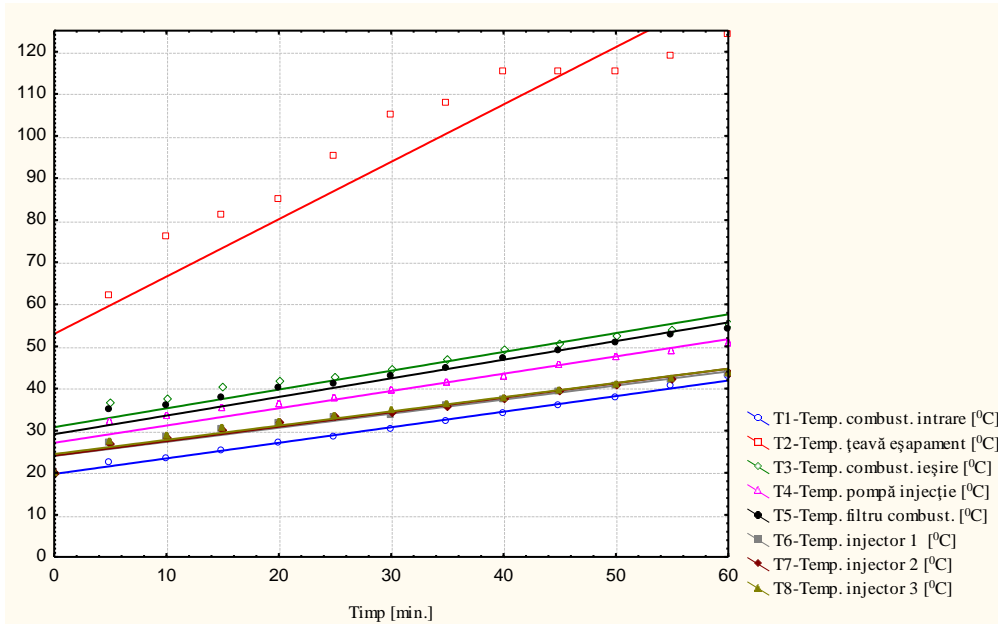
**Temp ambiantă  $t = 20$  [°C]**

**Turație motor = 1200 rpm**

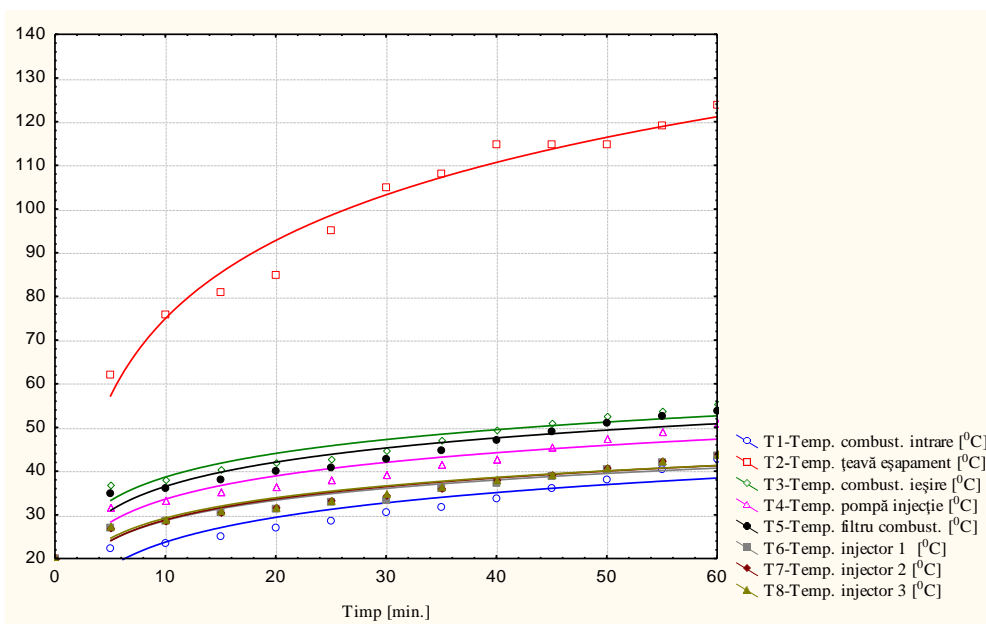
**Tabelul 4.5. Măsurarea temperaturilor combustibilului când motorul este alimentat cu biodiesel de palmier**

Timp [min.]	T1-Temp. combust. intrare [°C]	T2-Temp. țeava eșapament [°C]	T3-Temp. combust. ieșire [°C]	T4-Temp. pompă injecție [°C]	T5-Temp. filtru combust. [°C]	T6-Temp. Injector 1 [°C]	T7-Temp. Injector 2 [°C]	T8-Temp. Injector 3 [°C]
0	20	20	20	20	20	20	20	20
5	22,5	62	37	32	35	27	27	27,5
10	23,5	76	38	33,5	36	28,5	28,5	29
15	25	81	40,5	35,5	38	30,5	30,5	31
20	27	85	42	36,5	40	31,5	32	32
25	28,5	95	43	38	41	33	33,5	33,5
30	30,5	105	45	39,5	43	33,5	34,5	35
35	32	108	47	41,5	45	36	36	36,5
40	34	115	49,5	43	47	37,5	38	38
45	36	115	51	45,5	49	39	39,5	39,5
50	38	115	52,5	47,5	51	40,5	41	41
55	40,5	119	54	49	52,5	42	42,5	42,5
60	43	124	55,5	51	54	43,5	44	44

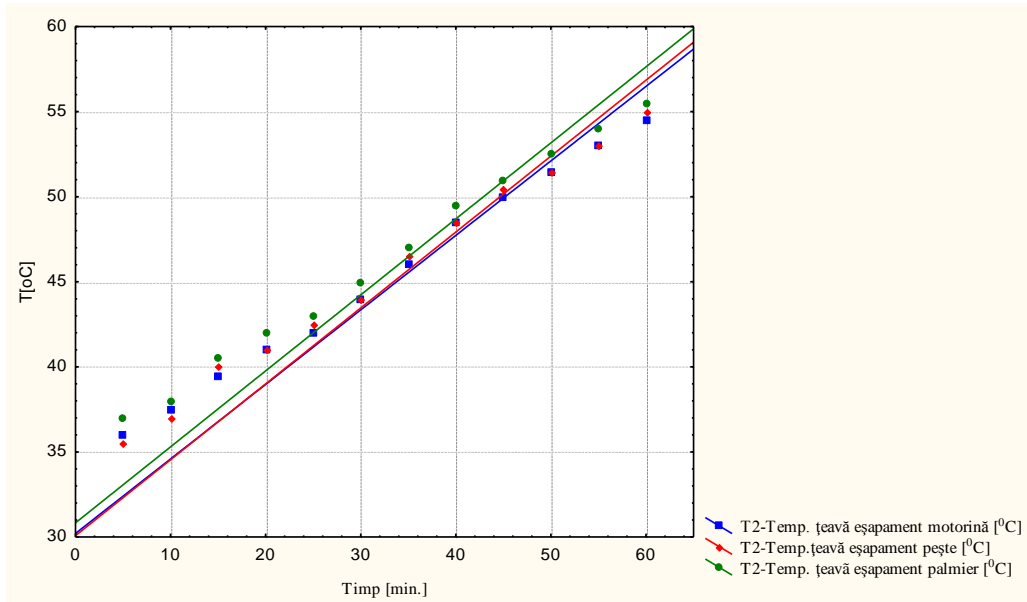
În fig.4.14., 4.15., 4.16., 4.17., 4.18., 4.19 sunt prezentate variațiile temperaturilor combustibililor folosiți în experimente măsurată pe injectoare, pe filtru de combustibil, pe pompa de injecție, temperature de ieșire din derpentina de cupru, temperstura de intrare în serpentine de cupru., observându-se o creștere semnificativă a temperaturii combustibilului (motorină, B20 din ulei de palmier, B20 din ulei de pește) la ieșirea din serpentine de cupru baleiată de gazelle de ardere.



**Fig. 4.18 Variația temperaturilor în cazul alimentării cu biodiesel de palmier preîncălzit**



**Fig. 4.19 Variația temperaturilor în cazul alimentării cu biodiesel de palm. nepreîncălzit**



**Fig. 4.20 Variația temperaturii de iesire a combustibilului pentru motorină, biodiesel de pește și biodiesel de palmier**



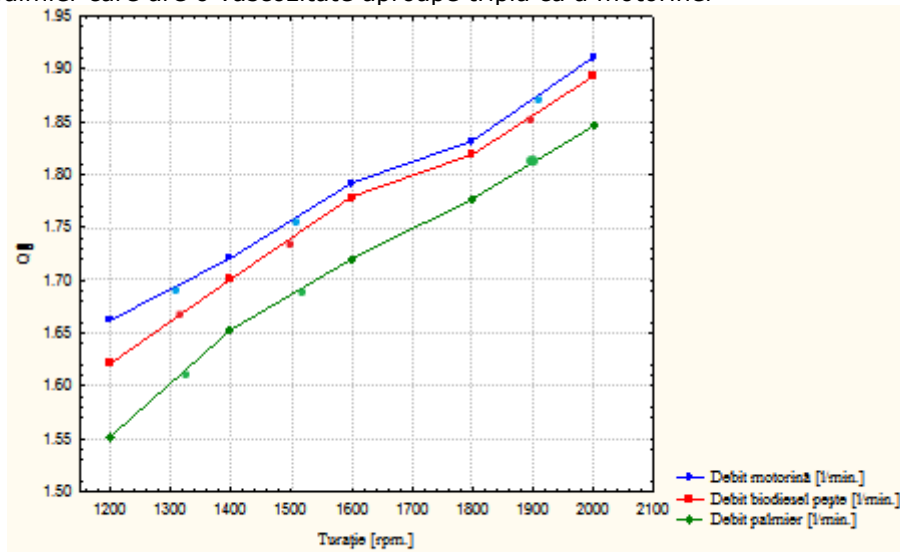
**Fig . 4.21. Determinarea debitului de combustibil**

**Temperatura ambiantă  $t= 20$  [°C]**

**Tabelul 4.6. Debitul combustibililor utilizați funcție de turația la mers în gol forțat**

Turație [rot/min]	Debit motorină [l/min.]	Debit biodiesel palmier [l/min.]	Debit biodiesel pește [l/min.]
1200	1,662	1,621	1,552
1300	1,687	1,665	1,598
1400	1,721	1,701	1,653
1500	1,765	1,743	1,670
1600	1,792	1,779	1,720
1800	1,832	1,819	1,777
1900	1,872	1,857	1,799
2000	1,911	1,893	1,846

Viscozitatea prea mare afectează debitul de combustibil care scade la biodieselul de palmier care are o vâscozitate aproape triplă ca a motorinei



**Fig. 4.22. Variația debitului pentru combustibilul preîncălzit**

Măsurătorile emisiilor poluante pentru toate cele trei tipuri de combustibili, respectiv: motorina, biodiesel B20 din ulei de palmier și biodiesel B20 din ulei de pește în cele două variante: combustibil neîncălzit și biocombustibil preîncălzit au fost trecute în tabelele 4.7., 4.8., 4.9., 4.10., 4.11., reprezentările valorilor din aceste tabele regăsindu-se în fig. 4.23., 4.24., 4.25., 4.26.



**Tabelul 4.7. Emisii gaze de ardere motorină fără preîncălzire**

Nr crt	Tip combustibil	Timp [min]	Turația [rot/min.]	CO [%]	CO <sub>2</sub> [%]	HC [ppm]	O <sub>2</sub> [%]	Temperatura uleiului [°C]	Temperatura ambiantă [°C]	Umiditate [%]
1	Motorină	5	1200	0,036	1,67	42	17,91	73	22	30
2	Motorină	10	1400	0,056	1,73	50	17,82	75	22	30
3	Motorină	12,5	1500	0,046	1,82	52	17,77	75,5	22,2	30
4	Motorină	15	1600	0,073	1,96	55	17,73	76	23	30
5	Motorină	20	1800	0,096	2,09	61	17,45	78	24	30
6	Motorină	25	2000	0,123	2,18	73	17,16	80	24	30
7	Motorină	30	2200	0,174	2,37	81	16,94	82	25	30
8	Motorină	35	2400	0,212	2,62	92	16,69	84	25	30

**Tabelul 4.8. Emisii gaze de ardere motorină cu preîncălzire**

Nr crt	Tip combustibil	Timp [min.]	Turația [rot/min.]	CO [%]	CO <sub>2</sub> [%]	HC [ppm]	O <sub>2</sub> [%]	Temp. uleiului [°C]	Temp. ambiantă [°C]	Umiditate [%]
1	Motorină	5	1200	0,034	1,66	39	17,91	73	24	28
2	Motorină	10	1400	0,053	1,72	48	17,81	74	24	28
3	Motorină	12	1500		0,067	49	17,56	74,5	24	28
4	Motorină	15	1600	0,070	1,95	51	17,70	75	25	28
5	Motorină	20	1800	0,094	2,07	59	17,46	78	25	28
6	Motorină	25	2000	0,119	2,15	71	17,15	80	26	28
7	Motorină	30	2200	0,171	2,33	80	16,93	82	26	28
8	Motorină	35	2400	0,209	2,58	91	16,68	83	26	28

**Tabelul 4.9. Emisii gaze de ardere la utilizarea B20 (20%Biodiesel palmier+80%Motorină) fără preîncălzire**

Nr crt	Tip combustibil	Timp [min.]	Turația [rot/min.]	CO [%]	CO <sub>2</sub> [%]	HC [ppm]	O <sub>2</sub> [%]	Temp. uleiului [°C]	Temp. ambientă [°C]	Umiditate [%]
1	B20	5	1200	0,031	1,63	36	17,96	74	22	29
2	B20	10	1400	0,050	1,69	41	17,86	76	22	29
3	B20	12	1500	0,054	1,12	44	17,82	77	23	29
4	B20	15	1600	0,068	1,92	46	17,80	78	23	29
5	B20	20	1800	0,091	2,05	51	17,73	79	23	29
6	B20	25	2000	0,116	2,13	56	17,64	82	24	29
7	B20	30	2200	0,163	2,32	61	17,56	83	25	29
8	B20	35	2400	0,199	2,56	68	17,44	85	25	29

**Tabelul 4.10. Emisii gaze de ardere la utilizarea B20 (20%Biodiesel palmier+80%Motorină) cu preîncălzire**

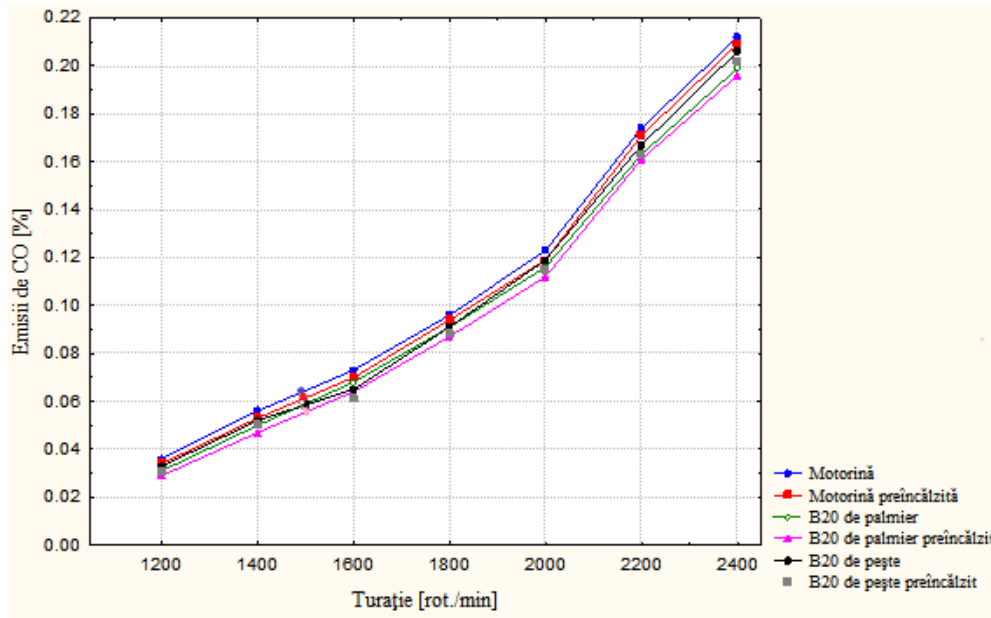
Nr crt	Tip combustibil	Timp [min.]	Turația [rot/min.]	CO [%]	CO <sub>2</sub> [%]	HC [ppm]	O <sub>2</sub> [%]	Temp. uleiului [°C]	Temp. ambientă [°C]	Umiditate [%]
1	B20	5	1200	0,029	1,61	35	17,94	73	23	30
2	B20	10	1400	0,047	1,65	40	17,86	74	23	30
3	B20	12	1500	0,054	1,77	41	17,82	75	23	30
4	B20	15	1600	0,064	1,88	43	17,79	76	23	30
5	B20	20	1800	0,087	1,98	50	17,72	78	24	30
6	B20	25	2000	0,112	2,07	54	17,64	80	24	30
7	B20	30	2200	0,161	2,26	59	17,54	82	25	30
8	B20	35	2400	0,196	2,51	66	17,41	83	26	30

**Tabelul 4.11. Emisii gaze de ardere la utilizarea B20 (20%Biodiesel pește+80%Motorină) fără preîncălzire**

Nr crt	Tip combustibil	Timp [min.]	Turația [rot/min.]	CO [%]	CO <sub>2</sub> [%]	HC [ppm]	O <sub>2</sub> [%]	Temp. uleiului [°C]	Temp. ambiantă [°C]	Umiditate [%]
1	B20	5	1200	0,033	1,64	48	17,95	74	23	30
2	B20	10	1400	0,052	1,69	55	17,85	76	23	30
3	B20	12	1500	0,055	1,72	57	17,81	75	23	30
4	B20	15	1600	0,065	1,91	59	17,76	78	24	30
5	B20	20	1800	0,091	2,04	66	17,48	79	24	30
6	B20	25	2000	0,119	2,13	75	17,18	81	25	30
7	B20	30	2200	0,167	2,32	86	16,98	82	25	30
8	B20	35	2400	0,206	2,56	101	16,71	83	25	30

**Tabelul 4.12. Emisii gaze de ardere la utilizarea B20 (20%Biodiesel pește+80%Motorină) cu preîncălzire**

Nr crt	Tip combustibil	Timp [min.]	Turația [rot/min.]	CO [%]	CO <sub>2</sub> [%]	HC [ppm]	O <sub>2</sub> [%]	Temp. uleiului [°C]	Temp. ambiantă [°C]	Umiditate [%]
1	B20	5	1200	0,031	1,62	47	17,93	77	24	31
2	B20	10	1400	0,050	1,67	53	17,84	78	24	31
3	B20	12	1500	0,054	1,77	54	17,71	78,5	24	31
4	B20	15	1600	0,061	1,90	57	17,72	79	24	31
5	B20	20	1800	0,088	2,01	63	17,46	80	25	31
6	B20	25	2000	0,115	2,10	73	17,16	82	25	31
7	B20	30	2200	0,163	2,30	84	16,98	84	26	31
8	B20	35	2400	0,202	2,52	98	16,72	85	26	31



**Fig. 4.23. Emisii CO funcție de turația arborelui cotit**

**Din analiza diagramelor din fig. 4.23. rezultă:**

-În cazul motorinei preîncălzită s-a obținut o scădere a emisiilor de CO fata de motorină nepreîncălzită. De exemplun la turația de 2200 rot/min scăderea este de 1,72 %;

-Pentru B20 de ulei de palmier nepreîncălzit s-a obținut o scădere de 6,32 % față de motorină nepreîncălzită-;

-Pentru B20 de ulei de palmier preîncălzit s-a obținut o scădere de 7,47% față de motorină nepreîncălzită;

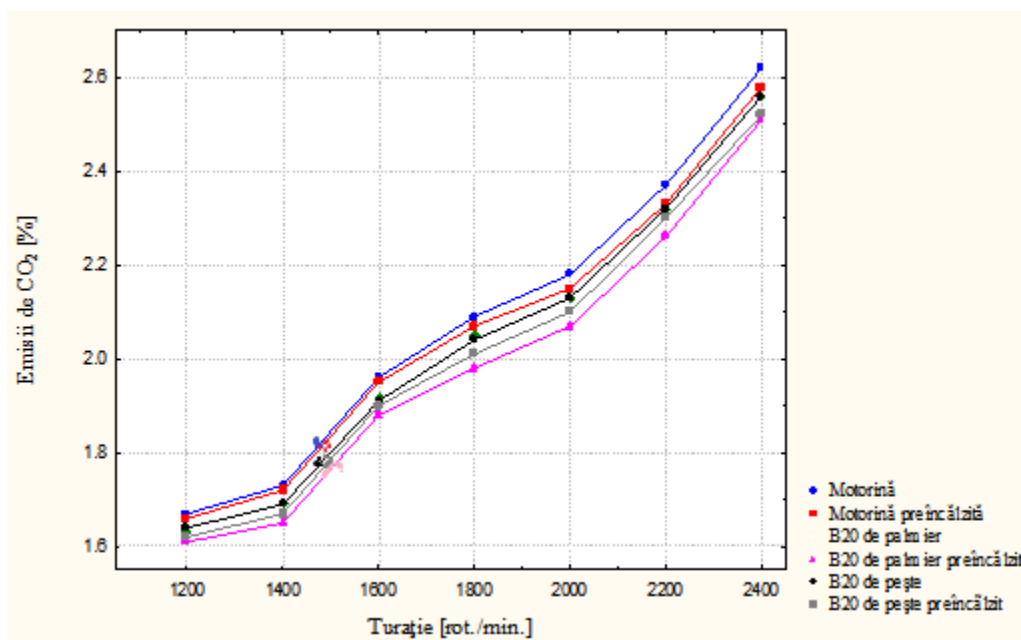
-Pentru B20 de pește nepreîncălzit s-a obținut o scădere de 4,022 % față de motorină nepreîncălzită;

-Pentru B20 de pește preîncălzit s-a obținut o scădere de 6,32 % față de motorină nepreîncălzită;

În concluzie varianta cea mai bună în ceea ce privește reducerea emisiilor de CO este utilizarea biodieselului B20 din ulei de palmier preîncălzit.

-Se constată că în toate cazurile emisia de CO crește cu turația motorului de unde rezulta importanta reglajului turației de mers în gol respectiv evitarea accelerării brutale la mers în gol.

Rezultă că folosind drept combustibil biodieselul din ulei de palmier preîncălzit se reduc emisiile poluante de CO de unde necesitatea utilizării acestui tip de combustibil alternativ pentru a minimaliza acest gen de poluare în aglomerația urbană.



**Fig. 4.24 Emisii de CO<sub>2</sub> funcție de turația arborelui cotit**

**Din analiza diagramelor din fig. 4.24., rezultă:**

-Pentru -motorină preîncălzită s-a obținut o scădere de 1,67 % față de motorină nepreîncălzită;

-Pentru B20 de ulei de palmier nepreîncălzit s-a obținut o scădere de 2,109 % față de motorină nepreîncălzită;

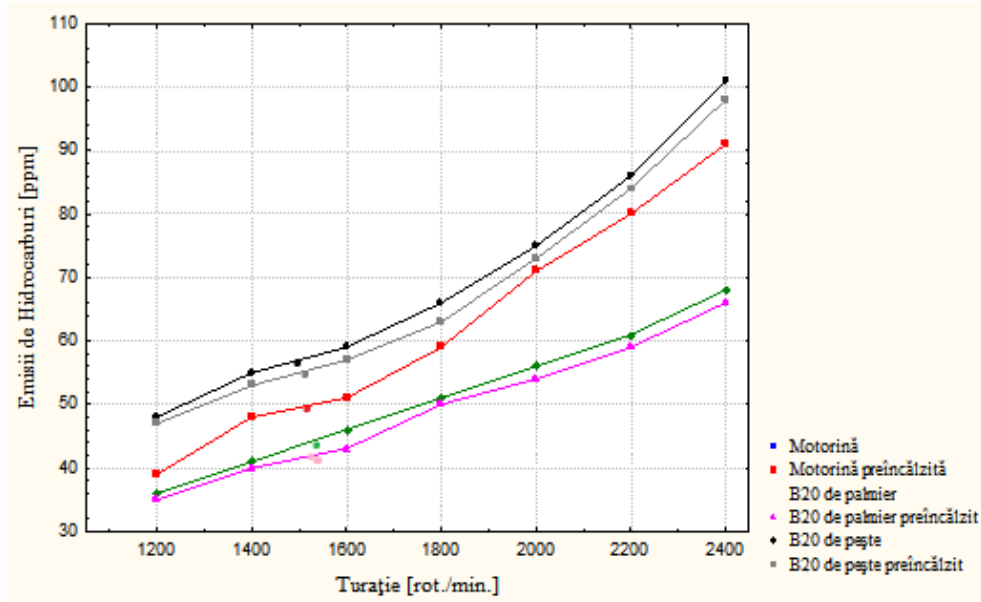
-Pentru B20 de ulei de palmier preîncălzit s-a obținut o scădere de 4,64 % față de motorină nepreîncălzită;

-Pentru B20 de pește nepreîncălzit s-a obținut o scădere de 2,109 % față de motorină nepreîncălzită;

-Pentru B20 de pește preîncălzit s-a obținut o scădere de 3,04 % față de motorină nepreîncălzită;

Deci varianta cea mai bună în ceea ce privește reducerea emisiilor de este utilizarea biodieselului B20 din ulei de palmier preîncălzit.

