



LATVIJAS LAUKSAIMNIECĪBAS UNIVERSITĀTE
TEHNISKĀ FAKULTĀTE
SPĒKRATU INSTITŪTS

LATVIA UNIVERSITY OF AGRICULTURE
FACULTY OF ENGINEERING
MOTOR VEHICLE INSTITUTE

Mg.sc.ing. **Ruslans Šmigins**

**BIODĪZELDEGVIELAS IETEKME UZ MOTORA
DARBA PARAMETRIEM**

**IMPACT OF BIODIESEL ON WORKING
PARAMETERS OF THE ENGINE**

**Promocijas darba
KOPSAVILKUMS**

Dr.sc.ing. zinātniskā grāda iegūšanai

**Promotion paper
SUMMARY**

For acquiring the Doctor's degree in Engineering sciences



Promocijas darba izstrāde un noformēšana līdzfinansēta
no Eiropas Savienības Sociālā fonda

JELGAVA
2010

Darbs izpildīts Latvijas Lauksaimniecības universitātes Spēkratu institūtā un Radomas Tehniskās universitātes Transportlīdzekļu ekspluatācijas institūtā.

Darba zinātniskais vadītājs – profesors emeritus, *Dr.sc.ing.* Vilnis Gulbis
– profesors, *Dr.sc.ing.* Gunārs Vērdiņš

Darba zinātniskie konsultanti – *PhD* Krzysztof Górski (Radomas Tehniskā universitāte, Polija)

Oficiālie recenzenti –

Dr.sc.ing. Ēriks Kronbergs – Latvijas Lauksaimniecības universitātes profesors;

Dr.sc.ing. Gundars Liberts – Rīgas Tehniskās universitātes profesors;

Dr.sc.ing. doc. Vitolds Šneps - Šnepe – Rīgas Tehniskās universitātes docents.

Promocijas darba aizstāvēšana notiks LLU Lauksaimniecības nozares un Inženierzinātņu apakšnozares promocijas padomes atklātā sēdē 2010. gada 24. septembrī plkst. 10:00, Jelgavā, J.Čakstes bulv. 5, Tehniskajā fakultātē, 429. auditorijā.

Ar promocijas darbu, pielikumu un kopsavilkumu var iepazīties LLU Fundamentālajā bibliotēkā, Jelgavā, Lielā ielā 2.

Atsaukmes sūtīt: Promocijas padomes sekretāram, profesoram, *Dr.sc.ing.* Imantam Ziemelim, LLU Tehniskā fakultāte, J.Čakstes bulv. 5, Jelgava, LV-3001.

Padomes priekšsēdētājs – profesors, *Dr.sc.ing.* Juris Priekulis.

The research is carried out at the Latvia University of Agriculture, Motor Vehicle Institute of the Faculty of Engineering and Technical University of Radom, Department of Vehicle Technical Exploitation.

The scientific advisor of the research – professor emeritus, *Dr.sc.ing.* Vilnis Gulbis
– professor, *Dr.sc.ing.* Gunārs Vērdiņš

Consultant - *PhD* Krzysztof Górski (Technical University of Radom, Poland)

The official reviewers –

Dr.sc.ing. Ēriks Kronbergs – Professor of the Latvia University of Agriculture;

Dr.sc.ing. Gundars Liberts – Professor of the Riga Technical University;

Dr.sc.ing. Vitolds Šneps - Šnepe – Associate professor of the Riga Technical University.

The promotion paper will be defended in an open meeting of the Promotion Council of the subbranch of Engineering Sciences of the branch Agriculture at the Latvia University of Agriculture on September 24, 2010 at 10 a.m. Venue – Jelgava, J.Čakstes Blvd. 5, Faculty of Engineering, room 429.

The promotion paper, the annex and and resume are available at the Fundamental Library of the Latvia University of Agriculture located at Liela str. 2, Jelgava.

References should be sent to secretary of the Promotion Council Professor, *Dr.sc.ing.* Imants Ziemelis. Address – Faculty of Engineering of Latvia University of Agriculture, 5 J.Čakstes Blvd., Jelgava, LV-3001.

Head of the Council – Professor, *Dr.sc.ing.* Juris Priekulis

SATURS

PĒTĪJUMA PRIEKŠMETS UN PROBLĒMAS AKTUALITĀTE	4
PĒTĪJUMA MĒRĶIS UN DARBA UZDEVUMI	5
DARBA PRAKTISKĀ UN ZINĀTNISKĀ NOVITĀTE	5
ZINĀTNISKĀ DARBA APROBĀCIJA	6
FOSILĀS DĪZEĻDEGVIELAS, BIODĪZEĻDEGVIELAS UN TĀS MAISĪJUMU IZMANTOŠANAS TEORĒTISKIE PĒTĪJUMI	9
Aprēķinu modelis	9
Degvielas izsmidzinājuma analīze	12
Siltuma bilances teorētiskie aprēķini	13
FOSILĀS DĪZEĻDEGVIELAS, BIODĪZEĻDEGVIELAS UN TĀS MAISĪJUMU IZMANTOŠANAS EKSPERIMENTĀLIE PĒTĪJUMI	14
Pētījumu metodes	14
Dīzeļmotoru degvielas aparatūras augstspiediena sūkņu un sprauslu pētījumi uz stenda	15
Iekšdedzes motora <i>XD2P</i> eksperimentālie pētījumi	16
Sadedzes procesa eksperimentālie pētījumi	19
PĒTĪJUMU REZULTĀTU ANALĪZE	24
SECINĀJUMI	27

THE SUBJECT OF THE RESEARCH AND TOPICALITY OF THE PROBLEM ..	29
THE AIM AND TASKS OF THE RESEARCH	30
PRACTICAL AND SCIENTIFIC NOVELTY OF THE RESEARCH	30
APPROBATION OF THE SCIENTIFIC WORK	31
THEORETICAL RESEARCH IN USAGE OF FOSSIL DIESEL FUEL, BIODIESEL FUEL AND ITS MIXTURES	34
Calculation model	34
Analysis of fuel injection	37
Heat balance theoretical calculations	38
EXPERIMENTAL RESEARCH IN USAGE OF FOSSIL FUEL, BIODIESEL FUEL AND ITS MIXTURES	39
Research methods	39
Investigation of diesel engine fuel equipment high-pressure pumps and nozzles on the stand	40
Experimental research in internal combustion engine <i>XD2P</i>	41
Experimental research in the combustion process	44
ANALYSIS OF THE RESEARCH RESULTS	49
CONCLUSIONS	52

PĒTĪJUMA PRIEKŠMETS UN PROBLĒMAS AKTUALITĀTE

Izsīkstošās naftas rezerves un apkārtējās vides kvalitātes pasliktināšanās – tās ir problēmas, kas likušas daudzu valstu kompānijas un pētniecības iestādes pievērsties jaunu risinājumu meklējumiem. Motora atgāzu toksiskuma samazināšanai var izmantot dažādus paņēmienus. Viens no efektīvākajiem varētu būt iekšdedzes motoru konstrukcijas uzlabošana, paaugstinot degvielas ekonomiskumu un samazinot toksiskumu ar elektroniskām ierīcēm, kas uzlabo maisījuma sagatavošanu un sadedzi. Taču šāda veida uzlabojumi pakāpeniski noved pie automobiļa konstrukcijas sarežģītības. Toksiskuma ierīču izmantošanu ierobežo arī fakts, ka tās ir diezgan dārgas un darbojas ar nepietiekamu efektivitāti. Lai uzlabotu izplūdes gāzu sastāvu un izpildītu ES normatīvu prasības, nepieciešams izmantot alternatīvus degvielu veidus, kas nodrošina pilnīgāku sadedzes procesu un nesarežģīt esošo motora konstrukciju.

Agrāka izlaiduma automobiļos var lietot alternatīvās degvielas, un to pēdējos gados arvien plašāk izmanto daudzu Eiropas valstu sabiedriskajā transportā. Pašreiz pasaulē ir pazīstamas dažādas alternatīvās degvielas. Tām visām ir noteiktas priekšrocības un trūkumi, kas, galvenokārt, saistītas ar izmaksām, izejvielu pieejamību, ietekmi uz vidi, kā arī nepieciešamo transportlīdzekļu pārbūvi un patērētāju attieksmi. Šobrīd liela uzmanība pievērsta iekšdedzes motoru biodegvielām, kuras iegūst no atjaunojamiem resursiem, kā būtiskāko piemēru minot tieši biodīzeļdegvielu.

Biodīzeļdegvielas izmantošana neprasa veikt izmaiņas dīzeļmotora konstrukcijā un praktiski atbilst dīzeļdegvielas īpašībām. Dažas no īpašībām (augsts cetānskaitis, labāka eļļošana, bioloģiski vienkārša un nekaitīga sadalīšanās u.c.) apstiprina biodīzeļdegvielas priekšrocības attiecībā pret dīzeļdegvielu, taču ir arī tādas īpašības (zemāka siltumspēja, augstāka sasalšanas temperatūra u.c.), kas attiecināmas uz šīs degvielas trūkumiem. Neskatoties uz to biodīzeļdegvielas ražošana pakāpeniski attīstās visā pasaulē, ES vien biodīzeļdegvielas rūpnīcu kopējā jauda 2009. gadā sastādīja 20.909 miljoni tonnu, no kurām vislielākās jaudas bija Vācijai – 5.200 milj. tonnu un Spānijai – 3.656 milj. tonnu. Kopējais saražotās biodīzeļdegvielas apjoms 27 ES valstīs 2008. gadā sasniedza 7.7 milj. tonnu, kas ir par 35.7% vairāk salīdzinājumā ar 2007. gadu [1]. Pieaug arī biodīzeļdegvielu izmantojošo uzņēmumu un veikto pētījumu skaits. Patlaban pietrūkst pētījumu par motora un tā regulējumu darba režīmi, pie kuriem ir iespēja iegūt pozitīvus motora dinamiskos (jauda, griezes moments), ekonomiskos (degvielas patēriņš) un ekoloģiskos (oglekļa monoksīds, oglekļa dioksīds, oglekļa dioksīds utt.) rādītājus.

Šī darba ietvaros ir analizētas biodīzeļdegvielas un tās maisījumu pielietošanas iespējas. Meklēts optimālais motora iesmidzināšanas apstādības leņķis, pie kura motors uzrāda vismazāko jaudas un griezes momenta samazinājumu un degvielas patēriņa pieaugumu, vienlaicīgi veicinot toksisko komponentu daudzuma samazinājumu atgāzēs. Papildus tam analizēta sadedzes parametru izmaiņa motora atgāzēs dažādos tā ekspluatācijas režīmos un meklēti skaidrojumi to ietekmei uz atgāzu sastāvu.

PĒTĪJUMA MĒRĶIS UN DARBA UZDEVUMI

Pētījuma mērķis – izpētīt klasiskā dīzeļmotora darbības efektivitāti, ja fosilo dīzeļdegvielu aizvieto ar rapša eļļas metilesteri.

Mērķa sasniegšanai tika izvirzīti sekojoši **uzdevumi**.

1. Izstrādāt dīzeļmotora termodinamiskā aprēķina modeli un veikt tā pārbaudi lietojot dažādas koncentrācijas biodīzeļdegvielas maisījumus;
2. Eksperimentāli noteikt dīzeļmotora dinamisko, ekonomisko un ekoloģisko parametru izmaiņas, izmantojot dažādas koncentrācijas biodīzeļdegvielas maisījumus ar fosilo dīzeļdegvielu, atkarībā no motora darba režīmiem;
3. Noskaidrot teorētisko pētījumu atbilstību eksperimentāli iegūtajiem rezultātiem un pārbaudīt termodinamiskā aprēķina modeļa lietošanas iespējas dīzeļmotora darba parametru noteikšanai, izmantojot dažādas koncentrācijas biodīzeļdegvielas maisījumus;
4. Eksperimentāli noskaidrot optimālo degvielas iesmidzināšanas apstiedzes leņķi un degvielas maisījumu, pie kura ir iespējams iegūt labākos dinamiskos, ekonomiskos un ekoloģiskos rādītājus;
5. Izanalizēt sadedzes procesa norisi brīvā paštrinājuma režīmā pie dažādiem iesmidzināšanas apstiedzes leņķa regulējumiem darbā ar fosilo dīzeļdegvielu un biodīzeļdegvielu;
6. Novērtēt biodīzeļdegvielas ietekmi uz dīzeļmotora degvielas augstspiediena sūkņa darbību raksturojošajiem parametriem.

DARBA PRAKTISKĀ UN ZINĀTNISKĀ NOVITĀTE

1. Izstrādāts klasiskā dīzeļmotora termodinamiskais aprēķina modelis, kas ir piemērots motora darba parametru noteikšanai lietojot biodīzeļdegvielu RME.
2. Eksperimentāli noteikti klasiskā dīzeļmotora darba parametri izmantojot biodīzeļdegvielu un tās maisījumus.
3. Iegūtas likumsakarības, kas apraksta dīzeļmotora jaudas, griezes momenta un degvielas patēriņa izmaiņas, atkarībā no biodegvielas sastāva un motora darba režīma.
4. Noskaidrots optimālais degvielas iesmidzināšanas apstiedzes leņķis, izmantojot fosilo dīzeļdegvielu un biodīzeļdegvielu.
5. Noskaidrots racionālākais biodīzeļdegvielas maisījums (35RME), kura izmantošana atstāj pozitīvu ietekmi gan uz motora dinamiskajiem, gan ekonomiskajiem parametriem.
6. Izpētīta fosilās dīzeļdegvielas un biodīzeļdegvielas ietekme uz degvielas augstspiediena sūkņa darbību, kā arī degvielas iesmidzināšanas parametru izmaiņām.

ZINĀTNISKĀ DARBA APROBĀCIJA

Pētījumi veikti laika posmā no 2003. gada līdz 2010. gadam. Iegūtie rezultāti apkopoti 16 publikācijās, no kurām visas atbilst Latvijas Zinātnes padomes vispārārstīto zinātnisko izdevumu prasībām.

1. Smigins R., Aboltins A. (2010) Comparison of model calculations and experimental results of diesel engine fuelled with biodiesel. **In:** *Engineering for Rural Development: Proceedings of 9th International Scientific Conference*, Latvia University of Agriculture, Faculty of Engineering. Jelgava: LUA, p. 166-169.
2. Smigins R., Gorski K. (2008) The effect of injection timing on emissions and performance of biodiesel fuelled engine. **In:** *Biosystems Engineering and Processes in Agriculture.*: Proceedings of International Scientific Conference, Lithuanian University of Agriculture, Institute of Agricultural Engineering: Raudondvaris, p. 111.-115.
3. Osadcuks V., Galins A., Smigins R. (2008) Modernization of a combustion test bench. **In:** *Engineering for Rural Development: Proceedings of 7th International Scientific Conference*, Latvia University of Agriculture, Faculty of Engineering. Jelgava: LUA, p. 103.-107.
4. Gulbis V., Smigins R., Dukulis I. (2007) Experience of biofuel introduction in Latvia. **In:** *Engineering for Rural Development.*: Proceedings of 6th International Scientific Conference, Latvia University of Agriculture, Faculty of Engineering. Jelgava: LUA, p. 12-17.
5. Gorski K., Smigins R. (2007) Selected characteristics of combustion process in diesel engine fuelled with rapeseed oil methyl esters and its blends with petroleum diesel fuel. **In:** *Engineering for Rural Development.*: Proceedings of 6th International Scientific Conference, Latvia University of Agriculture, Faculty of Engineering. Jelgava: LUA, p. 152-157.
6. Šmigins R. (2007) Impact of biodiesel and its blend on engine working parameters. In: Scientific Proceedings of Riga Technical University, part 6 "Transport and Engineering", volume 23 "Quality and reliability", RTU, Riga, p. 79-86.
7. Smigins R. (2006) The potential of production and use of liquid biofuels in Latvia. **In:** *Use of Bioenergy in the Baltic Sea Region.*: Proceedings of 2nd International Bioenergy Conference, Fachhochschule Stralsund – University of Applied Sciences. Stralsund, p. 146–153.
8. Gulbis V, Smigins R. (2006) Development of biofuels in the transport sector of Latvia. **In:** *World Bioenergy 2006.*: Proceedings of International Scientific Conference Sweden: Jönköping, p. 115–120.

9. Smigins R. (2006) Analysis of combustion properties of biodiesel and diesel fuel in a direct injection diesel engine. **In:** *Engineering for Rural Development.*: Proceedings of 5th International Scientific Conference, Latvia University of Agriculture, Faculty of Engineering. Jelgava: LUA, p. 68-73.
10. Gulbis V., Šmigins R. (2006) Production of biological fuels: a new prospective economic branch in Latvia. **In:** *Opportunities and problems of economic development.*: Proceedings of International Scientific Conference, Rēzekne: RA, p. 397.-404.
11. Gulbis V., Shmigins R. (2005) Biofuels in Latvia – present state and future perspectives. **In:** *Biomass for Energy, Industry and Climate Protection.*: Proceedings of 14th European Biomass Conference and Exhibition, Paris, p. 1079–1082.
12. Gulbis V., Shmigins R. (2005) Ecological impact of biodiesel use. **In:** *Environment. Technology. Resources.*: Proceedings of 5th International Scientific Conference, Rēzekne: RA, p. 243–248.
13. Smigins R., Gulbis V., Aizsils G. (2005) Impact of methyl esters on fuel injection system of a compression ignition engine. **In:** *Agricultural Engineering Problems.*: Proceedings of International Scientific Conference, Latvia University of Agriculture, Faculty of Engineering. Jelgava: LUA, p. 94–98.
14. Šmigins R. (2005) Effect of using biodiesel in compression ignition engines. **In:** *Science for Rural Development.*: Proceedings of International Scientific Conference, Latvia University of Agriculture: LUA, p. 50–55.
15. Gulbis V., Šmigins R., Grundulis A., Zihmane K. (2004) Impact of biofuels on performance of diesel engines. **In:** *Progressive Technologies for Energy Production and Usage.*: Proceedings of International Scientific Conference, Latvia University of Agriculture, Faculty of Engineering. Jelgava: LUA, p. 72.-76.
16. Šmigins R., Gulbis V. (2003) The use of biodiesel in buses. **In:** *Vehicles, logistics and alternative fuels.*: Proceedings of International Scientific Conference, Latvia University of Agriculture, Faculty of Engineering. Jelgava: LUA, p. 73.-78.

