

VILNIAUS GEDIMINO TECHNIKOS UNIVERSITETAS

Donatas KRIAUCIŪNAS

BIODUJOMIS VEIKIANČIO KIBIRKŠTINIO  
UŽDEGIMO VARIKLIO EKOLOGINIŲ IR  
ENERGINIŲ RODIKLIŲ GERINIMAS

DAKTARO DISERTACIJA

TECHNOLOGIJOS MOKSLAI,  
TRANSPORTO INŽINERIJA (T 003)

Vilnius, 2022

Disertacija rengta 2017–2022 metais Vilniaus Gedimino technikos universitete.

### **Vadovas**

doc. dr. Saugirdas PUKALSKAS (Vilniaus Gedimino technikos universitetas, transporto inžinerija – T 003).

Vilniaus Gedimino technikos universiteto Transporto inžinerijos mokslo krypties disertacijos gynimo taryba:

### **Pirmininkas**

prof. dr. Gintautas BUREIKA (Vilniaus Gedimino technikos universitetas, transporto inžinerija – T 003).

### **Nariai:**

prof. dr. Stasys SLAVINSKAS (Vytauto Didžiojo universitetas, transporto inžinerija – T 003),

dr. Nerijus STRIŪGAS (Lietuvos energetikos institutas, energetika ir termoinžinerija – T 006),

prof. habil. dr. Stanislaw SZWAJA (Čenstakavos technologijos universitetas, Lenkija, energetika ir termoinžinerija – T 006),

doc. dr. Gediminas VAIČIŪNAS (Vilniaus Gedimino technikos universitetas, transporto inžinerija – T 003).

Disertacija bus ginama viešame Transporto inžinerijos mokslo krypties disertacijos gynimo tarybos posėdyje **2022 m. rugpjūčio 31 d. 10 val.** Vilniaus Gedimino technikos universiteto senato posėdžių salėje.

Adresas: Saulėtekio al. 11, LT-10223 Vilnius, Lietuva.

Tel.: (8 5) 274 4956; faksas (8 5) 270 0112; el. paštas doktor@vilniustech.lt

Pranešimai apie numatomą ginti disertaciją išsiųsti 2022 m. liepos 29 d.

Disertaciją galima peržiūrėti Vilnius Gedimino technikos universiteto talpykloje <http://dspace.vgtu.lt>, Vilniaus Gedimino technikos universiteto (Saulėtekio al. 14, LT-10223 Vilnius, Lietuva), Klaipėdos universiteto (H. Manto g. 84 K5, LT-92294 Klaipėda, Lietuva), Vytauto Didžiojo universiteto (K. Donelaičio g. 52-215 kab., LT-44244 Kaunas, Lietuva), Kauno technologijos universiteto (K. Donelaičio g. 20, LT-44239 Kaunas, Lietuva) bibliotekose.

Vilniaus Gedimino technikos universiteto 2022-038-M mokslo literatūros knyga

doi:10.20334/2022-038-M

© Vilniaus Gedimino technikos universitetas, 2022

© Donatas Kriaučiūnas, 2022

*donatas.kriauciunas@vilniustech.lt*

VILNIUS GEDIMINAS TECHNICAL UNIVERSITY

Donatas KRIAUCIŪNAS

IMPROVEMENT OF ENVIRONMENTAL AND  
ENERGY PERFORMANCE OF SPARK  
IGNITION ENGINE WORKING ON BIOGAS

DOCTORAL DISSERTATION

TECHNOLOGICAL SCIENCES,  
TRANSPORT ENGINEERING (T 003)

Vilnius, 2022

Doctoral dissertation was prepared at Vilnius Gediminas Technical University in 2017–2022.

### **Supervisor**

Assoc. Prof. Dr Saugirdas PUKALSKAS (Vilnius Gediminas Technical University, Transport Engineering – T 003).

The Dissertation Defense Council of Scientific Field of Transport Engineering of Vilnius Gediminas Technical University:

### **Chairman**

Prof. Dr Gintautas BUREIKA (Vilnius Gediminas Technical University, Transport Engineering – T 003).

### **Members:**

Prof. Dr Stasys SLAVINSKAS (Vytautas Magnus University, Transport Engineering – T 003),

Dr Nerijus STRIUGAS (Lithuanian Energy Institute, Energetics and Power Engineering – T 006),

Prof. Dr Habil. Stanislaw SZWAJA (Czestochowa University of Technology, Poland, Energetics and Power Engineering – T 006),

Assoc. Prof. Dr Gediminas VAIČIŪNAS (Vilnius Gediminas Technical University, Transport Engineering – T 003).

The dissertation will be defended at the public meeting of the Dissertation Defense Council of Transport Engineering in the Senate Hall of Vilnius Gediminas Technical University at **10 a. m. on 31 August 2022.**

Address: Saulėtekio al. 11, LT-10223 Vilnius, Lithuania.

Tel.: +370 5 274 4956; fax +370 5 270 0112; e-mail: doktor@vilniustech.lt

A notification on the intended defending of the dissertation was send on 29 July 2022. A copy of the doctoral dissertation is available for review at Vilnius Gediminas Technical University repository <http://dspace.vgtu.lt> and at the Library of Vilnius Gediminas Technical University (Saulėtekio al. 14, LT-10223 Vilnius, Lithuania), at the library of Klaipėda University (H. Manto st. 84 K5, LT-92294 Klaipėda, Lithuania), at the library of Vytautas Magnus University (K. Donelaičio st. 52-215 rm., LT-44244 Kaunas, Lithuania), and at the library of Kaunas University of Technology (K. Donelaičio st. 20, LT-44239 Kaunas, Lithuania).

# Reziumė

Biodujos yra potenciali iškastinės kilmės degalų ir aplinkos taršos mažinimo priemonė, apimanti atliekų tvarkymą, alternatyvių degalų gamybą ir naudojimą, trąšų ir elektros gamybą. Biodujos gali pakeisti dalį iškastinės kilmės degalų, naudojamų transporto bei energijos šakose, ir sumažinti bendrą šiltnamio efektą sukeliančių dujų emisiją. Siekiama įvertinti biodujų potencialą ir pritaikymą vidaus degimo varikliuose, suplanuoti ir atlikti kibirkštinio uždegimo variklio, veikiančio biodujomis ir biodujų bei vandenilio mišiniais, eksperimentiniai bandymai. Bandymų metu biodujos tirtos trijuose skirtinguose varikliuose, keičiant reguliavimo ir apkrovos charakteristikų parametrus. Skaitinio modeliavimo metu įvertinti degimo proceso parametrai, eksperimentinių bandymų duomenys praplėsti modeliavimo rezultatais.

Disertaciją sudaro įvadas, keturi skyriai, bendrosios išvados, naudotos literatūros ir autoriaus publikacijų disertacijos tema sąrašai.

Įvadiniamе skyriuje aptariama tiriamoji problema, darbo aktualumas, aprašomas tyrimų objektas, formuluojamas darbo tikslas bei uždaviniai, aprašoma tyrimų metodika, darbo mokslinis naujumas, darbo rezultatų praktinė reikšmė ir ginamieji teiginiai. Įvado pabaigoje pristatomos disertacijos tema autoriaus paskelbtos publikacijos ir pranešimai konferencijose bei disertacijos struktūra.

Pirmasis skyrius skirtas mokslinės literatūros apžvalgai. Jame pateikta mokslinių straipsnių apžvalga, apimanti biodujų sudėtį, savybės ir priedus, pagerinančius biodujų degimo procesą bei energinių ir ekologinių parametų pokyčio vertinimą. Skyriaus pabaigoje formuluojamos išvados ir tikslinami disertacijos uždaviniai.

Antrajame skyriuje aprašyta bandymams naudota įranga ir bandymų planas. Pateikta bandymų ir pagrindinių ekologinių, energinių ir degalų mišinių parametų skaičiavimo metodika.

Trečiajame skyriuje pateikti variklių eksperimentinių bandymų rezultatai ir jų analizė esant skirtingiems variklio reguliavimo ir apkrovos charakteristikų parametrams ir veikiant skirtingais degalų mišiniais.

Ketvirtajame skyriuje pateikiami degimo proceso analizės ir skaitinio modeliavimo rezultatai, eksperimentinių bandymų duomenys papildomi ir palyginami su variklio parametų modeliavimo rezultatais.

Disertacijos tema paskelbti 9 moksliniai straipsniai: trys – mokslo žurnaluose, įtrauktuose į *Clarivate Analytics Web of Science* duomenų bazę su citavimo rodikliu, vienas – *Clarivate Analytics Web of Science* duomenų bazės „Conference Proceedings“ leidiniuose, du – kitų tarptautinių duomenų bazių leidiniuose, trys – kituose recenzuojamuose mokslo leidiniuose. Disertacijos tema perskaityti du pranešimai Lietuvoje ir Slovakijoje.

# Abstract

Biogas is a potential solution to reduce the usage of fossil fuels and related pollution by alternative fuels, waste management, fertilizers, and electricity generation. It can replace some of the fossil fuels used in the transport and energy sectors and reduce global greenhouse gas emissions. The dissertation aimed to evaluate the potential and suitability of biogas for use in an internal combustion engine, to plan and perform a spark-ignition engine working on biogas and biogas-hydrogen mixtures research and to analyze the combustion process. Biogas was tested in three different spark-ignition engines at different parameters of load and control characteristics. The numerical modeling evaluated the combustion process parameters and the experimental test data was supplemented with the modeling results.

The dissertation consists of an introduction, four chapters, a summary of the results, lists of used literature and the author's publications on the dissertation topic.

The introductory chapter presents the research problem, the relevance of the dissertation, and the object of the research. This section also provides the research methodology, the scientific novelty of the dissertation, the practical significance of the results, and the defended statements. The introduction closes with a list of the author's publications and a conference report.

The first chapter is devoted to a scientific literature review. It provides an overview of scientific articles covering the composition of biogas, raw materials, and the yield of the production process. The end of the chapter provides conclusions and dissertation tasks.

The second chapter describes the equipment used for testing and testing plans. The methodology for testing and calculating the main parameters of environmental, energy and fuel mixtures is presented.

The third chapter presents the results of experimental tests and their analysis under different parameters of engine control and load characteristics of the engine fueled with one of the fuel mixtures.

The fourth chapter presents the results of the combustion process analysis and numerical modeling. The experimental test data are supplemented and compared with the numerical modeling results of the engine parameters.

Nine scientific articles were published on the topic of the dissertation: three in the *Clarivate Analytics Web of Science* database with IF, one in the *Clarivate Analytics Web of Science* database "Conference Proceedings," two in other international databases, and three in other reviewed scientific journals. Two reports were presented at conferences in Lithuania and Slovakia.

---

# Žymėjimai

## Simboliai

$b_E$  – lyginamosios energijos sąnaudos;

$B_d$  – valandinės degalų sąnaudos;

$B_{oro}$  – įsiurbiamo oro masė;

$C$  – anglies masė degaluose;

$D$  – cilindro skersmuo;

$E$  – energijos kiekis patenkantis į cilindrą;

$EV_i$  – pasirinkto komponento emisija pagal tūrį išmetamosiose dujose;

$H$  – vandenilio masė degaluose;

$H_s$  – komponento žemutinis šilumingumas;

$i\%$  – pasirinkto komponento procentinė dalis;

$M_e$  – efektyvusis sukimo momentas;

$M_f$  – pasirinkto komponento molinė masė;

$M_{ism}$  – išmetamųjų dujų molinė masė;

$m_{ism}$  – išmetamųjų dujų masė;

$M_{oro}$  – oro masė patekusi į cilindrą;

$n$  – matavimų skaičius;

$O_d$  – deguonies masė degaluose;  
 $p$  – slėgis;  
 $P_e$  – efektyvioji galia;  
 $p_i$  – vidutinis indikatorinis slėgis;  
 $P_i$  – variklio cilindre sukuriama indikatorinė galia;  
 $Q$  – degalų šilumos kiekis;  
 $s$  – standartinis vidurkio kvadratinis nuokrypis;  
 $S$  – stūmoklio eiga;  
 $T_{ism}$  – išmetamųjų dujų temperatūra;  
 $V_h$  – variklio darbinis tūris;  
 $V_{hc}$  – cilindro darbinis tūris;  
 $VK_{p_i}$  – vidutinio indikatorinio slėgio procentinis variacijos koeficientas;  
 $\check{Z}UR$  – žemutinio užsiliepsnojimo riba;  
 $\Delta_{lim}$  – ribinė atsitiktinė matavimo paklaida;  
 $\Delta m_i$  – sistemingų paklaidų algebrinė suma;  
 $\Delta m_{ims}$  – matavimo prietaiso padalos paklaida;  
 $\Delta m_{iprt}$  – matavimo prietaiso paklaida;  
 $\Delta \sum lim$  – suminė matavimo paklaida;  
 $\Delta x_i$  – rezultato matavimo paklaida;  
 $\varepsilon$  – suslėgimo laipsnis;  
 $\varepsilon_{KR}$  – kritinis suslėgimo laipsnis;  
 $\lambda$  – oro pertekliaus koeficientas;  
 $\eta_e$  – efektyvusis naudingumo koeficientas;  
 $\%_{(m)}$  – komponento kiekis pagal masę;  
 $\%_{(v)}$  – komponento procentinė dalis pagal tūrį;  
 $v\%$  – komponento kiekis pagal tūrį;  
 $\varphi$  – alkūninio veleno pasisukimo kampas;  
 $\bar{x}$  – rezultatų vidurkis;  
 $x_i$  –  $i$ -tojo rezultato reikšmė.

## Santrumpos

ABE – acetono, butanolio ir etanolio mišinys;  
 AGT – apatinis galinis taškas;  
 B – benzinas;  
 BD – biodujos;  
 CH – angliavandeniliai;

CH<sub>4</sub> – metanas;  
CO – anglies monoksidas;  
CO<sub>2</sub> – anglies dioksidas;  
C<sub>2</sub>H<sub>6</sub> – etanas;  
C<sub>3</sub>H<sub>8</sub> – propanas;  
C<sub>4</sub>H<sub>10</sub> – butanas;  
C<sub>5</sub>H<sub>12</sub> – pentanas;  
EBPO – Ekonominio bendradarbiavimo ir plėtros organizacija;  
EKS – eksperimentinių bandymų rezultatas;  
ES28 – dvidešimt aštuonios Europos Sąjungos šalys;  
EVB – elektroninis valdymo blokas;  
GD – gamtinės dujos;  
HHO – Brauno dujos;  
H/C – vandenilio ir anglies atomų santykis;  
H<sub>2</sub>S – vandenilio sulfidas;  
IBE – izopropanolio, butanolio ir etanolio mišinys;  
KU – kibirkštinio uždegimo;  
Maks – didžiausia reikšmė;  
Min – mažiausia reikšmė;  
MOD – modeliavimo programos AVL BOOST rezultatas;  
MS – metano skaičius;  
NG – gamtinės dujos;  
NH<sub>3</sub> – amoniakas;  
SGD – suslėgtosios gamtinės dujos;  
SN – standartinis nuokrypis;  
SND – suskystintosios naftos dujos;  
SO<sub>x</sub> – sieros oksidai;  
SU – slėginio uždegimo;  
ŠESD – šiltnamio efektą sukeliančios dujos;  
TiO<sub>2</sub> – titano dioksidas;  
UPK – uždegimo paskubos kampas;  
VDV – vidaus degimo variklis;  
VGT – viršutinis galinis taškas;  
°AV – laipsnių alkūninio veleno pasisukimo;  
13BD – biodujos, kuriose anglies dioksidas sudaro 13 % pagal tūrį;  
35BD – biodujos, kuriose anglies dioksidas sudaro 35 % pagal tūrį;

40BD – biodujos, kuriose anglies dioksidas sudaro 40 % pagal tūrį;  
43BD – biodujos, kuriose anglies dioksidas sudaro 43 % pagal tūrį;  
40BD14H2 – biodujos, kuriose anglies dioksidas sudaro 40 % pagal tūrį, o vandenilis sudaro 14 % pagal tūrį;  
40BD23H2 – biodujos, kuriose anglies dioksidas sudaro 40 % pagal tūrį, o vandenilis sudaro 23 % pagal tūrį;  
40BD33H2 – biodujos, kuriose anglies dioksidas sudaro 40 % pagal tūrį, o vandenilis sudaro 33 % pagal tūrį;  
40BD43H2 – biodujos, kuriose anglies dioksidas sudaro 40 % pagal tūrį, o vandenilis sudaro 43 % pagal tūrį;  
20BD\_GD – biodujos, kuriose anglies dioksidas sudaro 20 % pagal tūrį, o metanas pakeistas gamtinėmis dujomis;  
40BD\_GD – biodujos, kuriose anglies dioksidas sudaro 40 % pagal tūrį, o metanas pakeistas gamtinėmis dujomis;  
50BD\_GD – biodujos, kuriose anglies dioksidas sudaro 50 % pagal tūrį, o metanas pakeistas gamtinėmis dujomis;  
10BD\_GD10H2 – biodujos, kuriose anglies dioksidas sudaro 10 % pagal tūrį, metanas pakeistas gamtinėmis dujomis, o vandenilis sudaro 10 % pagal tūrį;  
20BD\_GD10H2 – biodujos, kuriose anglies dioksidas sudaro 20 % pagal tūrį, metanas pakeistas gamtinėmis dujomis, o vandenilis sudaro 10 % pagal tūrį.

---

# Turinys

|                                                                                                                  |       |
|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------|
| IVADAS .....                                                                                                     | 1     |
| Problemos formulavimas .....                                                                                     | 1     |
| Darbo aktualumas .....                                                                                           | 2     |
| Tyrimų objektas .....                                                                                            | 3     |
| Darbo tikslas .....                                                                                              | 3     |
| Darbo uždaviniai .....                                                                                           | 3     |
| Tyrimų metodika .....                                                                                            | 4     |
| Darbo mokslinis naujumas .....                                                                                   | 4     |
| Darbo rezultatų praktinė reikšmė .....                                                                           | 5     |
| Ginamieji teiginiai .....                                                                                        | 5     |
| Darbo rezultatų aprobavimas .....                                                                                | 6     |
| Disertacijos struktūra .....                                                                                     | 7     |
| Padėka .....                                                                                                     | 7     |
| <br>1. BIODUJŲ BEI VANDENILIO SAVYBIŲ IR NAUDOJIMO GALIMYBIŲ<br>KIBIRKŠTINIO UŽDEGIMO VARIKLIUOSE APŽVALGA ..... | <br>9 |
| 1.1. Biodujų gamyba bei žaliavos .....                                                                           | 10    |
| 1.2. Biodujų sudėtis ir savybės .....                                                                            | 14    |
| 1.3. Biodujomis veikiančių kibirkštinio uždegimo variklių tyrimų analizė .....                                   | 19    |
| 1.4. Vandenilio naudojimo vidaus degimo variklyje perspektyvos .....                                             | 25    |
| 1.5. Vandenilio priedo įtaka biodujomis veikiančio kibirkštinio uždegimo variklio<br>parametrams .....           | 27    |
| 1.6. Pirmojo skyriaus išvados ir disertacijos uždavinių formulavimas .....                                       | 29    |

|                                                                                                                            |     |
|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| 2. BIODUJŲ NAUDOJIMO VIDAUS DEGIMO VARIKLIUOSE TYRIMŲ METODIKA.....                                                        | 31  |
| 2.1. Tiriamų variklių bandymo įranga ir degalai .....                                                                      | 31  |
| 2.2. Ekologinių ir energinių parametrų matavimo įranga .....                                                               | 39  |
| 2.2.1. Išmetamųjų dujų matavimo įranga ir koncentracijos skaičiavimo metodika .....                                        | 39  |
| 2.2.2. Degalų sąnaudų matavimo įtaisai ir mišinių šilumingumo skaičiavimas.....                                            | 41  |
| 2.2.3. Slėgio cilindre matavimo įranga .....                                                                               | 44  |
| 2.3. Vibracijų ir garso slėgio matavimo įranga .....                                                                       | 45  |
| 2.4. Vidutinio indikatorinio slėgio variacijos skaičiavimas .....                                                          | 47  |
| 2.5. Eksperimentinių tyrimų indikatorinio slėgio paklaidų analizė .....                                                    | 48  |
| 2.6. Antrojo skyriaus išvados .....                                                                                        | 50  |
| 3. BIODUJOMIS IR BENZINU VEIKIANČIŲ KIBIRKŠTINIO UŽDEGIMO VARIKLIŲ EKSPERIMENTINIAI BANDYMAI.....                          | 53  |
| 3.1. Biodujomis ir benzinu veikiančio kibirkštinio uždegimo variklio reguliavimo charakteristikos .....                    | 54  |
| 3.1.1. Bandymai esant fiksuotam droseliui ir reguliuojant uždegimo paskubos kampą.....                                     | 54  |
| 3.1.2. Bandymai esant pastoviam į cilindrus patenkančiam energijos kiekiui ir reguliuojant uždegimo paskubos kampą.....    | 61  |
| 3.1.3. Bandymai esant fiksuotam droseliui ir reguliuojant oro pertekliaus koeficientą.....                                 | 67  |
| 3.2. Vibracijos ir garso slėgio matavimai esant fiksuotam droseliui ir reguliuojant uždegimo paskubos kampą .....          | 75  |
| 3.3. Biodujomis bei biodujų ir vandenilio mišiniu veikiančio kibirkštinio uždegimo variklio apkrovos charakteristika ..... | 81  |
| 3.4. Vandenilio priedo įtaka biodujomis veikiančio kibirkštinio uždegimo variklio parametrams .....                        | 87  |
| 3.5. Eksperimentinių bandymų rezultatų apibendrinimas .....                                                                | 92  |
| 3.6. Trečiojo skyriaus išvados .....                                                                                       | 95  |
| 4. VARIKLIO PARAMETRŲ SKAITINIS MODELIAVIMAS IR TYRIMŲ REZULTATŲ PALYGINIMAS .....                                         | 97  |
| 4.1. Variklio darbo ciklo skaitinis modelis .....                                                                          | 97  |
| 4.2. Degimo proceso vertinimas .....                                                                                       | 100 |
| 4.2.1. Biodujomis veikiančio variklio degimo procesas .....                                                                | 100 |
| 4.2.2. Biodujų ir vandenilio mišiniais veikiančio variklio degimo procesas.....                                            | 104 |
| 4.3. Biodujų ir vandenilio mišiniais veikiančio variklio parametrų skaitinis modeliavimas .....                            | 109 |
| 4.4. Kibirkštinio uždegimo variklio parametrų skaitinio modeliavimo rezultatų palyginimas .....                            | 112 |
| 4.5. Ketvirtojo skyriaus išvados .....                                                                                     | 113 |

|                                                                    |     |
|--------------------------------------------------------------------|-----|
| BENDROSIOS IŠVADOS .....                                           | 115 |
| LITERATŪRA IR ŠALTINIAI .....                                      | 119 |
| AUTORIAUS MOKSLINIŲ PUBLIKACIJŲ DISERTACIJOS TEMA<br>SĄRAŠAS ..... | 131 |
| SUMMARY IN ENGLISH .....                                           | 133 |



---

# Contents

|                                                                                                     |       |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------|-------|
| INTRODUCTION .....                                                                                  | 1     |
| Problem formulation.....                                                                            | 1     |
| Relevance of the dissertation .....                                                                 | 2     |
| The object of the research.....                                                                     | 3     |
| The aim of the dissertation .....                                                                   | 3     |
| The tasks of the dissertation .....                                                                 | 3     |
| The research methodology.....                                                                       | 4     |
| Scientific novelty of the dissertation .....                                                        | 4     |
| Practical value of the research findings .....                                                      | 5     |
| Defended statements.....                                                                            | 5     |
| Approval of the research findings.....                                                              | 6     |
| The structure of the dissertation .....                                                             | 7     |
| Acknowledgements .....                                                                              | 7     |
| <br>1. OVERVIEW OF BIOGAS AND HYDROGEN PROPERTIES AND<br>APPLICATION IN SPARK IGNITION ENGINES..... | <br>9 |
| 1.1. Biogas production and raw materials.....                                                       | 10    |
| 1.2. Composition and properties of biogas .....                                                     | 14    |
| 1.3. Research data analysis of spark ignition engine fuelled with biogas .....                      | 19    |

|                                                                                                                       |           |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------|
| 1.4. Perspectives of using hydrogen in an internal combustion engine .....                                            | 25        |
| 1.5. Influence of hydrogen additive on the parameters of a spark ignition engine<br>fuelled with biogas.....          | 27        |
| 1.6. Conclusions of the first chapter and formulation of the tasks of the<br>dissertation .....                       | 29        |
| <b>2. RESEARCH METHODOLOGY FOR THE USE OF BIOGAS IN<br/>INTERNAL COMBUSTION ENGINES.....</b>                          | <b>31</b> |
| 2.1. Test equipment and fuels for test engines.....                                                                   | 31        |
| 2.2. Equipment for measuring ecological and energy parameters .....                                                   | 39        |
| 2.2.1. Exhaust gas measurement equipment and concentration calculation<br>methodology .....                           | 39        |
| 2.2.2. Fuel consumption measurement devices and calculation of the<br>calorific value of mixtures .....               | 41        |
| 2.2.3. In-cylinder pressure measuring equipment .....                                                                 | 44        |
| 2.3. Vibration and sound pressure measuring equipment .....                                                           | 45        |
| 2.4. Calculation of the mean indicator pressure variation .....                                                       | 47        |
| 2.5. Analysis of experimental research indicator pressure errors .....                                                | 48        |
| 2.6. Conclusions of the second chapter .....                                                                          | 50        |
| <b>3. EXPERIMENTAL TESTS OF SPARK IGNITION ENGINES FUELED<br/>WITH BIOGAS AND PETROL .....</b>                        | <b>53</b> |
| 3.1. Engine control characteristics of spark ignition engines fueled with biogas<br>and petrol .....                  | 54        |
| 3.1.1. Tests with fixed throttle and variable spark timing.....                                                       | 54        |
| 3.1.2. Tests with constant energy input to the engine and variable spark<br>timing.....                               | 61        |
| 3.1.3. Tests with fixed throttle and variable excess air ratio .....                                                  | 67        |
| 3.2. Vibration and sound pressure measurements at the fixed throttle and<br>variable spark timing.....                | 75        |
| 3.3. Load characteristics of a spark ignition engine fueled with biogas and a mixture<br>of biogas and hydrogen ..... | 81        |
| 3.4. Influence of hydrogen additive on the parameters of a spark ignition engine<br>fuelled with biogas.....          | 87        |
| 3.5. Summary of experimental test results.....                                                                        | 92        |
| 3.6. Conclusions of the third chapter .....                                                                           | 95        |
| <b>4. NUMERICAL MODELLING OF ENGINE PARAMETERS AND<br/>COMPARISON OF RESULTS .....</b>                                | <b>97</b> |
| 4.1. Numerical model for engine work cycles .....                                                                     | 97        |
| 4.2. Combustion process analysis.....                                                                                 | 100       |
| 4.2.1. The combustion process of an engine fuelled with biogas.....                                                   | 100       |
| 4.2.2. The combustion process of an engine fuelled with mixtures of biogas<br>and hydrogen.....                       | 104       |

|                                                                                         |     |
|-----------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| 4.3. Numerical modeling of spark ignition engine fuelled with biogas and hydrogen ..... | 109 |
| 4.4. Comparison of numerical modeling results of spark ignition engine parameters.....  | 112 |
| 4.5. Conclusions of the fourth chapter .....                                            | 113 |
| GENERAL CONCLUSIONS.....                                                                | 115 |
| REFERENCES .....                                                                        | 119 |
| LIST OF THE AUTHOR’S SCIENTIFIC PUBLICATIONS ON THE DISSERTATION TOPIC.....             | 131 |
| SUMMARY IN ENGLISH .....                                                                | 133 |



---

# Ivadas

## Problemos formulavimas

Dėl iškastinės kilmės degalų naudojimo didžioji dalis į aplinką patenkančio CO<sub>2</sub> kiekio susidaro energetikos ir transporto sektorių veiklos metu. Nors ir šiltnamio efektą sukeliančių dujų kiekį bandoma apriboti ir sumažinti, tačiau transporto sektorius yra vienintelis ES ekonomikos segmentas, kuriame nuo 1990 m. šiltnamio efektą sukeliančių dujų išmetami kiekiai išaugo. Europos Komisijos kenksmingų emisijų ribojimo tiksluose apibrėžta šiltnamio efektą sukeliančių dujų kiekį iki 2050 m. sumažinti, lyginant su 1990 m. Norint pasiekti šį tikslą, būtina pakeisti iškastinės kilmės degalus tvaresniais ir mažai taršiais alternatyviais degalais.

Dujiniai degalai lengvai maišosi su oru ir sudaro vienalyčius degiuosius mišinius, todėl sumažėja kenksmingų išmetamųjų teršalų emisija. Biodujos, sudarytos iš metano, turi didelį vandenilio ir anglies atomų santykį, todėl degimo proceso metu mažiau anglies atomų patenka į cilindrus ir sumažėja CO<sub>2</sub> emisija. Biodujos yra vienos perspektyviausių alternatyvių degalų, mažinančių šiltnamio efektą sukeliančių dujų išmetimą ir yra priskiriamos prie trumpojo anglies ciklo degalų. Tinkamai išvalytos biodujos galėtų būti naudojamos kaip alternatyvūs degalai transporto priemonių vidaus degimo varikliams, tačiau tai papildomai padidina biodujų gamybos kainą ir sumažina metano išeigą. Biodujos gali būti naudojamos

ir stacionariuose KU varikliuose, skirtuose sukurti generatorius kogeneracinėse jėgainėse, gaminti elektros energiją ir tiekti šilumą. Šiuo atveju biodujos orapūtėmis, padidinančiomis slėgį, kuriuo biodujos patenka į įsiurbimo kolektorių, gali būti tiesiogiai tiekiamos iš biomasės skaidytuvų per sieros šalinimo įrenginius į vidaus degimo variklius.

Dėl slėginio uždegimo variklių plataus naudojimo masto pramonėje ir transporto sektoriuje didžioji dalis eksperimentinių bandymų atliekama tiriant biodujų naudojimo galimybes slėginio uždegimo varikliuose. Mažokai atliekama mokslinių darbų tiriant biodujomis veikiančio KU variklio energinius ir ekologinius parametrus bei degimo procesą. Taip pat nepakankamai suformuluotos biodujų ir mišinių su vandeniliu naudojimo KU varikliams rekomendacijos. Siekiant išspręsti išvardytas problemas, tyrimų metu atlikti eksperimentiniai KU variklių bandymai, keičiant reguliavimo ir apkrovos charakteristikų parametrus, biodujų sudėtį ir  $H_2$  koncentraciją. Siekiant praplėsti ir palyginti gautus eksperimentinius duomenis, atliekama degimo proceso analizė ir variklio parametrų skaitinis modeliavimas.

## Darbo aktualumas

Biodujos – vienas iš alternatyvių sprendimų, galinčių sumažinti iškastinės kilmės degalų naudojimo mastą, šiltnamio efektą sukeliančių dujų emisiją ir susidarančių atliekų kiekį, nes biodujų gamybai naudojamos pramonės arba kitų pramonės ir gamybos sričių atliekos. Biodujos yra trumpojo anglies ciklo alternatyvieji degalai, kurie degimo proceso metu atgal į atmosferą išskiria  $CO_2$ , kurį buvo sukauptusi biodujų žaliava. Nepanaudojus biodujų ir pūvant atliekoms aplinkoje, išsiskiria ne tik  $CO_2$ , bet ir metanas (panaudojus biodujas VDV degimo proceso metu sudega), kurio poveikis aplinkai yra iki 25 kartų didesnis nei anglies dioksido.