-Se constată că în toate cazurile emisia de CO<sub>2</sub> crește cu turația motorului de unde rezulta importanța reglajului turației de mers în gol respectiv evitarea accelerării brutale la mers în gol.



**Fig. 4.25. Emisii de hidrocarburi funcție de turația arborelui cotit**

**Din analiza diagramelor din fig. 4.25. rezultă:**

-Pentru motorină preîncălzită s-a obținut o scădere de 1,23 % față de motorină nepreîncălzită;

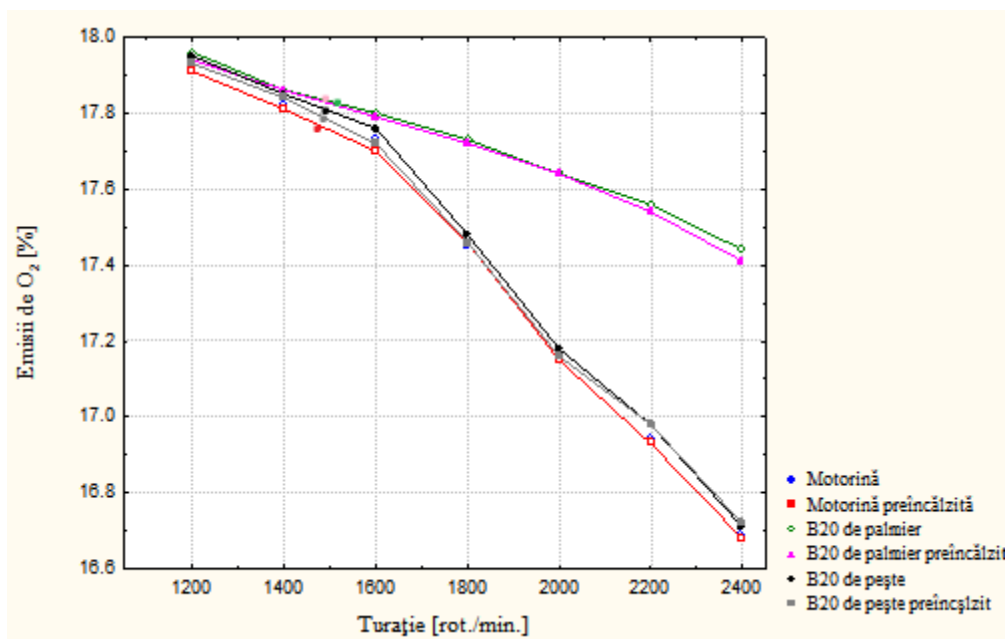
-Pentru B20 de ulei de palmier nepreîncălzit s-a obținut o scădere de 24,69 % față de motorină nepreîncălzită;

-Pentru B20 de ulei de palmier preîncălzit s-a obținut o scădere de 27,16 % față de motorină nepreîncălzită;

-Pentru B20 de pește nepreîncălzit s-a obținut o creștere de 6,17 % față de motorină nepreîncălzită;

-Pentru B20 de pește preîncălzit s-a obținut o creștere de 3,703 % față de motorină nepreîncălzită;

Acest lucru duce la concluzia ca poluarea cu hidrocarburi în cazul utilizării motorinei și a biodieselului din ulei de pește este mult mai mare decât în cazul utilizării biodieselului preîncălzit din ulei de palmier.



**Fig. 4.26. Emisii de O<sub>2</sub> funcție de turația arborelui cotit**

**Din analiza diagramelor din fig. 4.26. rezultă :**

-Pentru motorină preîncălzită s-a obținut o scădere de 5,9 % față de motorină neîncălzită;

-Pentru B20 de ulei de palmier neîncălzit s-a obținut o creștere de 3,65 % față de motorină neîncălzită;

-Pentru B20 de ulei de palmier preîncălzit s-a obținut o creștere de 3,54 % față de motorină neîncălzită;

-Pentru B20 de pește neîncălzit s-a obținut o creștere de 0,23 % față de motorină neîncălzită;

-Pentru motorină neîncălzită-B20 de pește preîncălzit s-a obținut o creștere de 0,23 %

Se constată o creștere a emisiilor de O<sub>2</sub> în cazul B20 palmier neîncălzit ceea ce recomandă utilizarea biodieselului de palmier în special la autovehiculele utilizate intens în traficul urban.

#### 4.4. Simularea curgerii gazelor în amortizorul de zgomot și simularea transferului de căldură în conducta de alimentare din cupru cu rol de preîncălzire a biocombustibilului

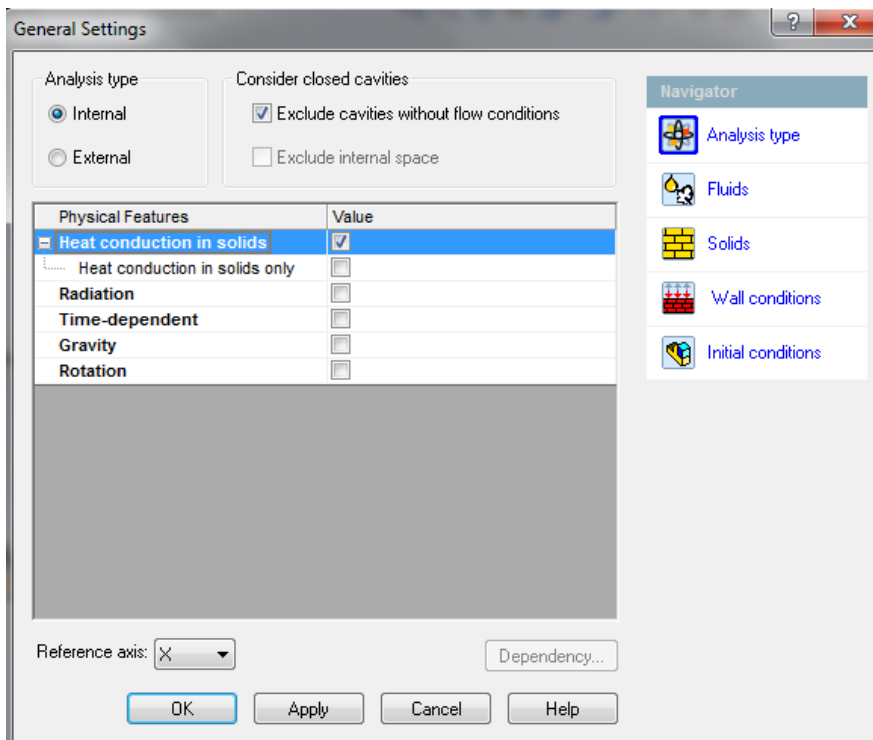
Scopul acestei simulări cu programul COSMOS FLOW este urmărirea acurateții măsurătorilor efectuate anterior în acest capitol, respectiv temperaturile de intrare și ieșire a biodieselului în și din conducta de cupru.

Cu ajutorul programului COSMOS FLOW, s-a simulat curgerea gazelor de ardere prin amortizorul de zgomot și distribuția temperaturii gazelor în aceasta precum și distribuția temperaturii combustibilului preîncălzit în conducta de cupru.

##### Date inițiale :

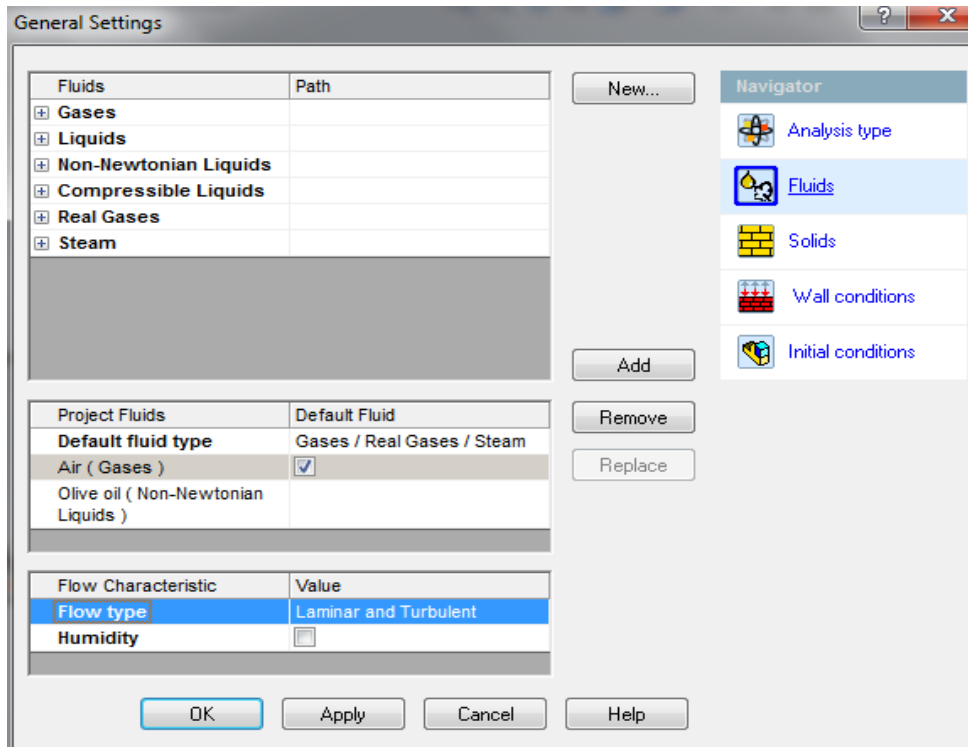
Debitul la intrare combustibil serpentină  $1,625 \text{ l/min} = 0,02 \text{ kg/s}$  și  $t = 5^\circ\text{C}$   
 Viteza de intrare gazelor de eșapament viteza =  $250 \text{ m/s}$  și temperatura  $500^\circ\text{C}$   
 Combustibil folosit ulei de măsline (ulei ce este în baza de date a programului) care are caracteristici apropiate biodieselului.

Eșapamentul și amortizoarele din fier iar serpentina din cupru.

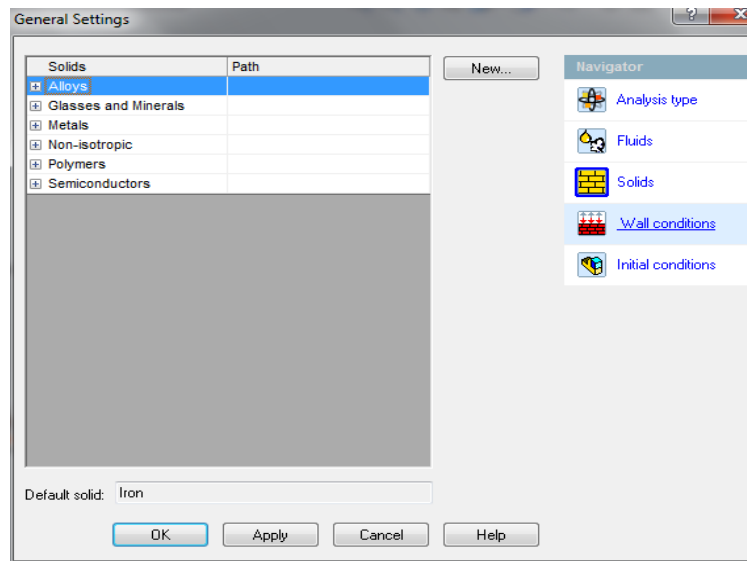


**Fig. 4.27. Captură ecran din softul COSMOS FLOW, secvența-Stabilirea condițiilor generale**

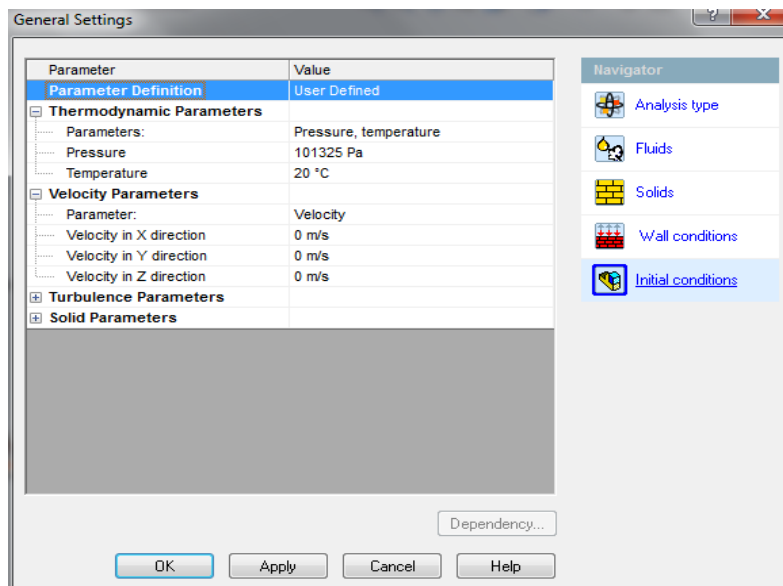




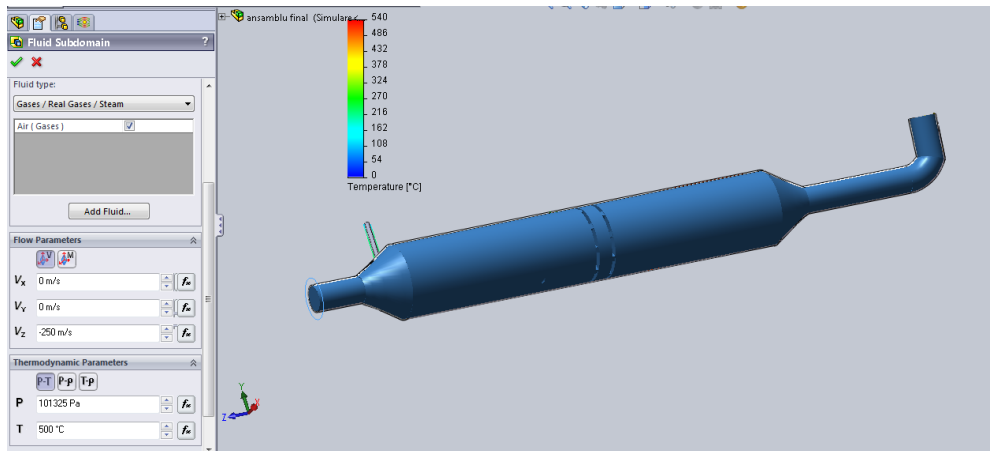
**Fig. 4.28. Captură ecran din softul COSMOS FLOW, secvența -proprietățile aerului și biocombustibilului**



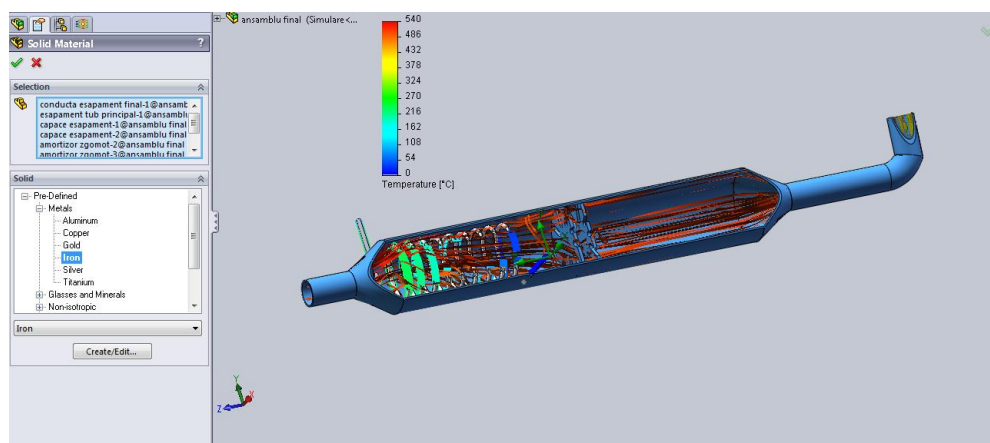
**Fig. 4.29. Captură ecran din softul COSMOS FLOW ,secvența -definirea condițiilor limita pentru materialului din care e confecționat amortizorul de zgomot**



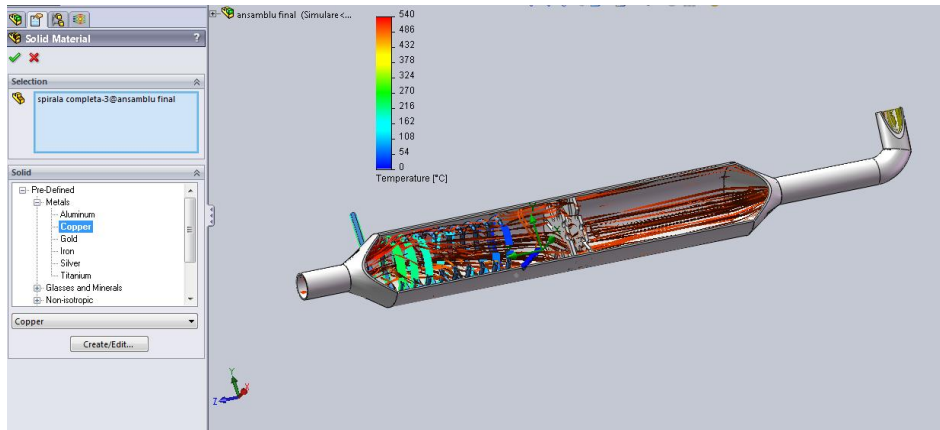
**Fig. 4.30. Captură ecran din softul COSMOS FLOW, secvența parametrilor termodinamici ai gazelor de ardere**



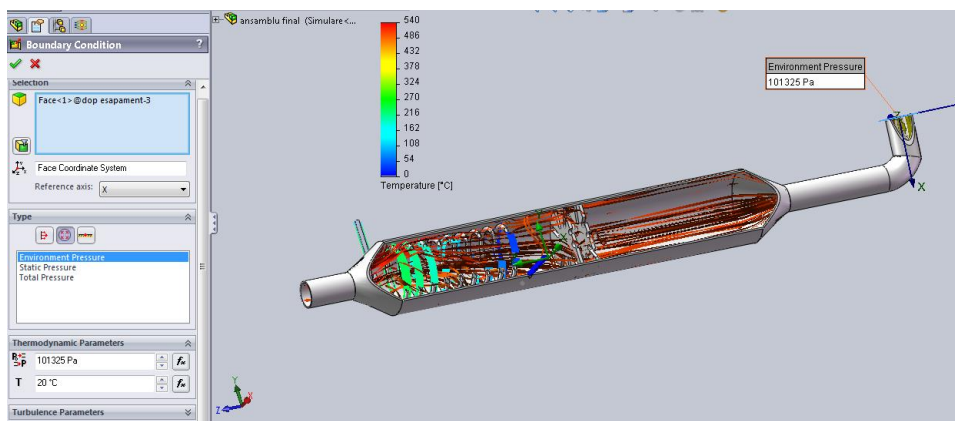
**Fig. 4.31. Captură ecran din softul COSMOS FLOW, secvența -domeniul de lucru al fluidului**



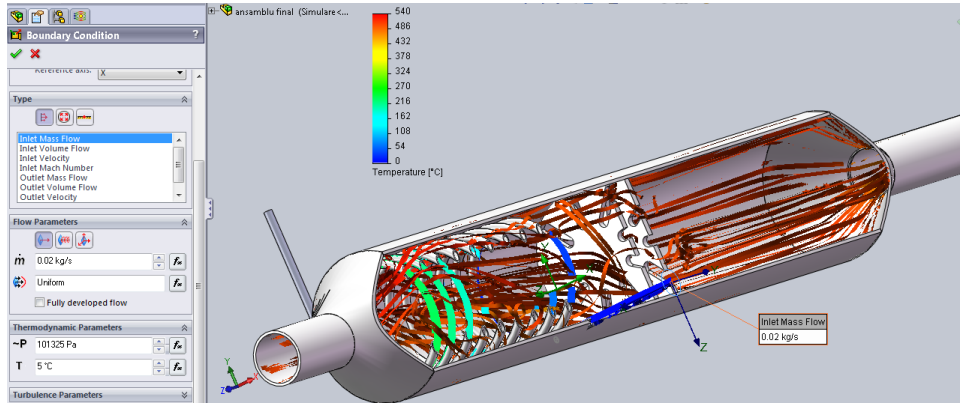
**Fig. 4.32. Captură ecran din softul COSMOS FLOW, secvența -distribuția temperaturii gazelor de ardere in amortizorul de zgomot**



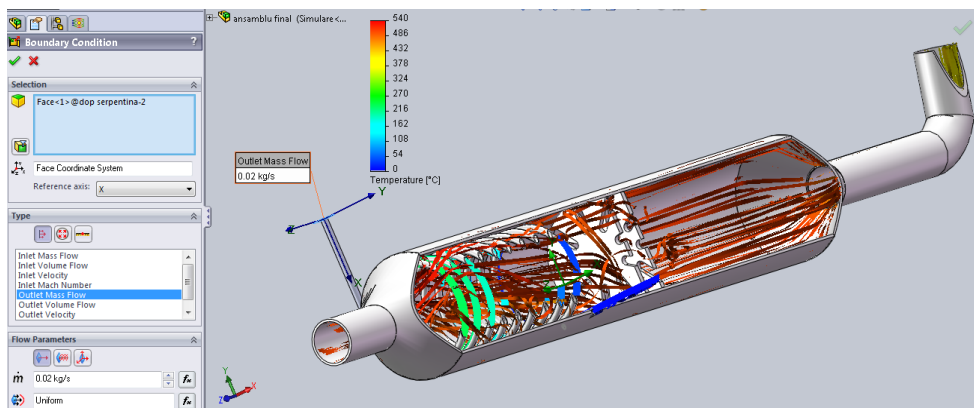
**Fig. 4.33. Captură ecran din softul COSMOS FLOW ,secvența -Viteza gazelor ardere si distributia temperaturii gazelor de ardere si a temperaturii biodieselului în serpentina din cupru**



**Fig. 4.34. Traseul parcurs de gazele de ardere in amortizor și distribuția presiunii lor**



**Fig. 4.35. Distribuția temperaturii biodieselului la intrare în conducta de cupru a biodieselului**



**Fig. 4.36. Distribuția temperaturii biodieselului la ieșirea din conducta de cupru a biodieselului**

#### **4.5. Concluzii :**

Pentru a putea adopta metoda preîncălzirii biodieselului B20 din ulei de pește sau palmier se consideră necesară reglarea debitului gazelor de ardere cu influența directă asupra preîncălzirii biodieselului. Această reglare se poate realiza fără a influența puterea motorului prin două metode :

1. Se creează o incintă separată ca locaș pentru preîncălzirea biodieselului, locaș aflat între galeria de evacuare și amortizorul de zgomot de eșapament, în afara acestuia pentru a nu influența puterea motorului ;
2. Prin reglarea sarcinii motorului care influențează direct debitul de gaze. Prin simularea cu programul COSMOS FLOW s-a constatat că există o eroare sub 5 % între măsurătorile temperaturilor combustibililor și datele obținute prin simulare.
3. S-a constatat că deși are o temperatură superioară la intrarea în conducta de cupru, datorită lungimii traseului parcurs biodieselul transferă rapid căldura către mediul imediat înconjurător și ajunge în sistemul de alimentare al autovehiculului la o temperatură optimă pentru alimentarea injectoarelor în plaja 20-25 °C.
4. Această soluție de preîncălzire necesită un studiu viitor întrucât este necesară repositionarea conductei de cupru, optimizarea lungimii sale și montarea unui echipament de control al variației temperaturii care să permită menținerea sa într-o plajă avantajoasă pentru injecția în cilindrul motorului

## **CAPITOLUL 5**

# **CERCETĂRI EXPERIMENTALE ASUPRA FUNCȚIONĂRII MOTORULUI CU APRINDERE PRIN COMPRIARE CU COMBUSTIBIL HIBRID MOTORINĂ- METILESTER DE PALMIER**

Obiectivele principale urmărite în cadrul acestor cercetări experimentale au fost urmărirea evoluției turației, puterii efective, a consumului specific efectiv de combustibil și a coeficientului de absorbție a luminii în gazele de evacuare pentru diferite condiții de încercare a motorului de test, presiune atmosferică, temperatură, umiditate la utilizarea biodieselului B20 motorină-metilester din ulei de palmier.

### **5.1. Cadrul tehnic de desfășurare a încercărilor.**

Lucrările au fost efectuate în laboratorul INMA București .

Motorul ales pentru teste este cu aprindere prin comprimare, pentru echiparea standard a tractoarelor pe roți.