Uzstāšanās starptautiskās zinātniskās konferencēs ar ziņojumiem:

1. Selected characteristics of combustion process in diesel engine fuelled with rapeseed oil methyl esters and its blends with petroleum diesel fuel.: 6th International Scientific Conference: *Engineering for Rural Development.*, Latvia University of Agriculture, Faculty of Engineering. Jelgava, Latvia, May 24-25, 2007.
2. Impact of biodiesel and its blend on engine working parameters. In: Scientific Proceedings of Riga Technical University, part 6 "Transport and Engineering", volume 23 "Quality and reliability", RTU, Riga, 2007.

3. The potential of production and use of liquid biofuels in Latvia.: 2nd International Bioenergy Conference *Use of Bioenergy in the Baltic Sea Region.*, Fachhochschule Stralsund – University of Applied Sciences. Stralsund, Germany, November 02 – 04, 2006.
4. Development of biofuels in the transport sector of Latvia. International Scientific Conference *World Bioenergy 2006*. Jönköping, Sweden, May 29 – June 1, 2006.
5. Analysis of combustion properties of biodiesel and diesel fuel in a direct injection diesel engine.: 5th International Scientific Conference *Engineering for Rural Development.*, Latvia University of Agriculture, Faculty of Engineering. Jelgava, Latvia, May 18-19, 2006.
6. Biofuels in Latvia – present state and future perspectives.: 14th European Biomass Conference and Exhibition *Biomass for Energy, Industry and Climate Protection.*, Paris, France, October 17-21, 2005.
7. Ecological impact of biodiesel use.: 5th International Scientific Conference *Environment. Technology. Resources.*, Rēzekne, Latvia, June 16-18, 2005.
8. Impact of methyl esters on fuel injection system of a compression ignition engine.: Proceedings of International Scientific Conference *Agricultural Engineering Problems*, Latvia University of Agriculture, Faculty of Engineering. Jelgava, Latvia, June 2-3, 2005.
9. Effect of using biodiesel in compression ignition engines.: Proceedings of International Scientific Conference *Science for Rural Development.*, Latvia University of Agriculture: Jelgava, Latvia, May 18-21, 2005.
10. Impact of biofuels on performance of diesel engines.: Proceedings of International Scientific Conference *Progressive Technologies for Energy Production and Usage.*, Latvia University of Agriculture, Faculty of Engineering. Jelgava, Latvia, 28.-29. jūnijs, 2004.
11. The use of biodiesel in buses.: Proceedings of International Scientific Conference *Vehicles, logistics and alternative fuels.*, Latvia University of Agriculture, Faculty of Engineering. Jelgava, Latvia, April 23, 2003.

FOSILĀS DĪZEĻDEGVIELAS, BIODĪZEĻDEGVIELAS UN TĀS MAISĪJUMU IZMANTOŠANAS TEORĒTISKIE PĒTĪJUMI

Aprēķinu modelis

Teorētisko pētījumu pamatā ir hipotēze, ka dīzeļmotora efektīvo jaudu N_e , griezes momentu M_e , degvielas masas patēriņu G_d un degvielas īpatpatēriņu g_e degvielām ar dažādu metilestera piedevu un pie dažādiem kloķvārpstas apgriezieniem iespējams noteikt teorētiski, izmantojot fosilai dīzeļdegvielai piemērojamās likumsakarības un termodinamiskos likumus, kuri apraksta ar fosilo dīzeļdegvielu darbināmus motorus.

Šo aprobēto metodiku var izmantot, ja zināms degvielas ķīmiskais sastāvs, motora tehniskie parametri, kā arī darba apstākļi un režīmi. Zinot izmantojamās degvielas sastāvā esošo C (oglekļa), H (ūdeņraža), O (skābekļa) daudzumu, var noteikt degvielas zemāko siltumspēju un teorētiski nepieciešamo gaisa daudzumu 1 kg degvielas sadedzināšanai.

Zinot degvielas sastāvu, nosaka zemāko sadedzes siltumu H_u (kJ·kg⁻¹) pēc sekojošas formulas [2]:

$$H_u = 33.91C + 125.60H - 10.89(O - S) - 2.51(9H + W), \quad (1)$$

kur C – ogleklis;

H – ūdeņradis;

O – skābeklis;

S – sērs;

W – ūdens tvaiku apjoms sadedzes produktos uz vienu degvielas vienību (pieņem W=0).

Teorētiski nepieciešamais gaisa daudzums 1 kg degvielas sadedzināšanai L_0 (kmol) tiek noteikts sekojoši [2]:

$$L_0 = \frac{1}{0.208} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) \quad (2)$$

Zinot oglekļa daudzumu degvielā var noteikt CO₂ daudzumu atgāzēs, bet ūdeņraža daudzums degvielā ļauj noteikt H₂O daudzumu atgāzēs. Zinot atsevišķo komponentu daudzumu atgāzēs, var noteikt kopējo sadedzes produktu daudzumu izplūdes gāzēs. Kopējais sadedzes produktu daudzums motora atgāzēs (kmol) tiek noteikts sekojoši [2]:

$$M_2 = \frac{C}{12} + \frac{H}{12} + 0.209(\lambda - 1)L_0 + 0.79\lambda L_0, \quad (3)$$

kur λ – gaisa pāruma koeficients.

Tas ļauj noteikt svaigā maisījuma un darba maisījuma molekulārās izmaiņas koeficientus, kas pastarpināti ietekmē indicēto spiedienu sadegšanas kamerā. Zinot atsevišķo komponentu daudzumu izplūdes gāzēs, šo gāzu siltumietilpības, attiecīgos koeficientus (pildījuma, atliku gāzu, siltuma izmantošanas), gaisa temperatūru saspiešanas procesa beigās, kā arī darba maisījuma sadedzes siltumu, var noteikt maisījuma temperatūru redzamās sadedzes beigās. Ja ir zināma maisījuma sadegšanas temperatūra un spiediens ieplūdes procesa beigās, tad var noteikt spiedienu saspiešanas procesa beigās (MPa) [3]:

$$p_c = p_a \varepsilon^{n_1}, \quad (4)$$

kur n_1 – politropas pakāpes rādītājs;

ε – kompresijas pakāpe;

p_a – spiediens ieplūdes procesa beigās, MPa.

Pieminēto spiedienu vērtības pastarpināti ietekmē arī indicēto spiedienu sadegšanas kamerā, ko nosaka pēc formulas [3]:

$$p_i' = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\kappa \cdot (\rho - 1) + \frac{\kappa \cdot \rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] \cdot \varphi_i, \quad (5)$$

kur φ_i – indigrammas noapaļojuma koeficients;

κ – spiediena pieauguma koeficients;

ρ – iepriekšējā izpletes pakāpe;

δ – tālākā izpletes pakāpe;

n_1, n_2 – politropas pakāpes rādītāji.

Zinot indicētā spiediena vērtību sadegšanas kamerā, var aprēķināt motora efektīvo jaudu, motora efektīvo griezes momentu un degvielas patēriņu. Augstāk minēto daudzo procesu un to mijiedarbības pārskatāmības labad izveidots aprēķinu modelis, kura shēma parādīta 1. att. To var izmantot, ja ir zināms izmantojamo degvielu sastāvs masas procentos un tas ļauj noteikt jebkura šo degvielu maisījuma sastāvu un prognozēt dīzeļmotora dinamiskos (jauda, griezes moments) un ekonomiskos (degvielas masas patēriņš, degvielas īpatpatēriņš) parametrus, neveicot eksperimentālus pētījumus. Izveidotais aprēķinu modelis ir universāls un praktiski piemērojams jebkura veida "klasiskajam" dīzeļmotoram; tā izmantošana pieļaujama tikai darbā ar degvielām, kuru fizikāli-ķīmiskās īpašības ir pietiekoši tuvas fosilās dīzeļdegvielas īpašībām.

Teorētiskie aprēķini, izmantojot aprēķinu modeli aprobēti, izmantojot fosilo dīzeļdegvielu (DD), biodīzeļdegvielu (100RME), 5% biodīzeļdegvielas un fosilās dīzeļdegvielas maisījumu (5RME), 20% biodīzeļdegvielas un fosilās dīzeļdegvielas maisījumu (20RME), 35% biodīzeļdegvielas un fosilās dīzeļdegvielas maisījumu (35RME). Uz aprēķinu pamata iegūtas likumsakarības, kas ļauj prognozēt galveno motora parametru izmaiņas atkarībā no kloķvārpstas griešanās frekvences un piejauktās biodīzeļdegvielas daudzuma.

Teorētiski aprēķinātās motora jaudas N_e' vērtība atkarībā no n un W_{Bio} mainās pēc sekojošas likumsakarības:

$$N_e' = 11.77 \cdot n - 0.13 \cdot W_{Bio} + 5.85, \quad (6)$$

kur N_e' – teorētiski aprēķinātā motora jauda, kW;

n – kloķvārpstas apgriezienu skaits $\times 10^{-3}$, min^{-1} ;

W_{Bio} – piejauktās biodīzeļdegvielas daudzums, %.

Teorētiski aprēķinātā griezes momenta M_e' likumsakarība ir sekojoša:

$$M_e' = 150.36 - 6.08 \cdot n - 0.044 \cdot W_{Bio}, \quad (7)$$

kur M_e' – teorētiski aprēķinātais motora griezes moments, Nm.

Teorētiski aprēķinātā degvielas masas patēriņa G_d' sakarība ir sekojoša:

$$G_d' = 3.237 \cdot n + 0.012 \cdot W_{Bio} - 0.396, \quad (8)$$

kur G_d' – teorētiski aprēķinātais degvielas masas patēriņš, $\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$.

Teorētiski aprēķinātā īpatnējā degvielas īpatpatēriņa g_e' sakarība ir sekojoša:

$$g_e' = 11.024 \cdot n + 0.388 \cdot W_{Bio} + 191.55, \quad (9)$$

kur g_e' – teorētiski aprēķinātais degvielas īpatnējais patēriņš, $g \cdot \text{kWh}^{-1}$.

Pētījumu rezultātā secināts [4], ka, pieaugot kloķvārpstas apgriezieniem, pieaug motora efektīvā jauda un degvielas masas patēriņš. Savukārt, piemaisījuma daudzuma pieaugums biodegvielā sekmē jaudas, griezes momenta samazināšanos un degvielas patēriņa pieaugumu.

Degvielas izsmidzinājuma analīze

Dīzeļmotora efektivitātes uzlabošanai liela nozīme tiek pievērsta degvielas iesmidzināšanas procesa likumsakarību izpētei. Viens no izpētes laukiem ir saistīts ar izsmidzinātāju veidu un izsmidzinājuma kustību dažādos sadegšanas kameras punktos. Lielu ietekmi uz izsmidzinājuma kvalitāti atstāj ne tikai attiecīgas vides parametri, kur degviela tiek iesmidzināta, bet arī degvielas fizikāli-ķīmiskās īpašības.

Lai noskaidrotu kādu tieši iespaidu atstāj degvielas fizikāli-ķīmiskās īpašības uz degvielas izsmidzinājumu, tika veikts izsmidzināmās degvielas pilienu aprēķins.

Strūklā esošo vairākuma pilienu diametrs d_1 (μm) tika noteikts sekojoši [5] :

$$d_1 = \delta_1 \left[d_o \left[\left(1 + \frac{d_s}{d_2} \right) + 2 \left(1 - \frac{p_{vid}}{2p_1} \right) \frac{p_1}{p_{vid} + \frac{p_1 d_2}{d_s \pi}} \left(\frac{l_s}{d_s} \right)^{0.125} \right] \left(\frac{\nu}{\nu_o} \right)^{0.15} \right] \quad (10)$$

kur d_s – sprauslas urbuma diametrs, mm;

d_2 – konstruktīvais diametrs, mm;

δ_1 – degvielas optimālais robežkoeficients;

p_{vid} – vidējais iesmidzināšanas spiediens, MPa;

p_1 – degvielas iesmidzināšanas spiediens, MPa;

l_s – sprauslas urbuma garums, mm;

ν – degvielas kinemātiskā viskozitāte pie 40°C, mm²·s⁻¹;

ν_o – degvielas kinemātiskā viskozitāte pie 20°C, mm²·s⁻¹.

Aprēķināts, ka strūklā vairumā esošo pilienu diametrs biodīzeļdegvielas gadījumā sastāda 41.1 μm, bet dīzeļdegvielas lietošanas gadījumā tikai 40.4 μm, iezīmējot atšķirību 1.8%. Tas pierāda, ka biodīzeļdegvielas gadījumā veidojas biežāks degvielas izsmidzinājums.

Siltuma bilances teorētiskie aprēķini

Lai pārliecinātos par biodīzeļdegvielas fizikāli-ķīmisko ietekmi uz siltuma atdevi un prognozētu tālāku ietekmi uz atgāzu sastāvu, veikts dīzeļmotora siltuma bilances aprēķins un noteikts izdalītā siltuma daudzums biodīzeļdegvielas lietošanas laikā salīdzinājumā ar fosilo dīzeļdegvielu.

Aprēķinu rezultātā noskaidrots, ka ar atgāzēm aizvadītais siltuma daudzums biodīzeļdegvielas lietošanas laikā samazinās – par 0.6% darbā ar 5RME, par 2.4% darbā ar 20RME, par 3.0% darbā ar 35RME, un par 5.8% darbā ar 100RME salīdzinājumā ar fosilo dīzeļdegvielu. Nedaudz mazāks samazinājums – 0.3% darbā ar 5RME, 1.5% darbā ar 20RME, 1.9% darbā ar 35RME un 3.4% darbā ar 100RME – tika konstatēts attiecībā uz siltuma daudzumu, kas ekvivalents motora efektīvajam darbam. Visos gadījumos kā būtiskākais iemesls varētu būt tieši zemāka biodīzeļdegvielas un tās maisījumu siltumspēja salīdzinājumā ar fosilo dīzeļdegvielu. Dīzeļmotora atgāzēs ir sastopami dažādi komponenti, no kuriem bīstamākie ir slāpekļa oksīdi. Slāpekļa monoksīds NO ir izteikts gaisa slāpekļa oksidēšanās produkts ar gaisa skābekli. Der atzīmēt, ka NO, nokļūstot atmosfērā, sāk oksidēties līdz slāpekļa dioksīdam NO₂, un šī oksidēšanās pakāpe ir lielā mērā atkarīga no temperatūras – jo atgāzu temperatūra ir zemāka, jo attiecīgi lielāka daļa NO oksidēsies līdz NO₂. Biodīzeļdegvielas lietošanas laikā paredzama zemāka atgāzu temperatūra, kā rezultātā ir paredzams mazāks NO saturs atgāzēs salīdzinājumā ar fosilo dīzeļdegvielu. Atgāzu

temperatūras samazināšanos darbā ar biodīzeļdegvielu un tās maisījumiem apstiprina arī aprēķinos konstatētais ar atgāzēm aizvadītā siltuma daudzuma samazinājums.

1. tabula

Siltuma bilance darbā ar DD, 5RME, 20RME, 35RME un 100RME

Parametri	DD	5RME	20RME	35RME	100RME
Kopējais siltuma daudzums, $J \cdot s^{-1}$	73447	73460	73516	73568	73820
Siltuma daudzums, kas ekvivalents motora efektīvajam darbam, $J \cdot s^{-1}$	29044	28966	28600	28489	28071
Apkārtējai videi atdotais siltuma daudzums, $J \cdot s^{-1}$	18204	18204	18204	18204	18204
Ar atgāzēm aizvadītais siltuma daudzums, $J \cdot s^{-1}$	18170	18068	17741	17623	17116
Neietvertie siltuma zudumi, $J \cdot s^{-1}$	8029	8222	8971	9252	10430

FOSILĀS DĪZEĻDEGVIELAS, BIODĪZEĻDEGVIELAS UN TĀS MAISĪJUMU IZMANTOŠANAS EKSPERIMENTĀLIE PĒTĪJUMI

Pētījumu metodes

Motora dinamisko (jaudas, griezes moments), ekonomisko (degvielas īpatpatēriņš, degvielas masas patēriņš), kā arī ekoloģisko parametru (absorbēcijas koeficients, CO, NO, NO_x) salīdzinošai noteikšanai tika veikta virkne eksperimentālo pētījumu darbā ar motoriem *XD2P* un *AD3.152*, izmantojot biodīzeļdegvielu, fosilo dīzeļdegvielu un dažādas koncentrācijas maisījumus. Tālākajā eksperimentālajā darbā jau tika veikti sadegšanas procesa pētījumi, nosakot iesmidzināšanas spiedienu, sadegšanas spiedienu u.c., lai varētu izskaidrot dinamisko, ekonomisko un arī ekoloģisko parametru izmaiņas. Pārbaudīta degvielas fizikāli-ķīmisko īpašību ietekme uz degvielas augstspiediena sūkņa darbu un galveno tā darba parametru (degvielas padevi, spiedienu pirms un pēc smalkā degvielas filtra) izmaiņām.

Degvielas augstspiediena sūkņa pētījumos izmantots sadalītājtīpa degvielas augstspiediena sūknis *ND-21/2*, kas komplektā ar sprauslām un filtru tika nomontēts no traktora *T-25*. Sūknis pārbaudīts frekvenču diapazonā: 450-960 min⁻¹, nosakot cikla laikā padotās degvielas daudzumu, kā arī spiedienu zemspiediena un augstspiediena sistēmā.

Motora *XD2P* darba parametru noteikšanai darbā ar biodīzeļdegvielu un tās maisījumiem tika reģistrēti sekojoši lielumi – bremzēšanas spēks P_b (N), kloķvārpstas

griešanās frekvence n (min^{-1}), degvielas patēriņš G_{do} (g), laiks t_d (s) – pie regulatora akseleratora sviras, nofiksētā maksimālās padeves stāvoklī, pie kloķvārpstas griešanās frekvences no 2000 līdz 4000 min^{-1} . Izmēģinājumu realizācijai tika izmantots līdzstrāvas motoru testēšanas stends *Rapido 100*, PC sistēma, elektroniskie sviri *SOEHNLE* un hronometrs, atgāzu analizators *KM9104*, atgāzu analizators *BOSCH BEA-350*.