Išgaunamos biodujos susideda iš  $CH_4$  ir  $CO_2$ , kurių santykis kinta priklausomai nuo žaliavos ir gamybos proceso parametrų. Biodujose esantis  $CO_2$  veikia kaip inertinės dujos ir degimo procese nedalyvauja, tačiau užima dalį cilindro tūrio. Biodujų sudėtyje esantis  $CO_2$  lemia sumažėjusią variklių  $NO_x$  koncentraciją, tačiau padidėja energijos nuostoliai per išmetimo sistemą, sumažėja oro kiekis, patenkantis į cilindrą, ir VDV sukuriamas sukimo momentas lyginant su benzinu arba GD veikiančių variklių. Nustačius režimus arba BD priedus, kuriems esant biodujomis veikiančio KU variklio parametrai nenusileistų benzinu arba GD veikiančiam varikliui, leistų padidinti KU variklių pritaikymo galimybes transporto ir energetikos sektoriuose, biodujų naudojimo pagrįstumą ir ŠESD kiekio mažinimą pakeičiant dalį iškastinės kilmės degalų. Naudojant biodujas ir esant skirtingoms bandymo charakteristikoms, turi būti sudaryta metodika energinių ir ekologinių parametrų pokyčiui nustatyti.

Naudojant vandenilį ir biodujas cilindrų pripildymo koeficientas sumažėja dėl vandenilio mažo tankio ir didelio užimamo tūrio bei  $\text{CO}_2$  esančio biodujose. Svarbu įvertinti šiuos veiksnius ir eksperimentiškai nustatyti tinkamą vandenilio koncentraciją biodujose, siekiant pagerinti degimo proceso parametrus ir tuo pačiu nesumažinti variklio efektyviojo naudingumo koeficiento bei nepadidinti  $\text{NO}_x$  koncentracijos VDV deginiuose. Remiantis eksperimentinių bandymų duomenimis, koreguojama biodujų ir vandenilio mišinių veikiančio KU variklio modeliavimo metodika ir praplėsta biodujomis veikiančio variklio parametrų vertinimo aprėptis.

## Tyrimų objektas

Darbo tyrimų objektas – biodujų ir jų mišinių su vandeniliu degimo procesas kibirkštinio uždegimo variklyje.

## Darbo tikslas

Įvertinus skirtingų veiksnių ( $\text{H}_2$  priedo, BD sudėties, UPK, oro pertekliaus koeficiento pokyčio) įtaką biodujomis veikiančio kibirkštinio uždegimo variklio ekologiniams ir energiniams rodikliams, pateikti pasiūlymus dėl efektyvaus biodujų naudojimo.

## Darbo uždaviniai

Darbo tikslui pasiekti iškelti šie uždaviniai:

1. Nustatyti biodujų kaip VDV degalų sudėtį, kuriai esant KU variklio ekologiniai ir energiniai parametrai prilygtų variklio, veikiančio benzinu arba GD, parametrus.
2. Išanalizuoti biodujomis veikiančio VDV indikatorinio slėgio variaciją, garso slėgio ir variklio vibracijos pagreičio kitimą. Įvertinti biodujų mišinių poveikį variklio parametrus.
3. Įvertinti biodujomis ir vandenilio mišiniais veikiančio KU variklio ekologinių ir energinių parametrų pokytį, keičiant VDV apkrovos charakteristikos parametrus.

4. Įvertinti ekologinių ir energinių parametrų pokytį KU varikliui veikiant biodujų ir vandenilio mišiniais, esant pastoviai VDV apkrovai ir dviem UPK reguliavimo atvejams.
5. Aprašyti ir palyginti biodujų bei vandenilio mišiniais veikiančio KU variklio eksperimentinių bandymų rezultatus skaitinio modeliavimo rezultatais bei nustatyti biodujų ir vandenilio degimo proceso parametrus.
6. Remiantis eksperimentiniais ir skaitinio modeliavimo duomenimis, pateikti pasiūlymus dėl biodujų naudojimo KU varikliuose.

## Tyrimų metodika

Eksperimentiniams bandymams, kurių rezultatai gauti remiantis sudaryta biodujų naudojimo rekomendacija, pasirinkta 14 skirtingos sudėties degalų mišinių. Bandymų degalų mišinių sudėtis nustatyta pagal žemutinio šilumingumo, biodujų metano skaičiaus ir stochiometriniam mišiniui susidaryti reikiamo oro kiekio skaičiavimo metodiką. Atlikti NISSAN HR16DE KU variklio su papildoma GD įpurškimo sistema standiniai bandymai. GD sistema papildyta CO<sub>2</sub> matavimo ir dozavimo įranga, įsiurbimo kolektoriuje sumaišanti reikiamą biodujų mišinį. Apkrovos charakteristikos ir vandenilio priedo bandymams naudotas PSI 8,8L NA dujiniais degalais pritaikytas veikti KU variklis. Biodujų ir vandenilio bandymai atlikti su DAEWOO F8CV KU varikliu.

Dujinių degalų sąnaudoms nustatyti naudoti du RHEONIK RHM 015 Korio-lio tipo dujų masės matuokliai. Bandymų metu VDV ekologinių parametrų reikšmės nustatytos AVL DICOM 400 ir CAPELEC CAP 3201 išmetamųjų dujų analizatoriais. Nustatytos slėgio cilindre reikšmės (HR16DE varikliui – AVL ZI31\_Y7S jutikliu kartu su LABVIEW REAL TIME moduliu, F8CV varikliui – KISTLER 6117BF17 jutikliu kartu su NATIONAL INSTRUMENTS moduliu), kurios naudojamos įvertinant variklio vidutinio indikatorinio slėgio variaciją ir kaip įvestis AVL BOOST paprogramėje BURN analizuojant degimo procesą. Eksperimentiniams duomenims aprašyti AVL BOOST programa sudarytas F8CV variklio veikimo skaitinis modelis, o degimo procesui apibrėžti naudota dviejų zonų Vibe funkcija.

## Darbo mokslinis naujumas

Rengiant disertaciją buvo gauti šie transporto inžinerijos mokslui nauji rezultatai:

1. Išplėsta ir pritaikyta skystaisiais bei dujiniais degalais veikiančio KU variklio eksperimentinių bandymų metodika, keičiant jo reguliavimo charakteristikos parametrus.
2. Sudarytos biodujomis veikiančio KU variklio vibracijos pagreičio ir garso slėgio priklausomybės nuo UPK ir biodujų sudėties.
3. Eksperimentinių bandymų metu nustatyta vandenilio koncentracija, leidžianti naudoti 40BD mišinius KU variklyje be UPK koregavimo.
4. Nustatyta racionali vandenilio koncentracija 40BD biodujomis veikiančiam KU varikliui, nesumažinant efektyviojo naudingumo koeficiento.
5. Išplėsta KU variklio degimo proceso skaitinio modeliavimo metodikos taikymo sritis biodujų bei biodujų ir vandenilio mišiniams.

## Darbo rezultatų praktinė reikšmė

Remiantis šio darbo rezultatais siūlomos priemonės biodujomis veikiančių KU variklių efektyvumui didinti ir išmetamųjų dujų kenksmingumui mažinti. Naudojant biodujas lyginamoji CO<sub>2</sub> emisija sumažinama apie 22 % lyginant su benzinu. Gauti rezultatai apibrėžia tendencijas, kuriomis kinta KU variklio ekologiniai ir energiniai parametrai varikliui veikiant biodujų, metano, gamtinių dujų bei visų šių degalų ir vandenilio mišiniais. Skaitinio modeliavimo rezultatai patikslino biodujų tyrimų duomenis varikliui veikiant liesaisiais mišiniais.

Bandymai atlikti esant skirtingai tyrimų metodikai: keičiant reguliavimo ir apkrovos charakteristikų parametrus, esant pastoviai droselio padėčiai arba pastoviam energijos kiekiui, patenkančiam į cilindrus. Pritaikytų metodikų gausa leidžia įvertinti variklio ekologinių ir energinių parametų pokytį bandant skirtingus degalų mišinius (skystuosius, dujinius, mišinius su CO<sub>2</sub> arba vandeniliu).

KU variklio parametų pokytis naudojant biodujų ir vandenilio mišinius, esant skirtingiems UPK reguliavimo atvejams (pastovus UPK veikiant GD arba parenkamas pagal didžiausią generuojamą sukimo momentą bandomam mišiniui), nustato reikiamą vandenilio koncentraciją norint išgauti didžiausią efektyvųjį naudingumo koeficientą arba kompensuoti UPK reguliavimą.

## Ginamieji teiginiai

1. Biodujomis su 40 % pagal tūrį CO<sub>2</sub> veikiančio variklio UPK didinimas prailgina nematomo degimo fazę ir 10 % degalų masės degimo laiką,

- bet suintensyvėjęs degimo procesas trumpina 90 % degalų masės degimo laiką.
2. Biodujomis su 40 % pagal tūrį CO<sub>2</sub> veikiančio variklio UPK mažinimas didina vidutinio indikatorinio slėgio variaciją ir variklio vibracijos pagreitį, sumažina VDV generuojamą sukimo momentą ir garso slėgį.
  3. Didinant VDV sūkius ir CO<sub>2</sub> kiekį, variklio efektyvusis naudingumo koeficientas sumažėja, lyginant su benzinu veikiančio VDV koeficientu.
  4. Biodujomis veikiančio variklio NO<sub>x</sub>, CO<sub>2</sub>, CO ir CH emisijos yra mažesnės, lyginant su benzinu veikiančio variklio emisijomis.
  5. Didinant UPK nuo 26 °AV iki 40 °AV, didėja variklio vibracija vertikalia (išilgai cilindro ašies) ir horizontalia kryptimis (statmenai cilindrai bei alkūniniam velenui). Kartu garso slėgis padidėja ir didinant CO<sub>2</sub> koncentraciją biodujose.
  6. 14 % pagal tūrį vandenilio priedas biodujose ir UPK didinimas trumpina bendrą degalų degimo trukmę, o biodujų nematomo degimo fazę ilgina.
  7. Dėl biodujose esančio CO<sub>2</sub> ir vandenilio priedo sumažėja cilindrų pripildymo koeficientas ir variklio efektyvusis naudingumo koeficientas.

## Darbo rezultatų aprobavimas

Disertacijos tema atspausdinti devyni moksliniai straipsniai: trys – mokslo žurnaluose, įtrauktuose į *Clarivate Analytics Web of Science* duomenų bazę su citavimo rodikliu (Pukalskas et al., 2021, Kriaučiūnas et al., 2021, Kriaučiūnas et al., 2021a), vienas – *Clarivate Analytics Web of Science* duomenų bazės „Conference Proceedings“ leidiniuose (Kriaučiūnas et al., 2018), du – kitų tarptautinių duomenų bazių leidiniuose (Ragauskas et al., 2019, Mieliauskas et al., 2018), trys – kituose recenzuojamuose mokslo leidiniuose (Kriaučiūnas & Stravinskas, 2020, Kriaučiūnas et al., 2019, Rimkus et al., 2018).

Disertacijoje atliktų tyrimų rezultatai paskelbti dviejose tarptautinėse mokslinėse konferencijose Lietuvoje ir užsienyje:

1. 3-iojoje tarptautinėje mokslinėje konferencijoje „ITEP’18 – Innovative Technologies in Engineering Production 2018“, 2018, Bojnice, Slovakijoje.

2. Tarptautinėje konferencijoje „Technologinės inovacijos – 2019“, 2019, Vilniuje.

## **Disertacijos struktūra**

Disertaciją sudaro įvadas, keturi skyriai ir išvados, santrauka anglų kalba ir literatūros sąrašas.

Darbo apimtis – 132 puslapiai, tekste panaudotos 26 numeruotos formulės, 61 paveikslas ir 22 lentelės. Rašant disertaciją panaudota 130 literatūros šaltinių.

## **Padėka**

Autorius dėkoja moksliniam vadovui doc. dr. Saugirdui Pukalskui už pagalbą rengiant disertaciją, doc. dr. Alfredui Rimkui už vertingus patarimus organizuojant eksperimentinius tyrimus ir apdorojant medžiagą, prof. dr. Artūrai Kilikevičiui už galimybę praplėsti eksperimentinių tyrimų rezultatus variklio vibracijų ir garso slėgio matavimo duomenimis, dr. habil. inž. Grzegorz Przybyła už įsitraukimą ir suteiktą galimybę atlikti tyrimus Silezijos technikos universitete, įmonėms „SG dujos Auto“ ir „SIA BM Energy Service Lietuvos filialas“ už bendradarbiavimą atliekant tyrimus. VTDK ir VILNIUS TECH kolegoms už pastabas, patarimus ir pagalbą. Autorius dėkoja artimiausiems žmonėms – žmonai Giedrei, sūnums Deividui ir Gabrieliui už palaikymą, skatinimą ir supratimą.



---

## **Biodujų bei vandenilio savybių ir naudojimo galimybių kibirkštinio uždegimo varikliuose apžvalga**

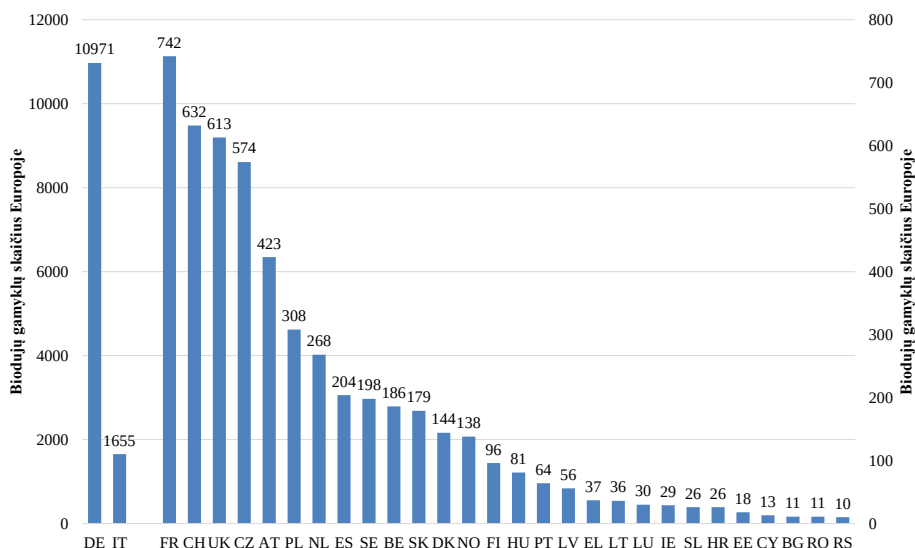
Šiame skyriuje pateikiami biodujų gamybos proceso ypatumai ir pramonės sektoriai, susiję su biodujų gamyba ir naudojimu. Nagrinėjamas biodujų potencialas ir didėjantys gamybos mastai. Įvertinamas Lietuvos ir Europos biodujų žaliavų kiekis ir potenciali gamybos išeiga. Pateikiama dviejų didžiausių biodujų gamyklų Lietuvoje gaminamų biodujų sudėtis. Aprašomos biodujų savybės ir tinkamumas naudoti vidaus degimo variklyje. Apžvelgiami atlikti tyrimai, naudojant bioudijas kibirkštinio uždegimo vidaus degimo varikliuose, taikant įvairias priemones bei priedus, norint pagerinti variklio ekologinių ir energinių parametrų reikšmes. Iš aprašomų degalų priedų išskiriamas vandenilis. Pateikiama vandenilio savybių apžvalga ir poveikio analizė KU vidaus degimo variklio parametrams, kai variklis veikia naudodamas biodujų ir vandenilio mišinius.

Skyriaus tematika paskelbti keturi autoriaus straipsniai (Kriaučiūnas et al., 2018; Ragauskas et al., 2019; Mieliauskas et al., 2018; Rimkus et al., 2018).

## 1.1. Biodujų gamyba bei žaliavos

Biodujų gamybai naudojamos organinės kilmės atliekos skaidomos anaerobinio proceso metu. Naudojant cukranendres, maistinius augalus, gyvūninės kilmės riebalus arba kitas maisto pramonei tinkančias žaliavas pagamintos biodujos priskiriamos pirmos kartos alternatyviems degalams (Raslavicius & Bazaras, 2010). Tai nėra prioritetinė sritis ir reikia susikonsoliduoti į antros ir aukštesnės kartos biodegalus. Biodujos gali būti gaminamos iš ūkių ir vandens valymo įrenginių šalutinių produktų, pramonės arba komunalinių atliekų, buitinių nuotekų, citrusinių vaisių minkštimo, mėšlo, išrūgų, siloso, šieno arba dumblių (Rupf et al., 2016; Stürmer, 2017; Valenti et al., 2018; Zabed et al., 2020). Tokiu atveju gaunamos antros ir aukštesnės kartos alternatyviųjų degalų reikalavimus atitinkančios biodujos (Dutta et al., 2014).

Biokuras, kartu ir biodujos, pripažintas kaip tinkamas energijos šaltinis išsivysčiusiose šalyse, kurios stengiasi sumažinti šiltnamio efektą sukeliančių dujų emisiją, įskaitant metaną ir anglies dioksidą. Besivystančiose šalyse, kuriose biodujos naudojamos elektros gamybai kaimo vietovėse, vietos gyventojai gali lengvai išgauti biomasę (Kan et al., 2018). Biodujų gamyba dėl specifinių žaliavų ir gamybos proceso apima daugiau nei vieną pramonės šaką, nes gamybos metu prisidedama prie atliekų tvarkymo. Žaliavos biodujų gamybai gali būti naudojamos iš vandens valymo įrenginių, skerdyklų, alkoholio gamyklų, maisto pramonės įmonių, medienos perdirbimo įmonių ir daugelio kitų pramonės objektų. Išgavus biodujas lieka biomasė, kuri gali būti toliau naudojama trąšų gamybai, tiesiogiai išbarstoma ant dirvos arba suformavus mišinius su vandeniu naudojama laukams lieti, taip pagerinant dirvos kokybę. Išgautos biodujos gali būti panaudojamos elektros energijos gamybai, kai biodujos yra deginamos kogeneracinėse jėgainėse, butyje išvalius iki biometano, arba transporto sektoriuose. Šie gamybos proceso privalumai paskatino biodujų gamyklų steigimą, tad pastarąjį dešimtmetį pastebimas gamyklų skaičiaus augimas. 2009 m. ES buvo užregistruotos tik 6227 biodujų gamyklos, tačiau jau 2012 m. šis skaičius padvigubėjo iki 13 812 ir 2018 m. jau siekė 18 202 (European Biogas Association, 2018). Biodujų gamyklų pasiskirstymas pagal ES šalis 2017 m. pateiktas 1.1 paveiksle. Didėjantis biodujų gamyklų skaičius skatina ir biodujų gamybą. ES-28 biodujų gamybos kiekis padvigubėjo nuo 93 TWh 2008 m. iki 187 TWh 2016 m. (EurObserv'ER, 2017). Prognozuojamas dar vienas padvigubėjimas iki 2030 m. ir spartesnis augimas atskirose ES šalyse (Kampman & Leguijt, 2016). BG ENEGY OUTLOOK teigiama, kad iki 2035 m. atsinaujinančių energijos šaltinių, įskaitant ir biodujas, naudojimas ekonominio bendradarbiavimo ir plėtros organizacijos šalyse tik augs, tai reiškia, kad ir biodujų pasiūla didės (Finley, 2015).



**1.1 pav.** Biodujų gamyklų skaičius Europoje (išdėstyta mažėjančia tvarka)  
(EBA Annual Report 2019 | European Biogas Association, 2019)

**Fig. 1.1.** Number of biogas plants in Europe (arranged in descending order)  
(EBA Annual Report 2019 | European Biogas Association, 2019)

Nors biodujų gamyklos sparčiai plečiasi, tačiau didelė dalis žaliavų, tinkamų gamybai, nepanaudojama. Tai ir nuotekų žaliavos, kurias skaidant išgaunamos biodujos yra tinkamos naudoti vidaus degimo varikliuose. Naudojant šias žaliavas vandenilio sulfido koncentracija biodujose svyruoja nuo 0 ppm iki 24 ppm ir papildomo filtravimo nereikia (Qyyum et al., 2020). Kitais atvejais, pavyzdžiui, skaidant sąvartynų žaliavas  $H_2S$  koncentracija gali viršyti 400 ppm. Naudojant tokias biogasas vidaus degimo variklyje  $H_2S$  paspartina detalių ir paviršių koroziją dėl reakcijos su  $H_2O$  metu susidaranti sieros rūgštis.  $H_2S$  kiekiui pasiekus nuo 4,5 % iki 45,0 % tūrio ore susiformuoja degieji mišiniai, kuriems degant išsiskiria sieros oksidai (Khan et al., 2017). Dėl šių priežasčių vertinant tik nuotekų žaliavas ir remiantis EUROSTAT 2016 duomenimis, tokio tipo žaliavų Europoje buvo daugiau nei 9,67 mln. tonų per metus, vien tik Italijoje – daugiau nei 4,82 mln. tonų. Bendrai Europoje pagaminta daugiau nei 680 mln. tonų žaliavų, kurias galima naudoti biodujų gamybai (Eurostat, 2020). Priklausomai nuo naudojamos žaliavos skiriasi biodujų gamybos išeiga, kuri svyruoja nuo 0,7 iki 0,1 kub. m biodujų, pagamintų iš 1 kg žaliavos. Detalesni biodujų gamybos, priklausomai nuo žaliavos, išeigos duomenys pateikti 1.1 lentelėje.

**1.1 lentelė.** Biodujų kiekis, pagaminamas iš 1 kg žaliavos

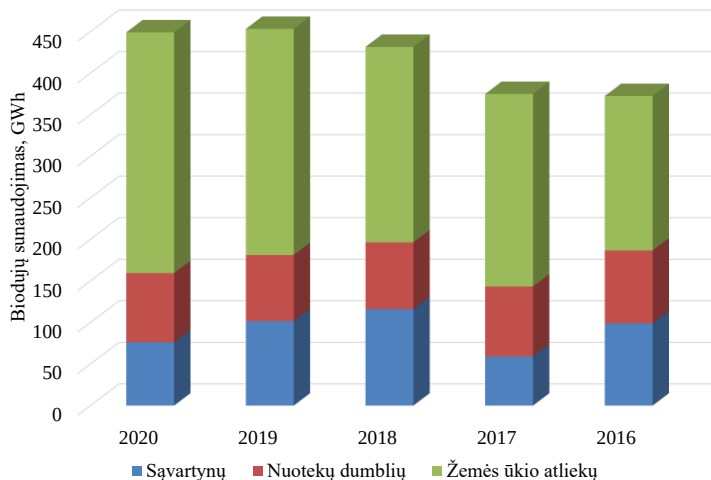
**Table 1.1.** Amount of biogas produced from 1 kg feedstock

| Žaliava                     | Biodujų išeiga, m <sup>3</sup> /kg | Šaltinis                               |
|-----------------------------|------------------------------------|----------------------------------------|
| Maisto atliekos             | 0,683–0,725                        | Kawai et al., 2014; Zhang et al., 2013 |
| Kukurūzų likučiai           | 0,563                              | Zabed et al., 2020                     |
| Ryžių stiebai               | 0,468–0,503                        | Wang et al., 2013                      |
| Kviečių stiebai             | 0,408–0,483                        | Saady & Massé, 2013                    |
| Cukranendrių atliekos       | 0,463                              | Zabed et al., 2020                     |
| Lignoceliuliozinė biomasė   | 0,178–0,402                        | Li et al., 2013; Wang et al., 2013     |
| Cukranendrės                | 0,330                              | Bharathiraja et al., 2016              |
| Nevalgomos aliejinės sėklos | 0,242                              | Bharathiraja et al., 2016              |
| Žolės atliekos              | 0,208                              | Xu et al., 2014                        |
| Mėšlas                      | 0,129                              | Khalil et al., 2019                    |
| Sausi lapai                 | 0,118                              | Bharathiraja et al., 2016              |
| Pušų mediena ir atliekos    | 0,033                              | Xu et al., 2014                        |

Atsižvelgiant į žaliavų, tinkančių biodujų gamybai, kiekį Europoje ir įvertinant koeficientą apibrėžiantį išeigą, galima apskaičiuoti, kad net esant mažiausiai 0,1 m<sup>3</sup>/kg išeigai, Europoje per metus galima būtų pagaminti apie 68 mlrd. m<sup>3</sup> biodujų, o tai yra daugiau nei 58 mln. tonų naftos ekvivalento (Achinas et al., 2017). EurObserv'ER duomenimis, 2016 m. ES28 šalys sunaudojo tik dalį biodujų gamybai tinkamų žaliavų ir pagamino biodujų atitinkančių tik apie 16,1 mln. tonų naftos ekvivalento (EurObserv'ER, 2017). Dėl didelio kiekio nepanaudotų žaliavų ir nuolat augančio biodujų gamyklų skaičiaus, šie alternatyvūs degalai yra galimas sprendimas sumažinti į atmosferą išmetamų šiltnamio efektą sukeliančių dujų kiekį. Kartu ši gamyba paskatintų šiukšlių perdirbimą, trąšų gamybą, o biodujos galėtų būti naudojamos energetikai, namų ūkiams, šildymui ir transportui.

Apžvelgiant situaciją Lietuvoje, matoma, kad oficialiai yra įrengtos 36 biodujų gamyklos. Tai sudaro 0,19 % visų Europos Sąjungos biodujų gamyklų. Lietuvoje 2020 m. buvo sunaudota 449 GWh biodujų (1.2 pav.), lyginant su 2016 m. sunaudotų dujų padidėjo 20,6 %. Europos Sąjungos gamybos mastu tai sudarė tik 0,24 %. Didžioji dalis biodujų gamyklų įrengiamos šalutiniams pramonės produktams perdirbti, pagamintos biodujos naudojamos kogeneracinėse jėgainėse, o likusi biomasė naudojama kaip trąša. Šiuo atveju biodujų gamyba uždaro gamybos proceso ciklą ir įmonė gali veikti be atliekų. Neperdirbamos pūvančios gamybos

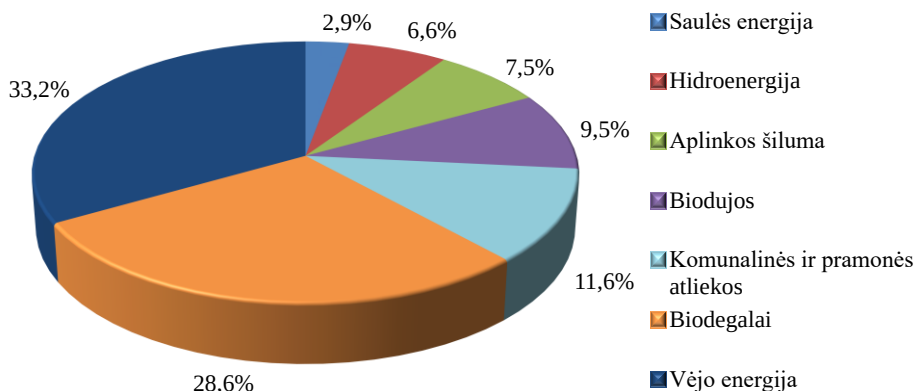
atliekos išskiria metaną, kurio poveikis klimato šilimui yra iki 25 kartų didesnis nei degimo procesu metu išsiskyrusio anglies dioksido (Brander, 2012).



**1.2 pav.** Biodujų suvartojimas 2016–2020 m. pagal kilmę (Lietuvos Statistika, 2022)

**Fig. 1.2.** Biogas consumption in 2016–2020 by origin (Lietuvos Statistika, 2022)

Palyginus biodujų ir kitų atsinaujinančių energijos šaltinių naudojimą Lietuvoje (1.3 pav.), matoma, kad kol kas didžiausia dalis energijos gaunama iš vėjo jėginių – iki 33,2 %.



**1.3 pav.** Atsinaujinančių energijos išteklių suvartojimo pasiskirstymas 2020 m. (Lietuvos Statistika, 2022)

**Fig. 1.3.** Distribution of renewable energy consumption in 2020 (Lietuvos Statistika, 2022)

Biodujos sudaro 9,5 % visų atsinaujinančių energijos išteklių, o biodegalai sudaro 28,6 %, kurie yra patrauklesni ir privalomai naudojami sudarant naftos degalų ir biodegalų mišinius parduodamus degalinės (2009 m. balandžio 23 d. Europos Parlamento ir Tarybos direktyva 2009/28/EB, 2009). Mažą biodujų sunaudojimą lemia ir tai, kad didžiąja dalimi atvejų biodujos yra suvartojamos gamybos vietoje.

Situacija biodujų gamyboje turėtų keistis, nes Europos ir Lietuvos strategija skatina naudoti atsinaujinančius energijos šaltinius. Nacionalinė mokėjimo agentūra prie Žemės ūkio ministerijos kvietė teikti paraiškas gauti paramą pagal Lietuvos kaimo plėtros 2014–2020 metų programos priemonės „Ūkio ir verslo plėtra“ veiklą „Parama biodujų gamybai iš žemės ūkio ir kitų atliekų“, kurios biudžetas viršijo 10 mln. eurų (Nacionalinė mokėjimų agentūra, 2020). Taip pat Lietuvos Respublikos aplinkos ministerijos Aplinkos projektų valdymo agentūroje kvietė teikti paraiškas paramai gauti pagal Klimato kaitos programos lėšų naudojimo 2020 m. sąmatą detalizuojančio plano priemonę „Investicinė parama biometano dujų gamybai ir (ar) biodujų valymo įrenginiams įrengti“, kurios biudžetas 15 mln. eurų (Aplinkos projektų valdymo agentūra, 2021). Taip pat įstatymų bazėje priimtas Lietuvos Respublikos alternatyviųjų degalų įstatymas, nurodantis, kad biodujos arba nebiologiniai dujiniai degalai iš atsinaujinančių energijos išteklių turi sudaryti ne mažiau nei 4,2 % nuo 2025 m. ir ne mažiau nei 16,8 % nuo 2030 m. gamtinių dujų dalies transporto sektoriuje (Lietuvos Respublikos Seimas., 2021).

## 1.2. Biodujų sudėtis ir savybės

Biodujų sudėtis kinta priklausomai nuo gamybos proceso parametrų ir naudojamų žaliavų (1.2 lentelė). Biodujoms gaminti naudojamos organinės kilmės žaliavos, todėl visais atvejais du pagrindiniai biodujų komponentai yra metanas ir anglies dioksidas. Dėl biodujose esančio metano biodujas galima naudoti kaip degalus vidaus degimo varikliuose. Dėl žaliavų naudojamų biodujoms gaminti, jos yra priskiriamos prie trumpo anglies ciklo alternatyvių degalų. Biodujose metano koncentracija lemia degalų šiluminę vertę ir priklausomai nuo žaliavos bei gamybos proceso parametrų kinta nuo 45 % iki 80 % pagal tūrį. Anglies dioksido koncentracija svyruoja nuo 55 % iki 30 % pagal tūrį (Mulu et al., 2021). Biodujose taip pat galima aptikti vandenilio sulfido, vandenilio, amoniako, deguonies, anglies monoksido, azoto ir vandens garų pėdsakų (Capa et al., 2020; Khan et al., 2017). Biodujų gamyklose yra kontroliuojamos sąlygos, kuriomis biodujos išgautos, todėl išlaikomas pastovus biodujų komponentų santykis. Tokiu atveju paprasčiau apskaiciuoti ir parinkti filtravimo įrangą, kuri naudojama biodujoms valyti.