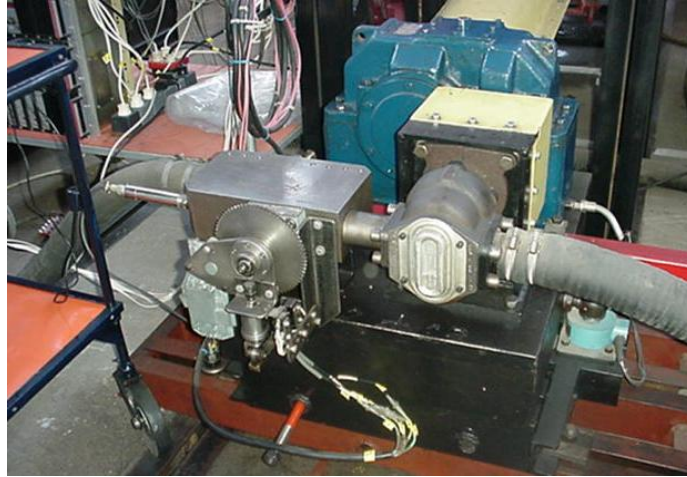
Alegerea motorului de test are la bază mai multe argumente. În primul rând, tipul motorului corespunde scopului urmărit fiind un motor ce se află, cu largă răspândire, în dotarea tehnică a fermelor mici și mijlocii. Din acest punct de vedere, rezultatele încercărilor vor putea fi considerate ilustrative, având în vedere și faptul că motorul aparține unei generații cu ponderea cea mai mare în "motorizarea" actuală din agricultura românească. Mărimea motorului corespunde unor consumuri orare de combustibil relativ moderate. Trebuie menționat faptul că metilesterul de palmier folosit la obținerea combustibilului hibrid încercat a fost achiziționat și are caracteristicile chimice analizate în capitolul 3.

#### **Echipamentul de încercare.**

Motorul de test echipează un tractor agricol de fabricație românească și împreună cu acesta a fost instalat în cadrul unui stand destinat încercărilor la priza de putere.

Standul dispune de o frână hidraulică funcționând pe principiul laminării (fig.5.1.), ce poate fi cuplată la priza de putere a tractorului și care poate fi controlată continuu prin comenzi electrice guvernate de operatorul de încercare.

De asemenea, standul conține un dispozitiv pentru măsurarea consumului orar gravimetric de combustibil (fig.5.2), care a fost inserat în instalația de alimentare a motorului și un aparat independent pentru determinarea opacității gazelor de evacuare ale motorului (fig.5.3).



**Fig. 5.1. Imagine a standului mobil de frânare cu laminare hidraulică**

Prin natura procesului de laminare hidraulică a uleiului, frâna asigură dependența direct proporțională în funcție de turația axului frânei, a momentului de frânare (pentru un reglaj dat), astfel încât este satisfăcută condiția de stabilitate a ansamblului motor-transmisie priză de putere-frână în oricare punct de funcționare de pe caracteristica motorului de test.

Caracteristicile funcționale ale frânei sunt următoarele:

**Tabelul 5.1. Caracteristicile funcționale ale frânei**

Nr.crt.	Denumirea caracteristicii	Valoarea
1	Momentul maxim de frânare $M_{F,max}$	900 Nm
2	Turația maximă de lucru $n_{F,max}$	800 rot/min
3	Puterea maximă absorbită continuu $P_{F,max}$	51kW (69 CP)

Liniile de măsurare utilizate la încercarea pe standul de frânare monitorizează o gamă importantă de parametri:

- Turația la priza de putere a tractorului;
- Momentul la priza de putere;
- Temperatura gazelor de evacuare;
- Consumul de combustibil;
- Mărimile de stare ale mediului înconjurător;
- Indicele de fum.





**Fig. 5.2. Dispozitiv pentru măsurarea determinarea consumului orar gravimetric combustibil**



**Fig. 5.3. Opacimetru pentru măsurarea opacitatii gazelor de ardere EUROGAS , 8020, SMOKE**

#### **MODULE**

Dotările auxiliare ale standului conțin echipament pentru determinarea parametrilor de stare ai atmosferei (presiunea atmosferică, temperatura atmosferică și umiditatea atmosferică relativă) în zona prizei de aer a motorului de test.

Întregul stand beneficiază de funcționarea integrată, controlată cu ajutorul unui calculator numeric. Programul de încercări Dia Test 1.0 a permis conducerea și supravegherea automată a încercărilor, achiziționarea datelor măsurate (cu excepția celor privind opacitatea gazelor de ardere), prelucrarea datelor măsurate pentru obținerea setului complet de date de încercare și corectarea acestora din urmă [49].

În figura 5.4. este prezentată o vedere generală a postului de încercare cu tractorul de test instalat.



**Fig. 5.4. Vedere generală a postului de încercare.**

## **5.2. Conținutul standard al încercărilor**

- În fiecare punct de măsurare s-au înregistrat următoarele mărimi măsurate direct:
- ✓ Turația  $n_p$  [rot/min] a prizei de putere a tractorului. Această mărime este imaginea fidelă a turației motorului,  $n$ , de care este legată prin raportul de transmitere  $i_p = 3,64$  al transmisiei aferente din construcția tractorului. Legătura cinematică rigidă tocmai menționată face ca, în cele ce urmează, turația  $n_p$  a prizei de putere a tractorului să fie folosită exclusiv pentru descrierea funcționării motorului. Captarea acestei mărimi se face la nivelul arborelui de intrare în frână, cuplat cinematic rigid cu arborele prizei de putere.
  - ✓ Momentul efectiv  $M_{ep}$  [daNm] dezvoltat de motor la priza de putere a tractorului. Acesta reprezintă o imagine a momentului efectiv al motorului,  $M_e$ , modificată de raportul de transmitere  $i_p = 3,64$  amintit mai sus și afectată de randamentul transmisiei de la motor la priza de putere a tractorului. Având în vedere starea foarte bună a transmisiei invocate și modul de interpretare a datelor obținute la încercări (în esență, compararea rezultatelor fiecărei încercări cu datele de referință obținute în condiții identice), alegerea momentului la priză  $M_{ep}$  ca imagine a momentului motor efectiv  $M_e$  nu este de natură să afecteze rigurozitatea rezultatelor încercărilor.
  - ✓ Consumul orar de combustibil,  $C$  [kg/h] al motorului de test. Această mărime se ridică direct de pe motor, cu ajutorul aparatului de consum menționat mai sus.

- ✓ Indicele de fum  $k$  [ $m^{-1}$ ] sau, mai riguros, coeficientul de absorbție a luminii în gazele de ardere evacuate de motor [25].  
La începutul fiecărei încercări, într-un moment ales întâmplător în timpul acesteia și la sfârșitul ei s-au măsurat datele ce caracterizează starea mediului și anume:
- Temperatura atmosferică,  $t_{aer}$  [ $^{\circ}C$ ];
  - Presiunea atmosferică,  $p_{aer}$  [ $kPa$ ];
  - Umiditatea atmosferică relativă,  $U$  [%];
  - Tipul de încercare.

Încercările efectuate evidențiază modul de comportare al motorului de test în condițiile alimentării acestuia cu combustibil obișnuit (motorină) și cu combustibili hibridi, obținuți prin amestecarea, în diferite proporții, de motorină și metilester de palmier obținut prin transesterificarea uleiului de palmier. Pentru a putea fructifica rezultatele acestor încercări în cadrul unor interpretări riguroase și coerente, a fost necesar ca acestea să fie comparabile din punctul de vedere al condițiilor generale de desfășurare a încercărilor. Concret, în cadrul încercărilor, singura variabilă a fost combustibilul folosit, asupra eficienței căruia setul de încercări trebuie să producă un set de concluzii clare.

Considerentele de mai sus impun drept standard încercarea motorului la sarcină totală, adică în condițiile poziționării organului de reglare a sarcinii (pârghia de comandă a pompei de injecție a motorului, respectiv organul de comandă a accelerației de pe tractor) la extrema corespunzătoare puterii maxime. De asemenea, trebuie menționat faptul că fiecare încercare a fost precedată de o încălzire corespunzătoare a motorului de test, astfel încât regimul termic al acestuia să fie cel nominal fixat de constructor.

Practic, desfășurarea fiecărei încercări a presupus următoarele etape:

1. S-a încălzit motorul de test, în condițiile alimentării cu combustibil standard, până când regimul termic se plasează la nivelul prescris de constructor. Acest nivel s-a considerat atins atunci când, într-o funcționare la putere maximă, temperatura lichidului de răcire și cea a uleiului de ungere din motor nu au mai acuzat variații semnificative.

2. Cu frâna complet descărcată, s-a trecut motorul în regim de sarcină totală prin acționarea la maximum a comenzii de accelerație de pe mașină. Ca răspuns la această acțiune, motorul a funcționat la turația maximă de încercare  $n_{p,max} = n_{p,q}$ , în condițiile dezvoltării unui moment efectiv cu valoarea  $M_{p,q}$ , corespunzător acționării frânei descărcate. După trecerea unui timp necesar stabilizării în această stare, s-a ridicat primul set de valori ale mărimilor măsurate.

3. S-a încărcat frâna corespunzător unei creșteri  $(\Delta M_p)_1$  a momentului rezistent. Ca răspuns la această acțiune, motorul și-a redus turația și după trecerea unui interval de timp, și-a stabilizat funcționarea la o turație  $n_{p,q-1} < n_{p,q}$ , la care a dezvoltat un moment motor efectiv  $M_{p,q-1} < M_{p,q} + (\Delta M_p)$ . În această stare s-a ridicat al doilea set de valori măsurate.

4. S-a încărcat frâna corespunzător unei creșteri inițiale  $(\Delta M_p)_2$  a momentului rezistent. Motorul a răspuns acestei acțiuni prin stabilizarea funcționării la o turație  $n_{p,q-2} < n_{p,q-1}$  la care a dezvoltat momentul motor efectiv  $M_{p,q-2} < M_{p,q-1} + (\Delta M_p)_2$ . În această stare s-a ridicat al treilea set de valori măsurate.

5. Încărcarea secvențială a frânei și ridicarea de seturi de valori ale datelor măsurate a continuat, după modelul de mai sus, ultimul set de valori ridicându-se în situația funcționării stabilizate a motorului la turația minimă de încercare  $n_{p,min} = n_{p,1}$ , aleasă la o valoare cât mai apropiată de turația minimă stabilă de funcționare la sarcină totală caracteristică motorului de test.

Algoritmul descris mai sus definește un șir ordonat de  $q$  stări de funcționare stabilizată a motorului, corespunzătoare șirului ordonat de  $q$  turații:

$$n_{p, \min} = n_{p,1} < n_{p,2} < \dots < n_{p,i} < \dots < n_{p, q-1} < n_{p,q} = n_{p, \max} \quad (5.1)$$

Fiecare dintre aceste stări constituie puncte de măsură pentru care, în urma efectuării încercării, au fost ridicate grupurile de date măsurate:

$$[n_{p,i}, M_{ep,i}, C_i, k_i], i = 1, 2, \dots, q. \quad (5.2)$$

### 5.3. Datele calculate în timpul încercării.

Folosind datele măsurate, pentru fiecare punct de măsurare se calculează următoarele mărimi:

- Puterea efectivă a motorului, livrată la priză,  $P_{e,p}$  [kW] dată de relația:

$$P_{e,p} = \frac{M_{e,p} \cdot n_p}{955} \quad (5.3)$$

unde:  $M_{e,p}$  [daNm] - momentul măsurat la priză;

$n_p$  [rot/min] - turația la priza de putere

- Consumul specific efectiv de combustibil,  $c_e$  [g/kWh], dat de relația:

$$c_e = 2,65 \cdot 10^2 \cdot \frac{C}{M_{e,p} \cdot n_p} \quad (5.4)$$

unde:  $C$  [kg/h] - consumul orar de combustibil,

$M_{e,p}$  [daNm] - momentul măsurat la priza de putere;

$n_p$  [rot/min] - turația la priza de putere

Pentru fiecare punct de măsurare din cadrul unei încercări s-a dispus de un set de date de forma:

$$[n_{p,i}, M_{ep,i}, P_{ep,i}, c_{e,i}, k_i], i = 1, 2, \dots, q \quad (5.5)$$

unde  $q \in \mathbb{N}$  reprezintă numărul punctelor de măsurare din cadrul unei încercări. Ansamblul format din cele  $q$  seturi de date a fost identificat sub denumirea de "date de încercare".

Prelucrarea datelor de încercare.

Scopul încercărilor descrise este compararea comportărilor pe care motorul le-a avut la funcționarea în condițiile alimentării cu mixturi motorină-metilester de palmier cu comportarea standard a motorului alimentat cu combustibilul pentru care a fost conceput, în speță motorina comercializată pe piață în mod curent. Pentru ca această comparare să poată fi făcută cu acuratețe și să reflecte în mod obiectiv numai influențele combustibilului asupra funcționării motorului a fost necesar, pe de o parte, ca performanțele acestuia să fie eliberate de influențele induse de stările mediului ambiant în timpul încercărilor și pe de altă parte, ca datele folosite la comparare să fie prezentate într-un format standard, care să permită compararea directă a unor mărimi omologe. Primul dintre aceste deziderate s-a realizat prin corectarea datelor de încercare, iar cel de-al doilea prin așa-numita "normalizare" a acestora.

### Corectarea datelor de încercare

La încercarea unui motor cu ardere internă, performanțele etalate de acesta sunt dependente atât de starea sa tehnică (evaluată față de referința motorului nou, care reprezintă tipul) cât și de valorile mărimilor ce descriu starea mediului, adică de așa-numiții factori de stare. Prin urmare, din punct de vedere cantitativ, datele de încercare conțin, alături de componenta principală dependentă de starea tehnică a motorului, și o componentă care reflectă starea mediului în perioada de timp în care s-a desfășurat încercarea. Caracterul variabil și particular al acestei ultime componente este de natură să introducă un element de incertitudine în aprecierea comportării motorului pe baza datelor de încercare. Pentru înlăturarea acestui element de incertitudine, se practică aducerea virtuală a factorilor de stare din timpul efectuării încercării la valori standard de referință, bine definite, prin aplicarea unor proceduri de corectare a datelor de încercare.

Procedurile de corectare sunt standardizate și impuse pe plan internațional (ISO 1585:1992 și Regulamentul CEE-ONU nr. 24) și, bineînțeles, sunt preluate în standardul național corespondent (SR ISO 1585:1998). În esență, aceste proceduri conțin definirea factorilor de stare ce descriu condițiile atmosferice de referință, definirea și modul de calcul al factorilor de corecție implicați și modul de aplicare al factorilor de corecție, după cum se arată în continuare.

Condițiile atmosferice de referință sunt precizate prin:

- temperatura atmosferică de referință,  $T_0=298$  K;

- presiunea atmosferică a aerului uscat,  $p_{s0}=99$  kPa;

Față de aceste condiții de referință, se recomandă ca încercarea motoarelor cu aprindere prin comprimare să se facă, pe cât posibil, în condiții atmosferice aflate în limitele fixate prin inegalitățile [54]:

$$283 \text{ K} \leq T \leq 313 \text{ K} \quad (5.6)$$

$$80 \text{ kPa} \leq p_s \leq 110 \text{ kPa}$$

în care  $p_s$  - presiunea atmosferică a aerului uscat, exprimată în kPa și calculată cu relația:

$$p_s = p_{atm} - \frac{U}{100} \cdot p_{vs} \quad (5.7)$$

unde:  $p_{atm}$  - presiunea atmosferică, exprimată în kPa;

$U$  - umiditatea atmosferică relativă, exprimată în procente;

$p_{vs} = p_{vs}(T_{atm})$  - presiunea vaporilor saturați de apă la temperatura  $T_{atm}$ , exprimată în kPa și cu valori extrase din tabele.

În cazul motoarelor cu aprindere prin comprimare corectarea datelor de încercare se face folosind doi factori de corecție [31] și anume factorul de corecție a puterii,  $\alpha_c$  și factorul de corecție a indicelui de fum,  $\alpha_f$ . Pentru calculul acestor factori de corecție se parcurg următoarele etape:

1°. Se calculează factorul atmosferic,  $f_a$ , cu relația

$$f_a = \left( \frac{99}{p_s} \right) \left( \frac{T_{atm}}{298} \right)^{0.7} \quad (5.8)$$

valabilă pentru motoare cu admisie normală.

2°. Se calculează doza medie de combustibil injectată în ciclul motor,  $m_c$  [g/ciclu], dată de relația

$$m_c = 8,33 \cdot \frac{C \cdot \tau}{n \cdot z} \quad (5.9)$$

unde: C [kg/h] - consumul orar de combustibil, măsurat în timpul încercărilor;

$\tau$  - numărul de timpi ai ciclului motor;

n [rot/min] - turația la priza de putere, măsurată în timpul încercărilor;

z este numărul de cilindri ai motorului.

3°. Se calculează doza de carburant corectată,  $m_{cc}$ , exprimată în mg/(ciclu x litru de cilindree), folosind relația:

$$m_{cc} = 10^3 \frac{m_c \cdot z}{V_t} \quad (5.10)$$

unde:  $m_c$  este doza de combustibil injectată în ciclul motor, exprimată în g/ciclu;

z este numărul de cilindri ai motorului;

$V_t$  este cilindreea totală a motorului, exprimată în l;

4°. Se calculează factorul de motor,  $f_m$ , cu relația

$$(5.11) \quad f_m = \begin{cases} 0,2 & , \text{dacă } m_{cc} \leq 37,2 \\ 0,036 m_{cc} - 1,14 & , \text{dacă } 37,2 < m_{cc} < 65 \\ 1,2 & , \text{dacă } 65 \leq m_{cc} \end{cases}$$

unde  $m_{cc}$  - doza de combustibil corectată, calculată mai sus.

5°. Se calculează factorul de corecție a puterii,  $\alpha_c$ , cu relația

$$\alpha_c = f_a^{f_m} \quad (5.12)$$

unde  $f_a$  și  $f_m$  - factorul atmosferic, respectiv factorul de motor, calculați mai sus.

6°. Se calculează factorul de corecție a indicelui de fum,  $\alpha_f$ , cu relația

$$\alpha_f = \begin{cases} 1-5(f_a-1), \text{ dacă } 0,92 \leq f_a \leq 1,08 \\ 1 & , \text{ dacă } f_a < 0,92 \text{ sau } 1,08 < f_a \end{cases} \quad (5.13)$$

unde  $f_a$  - factorul atmosferic, calculat mai sus.

Folosind factorii de corecție  $\alpha_c$  și  $\alpha_f$  se pot calcula următoarele mărimi corectate:

- Puterea efectivă, corectată,  $P_{ec}$ , exprimată în kW, dată de relația

$$P_{epc} = \alpha_c P_{ep} \quad (5.14)$$

- Momentul efectiv, corectat,  $M_{ec}$ , exprimat în daNm, dat de relația

$$M_{epc} = \alpha_c M_{ep} \quad (5.15)$$

- Consumul specific efectiv de combustibil, corectat,  $c_{ec}$ , exprimat în g/kWh, dat de

relația

$$c_{ec} = \frac{c_e}{\alpha_c} \quad (5.16)$$

- Indicele de fum, corectat,  $k_c$ , exprimat în  $m^{-1}$ , dat de relația:

$$k_c = \alpha_f k \quad (5.17)$$

Folosind în aceste relații datele corespunzătoare - măsurate sau calculate - pot fi corectate, eliminându-se astfel din datele de încercare influențele stării particulare a mediului în timpul executării încercării.

#### **Normalizarea datelor de încercare.**

Tehnica ridicării caracteristicilor de turație la sarcină totală nu permite o alegere precisă a punctelor de măsurare ci numai intervalele, mai "strânse" sau mai "largi" în care se situează acestea [58]. În aceste condiții, alăturarea datelor din două sau mai multe încercări în vederea comparării rezultatelor poate fi lipsită de relevanță, deoarece datele comparate nu se vor referi decât întâmplător la regimuri riguros identice de funcționare a motorului. Tehnica practică a reprezentării grafice suprapuse a evoluțiilor mărimilor ce se compară este operativă și sugestivă, dar prezintă o mică precizie, atât trasarea graficelor cât și citirea valorilor pe acestea putând fi surse de erori importante în raport cu precizia reclamată de scopul urmărit.

Normalizarea datelor de încercare reprezintă o tehnică de precizie ridicată, care permite prezentarea rezultatelor încercărilor în forme perfect comparabile, caracterizate de valori raportate la același set de turații. În esență, normalizarea reprezintă aducerea virtuală a rezultatelor obținute la încercări la valori prestabilite ale turațiilor de funcționare ale motorului. În detaliu, tehnica de normalizare care a fost utilizată la prelucrarea datelor din prezentul raport este descrisă în cele de mai jos.

La ridicarea caracteristicii de turație la sarcină totală a unui motor, evoluția unei mărimi  $X$  urmărită este reprezentată de șirul valorilor acesteia,

$$X_1, X_2, \dots, X_k, \dots, X_{q-1}, X_q \quad (5.18)$$

în punctele de măsurare definite de turațiile corespunzătoare,

$$n_1, n_2, \dots, n_k, \dots, n_{q-1}, n_q \quad (5.19)$$

Considerând matricea turațiilor de încercare,

$$[n] = [n_1 \ n_2 \ \dots \ n_k \ \dots \ n_{q-1} \ n_q] \quad (5.20)$$

evoluția mărimii  $X$  poate fi prezentată sub forma matricei

$$[E_V / X] = \begin{bmatrix} n_1 & n_2 & \dots & n_k & \dots & n_{q-1} & n_q \\ X_1 & X_2 & \dots & X_k & \dots & X_{q-1} & X_q \end{bmatrix}, \quad (5.21)$$

prezentată uzual sub forma matricei valorilor mărimii,

$$[X] = [X_1 \ X_2 \ \dots \ X_k \ \dots \ X_{q-1} \ X_q] \quad (5.22)$$

unde se subînțelege corespondența valorii  $X_k$  cu turația de încercare corespunzătoare,  $n_k$ .

În cazul caracteristicilor de turație la sarcină totală, toate mărimile urmărite se raportează la aceeași matrice a turațiilor de încercare  $[n]$ , care se numește bază de reprezentare.

Pentru normalizarea datelor de încercare, baza de reprezentare  $[n]$  se înlocuiește cu o bază de normalizare reprezentată de o matrice de turații.

$$[NORM/n] = \begin{bmatrix} n'_1 & n'_2 & \dots & n'_i & \dots & n'_{p-1} & n'_p \end{bmatrix} \quad (5.23)$$

care satisface următoarele proprietăți:



$$\begin{aligned} n'_1 < n_1 \\ n_q < n^p \end{aligned} \quad (5.24)$$

$$n'_{i+1} - n'_i = \delta = \text{const.}$$

Concret, baza de normalizare reprezintă un câmp de turații, uniform distribuite cu pasul  $\delta$ , care acoperă domeniul turațiilor de încercare  $[n]$ . Pentru normalizarea valorilor mărimii  $X$  folosind baza de normalizare  $[NORM/n]$  s-au parcurs următoarele etape:

a) Folosind valorile măsurate la încercări și prezentate în matricea  $[Ev/X]$  ca puncte de sprijin, s-a definit o funcție de interpolare  $X = X(n)$  prin una din metodele "clasice" de interpolare (interpolarea polinomială, metoda celor mai mici pătrate, construcția unei funcții spline etc.).

b) S-au calculat valorile funcției de interpolare pentru turațiile din baza de normalizare  $[NORM/n]$ ,

$$X'_i = X(n'_i), \quad i=1,2,\dots,p \quad (5.25)$$

c) S-au pus valorile  $X'_i$ ,  $i = 1,2,\dots,p$ , sub forma matricei valorilor normalizate ale mărimii  $X$ ,

$$[NORM / X] = [X'_1 \ X'_2 \ \dots \ X'_i \ \dots \ X'_{p-1} \ X'_p] \quad (5.26)$$

în care corespondența valorilor cu turațiile din baza de normalizare este considerată implicită.

#### 5.4. Rezultatele încercării

Normalizarea datelor de încercare a condus la definirea unui set virtual de puncte de măsurare, definit de un șir de turații  $n_p$  uniform distribuite în intervalul dintre turația minimă  $n_{p,\min}$  și turația maximă  $n_{p,\max}$ , după regula:

$$n_{p,i} = n_{p,\min} + (i-1) \Delta n_p, \quad i = 1,2, \dots, s \quad (5.27)$$

unde  $s \in N$  - numărul de puncte de măsurare virtuale corespunzătoare încercării.

De asemenea, toate celelalte date de încercare aferente unui punct de măsurare au fost "aduse" la puncte de măsurare virtuale corespunzătoare prin interpolarea practică în procesul de normalizare și au fost eliberate de influențele aleatorii ale stărilor particulare ale mediului ambiant în timpul încercărilor prin operațiile de corectare.

Ca urmare a acestor intervenții, pentru fiecare punct virtual de măsurare s-a dispus de un set de valori de forma

$$[n_{p,i}, M_{epc,i}, P_{epc,i}, C_{ec,i}, k_{c,i}], \quad i = 1,2,\dots, s \quad (5.28)$$

Ansamblul acestor seturi de valori reprezintă rezultatele încercării. Prezentarea acestora sub forma descrisă mai sus are avantajul că rezultatele oricărei încercări se referă la aceleași puncte virtuale de măsurare, individualizate prin turația  $n_p$ , iar datele corespunzătoare oricărui punct virtual de măsurare sunt direct comparabile, deoarece se referă în mod riguros la același regim de funcționare al motorului și la starea de referință a mediului ambiant.