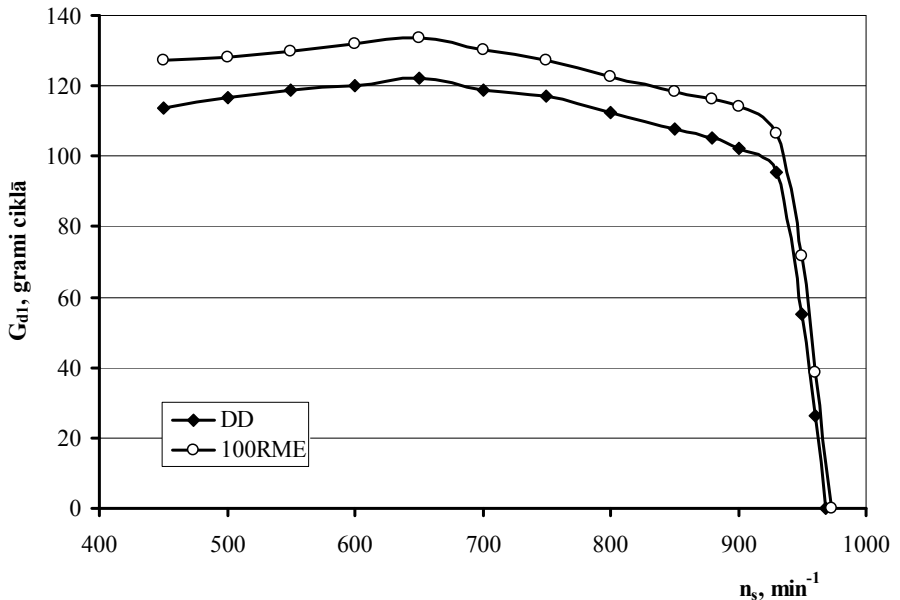
Radomas Tehniskajā universitātē (darbā ar motoru *AD3.152*) papildus tika pētīti tādi parametri kā degvielas iesmidzināšanas sākuma moments, degmaisījuma pašuzliesmošanas moments, sadedzes sākuma moments, maksimālais indicētais spiediens, spiediena pieauguma temps, vidējais indicētais spiediens motoram darbojoties ar BioDD un DD. Ar katru no degvielām tika reģistrēta arī – efektīvā jauda N_e , kW, efektīvais griezes moments M_e , Nm, degvielas patēriņš G_{do} , ml, laiks t , s, oglekļa dioksīda CO_2 , tilp. %, oglekļa monoksīda CO , tilp. %, saturs atgāzēs – pie pilnas motora noslodzes un pie kloķvārpstas griešanās frekvences n , min^{-1} , no 1000 līdz 2000 min^{-1} . Izmēģinājumu realizācijai tika izmantota *HWZ2* hidrauliskā bremze, sensors *AVL N153 QH33D* indicētā spiediena noteikšanai, *AVL QLZID* spiediena noteikšanai degvielas vadā, izsmidzinātāja adatas pacelšanās sensors, kloķvārpstas pagrieziena leņķa sensors *Intron 2048*, kā arī *AVL DiGas 465* atgāzu analizators.

Pētījumu rezultāti atspoguļoti tabulu un attēlu formā, kas tika sagatavoti izmantojot programmu *MS Excel* un *MathCad*. Pētījumu rezultātu analīzē izmantota salīdzinošā metode.

Dīzeļmotoru degvielas aparatūras augstspiediena sūkņu un sprauslu pētījumi uz stenda

Dīzeļmotora *XD2P* degvielas aparatūras pētījumos tika konstatēts, ka degvielas patēriņš, izmantojot biodīzeļdegvielu, palielinās – novērota lielāka cikliskā padeve visos cilindros, kas ir saistīts ar degvielas viskozitāti (BioDD viskozitāte ir par 87% lielāka salīdzinājumā ar DD viskozitāti). Viskozitāte ietekmēja arī motora *D21A* barošanas sistēmas iesmidzinātās degvielas daudzumu – fosilai dīzeļdegvielai pie 500 min^{-1} izsmidzināšanas daudzums sastādīja 113 gramus ciklā, bet rapšu eļļas metilesterim tas palielinājās par 3% (2. att.) salīdzinājumā ar DD [6].

Barošanas sistēmas pētījumu laikā tika konstatēts, ka pie lielākas sūkņa vārpstas griešanās frekvences, spiediens pirms smalkā degvielas filtra pieaug straujāk nekā kā tas ir pēc smalkā filtra, kur spiediens aug proporcionāli frekvencei. Tātad degvielas smalkais filtrs izlīdzina spiedienu. Rezultāti arī apstiprināja, ka darba spiediens ar biodīzeļdegvielu ir lielāks un spiediena pieauguma līkne ir tuva dīzeļdegvielas spiediena pieauguma līknei. Turklāt sūkņa vārpstas apgriezieniem pieaugot, spiediena starpība samazinās, jo pie lielākiem apgriezieniem biodīzeļdegvielas spiediens pieaug straujāk.



2. att. Vienas sprauslas izsmidzinātā degvielas daudzuma izmaiņas divu veidu degvielām atkarībā no sūkņa vārpstas apgriezieniem n_s motoram *D21A*

Iekšdedzes motora *XD2P* eksperimentālie pētījumi

Dīzeļmotora *XD2P* pētījumos tika konstatēts, ka, salīdzinājumā ar dīzeļdegvielu, darbā ar biodīzeļdegvielu un tās maisījumiem visos gadījumos tika konstatēta neliela jaudas samazināšanās, atkarībā no biodīzeļdegvielas procentuālā daudzuma degvielas maisījumā. Darbā ar 5RME efektīvā jauda vidēji samazinājās par 0.5%, darbā ar 20RME – par 2.0%, darbā ar 35RME – par 2.7%, bet darbā ar 100RME – par 5.1% (3. att.). Jaudas samazinājums biodīzeļdegvielas un tās maisījumu lietošanas gadījumā izskaidrojams ar biodīzeļdegvielas zemāku siltumspēju [7]. Līdzīga tendence vērojama arī attiecībā uz motora griezes momentu.

Eksperimentu gaitā tika konstatēts neliels degvielas masas patēriņa un īpatpatēriņa pieaugums biodegvielām salīdzinājumā ar dīzeļdegvielu. Salīdzinājumā ar fosilo dīzeļdegvielu, darbā ar 5RME vidējais degvielas masas patēriņš pieauga par 0.6%, darbā ar 20RME – par 1.8%, darbā ar 35RME – par 3.1%, bet ar 100RME – par 5.5%. Līdzīga tendence vērojama arī attiecībā uz degvielas īpatpatēriņa izmaiņām. Tā, piemēram, darbā ar 5RME vidējais degvielas īpatpatēriņš pieauga par 1.0%, darbā ar 20RME – par 3.9%, darbā ar 35RME – par 6.0%, bet ar 100RME – par 11.2%.

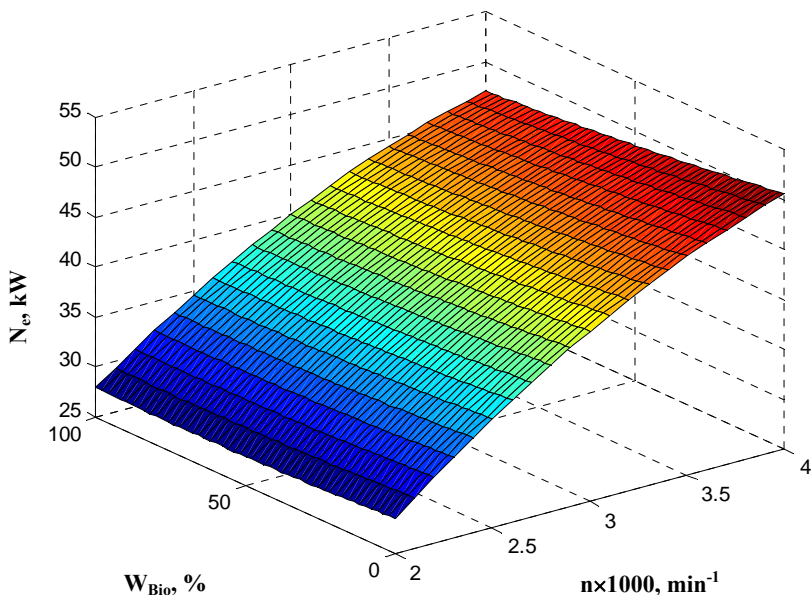
Eksperimentālo pētījumu rezultātā tika iegūtas sekojošas sakarības [4]:

1) motora efektīvajai jaudai N_e (kW):

$$N_e = 25.93 \cdot n - 2.49 \cdot n^2 + 7.75 \times 10^{-3} \cdot W_{Bio} + 1.37 \times 10^{-4} \cdot W_{Bio}^2 - 0.014 \cdot n \cdot W_{Bio} - 13.31 \quad (11)$$

kur n – kloķvārpstas apgriezienu skaits $\times 10^{-3}$, min^{-1} ;

W_{Bio} – piejauktās biodīzeļdegvielas daudzums, %.



3. att. **Motora efektīvās jaudas izmaiņas atkarībā no kloķvārpstas griešanās frekvences un piejauktās biodīzeļdegvielas daudzuma**

2) motora efektīvajam griezes momentam M_e (Nm):

$$M_e = 114.41 + 21.01 \cdot n - 4.85 \cdot n^2 - 0.025 \cdot W_{Bio} + 4.2 \times 10^{-4} \cdot W_{Bio}^2 - 0.026 \cdot n \cdot W_{Bio} \quad (12)$$

3) motora degvielas masas patēriņam G_d ($\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$):

$$G_d = 1.733 \cdot n + 0.233 \cdot n^2 + 3.8 \times 10^{-5} \cdot W_{Bio} - 8.5 \times 10^{-5} \cdot W_{Bio}^2 + 4.46 \cdot 10^{-3} \cdot n \cdot W_{Bio} + 1.96 \quad (13)$$

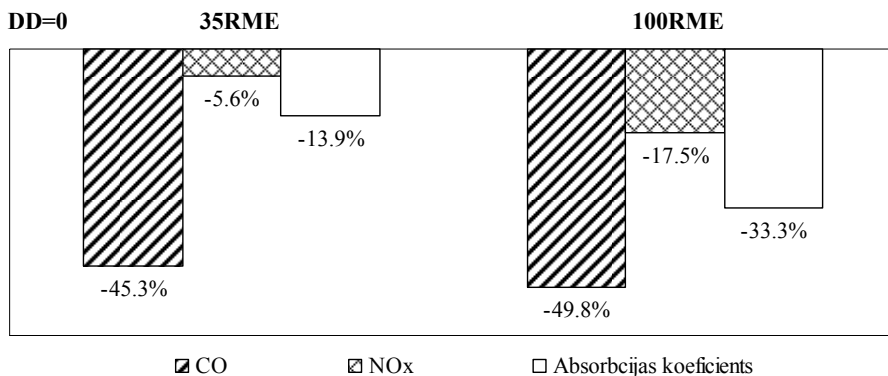
4) motora degvielas īpatpatēriņam g_e ($\text{g} \cdot \text{kWh}^{-1}$):

$$g_e = 324.75 - 83.58 \cdot n + 16.207 \cdot n^2 + 0.047 \cdot W_{Bio} - 2.62 \times 10^{-3} \cdot W_{Bio}^2 + 1.48 \cdot n \cdot W_{Bio} \quad (14)$$

Visas iegūtās sakarības ir ar augstu determinācijas koeficientu $R^2 = 0.9$. Savukārt, katra parametra iegūtie grafiki (3. att.) ļauj uzskatāmi spriest par to izmaiņām ne tikai atkarībā no kloķvārpstas apgriezieniem, bet arī no piejauktās biodīzeļdegvielas daudzuma. Sakarības parāda vispārizteiktas biodīzeļdegvielas un tās maisījumu izmantošanas pazīmes – lietošanas laikā samazinās jauda un griezes moments, pieaug degvielas masas patēriņš un īpatpatēriņš, balstoties uz piejauktās biodīzeļdegvielas daudzumu pamatdegvielā.

Fosilās dīzeļdegvielas un BioDD ietekme uz atgāzu komponentu izmaiņām

Atgāzu eksperimentālo pētījumu rezultātā tika konstatēts, ka motora kloķvārpstas griešanās frekvences pieaugums sekmē oksīdu (NO_x , NO un CO) pieaugumu darbā ar DD un 35RME. Biodīzeļdegvielas maisījumam slāpekļa oksīdu NO_x pieaugums ir daudz mazāks, un, salīdzinājumā ar fosilo dīzeļdegvielu, vidēji samazinās par 11.3%. Daudz lielākas izmaiņas tika konstatētas attiecībā uz CO saturu motora atgāzēs. Fosilai dīzeļdegvielai salīdzinājumā ar 35RME oglekļa monoksīdu daudzums atgāzēs ir mazāks, taču kloķvārpstas griešanās frekvences diapazonā no 3000...4000 min^{-1} intensīvi pieaug.



4. att. Oglekļa monoksīda, slāpekļa oksīda un absorbcijas koeficienta izmaiņas darbā ar biodīzeļdegvielu un tās maisījumu pie motora nomināliem apgriezieniem salīdzinājumā ar fosilo dīzeļdegvielu

Motora stenda izmēģinājumos nominālajā griešanās frekvencē apstiprinājās oglekļa monoksīda ievērojama samazināšanās – pat līdz 50% darbā ar 100RME (4. att.). Slāpekļa oksīdi samazinājās līdz pat 17.5% salīdzinājumā ar fosilo dīzeļdegvielu. Šī

kaitīgā elementa samazināšanās izplūdes gāzēs ir saistīta ar pilnīgāku degvielas sadedzes procesu, ko biodegvielu gadījumā uzlabo ķīmiski saistītais skābeklis [8].

Atgāzu temperatūru pētījumi darbā ar BioDD un to maisījumiem

Eksperimentālo mērījumu rezultātā konstatēts, ka izplūdes gāzu temperatūra biodīzeļdegvielas maisījumiem ir zemāka par fosilās dīzeļdegvielas sadedzes rezultātā radīto izplūdes gāzu temperatūru. Tas varētu būt saistīts ar biodīzeļdegvielas zemāku siltumspēju, kas maisījumā ar fosilo degvielu tomēr atstāj nelielu iespaidu.

Biodīzeļdegvielas maisījuma 35RME sadedzes procesā radīto izplūdes gāzu temperatūra samazinājās par 2.1...8.7% salīdzinājumā ar fosilo dīzeļdegvielu. Kopumā eksperimentu laikā fosilās dīzeļdegvielas izplūdes gāzu temperatūra sasniedza atzīmi 565.8°C, bet 35RME attiecīgi - 556.9°C.

Daudz lielākas izmaiņas tika konstatētas pētot temperatūras ietekmi uz CO saturu motora atgāzēs. Fosilai dīzeļdegvielai, salīdzinājumā ar biodīzeļdegvielas maisījumu, oglekļa monoksīdu daudzums atgāzēs ir mazāks, taču temperatūru diapazonā no 427...556.9°C intensīvi pieaug. Eksperimentos apstiprinājās, ka atgāzu temperatūras samazināšanās sekmē slāpekļa oksīdu (NO_x) samazināšanos atgāzēs – biodīzeļdegvielas maisījuma gadījumā atgāzu temperatūra ir zemāka, kā rezultātā mazāks ir arī NO_x daudzums atgāzēs. Tā, piemēram, vidējā atgāzu temperatūras starpība starp 35RME un DD sastāda aptuveni 30°C, bet NO_x saturs starp abām degvielām sastāda aptuveni 27 ppm.

Sadedzes procesa eksperimentālie pētījumi

Eksperimentu laikā tika izmantota Polijā ražota biodīzeļdegviela RME (rapšu eļļas metilesteris). Par salīdzināmo degvielu, kā arī par dīzeļdegvielas komponentēm tika izmantota Polijā tirdzniecībā esošā fosilā dīzeļdegviela.

2. tabula

Izmēgināmo degvielu fizikāli-ķīmiskās īpašības

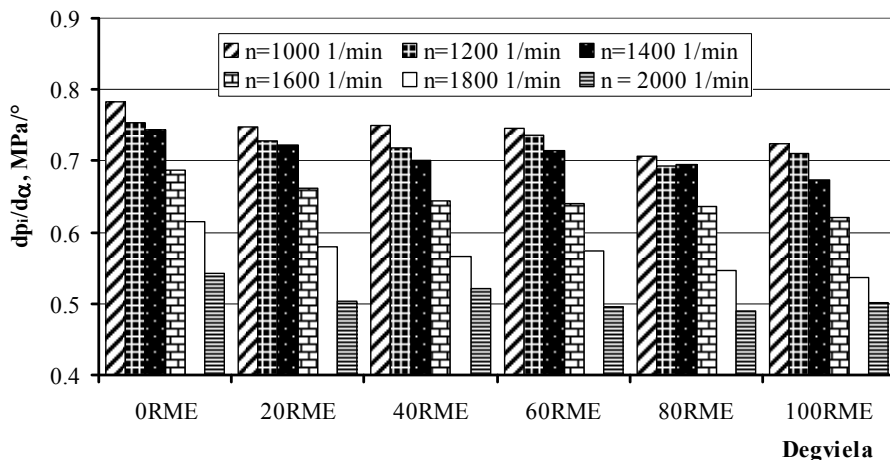
Īpašības	Degviela					
	0RME	20RME	40RME	60RME	80RME	100RME
Blīvums pie 20°C, g·cm ⁻³	0.838	0.851	0.867	0.876	0.875	0.881
Viskozitāte 40°C, mm ² ·s ⁻¹	3.27	3.63	4.35	4.72	4.73	4.95
Siltumspēja, MJ·kg ⁻¹	43.2	–	40.0	38.1	37.5	36.2
Siltumspēja, MJ·dm ⁻³	36.20	–	34.68	33.38	32.81	31.89
Cetānskaitlis	50	–	–	–	–	63

Motora darba parametri un atgāzu sastāvs tika noteikts darbā ar sekojošiem degvielu maisījumiem (maisījumu komponentu daudzums dots tilpuma procentos), skat. 2. tabulu: 100% dīzeļdegviela (0RME); 20% rapšu eļļas metilesteris + 80% dīzeļdegviela (20RME); 40% rapšu eļļas metilesteris + 60% dīzeļdegviela (40RME); 60% rapšu eļļas metilesteris + 40% dīzeļdegviela (60RME); 80% rapšu eļļas metilesteris + 20% dīzeļdegviela (80RME); 100% rapšu eļļas metilesteris (100RME).