**1.2 lentelė.** Biodujų sudėtis priklausomai nuo žaliavos (Khan et al., 2017)

**Table 1.2.** Composition of biogas depending on the raw material (Khan et al., 2017)

| Žaliava                                         | CH <sub>4</sub> ,<br>%(v) | CO <sub>2</sub> ,<br>%(v) | N <sub>2</sub> ,<br>%(v) | O <sub>2</sub> ,<br>%(v) | H <sub>2</sub> S,<br>ppm |
|-------------------------------------------------|---------------------------|---------------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|
| Lipidai                                         | 70–72                     | 20–28                     | –                        | –                        | –                        |
| Organinės atliekos                              | 60–70                     | 30–40                     | 1                        | 1–5                      | 10–180                   |
| Nuotekos                                        | 58–65                     | 33–40                     | 1–8                      | <1                       | 0–24                     |
| Sąvartynų šiukšlės                              | 45–62                     | 24–40                     | 1–17                     | 1–2,6                    | 15–427                   |
| Baltyminės žaliavos                             | 60                        | 40                        | –                        | –                        | –                        |
| Gyvulinės kilmės riebalai<br>ir angliavandeniai | 45–55                     | 45–55                     | –                        | –                        | –                        |

Norint naudoti biodujas kaip alternatyviuosius degalus, tinkamus vidaus degimo varikliams, reikia atskirti kenksmingus junginius. Biodujos gali būti išvalomos iki biometano (Euractiv, 2019), šiuo atveju pašalinama iki 99 % kenksmingų junginių (Nock et al., 2014; Rafiee et al., 2021). Biometaną sudaro metanas (95–99 %(v)) ir anglies dioksidas (1–5 %(v)). Naudojamos atskyrimo didelio slėgio vandens srautu (angl. *high-pressure water scrubbing*) arba adsorbcija kintančio slėgio aplinkoje (angl. *pressure swing adsorption*) (Su et al., 2021) technologijos, kurios reikalauja papildomų investicijų. Atskyrimo metu slėgis sistemoje pasiekia iki 20 MPa (Budzianowski & Postawa, 2017), proceso metu suvartojama elektros energijos, o metano nuostoliai gali siekti iki 10 % (Kapoor et al., 2017). Siekiant sumažinti gamybos bei valymo sąnaudas, naudojamos biodujos atlikus biologinį vandenilio sulfido atskyrimą (Kougias et al., 2017), membraninį atskyrimą (Makaruk et al., 2010) arba po cheminės absorbcijos (Azzam et al., 2019). Išvalytas biodujas sudaro metanas ir anglies dioksidas, o kiti kenksmingi elementai pašalinami. Anglies dioksido koncentracija lieka nepakitusi, šie atskyrimo metodai yra paprasti, mažų sąnaudų ir plačiai taikomi (Assunção et al., 2021). Metano ir anglies dioksido santykis keičiamas tik nuo žaliavos ir anaerobinio proceso parametrų.

Aplankytos dvi Lietuvos įmonės (UAB AGARAS 2019 m. ir UAB KURANA 2022 m.), kurios iš gamybos atliekų gamina biodujas ir naudoja jas kogeneracinėse jėgainėse. Aptarus biodujų gamybos ir valymo procesą su įmonės inžinieriais, konstatuota, kad iš naudojamų biodujų išvalomas tik H<sub>2</sub>S. Vienu atveju naudojant sieros junginius oksiduojančias bakterijas, kitu – anglinius filtrus. Kaip žaliavą naudojant skerdenos atliekas, H<sub>2</sub>S koncentracija siekia apie 24 ppm, o naudojant grūdinių kultūrų žlaugtus – apie 2600 ppm. Abejais atvejais po valymo H<sub>2</sub>S koncentracija biodujose neviršija 24 ppm, metano koncentracija siekia iki 56 %(v), kai žaliava yra grūdinių kultūrų žlaugtai, ir 65 %(v), kai naudojamos

skerdienos atliekos. 1.3 ir 1.4 lentelėse pateikiami programinio lango duomenys, nurodantys biodujų sudėtį prieš ir po valymo naudojant skirtingas žaliavas.

**1.3 lentelė.** Biodujų sudėtis naudojant skerdienos atliekas

**Table 1.3.** Composition of biogas using slaughterhouse waste

|                                    | 1 skaidytuvas | 2 skaidytuvas | Išvalius |
|------------------------------------|---------------|---------------|----------|
| CH <sub>4</sub> , % <sub>(v)</sub> | 64,9          | 61,7          | 64,4     |
| O <sub>2</sub> , % <sub>(v)</sub>  | 0,0           | 0,0           | 0,0      |
| CO <sub>2</sub> , % <sub>(v)</sub> | 31,9          | 35,7          | 33,5     |
| H <sub>2</sub> S, % <sub>(v)</sub> | 24,0          | 51,0          | 2,0      |

**1.4 lentelė.** Biodujų sudėtis naudojant žlaugtus

**Table 1.4.** Composition of biogas using malt waste

|                                    | Prieš valymą | Išvalius |
|------------------------------------|--------------|----------|
| CH <sub>4</sub> , % <sub>(v)</sub> | 56,0         | 44,5     |
| O <sub>2</sub> , % <sub>(v)</sub>  | 0,00         | 1,78     |
| CO <sub>2</sub> , % <sub>(v)</sub> | 40,5         | 35,6     |
| H <sub>2</sub> , ppm               | 2529         | 0,0      |

Skirtingo, metano ir anglies dioksido, santykio biodujų savybės pateiktos 1.5 lentelėje. Biodujos įvardytos pagal anglies dioksido koncentraciją procentais, pvz., biodujos, kuriose anglies dioksidas sudaro 43 %<sub>(v)</sub>, žymima 43BD.

**1.5 lentelė.** Skirtingos sudėties biodujos savybės (Karagöz et al., 2018; Khatri N. & Khatri K.K., 2020)

**Table 1.5.** Properties of biogas at different compositions (Karagöz et al., 2018; Khatri N. & Khatri K.K., 2020)

| Savybės                                                          | 43BD                                         | 35BD                                         | 13BD                                         |
|------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------|----------------------------------------------|----------------------------------------------|
| Dujų sudėtis, % <sub>(v)</sub>                                   | CH <sub>4</sub> – 57<br>CO <sub>2</sub> – 43 | CH <sub>4</sub> – 65<br>CO <sub>2</sub> – 35 | CH <sub>4</sub> – 87<br>CO <sub>2</sub> – 13 |
| Žemutinis šilumingumas, esant 0,1013 MPa slėgiui ir 15 °C, MJ/kg | 16,3                                         | 20,2                                         | 35,5                                         |
| Tankis esant 0,1013 MPa slėgiui ir 15 °C, kg/m <sup>3</sup>      | 1,20                                         | 1,15                                         | 0,68                                         |
| Stechiometrinis oro ir degalų masių santykis, kg oro/kg degalų   | 5,6                                          | 6,9                                          | 12,2                                         |
| Metano skaičius                                                  | 142                                          | 135                                          | 110                                          |
| Anglies ir bendros masės santykis                                | 0,43                                         | 0,47                                         | 0,61                                         |
| Deguonies ir bendros masės santykis                              | 0,48                                         | 0,43                                         | 0,21                                         |

Mažėjant metano koncentracijai biodujose, keičiasi jų savybės: mažėja biodujų šilumingumas, lėtėja degimo proceso greitis ir prasitęsia nematomo degimo fazė. UPK turi būti reguliuojamas atitinkamai biodujų sudėčiai. Mažėjant metano koncentracijai biodujose nuo 100 %<sub>(v)</sub> iki 55 %<sub>(v)</sub> ir esant mažai apkrovai (droselinė sklendė atidaryta 5,5 %) UPK reikia didinti nuo 25 °AV iki 40 °AV norint išlaikyti maksimalų variklio efektyvųjų naudingumo koeficientą. Didinant apkrovą ir droselinę sklendę praveriant iki 35 % metano koncentracija biodujose turi mažesnę poveikį variklio efektyviajam naudingumo koeficientui ir pastebimas mažesnis UPK reguliavimo poreikis kintant biodujų sudėčiai (Gherzi et al., 2021).

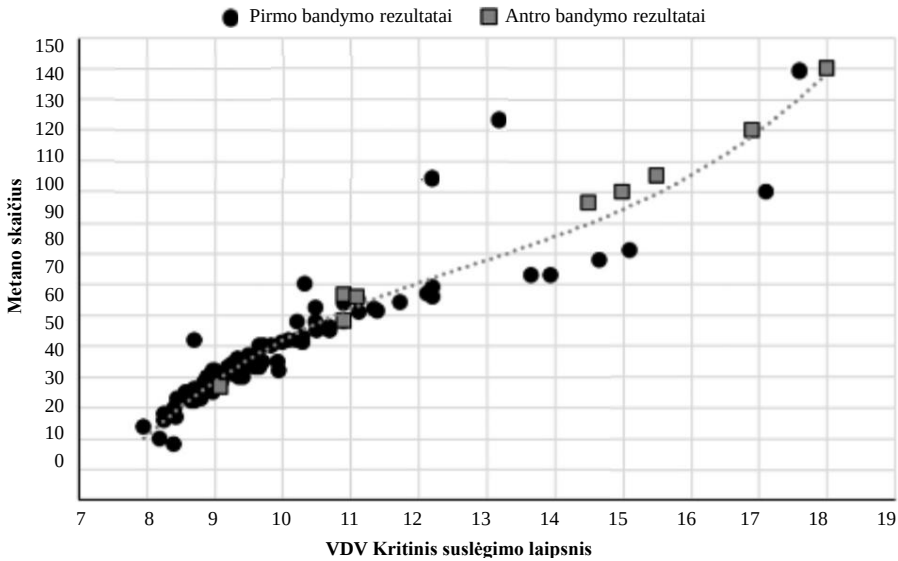
Naudojant biodujas sumažėja reikiamas oro kiekis stochiometriniam mišiniui suformuoti, susiaurėja liesojo ir riebiojo mišinio užsiliepsnojimo ribos. Tai lemia sumažėjusi metano koncentracija degiajame mišinyje. Pagal biodujų sudėtį galima apskaičiuoti žemutinio užsiliepsnojimo ribą ( $\check{ZUR}$ ) žinant naudojamų dujų turinę sudėtį  $v_{\%}$  ir kiekvieno komponento žemutinio užsiliepsnojimo ribą. Pagal 1.1 formulę galima apskaičiuoti mišinio žemutinio užsiliepsnojimo ribą (Hagos et al., 2013; Schröder, 2016):

$$\check{ZUR}_{\text{mišinio}} = \frac{100}{\frac{v_{\%1}}{\check{ZUR}_1} + \frac{v_{\%2}}{\check{ZUR}_2} + \dots + \frac{v_{\%i}}{\check{ZUR}_i}}, \quad (1.1)$$

čia  $v_{\%1}$ ,  $v_{\%2}$  ir  $v_{\%i}$  – atskirų biodujų komponentų koncentracija;  $\check{ZUR}_1$ ,  $\check{ZUR}_2$  ir  $\check{ZUR}_i$  – atskirų komponentų žemutinė užsiliepsnojimo riba.

Didinant CO<sub>2</sub> koncentraciją biodujose, padidėja BD atsparumas detonacijai ir savaiminio užsiliepsnojimo temperatūra. Dėl aukštesnio BD metano skaičiaus biodujos gali būti naudojamos VDV su aukštesniu suslėgimo laipsniu. Palyginus metaną, kurio metano skaičius yra 100, ir mišinius su kitomis dujomis, pvz., vandeniliu, kurio MS = 0, bendras mišinio metano skaičius mažėja. Vandenilis degimo proceso metu neišskiria angliavandenilių, CO ir CO<sub>2</sub> (nes neturi anglies atomų), padidina liepsnos sklidimo greitį, šilumos išsiskyrimo greitį ir variklio efektyvųjų naudingumo koeficientą. Kita vertus, vandenilis sumažina atsparumą detonacijai, sykiu ir metano skaičių (Malenshek & Olsen, 2009). Naudojant 15 % vandenilio ir metano mišinį, bendras MS sumažėja iki 85. Naudojant mišinius su inertinėmis dujomis (biodujas), metano skaičius padidėja. Sumaišius metaną ir anglies dioksidą tūrio santykiu 57/43, metano skaičius padidėja iki 143 (Gómez Montoya et al., 2016). Padidėja mišinio atsparumas detonacijai, todėl galima padidinti UPK, suslėgimo laipsnį arba turbokompresoriaus pripūtimo slėgį ir išgauti didesnę variklio efektyvųjų naudingumo koeficientą (Fu et al., 2020). Maksimalus KU VDV suslėgimo laipsnis ribojamas detonacija ir vadinamas kritiniu suslėgimo laipsniu ( $\epsilon_{KR}$ ), kuriam esant pasireiškia degalų ir oro mišinio savaiminis užsilieps-

nojimas (Escudier & Atkins, 2019), padidėja VDV komponentų, tokių kaip stūmokliai, stūmoklio žiedai, vožtuvai, cilindų sienelės ir cilindų galvutės smeigės apkrova ir dilimo intensyvumas (Heywood, 2018). Kolorado valstybiniame universitete (JAV) atliktų bandymų rezultatai parodo, kaip kinta kritinis suslėgimo laipsnis keičiantis degalų MS (1.4 pav.).



nant su KU variklio, naudojančio suslėgtąsias gamtines dujas (SGD), kurių žemutinis šilumingumas didesnis (Gómez Montoya & Amell Arrieta, 2019). Biodujų ir GD žemutinis šilumingumas pateikiamas 1.6 lentelė. Padidėjęs vidutinis efektyvusis slėgis tiesiogiai susijęs su variklio efektyviuoju naudingumo koeficientu, kuris naudojant biodujas padidėja (Winterbone & Turan, 2015).

Biodujų gamybos tinklas plečiasi, gamybai tinkamų žaliavų naudojimas mažina arba perdirba pramonės ir buitines atliekas. Pagamintos biodujos, iš kurių išvalytos priemaišos, yra alternatyvūs degalai, kurie turi savybių, leidžiančių BD naudoti vidaus degimo varikliuose: atsparumas detonacijai, paprasta angliavandenių grandinė (BD degimo metu sumažėja CO<sub>2</sub> ir CH emisija). BD naudojimas prisideda prie šiltnamio efektą sukeliančių dujų kiekio mažinimo, sudegą metanas, kurio poveikis aplinkai iki 25 kartų didesnis nei CO<sub>2</sub> (Solomon et al., 2007). Biodujos yra trumpojo anglies ciklo degalai, todėl nepadidėja bendra CO<sub>2</sub> emisija. Dėl šių priežasčių biodujos yra tinkami alternatyvūs degalai, norint sumažinti iškastinės kilmės degalų naudojimą ir šiltnamio efektą sukeliančių dujų emisijas. Taip pat dėl aukšto metano skaičiaus, biodujos suderinamos mišiniuose su vandeniliu.

### 1.3. Biodujomis veikiančių kibirkštinio uždegimo variklių tyrimų analizė

Dėl nuolat augančio biodujų gamyklų skaičiaus, biodujų savybių ir atsižvelgiant į faktą, kad biodujos priklausomai nuo naudojamos žaliavos gali būti antros, trečios arba ketvirtos kartos alternatyvūs degalai, pastebimas didėjantis susidomėjimas biodujomis. Mokslinėje literatūroje aprašomi modifikuoti kibirkštinio arba slėginio uždegimo vidaus degimo varikliai, pritaikyti veikti biodujomis (Subramanian et al., 2013; Wei et al., 2016), bei įvairūs priedai, naudojami variklio efektyviajam naudingumo koeficientui padidinti ir kenksmingų išmetamųjų dujų kiekiui sumažinti.

Biometanas ir biodujos gali visiškai pakeisti iškastinės kilmės degalus, kibirkštinio uždegimo varikliuose, tačiau turi būti parinktas tinkamas VDV suslėgimo laipsnis, perprogramuojamas variklio valdymo blokas ir parenkami reikiami oro ir degalų santykiai bei uždegimo paskubos kampai (Porpatham et al., 2013). Apžvelgiant tyrimus kuriuose nagrinėjama galimybė naudoti dujas esant liesajam degajam mišiniui (oro pertekliaus koeficientas  $\lambda = 1,5$ ) matoma, kad esant 100 % atidarytai droselinei sklendei padidėja nesudegusi degalų dalis. Paliesinant degųjų mišinį nuo  $\lambda = 1,1$  iki  $\lambda = 1,5$  lieka apie 3 % daugiau nesudegusio degiojo mišinio, taip pat esant liesajam mišiniui 10 % ir 90 % degalų masės degimo laikas pailgėja apie 40 % (Jung & Park, 2017). Naudojant liesąjį mišinį, dėl sumažėjusio metano

molekulių skaičiaus ir padidėjusio atstumo tarp molekulių sumažėja degimo stabilumas ir degimo greitis, didesnis kiekis nesudegusių degalų patenka į išmetimo sistemą (Martinez et al., 2017). Esant pastoviam UPK ir liesinant degujį mišinį nuo stochiometrinio iki  $\lambda = 1,25$ , slėgis cilindre sumažėja apie 29 %, o maksimali reikšmė nustatyta apie 5 °AV vėliau. Liesėjant mišiniui sumažėja biodujų degimo greitis ir užsitęsia degimo procesas, todėl slėgis cilindre sumažėja ir fiksuojamas toliau nuo VGT (Nadaleti & Przybyla, 2018). Variklio sukuriamas galingumas, mišiniui liesėjant nuo  $\lambda = 1,1$  iki  $\lambda = 1,5$ , mažėja apie 42 %, o efektyvusis naudingumo koeficientas – apie 11 %. Nors variklio galingumas mažėja tiesine priklausomybe, variklio efektyvusis naudingumo koeficientas išsilaiko pastovus iki  $\lambda = 1,4$  (Zhang et al., 2017). Tai rodo, kad sukuriamas galingumas mažėja proporcingai su mažėjančiu energijos kiekiu, patenkančiu į cilindrus. Liesėjant degiajam mišiniui išmetamųjų dujų sudėtis taip pat kinta. Degant liesajam degiajam mišiniui, sumažėja maksimalus slėgis cilindre, sumažėja ir NO<sub>x</sub> emisija. Paliesinus degujį mišinį nuo  $\lambda = 1,2$  iki  $\lambda = 1,5$  azoto oksidų emisija sumažėja 89 %. Naudojant paliesintus mišinius, dėl neviseiško degalų sudegimo padidėja CH ir CO kiekiai išmetamosiose dujose, nors ir sumažėja į cilindrus patenkantis anglies kiekis. Paliesinus degujį mišinį nuo  $\lambda = 1,2$  iki  $\lambda = 1,5$  CH emisija padidėja apie 250 %, o CO padidėja apie 130 % (Zhang et al., 2017).

Dėl lėtesnio negu metano biodujų degimo greičio, naudojant biodujas, UPK nustatomas atitinkamai pagal biodujų sudėtį. Bandant KU variklį, kai yra iki galo atidaryta droselinė sklendė, pastebimas slėgio cilindre padidėjimas didinant UPK, kai variklis veikia biodujomis. Padidinus UPK nuo 14 °AV iki 46 °AV, slėgis cilindre padidėja apie 61 %, taip pat slėgio pikas persistumia arčiau VGT. Šiuo atveju šiluma išsiskiria intensyviau esant padidintam UPK, kuris kompensuoja biodujų užsiliepsnojimo gaisatį ir liepsna plinta mažesniame cilindro tūryje. Taip pat pastebėta, kad, didinant UPK nuo 14 °AV iki 30 °AV, įvyksta neviseiškas biodujų sudegimas ir dalinis šilumos išsiskyrimas (Kan et al., 2018). Varikliui veikiant metanu pastebima analogiška tendencija, didinant UPK šilumos išsiskyrimas intensyvėja ir pikas persistumia arčiau VGT, tačiau 10 % degalų masės dalis sudega vėliau. Padidinus UPK nuo 13 °AV iki 36 °AV 10 % degalų masės dalis dega 19 % ilgiau dėl to, kad degimo pradžioje stūmoklis yra žemiau nei atvejais esant vėlyvam uždegimo momentui ir degiojo mišinio koncentracija ties uždegimo žvake yra mažesnė. Vertinant degalų masės degimo laiką nuo 10 % iki 90 %, kai UPK didinamas nuo 13 °AV iki 30 °AV, pastebimas 18 % degimo trukmės sumažėjimas. Didesnė dalis degalų sudega suslėgimo takto pabaigoje ir darbo takto pradžioje, todėl padidėja degimo proceso intensyvumas ir šilumos išsiskyrimo greitis (Chen et al., 2020). Palyginus biodujas ir gamtines dujas, didinant UPK pasiekiamas didžiausias efektyvusis naudingumo koeficientas. Dėl biodujų atsparumo detonacijai variklis gali veikti ir toliau didinant UPK bei nedaug mažėjant efektyviojo naudingumo koeficientui, o naudojant gamtines dujas, viršijus UPK,

atitinkantį didžiausią efektyvųjį naudingumo koeficientą, fiksuojama detonacija, viršijanti 0,05 MPa/ $^{\circ}$ AV. Tai rodo, kad biodujos gali būti naudojamos plačiame UPK diapazone nedaug mažėjant efektyviojo naudingumo koeficientui (Gómez Montoya et al., 2018). Vertinant išmetamąsias dujas, UPK didinimas lemia padidėjusį slėgį cilindre ir padidėjusią azoto oksidų emisiją. Padidinus UPK nuo 10  $^{\circ}$ AV iki 40  $^{\circ}$ AV, NO<sub>x</sub> emisija padidėjo apie 13 kartų. Palyginus su gamtinėmis dujomis, varikliui veikiant BD, azoto oksidų emisija yra apie 39 % mažesnė. Angliavandenilių emisija kinta nedaug, tačiau pastebima mažėjimo tendencija didinant UPK. Dėl padidėjusio slėgio ir suintensyvėjusio degimo proceso lieka mažiau nesudegusių degalų (Nadaleti & Przybyla, 2018).

Atsižvelgiant į naudojamą biodujų žaliavą ir anaerobinio skaidymo proceso parametrus, galutinė biodujų sudėtis kinta. Pasikeitusi BD sudėtis taip pat keičia VDV ekologinius ir energinius parametrus. Tyrėjų Kan et al. (2018) atliktų bandymų metu nustatyta, kad kibirkštinio uždegimo biodujų variklio, veikiančio biodujomis, kurių metano koncentracijai kinta nuo 55 % iki 80 % pagal tūrį, padidėja degimo proceso intensyvumas ir temperatūra cilindre (Kan et al., 2018). Analogiški pokyčiai nustatyti ir esant padidintam suslėgimo laipsniui iki 13. Šiuo atveju, mažinant anglies dioksido koncentraciją nuo 41 % iki 20 % pagal tūrį, nustatytas padidėjęs slėgis cilindre, liepsnos sklaidimo greitis ir variklio šiluminis naudingumo koeficientas (Nges et al., 2012). Naudojant biodujas, kuriose anglies dioksidas sudaro daugiau nei 50 % pagal tūrį, smarkiai prailginama degimo trukmė ir sumažinamas degimo intensyvumas, todėl UPK turi būti didinamas (Byun & Park, 2015). CO<sub>2</sub> padidina biodujų metano skaičių, tačiau sumažina deguonies kiekį, galintį patekti į cilindrus, variklio galingumą ir efektyvųjį naudingumo koeficientą. Taip pat anglies dioksidas sumažina biodujų energijos tankį ir degimo greitį. Biodujų, kuriose yra 41 %<sub>(v)</sub> CO<sub>2</sub>, degimo greitis yra 0,25 m/s, palyginiui – suskystintųjų naftos dujų – 0,38 m/s, o GD – apie 0,34 m/s (Porpatham et al., 2008). Didinant CO<sub>2</sub> koncentraciją biodujose, sumažėja ne tik degimo greitis, bet ir šilumingumas bei užsiliepsnojimo diapazonas, palyginti su gamtinėmis dujomis arba SND. CO<sub>2</sub> padidina savaiminio užsidegimo temperatūrą, todėl biodujos gali būti naudojamos padidinto suslėgimo, kibirkštinio uždegimo varikliuose be detonacijos (Zhang et al., 2017). Naudojant biodujas su mažesne CO<sub>2</sub> koncentracija, padidėja maksimalus slėgis cilindre ir sumažėja lyginamosios degalų sąnaudos, nes padidėja biodujų šilumingumas (Kan et al., 2018). Eksperimentiniai tyrimai parodė, kad, mažėjant CO<sub>2</sub> koncentracijai biodujose ir keičiant oro pertekliaus koeficientą nuo  $\lambda = 0,87$  iki  $\lambda = 1,6$  padidėja variklio galia, variklio efektyvusis naudingumo koeficientas ir sumažėja CH emisija. Be to, sumažinus CO<sub>2</sub> koncentraciją, praplečiama liesojo mišinio detonacijos riba ir sumažėja NO<sub>x</sub> emisija (Porpatham et al., 2008). Okajamos universiteto mokslininkai nustatė, kad padidėjus CO<sub>2</sub> koncentracijai, sumažėja dujų slėgis cilindre, šilumos išsiskyrimo

greitis ir pailgėja liepsnos formavimosi laikotarpis. Be to, didinant  $\text{CO}_2$  koncentraciją sumažėja  $\text{NO}_x$  emisija visų tyrimų diapazone (Kim et al., 2016). Keičiant biodujų sudėtį, turi būti koreguojami valdymo bloko parametrai, atsižvelgiant į biodujų degimo proceso kitimą ir savybes. To nepadarius, gali padidėti degalų sąnaudos, išmetamų teršalų kiekis, vidutinio indikatorinio slėgio variacija (Kruczek et al., 2019) ir sumažėti šiluminis efektyvumas (Makareviciene et al., 2013).  $\text{CO}_2$  galėtų būti pašalintas iš biodujų, tačiau taikomi metodai pasižymi iki 10 % metano nuostoliais ir mažu energijos vartojimo efektyvumu (Subramanian et al., 2013).

Dėl aukštos savaiminio užsiliepsnojimo temperatūros biodujos negali visiškai pakeisti dyzelino slėginio uždegimo variklyje. Tokiu atveju biodujos naudojamos kaip priedas, įpurškiamas į įsiurbimo kolektorių arba biodujoms uždegti naudojamas pradinis dyzelino arba biodyzelino įpurškimas (Khatri N. & Khatri K.K., 2020; Verma et al., 2019; Yoon and Lee, 2011). Naudojant kibirkštinio uždegimo varikliuose, dėl aukštos savaiminio užsiliepsnojimo temperatūros ir aukšto atsparumo detonacijai, biodujos gali būti naudojamos vidaus degimo varikliuose su padidintu suslėgimo laipsniu. Suslėgimo laipsnio didinimas yra tiesiogiai susijęs su variklio galingumu (Kwon et al., 2017) ir efektyviuoju naudingumo koeficientu (Hotta et al., 2019). Viena iš alternatyvų, naudojant biodujas, yra mokslinėje literatūroje aprašomi atvejai, kaip, pakeitus dyzelino purkštuvus į uždegimo žvakes ir modifikavus stūmoklius, slėginio uždegimo varikliai yra perdaromi į kibirkštinio uždegimo variklius, veikiančius biodujomis (Porpatham et al., 2008; Siripornakarachai, 2009). Tokios modifikacijos leidžia parinkti reikiamą suslėgimo laipsnį ir išlaikyti variklio efektyvųjų naudingumo koeficientą. Nustatyta, kad varikliui, kurio suslėgimo laipsnis yra 13, veikiat biodujomis galima pasiekti 25 % efektyvųjų naudingumo koeficientą esant visiškai atidarytai droselinei sklendei (Porpatham et al., 2007). Taip pat pastebėta, kad padidinus suslėgimo laipsnį, kai variklis veikia biodujomis ir esant visiškai atidarytai droselinei sklendei, padidėja variklio galingumas, efektyvusis naudingumo koeficientas bei sumažėja lyginamosios degalų sąnaudos (Kwon et al., 2017). Variklio suslėgimo laipsnis turėtų būti parenkamas pagal naudojamus degalus ir variklio konstrukcijos ypatybes. Bandymų metu tirtas kibirkštinio uždegimo biodujų variklis, kurio suslėgimo laipsnis keičiamas nuo 10 iki 14, esant visiškai atidarytai droselinei sklendei. Pastebėta, kad suslėgimo laipsnis, kuriam esant nustatyti optimalūs variklio galingumo, efektyviojo naudingumo koeficiento ir lyginamųjų degalų sąnaudų parametrai yra  $\varepsilon = 12$  (Hotta et al., 2020). Nors moksliniuose straipsniuose aprašytais atvejais matyti, kad suslėgimo laipsnio ir oro pertekliaus koeficiento kitimas, kai droselinė sklendė atidaryta iki 30 %, turi tik nedidelį poveikį variklio galingumui ir efektyviajam naudingumo koeficientui. Didesnis poveikis pastebimas prasiplėtusioms liesojo mišinio degimo riboms, kurios padidėja apie 6 % suslėgimo laipsnį padidinus nuo 11 iki 15. Variklio galingumo ir efektyviojo

naudingumo koeficiento pokytis nustatytas esant 100 % atidarytai droselinei sklendei. Šiuo atveju galingumas padidėja apie 10 %, suslėgimo laipsnį padidinus nuo 9,3 iki 15,0 (Porpatham et al., 2012). Apžvelgiant degimo procesą matoma, kad padidintas suslėgimo laipsnis padidina biodujų degimo greitį ir 90 % degalų masės dalies sudegimo laikas sutrumpėja 24 % suslėgimo laipsnį padidinus nuo 10 iki 14. Šilumos išsiskyrimo greitis pradeda mažėti suslėgimo laipsniui viršijus 12 (Hotta et al., 2020). Apžvelgiant išmetamųjų dujų sudėtį matoma, kad, esant 50 % nominaliosios variklio apkrovos, azoto oksidų emisija padidėja, didinant suslėgimo laipsnį, nes degimas vyksta mažesniame tūryje, padidėja degimo proceso temperatūra ir slėgis.  $\text{NO}_x$  emisija padidėja apie tris kartus padidinus suslėgimo laipsnį nuo 10,5 iki 15,3. Anglies monoksido ir angliavandenilių emisija sumažėja apie tris kartus dėl efektyvesnio degimo proceso (Hotta et al., 2018)

Biodujos pasižymi lėtu degimo greičiu ir mažu žemutiniu degalų šiluminumu, todėl bandoma rasti priedus, kurie leistų naudoti biodujas ir pagerinti variklio energinius parametrus (Hoseini et al., 2020; Soudagar et al., 2020). Atlikta tyrimų, kurių metu VDV, veikiančiam biodujomis, papildomai tiekiamos titano dioksido nanodalelės. Naudojant priedą pastebėta, kad efektyviojo naudingumo koeficientas padidėjo 17 %. Dar nėra nustatytas  $\text{TiO}_2$  poveikis variklio komponentams ir, prieš pradedant naudoti priedą, VDV reikėtų atlikti ilgalaikius komponentų bandymus naudojant degalus su  $\text{TiO}_2$  priedu (Elseesy & Hassan, 2019), taip pat naudojant  $\text{TiO}_2$  turi būti modifikuojama vidaus degimo variklio maitinimo sistema. Biodujos pasižymi didesniu nematomo degimo fazės periodu ir mažesniu degimo greičiu, lyginant su gamtinėmis dujomis (1.6 lentelė). Atlikti bandymai su 20 % ir 50 % etanolio priedu pagal energiją, varikliui veikiant ir esant 100 % atidarytai droselinei sklendei, parodė, kad 20 % etanolio gali sumažinti nematomo degimo fazės trukmę 2,6 °AV, o 50 % – 2,0 °AV dėl didesnio liepsnos sklidimo greičio, etanolio aušinamo poveikio ir mažesnių šiluminių nuostolių. Pastebėta, kad, didinant alkūninio veleno sūkių, etanolio poveikis sumažėja ir nematomo degimo fazė keičiasi nedaug, tačiau išlieka poveikis bendrai degalų degimo trukmei. Etanolio poveikis sumažėja didėjant sūkiams, nes padidėja degalų, patenkančių į cilindrus turbulencija ir suprastėja užsiliepsnojimas (da Costa et al., 2020). Taip pat, naudojant etanolį neigiamoje aplinkos temperatūroje, sumažėja etanolio išgaravimas ir įpurškimo metu didesnė dalis degalų išpurškiama ant cilindro sienelių ir patenka į karterį, taip praskiedžiant alyvą. Aprašomi bandymai, kurių metu tirta biodujų degimo temperatūra papildomai tiekiant vandenį. Nustatyta, kad pagal biodujų kiekį papildomai tiekiant 3 %, 6 % ir 10 % vandens, maksimali biodujų degimo temperatūra atitinkamai sumažėja 1,5 %, 5,0 % ir 10,7 %. Efektas pastebimas dėl vandens įsiterpimo į degųjų mišinį ir suprastėjusio degimo proceso, tai patvirtina ir sumažėjusi  $\text{CO}_2$  emisija, taip pat dalis degimo proceso metu išsiskyrusios energijos suvartojama vandeniui išgarinti. Norint padidinti degimo proceso temperatūrą, keičiamas patenkančio į degimo kamerą oro, deguonies ir azoto

santykis. Pastebėta, kad, didinant  $O_2$  koncentraciją, padidėja degimo proceso maksimali temperatūros reikšmė ir suintensyvėja šilumos išsiskyrimas (Sahin & Ilbas, 2020). Papildomas vandens įpurškimas turi privalumų, sumažėja degimo proceso temperatūra,  $NO_x$  emisija (Lanni et al., 2022), tačiau papildoma sistema yra sudėtinga, o dalis vandens patenka į alyvą ir padidėja korozija.