## 5.5. Strategia încercărilor.

Ținta încercărilor efectuate în această etapă a fost evidențierea influențelor pe care folosirea drept combustibil a amestecurilor motorină-metilester de palmier le induce în performanțele motorului de test. Atingerea acestei ținte a presupus compararea directă a performanțelor obținute la alimentarea hibridă cu un set de performanțe de referință, care reprezintă comportarea motorului de test în condițiile alimentării cu combustibil clasic (motorină), în conformitate cu prescripțiile constructorului acestuia.

Prin urmare, evaluarea comportărilor urmărite a presupus obținerea unui set de date de referință corespunzătoare performanțelor motorului de test alimentat cu motorină și a unui număr oarecare de date de încercare în condițiile alimentării cu amestecuri motorină-metilester de palmier în diferite proporții, urmate de compararea directă a rezultatelor obținute.

### Obținerea datelor de referință.

Ținta încercărilor a fost evidențierea comportării motorului de test la funcționarea în condițiile alimentării cu combustibili hibridi. Pentru atingerea acesteia, a fost necesar să fie cunoscută cu mare acuratețe comportarea motorului de test în condițiile alimentării cu combustibil clasic (motorină) în conformitate cu prescripțiile constructorului acestuia. În acest mod, comportarea la alimentarea hibridă poate fi apreciată prin comparația directă a rezultatelor încercărilor respective cu datele ce descriu comportarea de referință a motorului.

Datele de referință s-au obținut în prima fază a încercărilor, prin ridicarea repetată a caracteristicii la sarcină totală a motorului de test, în condițiile prezentate mai sus, urmată de corectarea și normalizarea datelor. În acest mod, pentru fiecare mărime  $X$  avută în vedere (cu excepția, firește, a turației  $n_p$  care formează baza de normalizare) s-a obținut un set de valori  $X_1, X_2, \dots, X_m$ , care reprezintă valori echivalente, afectate de eventualele fluctuații "naturale" ale comportării motorului de test. Valoarea unică, care se considera reprezentativă pentru funcționarea motorului a fost obținută ca medie a valorilor obținute la încercările repetate

$$\bar{X} = \frac{1}{m} \sum_{i=1}^m X_i \quad (5.29)$$

și pentru a evidenția fluctuațiile naturale în funcționarea motorului de test și influența erorilor aleatoare de măsurare (inevitabile, în mod obiectiv, în procesele de măsurare la încercări) se asociază acestei valori abaterea standard empirică,

$$\sigma(X) = \sqrt{\frac{1}{m-1} \sum_{i=1}^m (X_i - \bar{X})^2} \quad (5.30)$$

Obținerea datelor de referință a pus problema numărului de încercări repetate necesare pentru stabilirea acestora. Pentru rezolvarea acestei probleme s-a procedat la o creștere progresivă a numărului de încercări, controlată prin evaluarea rezultatelor globale ale acestora [29,30]. Astfel, într-o primă fază, s-a efectuat un

număr de șase încercări și s-au calculat valorile medii  $\bar{X}$  și abaterile standard empirice  $\sigma(X)$  corespunzătoare. Ulterior, s-a crescut în trepte numărul încercărilor cu câte două și s-au recalculat valorile amintite. Încercările pentru stabilirea datelor de referință s-au oprit atunci când două creșteri succesive ale numărului de

încercări nu au produs variații ale mărimilor  $\bar{X}$  și  $\sigma(X)$  mai mari decât incertitudinea de măsurare asociată mărimilor respective.

#### **Obținerea datelor de încercare.**

Pentru fiecare proporție de substituire a motorinei cu metilester de palmier s-a ridicat un număr de 3 caracteristici de turație la sarcină totală. Datele obținute s-au supus corectării și normalizării. S-a procedat apoi la medierea aritmetică a valorilor omologe din rezultatele celor 3 încercări, valorile medii fiind considerate ca reprezentând comportarea motorului în varianta de alimentare dată.

#### **Analiza rezultatelor.**

Un set de date de încercare, corespunzător funcționării motorului de test în condițiile alimentării cu o mixtură motorină- metilester de palmier într-o proporție dată, s-a comparat direct cu datele de referință prin punerea în paralel a datelor omologe și calcularea eventualelor abateri absolute și procentuale de la valorile de referință. În analizarea rezultatelor obținute s-a ținut seama numai de abaterile care depășesc, în valoare absolută, abaterea standard [8] empirică asociată fiecărei valori din datele de referință.

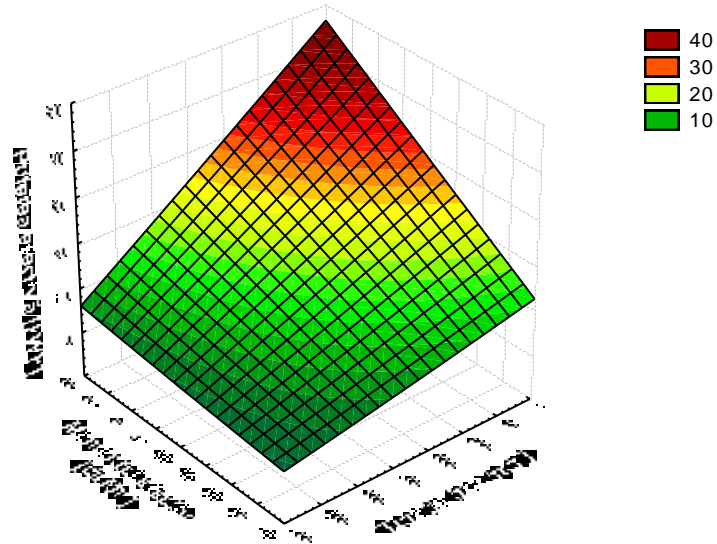
#### **Rezultatele experimentelor**

Datele de referință.

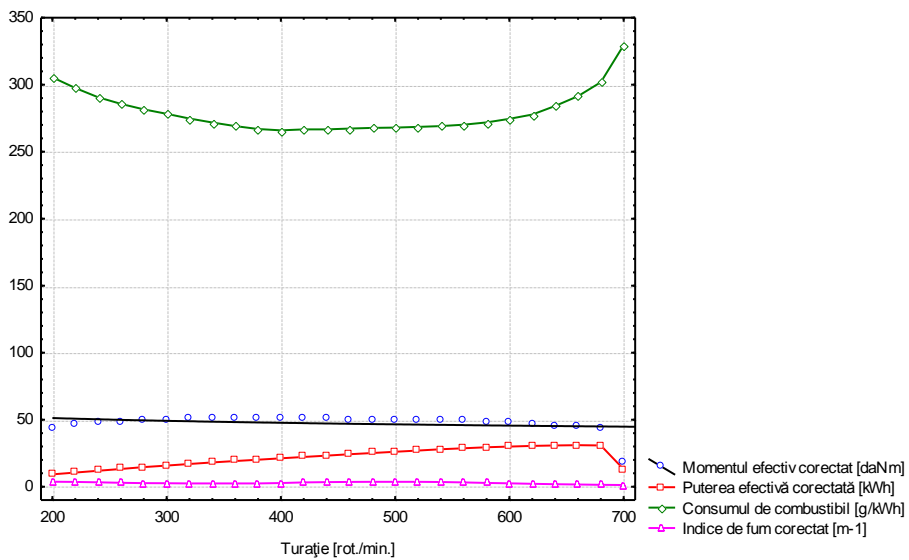
Pentru stabilirea comportării de referință a motorului de test, în condițiile alimentării cu motorină, au fost ridicate un număr de 16 caracteristici de turație la sarcină totală, în cadrul a tot atâtea încercări individuale. Deoarece s-a reușit controlul regimurilor de încercare astfel încât turațiile reale corespunzătoare punctelor de măsurare au fost foarte apropiate de turațiile din baza de normalizare ( $\pm 2$  rot/min) pentru normalizarea rezultatelor a fost folosită interpolarea liniară [1,2].

Evoluțiile mărimilor caracteristice  $M_{epc}$ ,  $P_{epc}$ ,  $C_{ec}$  și  $k_c$  în cadrul încercărilor, valorile medii și abaterile standard empirice corespunzătoare sunt prezentate în continuare, în tabelele REF 1 - REF 4 din anexele 1-4 Comportarea de referință a motorului de test, rezultată din încercări, este prezentată în tabelul REF 5 anexa 5.

În fig. 5.5. s-a realizat reprezentarea grafică a rezultatelor încercărilor din Anexa 1,

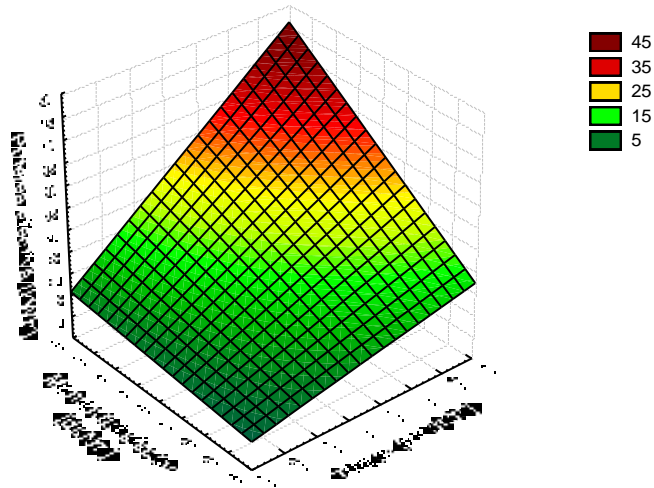


**Fig. 5.5. Variația turatiei la priza de putere, momentului efectiv, puterii efective la  $p_{atm} = 100,325 \text{ kPa}$ ,  $t_{atm} = 28,4 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $U = 39,0 \%$**

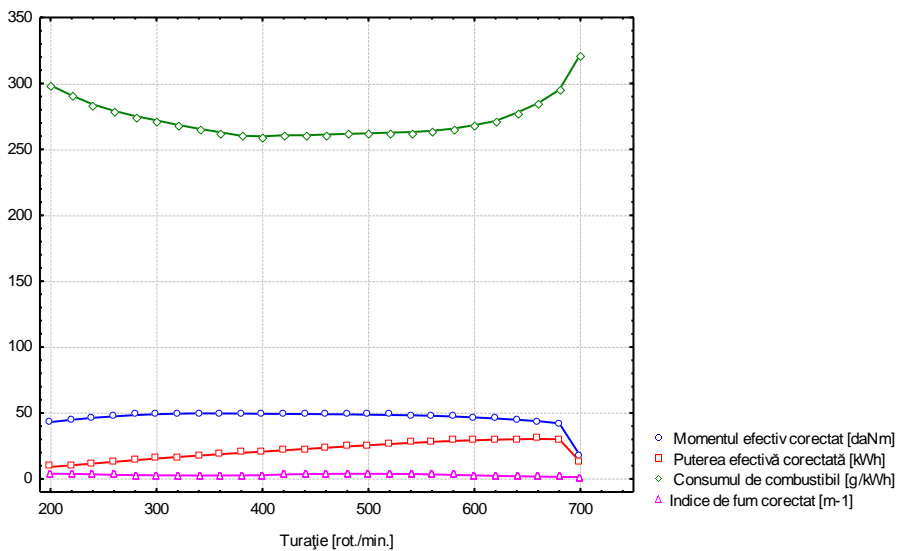


**Fig. 5.6. Reprezentarea momentului efectiv corectat, a puterii efective corectate, a consumului de combustibil corectat si a indicelui de fum corectat functie de turatia la priza de putere conform Anexelor 21-24, încercările I2A**

În fig.5.7. s-a realizat reprezentarea grafică a rezultatelor încercărilor conform Anexei 2

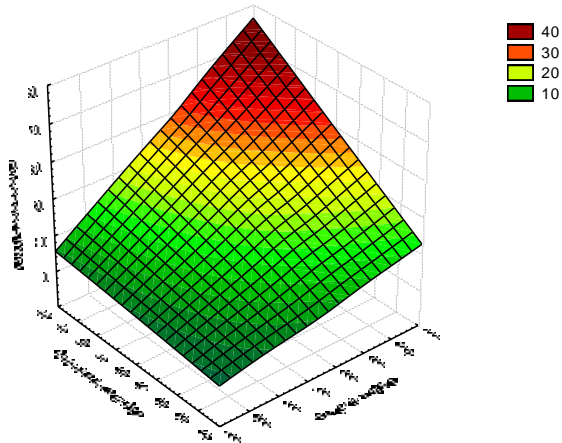


**Fig. 5.7. Variația turatiei la priza de putere, momentului efectiv , puterii efective în condițiile de mediu la  $p_{atm} = 100,528 \text{ kPa}$ ,  $t_{atm} = 28,3 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $U = 34,5 \%$**

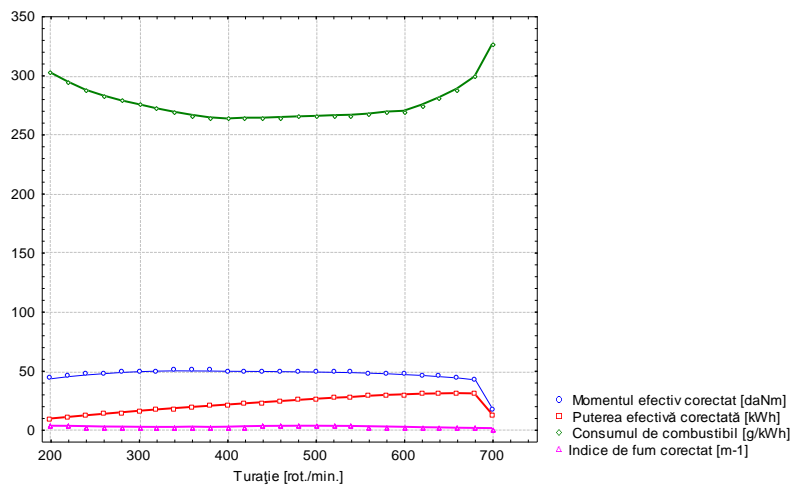


**Fig. 5.8. Reprezentarea momentului efectiv corectat, a puterii efective corectate, a consumului de combustibil corectat si a indicelui de fum corectat functie de turatia la priza de putere, conform anexelor 21-24, încercările I2B**

In fig. 5.9.s-a realizat reprezentarea grafică a rezultatelor încercărilor conform Anexei 3,

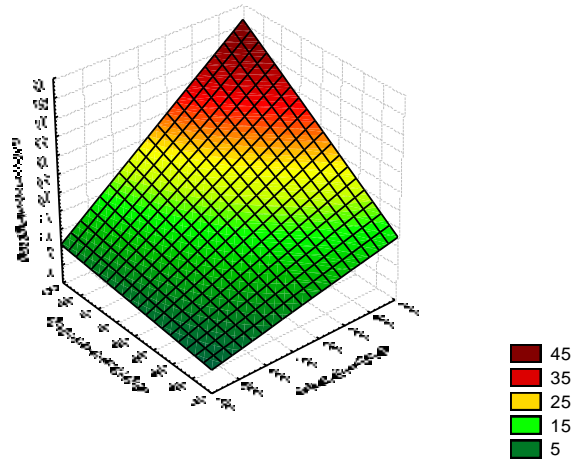


**Fig. 5.9. Variația turatiei la priza de putere, momentului efectiv , puterii efective în condițiile de mediu la  $p_{atm} = 100,524 \text{ kPa}$   
 $t_{atm} = 27,8 \text{ °C}$ ,  $U = 39,8 \%$**



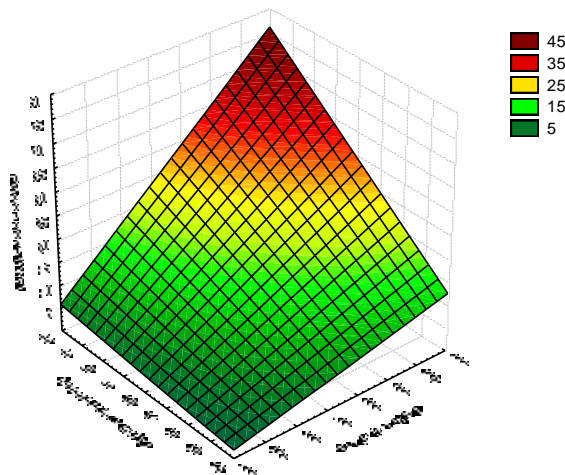
**Fig.5.10. Reprezentarea momentului efectiv corectat, a puterii efective corectate, a consumului de combustibil corectat si a indicelui de fum corectat functie de turatia la priza de putere, conform anexelor 21-24, încercările I2C**

În fig 5.11. s-a realizat reprezentarea grafică a rezultatelor încercărilor conform Anexei 4,



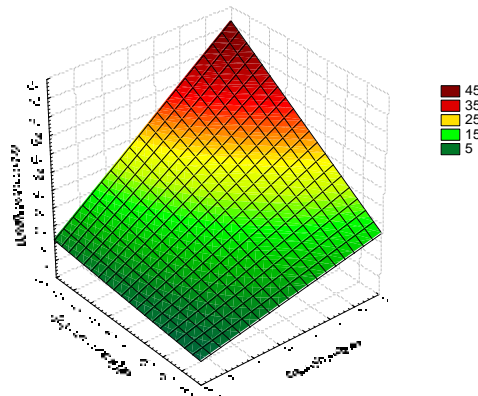
**Fig. 5.11. Variația turăției la priza de putere, momentului efectiv, puterii efective în condițiile de mediu**  
 $p_{atm} = 100,551 \text{ kPa}$   $t_{atm} = 26,7 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $U = 47,1 \%$

In fig. 5.12.s-a realizat reprezentarea grafică a rezultatelor încercărilor conform Anexei 5,



**Fig. 5.12. Variația turăției la priza de putere, momentului efectiv, puterii efective în condițiile de mediu**  
 $p_{atm} = 100,524 \text{ kPa}$  ,  $t_{atm} = 26,4 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $U = 43,7 \%$

În fig.5.13 s-a realizat reprezentarea grafică a rezultatelor încercărilor conform Anexei 6,



**Fig. 5.13. Variația turatiei la priza de putere, momentului efectiv ,  
puterii efective în condițiile de mediu**  
 $p_{atm} = 100,511 \text{ kPa}$   $t_{atm} = 25,4 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $U = 44,7\%$

**Încercările I2:** alimentarea cu mixtură 80% motorină – 20% metilester de palmier.

În condițiile alimentării cu o mixtură conținând 80% motorină și 20% metilester au fost ridicate 3 caracteristici de turație la sarcină totală, în cadrul unei funcționări continue a motorului. Rezultatele corespunzătoare fiecăreia dintre aceste caracteristici sunt prezentate în continuare .

Evoluțiile momentului motor efectiv, transmis la priza de putere, corectat,  $M_{epc}$  [daNm] , în cadrul încercărilor I2 și valorile medii corespunzătoare sunt prezentate în tabelul 5.22 din Anexa 21 .

Evoluțiile puterii efective, transmisă la priza de putere, corectată,  $P_{epc}$  [kW], în cadrul încercărilor I2 și valorile medii corespunzătoare sunt prezentate în tabelul 5.23 din Anexa 22.

Evoluțiile consumului specific efectiv de combustibil, corectat,  $c_{ec}$  [g/kWh], în cadrul încercărilor I2 și valorile medii corespunzătoare sunt prezentate în tabelul 5.24 din Anexa 23.

Evoluțiile coeficientului de absorbție a luminii în gazele de evacuare („indicele de fum”), corectat,  $k_c$  [ $\text{m}^{-1}$ ], în cadrul încercărilor I2 și valorile medii corespunzătoare sunt prezentate în tabelul 5.25 din Anexa 24.

Pe baza valorilor medii menționate a fost stabilită comportarea medie a motorului de test la încercările I2, prezentată în tabelul 5.26.

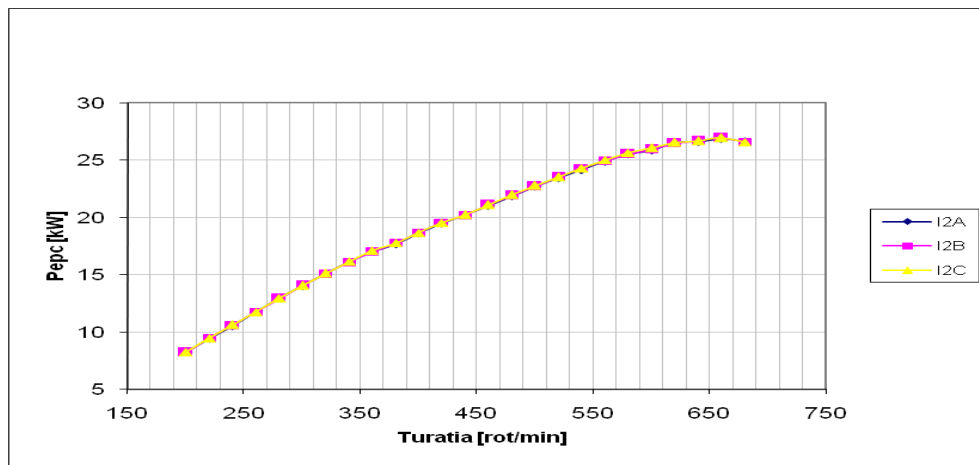
Pentru fiecare dintre mărimile  $M_{epc}$  ,  $P_{epc}$  ,  $c_{ec}$  și  $k_c$  au fost calculate variațiile absolute și relative (procentuale) față de valorile corespunzătoare de referință. Rezultatele obținute sunt prezentate respectiv în tabelele 5.22 din Anexa 21, tabelul 5.23 din Anexa 22, tabelul 5.24 din Anexa 23, tabelul 5.25 din Anexa 24.

Examinarea acestor variații permite următoarele observații:

- Momentul motor efectiv prezintă scăderi situate în plaja procentuală 8,943...11,547% ;
- Puterea efectivă prezintă scăderi situate în plaja procentuală 8,941...11,546% , cu o evoluție similară celei a momentului (această similaritate este firească deoarece puterea este o mărime calculată dependentă direct proporțional de moment);
- Consumul specific de combustibil prezintă creșteri situate în plaja procentuală 9,403...12,676% , cu o evoluție similară celor ale momentului și puterii care indică funcționarea normală a echipamentului de injecție din punctul de vedere al dozei medii volumetrice de combustibil injectată în ciclu;
- Coeficientul de absorbție a luminii în gazele de evacuare („indicele de fum”) prezintă scăderi spectaculoase, situate în plaja procentuală 8,607...38,812% .

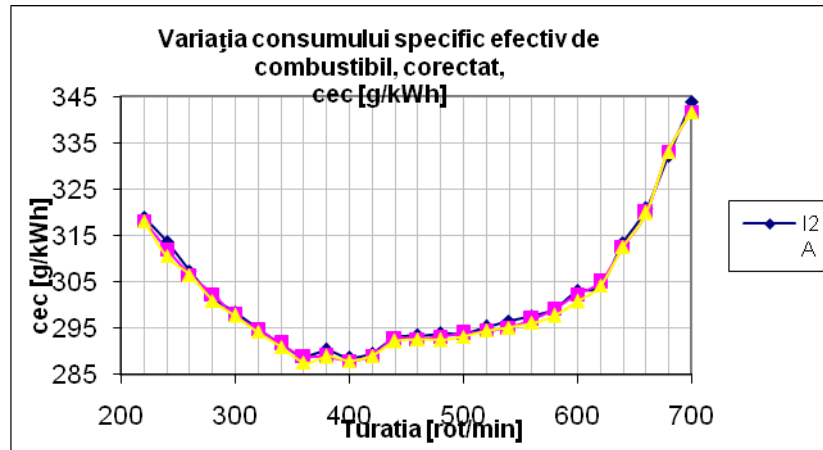
Subiectiv, exista observații cu privire la existența unei emisii sub forma unui fum alb cu miros neplăcut și iritant în gazele de evacuare, existând și impresia accentuării acestui neajuns.

Conform tabelului 5.23. din Anexa 22 s-a obținut graficul din fig. 5.14. , în cadrul încercărilor I2. (alimentare 80% motorină, 20% metilester de palmier).