Eksperimentālo pētījumu (pie noteiktiem motora kloķvārpstas apgriezieniem) rezultātu analīze

Pētījuma rezultātā konstatēts, ka vidējais indicētā spiediena kritums katrā attiecīgajā motora darbības ātruma režīmā salīdzinājumā ar fosilo dīzeļdegvielu ir samazinājies par 4.9% (20RME), 5.3% (40RME), 10.6% (60RME), 9.2% (80RME) un 11.4% (100RME). Izmaiņu raksturs nenotiek pēc lineāras sakarības. Tāpat konstatēts, ka biodīzeļdegvielas piejaukums DD jebkurā koncentrācijā neietekmē iesmidzināšanas sākuma momentu, pašuzliesmošanas momentu un sadedzes procesa sākumu.

Uzmanība jāpievērš spiediena pieauguma tempam, kas samazinās, pieaugot RME koncentrācijai maisījumā (5. att.). Pamatā tas ir saistāms ar degvielas siltumspējas samazināšanos, kas RME gadījumā sastāda $36.2 \text{ MJ}\cdot\text{kg}^{-1}$, bet fosilās dīzeļdegvielas gadījumā $43.2 \text{ MJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ [9]. Tā kā tika pārbaudīts abu degvielu (DD un 100RME) cetānskaitlis, kas biodīzeļdegvielas gadījumā ir salīdzinoši lielāks nekā fosilās dīzeļdegvielas gadījumā, tad var secināt, ka augstāks cetānskaitlis veicina laika, starp degvielas iesmidzināšanu un maisījuma uzliesmošanu, samazināšanos. Līdz ar to tas sekmē spiediena pieauguma tempa samazināšanos biodegvielas maisījumu gadījumā, ko apstiprināja arī veiktie eksperimenti.



5. att. Indicētā spiediena pieauguma tempa izmaiņas, motoram darbojoties ar dažādiem biodīzeļdegvielas veidiem, pie noteiktiem motora kloķvārpstas apgriezieniem

Motora jaudas, ekonomiskuma un ekoloģisko parametru pētījumi darbā ar biodīzeļdegvielu pie dažādiem motora iesmidzināšanas apstādzes leņķa regulējumiem

Papildus iepriekš aprakstītajiem eksperimentālajiem pētījumiem tika veikti motora izmēģinājumi, ar nolūku noteikt iesmidzināšanas apstādzes leņķa ietekmi uz motora darba parametriem un atgāzu sastāvu pie dažāda šī leņķa regulējuma: agrāka (20° pirms AMP), nominālā (15° pirms AMP) un vēlāka (10° pirms AMP).

Rezultāti parādīja jaudas samazinājumu darbā ar 100RME praktiski visos motora darba režīmos neatkarīgi no iesmidzināšanas apstādzes leņķa regulējuma. Lielāks jaudas samazinājums tika konstatēts tieši pie nominālā iesmidzināšanas apstādzes leņķa (vidēji 3.8%), nedaudz mazāks (vidēji 1.4%) pie vēlāka iesmidzināšanas apstādzes leņķa, taču pie agrāka leņķa vidējā vērtība pat pieauga 100RME gadījumā (vidēji 0.3%) salīdzinājumā ar analogisku regulējumu darbā ar DD. Griezes momenta izmaiņas jau ir mazāk jūtamas, un svārstās praktiski 1...2% robežās pie visiem iesmidzināšanas apstādzes leņķa regulējumiem.

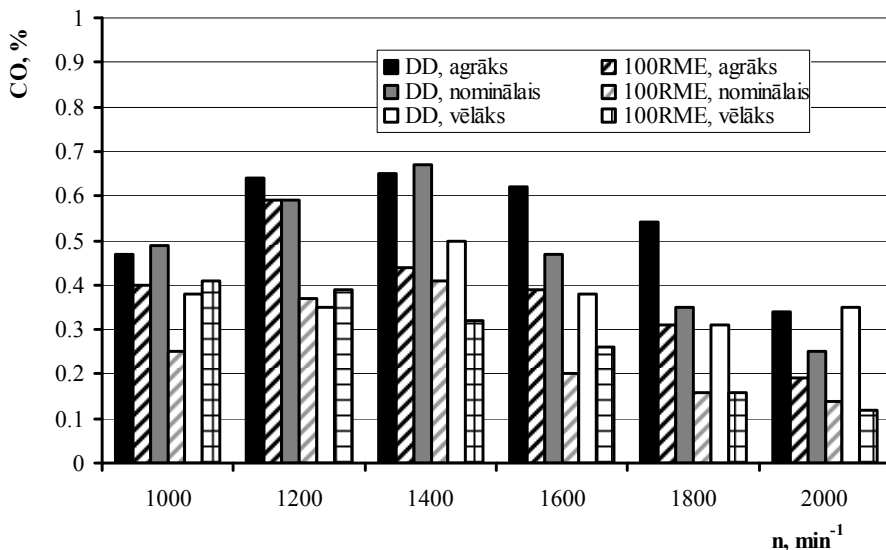
Veicot degvielas patēriņa mērījumus pie dažādiem iesmidzināšanas apstādzes leņķiem, rezultāti parādīja 6.3% degvielas patēriņa pieaugumu pie nominālā iesmidzināšanas apstādzes leņķa regulējuma maksimālo iespējamo vērtību 9.5% uzrādot pie 1400 min⁻¹. Vislielākais degvielas masas patēriņa pieaugums 100RME gadījumā, salīdzinājumā ar analogisku regulējumu darbā ar DD, tika konstatēts pie agrāka iesmidzināšanas apstādzes leņķa, sastādot 10.9% jeb 0.66 kg·h⁻¹, bet mazākais – pie vēlāka, sastādot jau 1.6% jeb 0.99 kg·h⁻¹.

Pavisam pretēja situācija ir attiecībā uz iekšdedzes motora atgāzēm. Pie nominālā iesmidzināšanas apstādzes leņķa darbā ar 100RME tika konstatēts minimāls oglekļa dioksīda HC (vidēji 2.3%) samazinājums. HC pieaugums tika konstatēts pie agrāka iesmidzināšanas apstādzes leņķa (vidēji 9.9%), taču ievērojams kritums pie vēlāka iesmidzināšanas apstādzes leņķa (vidēji 24.7%).

Oglekļa monoksīda (CO) samazinājums darbā ar 100RME tika konstatēts pie visiem iesmidzināšanas apstādzes leņķa regulējumiem – pie nominālā leņķa CO samazinājums par 46.8%, pie agrāka – par 29.8%, pie vēlāka – par 27.1% (6. att.).

Oglekļa dioksīds (CO₂) samazinājās par 1.2% pie nominālā leņķa un 1.1% - pie vēlāka iesmidzināšanas apstādzes leņķa. Pie agrāka iesmidzināšanas apstādzes leņķa CO₂ izmaiņas praktiski nav konstatētas, izņemot atsevišķus režīmus – 1000, 1200 un 1400 min⁻¹ - kad pieaugums svārstījās tikai 2% robežās.

Pētījumu rezultātā tika secināts, ka pie analogiska regulējuma darbā ar 100RME vislabākie rezultāti ir iegūti pie vēlāka iesmidzināšanas apstādzes leņķa, jo jaudas un griezes momenta kritums šajā gadījumā sastāda tikai 1...2%, bet degvielas patēriņš pieaug par 1.6%, tādējādi uzrādot pietiekoši minimālas galveno parametru izmaiņas. Šajā gadījumā pozitīvas izmaiņas konstatētas arī attiecībā uz atgāzēm – HC samazinās par 24.7%, CO – par 27.1%, bet tikai nedaudz pieaug CO₂ – par 1.0%.



6. att. Oglekļa monoksīda daudzuma atgāzēs, %, izmaiņas motoram darbā ar degvielām pie dažādiem motora iesmidzināšanas apstiedzes leņķa regulējumiem

Salīdzinot rezultātus darbā ar 100RME pie dažādiem apstiedzes leņķa regulējumiem ar DD nominālo regulējumu, apstiprinājās, ka vispozitīvākie rezultāti ir tieši vēlākam iesmidzināšanas apstiedzes leņķa regulējumam. Šajā gadījumā jauda darbā ar RME salīdzinājumā ar fosilo dīzeļdegvielu samazinājās par 2.6%, CO – par 42.2%, bet degvielas masas patēriņš un HC daudzums atgāzēs praktiski nemainījās [10]. Pieauga arī nedaudz CO₂ (vidēji par 1.3%). Tas varētu būt saistāms ar to, ka vēlāk iesmidzināta degviela sadeg pilnīgāk, uzrādot pietiekoši pozitīvus motora dinamiskos, ekonomiskos un ekoloģiskos rādītājus.

Sadedzes procesa parametru pētījumi brīvā paātrinājuma režīmā darbā ar biodīzeļdegvielu pie dažādiem motora iesmidzināšanas apstiedzes leņķa regulējumiem

Veicot izmēģinājumus brīvā paātrinājuma režīmā ar biodīzeļdegvielu (100RME) un fosilo dīzeļdegvielu (DD) pie trim dažādiem iesmidzināšanas apstiedzes leņķa regulējumiem: agrāka (20° pirms AMP), nominālā (15° pirms AMP) un vēlāka (10° pirms AMP), tika detalizētāk analizētas sadedzes procesa parametru vērtības.

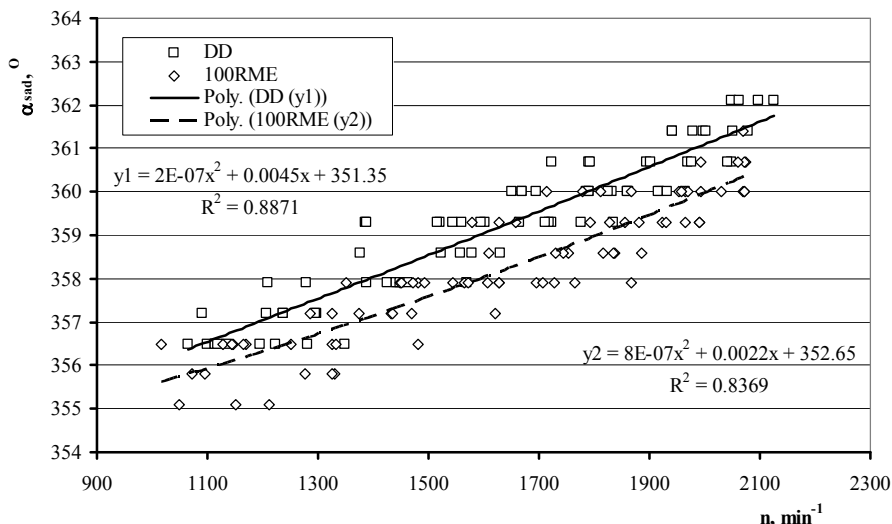
Apkopojot eksperimentu rezultātus attiecībā uz agrāku degvielas iesmidzināšanu, tika konstatēts, ka starpība starp maksimālā spiediena vērtībām DD un 100RME ir ievērojami lielāka. Agrāku iesmidzināšanas apstiedzes leņķi nedrīkst izmantot

motora ekspluatācijā, jo praktiski vienmēr pasliktinās būtiskākie motora darba rādītāji. Arī dotajos eksperimentos, pie agrāka degvielas iesmidzinājuma, varēja novērot ievērojamu indicētā spiediena pieaugumu salīdzinājumā ar nominālo iesmidzināšanas leņķi. Līkņu raksturs parādīja to, ka spiediens $p_{i\max}$ sadegšanas kamerā DD gadījumā samazinās jau vairs nevienmērīgi. Tāpat novērojama ir arī lielāka mērījuma punktu izkliede. Tas saistīts ar to, ka sadedzes process sākas ātrāk un spiediens degkamerā ievērojami pieaug jau sākuma posmā, līdz ar to ietekmējot visu tālāko sadedzes procesa norisi, it īpaši darbā ar fosilo dīzeļdegvielu. Savukārt, pie nominālā iesmidzināšanas apsteidzes leņķa regulējuma vidējā maksimālā indicētā spiediena vērtība darbā ar 100RME, salīdzinājumā ar DD, pieaug kopumā par 0.8% jeb 0.065 MPa. Pie vēlāka degvielas iesmidzināšanas apsteidzes leņķa regulējuma tika konstatēta neliela maksimālā indicētā spiediena samazināšanās.

Nemot vērā indicētā spiediena pieaugumu pie agrāka iesmidzināšanas apsteidzes leņķa, ir novērojams arī augstāks spiediena pieauguma temps. Fosilās dīzeļdegvielas gadījumā spiediena pieauguma temps ir augstāks salīdzinājumā ar 100RME, taču jau pie 2100 min^{-1} vērtības pakāpeniski izlīdzinās. Spiediena pieauguma temps pie nominālā iesmidzināšanas apsteidzes leņķa gan 100RME, gan DD gadījumā ir diezgan līdzīgs. Tas nozīmē to, ka dotajā režīmā degvielas siltumspēja, kas parasti visbūtiskāk ietekmē spiediena pieauguma tempu, nespēj to ietekmēt motoram strādājot brīvajā paātrinājuma režīmā. Savukārt, pie vēlāka iesmidzināšanas apsteidzes leņķa regulējuma iegūtās spiediena pieauguma tempa vērtības ar abām degvielām attiecīgi ir zemākas salīdzinājumā ar eksperimentu rezultātiem pie agrāka un nominālā iesmidzināšanas apsteidzes leņķa, ko apstiprina arī pārējie šo regulējumu raksturojošie dati – degvielas iesmidzināšanas un sadedzes sākums.

Pilnīgi loģiski arī ir tas, ka mainot iesmidzināšanas apsteidzes leņķi, mainās arī iesmidzināšanas sākuma moments. Turklāt būtiskākās atšķirības ir novērojamas pie maziem kloķvārpstas apgriezieniem. Pieaugot apgriezieniem, iesmidzināšanas sākuma moments abām degvielām pie agrāka iesmidzināšanas apsteidzes leņķa ir praktiski vienāds. Strādājot ar biodīzeļdegvielu pie nominālā iesmidzināšanas apsteidzes leņķa iesmidzināšana sākas agrāk nekā ar DD. Palielinoties apgriezieniem, šī atšķirība starp 100RME un DD ievērojami pieaug. Līdz ar to šajā gadījumā ir manāma ievērojama degvielas fizikāli-ķīmisko īpašību ietekme uz iesmidzināšanas sākumu. Pretēji iesmidzināšanas sākumam, sadegšana DD gadījumā sākas nedaudz ātrāk.

Sadedzes sākums pie dažādiem iesmidzināšanas apsteidzes leņķa regulējumiem ir diezgan līdzīgs – biodīzeļdegviela sāk degt ātrāk. Praktiski identisks sadedzes process abām degvielām noris tikai pie nominālā iesmidzināšanas apsteidzes leņķa regulējuma. Visātrāk 100RME sāk degt pie agrāka iesmidzināšanas apsteidzes leņķa (7. att.), saglabājot šo tendenci visā apgriezienu diapazonā. Agrāks iesmidzināšanas moments rada straujāku degmaistījuma sadedzes sākumu, jo nav iespējams iegūt tādu indicēto spiedienu, kāds tas būtu darbā ar fosilo dīzeļdegvielu. Pareiza indicētā spiediena izvēle ir nozīmīgs faktors, jo, pareizi izvēloties degvielas iesmidzināšanas un sadedzes momentus, var būtiski ietekmēt kaitīgo komponentu veidošanos atgāzēs. Kā zināms, to veidošanās ir saistīta ar temperatūras izmaiņām, un, tāpat, arī ar spiedienu.



7. att. Sadedzes sākuma momenta izmaiņas, motoram darbojoties ar biodīzeļdegvielu un fosilo dīzeļdegvielu pie agrāka iesmidzināšanas apstieidzes lenķa

PĒTĪJUMU REZULTĀTU ANALĪZE

Salīdzinot teorētisko aprēķinu un eksperimentālo pētījumu rezultātus ir konstatētas atšķirības pētāmo parametru vērtībās. Aprēķinu rezultātā (pie 2000 min⁻¹) noteikts, ka izmantojot 100RME, salīdzinājumā ar fosilo dīzeļdegvielu, motora jaudai būtu jāsamazinās par 3.4%, 35RME gadījumā – par 1.9%, 20RME – par 1.5%, bet 5RME gadījumā – par 0.3%. Eksperimentāli konstatēts jaudas samazinājums attiecīgi par 2.7% (100RME), 1.6% (35RME), 1.1% (20RME) un 0.7% (5RME). Līdzīga tendence konstatēta arī attiecība uz griezes momentu.

Aprēķinu rezultātā noteikts, ka, izmantojot 100RME, vidējam indicētajam spiedienam būtu jāsamazinās par 2.8%, izmantojot 35RME – par 1.7%, izmantojot 20RME – par 1.3%, bet 5RME – par 0.2% salīdzinājumā ar fosilo dīzeļdegvielu. Eksperimentālie rezultāti ar motoru *AD3.152* liecina, ka arī praktiski novērojams spiediena samazinājums 3% robežās darbā ar 100RME salīdzinājumā ar DD.