**1.6 lentelė.** Pagrindinės biodujų, metano, GD ir vandenilio savybės (Khan et al., 2015; Verma et al., 2017)

**Table 1.6.** Main properties of biogas, methane, NG and hydrogen (Khan et al., 2015; Verma et al., 2017)

| Savybės                                                          | Biodujos                   | Metanas      | GD                                                                                                       | Vandenilis  |
|------------------------------------------------------------------|----------------------------|--------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------------|
| Sudėtis (% tūrio)                                                | $CH_4 - 60$<br>$CO_2 - 40$ | $CH_4 - 100$ | $CH_4 - 96,1$<br>$C_2H_6 - 2,5$<br>$C_3H_8 - 0,4$<br>$C_4H_{10} - 0,14$<br>$N_2 - 0,59$<br>$CO_2 - 0,15$ | $H_2 - 100$ |
| Žemutinis šilumingumas, esant 0,1013 MPa slėgiui ir 15 °C, MJ/kg | 17,7                       | 50,0         | 49,15                                                                                                    | 120         |
| Tankis, esant 0,1013 MPa slėgiui ir 15 °C, kg/m <sup>3</sup>     | 1,20                       | 0,717        | 0,698                                                                                                    | 0,084       |
| Liepsnos sklaidimo greitis, m/s                                  | 0,250                      | 0,365        | 0,410                                                                                                    | 2,37        |
| Stechiometrinis oro ir degalų masių santykis, kg oro/kg degalų   | 6,1                        | 17,20        | 17,05                                                                                                    | 34,4        |
| Metano skaičius                                                  | 140                        | 100          | 87–88                                                                                                    | 0           |
| Tiriamuoju būdu nustatytas oktaninis skaičius                    | 130                        | 125          | 120–130                                                                                                  | 130         |
| Savaiminio užsiliepsnojimo temperatūra, °C                       | 650                        | 595          | 540                                                                                                      | 560–585     |
| Užsiliepsnojimo ribos, tūrio % ore                               |                            |              |                                                                                                          |             |
| Liesasis degusis mišinys                                         | 7,3                        | 4,4          | 4,3                                                                                                      | 4,0         |
| Riebusis degusis mišinys                                         | 14,0                       | 16,4         | 15,2                                                                                                     | 75,0        |
| Minimali užsiliepsnojimo energija, mJ                            | 0,38                       | 0,28         | 0,30                                                                                                     | 0,011       |

Naudojami skystieji arba dujiniai priedai arba degalų mišiniai, siekiant padidinti biodujų šilumingumą, liepsnos sklidimo greitį, variklio efektyvųjų naudingumo koeficientą ir sumažinti išmetamųjų dujų kenksmingų komponentų kiekį. Mokslinėje literatūroje aprašoma GD, CH<sub>4</sub>, metanolio, etanolio, butanolio, acetono–butanolio–etanolio (ABE), izopropanolio–butanolio–etanolio (IBE) ir kitų alternatyvių degalų mišinių tyrimai. Visi priedai, kurių junginiuose yra molekulinės anglies, didina CO<sub>2</sub> koncentraciją išmetamosiose dujose (Chandra et al., 2011; Elfasakhany, 2016; Labeckas & Slavinskas, 2009; Li et al., 2018).

## 1.4. Vandenilio naudojimo vidaus degimo variklyje perspektyvos

Vandenilis priskiriamas nulinės anglies emisijos degalams (Lo Basso et al., 2017), todėl puikiai tinka šiltnamio efektą sukeliančių dujų emisijoms sumažinti. Aprašomi skirtingi būdai, kaip vandenilis galėtų būti panaudotas vidaus degimo variklyje ir pakeistų iškastinės kilmės degalus. Vienas iš būdų naudoti homogeninio mišinio slėginio uždegimo variklį. Šiuo atveju išgaunamas apie 11 % didesnis efektyvusis naudingumo koeficientas, palyginus su slėginio uždegimo varikliu. Naudojant liesuosius mišinius sumažinama degimo proceso maksimalaus slėgio prieaugio reikšmė, detonacijos tikimybė, detalių apkrovos ir degimo proceso triukšmas. Naudojant šio tipo variklius sumažėja liepsnos sklidimo trukmė ir 90 % degalų masės dalies degimo laikas, kartu ir šiluminiai nuostoliai per išmetimo sistemą. Homogeninio mišinio slėginio uždegimo variklio degimo proceso valdymas sukelia problemų, nes reikia išlaikyti suslėgtų degalų savaiminio užsidegimo momentą kintant variklio apkrovai, sūkiams ir temperatūroms (Maurya & Saxena, 2018). Dėl sudėtingo degimo mišinio uždegimo proceso valdymo, kintančio suslėgimo laipsnio ir šalto variklio paleidimo, naudojant vandenilį, ši alternatyva kol kas tirama.

Vandenilis galėtų būti naudojamas kibirkštinio uždegimo varikliuose ir įpurškiamas tiesiogiai į degimo kamerą arba į kolektorių. Įpurškiant vandenilį į įsiurbimo kolektorių efektyvusis naudingumo koeficientas sumažėja apie 10 %, lyginant su homogeninio mišinio slėginio uždegimo varikliu. Susiduriama su problemomis, susijusiomis su vandenilio savybėmis. Vandeniliui uždegti reikiamas mažas energijos kiekis, todėl, naudojant netiesioginį vandenilio įpurškimą, degusis mišinys gali užsiliepsnoti kolektoriuje arba dėl didelio vandenilio skvarbumo, degimo proceso metu degantis vandenilis gali prasiskverbti per įsiurbimo vožtuvus ir patekti į įsiurbimo kolektorių. Naudojant tiesioginį vandenilio įpurškimą į cilindrus, šios problemos pašalinamos. Dėl vandenilio žemutinio šilumingumo ir degimo proceso greičio slėgis cilindre padidėja apie 45 %, taip pat padidėja detalių apkrovos ir tikimybė atsirasti degalų detonacijai, lyginant su varikliu

veikiančiu naudojant benzina. Naudojant tiesioginį vandenilio įpurškimą 90 % degalų masės dalies degimo laikas sutrumpėja apie 50 %, lyginant su varikliu, naudojančiu benzina, tačiau dėl to padidėja šilumos nuostoliai aušinimo sistemoje ir, esant nepakankamam aušinimo sistemos pajėgumui, variklis gali perkaisti (Fischer et al., 2022). Dar vienas tokių variklių trūkumas – apie 40 % sumažėjusi variklio galia, lyginant su analogiškos konstrukcijos varikliu, naudojančiu benzina (Shinde & Karunamurthy, 2021). Naudojant vandeniliu varomą variklį automobilyje, dėl automobilio konstrukcijos ir mažo vandenilio tankio ribojamas nuvažiuojamas atstumas. Į 120 l vandenilio talpyklą, kuriose vandenilis suslėgtas iki 70 MPa, galima užpildyti apie 5 kg vandenilio. Šio kiekio vidutinio dydžio automobiliui užtektų nuvažiuoti apie 300 km (Candelaresi et al., 2021). Dėl šių priežasčių vandeniliniai vidaus degimo varikliai kol kas nėra patrauklūs ir, nors vandenilis turi didelį potencialą, realesnė galimybė yra kuro celių automobiliai arba vandenilio naudojimas kaip priedo, norint pagerinti žemo kaloringumo degalų degimo procesą arba sumažinti iškastinės kilmės degalų naudojimo mastą.

Vandenilio savybės riboja jo naudojimą vandeniliniame variklyje, tačiau vandenilis gali būti naudojamas kaip priedas, kuris pagerintų degimo proceso kokybę ir padidintų degimo proceso greitį. Vandenilis gerai maišosi su oru ir suformuoja homogenišką degųjų mišinį, tačiau degimo metu nustatytas cikliškas slėgio ciliandre kitimas dėl didelio šilumos išsiskyrimo greičio (Dang & Wang, 2021). Ne visos vandenilio savybės turi teigiamą poveikį vidaus degimo variklio parametrams. Vandenilis pasižymi dideliu difuzijos ir liepsnos sklidimo greičiu (2,37 m/s, metano liepsnos sklidimo greitis 0,365 m/s, o biodujų – tik 0,250 m/s, vandenilio savybės pateiktos 1.6 lentelėje), plačiu užsiliepsnojimo diapazonu ir cheminiu aktyvumu, riboja gryno vandenilio naudojimą vidaus degimo varikliuose ir iškastinės kilmės degalų pakeitimą (Açıkgöz et al., 2015; Escalante Soberanis & Fernandez, 2010; Jiang et al., 2020). Dėl didelio liepsnos sklidimo greičio ir šilumos išsiskyrimo greičio naudojant vandenilį sumažėja nematomo degimo fazės ir 90 % degalų masės dalies sudegimo laikas, tačiau padidėja šilumos nuostoliai aušinimo sistemoje (Oikawa et al., 2022). Vandenilio degimo proceso metu susidaro aukšta temperatūra, todėl padidėja  $\text{NO}_x$  susidarymo tikimybė. Naudojant vandenilį arba vandenilio ir kitų degalų, pvz., metano, gamtinių dujų arba naftos dujų mišinius padidėja detonacijos tikimybė (Niculae et al., 2020). Naudojant netiesioginį vandenilio įpurškimą varikliuose su vožtuvų perdengimu, nustatytas efektas, kai dėl didelės degimo proceso temperatūros nuo įkaitusių variklio detalių vožtuvų perdengimo metu įsiurbimo kolektoriuje užsidega vandenilis. Šiuo atveju sumažėja variklio efektyvusis naudingumo koeficientas, o norint išvengti vandenilio užsidegimo įsiurbimo kolektoriuje sumažinamas vandenilio įpurškimo slėgis, valdomos vožtuvų fazės, aušinamas stūmoklis arba papildomai įpurškiamas vanduo (Park et al., 2019).

Vandenilis taip pat pasižymi mažu tankiu  $0,084 \text{ kg/m}^3$  normaliomis sąlygomis ir mažiausiu energijos kiekiu tūrio vienetui iš visų degalų. Viename kubiniame metre vandenilio energijos kiekis yra apie 3,5 karto mažesnis, palyginti su metanu (Kamil & Rahman, 2015). Dėl šių priežasčių vandenilis dažniau naudojamas mišiniuose su mineraliniais degalais arba kaip priedas, norint paspartinti arba reguliuoti degimo procesą bei sumažinti anglies pėdsaką išmetamosiose dujose.

## **1.5. Vandenilio priedo įtaka biodujomis veikiančio kibirkštinio uždegimo variklio parametrams**

Šiltnamio efektą sukeliančių dujų išsiskyrimui sumažinti naudojamas vandenilio priedas. Vandenilio degimo metu neišsiskiria anglies junginiai, tokie kaip CH, CO, CO<sub>2</sub>, arba suodžiai. Naudojant vandenilį padidėja azoto oksidų emisija, nes vandenilis padidina šilumos išsiskyrimo greitį ir maksimalų slėgį cilindre. Net ir naudojant gryną vandenilį, dėl ore esančio azoto degimo proceso metu susiformuoja azoto oksidai. Vandenilis puikiai tiktų norint padidinti biodujų degimo greitį ir sumažinti nematomo degimo fazę, nes pasižymi dideliu liepsnos sklidimo greičiu. Vandenilis taip pat pasižymi ir mažu tankiu, todėl, padidinus H<sub>2</sub> koncentraciją, jis užima dalį cilindro tūrio ir taip suprastėja cilindro pripildymas oru. Tai gali lemti padidėjusį anglies monoksido ir angliavandenilių kiekį išmetamosiose dujose, nors ir į cilindrų patenkantis anglies kiekis sumažėja. Norint užtikrinti kuo mažesnę CO<sub>2</sub> pėdsaką, vandenilis turėtų būti išgaunamas vienu iš alternatyvių būdų arba elektros energija, reikiama vandenilio gamybai, turėtų būti pagaminta naudojant saulės, vėjo arba kitas alternatyvias technologijas. Tokiu atveju sumažėtų bendras šiltnamio efektą sukeliančių dujų CO<sub>2</sub> ekvivalentas naudojant vandenilį kaip priedą (Li et al., 2017; Sharma et al., 2017).

Vandenilis, naudojamas kaip priedas, ne tik sumažina anglies atomų skaičių mišinyje, bet kartu ir padidina degalų šilumingumą. Lyginant metaną bei 10 %<sub>(v)</sub> vandenilio ir metano mišinį, šilumingumas padidėja nuo 50 MJ/kg iki 51 MJ/kg (1,98 %) o biodujų, kurių metano ir anglies dioksido santykis pagal tūrį 60/40, nuo 17,7 MJ/kg iki 18,3 MJ/kg (3,3 %). Matoma, kad net nedidelė dalis vandenilio padidina degalų šilumingumą. Vandenilis gali būti tiekiamas į sistemą skirtingais būdais. Vienas iš variantų – tiekti vandenilio ir biodujų arba GD mišinius į automobilio degalų talpyklą pripildymo metu. Tokiu atveju vandenilio ir dujų mišinys bus išpurškiamas per tuos pačius dujinių degalų purkštuvus, tiesiogiai į cilindrų arba į kolektorių (Korsakas et al., 2017). Vandenilis taip pat gali būti pripildomas į atskirą talpyklą ir per papildomus purkštuvus įpurškiamas į kolektorių arba tiesiogiai į cilindrų (Wongwuttanasatian et al., 2022). Šiuo atveju vandenilio ir biodujų santykis gali kisti priklausomai nuo važiavimo režimo arba variklio apkrovos.

Analizuojant vandenilio įtaką biodujų degimo procesui, pastebima, kad vandenilio priedas praplečia liesojo mišinio degimo ribą ir padidina degimo proceso temperatūrą ir šilumos išsiskyrimo greitį. Bandymų metu Alžyre mokslininkai nustatė, kad biodujų ir vandenilio mišiniai (vandenilio koncentracija kinta nuo 0 % iki 50 %) pasižymi aukštesne degimo proceso temperatūra. Papildomai tiekiant 50 % vandenilio pagal tūrį, degimo proceso temperatūra padidėja apie 4 %. Vandenilio priedas padidina šilumos išsiskyrimo greitį ir azoto oksidų kiekį, suformuojantį degimo proceso metu. Lyginant su biodujomis, net ir 10 % pagal tūrį vandenilio vidutiniškai 11 % padidina azoto oksidų kiekį. Didėjant vandenilio koncentracijai (20 %, 30 %, 40 % ir 50 %), azoto oksidų emisija atitinkamai padidėja 25 %, 39 %, 60 % ir 83 %. Vandenilis sumažina bendrą degiojo mišinio anglies ir vandenilio santykį, todėl sumažėja anglies atomų kiekis degimo procese. Pakeičiant dalį biodujų vandeniliu, sumažėja CH ir CO<sub>2</sub> emisija, tačiau didelio pokyčio CO emisijai nepastebėta. Papildomai tiekiant 30 % pagal tūrį vandenilio, anglies dioksido emisija sumažėja apie 16 %, o padidinus vandenilio koncentraciją iki 50 % sumažėja apie 31 % (Benaissa et al., 2022).

Vertinant vandenilio įtaką biodujų liepsnos sklidimo greičiui, buvo atlikti bandymai, kurių metu vandenilio koncentracija biodujose kinta nuo 9 % iki 33 %. Biodujos pasirinktos trijų metano ir anglies dioksido santykių: 50/50, 60/40 ir 72/28. Iš surinktų duomenų matyti, kad, didinant vandenilio koncentraciją biodujose, visais atvejais liepsnos sklidimo greitis didėja. Didėjant vandenilio koncentracijai, didėja degimo proceso šilumos išsiskyrimo greitis ir liepsnos sklidimo greitis, dėl aukšto vandenilio žemutinio šilumingumo ir liepsnos sklidimo greičio (Ismael et al., 2021). Maksimali šilumos išsiskyrimo greičio reikšmė, kai metano ir anglies dioksido santykis 60/40, nustatyta esant stochiometriniam arba paliesintam degiajam mišiniui, kai  $\lambda = 1,1$ . Palyginus šiuos du taškus, kai vandenilio koncentracija yra 9 %, matomas 0,4 % liepsnos sklidimo greičio padidėjimas, 17 % – 0,5 % sumažėjimas, 23 % – 2,9 % padidėjimas, 29 % – 3,4 % padidėjimas, kai vandenilio koncentracija yra 33 %, matomas 5,7 % liepsnos sklidimo greičio padidėjimas (Zhang & Jiang, 2018). Iš surinktų duomenų matoma, kad, naudojant biodujų ir vandenilio mišinius, nėra tikslinga liesinti arba riebindi degujį mišinį, norint kompensuoti lėtą biodujų degimo greitį, o reikia parinkti tinkamą vandenilio koncentraciją.

Bui et al. (2020) straipsnyje aprašomi Vietnamo mokslininkų bandymai, kurių metu vietoje vandenilio naudojamos Brauno dujos (HHO). Šiuo atveju HHO yra išpurškiamos į biodujomis veikiančio variklio įsiurbimo kolektorių ir reguliuojamas purkštuvo atidarymo laikas. Taip suformuojant degujį mišinį, kuriame vandenilis sudaro 13 %, 20 %, 26 %, 32 %, ir 38 % pagal tūrį. Naudojant Brauno dujas, rezultatai yra artimi naudojant vandenilį. Šiuo atveju maksimalus slėgis cilindre padidėja 19 %, 31 %, 47 %, 56 % ir 67 %, lyginant su biodujomis, kai HHO neįpurškiamas. Toks slėgio prieaugis sukelia ir azoto oksidų kiekio padidėjimą

visame bandomų mišinių diapazone. Kai HHO sudaro 13 %, azoto oksidų prieaugis mažiausias ir yra apie 6 %, tačiau, didinant HHO koncentraciją iki 38 %, azoto oksidų emisija padidėja apie 6 kartus. Taip pat HHO užima didelę dalį cilindro tūrio ir, didėjant Brauno dujų koncentracijai, kartu didėja ir CO kiekis išmetamosiose dujose (Rimkus, 2013). Naudojant vandenilį arba Brauno dujas, galimi keli degiojo mišinio ruošimo variantai. Vienu atveju biodujos ir Brauno dujos gali būti išpurškiamos (kaip mišinys) naudojant vieną purkštuvą arba gali būti išpurškiamos atskiromis įpurškimo sistemomis, o mišinys susiformuoja degimo kameroje. Pagal skirtingą įpurškimo metodiką nors ir išpurškiamas identiškas komponentų kiekis, tačiau degimo kameroje vandenilio ir biodujų pasiskirstymas nesutampa. Mišinio ruošimo strategijos pasirinkimas taip pat veikia galutinį rezultatą. Pasirinkus komponentus įpurkšti per bendrą purkštuvą, maksimali slėgio cilindre reikšmė sumažėja apie 1,9 %, kai HHO koncentracija yra 20 %, ir apie 8,6 %, kai 38 %. Išpurškimo strategija taip pat veikia ir kenksmingųjų junginių kiekį išmetamosiose dujose. Pasirinkus bendrą purkštuvą azoto oksidų emisija padidėja apie 8,9 %, kai HHO 20 %, ir apie 19,2 %, kai 38 %. Išpurškiant komponentus pro atskirus purkštuvus, vandenilis dega vėlesnėje degimo fazėje, o tai sumažina šilumos išsiskyrimo greitį ir azoto oksidų susidarymo tikimybę.

## 1.6. Pirmojo skyriaus išvados ir disertacijos uždavinių formulavimas

Atlikus mokslinės literatūros analizę, apžvelgus mokslinius straipsnius, ES ir Lietuvos norminius dokumentus ir apžvelgus realiomis sąlygomis veikiančias biodujų gamyklas Lietuvoje, suformuluojamos pirmojo skyriaus išvados:

1. Biodujų gamyba ir naudojimas vienu metu išsprendžia kelias problemas: atliekų perdirbimo, žiedinės gamybos be atliekų, energijos poreikio ir patenkančio į atmosferą CO<sub>2</sub> ekvivalento kiekio mažinimo.
2. Dėl biodujų gamyklų tinklo plėtros biodujų populiarumas didėja, o ir parengti ES bei Lietuvos norminiai dokumentai sudaro teisinę bazę steigti biodujų gamyklas ir naudoti bioudajas.
3. Biodujos dėl aukštos savaiminio užsiliepsnojimo temperatūros ir aukšto atsparumo detonacijai gali būti naudojamos KU vidaus degimo varikliuose su padidintu suslėgimo laipsniu ir esant ankstyvam uždegimo momentui.
4. Naudojant bioudajas KU vidaus degimo variklyje su padidintu suslėgimo laipsniu, padidėja biodujų degimo greitis, sutrumpėja 90 % degalų masės

degimo laikas, prasiplečia liesojo mišinio degimo ribos, tačiau, suslėgimo laipsniui esant didesniai nei 12, sumažėja šilumos išsiskyrimo greitis.

5. Biodujose esantis anglies dioksidas sumažina į cilindrus galintį patekti deguonies kiekį, variklio galingumą ir efektyvųjį naudingumo koeficientą, biodujų energijos tankį ir degimo greitį, šilumos išsiskyrimo greitį, degimo slėgį cilindre bei prailgina liepsnos formavimosi laikotarpį.
6. Naudojant biodujas liepsnos sklaidimo greitis ir šilumos išsiskyrimo greitis sumažėja. Tai lemia ir sumažėjusį azoto oksido kiekį išmetamosiose dujose, t. y. naudojant biodujas azoto oksidų emisija VDV išmetamosiose dujose mažėja kartais.
7. Literatūroje aprašyti bandymai atlikti naudojant įvairius priedus, norint pagerinti biodujomis veikiančio KU vidaus degimo variklio energinių parametrų reikšmes. Didžiausias efektyviojo naudingumo koeficiento ir generuojamo galingumo padidėjimas nustatytas naudojant vandenilį. Vandenilio naudojimas VDV nedidina CO, CO<sub>2</sub> ir CH emisijų.

Atsižvelgiant į pirmojo skyriaus išvadas, suformuluojami disertacijos uždaviniai:

1. Nustatyti biodujų kaip VDV degalų sudėtį, kuriai esant KU variklio ekologiniai ir energiniai parametrai prilygtų variklio veikiančio benzinu arba GD parametrams.
2. Išanalizuoti biodujomis veikiančio VDV indikatorinio slėgio variaciją, garso slėgio ir variklio vibracijos pagreičio kitimą. Įvertinti biodujų mišinių poveikį variklio parametrams.
3. Įvertinti biodujomis ir vandenilio mišiniais veikiančio KU variklio ekologinių ir energinių parametrų pokytį keičiant VDV apkrovos charakteristikos parametrus.
4. Įvertinti ekologinių ir energinių parametrų pokytį KU varikliui veikiant biodujų ir vandenilio mišiniais, esant pastoviai VDV apkrovai ir dviem UPK reguliavimo atvejams.
5. Praplėsti ir palyginti biodujų bei vandenilio mišiniais veikiančio KU variklio eksperimentinių bandymų rezultatus su skaitinio modeliavimo rezultatais, nustatyti biodujų ir vandenilio degimo proceso parametrus.
6. Remiantis eksperimentiniais ir skaitinio modeliavimo duomenimis, pateikti pasiūlymus dėl biodujų naudojimo KU varikliuose.

---

## **Biodujų naudojimo vidaus degimo varikliuose tyrimų metodika**

Šiame skyriuje aprašomi trys bandymams naudoti KU vidaus degimo varikliai, tiriamieji degalų mišiniai, tyrimų planas, VDV indikatorinio slėgio matavimo įranga ir vidutinio indikatorinio slėgio procentinio variacijos koeficiento skaičiavimo metodika. Pateikiama išmetamųjų dujų sudėties matavimo įranga ir skaičiavimo metodika, skirta atskirų komponentų lyginamajai emisijai apskaičiuoti. Nurodomi matavimo taškai ir naudota įranga variklio vibracijos pagreičio vertikalio kryptimi (išilgai cilindro ašies) ir horizontalio kryptimi (statmenai cilindro bei alkūniniam velenui) ir garso greičio matavimui.

Skyriaus tematika paskelbti du autoriaus straipsniai (Kriaučiūnas & Stravinskas, 2020; Kriaučiūnas et al., 2019).

### **2.1. Tiriamų variklių bandymo įranga ir degalai**

Bandymai naudojant biodujas buvo atlikti su trimis skirtingais kibirkštinio uždegimo varikliais. Du iš jų yra standartiniai vidaus degimo varikliai naudoti NISSAN ir DAEWOO automobilių gamintojų (suslėgimo laipsnis pritaikytas naudoti benzina arba suskystintąsias naftos dujas), o vienas stacionarus variklis

pritaikytas veikti 1500–1800 aps./min. sūkių diapazone naudojant suskystintą propaną arba gamtines dujas. Bandomų variklių duomenys pateikti 2.1 lentelėje.

**2.1 lentelė.** Bandymuose naudotų variklių techniniai duomenys

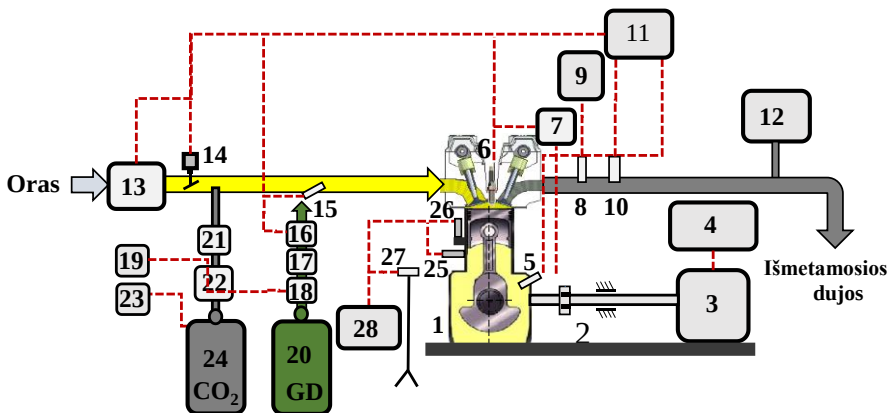
**Table 2.1.** Technical data of the engines used in tests

| Parametras                                                        | Variklio kodas |                 |             |
|-------------------------------------------------------------------|----------------|-----------------|-------------|
|                                                                   | HR16DE         | PSI 8,8L NA     | F8CV        |
| Gamintojas                                                        | NISSAN         | POWER SOLUTIONS | DAEWOO      |
| Cilindrų skaičius                                                 | 4              | 8               | 3           |
| Cilindro skersmuo $D$ , mm                                        | 78,0           | 110,5           | 68,5        |
| Stūmoklio eiga $S$ , mm                                           | 83,6           | 114,3           | 72,0        |
| Darbinis tūris $V_h$ , cm <sup>3</sup>                            | 1598           | 8799            | 796         |
| Suslėgimo laipsnis $\varepsilon$                                  | 10,7           | 10,1            | 9,3         |
| VDV galia $P_e$ , kW (esant alkūninio veleno aps./min.)           | 84 (6000)      | 138 (1800)*     | 38 (6000)   |
| VDV sukimo momentas $M_e$ , Nm (esant alkūninio veleno aps./min.) | 156 (4400)     | 733 (1800)*     | 71,5 (4400) |
| Aušinimas                                                         | Skysčiu        |                 |             |

\* VDV veikiant gamtinėmis dujomis

Bandymai, kurių metu tirta biodujų sudėtis, UPK ir oro pertekliaus koeficiento įtaka variklio ekologiniams ir efektyviesiems parametrams, atlikti Vilniaus Gedimino technikos universiteto Vidaus degimo variklių laboratorijoje. Bandymams naudotas NISSAN keturių cilindrų, kibirkštinio uždegimo variklis HR16DE. Variklis per veleną sujungtas su apkrovos stendu AMX200/100 (0,2 % tikslumas). Pastoviai variklio darbinės temperatūrai palaikyti visų bandymų metu papildomai sumontuotas plokštelinis šilumokaitis. Standartinis deguonies jutiklis buvo pakeistas plačiajuosčiu deguonies jutikliu BOSCH LSU 4.9, leidžiančiu stebėti oro ir degalų santykį. Įsiurbiamo oro masė buvo matuojama BOSCH kaitinamosios juostelės (angl. *hot film*) oro masės matuokliu HFM 5 (tikslumas 2 %). Dėl įsiurbimo kolektoriuje papildomai sumontuotų GD purkštuvų variklis yra tinkamas bandymams. Papildomai sumontavus CO<sub>2</sub> tiekimo sistemą VDV gali veikti biodujomis. Variklių UPK ir degalų įpurškimo kiekis, reguliuotas programuojamu elektroniniu valdymo bloku (EVB) MOTEC M800, kurio programinė įranga leidžia sudaryti išpurškimo žemėlapius pagrindiniams (benzino) ir papildomiems

(gamtinių dujų) purkštuvams. 2.1 paveiksle parodyta variklio tyrimų įrangos schema.



**2.1 pav.** Variklio HR16DE tyrimų įrangos schema: 1 – HR16DE KU variklis; 2 – jungiamasis velenas; 3 – variklio apkrovos stendas; 4 – apkrovos stendo valdymo blokas ir rodiklių įrašymo įranga; 5 – alkūninio veleno padėties jutiklis; 6 – uždegimo žvakė su indikatorinio slėgio cilindro jutikliu; 7 – indikatorinio slėgio registravimo įranga; 8 – išmetamųjų dujų temperatūros jutiklis; 9 – išmetamųjų dujų temperatūros jutiklio išvesties ekranas; 10 – plačiajuostis deguonies jutiklis; 11 – programuojamas variklio EVB; 12 – išmetamųjų dujų analizatorius; 13 – oro masės jutiklis; 14 – droselinės sklendės valdiklis; 15 – GD purkštuvai; 16 – slėgio reguliatorius; 17 – aukšto slėgio reguliatorius; 18 – Koriolio tipo degalų masės sąnaudų jutiklis GD; 19 – degalų masės sąnaudų jutiklio išvesties ekranas; 20 – GD balionas; 21 – aukšto dujų slėgio reguliatorius; 22 – Koriolio tipo CO<sub>2</sub> masės sąnaudų jutiklis; 23 – CO<sub>2</sub> masės sąnaudų jutiklio išvesties ekranas; 24 – CO<sub>2</sub> balionas; 25 – Bruel&Kjear 8341 CCLD akcelerometras horizontalia kryptimi; 26 – Bruel&Kjear 8341 CCLD akcelerometras vertikalia kryptimi; 27 – GRAS 46AE mikrofonas; 28 – Bruel&Kjear duomenų įrašymo įranga

**Fig. 2.1.** Schematic view of engine HR16DE test bench: 1 – HR16DE SI engine; 2 – connecting shaft; 3 – engine load stand; 4 – load stand ECU and display; 5 – crankshaft position sensor; 6 – spark plug with a pressure sensor; 7 – in-cylinder pressure recording equipment; 8 – exhaust gas temperature sensor; 9 – exhaust gas temperature display; 10 – wideband oxygen sensor; 11 – reprogrammable engine ECU; 12 – exhaust gas analyzer; 13 – air mass flow meter; 14 – throttle control servo motor; 15 – NG injector; 16 – low-pressure regulator; 17 – high-pressure regulator; 18 – Coriolis fuel mass flow meter for NG; 19 – fuel mass flow meter display; 20 – NG cylinder; 21 – high-pressure regulator; 22 – Coriolis fuel mass flow meter for CO<sub>2</sub>; 23 – fuel mass flow meter display; 24 – CO<sub>2</sub> cylinder; 25 – Bruel&Kjear 8341 CCLD accelerometer horizontal direction; 26 – Bruel&Kjear 8341 CCLD accelerometer for vertical direction; 27 – GRAS 46AE microphone; 28 – Bruel&Kjear Machine Diagnostics Toolbox

Variklių bandymo stendas naudotas VDV rodikliams tirti, veikiant benzinu ir biodujų mišiniais. Tirtų degalų sudėtis ir jų žymėjimas pateiktas 2.2 lentelėje. Pasirinktos biodujų sudėtys atitinka pramonėje naudojamų biodujų sudėtį. UAB AGARAS ir UAB KURANA naudojamų biodujų sudėtys pateiktos 1.3 ir 1.4 lentelėse (40BD\_GD ir 50BD\_GD). 20BD\_GD atitinka biodujas iš kurių išvalyta dalis CO<sub>2</sub>. Kaip lyginamieji taškai taip pat pasirinktas benzinas ir GD.