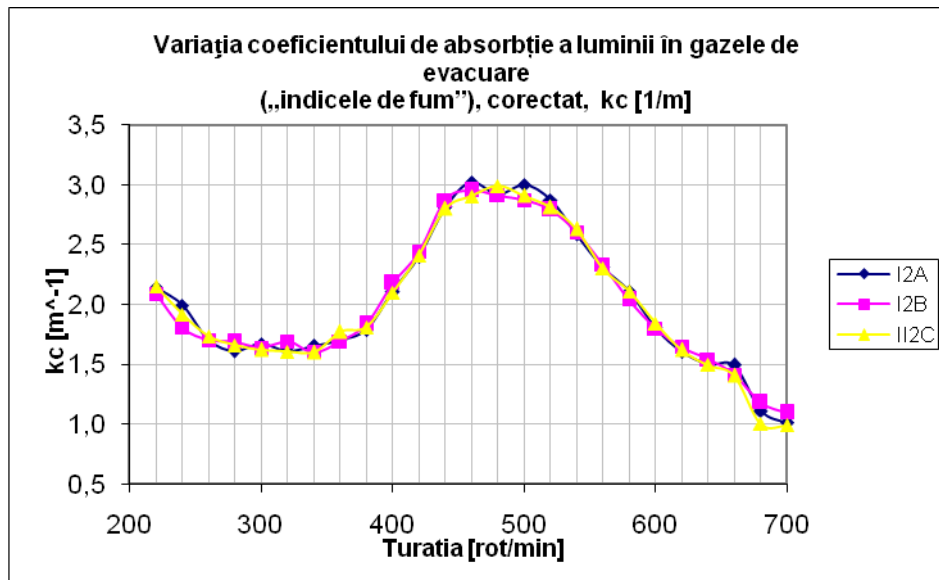
**Fig. 5.14. Variația puterii efective, transmisă la priza de putere, corectată,  $P_{epc}$  [kW ]**





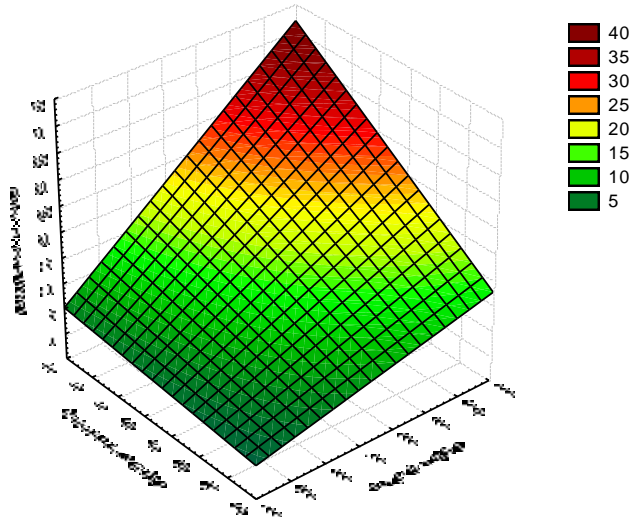
**Fig. 5.15. Variația consumului specific efectiv de combustibil, corectat,  $c_{ec}$ , în cadrul încercărilor I2. (alimentare 80% motorină, 20% metilester de palmier)**

În cadrul încercărilor I2. (alimentare 80% motorină, 20% metilester de palmier) conform tabelului 5.25. din Anexa 24 s-a determinat dependența coeficientului de absorbție a luminii conform fig. 5.16.



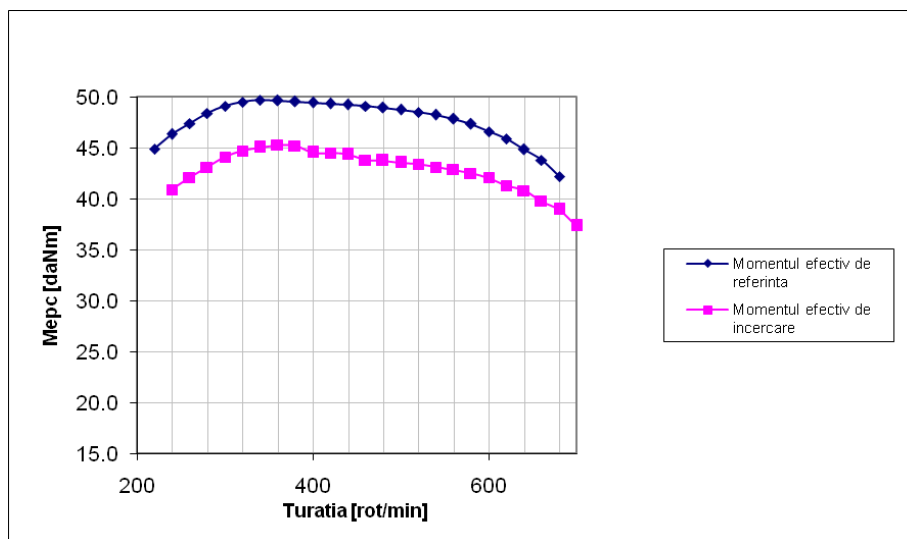
**Fig. 5.16. Variația coeficientului de absorbție a luminii în gazele de evacuare („indicele de fum”), corectat,  $k_c$**

Conform tabelului 5.26. din Anexa 25 se obține dependența momentului efectiv, a puterii efective de turație din fig.5.17.



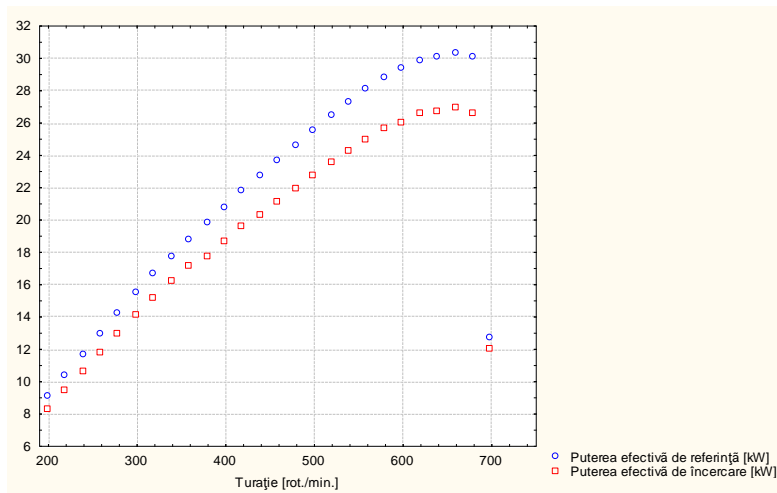
**Fig. 5.17. Comportarea medie a motorului de test la încercările I2. (alimentare cu mixtură 20% metilester de palmier, 80% motorină)**

În cadrul încercărilor I2 (alimentare cu mixtură 20% metilester de palmier, 80% motorină) se obțin valorile momentului motor efectiv față de valorile de referință conform tabelului 5.27. din Anexa 26, valori reprezentate în fig 5.18.



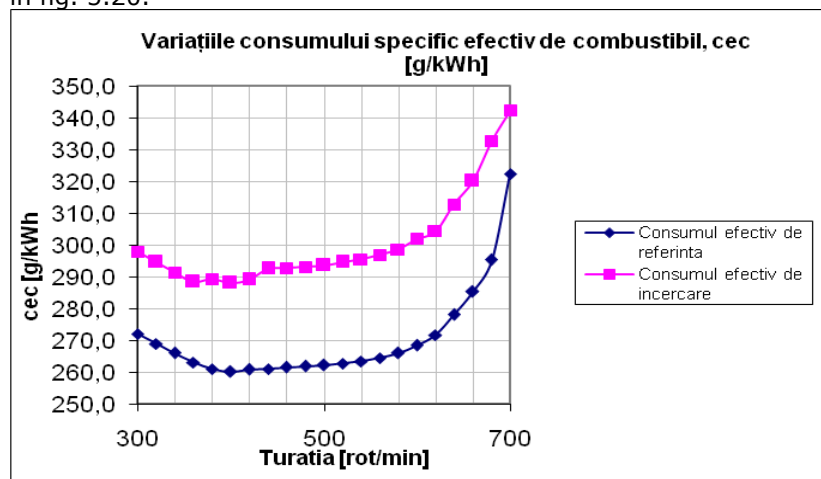
**Fig. 5.18. Variațiile momentului motor efectiv,  $M_{epc}$  față de valorile de referință în dependență cu turația**

În cadrul încercărilor I2 (alimentare cu mixtură 20% metilester, 80% motorină) față de valorile de referință ale puterii efective, funcție de turație conform tabelului 5.28. din Anexa 27 se obține reprezentarea din fig. 5.19.



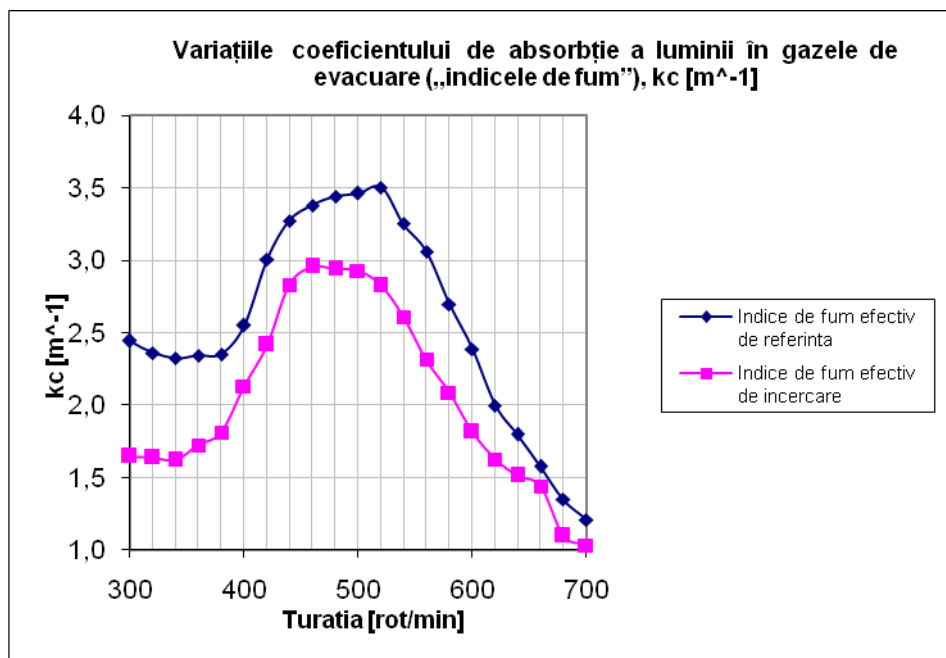
**Fig. 5.19. Variațiile puterii efective,  $P_{epc}$  față de valorile de referință**

În cadrul încercărilor I2 (alimentare cu mixtură 20% metilester de palmier, 80% motorină) variațiile consumului specific de combustibil față de valorile de referință, funcție de turație conform tabelului 5.29. din Anexa 28, sunt reprezentate în fig. 5.20.



**Fig. 5.20. Variațiile consumului specific efectiv de combustibil,  $c_{ec}$**

**În cadrul încercărilor I2 (alimentare cu mixtură 20% metilester, 80% motorină) valorile coeficientului de absorbție a luminii în gazele de evacuare față de valorile de referință, funcție de turație conform tabelului 5.30 din Anexa 29**



**Fig. 5.21. Variațiile coeficientului de absorbție a luminii în gazele de evacuare („indicele de fum”),**

## 5.6. Concluzii

Încercările descrise au avut ca scop evaluarea comportării metilesterului de palmier la folosirea drept combustibil de substituție pentru motoarele cu aprindere prin comprimare .

Pentru atingerea scopului propus a fost urmărită funcționarea motorului de test în condițiile alimentării cu mixturi motorină – metilester de palmier în care proporția de metilester a fost crescută în doua trepte cu pas de 10%. Pe parcursul testelor au fost înregistrate performanțele motorului ilustrate de momentul motor efectiv, puterea efectivă, consumul specific efectiv de combustibil și coeficientul de absorbție a luminii în gazele de evacuare („indicele de fum”). Acestea au fost evaluate prin compararea cu un set de date similare de referință stabilite la începutul încercărilor.

În condițiile menționate au fost efectuate încercări cu mixturi motorină – metilester conținând metilester în proporții de 10% și respectiv 20%. Rezultatele acestor încercări, prezentate detaliat anterior, permit următoarele concluzii:

- Momentul efectiv livrat de motor acuză scăderi cu un pas mediu de 4...7% la fiecare creștere cu 10% a proporției de substituție a motorinei cu metilester. În lipsa unor manifestări dramatice în funcționarea motorului

(instabilitate, funcționare neregulată la turații joase), această comportare poate fi explicată ca fiind urmarea unei deteriorări treptate a procesului de ardere din cilindri pe măsura creșterii concentrației de metilester în combustibil. La nivelul ipotezelor asupra desfășurării reale a procesului de ardere, această deteriorare poate fi efectul unei întinderi exagerate a arderii în destindere a cărei manifestare exterioară la nivelul regimului termic a fost mascată de eficiența sistemului de răcire, se poate datora sustragerii de la ardere a unor compuși intermediari de reacție (aldehide și radicali proveniți din descompunerea unor peroxizi organici în timpul întârzierii la autoaprindere) sau poate fi efectul unor combinații, în diferite proporții, a acestor fenomene. Este de notat faptul că atât ipoteza creșterii întârzierii la autoaprindere și încetinirii arderii cât și cea a sustragerii de la ardere a unor compuși intermediari sunt susținute și de evoluțiile obiective ale duratelor de pornire „la rece” și constatările subiective privind proprietățile iritante ale gazelor de ardere, menționate mai jos.

- Puterea efectivă livrată de motor are evoluții practic identice cu cele ale momentului motor efectiv. Aceste evoluții identice sunt firești deoarece puterea este o mărime obținută prin calcul și valorile ei sunt direct proporționale cu cele ale momentului.

- Consumul specific efectiv de combustibil are pentru concentrațiile de metilester (10% și 20%) evoluții practic invers proporționale cu cele ale momentului și puterii, crescând pe măsura scăderii acestora. Această comportare sugerează faptul că la concentrații reduse de metilester fenomenul preponderent la nivelul procesului de ardere este cel al creșterii întârzierii la autoaprindere urmată de deplasarea arderii în destindere.

- Coeficientul de absorbție a luminii în gazele de evacuare („indicele de fum”) scade spectaculos la concentrațiile mici de 10-20% metilester. O explicație a acestei comportări poate fi aceea că sustragerea unor componente de la ardere și mărirea duratei arderii oferă un surplus de oxigen și, respectiv, un timp suplimentar care sunt folosite la o ardere mai completă a aglomerărilor de carbon molecular care se formează în camera de ardere către finele procesului și sunt, în mod obișnuit, la originea emisiilor de fum negru în evacuarea motorului. În sprijinul acestei explicații vine și faptul că scăderile indicelui de fum sunt mai accentuate la turațiile joase ale motorului, când timpul disponibil pentru desfășurarea arderii este, la scara fenomenelor din cilindrii motorului, substanțial crescut [60,61]. La prima vedere, scăderile indicelui de fum promovate de fracțiunile relativ mici de metilester introdus în combustibil sunt un semnal de funcționare mai puțin poluantă a motorului. Trebuie însă făcută observația că, dacă explicațiile găsite mai sus pentru comportarea motorului sunt corecte, folosirea metilesterului pentru substituirea unei fracțiuni de combustibilul folosit în motor mută, de fapt, poluarea atmosferei de către acesta din domeniul vizibil și cunoscut al fumului în evacuare în acela mai puțin vizibil, dar cel puțin la fel de nociv, al emisiei de compuși intermediari de ardere. Printre semnele acestui tip de poluare atmosferică sunt unele care au fost constatate subiectiv (de exemplu, apariția unui miros neplăcut, un efect iritant pentru ochi și mucoasele nazale, apariția unui gust amar în gură la inhalarea gazelor scăpate din instalația de evacuare).

- Pornirea „la rece” a motorului s-a desfășurat din ce în ce mai greu pe măsura creșterii proporției de metilester introdus în combustibil. Astfel față de timpul de 6...10s necesar pentru pornire în cazul folosirii motorinei, timpii de pornire au crescut constant la creșterea concentrației de metilester (14s la 20% metilester). Pe duratele încercărilor de pornire a fost evidențiată o emisie de fum cu aspect alb,

subiectiv perceput ca neplăcut la miros și iritant, crescătoare ca intensitate pe măsura creșterii concentrației de metilester folosită. Acest fenomen vine să susțină ipoteza enunțată mai sus privitoare la efectul inhibitor al metilesterului asupra reacțiilor ce se desfășoară în cilindru în timpul perioadei de autoaprindere a combustibilului.

Dacă se consideră performanțele motorului funcționand cu metilester de palmier față de funcționarea cu motorină constatăm următoarele:

- scăderea cu 11,12 % a puterii efective maxime;
- creșterea cu 12,2 % a consumului specific de combustibil la puterea maximă;
- scăderea cu 8,95 % a puterii efective la momentul maxim;
- creșterea cu 9,53 % a consumului efectiv de combustibil la momentul maxim;
- creșterea cu 10,74 % a consumului efectiv minim de combustibil;
- scăderea cu 10,05 % a puterii efective la consumul minim;
- scăderea cu 12,459 % a indicelui de fum maxim.

Aspectele menționate mai sus, coroborate cu reducerile de emisii de noxe, permit recomandarea folosirii metilesterului de palmier drept combustibil alternativ pentru motoarele cu aprindere prin comprimare mai ales la tractoarele și mașinile agricole autopropulsate.

## **CAPITOLUL 6**

### **CONCLUZII GENERALE**

### **SI CONTRIBUȚII PERSONALE**

#### **6.1. Concluzii generale**

Utilizarea biodieselului pe scară largă a întâmpinat greutăți datorită faptului că în sistemul de alimentare al autovehiculului sunt necesare modificări care să asigure buna funcționare a motorului pentru durata de viață pentru care a fost proiectat.

Acest lucru înseamnă că utilizarea biodieselului nu trebuie să afecteze în mod negativ parametrii motorului. Astfel, toate studiile în ceea ce privește funcționarea cu biodiesel a motoarelor cu aprindere prin comprimare au avut scopul anterior menționat.

În teza de față purtând titlul : "*Studii și cercetări privind pregătirea termică a combustibilului lichid neconvențional pentru folosirea la motoarele cu aprindere prin comprimare cu injecție directă*" pe baza cercetărilor teoretice și practice s-a încercat optimizarea pregătirii biodieselului pentru injecție.

#### **6.2. Avantajele și dezavantajele utilizării biodieselului B20 din ulei de palmier preîncălzit.**

1.Reduce emisiile de dioxid de carbon în atmosferă cu până la 8%, față de motorina

2.Reduce emisiile de CO<sub>2</sub> cu până la 5,00 % față de motorină nepreîncălzită;

3.Reduce emisiile de hidrocarburi HC cu până la 28,00 % față de motorină nepreîncălzită;

4.Reduce emisiile de dioxid de sulf față de motorina clasică.

5.Reduce emisiile de particule emise în atmosferă cu până la 12,5%,

6. Nu este produs petrolier, dar poate fi amestecat în, orice proporție cu motorina.

7. Este mai puțin inflamabil, ceea ce îi conferă avantaje la stocare și transport (punctul de aprindere la biodiesel este la 150 grade Celsius, față de 70 grade Celsius în cazul motorinei Diesel)

8. Se obține din resurse regenerabile, din uleiuri vegetale.

9. Mirosul emanațiilor de la biodiesel este mai plăcut decât cel de la dieselul bazat pe petrol. Are un miros de popcorn sau gogoși, dacă este produs din ulei vegetal.

10. Este biodegradabil și se degradează de patru ori mai repede decât dieselul obișnuit. În cazul unei deversări, biodieselul este degradabil în maximum 28 de zile.

11. Datorită efectului de lubrifiere, superior dieselului, motoarele funcționează mai bine și rezistă mai mult, iar cu aditivii potriviți se pot mări performanțele motorului.

12. Prin folosire, reduce zgomotul de funcționare al motorului.
13. Poate fi depozitat în orice rezervor și nu implică schimbări în infrastructura de depozitare existentă.
14. Permite țării bazate pe agricultură sau cu potențial agricol mare să fie mai puțin dependente de petrol.
15. Produce mult mai puține noxe toxice decât motorina obișnuită.
16. Nu necesită schimbări în sistemul de distribuție (pompe, bazine, locații etc.).
17. Nu afectează în mod substanțial consumul de combustibil sau durata motorului.
18. Reduce semnificativ fumul rezultat la pornirea autovehiculului.
19. Poate fi folosit de orice autovehicul fără a fi modificat în vreun fel. B 100 – biodiesel pur (100%), B 20 - biodiesel 20%, motorină 80%, B 5 - biodiesel 5%, motorină 95%.
20. Pe timp de vară, biodieselul poate fi utilizat fără nicio problemă. Adăugarea aditivilor îl face folosibil până la -17, -20 grade Celsius.
21. Nu sunt necesare modificări ale autovehiculelor dar sunt necesare preîncălzirea sa și înlocuirea garniturilor de cauciuc cu cele din cauciuc silconic pentru a folosi drept combustibil biodiesel-ul.
22. Performanțele energetice ale mașinii sunt puțin mai mici (cu 10...11%) comparabile cu ale motorinei clasice.

### **6.3. Condiții pentru utilizarea biodieselului:**

- motoarele trebuie să funcționeze la capacitate maximă cât mai mult posibil, evitarea perioadelor de inactivitate pe perioade lungi;
- intervale de schimbare a uleiului cât mai scurte;
- depozitarea adecvată a combustibilului.

### **6.4. Probleme uzuale în cazul operării cu biodiesel pur:**

- înfundarea pompelor de injecție
- valve lipicioase datorită depunerilor
- filtre blocate
- depuneri de reziduuri
- penetrarea biodieselului (uleiului vegetal) în timp

### **6.5. Concluzii privind preîncălzirea biocombustibilului**

**Preîncălzirea biocombustibilului este necesară și posibilă în mai multe variante:**

**1.** Preîncălzire electrică cu ajutorul preîncălzitoarelor electrice alimentate direct de la baterie, au avantajul că sunt de dimensiuni reduse, din materiale rezistente la coroziune și temperatura și fiind alimentate direct de la baterie se pot utiliza chiar înainte de pornirea autovehiculului, dând astfel posibilitatea ca la pornire să introducem în circuitul de alimentare al autovehiculului biocombustibil la o temperatură convenabilă pentru buna pornire a motorului.

**2.** Preîncălzitoare care utilizează ca sursă termică lichidul de răcire al motorului, au avantajul că temperatura biodieselului poate fi controlată ușor, traseu relativ scurt de montare.



3. Preîncălzitoare care folosesc gazele ce rezultă în urma arderii din cilindrul motorului, încălzind cu aceste gaze fie aerul din galeria de admisie fie biocombustibilul, avantajul fiind că putem preîncălzi biocombustibilul oricât de mult, temperatura gazelor de ardere fiind cuprinsă în plaja 540-1000 °C funcție de tipul motorului și de regimul de mers, dezavantajul este că transferul termic este dificil de controlat întrucât temperatura gazelor se modifica odata cu sarcina motorului impunându-se astfel necesitatea montării uneia sau mai multor valve ( electrice sau mecanice) care să poată permite controlul fluxului gazelor de ardere.

4. Preîncălzirea biocombustibilului este necesară la temperaturi sub 7-8 °C la biocombustibilii cu tendință pronunțată de saponificare cum este cel din ulei de palmier și poate scădea până la -3°C la cel obținut din ulei de pește sau alte deșeuri animale.

Întrucât în cercetarile anterioare s-a abordat preponderent preîncălzirea electrică cu ajutorul unor preîncălzitoare electrice cu alimentare electrică direct de la bateria de acumulatori cu eficiența dovedită datorită faptului că favorizează pornirea în anotimpul rece când temperatura motorului nu poate eficientiza preîncălzirea și preîncălzirea cu ajutorul lichidului de răcire al motorului care însă poate prezenta inconveniente la pornire. Avantajul preîncălzirii cu ajutorul lichidului de răcire al motorului este faptul că plaja de temperatură în care variaza acesta nu este foarte mare (40-80°C) nepunându-se problema controlului riguros al acesteia [37, 38].