Izvērtējot teorētiski aprēķinātos un eksperimentāli iegūtos datus, tika iegūtas likumsakarības, kas raksturo šo datu starpības un ir izmantojamas aprēķinam. Starpības tika iegūtas no teorētiski iegūtajiem rezultātiem atņemot eksperimentāli

iegūto parametru vērtības. Efektīvās jaudas datu starpība ΔN_e (kW) raksturojas ar sekojošu likumsakarību:

$$\Delta N_e = 13.5 - 10.22 \cdot n + 1.857 \cdot n^2 - 0.024 \cdot W_{Bio} + 2.72 \times 10^{-5} \cdot W_{Bio}^2 + 9.23 \times 10^{-3} \cdot n \cdot W_{Bio} \quad (15)$$

kur n – kloķvārpstas apgriezienu skaits $\times 10^{-3}$, min^{-1} ;
 W_{Bio} – piejauktās biodīzeļdegvielas daudzums, %.

Griezes momenta datu starpība ΔM_e (Nm) raksturojas ar sekojošu likumsakarību:

$$\Delta M_e = 36.23 - 26.948 \cdot n + 4.833 \cdot n^2 - 0.073 \cdot W_{Bio} + 1.15 \times 10^{-4} \cdot W_{Bio}^2 + 0.025 \cdot n \cdot W_{Bio} \quad (16)$$

Degvielas masas patēriņa datu starpība ΔG_d ($\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$) raksturojas ar sekojošu likumsakarību:

$$\Delta G_d = 1.318 \cdot n - 0.221 \cdot n^2 + 0.0019 \cdot W_{Bio} + 7.3 \times 10^{-5} \cdot W_{Bio}^2 - 5.46 \times 10^{-4} \cdot n \cdot W_{Bio} - 1.92 \quad (17)$$

Degvielas īpatpatēriņa datu starpība Δg_e ($\text{g} \cdot \text{kWh}^{-1}$) raksturojas ar sekojošu likumsakarību:

$$\Delta g_e = 90.75 \cdot n - 15.68 \cdot n^2 + 0.374 \cdot W_{Bio} + 1.66 \times 10^{-5} \cdot W_{Bio}^2 - 0.126 \cdot n \cdot W_{Bio} - 127.55 \quad (18)$$

Visas iegūtās sakarības tiek raksturotas ar determinācijas koeficientu $R^2 = 0.9$. Savukārt, pie sakarības linearizācijas determinācijas koeficients nebija zemāks par $R^2 = 0.5$, kas norāda, ka precīzi aprēķinot motora darba parametrus jāizmanto 2-ās kārtas sakarības. Teorētiskos pētījumus aprakstošā 1. kārtas sakarība norāda tikai uz lineāras sakarības izmantošanu pētījumos, kas pilnībā neatspoguļo reālus gadījumus, kad motora darbināšanai tiek izmantoti dažādas koncentrācijas biodīzeļdegvielas maisījumi.

Eksperimentālo pētījumu rezultātā iegūtās 2. kārtas sakarības visprecīzāk parāda pamatparametru izmaiņu raksturu salīdzinājumā ar teorētiskos pētījumos iegūtām sakarībām [4]. Pētījumu rezultātā konstatēts, ka, pamatparametru noteikšanai darbā ar biodīzeļdegvielu vai jebkuras koncentrācijas maisījumu ar fosilo dīzeļdegvielu, nav nepieciešams veikt detalizētu aprēķinu, kā tas tika darīts darba teorētisko pētījumu ietvaros atbilstoši aprēķina shēmai. Pilnībā pietiek ar eksperimentāli iegūtajām likumsakarībām. Savukārt, ja ir nepieciešams noskaidrot sadedzes procesa parametrus un izsekot to izmaiņām, tad ir jāveic detalizēts aprēķins atbilstoši parādītajai aprēķina shēmai.

Ekonomiskais izvērtējums

Pētījuma ietvaros konstatēts, ka motora ekspluatācija ar 100% biodīzeļdegvielu ļauj samazināt degvielas izmaksas par 12.2% pie 2000 min^{-1} un par 5.5% pie

4000 min⁻¹, nodrošinot vidējo izmaksu samazinājumu 9.8% robežās visā apgriezienu diapazonā. Šāds samazinājums tiek panākts galvenokārt uz zemākas degvielas cenas rēķina, kas tādējādi kompensē pieaugušo degvielas patēriņu biodīzeļdegvielai salīdzinājumā ar fosilo dīzeļdegvielu. Maisījumiem šis samazinājums ir mazāks, taču nodrošina motora ekspluatācijas līdzekļu ietaupījumus normālas ekspluatācijas apstākļos resp. apgriezienu diapazonā no 2000-3200 min⁻¹. Motora ekspluatācija pie kloķvārpstas nominālajiem apgriezieniem (4000 min⁻¹) darbā ar maisījumu degvielām sadārdzinās par 0.1% darbā ar 5RME un 1.1% darbā ar 20RME, bet darbā ar 35RME degvielas izmaksas ir analogas tām, kādas būtu pie fosilās dīzeļdegvielas izmantošanas. Tas nozīmē, ka biodīzeļdegvielas koncentrācijas pieaugums maisījumā virs 35% sekmē motora ekspluatācijas izdevumu ietaupījumu, ko nodrošina izmaksu ziņā lētākas degvielas izmantošana maisījumā. Līdzīgas izmaiņas konstatētas arī attiecībā uz degvielas izmaksām uz vienu kilovatstundu. Mazo apgriezienu diapazonā (ap 2000 min⁻¹) izdevīgāk pielietot 100% biodīzeļdegvielu vai tās maisījumus ar fosilo dīzeļdegvielu, bet pie lielākiem apgriezieniem (ap 4000 min⁻¹) - fosilo dīzeļdegvielu.

SECINĀJUMI

1. Izstrādāts klasiskā dīzeļmotora termodinamiskais modelis, kas ir piemērots motora darba parametru noteikšanai ar biodīzeļdegvielu RME.
2. Termodinamiskā aprēķina modelis dod iespēju noteikt efektīvās jaudas, efektīvā griezes momenta, degvielas masas patēriņa un īpatpatēriņa izmaiņas atkarībā no degvielas veida, izmēģinājuma apstākļiem un izvēlēta izmēģinājumu režīma. Modeļa aprobēšanas rezultātā iegūtas šo darba parametrus aprakstošās matemātiskās likumsakarības.
3. Dīzeļmotora *XD2P* stenda izmēģinājumos pie dažādiem motora noslodzes režīmiem konstatēts, ka salīdzinājumā ar fosilo dīzeļdegvielu:
 - izmantojot 5RME efektīvā jauda vidēji samazinājās par 0.5%, izmantojot 20RME – par 2.0%, izmantojot 35RME – par 2.7%, bet izmantojot 100RME – par 5.1%.
 - izmantojot 5RME vidējais degvielas masas patēriņš pieauga par 0.6%, izmantojot 20RME – par 1.8%, izmantojot 35RME – par 3.1%, izmantojot 100RME – par 5.5%.
4. Dīzeļmotora *XD2P* stenda izmēģinājumos pie motora kloķvārpstas nominālajiem apgriezieniem darbā ar biodīzeļdegvielu 100RME CO atgāzēs samazinājās par 49.8%, NO_x – par 17.5%, absorbcijas koeficients – par 33.3%, bet biodīzeļdegvielas maisījumam 35RME: CO samazinājās par 45.3%, NO_x – par 5.6%, absorbcijas koeficients – par 13.9% salīdzinājumā ar fosilo dīzeļdegvielu.
5. Motora jaudas, griezes momenta, degvielas masas patēriņa un īpatpatēriņa prognozēšanai vairāk piemērotas eksperimentāli iegūtās 2. kārtas sakarības (11.-14.), ja motora darbināšanai tiek izmantoti dažādas koncentrācijas biodīzeļdegvielas maisījumi.
6. Atgāzu pētījumos darbā ar dīzeļmotoru *XD2P* tika konstatēta zemāka atgāzu temperatūra nekā fosilai dīzeļdegvielai. Vidēji tā samazinās par 2.1....8.7% (35RME), kas savukārt samazina slāpekļa oksīdu daudzumu atgāzēs. Samazinoties atgāzu temperatūrai, tajās pakāpeniski samazinās slāpekļa oksīdu daudzums, un 35RME tas sastāda 6.1...12.1%.
7. Dīzeļmotora *AD3.152* stenda izmēģinājumos konstatēts, ka
 - variējot ar iesmidzināšanas apstēdzes leņķi, lielāks jaudas samazinājums ir pie nominālā iesmidzināšanas apstēdzes leņķa (vidēji 3.8%), nedaudz mazāks (vidēji 1.4%) pie vēlāka iesmidzināšanas apstēdzes leņķa, taču pie agrāka leņķa jaudas vidējā vērtība 100RME gadījumā pieaug (vidēji 0.3%) salīdzinājumā ar analogisku regulējumu darbā ar DD;
 - lielākais degvielas masas patēriņa pieaugums 100RME gadījumā, salīdzinājumā ar analogisku regulējumu darbā ar DD, ir pie agrāka iesmidzināšanas apstēdzes leņķa, sastādot 10.9%, bet mazākais – pie vēlāka, sastādot tikai 1.6%;

- vispozitīvākie rezultāti ir tieši vēlākam iesmidzināšanas apstēdzes leņķa regulējumam (10° pirms AMP), salīdzinot rezultātus darbā ar 100RME pie dažādiem apstēdzes leņķa regulējumiem ar DD nominālo regulējumu. Darbā ar 100RME, salīdzinājumā ar fosilo dīzeļdegvielu, jauda samazinās par 2.6%, CO – par 42.2%, bet degvielas masas patēriņš un HC daudzums atgāzēs praktiski nemainās;
 - dažādos motora darbības režīmos ar dažādas koncentrācijas biodīzeļdegvielas maisījumiem pie nemainīga iesmidzināšanas apstēdzes leņķa regulējuma RME fizikāli-ķīmisko īpašību izmaiņu ietekmē par 8.3% samazinās indicētais spiediens, bet nemainās degvielas iesmidzināšanas, pašuzliesmošanas un sadedzes sākuma moments;
 - brīvā paātrinājuma režīmā pie vēlāka iesmidzināšanas apstēdzes leņķa biodīzeļdegviela, salīdzinājumā ar fosilo dīzeļdegvielu, tiek agrāk (par 0.3°) iesmidzināta sadegšanas kamerā, agrāk (par 1.5°) uzliesmo, bet maksimālā indicētā spiediena vērtība praktiski nemainās. Tas papildus biodīzeļdegvielas sastāvā esošajam skābeklim veicina labāku sadedzes procesa norisi un atgāzu komponentu samazināšanos.
8. Pētījumu rezultātā noskaidrots racionālākais biodīzeļdegvielas maisījums (35RME), kura izmantošana atstāj pozitīvu ietekmi gan uz motora dinamiskajiem, gan ekonomiskajiem parametriem, tajā pašā laikā ievērojami samazinot kaitīgo komponentu daudzumu atgāzēs un degvielas izmaksas. 35RME lietošanas gadījumā jaudas samazinājums ir 2.3%, bet degvielas masas patēriņa pieaugums ir 10.1%. CO daudzums atgāzēs samazinās par 45.3%, bet NO_x - par 5.6% salīdzinājumā ar fosilo dīzeļdegvielu.
 9. Teorētiskie aprēķini liecina, ka biodīzeļdegvielas viskozitātes pieaugums par 87% veicina izsmidzinātās degvielas pilienu vidējā diametra pieaugumu par 1.8%.
 10. Izmantojot biodīzeļdegvielu, motora barošanas sistēmas darbības laikā visos cilindros tika novērots cikliskās padeves pieaugums (par 9.3%). Vidēji par 0.02 MPa pieauga darba spiediens sistēmā, kas saistāms ar lielāku biodīzeļdegvielas viskozitāti.

THE SUBJECT OF THE RESEARCH AND TOPICALITY OF THE PROBLEM

Extinction of oil reserves and decline of the quality of the surrounding environment – these are the problems that have forced companies and research institutions of many countries to focus on searching for new solutions. For reduction of toxicity of engine exhaust gases different methods can be used. One of the most efficient could be improvement of the construction of internal combustion engines increasing the economy of fuel and decreasing the toxicity by means of electronic devices that improve preparation of the mixture and combustion. Nevertheless, such improvements gradually lead to complexity of the automobile construction. Application of toxicity devices is restricted also by the fact that they are comparatively expensive and they are operating with insufficient efficiency. In order to improve the composition of exhaust gases and comply with the EU normative requirements it is necessary to use alternative kinds of fuel that ensure more complete combustion process and do not make the existing construction of the engine more complicated.

In automobiles produced earlier alternative fuels can be used, and recently it is practiced more widely in the public transport in many European countries. At present different alternative fuels are known in the world. They all have definite advantages and disadvantages that are related mainly to costs, accessibility of raw materials, influence on the environment as well as to rebuilding of the necessary vehicles and the attitude of the consumers. Now great attention is paid to internal combustion engine biofuels that are obtained from renewable resources mentioning exactly biodiesel fuel as the most essential example.

Usage of biodiesel fuel does not require to change the construction of the diesel engine and it practically corresponds to the qualities of diesel fuel. Some of the qualities (high cetane number, better lubrication, biologically simple and harmless decomposition etc.) prove the advantages of biodiesel fuel compared to diesel fuel, though there are also such qualities (lower thermal capacity, higher freezing temperature etc.) that can be related to the disadvantages of this fuel. Regardless of these facts production of biodiesel fuel gradually develops all over the world. Only in the EU the total capacity of biodiesel fuel plants in 2009 was 20.909 million tons of which the highest capacity was in Germany – 5.200 million tons and in Spain – 3.656 million tons. The total amount of biodiesel fuel produced in 27 EU countries in 2008 reached 7.7 million tons, that is 35.7% more compared to the year of 2007 [1]. Also the number of enterprises using biodiesel fuel and the number of investigations are increasing. At present there is a lack of research in engines and their adjustment operation regimes at which it is possible to obtain positive dynamic (power, torque), economic (consumption of fuel) and ecological (carbon monoxide, hydrocarbons, nitric oxides etc.) indices of the engine.

Within the frame of the present research possibilities of usage of biodiesel fuels and their mixtures have been analysed. The optimal engine fuel injection advance angle has been searched for at which the engine shows the less decrease in power, torque and increase in fuel consumption at the same time promoting the decrease of

the amount of toxic components in exhaust gases. In addition to this the change of combustion parameters in engine exhaust gases in different exploitation regimes is analyzed and explanations of their influence on the composition of exhaust gases are searched for.

THE AIM AND TASKS OF THE RESEARCH

The aim of the research – to investigate the efficiency of operation of the classic diesel engine if fossil diesel fuel is replaced by rape seed oil methyl ester.

To achieve the aim the following **tasks** were put forward.

1. To develop a diesel engine thermodynamic calculation model and to test it using biodiesel fuel mixtures of different concentration;
2. To determine experimentally the changes of diesel engine dynamic, economic and ecologic parameters using biodiesel fuel mixtures with fossil diesel fuel of different concentration depending on the engine operation regimes;
3. To clarify the compliance of the theoretical research with the results obtained experimentally and to test the possibilities of application of the thermodynamic calculation model for determination of the diesel engine operation parameters using biodiesel fuel mixtures of different concentration;
4. To determine experimentally the optimal fuel injection advance angle and the fuel mixture at which it is possible to obtain the best dynamic, economical and ecological indices;
5. To analyze the process of combustion in the regime of free acceleration at different adjustments of the advance angle operating with fossil diesel fuel and biodiesel fuel;
6. To evaluate the influence of biodiesel fuel on the characteristic parameters of diesel engine high-pressure pump operation.

PRACTICAL AND SCIENTIFIC NOVELTY OF THE RESEARCH

1. A classical diesel engine thermodynamic calculation model that is suitable for determination of the engine operation parameters using biodiesel fuel RME has been elaborated.
2. Classical diesel engine operation parameters using biodiesel fuel and its mixtures have been experimentally determined.
3. Correlations describing the changes of diesel engine power, torque and fuel consumption depending on the composition of biofuel and engine operation regime have been obtained.
4. The optimal fuel injection advance angle using fossil diesel fuel and biodiesel has been stated.
5. The most rational biodiesel fuel mixture (35RME) has been determined the usage of which positively influences the dynamic as well as economic parameters of the engine.

6. The influence of fossil diesel fuel and biodiesel fuel on the operation of the fuel high-pressure pump as well as on the changes of fuel injection parameters has been investigated.

APPROBATION OF THE SCIENTIFIC WORK

The research was carried out in the period from 2003 to 2010. The obtained results are summarized in 16 publications from which all comply with the requirements of generally recognized scientific publications:

1. Smigins R., Aboltins A. (2010) Comparison of model calculations and experimental results of diesel engine fuelled with biodiesel. **In:** *Engineering for Rural Development: Proceedings of 9th International Scientific Conference*, Latvia University of Agriculture, Faculty of Engineering. Jelgava: LUA, p. 166-169.
2. Smigins R., Gorski K. (2008) The effect of injection timing on emissions and performance of biodiesel fuelled engine. **In:** *Biosystems Engineering and Processes in Agriculture.: Proceedings of International Scientific Conference*, Lithuanian University of Agriculture, Institute of Agricultural Engineering: Raudondvaris, p. 111.-115.
3. Osadcuks V., Galins A., Smigins R. (2008) Modernization of a combustion test bench. **In:** *Engineering for Rural Development: Proceedings of 7th International Scientific Conference*, Latvia University of Agriculture, Faculty of Engineering. Jelgava: LUA, p. 103.-107.
4. Gulbis V., Smigins R., Dukulis I. (2007) Experience of biofuel introduction in Latvia. **In:** *Engineering for Rural Development.: Proceedings of 6th International Scientific Conference*, Latvia University of Agriculture, Faculty of Engineering. Jelgava: LUA, p. 12-17.
5. Gorski K., Smigins R. (2007) Selected characteristics of combustion process in diesel engine fuelled with rapeseed oil methyl esters and its blends with petroleum diesel fuel. **In:** *Engineering for Rural Development.: Proceedings of 6th International Scientific Conference*, Latvia University of Agriculture, Faculty of Engineering. Jelgava: LUA, p. 152-157.
6. Šmigins R. (2007) Impact of biodiesel and its blend on engine working parameters. In: Scientific Proceedings of Riga Technical University, part 6 "Transport and engineering", volume 23 "Quality and reliability", RTU, Riga, p. 79-86.
7. Smigins R. (2006) The potential of production and use of liquid biofuels in Latvia. **In:** *Use of Bioenergy in the Baltic Sea Region.: Proceedings of 2nd International Bioenergy Conference*, Fachhochschule Stralsund – University of Applied Sciences. Stralsund, p. 146–153.