**2.2 lentelė.** Biodujų lyginamuosiuose bandymuose naudotų degalų sudėtis ir žymėjimas  
**Table 2.2.** Composition and marking of the fuels used for biogas comparative tests

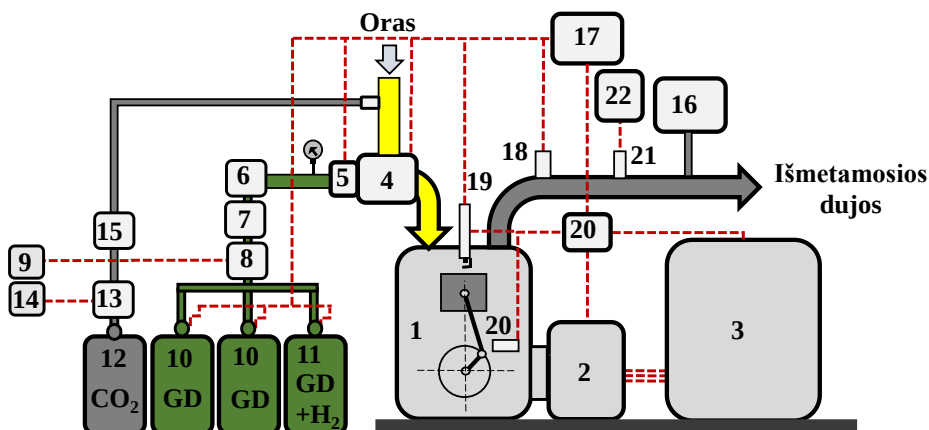
| Eil. Nr. | Benzinas % <sub>(m)</sub> | GD % <sub>(v)</sub> | CO <sub>2</sub> % <sub>(v)</sub> | Žymėjimas |
|----------|---------------------------|---------------------|----------------------------------|-----------|
| 1.       | 100                       | 0                   | 0                                | B         |
| 2.       | 0                         | 100                 | 0                                | GD        |
| 3.       | 0                         | 80                  | 20                               | 20BD_GD   |
| 4.       | 0                         | 60                  | 40                               | 40BD_GD   |
| 5.       | 0                         | 50                  | 50                               | 50BD_GD   |

Lyginamieji biodujų ir vandenilio (10 %<sub>(v)</sub>) mišinių bandymai, kurių metu biodujų sudėtis imituota naudojant gamtines dujas ir anglies dioksidą (anglies dioksido koncentracija biodujose iki 20 %<sub>(v)</sub>) atlikti Vilniaus Gedimino technikos universiteto Automobilų eksploatavimo mokomojoje laboratorijoje. Bandymams pasirinktas stacionarus 8,8L NA aštuonių cilindrų KU variklis. Detali variklio tyrimų įrangos schema pateikta 2.2 paveiksle, o tirti degalai bei jų žymėjimas – 2.3 lentelėje.

**2.3 lentelė.** Biodujų ir 10 %<sub>(v)</sub> vandenilio mišinių naudotų bandymuose sudėtis ir žymėjimas

**Table 2.3.** Composition and marking of biogas and 10 %<sub>(v)</sub> hydrogen mixtures used in tests

| Eil. Nr. | GD % <sub>(v)</sub> | CO <sub>2</sub> % <sub>(v)</sub> | H <sub>2</sub> % <sub>(v)</sub> | Žymėjimas   |
|----------|---------------------|----------------------------------|---------------------------------|-------------|
| 1.       | 100                 | 0                                | 0                               | GD          |
| 2.       | 90                  | 0                                | 10                              | GD10H2      |
| 3.       | 90                  | 10                               | 0                               | 10BD_GD     |
| 4.       | 81                  | 9                                | 10                              | 10BD_GD10H2 |
| 5.       | 80                  | 20                               | 0                               | 20BD_GD     |
| 6.       | 72                  | 18                               | 10                              | 20BD_GD10H2 |



**2.2 pav.** Variklio 8,8L NA tyrimų įrangos schema: 1 – PSI 8,8L NA KU variklis; 2 – elektros variklis-generatorius EM-PMI375-T800; 3 – elektros variklio-generatoriaus apkrovos valdymo stendas; 4 – droselinė sklendė; 5 – įsiurbiamų dujų slėgio jutiklis; 6 – mažo slėgio GD reduktorius; 7 – aukšto slėgio GD reduktorius; 8 – Koriolio tipo degalų masės sąnaudų jutiklis GD ir GD/H<sub>2</sub> mišiniams; 9 – degalų masės sąnaudų jutiklio išvesties ekranas; 10 – GD balionai; 11 – GD/H<sub>2</sub> mišinio balionai; 12 – CO<sub>2</sub> balionas; 13 – Koriolio tipo degalų masės sąnaudų jutiklis CO<sub>2</sub>; 14 – degalų masės sąnaudų jutiklio išvesties ekranas; 15 – CO<sub>2</sub> dujų srauto reguliatorius; 16 – išmetamųjų dujų analizatorius; 17 – variklio valdymo stendas; 18 – plačiajuostis deguonies jutiklis; 19 – uždegimo žvakė; 20 – alkūninio veleno padėties jutiklis; 21 – išmetamųjų dujų temperatūros jutiklis; 22 – išmetamųjų dujų temperatūros jutiklio išvesties ekranas

**Fig. 2.2.** Schematic view of engine 8.8L NA test bench: 1 – 8.8L NA SI engine; 2 – electric motor/generator EM-PMI375-T800; 3 – electric motor/generator load control stand; 4 – throttle; 5 – intake gas pressure sensor; 6 – low-pressure regulator NG; 7 – high-pressure regulator NG; 8 – Coriolis fuel mass flow meter for NG and NG/H<sub>2</sub> mixtures; 9 – fuel mass flow meter display; 10 – NG cylinder; 11 – NG/H<sub>2</sub> mixture cylinder; 12 – CO<sub>2</sub> cylinder; 13 – Coriolis fuel mass flow meter for CO<sub>2</sub>; 14 – fuel mass flow meter display; 15 – CO<sub>2</sub> gas flow regulator; 16 – exhaust gas analyzer; 17 – engine control stand; 18 – wideband oxygen sensor; 19 – spark plug; 20 – crankshaft position sensor; 21 – exhaust gas temperature sensor; 22 – exhaust gas temperature display

Vidaus degimo variklis pasirinktas bandymams dėl jo maitinimo sistemos konstrukcijos, kuri leidžia įvertinti biodujų užimamą turį ir cilindrų pripildymą, kai BD tiekiamos prieš droselinę sklendę. Naudojama droselinė sklendė skirta dujomis veikiantiems varikliams. Sklendės viduje sumontuota membrana reguliuoja į variklį patenkančių dujų kiekį (variklis pritaikytas veikti dujiniais degalais), todėl šiuo atveju biodujų ir vandenilio mišiniai tiekiami į variklį analogiškai, kaip tai vykta dujiniame variklyje.

VDV sujungtas su elektros varikliu-generatoriumi EM-PMI375-T800, kuris kartu su elektros apkrovos valdymo stendu sukuria apkrovą vidaus degimo varikliui. Variklio darbinei temperatūrai kontroliuoti sumontuotas papildomas elektrinis aušinimo skysčio siurblys ir du elektriniai ventiliatoriai, aušinantys variklio radiatorių, priklausomai nuo aušinimo skysčio temperatūros.

Vandenilio ir gamtinių dujų mišinys imituoja biodujas, iš kurių išvalyta dalis CO<sub>2</sub>, o vandenilio koncentracija mišiniuose yra 0 % arba 10 %. GD ir vandenilio mišinys pripildomas į balionus ir tiekiamas per du slėgio reguliatorius prieš droselinę sklendę. Anglies dioksidas tiekiamas iš atskiros talpyklos su įsiurbiamu oru į įsiurbimo kolektorių, taip pat prieš droselinę sklendę.

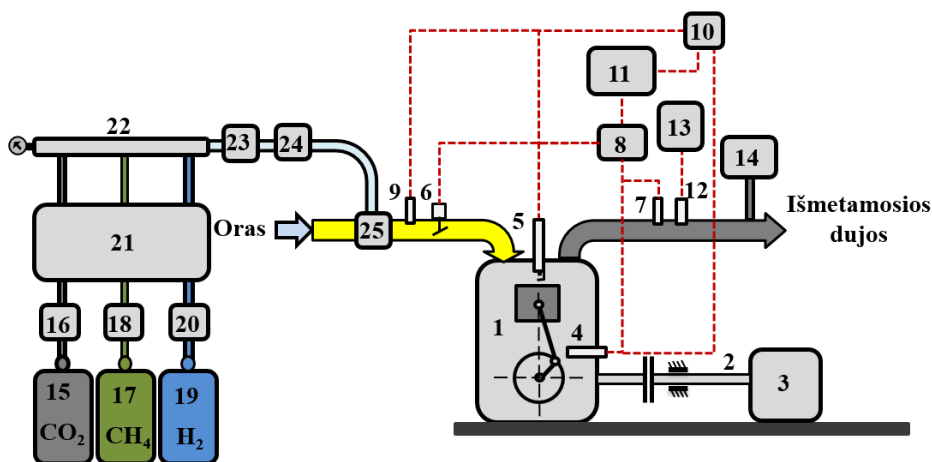
Biodujų ir vandenilio mišiniais veikiančio VDV tyrimams parinkti penki skirtingi mišiniai. Mišiniuose vandenilio koncentracija padidinama nuo 0 % iki 43 %. Biodujos parinktos su 40 %<sub>(v)</sub> CO<sub>2</sub>, nes tai yra biodujų sudėtis, artima pramonėje naudojamoms biodujoms, o vandenilio koncentracija padidinta nuo 10 % naudotų bandant mišinius 8,8L NA variklyje, kad būtų galima nustatyti variklio parametrų pokytį ir racionalią vandenilio koncentraciją esant šiai biodujų sudėčiai. Tirti degalai ir jų žymėjimas pateiktas 2.4 lentelėje.

**2.4 lentelė.** Biodujų ir vandenilio mišinių bandymuose naudotų degalų sudėtis ir žymėjimas

**Table 2.4.** Composition and marking of biogas and hydrogen fuels used in tests

| Eil. Nr. | CH <sub>4</sub> % <sub>(v)</sub> | CO <sub>2</sub> % <sub>(v)</sub> | H <sub>2</sub> % <sub>(v)</sub> | Žymėjimas |
|----------|----------------------------------|----------------------------------|---------------------------------|-----------|
| 1.       | 100                              | 0                                | 0                               | CH4       |
| 2.       | 51,6                             | 34,4                             | 14                              | 40BD14H2  |
| 3.       | 46,2                             | 30,8                             | 23                              | 40BD23H2  |
| 4.       | 40,2                             | 26,8                             | 33                              | 40BD33H2  |
| 5.       | 34,2                             | 22,8                             | 43                              | 40BD43H2  |

VDV ekologiniams ir energiniams parametrų nustatyti, kai vandenilio koncentracija yra iki 43 %, tirtas trijų cilindų 796 cm<sup>3</sup> darbinio tūrio F8DV DAEWOO kibirkštinio uždegimo variklis. Variklis pasirinktas dėl galimybės į įsiurbimo kolektorių tiekti iki 4-ių skirtingų dujų komponentų, sumaišant juos išoriniame maišytuve, kai slėgis yra vienodas. Šiuo atveju į įsiurbimo kolektorių iš atskirų talpyklų buvo tiekiamas metanas, vandenilis ir anglies dioksidas. Detali variklio tyrimų įrangos schema pateikta 2.3 paveiksle.



**2.3 pav.** Variklio F8CV tyrimų įrangos schema: 1 – F8DV KU variklis; 2 – jungiamasis velenas su sankaba; 3 – elektros variklis-generatorius; 4 – alkūninio veleno padėties jutiklis; 5 – uždegimo žvakė su cilindro slėgio jutikliu; 6 – droselinė sklendė; 7 – plačiajuostis deguonies jutiklis; 8 – variklio EVB; 9 – išsiurbiamo oro slėgio jutiklis; 10 – slėgio cilindre įrašymo įranga; 11 – kompiuteris, skirtas EVB parametrų reguliuoti ir duomenims slėgio cilindre surinkti; 12 – išmetamųjų dujų temperatūros jutiklis; 13 – išmetamųjų dujų temperatūros jutiklio išvesties ekranas; 14 – išmetamųjų dujų analizatorius; 15 – CO<sub>2</sub> dujų balionas; 16 – Koriolio tipo degalų masės sąnaudų jutiklis CO<sub>2</sub>; 17 – CH<sub>4</sub> dujų balionas; 18 – degalų masės sąnaudų jutiklis CH<sub>4</sub>; 19 – H<sub>2</sub> dujų balionas; 20 – degalų masės sąnaudų jutiklis H<sub>2</sub>; 21 – kiekvienos dujų rūšies rotometrai su slėgio reguliatoriais; 22 – dujų maišytuvas; 23 – dujų srauto reguliatorius; 24 – degalų masės sąnaudų jutiklis; 25 – degalų ir oro maišytuvas

**Fig. 2.3.** Schematic view of engine F8DV test bench: 1 – F8DV SI engine; 2 – connecting shaft; 3 – electric motor-generator; 4 – crankshaft position sensor; 5 – spark plug with a pressure sensor; 6 – throttle; 7 – wideband oxygen sensor; 8 – engine ECU; 9 – intake air pressure sensor; 10 – in-cylinder pressure recording equipment; 11 – computer to change ECU parameters and collect in-cylinder pressure data; 12 – exhaust gas temperature sensor; 13 – exhaust gas temperature display; 14 – exhaust gas analyzer; 15 – CO<sub>2</sub> cylinder; 16 – Coriolis fuel mass flow meter for CO<sub>2</sub>; 17 – CH<sub>4</sub> cylinder; 18 – fuel mass flow sensor CH<sub>4</sub>; 19 – H<sub>2</sub> cylinder; 20 – fuel mass flow sensor H<sub>2</sub>; 21 – rotameters with pressure regulators for each fuel type; 22 – gas mixer; 23 – gas flow regulator; 24 – fuel mass flow sensor; 25 – fuel and air mixer

Bandymai atlikti Silezijos universitete, Šiluminės energetikos institute, Vidaus degimo variklių laboratorijoje (Gliwicė, Lenkija). Variklio apkrova generuojama asinchroniniu elektros varikliu, veikiančiu kaip generatorius. Mišiniai bandyti esant 0,42 MPa vidutiniam indikatoriniam slėgiui. Variklio darbinė temperatūra kontroliuojama aušinimo sistemoje, papildomai įrengus du plokštinius šilumokaičius. Aušinimo skysčio cirkuliaciją pro šilumokaičius reguliuoja

variklio aušinimo sistemos termostatas. Šilumai tiekti iš šilumokaičių įrengtas valdymo vožtuvas, jungiantis šilumokaičius su pastato centrine šildymo sistema ir palaikantis pastovią variklio aušinimo skysčio temperatūrą ( $80 \pm 5$  °C).

Sudarius tiriamų variklių ir degalų mišinių sąrašą parengiamas bandymų planas, detalizuojamas 2.5 lentelėje.

**2.5 lentelė.** Bandymų planas

**Table 2.5.** Plan of the experiments

| Tiriamas variklis | Degalai     | Bandymai                                         | Detalizavimas                                                                                       |
|-------------------|-------------|--------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------|
| HR16DE            | B           | Keičiant reguliavimo charakteristikos parametrus | UKP nuo 16 °AV iki 60 °AV<br>$\lambda$ nuo 0,94 iki 1,06<br>$n$ nuo 2000 aps./min iki 2800 aps./min |
|                   | GD          |                                                  |                                                                                                     |
|                   | 20BD_GD     |                                                  |                                                                                                     |
|                   | 40BD_GD     |                                                  |                                                                                                     |
|                   | 50BD_GD     |                                                  |                                                                                                     |
|                   | B           | Esant pastoviam energijos kiekiui                | $E = 158$ MJ/h                                                                                      |
|                   | GD          |                                                  |                                                                                                     |
|                   | 20BD_GD     |                                                  |                                                                                                     |
|                   | 40BD_GD     |                                                  |                                                                                                     |
|                   | 50BD_GD     |                                                  |                                                                                                     |
| 8,8L NA           | GD          | Keičiant variklio apkrovą                        | $p_e$ nuo 0,25 MPa iki 0,78 MPa<br>$n = 1700$ aps./min ir 1900 aps./min                             |
|                   | GD10H2      |                                                  |                                                                                                     |
|                   | 10BD_GD     |                                                  |                                                                                                     |
|                   | 10BD_GD10H2 |                                                  |                                                                                                     |
|                   | 20BD_GD     |                                                  |                                                                                                     |
|                   | 20BD_GD10H2 |                                                  |                                                                                                     |
| F8CV              | CH4         | Esant pastoviai apkrovai                         | $p_i = 0,42$ MPa,<br>$H_2$ koncentracija nuo 0 % iki 43 %                                           |
|                   | 40BD14H2    |                                                  |                                                                                                     |
|                   | 40BD23H2    |                                                  |                                                                                                     |
|                   | 40BD33H2    |                                                  |                                                                                                     |
|                   | 40BD43H2    |                                                  |                                                                                                     |

Pasirinkta variklių gama įvertina biodujomis veikiančio lengvojo automobilio variklio ir dujinio variklio parametrus. HR16DE variklio bandymų rezultatai

naudojami biodujų, benzino ir GD ekologiniams ir energiniams parametrų įvertinti ir palyginti, esant skirtingiems reguliavimo parametrų, ir tinkamai kibirkštinio uždegimo variklio biodujų sudėčiai išskirti pagal ekologinius ir energinius parametrus. 8.8L NA variklio bandymo rezultatai naudoti biodujų ir vandenilio priedo poveikiui įvertinti. F8CV variklio bandymo rezultatai naudojami racionaliam kibirkštinio uždegimo variklio, veikiančio 40BD mišiniu, vandenilio kiekiui nustatyti.

## **2.2. Ekologinių ir energinių parametrų matavimo įranga**

Visų bandymų metu sukaupiti duomenys apie variklio ekologinių ir energinių rodiklių kitimą priklausomai nuo variklio bandymo režimo ir degalų sudėties. Taip pat nustatytas slėgio cilindre pokytis, atliekant bandymus su NISSAN IR DAEWOO varikliais. Atliekant bandymus su stacionariu PSI 8,8L NA varikliu, nebuvo galimybės nustatyti slėgio cilindre pokytį, todėl šiuo atveju nepateikiami grafikai, įvertinantys energinius pokyčius cilindre.

### **2.2.1. Išmetamųjų dujų matavimo įranga ir koncentracijos skaičiavimo metodika**

Bandymų metu Vilniaus Gedimino technikos universiteto laboratorijose abiem tirtiems varikliams išmetamųjų dujų sudėtis matuota AVL DICOM 400 analizatoriumi. Biodujų sudėtis imituota naudojant gamtines dujas, todėl analizatoriuje parinktas GD degalų išmetamųjų dujų matavimo režimas. Analizatorius nurodo oro pertekliaus koeficiento reikšmę, tačiau deguonies kiekis papildomai matuotas ir plačiajuosčiu deguonies jutikliu, ir įsiurbiamo oro masės jutikliu. Svarbu tiksliai nustatyti oro, patenkančio į variklį, kiekį, kad būtų palaikomas nustatytas oro ir degalų santykis bei žinomas kiekis, perskaičiuojant lyginamąsias išmetamųjų dujų komponentų emisijas.

Bandymų metu Silezijos technikos universiteto laboratorijoje išmetamųjų dujų sudėtis matuota CAPELEC išmetamųjų dujų analizatoriumi CAP 3201. Šis analizatorius taip pat turi galimybę tirti VDV veikiančio skirtingais degalais išmetamųjų dujų sudėtį. Šiuo atveju biodujų sudėtis imituota naudojant metaną, kuris yra pagrindinė gamtinių dujų sudedamoji dalis, todėl analizatorius nustatytas tirti gamtinių dujų išmetamųjų dujų sudėtį. Deguonies kiekis išmatuotas analizatoriumi, plačiajuosčiu deguonies jutikliu ir įsiurbiamo oro matuokliu. Abiejų analizatorių techniniai duomenys pateikti 2.6 lentelėje.

**2.6 lentelė.** Bandymuose naudotų išmetamųjų dujų analizatorių techniniai duomenys  
**Table 2.6.** Technical data of the exhaust gas analyzers used in tests

| Parametras                       | Analizatorius  |           |                  |           |
|----------------------------------|----------------|-----------|------------------|-----------|
|                                  | AVL DICOM 400  |           | CAPELEC CAP 3201 |           |
|                                  | Matavimo ribos | Tikslumas | Matavimo ribos   | Tikslumas |
| CO <sub>2</sub> , % pagal tūrį   | 0–20           | 0,1       | 0–21             | 4         |
| CO, % pagal tūrį                 | 0–10           | 0,01      | 0–10,5           | 3         |
| HC, ppm pagal tūrį               | 0–20000        | 1         | 0–20000          | 5         |
| NO <sub>x</sub> , ppm pagal tūrį | 0–5000         | 1         | 0–10000          | 1         |
| O <sub>2</sub> , % pagal tūrį    | 0–25           | 0,01      | 0–21             | 3         |
| λ                                | 0–9,999        | 0,001     | 0–9,999          | 0,001     |
| Variklio sukiai, aps./min.       | 250–9990       | 10        | 0–9999           | 10        |

Nėra tikslinga lyginti išmetamųjų dujų sudėtį skirtingų ir net tų pačių bandymų, kurių metu skiriasi variklio apkrova (droselinės sklendės padėtis). Išmatuotos emisijos perskaičiuojamos į lyginamuosius dydžius, kurie įvertina įsiurbiamo oro kiekį, valandines degalų sąnaudas ir generuojamą variklio galingumą (Pilusa et al., 2012):

$$b_{i\dot{m}} = EV_i \left( \frac{M_i}{M_{\dot{m}}} \cdot \frac{m_{i\dot{m}}}{P_e} \right), \quad (2.1)$$

čia  $EV_i$  – pasirinkto komponento emisija pagal tūrį išmetamosiose dujose, ppm;  $M_i$  – pasirinkto komponento molinė masė, g/mol;  $M_{\dot{m}}$  – išmetamųjų dujų molinė masė, g/mol;  $m_{i\dot{m}}$  – išmetamųjų dujų masė, kg/h;  $P_e$  – variklio galingumas, kW.

Išmetamųjų dujų kiekis apskaičiuojamas pagal įsiurbiamo oro ir degalų kiekį, patenkantį į variklį:

$$m_{i\dot{m}} = B_{oro} + B_d, \quad (2.2)$$

čia  $B_{oro}$  – į cilindrų patenkanti įsiurbiamo oro masė, kg/h;  $B_d$  – valandinės degalų sąnaudos, kg/h.

Išmetamųjų dujų molinė masė apskaičiuojama įvertinus atskirų išmetamųjų dujų komponentų procentinę dalį išmetamosiose dujose:

$$M_{i\text{šm}} = \sum_{i=1}^n M_i \cdot i_{\%}, \quad (2.3)$$

čia  $M_i$  – pasirinkto komponento molinė masė, g/mol;  $i_{\%}$  – pasirinkto komponento procentinė dalis.

Išmetamųjų dujų molinė masė apskaičiuojama įvertinant azoto, deguonies, vandens garų, anglies monoksido, anglies dioksido, angliavandenilių ir azoto oksidų molines mases bei procentinę dalį išmetamosiose dujose.

### 2.2.2. Degalų sąnaudų matavimo įtaisai ir mišinių šilumingumo skaičiavimas

Biodujos imituotos naudojant metano ir anglies dioksido arba gamtinių dujų ir anglies dioksido dujas, kurios atskiromis maitinimo sistemomis tiekiamos į variklio įsiurbimo kolektorių. Anglies dioksido ir gamtinių dujų arba metano sąnaudos matuotos atskiromis matuoklėmis. Matuoklių techniniai duomenys pateikti 2.7 lentelėje.

**2.7 lentelė.** Naudotų dujų sąnaudų matuoklių techniniai duomenys

**Table 2.7.** Technical data of the fuel consumption meters

| Parametras                      | Matuoklis                                        |                                   |                                  |
|---------------------------------|--------------------------------------------------|-----------------------------------|----------------------------------|
|                                 | RHEONIK RHM 015                                  | AALBORG XFM 47 (CO <sub>2</sub> ) | AALBORG XFM 47 (H <sub>2</sub> ) |
| Matavimo ribos                  | 0,004–0,6 kg/min                                 | 0–50 l/min                        | 0–50 l/min                       |
| Maksimalus sistemos slėgis, MPa | 137,9                                            | 3,45                              | 3,45                             |
| Sistemos temperatūra, °C        | –50–210                                          | –10–50                            | –10–50                           |
| Tikslumas, %                    | 0,1                                              | 0,25                              | 0,25                             |
| Atkartojamumas, %               | 0,05                                             | 0,15                              | 0,15                             |
| Matuojami degalai               | Dujiniai ir skystieji (reikalingas kalibravimas) | Anglies dioksidas                 | Vandenilis                       |

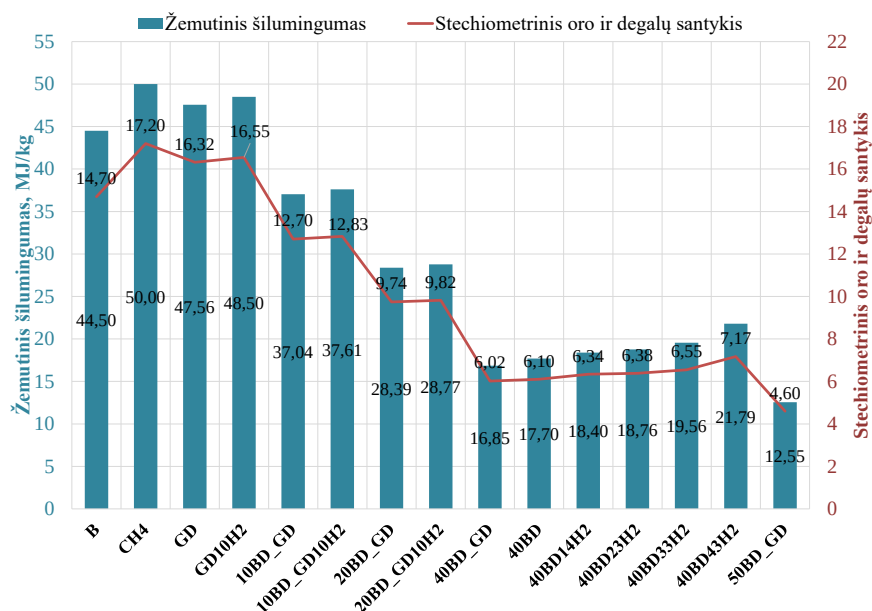
Atliekant bandymus su biodujų ir vandenilio mišiniais Vilniaus Gedimino technikos universiteto laboratorijose, buvo iš anksto paruoštas gamtinių dujų ir

vandenilio mišinys, kuriuo pripildytas dujų balionas, o anglies dioksidas tiekiamas iš atskiro baliono. Bandymų metu naudotos dvi RHEONIK RHM 015 Koriolio tipo dujų masės srauto matuoklės sukalibruotos pagal matuojamas dujas. Bandymų metu Silezijos technikos universiteto laboratorijoje visi trys komponentai buvo tiekiami iš atskirų balionų, todėl buvo naudojamos trys atskiros matuoklės: RHEONIK RHM 015 Koriolio tipo matuoklė anglies dioksidui, skaitmeniniai masės srauto matuokliai AALBORG XFM 47 vandeniliui ir metanui.

Bandymų metu tirti biodujų, kuriose anglies dioksidas sudaro iki 50 %<sub>(v)</sub>, mišiniai ir mišiniai su vandeniliu iki 43 %<sub>(v)</sub>. Bendras degalų šilumingumas pavaizduotas 2.4 paveiksle. Apskaičiuojant tiriamo mišinio šilumingumą taikomas adityvumo principas:

$$H_{\text{šmiš}} = \frac{H_{\text{šCH}_4} \cdot m_{\%CH_4}}{100} + \frac{H_{\text{šH}_2} \cdot m_{\%H_2}}{100}, \quad (2.4)$$

čia  $H_{\text{šCH}_4}$ ,  $H_{\text{šH}_2}$  – metano ir vandenilio žemutinis šilumingumas, MJ/kg;  $m_{\%CH_4}$ ,  $m_{\%H_2}$  – metano ir vandenilio komponento masės dalis, %.



2.4 pav. Tiriamų degalų žemutinis šilumingumas ir stochiometrinis oro ir degalų santykis

Fig. 2.4. Lower heat value and stoichiometric air to fuel ratio of the tested fuels

Tiriant biodujas, kuriose anglies dioksidas sudaro 40 %<sub>(v)</sub>, biodujų šilumingumas sumažėja iki 17,7 MJ/kg, todėl ir nedidelė vandenilio koncentracija (14 %), kurio šilumingumas 120 MJ/kg, bendrą mišinio šilumingumą padidina iki 19,3 MJ/kg. Biodujų bei biodujų ir vandenilio mišinių apskaičiuotos žemutinio šilumingumo reikšmės nurodytos 2.4 paveiksle. Biodujos žymimos pagal anglies dioksido ir vandenilio koncentraciją, pvz., 40BD14H2 tai yra biodujos, kurias sudaro 40 %<sub>(v)</sub> anglies dioksidas (likusi 60 %<sub>(v)</sub> dalis yra metanas) ir papildomai skaičiuojant nuo bendro biodujų kiekio yra tiekiamas 14 %<sub>(v)</sub> vandenilio. Kai biodujoms sudaryti naudojamos suslėgtosios gamtinės dujos, tada žymima 40BD\_GD14H2. Bandymai atliekami naudojant kibirkštinio uždegimo variklį, todėl pateikiamas ir benzino (žymima B) šilumingumas.

Priklausomai nuo tiriamų degalų arba mišinio sudėties, kinta ir oro kiekis, reikalingas vienam kilogramui degalų sudeginti. Todėl apskaičiuojamas oro kiekis, reikalingas vienam kilogramui degalų sudeginti (Heywood, 2018):

$$l_o = \frac{1}{0,23} \left( \frac{8}{3} C + 8H - O_d \right), \quad (2.5)$$

čia  $C$  – anglies masė degaluose, kg;  $H$  – vandenilio masė degaluose, kg;  $O_d$  – deguonies masė degaluose, kg.

Degalų degimo procesui įvertinti taip pat apskaičiuojamos šilumos balanso dedamosios (Heywood, 2018) ir įvertinamas energijos pasiskirstymas tarp naudingojo darbo:

$$E_{\eta_e} = B_d \cdot H_s \cdot \eta_e. \quad (2.6)$$

Nuostolių per išmetimo sistemą:

$$E_{i\dot{s}} = m_{i\dot{s}m} \cdot c_{i\dot{s}} \cdot T_{i\dot{s}m} - (m_{oro} \cdot c_{oro} \cdot T_{oro} + m_d \cdot c_d \cdot T_d), \quad (2.7)$$

čia  $m_{i\dot{s}m}, m_{oro}, m_d$  – atitinkamai išmetamųjų dujų, oro ir degalų masės, kg;  $c_{i\dot{s}}, c_{oro}, c_d$  – atitinkamai išmetamųjų dujų, oro ir degalų savitoji šiluma, MJ/kgK;  $T_{i\dot{s}m}, T_{oro}, T_d$  – atitinkamai išmetamųjų dujų, oro ir degalų temperatūra, K.