Se poate trage concluzia finală ca deși performanțele energetice ale motorului utilizând biodieselului B20 din ulei de palmier preîncălzit sunt puțin mai slabe dar în limite acceptabile, dacă se ia în considerare avantajele privind emisiile poluante, este indicată funcționarea motorului cu acest combustibil alternativ

## 6.6. Contribuții personale

Se pot enumera următoarele contribuții personale:

- o cercetare teoretică a studiilor în acest domeniu și o sistematizare a acestora precum și o analiză a pieței preîncălzitoarelor pentru biodiesel și tendințele actuale de utilizare a acestora;
- determinarea în laborator a proprietăților chimice și fizice ale biodieselului din ulei de pește și a biodieselului din ulei de palmier;
- analizarea componentelor biodieselului din ulei de pește respectiv palmier și influența acestora prin procesul de ardere în cilindrul motorului asupra mediului
- elaborarea unui plan de achiziții de date în privința noxelor
- cercetările experimentale s-au realizat prin introducerea unei conducte de preîncălzire în amortizorul de zgomet al motorului de test ca soluție personală a preîncălzirii biodieselului
- optimizarea preîncălzirii biodieselului .
- cercetările teoretice și practice ale autorului pot avea rezultate în implementarea unor sisteme de preîncălzire a biodieselului la autovehicule.
- proiectarea și realizarea unei soluții originale de preîncălzire cu ajutorul gazelor de ardere
- optimizarea controlului debitului gazelor de ardere cu ajutorul softului COSMOS FLOW .
- autorul a publicat 10 lucrări și trei cărți de specialitate la conferințe și reviste de specialitate

## BIBLIOGRAFIE

1. Agarwal, D., Avinash K., Performance and emissions characteristics of Jatrophaoil (preheated and blends) in a direct injection compression ignition engine, *Applied Thermal Engineering*, 27, 2314–2323., 2007
2. Agarwal, D., Lokesh,K., and Agarwal, K. 2008. Performance evaluation of a vegetable oil fuelled compression ignition engine. *Renewable Energy*, 33: 1147-1156.
3. Ahouissoussi N., Wetzstein M., Comparative cost analysis of biodiesel, compressed natural gas, methanol, and diesel for transit bus systems. *Resour Energy Econ* 1999; 17(1):1.
4. Ambros T. ș. a. Surse regenerabile de energie. Chișinău, Editura Tehnica Info, 1999.
5. Anghelache I.,Noi combustibili pentru automobile. București, 1993.
6. Avinash Kumar Agarwal, Biofuels (alcohols and biodiesel) applications as fuels for internal combustion engines, *Progress in energy and combustion science* 33 ,2007,p. 233 – 271.
7. Barănescu, R., Engine Warranty Policy, in *Commercialization of B100: Establishment of Engine Warranties*, National Center for Advanced Transportation, University of Idaho, Moscow, Idaho 83844-1026. 1994, p.125-180.
8. Beșleagă, Ig., Rezultatele încercării la stand a unui motor diesel alimentat cu ulei de rapiță. In: *Realizări și perspective în horticultură, viticultură, vinificație și silvicultură*. Materialele Simpozionului științific internațional, Chișinău, 2007, p. 480-484.
9. Bica, M., Filipaș T., *Mediul ambiant si exergija*, Editura Academiei, București, 2005.
10. Bobescu, G., ș.a. *Motoare pentru automobile și tractoare: Manual pentru instituțiile de învățământ superior*. Chișinău, Editura „Tehnica”, 1997. 238p. ISBN 9975-910-17-3.
11. Borha, M.V., Segal B., *Alcoolul etilic carburant*. București, 1988. 240 p.
12. **Buculei, M.,E.,** Picioarea,D., Nagi,M., Iorga D., " The comparative analisys of palm and fish biofuels properties" *Revista Termotehnica* , Anul XV, nr. 1S/2011, ISSN 2247-1871 site: <http://www.revistatermotehnica.agir.ro/>, indexata in BDI: *INDEX COPERNICUS INTERNATIONAL*, pp 19, 2011.
13. **Buculei, M.,E.,** Picioarea, D., Biodiesel standard characteristics that affect the engine functioning, Conferinta ICOME 2010, Craiova,2010.
14. **Buculei, M.,E.,** Craciunoiu, N., Dumitru, N., Marghitu, D., B., Picioarea, D., Velocity field for epicyclic gear trains, *International Congress SMAT 2008*, 2008
15. Burnete, N., Barabas, I, Todoruț, A.,Varga B, *Uleiurile vegetale-combustibilii viitorului ? în vol: Stiinta din inginerie - A patra Conferinta Nationala cu participare internationala "Profesorul Dorin Pavel", Sebeș, 2004*

- 16.** 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.
- 17.** Burnete, N., Biocombustibili pentru Diesel, Revista AUTOTEST, nr. 95, aprilie 2004, pag. 50-51.
- 18.** 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.
- 19.** Chang, D., J. Gerpen: Determination of particulate and unburned hydrocarbon
- 20.** Connemann, J., Modern Production of Diesel Fuels based on Vegetable Oils. D-26789 Leer (Ostfriesland), Germany, 1997.
- 21.** Crookes, RJ, Kiannejad F, Nazha MAA. Systematic assessment of combustion characteristics of biofuels and emulsions with water for use as diesel engine fuels. Energy Convers Manag, 1997.
- 22.** Di Cruza., et al. Oil Chemists Society, 530p, 2007.
- 23.** Dumitru, M.G., Grecu, R., Tutunea, D., Popescu, A., Bică M., „Modificări fizico-chimice la biodiesel pe perioada depozitării”, Revista de Chimie, București, nr. 61, p. 882-885, 2010
- 24.** Emissions from Diesel Engines fueled with Biodiesel, SAE Tech. Pap. Ser. 1998, No982527.
- 25.** Gabroski, M., S, R., McCormick, T., L., Alleman, A., M., Effect of Biodiesel Composition on Nox and PM Emissions from a DDC Series 60 Engine, Final Report, National Renewable Energy Laboratory, 1999.
- 26.** Grunwald, B., Apostolescu, N., Cercetari privind formarea amestecului de ardere în camera unitară pentru motorul Diesel rapid. Bul. I.P.G.Gheorghiu-Dej, nr.4, Bucuresti 1981
- 27.** Grunwald, B., Despre conceptul de macromixtura la motoarele Diesel cu camera unitara cu mișcare de rotație a fluidului motor, Nr.8, 1987.
- 28.** Grunwald, B., Teoria, calculul și construcția motoarelor pentru autovehicule rutiere. Editura didactica și pedagogica, Bucuresti 1980.
- 29.** Hass, M., J, Improving the economics of biodiesel production through the use of low value lipids as feed stocks: Vegetable oil soap stock, Fuel Processing Technology 86, 2005.
- 30.** Hubca, Gh. și a. Biocombustibili: biodiesel - bioetanol, sun diesel. București, ed. Matrix Rom, 503p. ISBN 978-973-755-381-2., 2008
- 31.** Kannan, K., Udayakumar, M., Experimental study of the effect of fuel injection pressure on diesel engine performance and emission, ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences, Vol. 5, NO. 5, pp. 42-45, 2010.
- 32.** Knothe, G., H., Vegetable oil-based diesel fuels: Overview and current trends. Journal of Air and Waste Management Association. p. 20-23, 2010.
- 33.** Lee, C., S., Park S. W., Kwon, S., I., An Experimental Study on the Atomization and Combustion Characteristics of Biodiesel-Blended Fuels, Energy & Fuels, S. 2201 – 2208, 2005

34. Manea, Gh., Georgescu, M. Metanolul combustibil neconvențional, București, Editura Tehnică, p. 256, 1992..
35. Marinceaș, D. ș. a., Combustibili, lubrifianți și materiale speciale pentru automobile. București, 340 p, 1983..
36. Masjuki, H., Abdulmuin, M.Z., Sii, H.S., Indirect injection diesel engine operation on palm oil methyl esters and its emulsions. Proceedings of the Institute of Mechanical Engineers, Part D; 211:291-9, 1997
37. Maurer, K., Buzogany, A., Tractoare echipate cu motoare care folosesc carburant de origine vegetală. Univ. Hohenheim, Stuttgart, . 375 p., 1999.
38. Mhia, Zaglul Shahadat, Emdadul Hoque, MAKING BIODIESEL AND PERFORMANCE TEST OF A DIESEL ENGINE USING DIESEL -BIODIESEL BLENDS AS A FUEL WITH INLET AIR PREHEATING ATTACHMENT, International Conference on Mechanical Engineering 2007 (ICME2007) December, Dhaka, Bangladesh, 2007
39. Mhia, Zaglul Shahadat, Nurun Nabi and Md. Shamim Akhter, DIESEL NOX REDUCTION BY PREHEATING INLET AIR, International Conference on Mechanical Engineering 2005 (ICME2005) 28- 30 December 2005, Dhaka, Bangladesh, 2005.
40. Micu, V. Argumente pentru cultivarea rapiței de toamnă în Moldova. În: Seceta și metode de minimalizare a consecințelor nefaste. Chișinău, p. 24-28., 2007
41. Moiescu, V. și a. Biocarburanții în România. București, ed. S.C. Chiminform Data S.A., 2004. 219p. ISBN 973-87023-2-1, 2004
42. Moraru, Ș., A., Puntea, D. Rapița de toamnă. Tehnologia de cultivare. Chișinău, p. 20 2001.
43. Nabi, M. N., Akhter A.S., Improvement of engine emissions with conventional diesel fuel and diesel-biodiesel blends, Bio-resource Technology 97 372-378, 2006.
44. Nagi, M., **Buculei, M. E.**, Picioarea D., Influenta unui camp de temperaturi aleatoriu asupra vibratiilor elementelor cinematice ale mecanismelor plane, Conferinta Nationala de termotehnica Resița 2003.
45. Nagi, M., Ilies P., Sucilă, M., Enea, M., **Buculei M. E.**, The effect of the separation zone on the compressed air dryer, 2008
46. Nagi, M., Negoitescu, A., Calculation and construction of thermic installations, E.Murgu 1998.
47. Nagi, M., Negoitescu A., Variation of pressure and speed of fluids flow inside the channels. The annuaries of E.Murgu University from Resita, year 1, No.1, 120-134 p, 1997,
48. Neagoe, D., Simniceanu, L., **Buculei, M.E.**, Dinamica sistemului mecanic, conducator auto, autovehicul, cale de rulare, Conferinta nationala de termotehnica cu participare internationala, Facultatea de Mecanica , Craiova, 2006.
49. Neagoe, D., Constantinescu A, Trotea M., Dumitru I., **Buculei M., E.**, Optimization solutions for the transport of persons in Dolj County, ICOME 2010 Craiova,, 2010.
50. Nistor, I.D., Modelarea si optimizarea procesului de obținere a biodieselului cu capacitate de 500l/sarja, 2010

- 51.** Nwafor, O.M.I., Emission characteristics of diesel engine running on vegetable oil with elevated fuel inlet temperature, *Biomass and Bioenergy* 27 (5) 507–511, 2004.
- 52.** Nwafor, O.,M.,I., Rice G. Performance of rapeseed oil blends in diesel engines. *Journal of Applied Energy*, 1996.
- 53.** Popa, Gh., **Buculei M., E.**, Ungureanu A ,The particularities of the tractive characteristic for tractors equipped with hydrostatic transmissions, *ICOME 2010 Craiova*
- 54.** Popa, Gh., **Buculei M., E.**, Ungureanu A., Sutru N., Determination of drive performance for tractors equipped with supplementary hydrostatic transmissions, *ICOME 2010 Craiova*, 2010
- 55.** Popa, V. Cercetări în legătură cu folosirea metanolului drept combustibil pentru motorul cu aprindere prin comprimare. Teză de doctorat. Institutul Politehnic București. 1982.
- 56.** Prasad, C., M., V, Krishna, M., Reddy C., P, Mohan K., R., Performance evaluation of non-edible vegetable oils as substitute fuels in low heat rejection diesel engines. *Proceedings of the Institute of Mechanical Engineers, Part D* 2000;214:181–8,2000.
- 57.** Raghul, R. , Ramadoss G., Optimization of injection timing and injection pressure of a DI diesel engine fueled with preheated rice bran oil, *International journal of energy and environment*, Volume 2, Issue 4, pp.661-670, 2011.
- 58.** Ryan, T.,W., Callaham, T.,J., Dodge, L.,G., Characterization of vegetable oils for use as fuels in DieselEngines. *ASAE*, 49085, 1982.
- 59.** S K0070-1992 Test method for Acid value, Saponification number, Ester number, Iodine number, Hydroxyl value of Chemical products and Unsaponifiable matter,1992.
- 60.** Schumacher, L., G., C., L., Peterson, J., V. Gerpen, Engine Oil Analysis of Diesel Engines Fueled with Biodiesel Blends, *ASAE, Annual International Meeting, Sacramento*, Paper No. 01-6053, 2001.
- 61.** Schumacher, L., G.,William, G., Hires, Steven C., Fueling Diesel Engine with Methyl- Ester of Soybean Oil. Department of Agricultural Engineering, University of Missouri Columbia, MO. 1994.
- 62.** Senthil, K. M, Ramesh. A, Nagalingam. B, An experimental comparison of methods to use methanol and jatropa oil in a compression ignition engine, *Biomass and Bioenergy* 25, 2003.
- 63.** Shailendra, S., Avinash K., A., Combustion Characteristics of Rice Bran Oil Derived Biodiesel in a Transportation Diesel Engine, *SAE*, 2005–26–354,2005.
- 64.** Shaine, T., Biomass Oil Analysis Research needs and Recommendation. National Renewable Energy laboratory. Operated for US Department of Energy, 2004.
- 65.** Sharp, C., A., Howell, S. A. , Jobe, J., The Effect of Biodiesel Fuels on Transient Emissions from Modern Diesel Engines, Part I Regulated Emissions and Performance, *SAE Tech. Pap. Ser. 2000*, No 2000-01-1967,2000.
- 66.** Sharp, C., A., Howell, S. A. , Jobe, J., The Effect of Biodiesel Fuels on Transient Emissions from Modern Diesel Engines, Part II Unregulated Emissions and Chemical Characterization, *SAE Tech. Pap. Ser. 2000*, No 2000-01-1968,2000

67. Shibassachi-Kitakawa, N., et al., Bioresource tehnology. In: Chemical Engineering and Tehnology. nr. 416, 2007,
68. Stănescu, M.M., Bolcu, D. Ciuca, I., **Buculei, M., E.**, Study of some elastic properties for sandwich bars with symmetrical distribution of layers, Revista Materiale Plastice nr. 4/2011.Starodub V. Tehnologii în fitotehnie. Chişinău: UASM, 2008.
69. Strayer, R.,C, Craig, W.,K., Zoerb, G.,C., Engine deposit and pour point studies using canola oil as aDiesel fuel. ASAE, 49085, 1982.
70. Sukumar, P., Vedaraman. N, Ramabrahamam. B.V, Nagarajan.G, Mahua (Madhuca indica)seed oil: A source of renewable energy in India, Journal of Scientific and Industrial Research 64, 2005.
71. Tutunea, D., Folosirea combustibililor neconvenţionali la motoarele cu ardere internă, Teză de doctorat, Craiova, 2009
72. Van Gerpen J. Biodiesel Production and Fuel Quality. Accesibil pe internet: Email: jonvg@uidaho.edu.
73. Van Gerpen J., Shanks B.,et al.Biodiesel Production Technology, 2004.
74. Vander, G., Feldman, M., and Peterson, C. L. Modeling Combustion of Alternate Fuels in a DI Diesel Engine using KIVA. Transactions of the ASAE, ASAE, St. Joseph, MI., 1988.
75. Vronschin, M. ş.a. Sistemul de maşini pentru protecţia culturilor de câmp. Chişinău, 2003.
76. Wagner, L., Stanley E., Clark J., Mark, D., Effects of Soybean Oil Ester on the Performance, Lubricating Oil and Wear of Diesel Engines. SAE Technical Paper 841385. SAE, Warrendale, PA 15096-0001, 1985.
77. Yamane, K., A. Ueta, Y. Shimamoto: Influence of Physical and Chemical Properties of Biodiesel Fuel on Injection, Combustion and Exhaust Emission Characteristics in a DI-CI-Engine, COMODIA 2001, Nagoya.,2001.
78. \*\*\* [http://en.wikipedia.org/wiki/Kyoto\\_Protocol](http://en.wikipedia.org/wiki/Kyoto_Protocol)
79. \*\*\*Bioethanol as a fuel. Accesibil pe internet: <http://www.biogazol.dk/3me2.htm>.
80. \*\*\*Bioethanol in UK.Accesibil pe internet: <http://sabbioenergy.co.uk/bioethanolUK/>
81. \*\*\*Biofuels Program –[www.cdep.ro/pls/legis/legis\\_pck](http://www.cdep.ro/pls/legis/legis_pck) . Biomass Feedstock Development Program, at [bfdp@ornl.gov](mailto:bfdp@ornl.gov) or 865-576-5132
82. \*\*\*Biomass Energy Data Book, edition 1, 2006 <http://www.osti.gov/bridge>
83. \*\*\*Biomass Program. Draft for Review. U.S. Department of Energy, Energy Efficiency and Renewable Energy-
84. \*\*\*Biomass Program. June 2006 U.S. Department of Energy, Energy Efficiency and Renewable Energy, [www\\_biodiesel\\_org](http://www.biodiesel.org)
85. \*\*\*Cultivarea rapiţei de toamnă. Recomandări. În: Agricultura Moldovei. 2005, nr. 9, p. 8 -9.
86. \*\*\*DIN EN 14214: Kraftstoffe für Kraftfahrzeuge – Fettsäure – Methylester (FAME) für Dieselmotoren – Anforderungen und Prüfverfahren, Deutsche Fassung EN 14214, 2003.

- 87.** \*\*\*DIN EN 590: Kraftstoffe für Kraftfahrzeuge – Dieselkraftstoffe – Anforderungen und Prüfverfahren, Deutsche Fassung EN 590, 2004.
- 88.** \*\*\*Green energy for Europe. European Commission EUR 21350-BIOMASS Luxembourg: Office for Official Publications of the European Communities 2005 – 46 p.
- 89.** \*\*\*Handbook for Handling, Storing, and Dispensing E85, Prepar. by the National Renewable Energy Laboratory, 2006, [www.eere.energy.gov/](http://www.eere.energy.gov/)
- 90.** \*\*\*[http://www.eere.energy.gov/biomass/sugar\\_biorefineries](http://www.eere.energy.gov/biomass/sugar_biorefineries).
- 91.** \*\*\*[http://facultate.regielive.ro/referate/energetica\\_agronomie\\_ecologie/procedee-de-obtinere-a-biodielului](http://facultate.regielive.ro/referate/energetica_agronomie_ecologie/procedee-de-obtinere-a-biodielului).
- 92.** \*\*\*<http://utcnrapita.wz.ro/rapita.php>; [www.yellow/pages.md](http://www.yellow/pages.md).
- 93.** \*\*\*International Energy Outlook 2007, May 2007, DOE/EIA-0484 (2007) U.S. Department of Energy, Washington/ Energy Information Administration - [www.eia.doe.ov/oiaf/ieo.html](http://www.eia.doe.ov/oiaf/ieo.html)
- 94.** \*\*\*Kyoto protocol to the united nations framework convention on climate change.Third session Kyoto, 1-10 December 1997.
- 95.** \*\*\*Legislation, <http://europa.eu.int/comm/energy/res/legislation/biofuels/>
- 96.** \*\*\*S K0070-1992 Test method for Acid value, Saponification number, Ester number, Iodine number, Hydroxyl value of Chemical products and Unsaponifiable matter.[selului-9414.html](http://www.selului-9414.html)
- 97.** \*\*\*Univers Ingineresc nr.1/2010
- 98.** \*\*\*Utilaj pentru producerea uleiului vegetale S.A. «Alimentarmaş». Chişinău, 2009, p. 22.
- 99.** \*\*\*2010 Sustainability report, [www.albemarle.com](http://www.albemarle.com)
- 100.** \*\*\* Energie nouă pentru un aer sănătos, [www.biodiesel.ro](http://www.biodiesel.ro)
- 101.** \*\*\* Products, [www.biodieseltechnologies.com](http://www.biodieseltechnologies.com)
- 102.** \*\*\* Biodiesel analisys, [www.biodisel.org](http://www.biodisel.org)
- 103.** \*\*\* Bioenergy Insight, vol.2, issue 4,201,1[www.bioenergy-news.com](http://www.bioenergy-news.com)
- 104.** \*\*\* Industry news, [www.biofuels-news.com](http://www.biofuels-news.com)
- 105.** \*\*\* Diesel Therm fuel preheater, [www.diesel-therm.com](http://www.diesel-therm.com)
- 106.** \*\*\* Ştiinţă şi tehnologie, [www.ec.europa.eu](http://www.ec.europa.eu)
- 107.** \*\*\* Brazed plate heat exchanger, [www.kaori-taiwan.com](http://www.kaori-taiwan.com)
- 108.** \*\*\* FCI biofuels in general, [www.poyry.com](http://www.poyry.com)
- 109.** \*\*\*[www.scritube.com/tehnica-mecanica](http://www.scritube.com/tehnica-mecanica)
- 110.** .\*\*\*Etanolul.[<http://www.etanolrfa.org/resource/made>];
- 111.** .\*\*\*<http://www.solidworks.com/sw/products/cfd-flow-analysis-software.htm>
- 112.** .<http://www.mshsamara.ru/agroinform/>

## ANEXA 1

**Tabelul 5.2. Evoluția turației la priza de putere, momentului efectiv, puterii efective, consumului specific efectiv de combustibil și coeficientului de absorbție a luminii în gazele de evacuare în condițiile de mediu:  $p_{\text{atm}} = 100,325 \text{ kPa}$ ,  $t_{\text{atm}} = 28,4 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $U = 39 \%$**

Nr. Crt.	$N_p$ [rot/min]	$M_{\text{epc}}$ [daNm]	$P_{\text{epc}}$ [kWh]	$c_{\text{ec}}$ [g/kWh]	$k_c$ [m <sup>-1</sup> ]
1	700	17,71	12,98	329,53	1,269
2	680	43,14	30,72	301,92	1,414
3	660	44,79	30,95	291,51	1,655
4	640	45,85	30,73	284,15	1,887
5	620	46,91	30,45	277,75	2,162
6	600	47,65	29,94	274,58	2,508
7	580	48,41	29,40	271,87	2,834
8	560	48,94	28,70	270,19	3,201
9	540	49,34	27,90	269,11	3,477
10	520	49,57	26,99	268,55	3,606
11	500	49,84	26,09	267,98	3,639
12	480	50,02	25,14	267,78	3,615
13	460	50,21	24,18	267,27	3,551
14	440	50,36	23,20	266,65	3,437
15	420	50,45	22,19	266,64	3,166
16	400	50,53	21,16	265,93	2,761
17	380	50,66	20,15	266,99	2,470
18	360	50,76	19,13	269,09	2,442
19	340	50,84	18,10	271,79	2,440
20	320	50,60	16,95	274,77	2,481
21	300	50,18	15,76	278,26	2,566
22	280	49,47	14,65	281,58	2,699
23	260	48,48	13,20	285,69	2,872
24	240	47,40	11,91	290,65	3,266
25	220	45,90	10,57	297,57	3,583
26	200	44,13	9,24	305,50	3,694



## ANEXA 2

**Tabelul 5.3. Evoluția turației la priza de putere, momentului efectiv, puterii efective, consumului specific efectiv de combustibil și coeficientului de absorbție a luminii în gazele de evacuare în condițiile de mediu:  $p_{atm} = 100,528 \text{ kP}$ ,  $t_{atm} = 28,3 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $U = 34,5 \%$**

Nr. Crt.	$N_p$ [rot/min]	$M_{epc}$ [daNm]	$P_{epc}$ [kWh]	$c_{ec}$ [g/kWh]	$k_c$ [m <sup>-1</sup> ]
1	700	17,31	12,69	322,11	1,339
2	680	42,16	30,02	295,13	1,496
3	660	43,78	30,26	284,95	1,747
4	640	44,82	30,04	277,76	1,992
5	620	45,85	29,77	271,50	2,286
6	600	46,58	29,26	268,41	2,648
7	580	47,32	28,74	265,75	2,997
8	560	47,84	28,05	264,09	3,384
9	540	48,23	27,27	263,05	3,672
10	520	48,46	26,39	262,70	3,812
11	500	48,72	25,51	262,14	3,843
12	480	48,90	24,58	261,75	3,818
13	460	49,08	23,64	261,25	3,754
14	440	49,23	22,68	260,64	3,630
15	420	49,32	21,69	260,64	3,347
16	400	49,40	20,69	259,94	2,824
17	380	49,52	19,69	260,26	2,608
18	360	49,62	18,70	263,03	2,582
19	340	49,70	17,69	265,67	2,576
20	320	49,47	16,58	268,59	2,619
21	300	49,05	15,41	271,99	2,713
22	280	48,36	14,18	275,25	2,850
23	260	47,39	12,90	279,26	3,037
24	240	46,33	11,64	284,11	3,453
25	220	44,87	10,34	290,87	3,784
26	200	43,14	9,03	298,63	3,905

## ANEXA 3

**Tabelul 5.4. Evoluția turației la priza de putere, momentului efectiv, puterii efective, consumului specific efectiv de combustibil și coeficientului de absorbție a luminii în gazele de evacuare în condițiile de mediu:  $p_{atm} = 100,524 \text{ kPa}$   $t_{atm} = 27,8 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $U = 39,8 \%$**

Nr. Crt.	$N_p$ [rot/min]	$M_{epc}$ [daNm]	$P_{epc}$ [kWh]	$c_{ec}$ [g/kWh]	$k_c$ [m <sup>-1</sup> ]
1	700	17,52	12,84	325,98	1,055
2	680	42,67	30,38	298,67	1,175
3	660	44,31	30,62	288,37	1,376
4	640	45,36	30,40	281,09	1,569
5	620	46,40	30,12	274,76	1,797
6	600	47,14	29,62	269,61	2,085
7	580	47,89	29,09	268,94	2,355
8	560	48,41	28,39	267,27	2,660
9	540	48,81	27,37	266,21	2,890
10	520	49,04	26,70	265,86	2,997
11	500	49,30	25,81	265,29	3,025
12	480	49,48	24,87	264,90	3,005
13	460	49,67	23,92	264,39	2,951
14	440	49,82	22,95	263,78	2,857
15	420	49,91	21,95	263,77	2,631
16	400	49,99	20,94	263,07	2,220
17	380	50,11	19,93	264,11	2,053
18	360	50,19	18,92	266,19	2,290
19	340	50,29	17,90	268,86	2,028
20	320	50,06	16,77	271,81	2,062
21	300	49,64	15,59	275,26	2,132
22	280	48,94	14,35	278,55	2,244
23	260	47,96	13,06	282,61	2,387
24	240	46,89	11,78	287,52	2,715
25	220	45,41	10,46	294,37	2,978
26	200	43,66	9,14	302,21	3,070