8. Gulbis V, Smigins R. (2006) Development of biofuels in the transport sector of Latvia. **In:** *World Bioenergy 2006.*: Proceedings of International Scientific Conference Sweden: Jönköping, p. 115–120.
9. Smigins R. (2006) Analysis of combustion properties of biodiesel and diesel fuel in a direct injection diesel engine. **In:** *Engineering for Rural Development.*: Proceedings of 5th International Scientific Conference, Latvia University of Agriculture, Faculty of Engineering. Jelgava: LUA, p. 68-73.
10. Gulbis V., Šmigins R. (2006) Production of biological fuels: a new prospective economic branch in Latvia. **In:** *Opportunities and problems of economic development.*: Proceedings of International Scientific Conference, Rēzekne: RA, p. 397.-404.
11. Gulbis V., Shmigins R. (2005) Biofuels in Latvia – present state and future perspectives. **In:** *Biomass for Energy, Industry and Climate Protection.*: Proceedings of 14th European Biomass Conference and Exhibition, Paris, pp. 1079–1082.
12. Gulbis V., Shmigins R. (2005) Ecological impact of biodiesel use. **In:** *Environment. Technology. Resources.*: Proceedings of 5th International Scientific Conference, Rēzekne: RA, p. 243–248.
13. Smigins R., Gulbis V., Aizsils G. (2005) Impact of methyl esters on fuel injection system of a compression ignition engine. **In:** *Agricultural Engineering Problems.*: Proceedings of International Scientific Conference, Latvia University of Agriculture, Faculty of Engineering. Jelgava: LUA, p. 94–98.
14. Šmigins R. (2005) Effect of using biodiesel in compression ignition engines. **In:** *Science for Rural Development.*: Proceedings of International Scientific Conference, Latvia University of Agriculture: LUA, p. 50–55.
15. Gulbis V., Šmigins R., Grundulis A., Zihmane K. (2004) Impact of biofuels on performance of diesel engines. **In:** *Progressive Technologies for Energy Production and Usage.*: Proceedings of International Scientific Conference, Latvia University of Agriculture, Faculty of Engineering. Jelgava: LUA, p. 72.-76.
16. Šmigins R., Gulbis V. (2003) The use of biodiesel in buses. **In:** *Vehicles, logistics and alternative fuels.*: Proceedings of International Scientific Conference, Latvia University of Agriculture, Faculty of Engineering. Jelgava: LUA, p. 73.-78.

Results presented in the following international scientific conferences:

1. Selected characteristics of combustion process in diesel engine fuelled with rapeseed oil methyl esters and its blends with petroleum diesel fuel.: 6th International Scientific Conference: *Engineering for Rural Development.*,

Latvia University of Agriculture, Faculty of Engineering. Jelgava, Latvia, May 24-25, 2007.

2. Impact of biodiesel and its blend on engine working parameters. In: Scientific Proceedings of Riga Technical University, part 6 "Transport and engineering", volume 23 "Quality and reliability", RTU, Riga, 2007.
3. The potential of production and use of liquid biofuels in Latvia.: 2nd International Bioenergy Conference *Use of Bioenergy in the Baltic Sea Region.*, Fachhochschule Stralsund – University of Applied Sciences. Stralsund, Germany, November 02 – 04, 2006.
4. Development of biofuels in the transport sector of Latvia. International Scientific Conference *World Bioenergy 2006*. Jönköping, Sweden, May 29 – June 1, 2006.
5. Analysis of combustion properties of biodiesel and diesel fuel in a direct injection diesel engine.: 5th International Scientific Conference *Engineering for Rural Development.*, Latvia University of Agriculture, Faculty of Engineering. Jelgava, Latvia, May 18-19, 2006.
6. Biofuels in Latvia – present state and future perspectives.: 14th European Biomass Conference and Exhibition *Biomass for Energy, Industry and Climate Protection.*, Paris, France, October 17-21, 2005.
7. Ecological impact of biodiesel use.: 5th International Scientific Conference *Environment. Technology. Resources.*, Rēzekne, Latvia, June 16-18, 2005.
8. Impact of methyl esters on fuel injection system of a compression ignition engine.: Proceedings of International Scientific Conference *Agricultural Engineering Problems*, Latvia University of Agriculture, Faculty of Engineering. Jelgava, Latvia, June 2-3, 2005.
9. Effect of using biodiesel in compression ignition engines.: Proceedings of International Scientific Conference *Science for Rural Development.*, Latvia University of Agriculture: Jelgava, Latvia, May 18-21, 2005.
10. Impact of biofuels on performance of diesel engines.: Proceedings of International Scientific Conference *Progressive Technologies for Energy Production and Usage.*, Latvia University of Agriculture, Faculty of Engineering. Jelgava, Latvia, 28.-29. jūnijs, 2004.
11. The use of biodiesel in buses.: Proceedings of International Scientific Conference *Vehicles, logistics and alternative fuels.*, Latvia University of Agriculture, Faculty of Engineering. Jelgava, Latvia, April 23, 2003.

THEORETICAL RESEARCH IN USAGE OF FOSSIL DIESEL FUEL, BIODIESEL FUEL AND ITS MIXTURES

Calculation model

The theoretical research is based on the hypothesis that it is possible to determine theoretically the diesel engine effective power N_e , torque M_e , fuel mass consumption G_d and specific fuel consumption g_e of fuels with different methyl ester admixtures and at different revolutions of the crankshaft using the correlations applicable for fossil diesel fuel and thermodynamic laws that describe engine operated with diesel fuel.

This approbated methodology can be applied if the chemical composition of fuel, the technical parameters as well as the operation conditions and regimes of the engine are known. Knowing the amount of C (carbon), H (hydrogen) and O (oxygen) in the composition of the used fuel it is possible to determine the lowest heat capacity of fuel and the theoretically necessary amount of air for burning of 1 kg fuel.

Knowing the composition of fuel, determine lower heating value H_u ($\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$) using such formula [2]:

$$H_u = 33.91C + 125.60H - 10.89(O - S) - 2.51(9H + W), \quad (1)$$

where C – carbon;

H – hydrogen;

O – oxygen;

S – sulphur;

W – the amount of water vapour in combustion products on 1 unit of fuel (accept $W=0$).

The theoretical amount of oxygen for combustion of 1 kg fuel L_o (kmol) is determined as follows [2]:

$$L_o = \frac{1}{0.208} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right). \quad (2)$$

Knowing the amount of carbon in fuel it is possible to determine the amount of CO_2 in exhaust gases, but the amount of hydrogen in fuel allows for determining of the amount of H_2O in exhaust gases. Knowing the amount of particular components in exhaust gases it is possible to determine the total amount of combustion products in exhaust gases. The total amount of combustion products in exhaust gases (kmol) is determined as follows [2]:

$$M_2 = \frac{C}{12} + \frac{H}{12} + 0.209(\lambda - 1)L_o + 0.79\lambda L_o, \quad (3)$$

where λ – air excess ratio.

It allows to determine the molecular alteration coefficients of the fresh mixture and the operation mixture that indirectly influence the indicated pressure in the

combustion chamber. Knowing the amount of separate components in exhaust gases, the particular coefficients of heat capacity of these gases (filling, remnant gases, heat consumption), air temperature at the end of the process of compression as well as the heat of the operation mixture combustion it is possible to determine the temperature of the mixture at the end of visible combustion. If the burning temperature of the mixture and the pressure at the end of the intake process are known it is possible to determine the pressure at the end of the compression process (MPa) [3]:

$$p_c = p_a \varepsilon^{n_1}, \quad (4)$$

where n_1 – index of polytropic rate;

ε – compression ratio;

p_a – pressure at the end of inlet, MPa.

The value of mentioned pressure affects also indicate pressure in combustion chamber, which determined by formula [3]:

$$p_i = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\kappa \cdot (\rho - 1) + \frac{\kappa \cdot \rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] \cdot \varphi_i, \quad (5)$$

where φ_i – round coefficient of indicator card;

κ – pressure increase ratio;

ρ – preliminary expansion rate;

δ – further expansion rate;

n_1, n_2 – index of polytropic rate.

Knowing the indicated pressure value in the combustion chamber the engine effective power, engine effective torque and consumption of fuel can be calculated. In order to demonstrate the numerous above mentioned processes and their correlations a calculation model has been developed the scheme of which is shown in Figure 1. It can be used if the composition of the used fuels is known in mass percentage and it allows to determine any composition of these fuel mixtures and prognosticate the dynamic (power, torque) and economic (fuel mass consumption, specific fuel consumption) parameters of the diesel engine without performing experimental investigations. The developed calculation model (Fig. 1) is universal and it can be practically applied for the “classical” diesel engine of any kind; it is applicable only at work with fuels the physical - chemical properties of which are close enough to the properties of fossil diesel fuel.

The theoretical calculations applying the calculation model are approbated using the fossil diesel fuel (DD), biodiesel fuel (100RME), 5% biodiesel fuel and fossil diesel fuel mixture (5RME), 20% biodiesel fuel and fossil diesel fuel mixture (20RME), 35% biodiesel fuel and fossil diesel fuel mixture (35RME).

Based on the calculations correlations are obtained that allow to prognosticate the changes of the main engine parameters depending on the crankshaft revolution frequency and the amount of the admixed biodiesel fuel.

The value of theoretically calculated engine power N_e' variate depending on n and W_{Bio} by following expression:

$$N_e' = 11.77 \cdot n - 0.13 \cdot W_{Bio} + 5.85, \quad (6)$$

where N_e' – theoretically calculated effective power, kW;
 n – revolutions of crankshaft $\times 10^{-3}$, min^{-1} ;
 W_{Bio} – biodiesel admixture, %.

The expression of theoretically calculated torque M_e' looks as follows:

$$M_e' = 150.36 - 6.08 \cdot n - 0.044 \cdot W_{Bio}, \quad (7)$$

where M_e' – theoretically calculated engine torque, Nm.

The expression of theoretically calculated fuel mass consumption G_d' looks as follows:

$$G_d' = 3.237 \cdot n + 0.012 \cdot W_{Bio} - 0.396, \quad (8)$$

where G_d' – theoretically calculated fuel mass consumption, $\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$.

The expression of theoretically calculated fuel specific consumption g_e' looks as follows:

$$g_e' = 11.024 \cdot n + 0.388 \cdot W_{Bio} + 191.55, \quad (9)$$

where g_e' – theoretically calculated fuel specific consumption, $\text{g} \cdot \text{kWh}^{-1}$.

In the result of the research it has been concluded [4] that with the increase of the crankshaft revolutions the effective power of the engine and the fuel mass consumption increase. In turn, increase of the amount of admixtures in biofuel promotes the decrease of the torque and increase of the fuel consumption.

Analysis of fuel injection

In the improvement of the diesel engine efficiency great attention is paid to the research in the process of fuel injection. One of the research fields is related to the kind of injectors and the movement of the spray in different points of the combustion chamber.

Not only the parameters of the corresponding environment where fuel is injected but also the physical – chemical properties of fuel essentially influence the quality of injection.

In order to clarify exactly what the influence of the physical – chemical parameters of fuel on the fuel injection is calculation of the injected fuel drops was performed. The diameter d_1 (μm) majority of drops in the jet was determined as follows [5]:

$$d_1 = \delta_1 \left[d_o \left[\left(1 + \frac{d_s}{d_2} \right) + 2 \left(1 - \frac{p_{vid}}{2p_1} \right) \frac{p_1}{p_{vid} + \frac{p_1 d_2}{d_s \pi}} \left(\frac{l_s}{d_s} \right)^{0.125} \right] \left[\left(\frac{\nu}{\nu_o} \right)^{0.15} \right] \right] \quad (10)$$

- where d_s – nozzle hole diameter, mm;
 d_2 – constructive diameter, mm;
 δ_1 – fuel optimal limit coefficient;
 p_{vid} – average injection pressure, MPa;
 p_1 – fuel injection pressure, MPa;
 l_s – the length of nozzle hole, mm;
 ν – fuel kinematic viscosity at 40°C, mm²·s⁻¹;
 ν_o – fuel kinematic viscosity at 20°C, mm²·s⁻¹.

It was calculated that in the jet the diameter of the majority of drops in case of biodiesel fuel comprises 41.1 μm but in case if diesel fuel is used – only 40.4 μm showing the difference 1.8%. It proves that in case of biodiesel fuel thicker injection is formed.

Heat balance theoretical calculations

In order to make certain of the influence of physical – chemical properties of biodiesel fuel on heat return and prognosticate further influence on the composition of exhaust gases the diesel engine heat balance calculation has been performed and the amount of the discharged heat during usage of biodiesel fuel in comparison to fossil diesel fuel has been stated.

In the result of the calculations it has been stated that the amount of heat discharged by exhaust gases using biodiesel fuel reduces - by 0.6% working with 5RME, 2.4% working with 20RME, 3% working with 35RME and 5.8% working with 100RME in comparison to fossil fuel. A little less reduction - 0.3% working with 5RME, 1.5% working with 20RME, 1.9% working with 35RME and 3.4% working with 100RME - was stated in relation to the amount of heat that is equivalent to the efficient work of the engine. In all cases the most essential reason could be exactly lower biodiesel and its mixture heat capacity in comparison to fossil diesel fuel.

In diesel engine exhaust gases different components can be found the most harmful of which are nitric oxides. Nitric monoxide NO is a typical product of air nitrogen oxidation with air oxygen. It is worth mentioning that NO getting into atmosphere starts to oxidizing into NO₂ and this oxidization degree is dependent on the temperature to a great degree – the lower the exhaust gas temperature the correspondingly larger part of NO will oxidize into NO₂. Using biodiesel fuels lower exhaust gas temperature is envisaged in the result of what less content of NO in the

exhaust gases in comparison to fossil diesel fuel is prognosticated. Decrease of the exhaust gas temperature working with biodiesel fuel and its mixtures is proved also by the decrease of the amount of the discharged heat stated in the calculations.

Table 1

Heat balance in work with DD, 5RME, 20RME, 35RME and 100RME

Parameters	DD	5RME	20RME	35RME	100RME
Total amount of heat, J·s ⁻¹	73447	73460	73516	73568	73820
The amount of heat, which is equivalent to engine effective work, J·s ⁻¹	29044	28966	28600	28489	28071
The amount of heat devoted to environment, J·s ⁻¹	18204	18204	18204	18204	18204
The amount of heat discharged by exhaust gases, J·s ⁻¹	18170	18068	17741	17623	17116
Not included amount of heat, J·s ⁻¹	8029	8222	8971	9252	10430

EXPERIMENTAL RESEARCH IN USAGE OF FOSSIL FUEL, BIODIESEL FUEL AND ITS MIXTURES

Research methods

For comparative determination of the engine dynamic (power, torque), economic (specific consumption of fuel, fuel mass consumption) as well as ecological parameters (absorption coefficient, CO, NO, NO_x) a range of experimental investigations was performed in work with engines *XD2P* and *AD3.152* using biodiesel fuel, fossil diesel fuel and mixtures of different concentration. During further experimental work already research in the combustion process was carried out determining the injection pressure, combustion pressure etc. in order to explain the changes of the dynamic, economic and also ecological parameters. The influence of the physical – chemical properties of fuel on the operation of the fuel high-pressure pump and the changes of its main operation parameters (feeding of fuel, pressure before and after the fine fuel filter) was tested.

For the research in the fuel high-pressure pump a distribution-type fuel high-pressure pump *ND-21/2*, that in a set with the nozzles and the filter was dismantled from a tractor *T-25*, was used. The pump was tested in the frequency range: 450-960 min⁻¹ determining the amount of fuel fed during the cycle as well as pressures in low and high pressure systems.

For determination of the engine *XD2P* operation parameters working with biodiesel fuel and its mixtures the following values were fixed – braking force P_b (N), frequency of the crankshaft revolutions n (min⁻¹), fuel consumption G_{do} (g), time t_a (s)

– at the control accelerator level, in a fixed maximal feeding position, at the crankshaft rotation frequency from 2000 to 4000 min^{-1} . For implementation of the trials the direct current engine testing stand *Rapido 100*, PC system, electronic scales *SOEHNLE*, a chronometer, exhaust gas analyzer *KM9104* and exhaust gas analyzer *BOSCH BEA-350* were used.

At the Radom Technical University (working with the engine *AD3.152*) additionally such parameters as the beginning of fuel injection, fuel self-inflammation angle, combustion starting angle, maximal indicated pressure, pressure increase speed, average indicated pressure with the engine operating with BioDD and DD were investigated. For every kind of fuel the following values were also fixed - effective power N_e , kW, effective torque M_e , Nm, fuel consumption G_{do} , ml, time t , s, hydrocarbons *HC*, ppm, carbon dioxide CO_2 , vol. %, carbon monoxide CO , vol. %, content in exhaust gases – at full engine load and at crankshaft revolution frequency n , min^{-1} , from 1000 to 2000 min^{-1} . For implementation of the trials a hydraulic brake *HWZ2*, sensor *AVL N153 QH33D* for determination of the indicated pressure, *AVL QLZZID* for determination of the pressure in the fuel pipe, injector needle rising sensor, crankshaft turning angle sensor *Intron 2048* as well as *AVL DiGas 465* exhaust gas analyzer were used.

The research results are shown in tables and figures that were prepared using *MS Excel* and *MathCad*. Analysing the research results the comparative method is applied.