Apskaičiuojant mechaninius nuostolius, pradžioje apskaičiuojamas mechaninių nuostolių slėgis  $p_m$ , tada – mechaninių nuostolių dedamoji:

$$E_m = \frac{p_m \cdot V_h \cdot P_e \cdot 1000}{30 \cdot \tau}. \quad (2.8)$$

Šilumos nuostoliai apskaičiuojami pagal šią formulę:

$$E_{\text{š}} = E_d - E_{\eta_e} - E_{i\text{š}} - E_m, \quad (2.9)$$

čia  $E_d$  – degalų energijos dalis, MJ. Šilumos nuostoliai apima energiją, perduotą į aušinimo sistemą, išspinduliuotą į aplinką ir perduotą nuo įkaitusių variklio detalių, todėl, skaičiuojant šilumos nuostolius, įvertinamos visos likusios dedamosios.

### 2.2.3. Slėgio cilindre matavimo įranga

Atliekant bandymus svarbu nustatyti slėgio cilindre reikšmės priklausomai nuo alkūninio veleno pasisukimo kampo, nes jos naudojamos degimo proceso analizei. Šiuo atveju naudotas AVL BOOST programos įrankis BURN. Nors ir iš paties indikatorinio slėgio galima spręsti apie degimo procesą, vykstantį cilindre, tačiau, atlikus degimo proceso analizę, sudaromi papildantys grafikai, pvz., šilumos išsiskyrimo greičio priklausomybė nuo alkūninio veleno pasisukimo kampo, kuri detaliau apibrėžia degimo proceso parametrus. NISSAN ir DAEWOO variklių bandymų metu buvo naudota slėgio cilindre matavimo ir įrašymo įranga. Slėgio cilindre kitimas priklausomai nuo alkūninio veleno pasisukimo kampo kiekvienam tirtam degalų mišiniui buvo įrašomas surenkant 200 ciklų duomenis. Abu naudoti varikliai yra kibirkštinio uždegimo, tad slėgio jutiklis sumontuotas uždegimo žvakėje. NISSAN variklyje sumontuota uždegimo žvakė su integruotu slėgio jutikliu AVL ZI31\_Y7S. Detalesnė informacija apie slėgio jutiklius ir stiprintuvus pateikta 2.8 ir 2.9 lentelėse.

**2.8 lentelė.** Bandymuose naudotų slėgio jutiklių techniniai duomenys

**Table 2.8.** Technical data of the pressure sensors used in tests

| Parametras                  | Slėgio jutiklis |           |            |
|-----------------------------|-----------------|-----------|------------|
|                             | ZI31_Y7S        | 6117BF17  | 4045A1     |
| Matavimo ribos, MPa         | 0–20            | 0–20      | 0–0,2      |
| Jautrumas                   | 12 pC/bar       | 15 pC/bar | 250 mV/bar |
| Talpa, pF                   | 5               | 110       | –          |
| Pagreičio jautrumas, MPa/kg | 0,1             | <0,5      | –          |
| Darbinė temperatūra, °C     | 40–350          | ≤350      | 0–140      |
| Tikslumas, %                | ±0,5            | ≤±0,6     | <0,3       |
| Savasis dažnis, kHz         | 130             | 130       | >120       |

**2.9 lentelė.** Bandymuose naudotų stiprintuvų techniniai duomenys

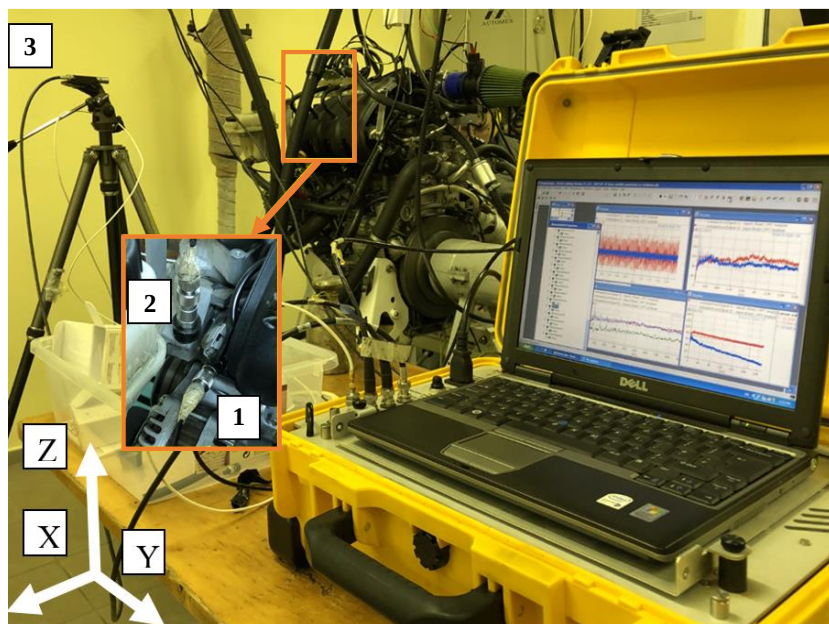
**Table 2.9.** Technical data of the amplifiers used in tests

| Parametras                      | Stiprintuvas          |                |            |
|---------------------------------|-----------------------|----------------|------------|
|                                 | AVL DiTEST<br>DPM 800 | 5039A212       | 4618A0     |
| Įėjimo ribos                    | 6000 pC               | 5000–50 000 pC | 4–20 mV    |
| Signalų išdavimas               | 1 mV/pC               | 0 – 10 V       | 250 mV/bar |
| Nulinės padėties perstūmimas, V | 0,5                   | –              | –1–1       |
| Signalų amplitudė, V            | 0,5–4,5               | –              | 0,05–1     |
| Darbinė temperatūra, °C         | –10–120               | 0–60           | 0–60       |
| Įtampa, V                       | 8–32                  | 18–36          | 18–30      |
| Matmenys, mm                    | l = 131, d = 13,8     | 94×64          | 94×64      |

Slėgis cilindre įrašomas naudojant LABVIEW REAL TIME modulį. DAEWOO variklyje naudotas KISTLER firmos pjezoelektrinis slėgio jutiklis 6117BF17, kuris kartu sujungtas su signalo stiprintuvu 5039A212. Šiuo atveju slėgio matavimo įranga įrašo tik slėgio priklausomybę nuo alkūninio veleno pasisukimo kampo. Papildomai reikia išmatuoti slėgį įsiurbimo kolektoriuje. Norint susieti šiuos du dydžius, naudotas dar vienas KISTLER firmos pjezovaržinis slėgio jutiklis 4045A1, sujungtas su 4618A0 stiprintuvu. Padidinta įtampa po stiprintuvų iš abiejų jutiklių perduodama į du NATIONAL INSTRUMENTS modulius PXI-6133 ir PXI-6602. Matavimų metu įrašoma  $2^{10}$  taškų slėgio duomenų vienam alkūninio veleno apsisukimui, kuris fiksuojamas papildomai sumontuotu veleno pasisukimo kampo jutikliu.

## 2.3. Vibracijų ir garso slėgio matavimo įranga

Kintant degalų sudėčiai, kinta ir variklio vibracijų pagreičio amplitudė. Didėjant variklio vibracijų pagreičiui mažėja variklio detalių ir atramų ilgaamžiškumas. Bandant biodujas, esant skirtingai anglies dioksido koncentracijai, papildomai sumontuoti du akcelerometrai, matuojantys variklio vibraciją vertikalia kryptimi (išilgai cilindro ašies) ir horizontalia kryptimi (statmenai cilindrai ir alkūniam velenui). Šiems matavimams naudoti BRUEL&KJEAR 8341 CCLD akcelerometrai. Kintant degimo procesui ir variklio vibracijoms, kartu kinta ir garso slėgis. Todėl papildomai sumontuotas GRAS 46AE mikrofonas. Matavimo įtaisų techniniai duomenys pateikti 2.10 lentelėje, o išdėstymas – 2.5 paveiksle.



**2.5 pav.** Vibracijos ir garso slėgio matavimo įrangos išdėstymas. 1 – akcelerometras matuoti horizontalia kryptimi; 2 – akcelerometras matuoti vertikalia kryptimi; 3 – GRAS 46AE mikrofonas

**Fig. 2.5.** Vibration and sound pressure measuring equipment layout. 1 – accelerometer for horizontal direction measurements; 2 – accelerometer for vertical direction measurements; 3 – GRAS 46AE microphone

**2.10 lentelė.** Bandymuose naudotų akcelerometrų ir mikrofono techniniai duomenys  
**Table 2.10.** Technical data of the accelerometers and microphone used in tests

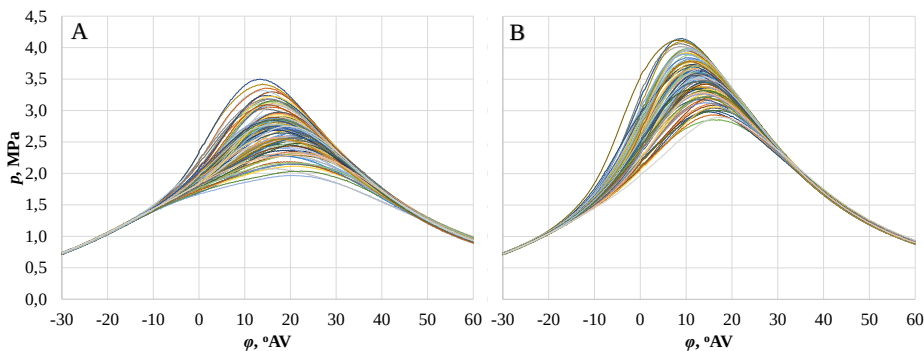
| Parametras                | BRUEL&KJEAR 8341 CCLD  | GRAS 46AE   |
|---------------------------|------------------------|-------------|
| Dažnio matavimo ribos, Hz | 0,3–10 000             | 3,15–20 000 |
| Jautrumas                 | 10 mV/ms <sup>-2</sup> | 50 mV/Pa    |
| Darbinė temperatūra, °C   | –50–121                | –30–85      |
| Matuojamo garso ribos, dB | –                      | 17–138      |

Garso slėgio ir vibracijos pagreičio duomenys buvo surinkti naudojant BRUEL&KJEAR mašinų diagnostikos modulį, kurį sudaro signalo apdorojimo įrankių rinkinys 9727 kartu su 5 kanalų duomenų įrašymo įrenginiu 3560–B ir

universalio mašinų diagnostikos įrankių programinės įrangos paketu 7910. Kiekvieno bandymo metu vibracijos ir garso slėgio duomenys įrašomi 3,2 kHz (vibracijai) ir 25,2 kHz (garso slėgiui) dažniu, įrašymo trukmė – 2 s (vibracijai) ir 0,24 s (garso slėgiui).

## 2.4. Vidutinio indikatorinio slėgio variacijos skaičiavimas

Nustatant vidaus degimo variklio degimo proceso parametrus, varikliui veikiant skirtingais degalų mišiniais, reikia įvertinti ir slėgio cilindre ciklinę variaciją. Reguluojant VDV parametrus, degimo proceso stabilumas ir indikatorinio slėgio sklaida kinta (2.6 pav.).



**2.6 pav.** Indikatorinio slėgio sklaida varikliui veikiant biodujomis ir pakeitus UPK:

A – UPK = 28 °AV; B – UPK = 38 °AV

**Fig. 2.6.** Indicated pressure distribution of engine working on biogas at different ST: A – ST = 28 °CA; B – ST = 38 °CA

Vertinant slėgio variaciją, duomenų imčiai pasirenkamas variklio ciklų skaičius, per kurį fiksuojamos variklio indikatorinio slėgio reikšmės. Tiriama skirtingi biodujų mišiniai reguliuojant UPK ir esant pastoviems variklio alkūninio veleno sūkiams bei oro pertekliaus koeficientui. Išmatavus slėgį cilindre, kiekvienam bandymo taškui apskaičiuojamas indikatorinis variklio galingumas ir vidutinis indikatorinis slėgis. Vidutinis indikatorinis slėgis apskaičiuojamas pagal (2.10) formulę (Rimkus et al., 2019):

$$p_i = \frac{P_i \cdot 30 \cdot \tau}{V_{hc} \cdot n}, \quad (2.10)$$

čia  $P_i$  – variklio cilindre sukuriama indikatorinė galia, kW;  $\tau$  – taktiškumas;  $V_{hc}$  – cilindro darbinis tūris,  $\text{dm}^3$ ;  $n$  – alkūninio veleno sūkliai, aps./min.

Vidutinio indikatorinio slėgio procentinis variacijos koeficientas apskaičiuojamas pagal (2.11) formulę (Kosmadakis et al., 2018), padalijus standartinį nuokrypį iš vidutinio indikatorinio slėgio vidurkio.

$$VK_{p_i} = \frac{\sigma_{p_i}}{\bar{p}_i} \cdot 100, \quad (2.11)$$

$$\sigma_{p_i} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (\bar{p}_i - p_{(i)i})^2}{n - 1}}, \quad (2.12)$$

$$\bar{p}_i = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n p_{(i)i}, \quad (2.13)$$

čia  $p_i$  – kiekvienam atskiram variklio darbo ciklui apskaičiuotas vidutinis indikatorinis slėgis.

Kiekvienam vidutinio indikatorinio slėgio procentiniam variacijos koeficientui apskaičiuoti surenkami 200 ciklų duomenys, nurodantys indikatorinio slėgio kitimą cilindre, priklausomai nuo alkūninio veleno pasisukimo kampo.

## 2.5. Eksperimentinių tyrimų indikatorinio slėgio paklaidų analizė

Eksperimentinių bandymų metu rezultatus galima išskirti į tiesioginių matavimų duomenis ir netiesioginių matavimų duomenis – apskaičiuotus parametrus. Visų tiesioginių matavimų metu rezultatai buvo fiksuojami po 5 kartus kiekvienam bandymui, o bandymai kartoti bent 2 kartus. Surenkant slėgio cilindre duomenis, kiekvieno matavimo metu įrašyta 200 slėgio cilindre reikšmių alkūniniam velenui apsisukus  $720^\circ \text{AV}$ , o duomenų surinkimas kartotas bent 2 kartus. Slėgio cilindre duomenys sudaro statistinę aibę, kurios paklaidą galima įvertinti apskaičiavus suminę paklaidą (Hughes & Hase, 2010).

Visų pirma pagal (2.14) formulę apskaičiuojamas matuojamo dydžio vidurkis:

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i. \quad (2.14)$$

Atskirų matavimų paklaidos:

$$\Delta x_i = x_i - \bar{x}. \quad (2.15)$$

Atskirų matavimų paklaidų kvadratų sumos:

$$\sum_{i=1}^n (\Delta x_i)^2. \quad (2.16)$$

Standartinis vidurkio kvadratinis nuokrypis:

$$s = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (\Delta x_i)^2}{n(n-1)}}. \quad (2.17)$$

Tada ribinė atsitiktinė matavimo paklaida, kai pasirinktas normalusis paklaidų skirstinys ir tikimybė yra 0,9973, apskaičiuojama pagal formulę:

$$\Delta_{lim} = \pm 3 \cdot s. \quad (2.18)$$

Ribinė imties paklaida, susidedanti iš aritmetinių vidurkių, apskaičiuojama pagal šią formulę:

$$\Delta_{lim\bar{x}} = \frac{\Delta_{lim}}{\sqrt{n}}, \quad (2.19)$$

čia  $n$  – matavimo skaičius. Priimta, kad  $n = 200$ .

Sisteminių paklaidų algebrinė suma apskaičiuojama pagal formulę:

$$\sum \Delta m_i = \Delta m_{iprt} + \Delta m_{imp}, \quad (2.20)$$

čia  $\Delta m_{iprt}$  – matavimo prietaiso paklaida;  $\Delta m_{iprt} = 0,01$  MPa;  $\Delta m_{ims}$  – matavimo prietaiso padalos paklaida. Faktinė  $\Delta m_{ims} = 0,0001$  MPa.

Tada suminė paklaida, susidedanti iš sisteminių ir suminių paklaidų, apskaičiuojama pagal formulę:

$$\Delta \sum lim = \sum \Delta m_i \pm \sqrt{\Delta_{lim}^2}. \quad (2.21)$$

Gautos suminių paklaidų reikšmės ir apskaičiuoti pagrindiniai parametrai (MPa), varikliui veikiant pasirinktu mišiniu, oro pertekliaus koeficientui esant  $\lambda = 1$ , o UPK parinktam pagal maksimalų sukimo momentą, pateikiamos 2.11 lentelėje.

**2.11 lentelė.** Slėgio cilindre suminės paklaidos

**Table 2.11.** Total errors of in-cylinder pressure

| <b>Parametras</b><br><b>Mišinys</b> | $\bar{x}$ , MPa | $s$ , MPa | $\Delta \sum lim$ , MPa |
|-------------------------------------|-----------------|-----------|-------------------------|
| B                                   | 2,20            | 0,0203    | 0,0698                  |
| GD                                  | 2,21            | 0,0147    | 0,0533                  |
| 20BD_GD                             | 2,06            | 0,0143    | 0,0523                  |
| 40BD_GD                             | 1,70            | 0,0060    | 0,0274                  |
| 50BD_GD                             | 1,61            | 0,0040    | 0,0217                  |
| CH4                                 | 2,02            | 0,0180    | 0,0255                  |
| 40BD14H2                            | 2,32            | 0,0074    | 0,0757                  |
| 40BD23H2                            | 2,56            | 0,0109    | 0,0256                  |
| 40BD33H2                            | 2,78            | 0,0073    | 0,0428                  |
| 40BD43H2                            | 2,96            | 0,0183    | 0,0618                  |

Iš apskaičiuotų rezultatų matoma, kad paklaida neviršija 0,08 MPa, o vidurkio standartinis nuokrypis neviršija 0,03 MPa. Varikliui veikiant biodujų ir vandenilio mišiniu, didinant vandenilio koncentraciją nuo 0 % iki 43 %, didžiausia paklaida nustatyta, kai vandenilio koncentracija yra 14 %, tačiau ir šiuo atveju paklaida sudaro tik 3,26 % vertinant pagal išmatuotą slėgį.

## 2.6. Antrojo skyriaus išvados

Parinkus biodujų ir vandenilio mišinius, atsižvelgiant į pramonėje naudojamų biodujų sudėtį, ir tinkamus KU variklius bei bandymų įrangą, suformuluojamos antrojo skyriaus išvados:

1. Bandymams pasirinktos biodujos, kuriose CO<sub>2</sub> koncentracija yra iki 50 %, įvertina kraštutinį atvejį, kai biodujų gamybos procesas veikia neracionaliai arba parenkama žaliava nėra tinkamai paruošiama biodujų gamybai. Kiti mišiniai atitinka iš dalies išvalytas biodujas (20BD\_GD) ir nevalytas biodujas 40BD\_GD. Palyginimui su transporto sektoriuje naudojamais degalais, pasirinktas benzinas ir metanas arba GD.
2. Bandymuose naudotas 8,8L NA dujinis variklis. Biodujų ir vandenilio mišiniai į įsiurbimo kolektorių tiekiami per gamtinėms dujoms pritaikytą sklendę, taip atkuriant realias dujinio variklio veikimo sąlygas.
3. Išmetamųjų dujų lyginamųjų emisijų, vidutinio indikatorinio slėgio procentinio variacijos koeficiento, mišinių žemutinio šilumingumo ir reikiamo oro kiekio skaičiavimo metodikos pritaikytos KU varikliui veikiančiam biodujų ir vandenilio mišiniais.
4. Slėgio cilindre suminės paklaidos maksimali reikšmė – 3,3 % – nustatyta varikliui veikiant 40BD14H2.
5. Parinkta įranga variklio vibracijos pagreičiui vertikalia kryptimi (išilgai cilindro ašies) ir horizontalia kryptimi (statmenai cilindrai bei alkūniniams velenai) ir garso slėgiui matuoti. Surinkti duomenys nurodo, kaip kinta variklio skleidžiamas garsas ir variklio vibracija, pakeitus degalų mišinį ir esant skirtingiems VDV reguliavimo parametrams.



---

## **Biodujomis ir benzinu veikiančių kibirkštinio uždegimo variklių eksperimentiniai bandymai**

Pateikiami skirtingais biodujų bei biodujų ir vandenilio mišiniais veikiančių kibirkštinio uždegimo vidaus degimo variklių stendinių bandymų rezultatai ir jų analizė. Bandymams pasirinkti trys skirtingi varikliai, kurių konstrukcija leidžia įvertinti biodujų sudėties, vandenilio priedo, reguliavimo bei apkrovos charakteristikų poveikį ekologiniams ir energiniams variklio parametrams. Stendiniais bandymais nustatomas racionalus biodujose esančio metano ir anglies dioksido santykis pagal variklio ekologinius ir energinius parametrus, įvertinamas vandenilio priedo poveikis kibirkštinio uždegimo variklio parametrams.

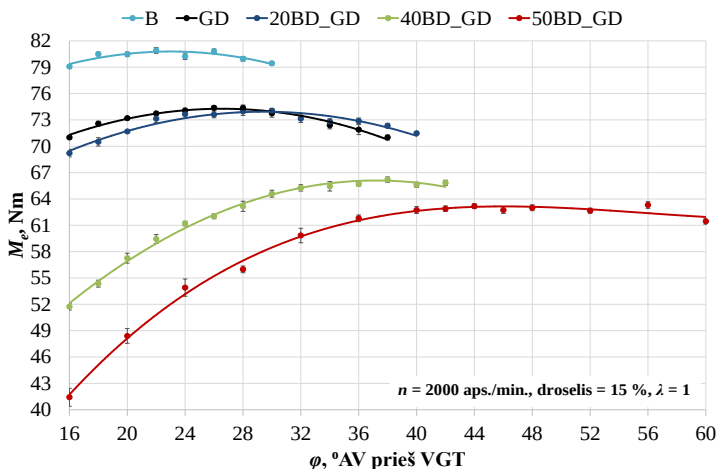
Skyriaus tematika paskelbti du autoriaus straipsniai (Kriaučiūnas et al., 2021, 2021a).

### 3.1. Biodujomis ir benzinu veikiančio kibirkštinio uždegimo variklio reguliavimo charakteristikos

#### 3.1.1. Bandymai esant fiksuotam droseliui ir reguliuojant uždegimo paskubos kampą

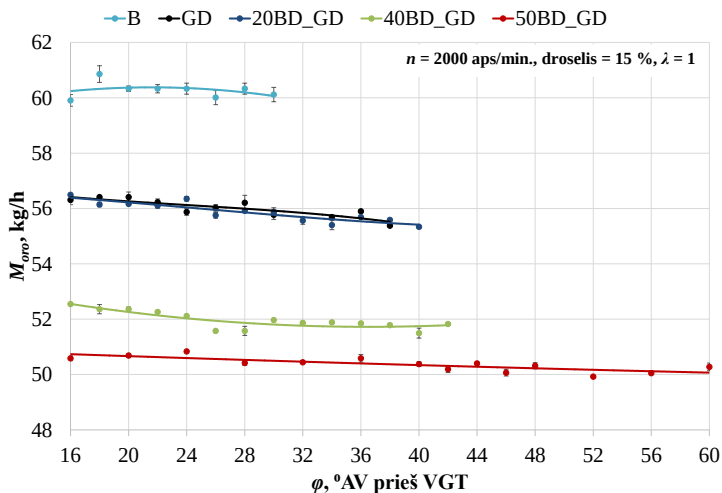
Tiriant biodujų galimybę pakeisti benziną standartiniame KU variklyje, atlikti bandymai naudojant NISSAN keturių cilindrų kibirkštinio uždegimo variklį HR16DE. Ekologiniai ir energiniai variklio parametrai nustatyti bandymų metu varikliui veikiant benzinu, GD, 20BD\_GD, 40BD\_GD ir 50BD\_GD. Bandymai atlikti keičiant UPK, kai variklio alkūninio veleno sūčiai yra 2000 aps./min., oro pertekliaus koeficientas  $\lambda = 1$ , droselinė sklendė atidaryta 15 %.

Bandymams naudojamas HR16DE variklis, pritaikytas veikti suslėgtosiomis gamtinėmis dujomis. Variklio, veikiančio biodujomis, parametrams palyginti naudojamas benzinas ir suslėgtosios gamtinės dujos. 3.1 paveiksle matoma, kad didžiausias sukimo momentas (80,9 Nm) sukuriama varikliui veikiant benzinu ir UPK esant 22 °AV. Didžiausias sukimo momentas sukuriama varikliui veikiant benzinu, nes reikalingas mažesnis oro kiekis stochiometriniam mišiniui sudaryti ir įsiurbimo metu geriau pripildomi cilindrai. Tai lemia, kad daugiau oro, t. y. 60,3 kg/h (esant maksimaliam sukimo momentui), patenka į cilindrus (3.2 pav.). Pakeitus degalus į GD, maksimalus sukimo momentas sumažėjo 7,6 % ir yra išmatuotas UPK padidinus iki 26 °AV. Tai lėmė mažas GD tankis (1.6 lentelė) bei 7,4 % sumažėjęs oro kiekis, patenkantis į cilindrus.



3.1 pav. VDV generuojamo sukimo momento priklausomybė nuo degalų rūšies ir UPK  
Fig. 3.1. Dependence of ICE generated torque on fuel type and ST

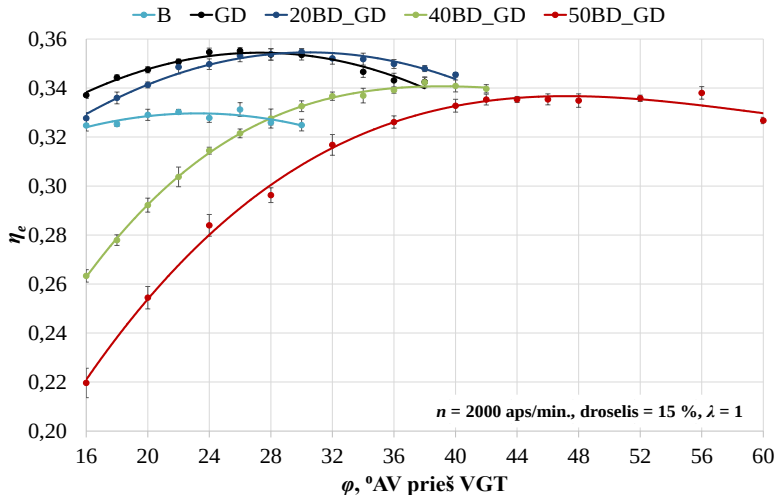
Atliekant gamtinių dujų ir 20 %<sub>(v)</sub> anglies dioksido mišinio 20BD\_GD bandymus tomis pačiomis sąlygomis, sukimo momentas sumažėjo 0,4 % dėl mišinyje esančio anglies dioksido ir sumažėjusio degimo greičio, maksimali sukimo momento reikšmė išmatuota UPK esant 30 °AV. Padidinus CO<sub>2</sub> koncentraciją ir bandant 40BD\_GD ir 50BD\_GD, esant tai pačiai droselinės sklendės padėčiai, sukimo momentas atitinkamai sumažėjo 11,6 % ir 16,3 %, lyginant su GD, dėl sumažėjusio degalų šilumingumo atitinkamai 7,8 % ir 10,6 % bei sumažėjusio į cilindrus patenkančio degiojo mišinio kiekio. Maksimali sukimo momento reikšmė išmatuota UPK esant 38 °AV ir 44 °AV. Matoma, kad, didinant anglies dioksido koncentraciją biodujose, maksimalus sukimo momentas buvo išmatuotas esant ankstyvesniam uždegimo momentui dėl sulėtėjusio biodujų degimo greičio.



**3.2 pav.** Oro kiekio, patenkančio į cilindrus, priklausomybė nuo degalų rūšies ir UPK  
**Fig. 3.2.** Dependence of the amount of air entering the cylinders on fuel type and ST

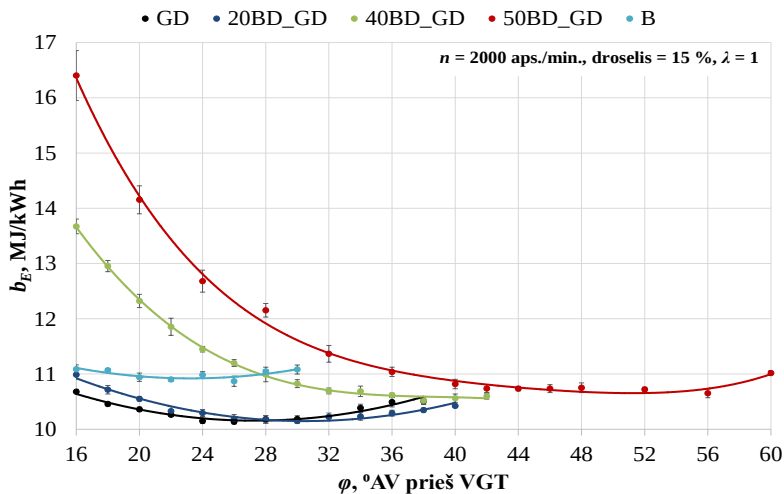
Didžiausias variklio efektyvusis naudingumo koeficientas, varikliui veikiant benzinu, yra 0,331 (3.3 pav.). Tai yra mažiausia reikšmė, lyginant su atvejais, kai variklis veikia biodujomis. Naudingumo koeficientas sumažėja naudojant benziną, nes benzino energijos kiekis tūrio vienetu yra didžiausias iš visų tiriamų degalų mišinių, tačiau sukuriamas sukimo momentas nėra išlaikomas proporcingai energijos kiekiui, patenkančiam į cilindrus. Tai matoma ir įvertinus lyginamąsias energijos sąnaudas, pateiktas 3.4 paveiksle. Naudojant benziną ir esant didžiausiam variklio efektyviajam naudingumo koeficientui, lyginamosios energijos sąnaudos yra 10,9 MJ/kWh. Naudojant 50BD\_GD, kuriomis veikdamas variklis generavo mažiausią sukimo momentą iš tiriamų degalų (63,2 Nm), aps-

kaičiuotas efektyvusis naudingumo koeficientas yra 1,2 % didesnis, o lyginamosios energijos sąnaudos sumažėja 2,0 %, palyginus su duomenimis, kai variklis veikė benzinu.



**3.3 pav.** Variklio efektyviojo naudingumo koeficiento priklausomybė nuo degalų rūšies ir UPK

**Fig. 3.3.** Dependence of engine brake thermal efficiency on fuel type and ST

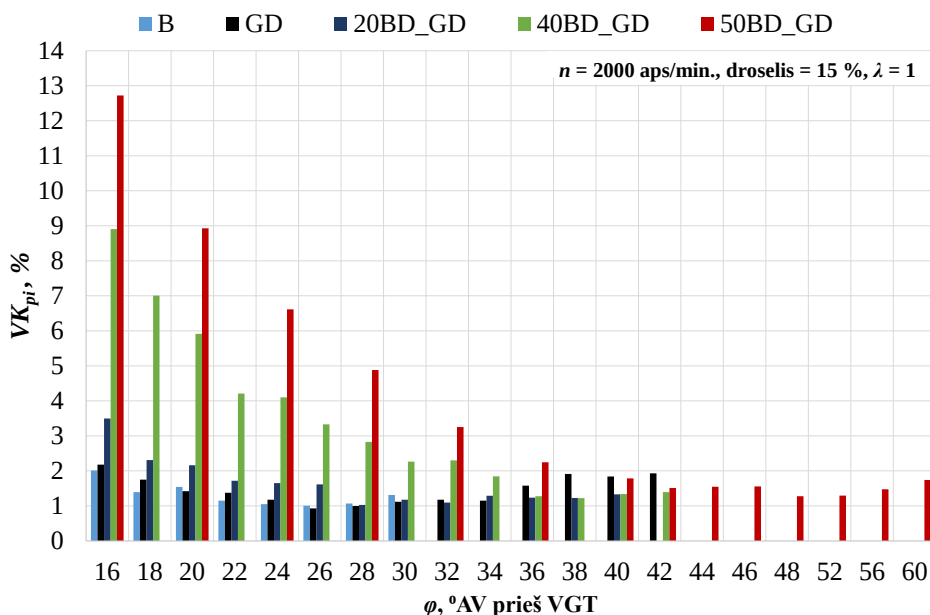


**3.4 pav.** Variklio lyginamųjų energijos sąnaudų priklausomybė nuo degalų rūšies ir UPK

**Fig. 3.4.** Dependence of engine brake-specific energy consumption on fuel type and ST

Sumažinus  $\text{CO}_2$  koncentraciją biodujose, maksimalus efektyvusis naudingumo koeficientas padidėja 3,3 % ir 6,7 % atitinkamai naudojant 40BD\_GD ir 20BD\_GD, o lyginamosios energijos sąnaudos sumažėjo 3,3 % ir 6,8 %, palyginus su 50BD\_GD. GD atveju efektyvusis naudingumo koeficientas padidėjo 6,9 %, o lyginamosios energijos sąnaudos sumažėjo 7,0 %. Matoma, kad parinkus tinkamą UPK, visais atvejais, benzina pakeitus biodujomis, variklio efektyvusis naudingumo koeficientas padidėja, o lyginamosios energijos sąnaudos sumažėja. Taip yra dėl mažesnio biodujų šilumingumo, proporcingai didesnio sukuriama sukimo momento ir geresnio degiojo mišinio susimaišymo, esant dujiniams degalams.