## ANEXA 4

**Tabelul 5.5. Evoluția turației la priza de putere, momentului efectiv, puterii efective, consumului specific efectiv de combustibil și coeficientului de absorbție a luminii în gazele de evacuare în condițiile de mediu  $p_{atm} = 100,551$  kPa  $t_{atm} = 26,7$  °C,  $U = 47,1$  %**

Nr. Crt.	$N_p$ [rot/min]	$M_{epc}$ [daNm]	$P_{epc}$ [kWh]	$c_{ec}$ [g/kWh]	$k_c$ [m <sup>-1</sup> ]
1	700	17,57	12,88	326,95	1,291
2	680	42,80	30,48	299,56	1,442
3	660	44,44	30,71	289,23	1,684
4	640	45,49	30,49	281,93	1,921
5	620	46,54	30,21	275,58	2,205
6	600	47,28	29,70	272,44	2,554
7	580	48,03	29,17	269,74	2,890
8	560	48,56	28,47	268,07	3,263
9	540	48,95	27,68	267,00	3,541
10	520	49,18	26,78	266,65	3,676
11	500	49,45	25,89	266,08	3,708
12	480	49,63	24,94	265,68	3,681
13	460	49,81	23,99	265,18	3,620
14	440	49,96	23,02	264,56	3,500
15	420	50,06	22,02	264,46	3,228
16	400	50,14	21,00	263,85	2,723
17	380	50,26	19,99	264,60	2,515
18	360	50,36	18,98	266,98	2,490
19	340	50,44	17,96	269,86	2,484
20	320	50,21	16,82	272,62	2,526
21	300	49,78	15,64	276,08	2,616
22	280	49,08	14,39	279,38	2,748
23	260	48,10	13,10	283,45	2,928
24	240	47,02	11,82	288,38	3,330
25	220	45,54	10,49	295,24	3,649
26	200	43,79	9,17	303,11	3,765

## ANEXA 5

**Tabelul 5.6. Evoluția turației la priza de putere, momentului efectiv, puterii efective, consumului specific efectiv de combustibil și coeficientului de absorbție a luminii în gazele de evacuare în condițiile de mediu 100,524 kPa ,  $t_{atm} = 26,4$  °C,  $U = 43,7$  %**

<b>Nr. Crt.</b>	<b><math>N_p</math> [rot/min]</b>	<b><math>M_{epc}</math> [daNm]</b>	<b><math>P_{epc}</math> [kWh]</b>	<b><math>C_{ec}</math> [g/kWh]</b>	<b><math>k_c</math> [m<sup>-1</sup>]</b>
1	700	17,20	12,61	320,18	1,257
2	680	41,91	29,84	293,36	1,400
3	660	43,52	30,08	283,24	1,640
4	640	44,55	29,86	276,09	1,870
5	620	45,57	29,58	269,87	2,142
6	600	46,30	29,09	266,79	2,485
7	580	47,03	28,56	264,15	2,807
8	560	47,55	27,88	262,50	3,369
9	540	47,94	27,11	261,47	3,445
10	520	48,17	26,23	261,12	3,572
11	500	48,42	25,35	260,57	3,605
12	480	48,60	24,43	260,18	3,581
13	460	48,78	23,50	259,68	3,517
14	440	48,93	22,54	259,08	3,405
15	420	49,02	21,56	258,98	3,136
16	400	49,10	20,57	258,38	2,646
17	380	49,22	19,57	259,39	2,447
18	360	49,32	18,59	261,45	2,419
19	340	49,40	17,59	264,07	2,417
20	320	49,17	16,48	266,97	2,458
21	300	48,75	15,31	270,36	2,542
22	280	48,07	14,09	273,60	2,674
23	260	47,10	12,82	277,58	2,845
24	240	46,05	11,57	282,40	3,236
25	220	44,60	10,27	289,13	3,550
26	200	42,88	8,98	296,83	3,659

## ANEXA 6

**Tabelul 5.7. Evoluția turației la priza de putere, momentului efectiv, puterii efective, consumului specific efectiv de combustibil și coeficientului de absorbție a luminii în gazele de evacuare în condițiile de mediu  $100,511 \text{ kPa}$   $t_{\text{atm}} = 25,4 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $U = 44,7\%$**

Nr. Crt.	$N_p$ [rot/min]	$M_{\text{epc}}$ [daNm]	$P_{\text{epc}}$ [kWh]	$c_{\text{ec}}$ [g/kWh]	$k_c$ [m <sup>-1</sup> ]
1	700	17,03	12,48	316,95	1,196
2	680	41,49	29,54	290,40	1,333
3	660	43,08	29,77	280,38	1,560
4	640	44,10	29,55	273,31	1,779
5	620	45,11	29,29	267,16	2,039
6	600	45,83	28,79	264,11	2,365
7	580	46,54	28,27	261,49	2,673
8	560	47,07	27,60	259,85	3,019
9	540	47,45	26,83	258,84	3,279
10	520	47,68	25,96	258,50	3,401
11	500	47,94	25,10	257,95	3,432
12	480	48,11	24,18	257,56	3,409
13	460	48,29	23,26	257,07	3,349
14	440	48,44	22,32	256,57	3,241
15	420	48,53	21,34	256,47	2,986
16	400	48,60	20,36	257,78	2,519
17	380	48,72	19,37	257,37	2,329
18	360	48,82	18,40	258,82	2,303
19	340	48,90	17,41	261,41	2,300
20	320	48,67	16,31	264,28	2,339
21	300	48,26	15,16	267,63	2,420
22	280	47,58	13,95	270,84	2,545
23	260	46,63	12,70	274,78	2,709
24	240	45,58	11,45	279,56	3,081
25	220	44,15	10,17	286,22	3,379
26	200	42,45	8,89	293,84	3,484

## ANEXA 7

**Tabelul 5.8. Evoluția turației la priza de putere, momentului efectiv, puterii efective, consumului specific efectiv de combustibil și coeficientului de absorbție a luminii în gazele de evacuare în condițiile de mediu 100,991 kPa  $t_{atm} = 29,9$  °C,  $U = 41,9$  %**

Nr. Crt.	$N_p$ [rot/min]	$M_{epc}$ [daNm]	$P_{epc}$ [kWh]	$c_{ec}$ [g/kWh]	$k_c$ [m <sup>-1</sup> ]
1	700	17,45	12,79	324,69	1,078
2	680	42,50	30,29	297,49	1,200
3	660	44,13	30,50	287,23	1,405
4	640	45,18	30,28	279,98	1,603
5	620	46,22	30,01	273,68	1,835
6	600	46,95	29,50	270,56	2,130
7	580	47,70	28,97	267,88	2,406
8	560	48,22	28,28	266,21	2,717
9	540	48,61	27,49	265,16	2,953
10	520	48,84	26,59	264,79	3,061
11	500	49,11	25,71	264,24	3,090
12	480	49,29	24,77	263,85	3,070
13	460	49,47	23,83	263,35	3,014
14	440	49,62	22,86	262,73	2,918
15	420	49,71	21,86	262,68	2,688
16	400	49,79	20,85	262,03	2,267
17	380	49,91	19,85	263,06	2,098
18	360	50,01	18,85	265,14	2,073
19	340	50,09	17,83	267,80	2,071
20	320	49,86	16,71	270,74	2,107
21	300	49,44	15,53	274,17	2,178
22	280	48,74	14,29	277,45	2,292
23	260	47,77	13,01	281,49	2,438
24	240	46,70	11,74	286,39	2,773
25	220	45,25	10,42	293,20	3,043
26	200	43,49	9,11	301,02	3,136

## ANEXA 8

**Tabelul 5.9. Evoluția turației la priza de putere, momentului efectiv, puterii efective, consumului specific efectiv de combustibil și coeficientului de absorbție a luminii în gazele de evacuare în condițiile de mediu 100,873 kPa ,  $t_{atm} = 29,8$  °C,  $U = 42,6$  %**

Nr. Crt.	$N_p$ [rot/min]	$M_{epc}$ [daNm]	$P_{epc}$ [kWh]	$c_{ec}$ [g/kWh]	$k_c$ [m <sup>-1</sup> ]
1	700	17,41	12,76	324,05	1,142
2	680	42,42	30,20	296,90	1,275
3	660	44,04	30,44	286,66	1,489
4	640	45,09	30,22	279,43	1,698
5	620	46,12	29,94	273,13	1,950
6	600	46,86	29,44	270,02	2,258
7	580	47,60	28,91	267,35	2,555
8	560	48,12	28,22	265,68	2,886
9	540	48,52	27,44	264,63	3,131
10	520	48,75	26,54	264,26	3,250
11	500	49,01	25,66	263,72	3,277
12	480	49,19	24,72	263,32	3,255
13	460	49,37	23,78	262,82	3,201
14	440	49,52	22,82	262,21	3,095
15	420	49,61	21,82	262,17	2,854
16	400	49,69	20,81	261,51	2,408
17	380	49,81	19,81	262,34	2,224
18	360	49,91	18,81	264,61	2,202
19	340	49,99	17,80	267,27	2,196
20	320	49,76	16,67	270,20	2,233
21	300	49,34	15,50	273,63	2,314
22	280	48,65	14,26	276,90	2,430
23	260	47,67	12,98	280,93	2,590
24	240	46,61	11,71	285,82	2,945
25	220	45,14	10,40	292,62	3,226
26	200	43,40	9,09	300,42	3,330

## ANEXA 9

Tabelul 5.10. Evoluția turației la priza de putere, momentului efectiv, puterii efective, consumului specific efectiv de combustibil și coeficientului de absorbție a luminii în gazele de evacuare în condițiile de mediu  $p_{atm} = 100,924 \text{ kPa}$ ,  $t_{atm} = 29,7 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $U = 42,4 \%$

Nr. Crt.	$N_p$ [rot/min]	$M_{epc}$ [daNm]	$P_{epc}$ [kWh]	$c_{ec}$ [g/kWh]	$k_c$ [m <sup>-1</sup> ]
1	700	17,06	12,50	318,12	1,365
2	680	41,63	29,64	291,09	1,520
3	660	43,19	29,85	281,44	1,780
4	640	44,22	29,63	274,34	2,030
5	620	45,27	29,39	267,77	2,325
6	600	45,99	28,89	264,71	2,698
7	580	46,68	28,35	262,49	3,048
8	560	47,19	27,67	260,84	3,442
9	540	47,58	26,90	259,83	3,740
10	520	47,85	26,05	259,08	3,878
11	500	48,10	25,18	258,53	3,914
12	480	48,28	24,27	258,15	3,888
13	460	48,42	23,32	257,98	3,819
14	440	48,57	22,38	257,45	3,696
15	420	48,69	21,41	257,05	3,405
16	400	48,77	20,43	256,36	2,872
17	380	48,89	19,44	257,25	2,657
18	360	48,95	18,45	259,81	2,626
19	340	49,03	17,46	262,41	2,624
20	320	48,80	16,35	265,29	2,668
21	300	48,43	15,21	268,25	2,760
22	280	47,75	14,00	271,47	2,903
23	260	46,75	12,73	275,82	3,089
24	240	45,71	11,49	280,61	3,513
25	220	44,31	10,21	286,89	3,854
26	200	42,56	8,91	294,94	3,973



## ANEXA 10

**Tabelul 5.11. Evoluția turației la priza de putere, momentului efectiv, puterii efective, consumului specific efectiv de combustibil și coeficientului de absorbție a luminii în gazele de evacuare în condițiile de mediu 100,924 kPa,  $t_{atm} = 31,7$  °C,  $U = 39,0$  %**

<b>Nr. crt.</b>	<b><math>n_p</math> [rot/min]</b>	<b><math>M_{epc}</math> [daNm]</b>	<b><math>P_{epc}</math> [kWh]</b>	<b><math>C_{ec}</math> [g/kWh]</b>	<b><math>k_c</math> [m<sup>-1</sup>]</b>
1	700	17,25	12,64	321,67	1,423
2	680	42,10	29,98	294,34	1,589
3	660	43,67	30,18	284,58	1,856
4	640	44,71	29,96	277,40	2,117
5	620	45,78	29,72	270,76	1,429
6	600	46,51	29,22	267,67	2,814
7	580	47,20	28,67	265,42	3,184
8	560	47,72	27,98	263,76	3,595
9	540	48,11	27,20	262,73	3,902
10	520	48,38	26,34	261,98	4,050
11	500	48,64	25,47	261,42	4,084
12	480	48,82	24,54	261,03	4,056
13	460	48,96	23,59	260,88	3,988
14	440	49,11	22,63	260,32	3,856
15	420	49,27	21,66	259,92	3,428
16	400	49,32	20,66	259,22	3,000
17	380	49,44	19,66	260,19	2,771
18	360	49,50	18,66	262,70	2,743
19	340	49,58	17,65	265,34	2,737
20	320	49,35	16,54	268,25	2,783
21	300	48,97	15,38	271,25	2,883
22	280	48,28	14,16	274,50	3,028
23	260	47,27	12,87	278,90	3,227
24	240	46,22	11,62	283,47	3,669
25	220	44,80	10,32	290,09	4,021
26	200	43,04	9,01	298,23	4,149

## ANEXA 11

**Tabelul 5.12. Evoluția turației la priza de putere, momentului efectiv, puterii efective, consumului specific efectiv de combustibil și coeficientului de absorbție a luminii în gazele de evacuare în condițiile de mediu 100 ,858 kPa,  $t_{atm} = 28,1$  °C,  $U = 40,4$  %**

<b>Nr. Crt.</b>	<b><math>N_p</math> [rot/min]</b>	<b><math>M_{epc}</math> [daNm]</b>	<b><math>P_{epc}</math> [kWh]</b>	<b><math>C_{ec}</math> [g/kWh]</b>	<b><math>k_c</math> [m<sup>-1</sup>]</b>
1	700	16,92	12,40	315,57	1,102
2	680	41,30	29,41	288,73	1,227
3	660	42,84	29,61	279,16	1,437
4	640	43,86	29,39	272,12	1,638
5	620	44,90	29,15	265,60	1,876
6	600	45,62	28,66	262,57	2,177
7	580	46,30	28,12	260,36	2,460
8	560	46,81	27,45	258,72	2,778
9	540	47,19	26,68	257,72	2,098
10	520	47,46	25,84	256,98	3,129
11	500	47,71	24,98	256,43	3,159
12	480	47,89	24,07	256,05	3,138
13	460	48,02	23,13	255,91	3,081
14	440	48,17	22,19	255,36	2,983
15	420	48,30	21,24	255,12	2,747
16	400	48,38	20,26	254,28	2,318
17	380	48,49	19,28	255,16	2,144
18	360	48,55	18,30	252,03	2,119
19	340	48,63	17,31	260,28	2,117
20	320	48,41	16,22	263,14	2,153
21	300	48,03	15,09	266,07	2,227
22	280	47,36	13,89	269,27	2,343
23	260	46,37	12,62	273,58	2,493
24	240	45,33	11,39	278,34	2,835
25	220	43,95	10,12	284,36	3,110
26	200	42,24	8,85	292,55	3,206

## ANEXA 12

**Tabelul 5.13. Evoluția turației la priza de putere, momentului efectiv, puterii efective, consumului specific efectiv de combustibil și coeficientului de absorbție a luminii în gazele de evacuare în condițiile de mediu  $p_{atm} = 100,858 \text{ kPa}$ ,  $t_{atm} = 30,5 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $U = 36,6 \%$**

<b>Nr. Crt.</b>	<b><math>N_p</math> [rot/min]</b>	<b><math>M_{epc}</math> [daNm]</b>	<b><math>P_{epc}</math> [kWh]</b>	<b><math>C_{ec}</math> [g/kWh]</b>	<b><math>k_c</math> [m<sup>-1</sup>]</b>
1	700	17,32	12,70	322,96	1,192
2	680	42,27	30,10	295,52	1,335
3	660	43,85	30,30	285,72	1,561
4	640	44,89	30,08	278,51	1,780
5	620	45,96	29,84	271,85	2,041
6	600	46,69	29,33	268,74	2,366
7	580	47,39	28,78	266,48	2,675
8	560	47,91	28,09	264,82	3,021
9	540	48,30	27,31	263,78	3,280
10	520	48,57	26,45	263,03	3,403
11	500	48,83	25,36	262,47	3,433
12	480	49,01	24,63	262,08	3,410
13	460	49,15	23,67	261,88	3,351
14	440	49,30	22,71	261,37	3,242
15	420	49,43	21,74	260,97	2,988
16	400	49,51	20,74	260,37	2,521
17	380	49,63	19,74	261,19	2,330
18	360	49,69	18,73	263,76	2,305
19	340	49,77	17,72	266,40	2,301
20	320	49,54	16,60	269,32	2,340
21	300	49,16	15,44	272,34	2,422
22	280	48,47	14,21	275,60	2,546
23	260	47,46	12,92	280,01	2,711
24	240	46,40	11,66	284,88	3,083
25	220	44,98	10,36	291,26	3,380
26	200	43,21	9,05	299,42	3,486

## ANEXA 13

**Tabelul 5.14. Evoluția turației la priza de putere, momentului efectiv, puterii efective, consumului specific efectiv de combustibil și coeficientului de absorbție a luminii în gazele de evacuare în condițiile de mediu  $p_{atm} = 100,925$  kPa,  $t_{atm} = 30,5$  °C,  $U = 35,4\%$**

<b>Nr. Crt.</b>	<b><math>N_p</math> [rot/min]</b>	<b><math>M_{epc}</math> [daNm]</b>	<b><math>P_{epc}</math> [kWh]</b>	<b><math>C_{ec}</math> [g/kWh]</b>	<b><math>k_c</math> [m<sup>-1</sup>]</b>
1	700	17,22	12,62	321,02	1,190
2	680	42,01	29,91	293,75	1,325
3	660	43,59	30,13	284,01	1,552
4	640	44,62	29,90	276,84	1,770
5	620	45,69	29,66	270,22	2,027
6	600	46,41	29,16	267,29	2,352
7	580	47,11	28,61	264,88	2,657
8	560	47,63	27,93	263,23	3,001
9	540	48,01	27,15	262,20	3,261
10	520	48,28	26,29	261,45	3,381
11	500	48,54	25,41	260,89	3,413
12	480	48,72	24,49	260,51	3,390
13	460	48,86	23,53	260,37	3,329
14	440	49,01	22,58	259,80	3,223
15	420	49,14	21,61	259,40	2,969
16	400	49,22	20,62	258,70	2,504
17	380	49,34	19,62	259,71	2,317
18	360	49,40	18,62	262,18	2,290
19	340	49,48	17,62	264,80	2,288
20	320	49,25	16,50	267,71	2,326
21	300	48,87	15,35	270,70	2,406
22	280	48,18	14,13	273,95	2,531
23	260	47,18	12,84	278,34	2,693
24	240	46,12	11,59	283,17	3,063
25	220	44,71	10,30	289,51	3,360
26	200	42,95	8,99	297,63	3,464

## ANEXA 14

**Tabelul 5.15. Evoluția turației la priza de putere, momentului efectiv, puterii efective, consumului specific efectiv de combustibil și coeficientului de absorbție a luminii în gazele de evacuare în condițiile de mediu  $p_{atm} = 100,815$  kPa,  $t_{atm} = 29,7$  °C,  $U = 40,1\%$**

Nr. Crt.	$N_p$ [rot/min]	$M_{epc}$ [daNm]	$P_{epc}$ [kWh]	$C_{ec}$ [g/kWh]	$k_c$ [m <sup>-1</sup> ]
1	700	17,11	12,54	319,09	1,061
2	680	41,76	29,73	291,98	1,186
3	660	43,32	29,94	282,30	1,385
4	640	44,35	29,72	275,18	1,579
5	620	45,41	29,48	268,59	1,813
6	600	46,13	28,98	265,68	2,100
7	580	46,82	28,44	263,29	2,376
8	560	47,34	27,76	261,64	2,683
9	540	47,72	26,98	260,62	2,911
10	520	47,99	26,13	259,87	3,022
11	500	48,25	25,26	259,32	3,047
12	480	48,43	24,34	258,93	3,027
13	460	48,56	23,39	258,76	2,976
14	440	48,71	22,44	258,19	2,877
15	420	48,84	21,48	257,84	2,654
16	400	48,92	20,49	257,14	2,239
17	380	49,04	19,50	258,14	2,068
18	360	49,10	18,51	260,60	2,047
19	340	49,18	17,51	263,21	2,042
20	320	48,95	16,40	266,10	2,076
21	300	48,57	15,26	269,07	2,151
22	280	47,89	14,04	272,30	2,259
23	260	46,89	12,77	276,66	2,408
24	240	45,84	11,52	281,47	2,738
25	220	44,44	10,24	287,76	3,000
26	200	42,69	8,94	295,84	3,096

## ANEXA 15

**Tabelul 5.16. Evoluția turației la priza de putere, momentului efectiv, puterii efective, consumului specific efectiv de combustibil și coeficientului de absorbție a luminii în gazele de evacuare în condițiile de mediu  $p_{atm} = 100,991$  kPa,  $t_{atm} = 28,1$  °C,  $U = 39,6$  %**

<b>Nr. Crt.</b>	<b><math>N_p</math> [rot/min]</b>	<b><math>M_{epc}</math> [daNm]</b>	<b><math>P_{epc}</math> [kWh]</b>	<b><math>C_{ec}</math> [g/kWh]</b>	<b><math>k_c</math> [m<sup>-1</sup>]</b>
1	700	17,36	12,72	323,60	1,030
2	680	42,35	30,15	296,11	1,147
3	660	43,94	30,37	286,29	1,343
4	640	44,98	30,14	279,07	1,531
5	620	46,05	29,90	272,39	1,754
6	600	46,78	29,20	269,44	2,035
7	580	47,49	28,84	267,01	2,299
8	560	48,01	28,15	265,35	2,597
9	540	48,40	27,37	264,30	2,821
10	520	48,67	26,50	263,55	2,925
11	500	48,93	25,62	262,89	2,953
12	480	49,11	24,68	262,60	2,933
13	460	49,25	23,72	262,41	2,880
14	440	49,40	22,76	261,89	2,789
15	420	49,53	21,78	261,49	2,568
16	400	49,61	20,78	260,79	2,167
17	380	49,73	19,78	261,81	2,004
18	360	49,79	18,77	264,29	1,981
19	340	49,87	17,75	266,93	1,977
20	320	49,64	16,63	269,86	2,013
21	300	49,26	15,47	272,88	2,081
22	280	48,57	14,24	276,15	2,190
23	260	47,56	12,95	280,57	2,330
24	240	46,49	11,68	285,45	2,650
25	220	45,07	10,38	291,84	2,907
26	200	43,29	9,07	300,02	2,996

## ANEXA 16

**Tabelul 5.17 . Evoluția turației la priza de putere, momentului efectiv, puterii efective, consumului specific efectiv de combustibil și coeficientului de absorbție a luminii în gazele de evacuare în condițiile de mediu  $p_{atm} = 100,871$  kPa,  $t_{atm} = 29,7$  °C,  $U = 35,9$  %**

<b>Nr. crt.</b>	<b><math>n_p</math> [rot/min]</b>	<b><math>M_{epc}</math> [daNm]</b>	<b><math>P_{epc}</math> [kWh]</b>	<b><math>C_{ec}</math> [g/kWh]</b>	<b><math>k_c</math> [m<sup>-1</sup>]</b>
1	700	17,60	12,90	328,12	1,315
2	680	42,94	30,58	300,25	1,469
3	660	44,55	30,79	290,29	1,716
4	640	45,61	30,57	282,96	1,957
5	620	46,70	30,32	276,19	2,246
6	600	47,44	29,81	273,20	2,601
7	580	48,15	29,24	270,47	2,943
8	560	48,68	28,55	269,06	3,324
9	540	49,08	27,75	267,99	3,607
10	520	49,35	26,87	267,23	3,744
11	500	49,61	25,97	266,66	3,775
12	480	49,80	25,03	266,27	3,750
13	460	49,94	24,05	266,11	3,687
14	440	50,09	23,08	265,34	3,565
15	420	50,22	22,09	265,14	3,287
16	400	50,31	21,07	264,43	2,774
17	380	50,43	20,05	265,48	2,562
18	360	50,49	19,03	267,97	2,536
19	340	50,57	18,00	270,66	2,530
20	320	50,34	16,87	273,63	2,574
21	300	49,95	15,69	276,70	2,665
22	280	49,25	14,44	280,01	2,799
23	260	48,22	13,13	284,49	2,983
24	240	47,14	11,85	289,43	3,392
25	220	45,70	10,53	295,91	3,717
26	200	43,90	9,19	304,21	3,835