Investigation of diesel engine fuel equipment high-pressure pumps and nozzles on the stand

Investigating the diesel engine *XD2P* fuel equipment it has been stated that fuel consumption using biodiesel fuel increases – higher cyclic feed has been observed in all cylinders that is related to fuel viscosity (BioDD viscosity is higher by 87% in comparison to DD viscosity). Viscosity influenced also the amount of the injected fuel of the engine *D21A* feeding system – for fossil diesel fuel at 500 min^{-1} the amount of injection comprised 113 grams per cycle, but for rapeseed oil methyl ester it increased by 3% (Figure 2) in comparison to DD [6].

Investigating the feeding system it was stated that at higher pump shaft rotation frequency pressure before the fine fuel filter increases faster than after the fine filter where pressure increases proportionally to the frequency. Thus, the fine fuel filter balances the pressure. The results also proved that the operation pressure with biodiesel fuel is higher and the pressure increase curve is close to the diesel fuel pressure increase curve. Beside, with the pump valve revolutions increasing the pressure difference decreases as at higher revolutions the biodiesel fuel pressure increases faster.

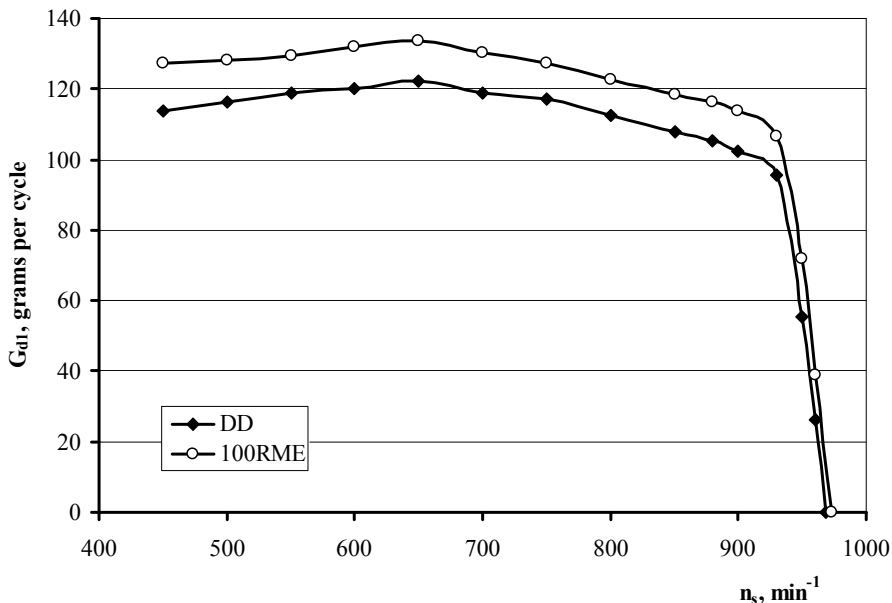


Figure 2. Changes of the amount of fuel injected by one nozzle for two kinds of fuel depending on the pump shaft revolutions n_s of engine D21A

Experimental research in internal combustion engine XD2P

Investigating the diesel engine *XD2P* it has been stated that in comparison to diesel fuel working with biodiesel fuel and its mixtures in all cases the engine effective power decreased depending on the percentual amount of biodiesel fuel in the mixture. Working with 5RME the effective power reduced in the average by 5.1%, working with 20RME – by 2.0%, working with 35RME – by 2.7% but working with 100RME – by 5.1% (Figure 3). The decrease of power in case of using biodiesel fuel and its mixtures can be explained by lower heat capacity of biodiesel fuel [7]. A similar trend has been observed also in relation to the engine torque.

During the experiments small increase of fuel mass consumption and specific consumption has been stated for biofuels in comparison to diesel fuel. In comparison to fossil diesel fuel working with 5RME the average fuel mass consumption increased by 0.6%, working with 20RME – by 1.8%, working with 35RME – by 3.1%, but with working with 100RME – by 5.5%. A similar trend has been observed also in relation to the changes of fuel specific consumption. So, for instance, working with 5RME the average fuel specific consumption increased by 1.0%, working with 20RME – by 3.9%, working with 35RME – by 6.0% but with 100RME – by 11.2%.

During experimental researches following expressions are obtained [4]:

1) for engine effective power N_e (kW):

$$N_e = 25.93 \cdot n - 2.49 \cdot n^2 + 7.75 \times 10^{-3} \cdot W_{Bio} + 1.37 \times 10^{-4} \cdot W_{Bio}^2 - 0.014 \cdot n \cdot W_{Bio} - 13.31 \quad (11)$$

where n – crankshaft rotation frequency $\times 10^{-3}$, min^{-1} ;

W_{Bio} – biodiesel admixture, %.

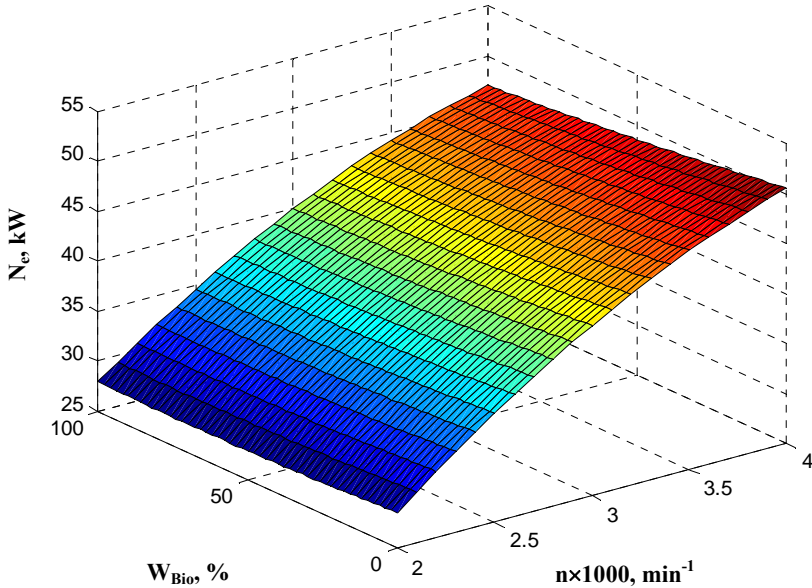


Figure 3. Changes of engine effective power depending on crankshaft rotation frequency and amount of admixed biodiesel fuel

2) for engine effective torque M_e (Nm):

$$M_e = 114.41 + 21.01 \cdot n - 4.85 \cdot n^2 - 0.025 \cdot W_{Bio} + 4.2 \times 10^{-4} \cdot W_{Bio}^2 - 0.026 \cdot n \cdot W_{Bio} \quad (12)$$

3) for fuel mass consumption G_d ($\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$):

$$G_d = 1.733 \cdot n + 0.233 \cdot n^2 + 3.8 \times 10^{-5} \cdot W_{Bio} - 8.5 \times 10^{-5} \cdot W_{Bio}^2 + 4.46 \cdot 10^{-3} \cdot n \cdot W_{Bio} + 1.96 \quad (13)$$

4) for fuel specific consumption g_e ($\text{g} \cdot \text{kWh}^{-1}$):

$$g_e = 324.75 - 83.58 \cdot n + 16.207 \cdot n^2 + 0.047 \cdot W_{Bio} - 2.62 \times 10^{-3} \cdot W_{Bio}^2 + 1.48 \cdot n \cdot W_{Bio} \quad (14)$$

All obtained correlations have high determination coefficient $R^2 = 0.9$. In turn, the graphs obtained for every parameter (Fig. 2) allow for objective reasoning about their changes not only depending on the crankshaft revolutions but also on the amount of the admixed biodiesel fuel. The correlations show generally expressed features of using biodiesel fuel and its mixtures – during application the power and torque decrease, the fuel mass consumption and specific consumption increase depending on the amount of the admixed biodiesel fuel in the basic fuel.

Influence of fossil diesel fuel and BioDD on changes of exhaust gas components

In the result of the experimental research in exhaust gases it has been stated that the increase of the engine crankshaft rotation frequency facilitates the increase of oxides (NO_x , NO and CO) working with DD and 35 RME. For biodiesel fuel mixture the increase of nitric oxides NO_x is much smaller and in comparison to fossil diesel fuel it on the average decreases by 11.3%. Much larger changes have been stated in relation to the content of CO in the engine exhaust gases. For fossil fuel in comparison to 35RME the amount of carbon monoxides in exhaust gases is smaller, nevertheless, in the range of the crankshaft rotation frequency from 3000...4000 min^{-1} it intensively increases.

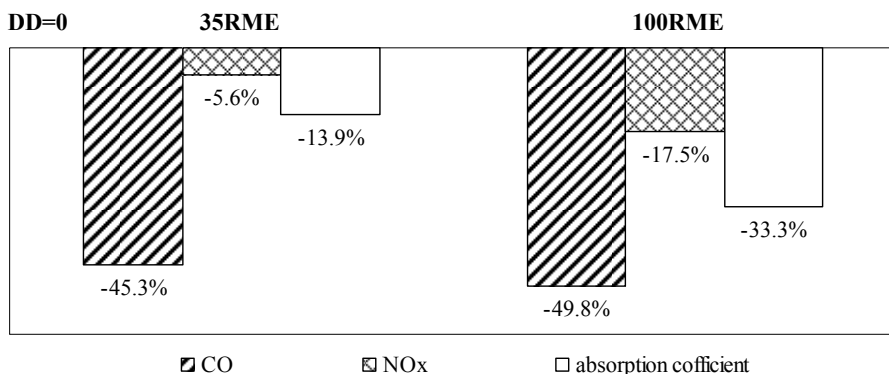


Figure 4. **Changes of carbon monoxide, nitric oxide and absorption coefficient working with biodiesel fuel and it mixture at nominal engine revolutions in comparison to fossil diesel fuel**

In the engine stand experiments in nominal crankshaft rotation frequency considerable decrease of carbon monoxide proved to be true – even up to 50% working with 100RME (Fig. 4). Nitric oxides reduced up to even 17.5% in comparison to fossil diesel fuel. The decrease of this harmful element in exhaust gases is related to

more complete combustion process that in the case of biofuels is improved by chemically attracted oxygen [8].

Research in exhaust gas temperatures working with BioDD and its mixtures

In the result of the experimental measurements it has been stated that the temperature of exhaust gases for biodiesel fuel mixtures is lower than the temperature of exhaust gases created in the result of burning fossil diesel fuel. It could be related to lower biodiesel fuel heat capacity that in mixture with fossil fuel still gives some influence.

The temperature of exhaust gases created in the process of burning biodiesel fuel mixture 35RME decreased by 2.1...8.7% in comparison to fossil diesel fuel. In total during the experiments the temperature of fossil diesel fuel exhaust gases reached the mark 565.8°C, but 35RME correspondingly – 556.9°C.

Much more changes have been stated investigating the influence of temperature on the content of CO in engine exhaust gases. For fossil diesel fuel in comparison to biodiesel fuel mixture the amount of carbon monoxides in exhaust gases is less, but in the temperature range from 427...556°C it intensively increases. In the experiments it was proved that the decrease of the exhaust gas temperature facilitates the decrease of nitric oxides (NO_x) in exhaust gases – in case of biodiesel fuel mixture the exhaust gas temperature is lower in the result of what also the amount of NO_x is less in exhaust gases. So, for instance, the average exhaust gas temperature difference between 35RME and DD comprises approximately 30°C, but the NO_x difference between both fuels comprises approximately 27 ppm.

Experimental research in the combustion process

In the experiment biodiesel fuel RME (rape seed oil methyl ester) produced in Poland was used. The fossil fuel available in the market in Poland was used as comparative fuel as well as diesel fuel components.

Table 2

Physico-chemical properties of tesetd fuels

Parameters	Fuel					
	0RME	20RME	40RME	60RME	80RME	100RME
Density at 20°C, g·cm ⁻³	0.838	0.851	0.867	0.876	0.875	0.881
Viscosity 40°C, mm ² ·s ⁻¹	3.27	3.63	4.35	4.72	4.73	4.95
Heating value, MJ·kg ⁻¹	43.2	–	40.0	38.1	37.5	36.2
Heating value, MJ·dm ⁻³	36.20	–	34.68	33.38	32.81	31.89
Cetane number	50	–	–	–	–	63

The engine parameters and the composition of exhaust gases were determined working with the following fuel mixtures (the amount of the mixture components is given in volume percentage), see Table 2: 100% fossil diesel (0RME); 20% rapeseed oil methyl ether + 80% fossil diesel (20RME); 40% rapeseed oil methyl ether + 60% fossil diesel (40RME); 60% rapeseed oil methyl ether + 40% fossil diesel (60RME); 80% rapeseed oil methyl ether + 20% fossil diesel (80RME); 100% rapeseed oil methyl ether (100RME).

Analysis of the experimental research results (at definite crankshaft revolutions)

In the result of the research it has been stated that the fall of the average indicated pressure in every corresponding regime of the engine operation speed in comparison to fossil diesel fuel has reduced by 4.9% (20RME), 5.3% (40RME), 10.6% (60RME), 9.2% (80RME) and 11.4% (100RME). The character of changes does not occur at linear correlation. It has also been stated that admixture of biodiesel fuel DD in any concentration does not influence the starting moment of injection, self-inflammation moment and starting of the combustion process.

Attention should be paid to the pressure increase rate that reduces with the increase of RME concentration in the mixture (Fig. 5). Basically it is related to the reduction of the fuel heat capacity that in the case of RME comprises 36.2 MJkg^{-1} , but in the case of fossil diesel fuel 43.2 MJkg^{-1} [9].

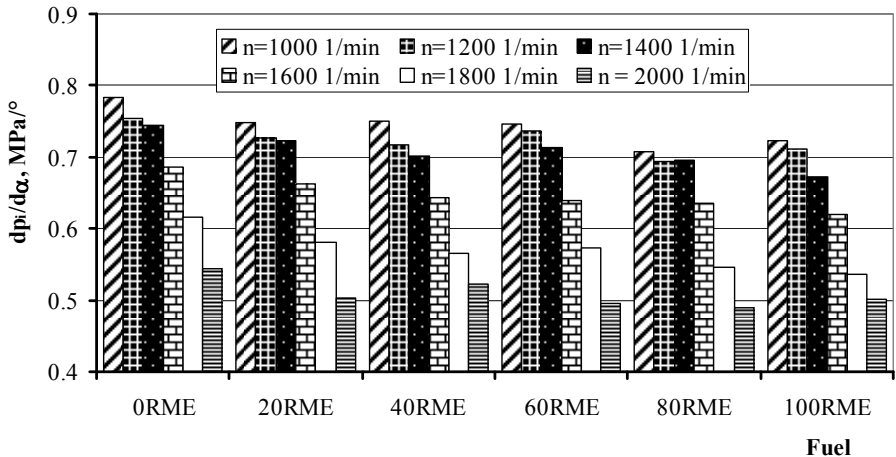


Figure 5. Changes of indicated pressure increase rate with engine operating with different kinds of biodiesel fuel at definite engine crankshaft revolutions

As the cetane number of both fuels (DD and 100RME) was tested that in the case of biodiesel fuel is comparatively bigger than in the case of fossil diesel fuel, then it is

possible to conclude that higher cetane number facilitates the reduction of time between fuel injection and inflammation of the mixture. Due to this it facilitates the reduction of the pressure increase rate in the case of biofuel mixture what is proved by the performed experiments.

Research in engine power, economic and ecological parameters working with biodiesel fuel at different settings of engine injection advance angle

In addition to the above described experimental research engine trials were performed with the aim to determine the influence of the injection advance angle on the engine operation parameters and the composition of exhaust gases at different settings of this angle: earlier (20° before TDC), nominal (15° before TDC) and later (10° before TDC).

The results showed the decrease of power working with 100RME practically in all engine operation regimes independent of the injection advance angle setting. Higher power reduction has been stated exactly at the nominal injection advance angle (in the average 3.8%), a little less (in the average 1.4%) at later injection advance angle, but at earlier angle the average value even increased in the case of 100RME (in the average 0.3%) in comparison to analogical setting working with DD. The changes of the torque were less considerable and varied practically in the range of 1...2% at all injection advance angle settings.

Measuring the fuel consumption at different injection advance angles the results showed 6.3% increase of fuel consumption at the nominal injection advance angle setting showing the maximal possible value 9.5% at 1400 min⁻¹. The highest fuel mass increase in the case of 100RME in comparison to analogical setting working with DD was stated at earlier injection advance angle comprising 10.9% or 0.66 kg·h⁻¹, but the lowest – at later, comprising already 1.6% or 0.99 kg·h⁻¹.

Completely opposite situation is observed in relation to exhaust gases of internal combustion engines. At the nominal injection advance angle working with 100RME minimal decrease of HC was stated (in the average 2.3%). The increase of HC was stated at earlier injection advance angle (in the average 9.9%), but considerable decrease at later injection advance angle (in the average 24.7%).

The decrease of carbon monoxide (CO) working with 100RME was stated at all settings of injection advance angles – at the nominal angle CO reduction by 46.8%, at earlier – by 29.8%, at later – by 27.1% (Fig. 6).

Carbon dioxide (CO₂) reduced by 1.2% at the nominal angle and 1.1% at later injection advance angle. At earlier injection advance angle the changes of CO₂ are not practically observed except separate regimes – 1000, 1200 and 1400 min⁻¹ – when the increase varied only in the range of 2%.

In the result of the research it has been concluded that at analogous setting working with 100RME the best results are obtained at later injection advance angle as the reduction of power and torque in this case comprised only 1...2% but the consumption of fuel increased by 1.6% thus showing sufficiently minimal changes of the main parameters. In this case positive changes have been stated also in relation to

exhaust gases – HC reduced by 24.7%, CO – by 27.1% but CO₂ increased only a little – by 1.0%.