Atlikus bandymus su skirtingų degalų mišiniais, matomas sukimo momento pokytis, keičiantis degalų savybėms. Tai parodo, kad, esant tiems patiems variklio valdymo parametrų ir pasikeitus išvystomam sukimo momentui, degimo procesas ir slėgis cilindre taip pat kinta. Norint nustatyti vidutinio indikatorinio slėgio sklaidą nuo vidutinės reikšmės, esant skirtingiems degalams ir UPK, apskaičiuotas procentinis variacijos koeficientas, kurio priklausomybė nuo UPK, esant skirtingiems degalų mišiniais, pateikta 3.5 paveiksle.



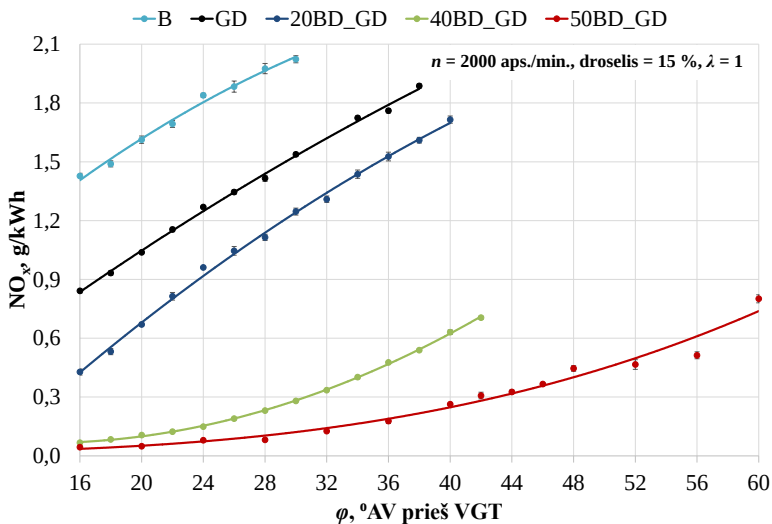
3.5 pav. Variacijos koeficiento priklausomybė nuo degalų rūšies ir UPK

Fig. 3.5. Dependence of coefficient of variation on fuel type and ST

Naudojant 50BD\_GD ir esant vėlyviems uždegimo momentams (16  $^\circ \text{AV}$ , 20  $^\circ \text{AV}$ , 24  $^\circ \text{AV}$ ) variacijos koeficientas atitinkamai padidėja 145,5 %, 142,3 % ir

145,1 %, lyginant su benzinu. Tai nurodo, kad mažas UPK padidina vidutinio indikatorinio slėgio variaciją. Mažiausias  $VK_{pi}$ , varikliui veikiant 50BD\_GD, nustatytas 1,276 % esant 48 °AV UPK. Palyginus su mažiausiu  $VK_{pi}$ , varikliui veikiant benzinu (1,004 esant UPK 28 °AV),  $VK_{pi}$  padidėjo 27,1 %. Mažinant  $CO_2$  koncentraciją biodujose, mažiausia  $VK_{pi}$  reikšmė sumažėja. Naudojant 40BD\_GD  $VK_{pi}$  sumažėjo 4,5 %, 20BD\_GD – 21,8 %, o GD – 31,6 %, lyginant su 50BD\_GD. Naudojant GD,  $VK_{pi}$  reikšmė yra 7,9 % mažesnė, nei varikliui veikiant benzinu. UPK didinimas ir  $CO_2$  koncentracijos biodujose mažinimas lemia mažesnes vidutinio indikatorinio slėgio ciklines variacijas.

Atsižvelgiant į VDV ekologinius parametrus matoma, kad azoto oksidų lyginamoji emisija didėja, didinant UPK, ir mažėja, didinant  $CO_2$  koncentraciją biodujose (3.6 pav.). Varikliui veikiant 50BD\_GD mišiniu azoto oksidų lyginamoji emisija siekia 0,082 g/kWh, kai UPK 28 °AV. Esant tam pačiam UPK ir pakeitus degalus į 40BD\_GD azoto oksidų lyginamoji emisija padidėjo 95 %, 20BD\_GD – 172 %, o GD – 178 % palyginus su 50BD\_GD. Mažėjant  $CO_2$  koncentracijai biodujose, intensyvėja degimo procesas, didėja liepsnos sklaidimo greitis ir sumažėja nematomo degimo fazės periodas, todėl degimas vyksta mažesniame tūryje (arčiau VGT), padidėja slėgis ir temperatūra cilindre, ir dėl anksčiau įvykusio degimo sumažėja išmetamųjų dujų temperatūra (3.7 pav.).

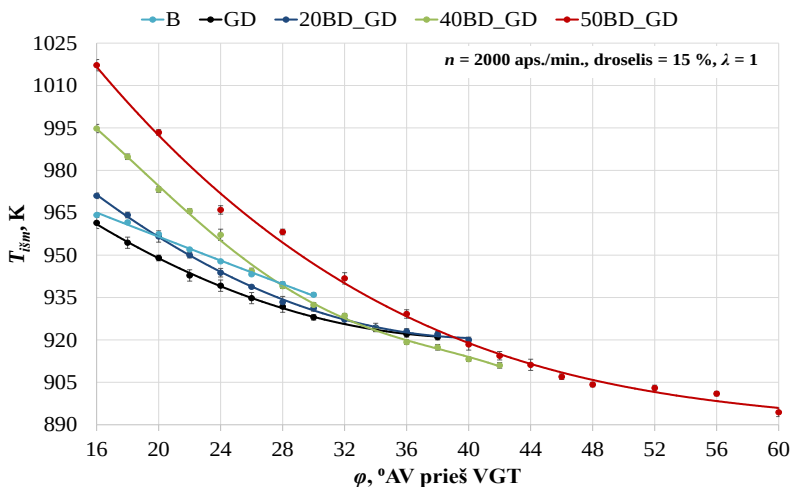


**3.6 pav.**  $NO_x$  lyginamosios emisijos priklausomybė nuo degalų rūšies ir UPK  
**Fig. 3.6.** Dependence of specific  $NO_x$  emission on fuel type and ST

Maksimali  $NO_x$  lyginamoji emisija nustatyta naudojant benziną, kuri padidėja 184 % UPK esant 28 °AV, lyginant su 50BD\_GD, ir 33 %, lyginant su GD.

Varikliui veikiant benzinu, į cilindrus patenkančio degiojo mišinio kiekis ir variklio sukuriamas sukimo momentas yra didžiausi iš tirtų mišinių. Tai nurodo, kad slėgis cilindre tomis pačiomis sąlygomis yra didžiausias (4.1 pav.). Dėl šių dedamųjų susidaro tinkamos sąlygos formuotis  $\text{NO}_x$  ir nustatyta didžiausia lyginamoji emisija.

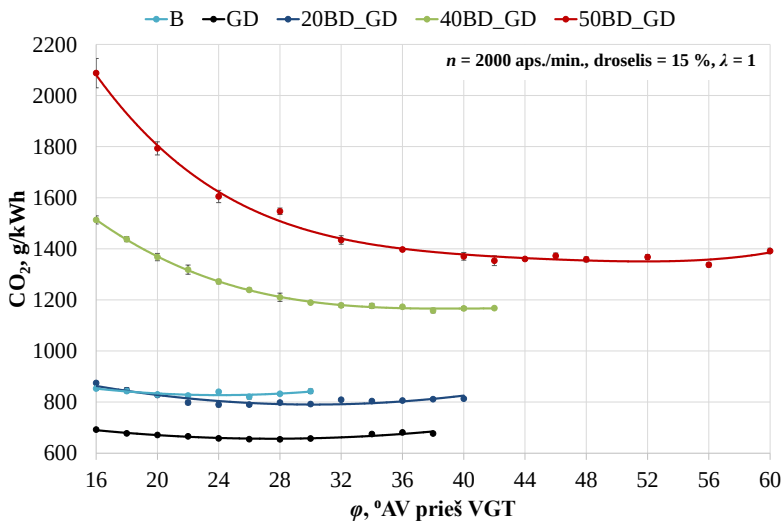
Variklio išmetamųjų dujų temperatūra mažėja, didinant UPK (3.7 pav.), o maksimalią reikšmę pasiekia naudojant 50BD\_GD mišinį dėl užsitęsusio degimo proceso, kai išmetimo vožtuvas atsidaro esant aukštesnei temperatūrai cilindre. Pakeitus degalus į 40BD\_GD, išmetamųjų dujų temperatūra sumažėja vidutiniškai 1,3 % dėl padidėjusio metano koncentracijos biodujose ir intensyvesnio degimo proceso. Likusių trijų degalų mišinių didžiausia išmetamųjų dujų temperatūra yra benzino, 940 K esant UPK 28 °AV. Didžiausias energijos kiekis patenka į cilindrus varikliui veikiant benzinu, todėl ir išmetamųjų dujų temperatūra yra didesnė, nei naudojant GD, kurių liepsnos sklidimo greitis yra artimas benzino. Pakeitus degalus į 20BD\_GD, išmetamųjų dujų temperatūra sumažėjo 0,7 %, o GD atveju – 1 %, lyginant su benzinu. Matoma, kad, naudojant GD ir 20BD\_GD, išmetamųjų dujų temperatūra sumažėja, lyginant su benzino deginiais, nors ir degimo procesas užsitęsia, tačiau benzino atveju į cilindrą patenka didesnis energijos kiekis (3.4 pav.) ir degimo proceso temperatūra padidėja, todėl ir išmetimo metu temperatūra nustatyta aukštesnė.



**3.7 pav.** VDV išmetamųjų dujų temperatūros priklausomybė nuo degalų rūšies ir UPK  
**Fig. 3.7.** Dependence of ICE exhaust gas temperature on fuel type and ST

Anglies dioksido lyginamoji emisija, varikliui veikiant benzinu ir esant didžiausiam efektyviajam naudingumo koeficientui (UPK 26 °AV), yra 821 g/kWh

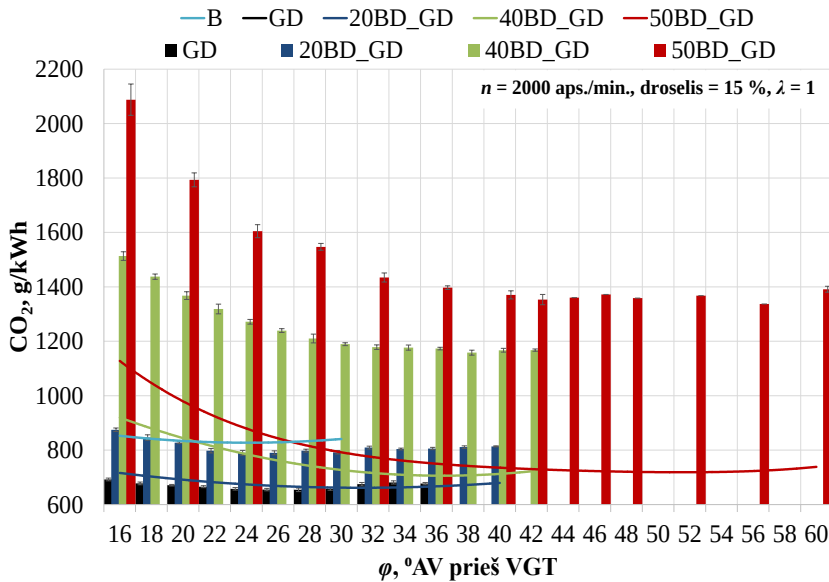
(3.8 pav.). Pakeitus benzina į GD, esant tam pačiam UPK, anglies dioksido lyginamoji emisija sumažėjo 22,5 % dėl sumažėjusio anglies atomų skaičiaus ir sutrumpėjusios degalų angliavandenilių grandinės. Padidinus anglies dioksido koncentraciją biodujose (20BD\_GD), atitinkamai 18,9 % padidėjo ir CO<sub>2</sub> koncentracija išmetamosiose dujose (esant didžiausiam  $M_e$ , kai UPK 30 °AV), palyginus su GD. Naudojant 40BD\_GD ir 50BD\_GD, anglies dioksido koncentracija išmetamosiose dujose padidėjo atitinkamai 55,3 % ir 70,0 % esant didžiausiam  $M_e$ , palyginus su GD. Matoma, kad, didinant CO<sub>2</sub> koncentraciją biodujose ir užsitęsiant degimo procesui, dalinė angliavandenilių oksidacija vyksta ir išmetimo sistemoje (nurodo ir padidėjusi išmetamųjų dujų temperatūra (3.7 pav.) bei GD savaiminio užsiliepsnojimo temperatūra, kuri yra apie 820 K), todėl išmetamosiose dujose padidėja anglies dioksido koncentracija. Didžiausia dalis CO<sub>2</sub> patenka su biodujomis, palyginus GD ir 50BD\_GD, anglies dioksido koncentracija padidėja beveik du kartus.



**3.8 pav.** CO<sub>2</sub> lyginamosios emisijos priklausomybė nuo degalų rūšies ir UPK  
**Fig. 3.8.** Dependence of specific CO<sub>2</sub> emission on fuel type and ST

Tiriant vidaus degimo variklio veikimą biodujomis, reikėtų nevertinti CO<sub>2</sub> kiekio, kuris yra biodujų sudedamoji dalis. Biodujos yra trumpojo anglies ciklo alternatyvūs degalai, todėl CO<sub>2</sub>, esantis biodujose, nepadidina ŠESD kiekio aplinkoje (European Biogas Association, 2020). Naudojant biodujas, reikėtų vertinti CO<sub>2</sub> kiekį, susidariusį degant metanui. 3.9 paveiksle stulpelinė diagrama parodo bendrą anglies dioksido kiekį, išsiskyrusį su išmetamosiomis dujomis, naudojant skirtingus degalus, o kreivės parodo tendenciją, kaip kito CO<sub>2</sub> lyginamoji emisija

eliminavus biodujose esantį anglies dioksido kiekį. Matoma, kad, degant biodujose esančiam metanui, CO<sub>2</sub> lyginamoji emisija visais atvejais, kai UPK yra parinktas pagal didžiausią efektyvųjį naudingumo koeficientą, yra mažesnė, nei naudojant benziną. Pakeitus benziną GD degalais, CO<sub>2</sub> lyginamoji emisija sumažėjo 22,5 %, 20BD\_GD – 21,1 %, 40BD\_GD – 14,9 % ir 50BD\_GD – 14,9 %.



**3.9 pav.** CO<sub>2</sub> lyginamosios emisijos priklausomybė nuo degalų rūšies ir UPK įvertintus CO<sub>2</sub> kiekį biodujose

**Fig. 3.9.** Dependence of specific CO<sub>2</sub> emission on fuel type and ST, after assessment of CO<sub>2</sub> content in biogas

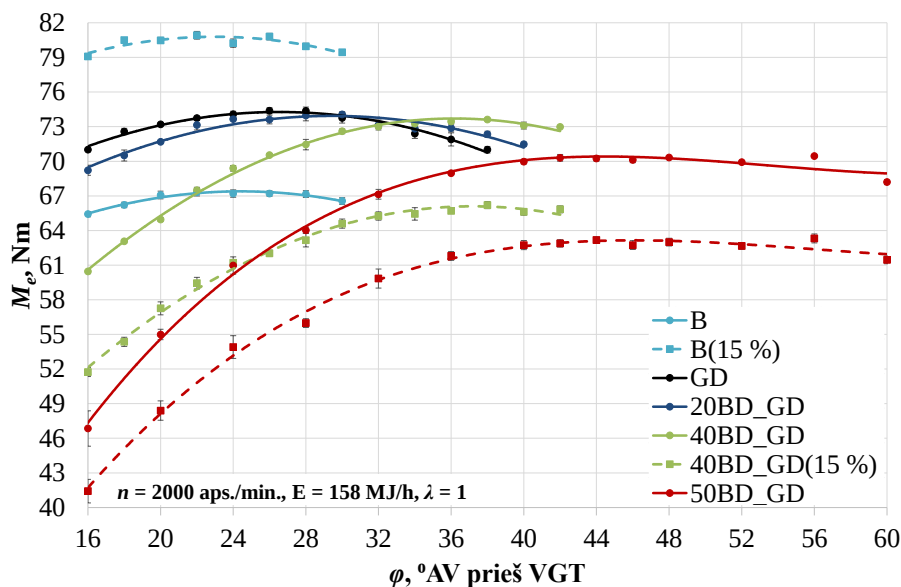
Didinant CO<sub>2</sub> koncentraciją, net ir nevertinant biodujose esančio CO<sub>2</sub>, anglies dioksido koncentracija išmetamosiose dujose padidėja. Tai galima paaiškinti sumažėjusiu variklio sukuriama sukimo momentu ir efektyviu naudingumo koeficientu, didėjant CO<sub>2</sub> koncentracijai biodujose.

### 3.1.2. Bandymai esant pastoviam į cilindrų patenkančiam energijos kiekiui ir reguliuojant uždegimo paskubos kampą

Atliekant bandymus esant pastoviam droselio atidarymui ir lyginant skystuosius ir dujinius degalus arba degalus, turinčius skirtingų savybių, ekologinių ir energinių parametrų pokytį lemia degalų tankis, užimamas tūris ir galimybė pripildyti cilindrų. Naudojant bioudgas ir didinant CO<sub>2</sub> koncentraciją, didėja ir biodujų

užimamas tūris, nors energijos kiekis, patenkantis į cilindrą, kinta minimaliai. Susiduriama su problema – sumažėjusiu oro kiekiu, patenkančiu į VDV cilindrą. Vienas iš bandymų etapų – esant pastoviam energijos kiekiui, patenkančiam į cilindrą. Pasirinktas energijos kiekis yra 158 MJ/h. Esant šiam energijos kiekiui, bandomas VDV sukuria apie 72 Nm sukimo momentą, arba apie 15 kW galinumą, kurio užtenka lengvajam automobiliui važiuoti apie 90 km/h greičiu. Palyginimui pateikiami ir duomenys, kai droselis buvo pastovus 15 %. 3.10–3.15 pav. grafikuose prie degalų nurodomas droselio atidarymo laipsnis, pvz., B(15 %).

Analizuojant duomenis, kai patenkantis į cilindrą energijos kiekis buvo pastovus, matomi keli pokyčiai. Atvejais, kai buvo naudojamas benzinas, droselio atidarymas sumažėjo, kartu sumažėjo ir energijos kiekis, patenkantis į cilindrą, lyginant su atvejais, kai droselis buvo atidarytas 15 %. Matoma, kad, naudojant benziną ir esant pastoviam energijos kiekiui, variklio sukuriama sukimo momentas (3.10 pav.) vidutiniškai sumažėjo apie 4,4 %, lyginant su išmatuotu varikliu veikiant 50BD\_GD.



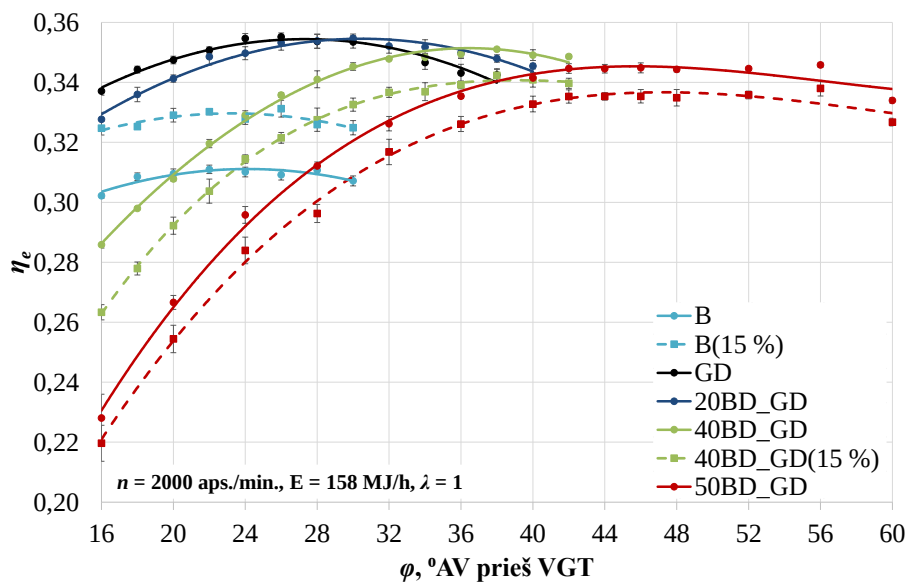
**3.10 pav.** Variklio sukuriama sukimo momento priklausomybė nuo degalų rūšies ir UPK, esant pastoviam degalų energijos kiekiui

**Fig. 3.10.** Dependence of engine generated torque on fuel type and ST at a constant rate of fuel energy

Naudojant biodujas pastebima atvirkštinė tendencija. Šiuo atveju esant fiksuotam droseliui, energijos kiekis, patenkantis į cilindrą, buvo mažesnis, lyginant

su benzinu. Esant pastoviam energijos kiekiui patenkančiam į cilindrus, naudojant 40BD\_GD sukimo momentas vidutiniškai padidėjo 12,8 %, lyginant su išmatuotu, esant fiksuotam droseliui. Šiuo atveju maksimalus sukuriamas sukimo momentas yra tik 1,3 % mažesnis, nei tiriant gamtines dujas. Tai parodo, kad, naudojant 40BD\_GD mišinį, galima išgauti artimą sukimo momentą kaip ir naudojant gamtines dujas, nors biodujų žemutinis šilumingumas ir yra 64,6 % mažesnis. Tiriant 50BD\_GD mišinį, esant pastoviam energijos kiekiui, patenkančiam į cilindrus, sukimo momentas padidėja (vidutiniškai padidėjo 10,8 %, lyginant su išmatuotu esant fiksuotam droseliui), tačiau išmatuota maksimali reikšmė yra 5,4 % mažesnė, lyginant su GD.

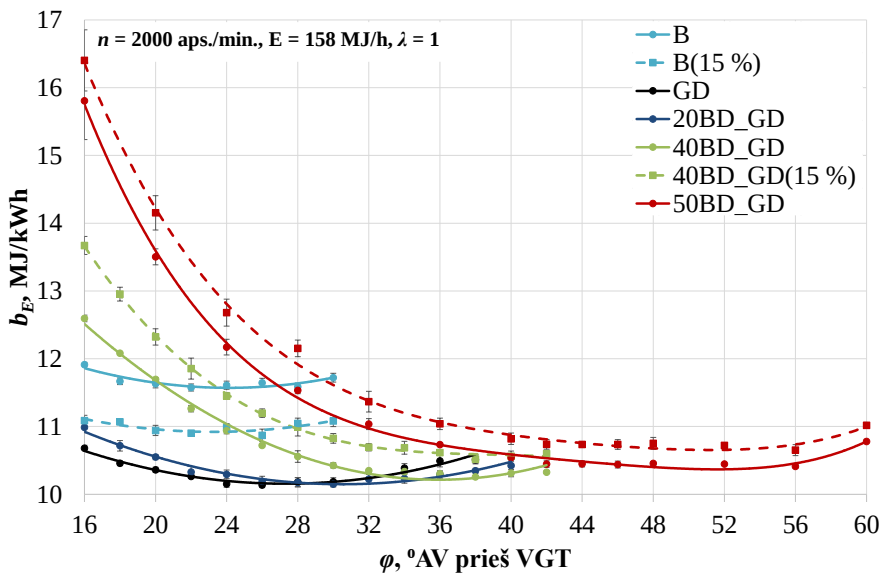
Vertinant variklio efektyviojo naudingumo koeficiento (3.11 pav.) pokytį, kai energijos kiekis, patenkantis į cilindrus, yra pastovus, matyti, kad naudojant benziną efektyvusis naudingumo koeficientas sumažėja vidutiniškai 5,8 %, palyginus su duomenimis, kai droselis buvo fiksuotas. Bandant biodujas variklio efektyvusis naudingumo koeficientas padidėja, o lyginamosios energijos sąnaudos sumažėja, perėjus nuo fiksuoto droselio prie pastovaus energijos kiekio. Lyginamųjų energijos sąnaudų pokytis pavaizduotas 3.12 paveiksle.



**3.11 pav.** Variklio efektyviojo naudingumo koeficiento priklausomybė nuo degalų savybių ir UPK, esant pastoviam degalų energijos kiekiui

**Fig. 3.11.** Engine brake thermal efficiency coefficient dependence on fuel features and ST at a constant rate of fuel energy

Bandant 40BD\_GD variklio efektyvūs naudingumo koeficientas vidutiniškai padidėja 4,2 %, o 50BD\_GD vidutiniškai padidėja 3,1 %, lyginant duomenis esant fiksuotam droseliui ir pastoviam energijos kiekiui. Matoma, kad, plačiau atidarius droselinę sklendę (droselis 16 %), didesnis kiekis degiojo mišinio, kartu ir oro, patenka į cilindrus. Esant fiksuotam droseliui ir keičiant degalų mišinį matoma, kad oro kiekis, patenkantis į cilindrus, sumažėja (3.2 pav.) dėl biodujų užimamo tūrio, didinant CO<sub>2</sub> koncentraciją. Atliekant bandymus esant pastoviam energijos kiekiui, patenkančiam į cilindrus, biodujų užimamas tūris iš dalies kompensuojamas padidinus droselinės sklendės atidarymą iki 16 %. Naudojant 40BD\_GD ir droselinę sklendę atvėrus nuo 15 % iki 16 % degiojo mišinio, kartu ir oro kiekis, patenkantis į cilindrus, vidutiniškai padidėjo 7,8 %, o naudojant 50BD\_GD – 8,5 %. Atlikus bandymus esant pastoviam energijos kiekiui, patenkančiam į cilindrus, matoma, kad nustatyta maksimali efektyviojo naudingumo koeficiento reikšmė yra tik 1,2 % mažesnė, bandant 40BD\_GD, ir 2,9 % mažesnė, bandant 50BD\_GD, palyginti su maksimalia reikšme bandant GD.



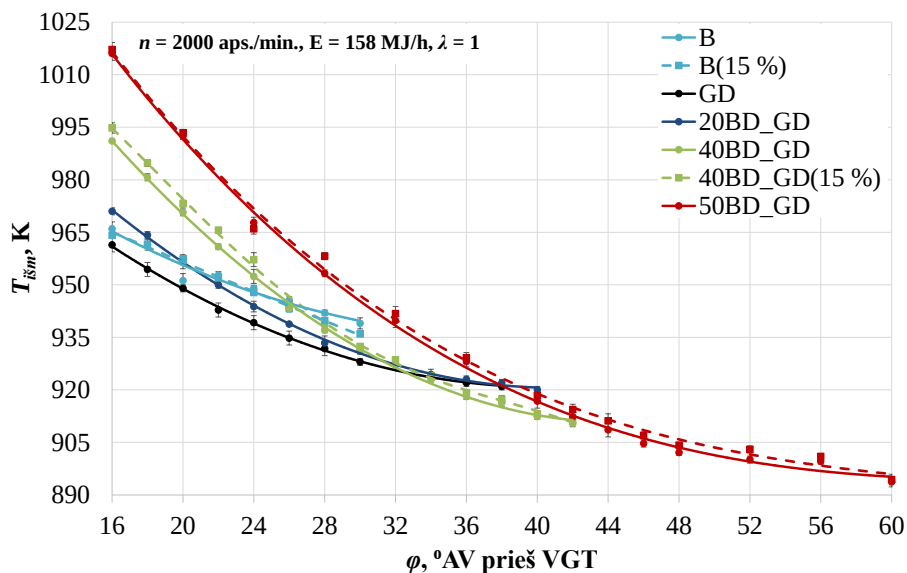
**3.12 pav.** Variklio lyginamųjų energijos sąnaudų priklausomybė nuo degalų savybių ir UPK, esant pastoviam degalų energijos kiekiui

**Fig. 3.12.** Dependence of engine brake-specific energy consumption on fuel features and ST at a constant rate of fuel energy

Lyginamosios energijos sąnaudos, kai išlaikomas pastovus energijos kiekis, patenkantis į cilindrus, naudojant benzina, vidutiniškai padidėja 5,7 %, lyginant

su duomenimis, kai buvo fiksuotas droselis, dėl sumažėjusio degimo proceso efektyvumo ir sukuriama sukimo momento. Naudojant 40BD\_GD, lyginamosios energijos sąnaudos sumažėjo 4,2 %, o 50BD\_GD – 3,2 %, lyginant duomenis esant fiksuotam droseliui ir pastoviam energijos kiekiui. Matoma, kad, pravėrus droselį nuo 15 % iki 16 %, padidėjo į cilindrą patenkančio degiojo mišinio greitis, formuojamas degusis mišinys geriau susimaišė su oro ir degalų atnešta energija buvo efektyviau panaudota sukuriant didesnį sukimo momentą.

Analizuojant VDV ekologinius parametrus galima išskirti kelis aspektus. Matoma, kad esant pastoviam energijos kiekiui, patenkančiam į cilindrą, ir didinant UPK, kai variklis veikia benzinu, išmetamųjų dujų temperatūra padidėja 0,3 %, kai UPK yra 30 °AV, lyginant su duomenimis, kai buvo fiksuotas droselis (3.13 pav.). Tai nurodo, kad, sumažinus droselinės sklendės atidarymą nuo 15 % iki 13,5 % ir esant ankstyvam uždegimo momentui, sumažėja degalų degimo greitis ir karštesnės išmetamosios dujos išstumiamos iš cilindro. Vertinant išmetamųjų dujų temperatūros pokytį, bandant 50BD\_GD ir 40BD\_GD, pastebimas minimalus išmetamųjų dujų temperatūros sumažėjimas visame UPK diapazone.