## ANEXA 17

Tabelul 5.18. Comportarea de referinta a motorului de test

Nr. crt.	n <sub>p</sub> [rot / min]	M <sub>epc</sub> [daNm]		P <sub>epc</sub> [kWh]		C <sub>ec</sub> [g/kWh]		k <sub>c</sub> [m <sup>-1</sup> ]	
		M <sub>epc</sub>	σ <sub>M</sub>	P <sub>epc</sub>	σ <sub>P</sub>	C <sub>ec</sub>	σ <sub>C</sub>	k <sub>c</sub>	σ <sub>k</sub>
1	700	<b>17,315</b>	0,222770	<b>12,691</b>	0,263970	<b>322,54</b>	3,996418	<b>1,207</b>	0,121759
2	680	<b>42,216</b>	0,525255	<b>30,061</b>	0,376306	<b>295,33</b>	3,180868	<b>1,346</b>	0,136480
3	660	<b>43,815</b>	0,552546	<b>30,281</b>	0,380734	<b>285,34</b>	3,534587	<b>1,574</b>	0,158905
4	640	<b>44,855</b>	0,564789	<b>30,060</b>	0,380859	<b>278,14</b>	3,443115	<b>1,795</b>	0,181362
5	620	<b>45,905</b>	0,573132	<b>29,802</b>	0,371218	<b>271,68</b>	3,435462	<b>1,995</b>	0,237740
6	600	<b>46,635</b>	0,580460	<b>29,287</b>	0,366219	<b>268,49</b>	3,318071	<b>2,386</b>	0,241040
7	580	<b>47,354</b>	0,599743	<b>28,760</b>	0,363465	<b>266,10</b>	3,270189	<b>2,697</b>	0,273384
8	560	<b>47,875</b>	0,603589	<b>28,073</b>	0,354828	<b>264,46</b>	3,282592	<b>3,059</b>	0,317700
9	540	<b>48,265</b>	0,609459	<b>27,277</b>	0,336763	<b>263,42</b>	3,259399	<b>3,251</b>	0,447576
10	520	<b>48,515</b>	0,602196	<b>26,416</b>	0,328125	<b>262,85</b>	3,303065	<b>3,744</b>	0,347692
11	500	<b>48,775</b>	0,606762	<b>25,523</b>	0,319827	<b>262,29</b>	3,295534	<b>3,462</b>	0,349995
12	480	<b>48,955</b>	0,608605	<b>24,603</b>	0,301726	<b>261,92</b>	3,315708	<b>3,439</b>	0,347491
13	460	<b>49,115</b>	0,619376	<b>23,656</b>	0,296982	<b>261,58</b>	3,248352	<b>3,379</b>	0,342459
14	440	<b>49,265</b>	0,619376	<b>22,698</b>	0,285505	<b>261,00</b>	3,206217	<b>3,270</b>	0,330416
15	420	<b>49,377</b>	0,613185	<b>21,715</b>	0,271367	<b>260,80</b>	3,275989	<b>3,005</b>	0,291442
16	400	<b>49,455</b>	0,615424	<b>20,714</b>	0,256462	<b>260,24</b>	3,154981	<b>2,548</b>	0,261447
17	380	<b>49,575</b>	0,617759	<b>19,714</b>	0,247547	<b>261,07</b>	3,268329	<b>2,350</b>	0,237378
18	360	<b>49,654</b>	0,623847	<b>18,716</b>	0,234634	<b>263,04</b>	3,115885	<b>2,341</b>	0,222385
19	340	<b>49,735</b>	0,625012	<b>17,706</b>	0,221777	<b>266,05</b>	3,309871	<b>2,321</b>	0,234835
20	320	<b>49,505</b>	0,622661	<b>16,588</b>	0,207766	<b>268,96</b>	3,329817	<b>2,360</b>	0,238513
21	300	<b>49,105</b>	0,612100	<b>15,424</b>	0,191797	<b>272,17</b>	3,446962	<b>2,442</b>	0,247657
22	280	<b>48,415</b>	0,602196	<b>14,204</b>	0,195788	<b>275,43</b>	3,481885	<b>2,568</b>	0,259367
23	260	<b>47,425</b>	0,597952	<b>12,913</b>	0,163809	<b>279,64</b>	3,464021	<b>2,734</b>	0,277014
24	240	<b>46,364</b>	0,585331	<b>11,651</b>	0,147688	<b>284,48</b>	3,528078	<b>3,109</b>	0,314840
25	220	<b>44,926</b>	0,558317	<b>10,349</b>	0,128524	<b>291,05</b>	3,703068	<b>3,409</b>	0,344659
26	200	<b>43,176</b>	0,540726	<b>9,041</b>	0,112657	<b>299,03</b>	3,705013	<b>3,516</b>	0,356108



## ANEXA 18

**Tabelul 5.19. Evoluția turației la priza de putere, momentului efectiv, puterii efective, consumului specific efectiv de combustibil și coeficientului de absorbție a luminii în gazele de evacuare în condițiile de mediu  $p_{atm} = 101,325$  kPa,  $t_{atm} = 15,4$  °C,  $U = 69,6\%$**

Nr. crt.	$n_p$ [rot/min]	$M_{epc}$ [daNm]	$P_{epc}$ [kWh]	$c_{ec}$ [g/kWh]	$k_c$ [m <sup>-1</sup> ]
1	700	16,20	11,874	343,803	1,008
2	680	37,41	26,637	332,175	1,110
3	660	38,87	26,863	320,789	1,490
4	640	39,71	26,612	313,342	1,500
5	620	40,86	26,527	304,188	1,605
6	600	41,17	25,866	303,072	1,801
7	580	42,01	25,514	299,188	2,108
8	560	42,43	24,880	297,610	2,305
9	540	42,74	24,167	296,540	2,587
10	520	43,05	23,441	295,229	2,873
11	500	43,37	22,707	293,840	2,999
12	480	43,47	21,849	293,932	2,916
13	460	43,68	21,040	293,316	3,020
14	440	43,79	20,175	292,875	2,810
15	420	44,31	19,487	289,637	2,400
16	400	44,41	18,601	288,666	2,110
17	380	44,41	17,671	290,271	1,788
18	360	45,14	17,016	288,945	1,701
19	340	45,25	16,110	291,627	1,655
20	320	45,04	15,092	294,840	1,612
21	300	44,62	14,017	298,478	1,670
22	280	44,10	12,930	301,547	1,611
23	260	43,05	11,720	307,290	1,703
24	240	41,90	10,530	313,648	1,989
25	220	40,86	9,413	318,936	2,140
26	200	39,29	8,228	327,698	2,305

## ANEXA 19

**Tabelul 5.20. Evoluția turației la priza de putere, momentului efectiv, puterii efective, consumului specific efectiv de combustibil și coeficientului de absorbție a luminii în gazele de evacuare în condițiile de mediu  $p_{atm} = 101,325 \text{ kPa}$ ,  $t_{atm} = 15,4 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $U = 69,6\%$**

<b>Nr. crt.</b>	<b><math>n_p</math> [rot/min]</b>	<b><math>M_{epc}</math> [daNm]</b>	<b><math>P_{epc}</math> [kWh]</b>	<b><math>C_{ec}</math> [g/kWh]</b>	<b><math>k_c</math> [m<sup>-1</sup>]</b>
1	700	16,30	11,948	341,673	1,096
2	680	37,31	26,566	333,063	1,180
3	660	38,98	26,939	319,884	1,412
4	640	39,81	26,679	312,555	1,540
5	620	40,76	26,462	304,935	1,644
6	600	41,28	25,935	302,265	1,797
7	580	42,01	25,514	299,188	2,037
8	560	42,53	24,939	296,906	2,331
9	540	42,95	24,286	295,087	2,603
10	520	43,16	23,501	294,475	2,790
11	500	43,37	22,707	293,840	2,870
12	480	43,58	21,904	293,194	2,911
13	460	43,79	21,093	292,579	2,951
14	440	43,79	20,175	292,875	2,873
15	420	44,41	19,531	288,985	2,438
16	400	44,52	18,647	287,954	2,178
17	380	44,62	17,755	288,898	1,836
18	360	45,14	17,016	288,945	1,692
19	340	45,25	16,110	291,627	1,601
20	320	45,04	15,092	294,840	1,691
21	300	44,73	14,051	297,755	1,637
22	280	43,99	12,898	302,295	1,683
23	260	43,16	11,750	306,505	1,699
24	240	42,11	10,583	312,077	1,805
25	220	40,96	9,436	318,158	2,089
26	200	39,19	8,207	328,536	2,211

## ANEXA 20

**Tabelul 5.21. Evoluția turației la priza de putere, momentului efectiv, puterii efective, consumului specific efectiv de combustibil și coeficientului de absorbție a luminii în gazele de evacuare în condițiile de mediu  $p_{atm} = 101,325$  kPa,  $t_{atm} = 15,4$  °C,  $U = 69,6\%$**

<b>Nr. crt.</b>	<b><math>n_p</math> [rot/min]</b>	<b><math>M_{epc}</math> [daNm]</b>	<b><math>P_{epc}</math> [kWh]</b>	<b><math>C_{ec}</math> [g/kWh]</b>	<b><math>k_c</math> [m<sup>-1</sup>]</b>
1	700	16,30	11,948	341,673	0,989
2	680	37,31	26,566	333,063	1,000
3	660	38,98	26,939	319,884	1,406
4	640	39,81	26,679	312,555	1,494
5	620	40,86	26,527	304,188	1,621
6	600	41,49	26,067	300,735	1,840
7	580	42,22	25,641	297,706	2,110
8	560	42,64	25,004	296,134	2,299
9	540	42,95	24,286	295,087	2,631
10	520	43,16	23,501	294,475	2,813
11	500	43,47	22,759	293,169	2,910
12	480	43,68	21,954	292,526	2,990
13	460	43,79	21,093	292,579	2,903
14	440	43,89	20,222	292,194	2,801
15	420	44,41	19,531	288,985	2,411
16	400	44,52	18,647	287,954	2,096
17	380	44,62	17,755	288,898	1,810
18	360	45,35	17,095	287,610	1,771
19	340	45,35	16,146	290,977	1,598
20	320	45,14	15,125	294,197	1,603
21	300	44,73	14,051	297,755	1,622
22	280	44,20	12,959	300,872	1,660
23	260	43,16	11,750	306,505	1,731
24	240	42,32	10,635	310,551	1,913
25	220	40,96	9,436	318,158	2,151
26	200	39,29	8,228	327,698	2,229

## ANEXA 21

**Tabelul 5.22 Evoluțiile momentului motor efectiv, transmis la priza de putere, corectat,  $M_{epc}$  [daNm]-încercările I2**

$n_p$ [rot/min]	$M_{epc}$ [daNm]			$M_{epc}$ [daNm]
	ÎNCERCAREA			
	I2A	I2B	I2C	
<b>700</b>	16,20	16,30	16,30	16,267
<b>680</b>	37,41	37,31	37,31	37,341
<b>660</b>	38,87	38,98	38,98	38,944
<b>640</b>	39,71	39,81	39,81	39,780
<b>620</b>	40,86	40,76	40,86	40,825
<b>600</b>	41,17	41,28	41,49	41,312
<b>580</b>	42,01	42,01	42,22	42,079
<b>560</b>	42,43	42,53	42,64	42,532
<b>540</b>	42,74	42,95	42,95	42,880
<b>520</b>	43,05	43,16	43,16	43,124
<b>500</b>	43,37	43,37	43,47	43,402
<b>480</b>	43,47	43,58	43,68	43,577
<b>460</b>	43,68	43,79	43,79	43,751
<b>440</b>	43,79	43,79	43,89	43,820
<b>420</b>	44,31	44,41	44,41	44,378
<b>400</b>	44,41	44,52	44,52	44,482
<b>380</b>	44,41	44,62	44,62	44,552
<b>360</b>	45,14	45,14	45,35	45,214
<b>340</b>	45,25	45,25	45,35	45,283
<b>320</b>	45,04	45,04	45,14	45,074
<b>300</b>	44,62	44,73	44,73	44,691
<b>280</b>	44,10	43,99	44,20	44,099
<b>260</b>	43,05	43,16	43,16	43,124
<b>240</b>	41,90	42,11	42,32	42,114
<b>220</b>	40,86	40,96	40,96	40,929

## ANEXA 22

**Tabelul 5.23. Evoluțiile puterii efective, transmisă la priza de putere, corectată,  $P_{epc}$  [kW]-încercările I2**

$n_p$ [rot/min]	$P_{epc}$ [kW]			$P_{epc}$ [kW]
	ÎNCERCAREA			
	I2A	I2B	I2C	
700	11,874	11,948	11,948	11,923
680	26,637	26,566	26,566	26,590
660	26,863	26,939	26,939	26,914
640	26,612	26,679	26,679	26,657
620	26,527	26,462	26,527	26,505
600	25,866	25,935	26,067	25,956
580	25,514	25,514	25,641	25,556
560	24,880	24,939	25,004	24,941
540	24,167	24,286	24,286	24,246
520	23,441	23,501	23,501	23,481
500	22,707	22,707	22,759	22,724
480	21,849	21,904	21,954	21,902
460	21,040	21,093	21,093	21,075
440	20,175	20,175	20,222	20,191
420	19,487	19,531	19,531	19,516
400	18,601	18,647	18,647	18,632
380	17,671	17,755	17,755	17,727
360	17,016	17,016	17,095	17,043
340	16,110	16,110	16,146	16,122
320	15,092	15,092	15,125	15,103
300	14,017	14,051	14,051	14,040
280	12,930	12,898	12,959	12,929
260	11,720	11,750	11,750	11,740
240	10,530	10,583	10,635	10,583
220	9,413	9,436	9,436	9,428
200	8,228	8,207	8,228	8,221

## ANEXA 23

Tabelul 5.24. Evoluțiile consumului specific efectiv de combustibil, corectat,  $c_{ec}$  [g/kWh]-încercările I2

$n_p$ [rot/min]	$c_{ec}$ [g/kWh]			$c_{ec}$ [g/kWh]
	ÎNCERCAREA			
	I2A	I2B	I2C	
700	343,803	341,673	341,673	342,383
680	332,175	333,063	333,063	332,767
660	320,789	319,884	319,884	320,186
640	313,342	312,555	312,555	312,817
620	304,188	304,935	304,188	304,437
600	303,072	302,265	300,735	302,024
580	299,188	299,188	297,706	298,694
560	297,610	296,906	296,134	296,883
540	296,540	295,087	295,087	295,571
520	295,229	294,475	294,475	294,727
500	293,840	293,840	293,169	293,616
480	293,932	293,194	292,526	293,217
460	293,316	292,579	292,579	292,825
440	292,875	292,875	292,194	292,648
420	289,637	288,985	288,985	289,202
400	288,666	287,954	287,954	288,192
380	290,271	288,898	288,898	289,356
360	288,945	288,945	287,610	288,500
340	291,627	291,627	290,977	291,410
320	294,840	294,840	294,197	294,626
300	298,478	297,755	297,755	297,996
280	301,547	302,295	300,872	301,571
260	307,290	306,505	306,505	306,767
240	313,648	312,077	310,551	312,092
220	318,936	318,158	318,158	318,417

## ANEXA 24

**Tabelul 5.25. Evoluțiile coeficientului de absorbție a luminii în gazele de evacuare („indicele de fum”), corectat,  $k_c$  [ $m^{-1}$ ]**

$n_p$ [rot/min]	$k_c$ [ $m^{-1}$ ]			$k_c$ [ $m^{-1}$ ]
	ÎNCERCAREA			
	I2A	I2B	I2C	
700	1,008	1,096	0,989	1,031
680	1,110	1,180	1,000	1,097
660	1,490	1,412	1,406	1,436
640	1,500	1,540	1,494	1,511
620	1,605	1,644	1,621	1,623
600	1,801	1,797	1,840	1,813
580	2,108	2,037	2,110	2,085
560	2,305	2,331	2,299	2,312
540	2,587	2,603	2,631	2,607
520	2,873	2,790	2,813	2,825
500	2,999	2,870	2,910	2,926
480	2,916	2,911	2,990	2,939
460	3,020	2,951	2,903	2,958
440	2,810	2,873	2,801	2,828
420	2,400	2,438	2,411	2,416
400	2,110	2,178	2,096	2,128
380	1,788	1,836	1,810	1,811
360	1,701	1,692	1,771	1,721
340	1,655	1,601	1,598	1,618
320	1,612	1,691	1,603	1,635
300	1,670	1,637	1,622	1,643
280	1,611	1,683	1,660	1,651
260	1,703	1,699	1,731	1,711
240	1,989	1,805	1,913	1,902
220	2,140	2,089	2,151	2,127

## ANEXA 25

Tabelul 5.26. Comportarea medie a motorului de test la încercările I2

Nr. crt.	$n_p$ [rot/min]	$M_{epc}$ [daNm]	$P_{epc}$ [kWh]	$C_{ec}$ [g/kWh]	$k_c$ [m <sup>-1</sup> ]
1	700	16,267	11,923	342,383	1,031
2	680	37,341	26,590	332,767	1,097
3	660	38,944	26,914	320,186	1,436
4	640	39,780	26,657	312,817	1,511
5	620	40,825	26,505	304,437	1,623
6	600	41,312	25,956	302,024	1,813
7	580	42,079	25,556	298,694	2,085
8	560	42,532	24,941	296,883	2,312
9	540	42,880	24,246	295,571	2,607
10	520	43,124	23,481	294,727	2,825
11	500	43,402	22,724	293,616	2,926
12	480	43,577	21,902	293,217	2,939
13	460	43,751	21,075	292,825	2,958
14	440	43,820	20,191	292,648	2,828
15	420	44,378	19,516	289,202	2,416
16	400	44,482	18,632	288,192	2,128
17	380	44,552	17,727	289,356	1,811
18	360	45,214	17,043	288,500	1,721
19	340	45,283	16,122	291,410	1,618
20	320	45,074	15,103	294,626	1,635
21	300	44,691	14,040	297,996	1,643
22	280	44,099	12,929	301,571	1,651
23	260	43,124	11,740	306,767	1,711
24	240	42,114	10,583	312,092	1,902
25	220	40,929	9,428	318,417	2,127
26	200	39,257	8,221	327,977	2,248



## ANEXA 26

**Tabelul 5.27. Variațiile momentului motor efectiv,  $M_{epc}$  [daNm], în cadrul încercărilor I2, față de valorile de referință.**

Nr. crt.	$n_p$ [rot/mi n]	$M_{epc}$ [daNm]			
		REFERINȚĂ	ÎNCERCARE	VARIAȚIE	
				ABSOLUTĂ [daNm]	RELATIVĂ [%]
<b>1</b>	700	17,315	16,267	-1,048	-6,052
<b>2</b>	680	42,216	37,341	-4,875	-11,547
<b>3</b>	660	43,815	38,944	-4,871	-11,118
<b>4</b>	640	44,855	39,780	-5,075	-11,315
<b>5</b>	620	45,905	40,825	-5,080	-11,067
<b>6</b>	600	46,635	41,312	-5,323	-11,413
<b>7</b>	580	47,354	42,079	-5,275	-11,140
<b>8</b>	560	47,875	42,532	-5,344	-11,161
<b>9</b>	540	48,265	42,880	-5,385	-11,157
<b>10</b>	520	48,515	43,124	-5,391	-11,113
<b>11</b>	500	48,775	43,402	-5,373	-11,015
<b>12</b>	480	48,955	43,577	-5,379	-10,987
<b>13</b>	460	49,115	43,751	-5,364	-10,922
<b>14</b>	440	49,265	43,820	-5,445	-11,052
<b>15</b>	420	49,377	44,378	-4,999	-10,125
<b>16</b>	400	49,455	44,482	-4,973	-10,055
<b>17</b>	380	49,575	44,552	-5,023	-10,132
<b>18</b>	360	49,654	45,214	-4,440	-8,943
<b>19</b>	340	49,735	45,283	-4,452	-8,951
<b>20</b>	320	49,505	45,074	-4,431	-8,950
<b>21</b>	300	49,105	44,691	-4,414	-8,989
<b>22</b>	280	48,415	44,099	-4,316	-8,915
<b>23</b>	260	47,425	43,124	-4,301	-9,070
<b>24</b>	240	46,364	42,114	-4,251	-9,168
<b>25</b>	220	44,926	40,929	-3,997	-8,896

## ANEXA 27

**Tabelul 5.28. Variațiile puterii efective,  $P_{epc}$  [kW], în cadrul încercărilor I2 față de valorile de referință.**

Nr. crt.	$n_p$ [rot/mi n]	$P_{epc}$ [kW]			
		REFERINȚĂ	ÎNCERCARE	VARIAȚIE	
				ABSOLUTĂ [kW]	RELATIVĂ [%]
<b>1</b>	700	12,691	11,923	-0,768	-6,050
<b>2</b>	680	30,061	26,590	-3,471	-11,546
<b>3</b>	660	30,281	26,914	-3,367	-11,120
<b>4</b>	640	30,060	26,657	-3,403	-11,322
<b>5</b>	620	29,802	26,505	-3,297	-11,062
<b>6</b>	600	29,287	25,956	-3,331	-11,374
<b>7</b>	580	28,760	25,556	-3,204	-11,139
<b>8</b>	560	28,073	24,941	-3,132	-11,157
<b>9</b>	540	27,277	24,246	-3,031	-11,111
<b>10</b>	520	26,416	23,481	-2,935	-11,112
<b>11</b>	500	25,523	22,724	-2,799	-10,966
<b>12</b>	480	24,603	21,902	-2,701	-10,977
<b>13</b>	460	23,656	21,075	-2,581	-10,911
<b>14</b>	440	22,698	20,191	-2,507	-11,046
<b>15</b>	420	21,715	19,516	-2,199	-10,125
<b>16</b>	400	20,714	18,632	-2,082	-10,052
<b>17</b>	380	19,714	17,727	-1,987	-10,081
<b>18</b>	360	18,716	17,043	-1,673	-8,941
<b>19</b>	340	17,706	16,122	-1,584	-8,947
<b>20</b>	320	16,588	15,103	-1,485	-8,952
<b>21</b>	300	15,424	14,040	-1,384	-8,974
<b>22</b>	280	14,204	12,929	-1,275	-8,977
<b>23</b>	260	12,913	11,740	-1,173	-9,081
<b>24</b>	240	11,651	10,583	-1,068	-9,170
<b>25</b>	220	10,349	9,428	-0,921	-8,898

## ANEXA 28

**Tabelul 5.29. Variațiile consumului specific efectiv de combustibil,  $c_{ec}$  [g/kWh], în cadrul încercărilor I2 față de valorile de referință.**

Nr. crt.	$n_p$ [rot/min]	$c_{ec}$ [g/kWh]			
		REFERINȚĂ	ÎNCERCARE	VARIAȚIE	
				ABSOLUTĂ [g/kWh]	RELATIVĂ [%]
1	700	322,54	342,383	19,843	6,152
2	680	295,33	332,767	37,437	12,676
3	660	285,34	320,186	34,846	12,212
4	640	278,14	312,817	34,677	12,467
5	620	271,68	304,437	32,757	12,057
6	600	268,49	302,024	33,534	12,490
7	580	266,10	298,694	32,594	12,249
8	560	264,46	296,883	32,423	12,260
9	540	263,42	295,571	32,151	12,205
10	520	262,85	294,727	31,877	12,127
11	500	262,29	293,616	31,326	11,943
12	480	261,92	293,217	31,297	11,949
13	460	261,58	292,825	31,245	11,945
14	440	261,00	292,648	31,648	12,126
15	420	260,80	289,202	28,402	10,890
16	400	260,24	288,192	27,952	10,741
17	380	261,07	289,356	28,286	10,835
18	360	263,04	288,500	25,460	9,679
19	340	266,05	291,410	25,360	9,532
20	320	268,96	294,626	25,666	9,543
21	300	272,17	297,996	25,826	9,489

## ANEXA 29

**Tabelul 5.30. Variațiile coeficientului de absorbție a luminii în gazele de evacuare („indicele de fum”),  $k_c$  [ $m^{-1}$ ], în cadrul încercărilor față de valorile de referință.**

Nr. crt.	$n_p$ [rot/min]	$k_c$ [ $m^{-1}$ ]			
		REFERINȚĂ	ÎNCERCARE	VARIAȚIE	
				ABSOLUTĂ [ $m^{-1}$ ]	RELATIVĂ [%]
1	700	1,207	1,031	-0,176	-14,582
2	680	1,346	1,097	-0,249	-18,524
3	660	1,574	1,436	-0,138	-8,767
4	640	1,795	1,511	-0,284	-15,803
5	620	1,995	1,623	-0,372	-18,630
6	600	2,386	1,813	-0,573	-24,029
7	580	2,697	2,085	-0,612	-22,692
8	560	3,059	2,312	-0,747	-24,431
9	540	3,251	2,607	-0,644	-19,809
10	520	3,744	2,825	-0,919	-24,537
11	500	3,462	2,926	-0,536	-15,473
12	480	3,439	2,939	-0,500	-14,539
13	460	3,379	2,958	-0,421	-12,459
14	440	3,270	2,828	-0,442	-13,517
15	420	3,005	2,416	-0,589	-19,590
16	400	2,548	2,128	-0,420	-16,484
17	380	2,350	1,811	-0,539	-22,922
18	360	2,341	1,721	-0,620	-26,470
19	340	2,321	1,618	-0,703	-30,289
20	320	2,360	1,635	-0,725	-30,706
21	300	2,442	1,643	-0,799	-32,719
22	280	2,568	1,651	-0,917	-35,696
23	260	2,734	1,711	-1,023	-37,418
24	240	3,109	1,902	-1,207	-38,812
25	220	3,409	2,127	-1,282	-37,616
26	200	3,516	2,248	-1,268	-36,054