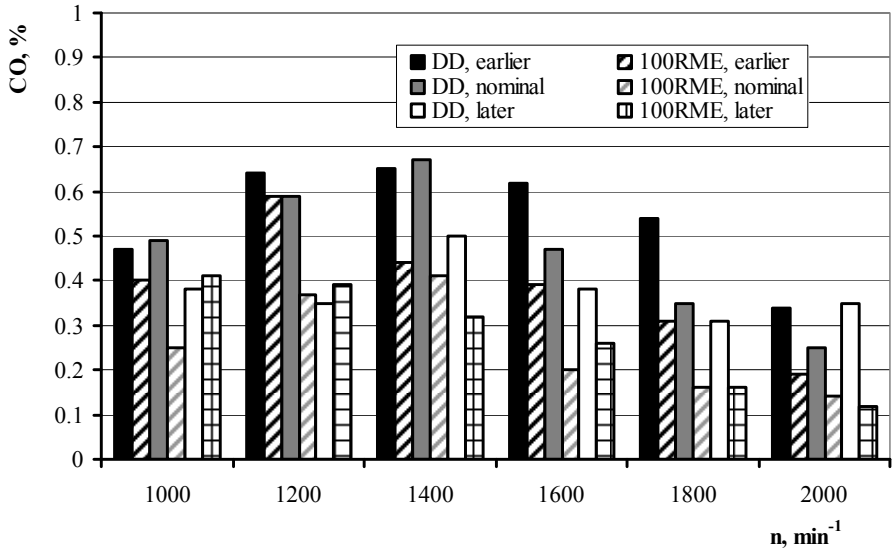


Figure 6. Amount of carbon monoxide in exhaust gases, % changes with engine operating with different fuels at different injection advance angle settings

Comparing the results working with 100RME at different injection advance angle settings with DD nominal setting it was proved that the most positive results are obtained exactly for later injection advance angle setting. In this case the power working with RME in comparison to fossil diesel fuel reduced by 2.6%, CO – by 42.2%, but the values of fuel mass consumption and HC in exhaust gases do not change [10]. Also there was a small increase of CO₂ (in the average by 1.3%). It could be related to the fact that fuel injected later burns more completely showing sufficiently positive dynamic, economic and ecological indices of the engine.

Research in combustion process parameters in the regime of free acceleration working with biodiesel fuel at different engine injection advance angle settings

Performing experiments in the free acceleration regime with biodiesel fuel (100RME) and fossil diesel fuel (DD) at three different injection advance angle settings: earlier (20° before TDC), nominal (15° before TDC) and later (10° before TDC) the combustion process parameter values were analysed in more detail.

Summarising the experimental results in relation to earlier fuel injection it was stated that the difference between the maximal pressure values for DD and 100RME is considerably larger. Earlier injection advance angle could not be used in engine

operation as practically always the most essential engine operation indices become worse. Also in the given experiments at an earlier fuel injection considerable increase of the indicated pressure could be observed in comparison to the nominal injection angle. The character of the curves showed that the pressure p_{imax} in the combustion chamber in the case of DD decreased unevenly. The same, also larger measuring point dispersion can be observed. It is due to the fact that the combustion process starts faster and the pressure in the combustion chamber grows considerably already at the beginning of the process so influencing the course of all the further combustion process, especially working with fossil diesel fuel. In turn, at the nominal injection advance angle setting the average maximal indicated pressure value in work with 100RME in comparison to DD increased in total by 0.8% or 0.065 MPa. At the later fuel injection advance angle setting small decrease of the maximal indicated pressure was stated.

Considering the increase of the indicated pressure at an earlier injection advance angle also higher pressure increase rate can be observed. In the case of fossil diesel fuel higher pressure increase rate in comparison to 100RME has been stated, though already at the 2100 min^{-1} the values gradually even up. The pressure increase speed at the nominal injection advance angle for 100RME as well as in the case of DD is comparatively equal. It means that in the given regime the fuel heat capacity that usually influences the pressure increase rate cannot influence it with the engine working in the free acceleration regime. In turn, at the later injection advance angle setting the obtained pressure increase rate values with both fuels are correspondingly lower in comparison to the experimental results at earlier and nominal injection advance angle that is proved also by other data characterizing this setting – the beginning of fuel injection and combustion.

It is also completely logical that changing the injection advance angle also the starting moment of injection changes. Besides, the most essential differences are observed at small crankshaft revolutions. Increasing the revolutions, the injection starting moment for both fuels at an earlier injection advance angle practically did not change. Working with biodiesel fuel at the nominal injection advance angle injection started sooner than with DD. Increasing the revolutions, this difference between 100RME and DD considerably increased. With this, in this case a considerable influence of the physical-chemical properties of fuel on the beginning of injection can be observed. On the opposite to the beginning of injection, combustion in the case of DD starts a little sooner.

The beginning of combustion at different injection advance angle settings is rather similar – biodiesel fuel starts to burn faster. A practically identical combustion process for both fuels is only at the nominal injection advance angle setting. The fastest burning process for 100RME was at the earlier injection advance angle (Figure 7) maintaining this trend in the whole range of revolutions. An earlier injection moment caused faster starting of the fuel mixture burning as it was not possible to obtain such indicated pressure as it would be working with fossil diesel fuel. The choice of the correct indicated pressure is an important factor as choosing the fuel injection and burning moments correctly can essentially influence the formation of the harmful

components in the exhaust gases. As it is known, their formation is related to the temperature changes and thus also with the pressure.

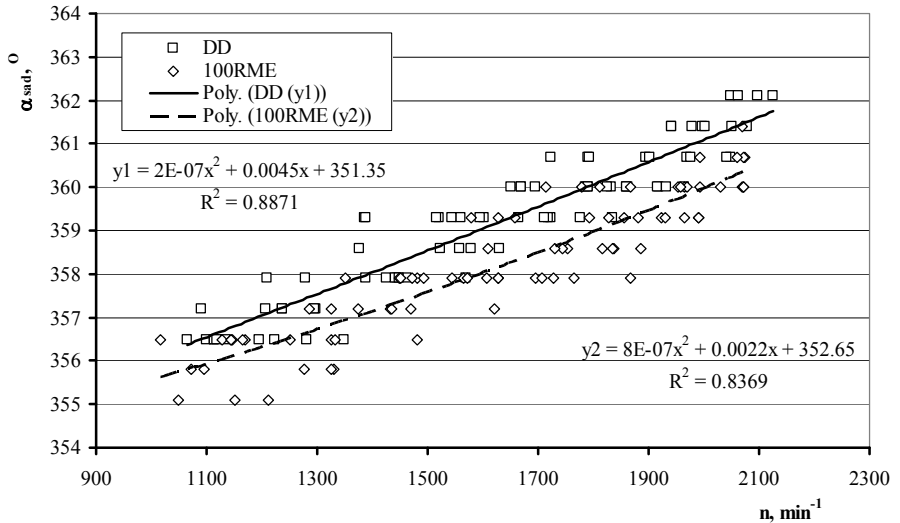


Figure 7. Changes of the combustion starting moment with the engine working with biodiesel fuel and fossil fuel at earlier injection advance angle

ANALYSIS OF THE RESEARCH RESULTS

Comparing the results of the theoretical calculations and experimental research differences in the values of the researched parameters have been stated. In the result of calculations (at 2000 min^{-1}) it has been determined that using 100RME in comparison to fossil diesel fuel the engine power should decrease by 3.4%, in the case of 35RME – by 1.9%, 20RME – by 1.5% but in the case of 5RME – by 0.3%. Experimentally the power decrease correspondingly by 2.7% (100RME), 1.6% (35RME), 1.1% (20RME) and 0.7% (5RME) has been stated. A similar trend has been stated also in relation to the torque.

In the result of the calculations it has been stated that using 100RME the average indicated pressure should decrease by 2.8%, using 35RME – by 1.7%, using 20RME – by 1.3% but 5RME – by 0.2% in comparison to fossil diesel fuel. The experimental results with the engine *AD3.152* show that also practically the reduction of the pressure is observed in the frame of 3% working with 100RME in comparison to DD.

Evaluating the theoretically calculated and experimentally obtained data correlations have been obtained that characterize the differences of these data and can be used for calculation.

The differences have been obtained subtracting values of experimental researches from values of theoretical researches. The difference of effective power values ΔN_e (kW) characterized with following expression:

$$\Delta N_e = 13.5 - 10.22 \cdot n + 1.857 \cdot n^2 - 0.024 \cdot W_{Bio} + 2.72 \times 10^{-5} \cdot W_{Bio}^2 + 9.23 \times 10^{-3} \cdot n \cdot W_{Bio} \quad (15)$$

where n – crankshaft rotation frequency $\times 10^{-3}$, min^{-1} ;

W_{Bio} – biodiesel admixture, %.

The difference of torque values ΔM_e (Nm) characterized with following expression:

$$\Delta M_e = 36.23 - 26.948 \cdot n + 4.833 \cdot n^2 - 0.073 \cdot W_{Bio} + 1.15 \times 10^{-4} \cdot W_{Bio}^2 + 0.025 \cdot n \cdot W_{Bio} \quad (16)$$

The difference of fuel mass consumption values ΔG_d ($\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$) characterized with following expression:

$$\Delta G_d = 1.318 \cdot n - 0.221 \cdot n^2 + 0.0019 \cdot W_{Bio} + 7.3 \times 10^{-5} \cdot W_{Bio}^2 - 5.46 \times 10^{-4} \cdot n \cdot W_{Bio} - 1.92 \quad (17)$$

The difference of fuel specific consumption values Δg_e ($\text{g} \cdot \text{kWh}^{-1}$) characterized with following expression:

$$\Delta g_e = 90.75 \cdot n - 15.68 \cdot n^2 + 0.374 \cdot W_{Bio} + 1.66 \times 10^{-5} \cdot W_{Bio}^2 - 0.126 \cdot n \cdot W_{Bio} - 127.55 \quad (18)$$

All obtained correlations are characterized by the determination coefficient $R^2 = 0.9$. In turn, at linearization of the correlation the determination coefficient was not lower than $R^2 = 0.5$, that shows that calculating precisely the engine operation parameters the correlations of the 2nd rank are to be used. The correlation of the 1st rank describing the theoretical investigations indicates only the application of the linear correlation in the research that does not reflect completely actual cases when for engine operation biodiesel fuel mixtures of different concentration are used.

The correlations of the 2nd rank obtained in the result of the experimental research show most precisely the change of the parameters in comparison to the correlations obtained in the theoretical research [4]. In the result of the research it has been stated that for the determination of the parameters working with biodiesel fuel or a mixture with fossil fuel of any concentration it is not necessary to perform detailed calculation as it was done within the frame of the theoretical research in accordance with the calculation scheme. It is fully enough with the correlations obtained experimentally. In turn, if it is necessary to obtain the parameters of the combustion process and to follow their alterations a detailed calculation is to be performed in accordance to the shown calculation scheme.

Economic evaluation

Within the frame of the research it has been stated that operation of the engine with 100% biodiesel fuel allows for reduction of the expenses for fuel by 12.2% at 2000 min^{-1} and by 5.5% at 4000 min^{-1} ensuring the average reduction in costs in the frame of 9.8% in the whole range of revolutions. Such reduction is achieved mainly on the account of a lower fuel price that so compensates the increased consumption of fuel for biodiesel fuel in comparison to fossil diesel fuel. For mixtures this decrease is smaller but it ensures saving of the engine operation means in normal operation conditions, resp., in the range of revolutions from 2000-3200 min^{-1} . The engine operation at the nominal crankshaft revolutions (4000 min^{-1}) working with fuel mixtures rises in price by 0.1% working with 5RME and 1.1% working with 20RME but working with 35RME the fuel costs are analogous to that with using fossil diesel fuel. It means that increase of biodiesel fuel concentration in the mixture above 35% facilitates saving of the engine operation costs that is ensured by usage of cheaper fuel in mixtures. Similar changes have been stated also in relation to fuel costs per one kilowatt-hour. In the range of small revolutions (about 2000 min^{-1}) it is more useful to use 100% biodiesel fuel or its mixtures with fossil fuel, but at higher revolutions (about 4000 min^{-1}) – fossil diesel fuel.

CONCLUSIONS

1. A classic diesel engine thermodynamic model that is suitable for determination of the engine operation parameters with biodiesel fuel RME has been developed.
2. The thermodynamic calculation model allows for determination of the changes of the effective power, effective torque, fuel mass consumption and specific consumption depending on the kind of fuel, experimental conditions and selected testing regime. In the result of the model approbation mathematical correlations describing these operation parameters have been obtained.
3. In diesel engine *XD2P* stand experiments at different engine load regimes it has been stated that in comparison to fossil diesel fuel:
 - using 5RME the effective power reduced in the average by 0.5%, using 20RME – by 2.0%, using 35RME – by 2.7% but using 100RME – by 5.1%;
 - using 5RME the average fuel mass consumption increased by 0.6%, using 20RME – by 1.8%, using 35RME – by 3.1%, using 100RME – by 5.5%.
4. In diesel engine *XD2P* stand experiments at nominal engine crankshaft revolutions working with biodiesel fuel 100RME CO in exhaust gases reduced by 49.8%, NO_x – by 17.5%, absorption coefficient – by 33.3%, but for biodiesel mixture 35RME: CO reduced by 45.3%, NO_x – by 5.6%, absorption coefficient – by 13.9% in comparison to fossil diesel fuel.
5. For prognosticating of the engine power, torque, fuel mass consumption and specific consumption the experimentally obtained correlations of the second rank (11.-14.) have been adapted that completely reflect the actual situation in cases when for engine operation biodiesel fuel mixtures of different concentration are used.
6. In the research in exhaust gases working with the diesel engine *XD2P* lower exhaust gas temperature was stated than for fossil diesel fuel. In the average it reduces by 2.1...8.7% (35RME) that, in turn, reduces the amount of nitrogen oxides in the exhaust gases. With reducing of the exhaust gas temperature it gradually reduces the amount of nitrogen oxides, and for 35RME it comprises 6.1...12.1%.
7. In diesel engine *XD2P* stand experiments it was stated that
 - modifying the injection advance angle there is bigger reduction at the nominal injection advance angle (in the average 3.8%), a little less (in the average 1.4%) at the later injection advance angle, but at the earlier injection advance angle the average value of power in the case of 100RME increases (in the average 0.3%) in comparison to analogous setting working with DD;
 - the largest increase of fuel mass consumption in the case of 100RME in comparison to analogous setting working with DD is at the earlier

- injection advance angle, comprising 10.9%, but less – at later, comprising only 1.6%;
- the most positive results are exactly for the later injection advance angle setting (10° before TDC) comparing the results working with 100RME at different injection advance angle settings with DD nominal setting. Working with 100RME in comparison to fossil diesel the power decreases by 2.6%, CO – by 42.2%, but the values of fuel mass consumption and HC in exhaust gases do not change;
 - at different engine operation regimes working with biodiesel fuel mixtures of different concentrations at stable injection advance angle setting under the influence of RME physical-chemical properties the indicated pressure decreases by 8.3%, but the fuel injection, self-inflammation and combustion starting moments do not change;
 - in the regime of free acceleration at the later injection advance angle setting biodiesel fuel comparing to fossil diesel is sooner injected (by 0.3°) in the combustion chamber, sooner (by 1.5°) inflames, but maximal indicated pressure practically do not change. It in addition to oxygen in the composition of biodiesel fuel facilitates better course of the process of combustion and reduction of the exhaust gas components.
8. In the result of the research the most rational biodiesel fuel mixture (35RME) has been determined the usage of which positively influences the dynamic as well as economic parameters of the engine at the same time reducing the amount of harmful components in exhaust gases and fuel costs. In the case of using 35RME the reduction of power is 2.3%, but the increase of fuel mass consumption – 10.1%. The amount of CO in exhaust gases decreases by 45.3%, but NO_x – by 5.6% in comparison to fossil diesel fuel.
 9. Theoretical research shows, that increase of biodiesel fuel viscosity by 87% promotes increase of the average diameter of the drop in the fuel injection jet by 1.8%.
 10. Using biodiesel fuel during the operation of the feeding system in all cylinders the increase of cyclical feeding (by 9.3%) was observed. In the average by 0.02 MPa the operation pressure increased in the system that can be related to higher (by 87%) viscosity of biodiesel fuel.

Izmantotie informācijas avoti

Sources of information

1. European Biodiesel Board: statistics [tiešsaiste] [skatīts 2009.g. 18.decembris]. Pieejams: <http://www.ebb-eu.org/stats.php>
2. Колчин А.И. (2003) *Расчёт автомобильных и тракторных двигателей*. Учеб. пособие. 3-е изд. Москва: Высш. школа. 496 с.
3. *Traktoru un automobiļu motoru konstrukcija, teorija un aprēķins* (1980). J. Kažoka un G. Melgalvja red. Rīga: Zvaigzne. 375 lpp.
4. Smigins R., Aboltins A. (2010) Comparison of model calculations and experimental results of diesel engine fuelled with biodiesel. **In:** *Engineering for Rural Development: Proceedings of 9th International Scientific Conference*, Latvia University of Agriculture, Faculty of Engineering. Jelgava: LUA, p. 166-169.
5. Кутовой В.А. (1981) *Впрыск топлива в дизелях*. Москва: Машиностроение. 60 с.
6. Smigins R., Gulbis V., Aizsils G. (2005) Impact of methyl esters on fuel injection system of a compression ignition engine. **In:** *Agricultural Engineering Problems: proceedings of international scientific conference*. Latvia University of Agriculture. Faculty of Engineering. Jelgava: LUA, p. 94–98.
7. Šmigins R. (2007) Impact of biodiesel and its blend on engine working parameters. **In:** *Scientific Proceedings of Riga Technical University*, part 6: Transport and engineering, vol. 23: Quality and Reliability, RTU: Riga, p. 79-86.
8. Gulbis V., Shmigins R. (2005) Ecological impact of biodiesel use. **In:** *Environment. Technology. Resources: Proceedings of 5th international scientific conference*. Rēzekne: RA, p. 243–248.
9. Gorski K., Smigins R. (2007) Selected characteristics of combustion process in diesel engine fuelled with rapeseed oil methyl esters and its blends with petroleum diesel fuel. **In:** *Engineering for Rural Development: proceedings of 6th international scientific conference*. Latvia University of Agriculture. Faculty of Engineering. Jelgava: LUA, p. 152-157.
10. Smigins R., Gorski K. (2008) The effect of injection timing on emissions and performance of biodiesel fuelled engine. **In:** *Biosystems Engineering and Processes in Agriculture: proceedings of international scientific conference*, Lithuanian University of Agriculture. Institute of Agricultural Engineering. Raudondvaris, p. 111-115.