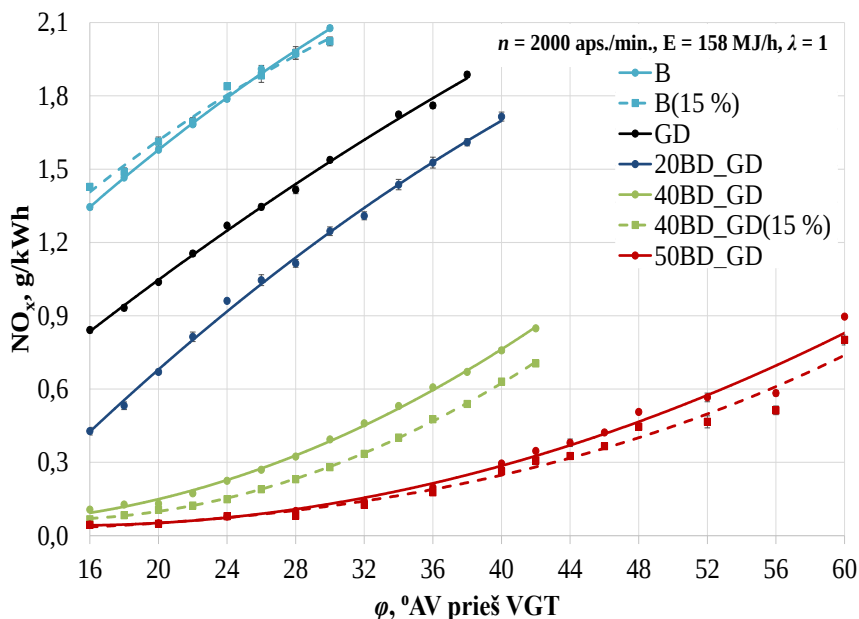


**3.13 pav.** Variklio išmetamųjų dujų temperatūros priklausomybė nuo degalų savybių ir UPK, esant pastoviam degalų energijos kiekiui

**Fig. 3.13.** Dependence of engine exhaust gas temperature on fuel features and ST at a constant rate of fuel energy

Didžiausias  $\text{NO}_x$  lyginamosios emisijos pokytis, perėjus nuo fiksuoto droselio prie pastovaus energijos kiekio, matomas, kai naudojamas 40BD\_GD

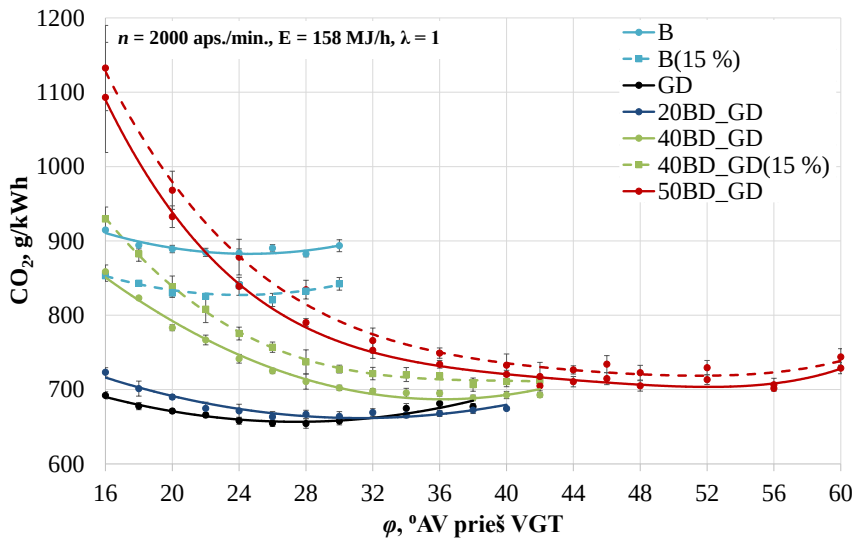
(3.14 pav.). Tame pačiame matavimo taške azoto oksidų lyginamoji emisija padidėjo 2,7 %. Atidarius droselinę sklendę nuo 15 % iki 16 %, padidėja energijos kiekis, patenkantis į cilindrus, ir degimo proceso temperatūra cilindre, todėl ir  $\text{NO}_x$  lyginamoji emisija padidėja.



**3.14 pav.**  $\text{NO}_x$  lyginamosios emisijos priklausomybė nuo degalų savybių ir UPK, esant pastoviam degalų energijos kiekiui

**Fig. 3.14.** Dependence of  $\text{NO}_x$  emission on fuel features and ST at a constant rate of fuel energy

Didžiausias anglies dioksido lyginamosios emisijos pokytis matomas, varikliui veikiant benzinu. Anglies dioksido lyginamosios emisijos pateiktos 3.15 paveiksle. Pakeitus droselinės sklendės atidarymą ir į cilindrus, tiekiant pastovų energijos kiekį, matoma, kad benzinu veikiančio variklio anglies dioksido lyginamoji emisija vidutiniškai padidėja 6,7 %. Droselis vietoje 15 % atidarytas 13,5 %. Tai lemia, kad degalų kiekis, patenkantis į cilindrus, sumažėja, todėl degančios anglies kiekis taip pat sumažėja. Dėl mažesnio energijos kiekio, patenkančio į cilindrus, taip pat sumažėja ir variklio sukuriamas sukimo momentas. Benzinas iš visų bandytų degalų pasižymi didžiausiu tankiu, tai ir sukimo momento pokytis yra didžiausias. Dėl to sukimo momento sumažėjimas yra lemiamas veiksnys, kuris lemia padidėjusią lyginamąją anglies dioksido emisiją.



**3.15 pav.** Degimo proceso CO<sub>2</sub> lyginamosios emisijos priklausomybė nuo degalų savybių ir UPK, esant pastoviam degalų energijos kiekiui

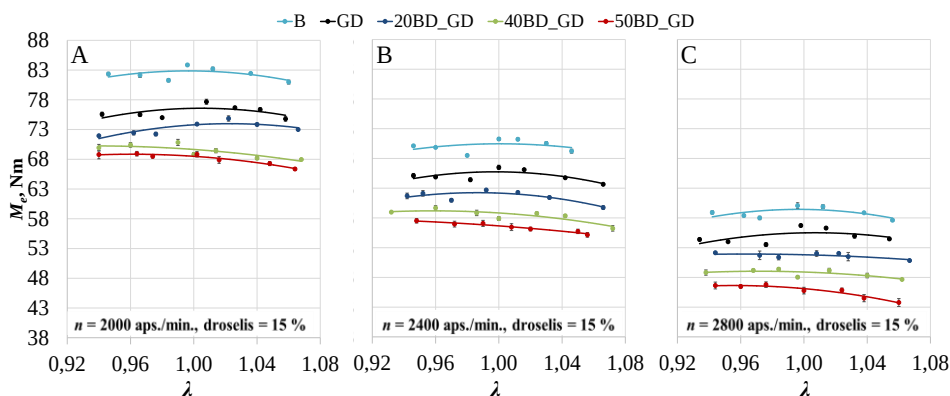
**Fig. 3.15.** Dependence of combustion process CO<sub>2</sub> emission on fuel features and ST at a constant rate of fuel energy

Vertinant CO<sub>2</sub> emisijos pokytį, kai variklis veikia biodujomis, matoma priešinga tendencija. Šiuo atveju droselinės sklendės atidarymas padidintas nuo 15 % iki 16 %, dėl to biodujų ir anglies kiekis, patenkantis į cilindrus, yra didesnis, tačiau sukuriamas sukimo momentas lemia, kad lyginamoji CO<sub>2</sub> emisija, varikliui veikiant biodujomis, sumažėja. Bandant 40BD\_GD anglies dioksido lyginamoji emisija vidutiniškai sumažėjo 6,5 %, o 50BD\_GD vidutiniškai sumažėjo 3,0 %, tiekiant pastovų energijos kiekį į cilindrus ir lyginant su duomenimis, esant fiksuotam droseliui.

### 3.1.3. Bandymai esant fiksuotam droseliui ir reguliuojant oro pertekliaus koeficientą

Kibirkštinio variklio bandymai atlikti keičiant oro pertekliaus koeficientą  $\lambda$  kas 0,02 nuo  $\lambda = 0,94$  iki  $\lambda = 1,06$ , taip įvertinamas biodujų užimamo tūrio, cilindrų pripildymo koeficiento bei ekologinių ir energinių parametrų pokytį, esant paliešintam ir pariebintam mišiniui. Bandymai pakartoti esant trims skirtingiems variklio alkūninio veleno sūkiams: 2000 aps./min, 2400 aps./min ir 2800 aps./min. Išmatavus variklio sukuriamą sukimo momentą, esant pastoviam droselio atidarymo laipsniui ir keičiant oro pertekliaus koeficientą (3.16 pav.), matoma, kad

didžiausiais sukimo momentas sukuriamas varikliui veikiant benzinu ir esant stochiometriniam degiajam mišiniui. Didinant variklio alkūninio veleno sūkius iki 2400 aps./min, sukimo momentas sumažėja 14,5 %, o didinant iki 2800 aps./min, sumažėja 27,7 %. Tuose pačiuose matavimo taškuose bandant 40BD\_GD mišinį, sukimo momentas sumažėja 15,9 % ir 28,9 %. Abiem atvejais sukimo momento sumažėjimą lemia blogėjantis cilindų pripildymas, didinant alkūninio veleno sūkius esant iš dalies pravertam droseliui. Naudojant 40BD\_GD, variklio sukimo momentas padidėja esant pariebintam mišiniui ( $\lambda = 0,94$ ), šiuo atveju sukimo momentas padidėja 0,7 %, 1,8 % ir 1,0 %, alkūninio veleno sūkius didinant nuo 2000 aps./min iki 2800 aps./min.

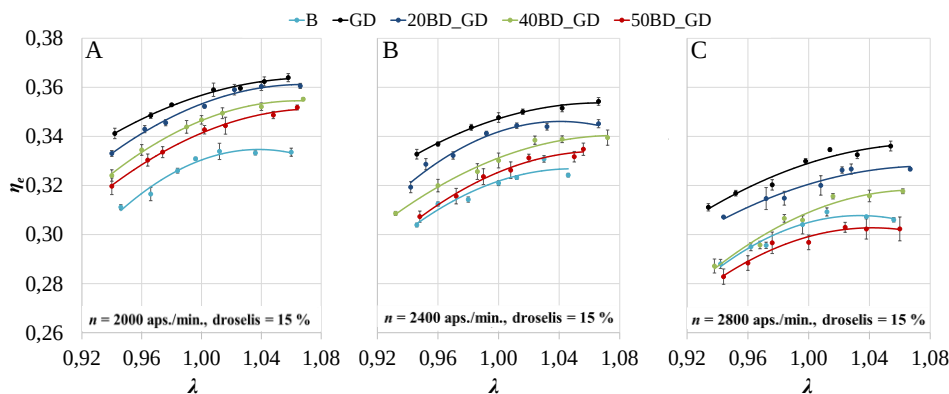


**3.16 pav.** Variklio sukuriamo sukimo momento priklausomybė nuo degalų rūšies ir oro pertekliaus koeficiento, esant skirtingiems sūkiams: A – 2000 aps./min; B – 2400 aps./min; C – 2800 aps./min

**Fig. 3.16.** Dependence of engine generated torque on fuel type and excess air ratio at different engine speeds: A – 2000 rpm; B – 2400 rpm; C – 2800 rpm

Varikliui veikiant biodujomis ir esant vienodam droselio atidarymo kampui, sumažėja energijos kiekis, patenkantis į cilindrų lyginant atvejus, kai buvo naudojamas benzinas. Degiojo mišinio pariebinimas leidžia didesniai kiekiui biodujų patekti į cilindrų, todėl nustatytas sukimo momento padidėjimas varikliui veikiant pariebintu mišiniu. Toks efektas pastebimas, kai anglies dioksido koncentracija biodujose yra 40 % ir daugiau. Lyginant variklio efektyvųjį naudingumo koeficientą (3.17 pav.), varikliui veikiant skirtingais degalais ir reguliuojant oro pertekliaus koeficientą, matoma, kad, didinant alkūninio veleno sūkius, naudingumo koeficientas mažėja, o degiajam mišiniui liesėjant, didėja arba išsilaiko pastovus. Palyginant benzina ir 40BD\_GD, kai variklio alkūninio veleno sūčiai 2000 aps./min,  $\lambda = 1,0$ , variklio efektyvusis naudingumo koeficientas padidėja 4,8 %, o paliesinus degųjų mišinį iki  $\lambda = 1,06$  – 6,5 %. Padidinus variklio alkūninio veleno sūkius iki 2400 aps./min ir palyginus efektyvųjį naudingumo koeficientą

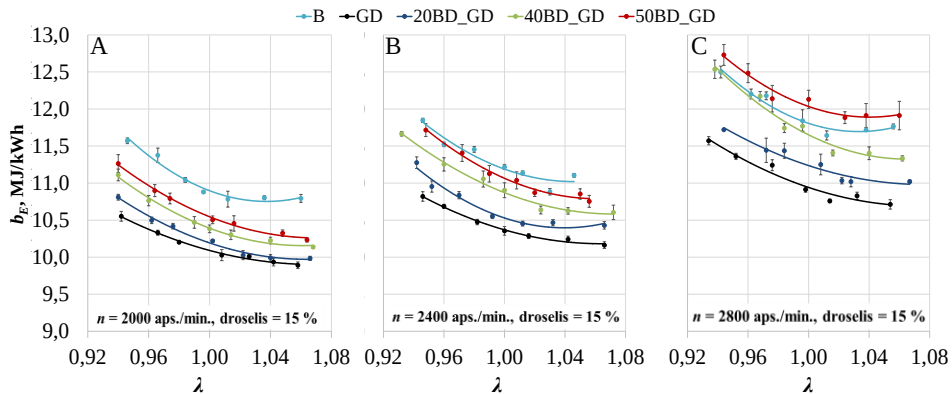
tuose pačiuose taškuose, nustatytas 2,9 % ir 4,7 % padidėjimas. Kai variklio alkūninio veleno sūkliai 2800 aps./min, nustatytas 0,6 % ir 3,7 % padidėjimas, tačiau pariebinus degųjų mišinį iki  $\lambda = 0,94$ , kai variklis veikia 40BD\_GD, efektyvusis naudingumo koeficientas sumažėja iki 0,287 ir susilygina su išmatuotu, varikliui veikiant benzinu. Padidinus CO<sub>2</sub> koncentraciją biodujose (50BD\_GD), efektyvusis naudingumo koeficientas sumažėja visame diapazone lyginant su atveju, kai variklis veikė benzinu. Matoma, kad, didinant sūklus iki 2800 aps./min, mažėja variklio sukuriamas sukimo momentas ir didėja lyginamosios energijos sąnaudos. Naudojant biodujas dėl mažo žemutinio šilumingumo ir didelio užimamo tūrio prastėja cilindų pripildymas ir sumažėja degimo proceso intensyvumas.



**3.17 pav.** Variklio efektyviojo naudingumo koeficiento priklausomybė nuo degalų rūšies ir oro pertekliaus koeficiento, esant skirtingiems sūkliais: A – 2000 aps./min; B – 2400 aps./min; C – 2800 aps./min

**Fig. 3.17.** Dependence of engine brake thermal efficiency on fuel type and excess air ratio at different engine speeds: A – 2000 rpm; B – 2400 rpm; C – 2800 rpm

Vertinant lyginamąsias energijos sąnaudas (3.18 pav.), matyti, kad, varikliui veikiant 2000 aps./min sūkliais ir naudojant biodujas, energijos sąnaudos sumažėja visame tirtame diapazone lyginant su benziniu, tačiau didinant CO<sub>2</sub> koncentraciją biodujose šis skirtumas mažėja. Lyginant 40BD\_GD ir benzina, energijos sąnaudos vidutiniškai sumažėja 5,3 %, benzina pakeitus biodujomis. Padidinus variklio alkūninio veleno sūklus iki 2400 aps./min, šis skirtumas sumažėja iki 3,1 %, o padidinus iki 2800 aps./min, iki 1,8 %. Didinant variklio alkūninio veleno sūklus, prastėja cilindų pripildymas ir šis efektas sustiprėja benzina pakeitus biodujomis. Biodujos pasižymi mažesniu žemutiniu šilumingumu ir tankiu nei benzinas, todėl, didinant CO<sub>2</sub> koncentraciją, biodujose mažesnis metano kiekis patenka į cilindrus, sumažėja sukuriamas sukimo momentas ir padidėja lyginamosios energijos sąnaudos.



**3.18 pav.** Variklio lyginamųjų energijos sąnaudų priklausomybė nuo degalų rūšies ir oro pertekliaus koeficiento, esant skirtingiems sūkiams: A – 2000 aps./min;

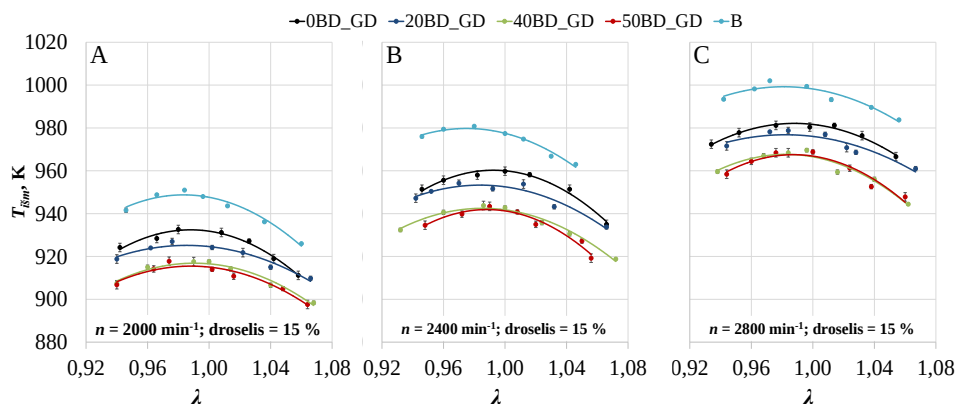
B – 2400 aps./min; C – 2800 aps./min

**Fig. 3.18.** Dependence of engine brake-specific energy consumption on fuel type and excess air ratio at different engine speeds: A – 2000 rpm; B – 2400 rpm; C – 2800 rpm

Pariebinus degųjų mišinį, visais tirtais atvejais lyginamosios energijos sąnaudos padidėja, nes padidėja ir degalų kiekis, patenkantis į cilindrus, tačiau sukuriamas sukimo momentas kinta nedaug. Paliesinus degųjų mišinį nuo  $\lambda = 1,0$  iki  $\lambda = 1,06$ , kai variklis veikia benzinu, lyginamosios energijos sąnaudos kinta neženkiai ir, esant 2000 aps./min sūkiams, yra apie 10,8 MJ/kWh. Naudojant biodujas ir paliesinus degųjų mišinį, lyginamosios energijos sąnaudos mažėja. Naudojant 50BD\_GD, lyginamosios energijos sąnaudos sumažėja 5,4 %, o naudojant 40BD\_GD, sumažėja 6,3 %, lyginant su benziniu, kai  $\lambda = 1,06$ . Didinant alkūninio veleno sūkius, šis pokytis mažėja ir, esant 2400 aps./min sūkiams, yra tik apie 3,0 %, lyginant 50BD\_GD ir benzina, kai  $\lambda = 1,06$ , ir 4,3 %, lyginant 40BD\_GD ir benzina. Padidinus alkūninio veleno sūkius iki 2800 aps./min ir naudojant 50BD\_GD, lyginamosios energijos sąnaudos padidėja 1,4 % dėl suprastėjusio cilindro pripildymo, sumažėjusios degalų atnešamos energijos ir sulėtėjusio degimo proceso. Sumažinus anglies dioksido koncentraciją iki 40 %, lyginamosios energijos sąnaudos, kai variklis veikia paliesintu mišiniu ( $\lambda = 1,06$ ), yra 3,5 % mažesnės, lyginant su benziniu.

Lyginant biodujas ir benzina, esant trimis skirtingiems alkūninio veleno sūkiams, matoma, kad, didinant anglies dioksido koncentraciją, biodujose mažėja išmetamųjų dujų temperatūra (3.19 pav.). Maksimalios išmetamųjų dujų temperatūros reikšmės nustatytos, kai variklis veikia stochiometrinu arba pariebinu mišiniu ( $\lambda = 0,98$ ). Riebinant degųjų mišinį didėja degalų, tačiau sumažėja deguonies kiekis, patenkantis į cilindrus. Degimo proceso greitis išauga, taip pat

išauga ir išsiskyres energijos kiekis bei šilumos išsiskyrimo greitis, todėl padidėja išmetamųjų dujų temperatūra. Daugiau riebinant degųjų mišinį dėl deguonies trūkumo degimo proceso ir išmetamųjų dujų temperatūra mažėja. Tai matoma ir iš sumažėjusios azoto oksidų lyginamosios emisijos (3.20 pav.) dėl sumažėjusios degimo proceso temperatūros.

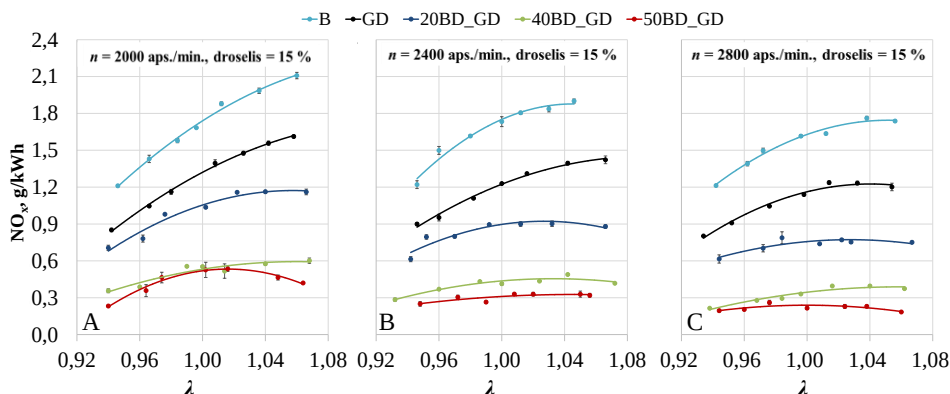


**3.19 pav.** Variklio išmetamųjų dujų temperatūros priklausomybė nuo degalų rūšies ir oro pertekliaus koeficiento, esant skirtingiems sūkiams: A – 2000 aps./min; B – 2400 aps./min; C – 2800 aps./min

**Fig. 3.19.** Dependence of engine exhaust gas temperature on fuel type and excess air ratio at different engine speeds: A – 2000 rpm; B – 2400 rpm; C – 2800 rpm

Didžiausia azoto oksidų lyginamoji emisija nustatyta, kai variklis veikia benzinu, o alkūninio veleno sūčiai yra 2000 aps./min. Naudojant biodujas, visu tiriamu oro pertekliaus koeficiento diapazonu azoto oksidų lyginamoji emisija mažėja, lyginant su benzinu: naudojant GD sumažėjo 17,2 %, 20BD\_GD – 38,5 %, 40BD\_GD – 67,1 %, o 50BD\_GD – 68,7 %, kai  $\lambda = 1,0$ , o alkūninio veleno sūčiai yra 2000 aps./min. Ši tendencija išlieka ir padidinus alkūninio veleno sūčius. Azoto oksidų lyginamoji emisija mažėja didinant anglies dioksido koncentraciją dėl sulėtėjusio degimo proceso ir sumažėjusios temperatūros cilindre. Anglies dioksidas užima cilindro tūrį ir degimo procese nedalyvauja, taip ribodamas šviežio degiojo mišinio patekimą į cilindrus ir šilumos išsiskyrimo intensyvumą. Paliesinus degųjų mišinį, sumažėja degimo proceso greitis ir prailgėja degimo trukmė, todėl ilgesnį laiką cilindre išsilaiko aukšta temperatūra ir padidėja azoto oksidų lyginamoji emisija. Paliesinus degųjų mišinį iki  $\lambda = 1,06$ , azoto oksidų lyginamoji emisija padidėjo 25,2 %, 9,7 % ir 7,6 %, kai alkūninio veleno sūčiai padidinti nuo 2000 aps./min iki 2800 aps./min naudojant benzina. Bandant 40BD\_GD ir paliesinus degųjų mišinį iki  $\lambda = 1,06$ , nustatytas 8,8 %, 1,0 % ir 13,2 % azoto oksidų lyginamosios emisijos padidėjimas išmetamosiose dujose,

kai alkūninio veleno sūčiai padidinti nuo 2000 aps./min iki 2800 aps./min. Matoma, kad, didinant anglies dioksido koncentraciją biodujose, sumažėja paliesinto degiojo mišinio degimo greitis ir šilumos išsiskyrimo greitis, kurie lemia ir sumažėjusią  $\text{NO}_x$  emisiją. Daugiau liesinant degųjį mišinį,  $\text{NO}_x$  emisija pradeda mažėti, nes mažėja degimo temperatūra, nors ir didėja laisvo  $\text{O}_2$  koncentracija cilindre.

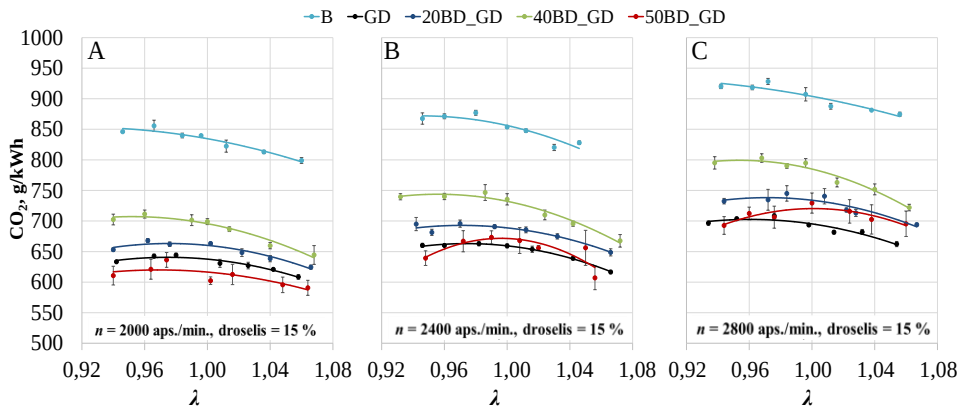


**3.20 pav.**  $\text{NO}_x$  lyginamosios emisijos priklausomybė nuo degalų rūšies ir oro pertekliaus koeficiento, esant skirtingiems sūčiams: A – 2000 aps./min; B – 2400 aps./min, C – 2800 aps./min

**Fig. 3.20.** Dependence of specific  $\text{NO}_x$  emission on fuel type and excess air ratio at different engine speeds: A – 2000 rpm; B – 2400 rpm; C – 2800 rpm

Matuojant anglies dioksido emisiją, vertinamas tik degimo proceso metu išsiskyręs anglies dioksidas. Anglies dioksido emisija pateikta 3.21 paveiksle. Matoma, kad visame tiriamame sūčių ir oro pertekliaus diapazone,  $\text{CO}_2$  lyginamoji emisija yra didžiausia naudojant benzina. Benzino molekulinė formulė ir anglies bei vandenilio santykis (apie 6,1) lemia, kad didesnis anglies atomų kiekis patenka į cilindrus, tai patvirtina ir padidėjusi anglies dioksido lyginamoji emisija. Naudojant biodujas, kurių pagrindinis komponentas yra metanas, anglies ir vandenilio santykis 0,25 lemia sumažėjusią  $\text{CO}_2$  emisiją. Palyginus benzina ir biodujas, kai  $\lambda = 1,0$ , matoma, kad naudojant GD  $\text{CO}_2$  lyginamoji emisija sumažėja 24,9 %, 20BD\_GD – 21,0 %, 40BD\_GD – 16,8 %, o 50BD\_GD – 28,3 %, kai variklio alkūninio veleno sūčiai 2000 aps./min. Pagal tendenciją, didinant  $\text{CO}_2$  koncentraciją biodujose, didėja ir  $\text{CO}_2$  lyginamoji emisija (nors  $\text{CO}_2$ , esantis biodujose, nevertinamas), tačiau, pasiekus 50BD\_GD mišinį su 50 %<sub>(v)</sub>  $\text{CO}_2$ , anglies dioksido lyginamoji emisija sumažėja ir yra mažiausia iš visų tirtų mišinių. Tai nurodo, kad degimo procesas sulėtėja, sumažėja slėgis ir temperatūra cilindre ir ne visos biodujos sudega. Tai patvirtina ir padidėjusi angliavandenilių lyginamoji emisija (3.23 pav.), mažėjanti išmetamųjų dujų temperatūra (3.19 pav.) ir azoto oksidų

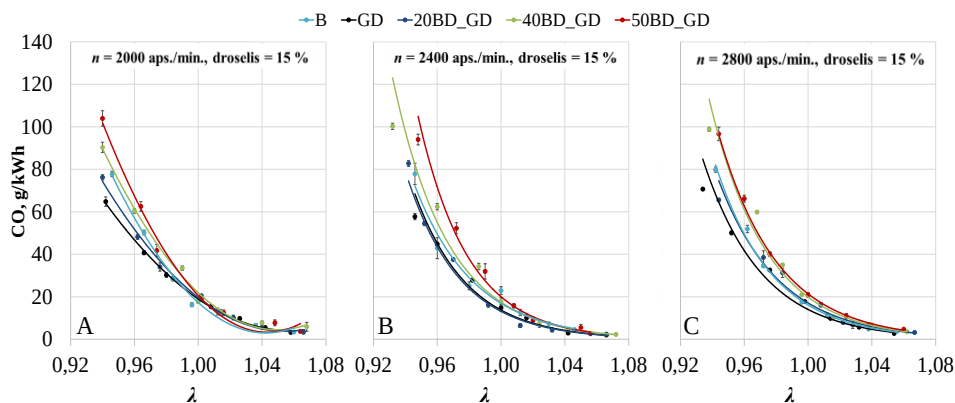
lyginamoji emisija (3.20 pav.). Anglies dioksido lyginamoji emisija minimaliai padidėja, didinant alkūninio veleno sūkius, lyginant 50BD\_GD ir GD, kai  $\lambda = 1$ . Tai nurodo, kad degimo proceso parametrai pagerėja padidinus cilindrų pripildymo greitį, tačiau variklio efektyvusis naudingumo koeficientas išlieka mažiausias iš visų tirtų mišinių (3.17 pav.), nes išauga variklio vidiniai mechaniniai nuostoliai.



**3.21 pav.** CO<sub>2</sub> lyginamosios emisijos priklausomybė nuo degalų rūšies ir oro pertekliaus koeficiento, esant skirtingiems sūkiams: A – 2000 aps./min; B – 2400 aps./min; C – 2800 aps./min

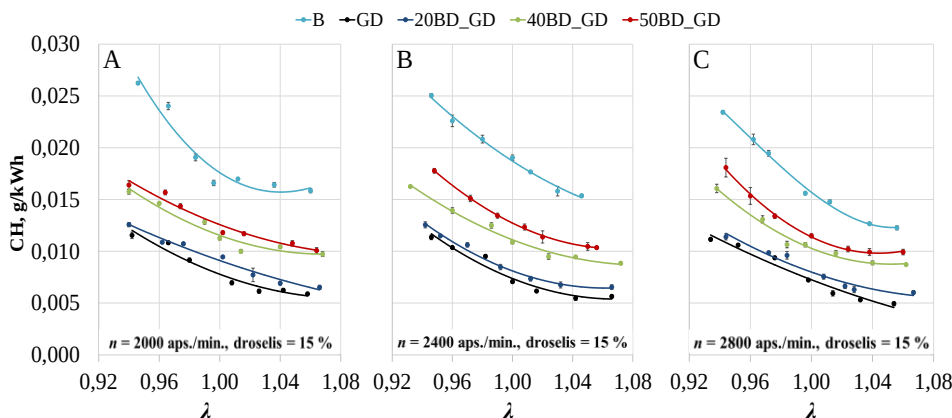
**Fig. 3.21.** Dependence of specific CO<sub>2</sub> emission on fuel type and excess air ratio at different engine speeds: A – 2000 rpm; B – 2400 rpm; C – 2800 rpm

Vertinant anglies monoksido lyginamąją emisiją (3.22 pav.), matoma, kad esant stochiometriniam ir paliesintam degiajam mišiniui, nuo  $\lambda = 1,0$  iki  $\lambda = 1,06$  degalų rūšis daro minimalų poveikį susidarančiam anglies monoksido kiekiui. Tai nurodo, kad degimo proceso metu deguonies kiekis yra pakankamas. Kompenсуojamas biodujų užimamas tūris ir padidėja cilindrų pripildymas šviežiu oru. Vyksta išbaigtas angliavandenilių degimo procesas, kurio metu susidaro anglies dioksidas ir vanduo. Kai variklis veikia pariebintu mišiniu, nuo  $\lambda = 1,0$  iki  $\lambda = 0,94$ , anglies monoksido lyginamoji emisija padidėja iki 5 kartų. Palyginus benziną ir GD bei 20BD\_GD, kai alkūninio veleno sūčiai 2000 aps./min, nustatytas 16,7 % ir 2,1 % CO lyginamosios emisijos sumažėjimas. Didinant anglies dioksido koncentraciją biodujose, padidėja ir CO lyginamoji emisija. Palyginus benziną ir 40BD\_GD bei 50BD\_GD, kai alkūninio veleno sūčiai 2000 aps./min, nustatytas 16,1 % ir 33,6 % CO lyginamosios emisijos padidėjimas. Tai nurodo, kad, didinant CO<sub>2</sub> koncentraciją biodujose, sumažėja degimo proceso temperatūra ir padidėja nevisiško degimo produktų emisija.



**3.22 pav.** CO lyginamosios emisijos priklausomybė nuo degalų rūšies ir oro pertekliaus koeficiento, esant skirtingiems sūkiams: A – 2000 aps./min; B – 2400 aps./min; C – 2800 aps./min

**Fig. 3.22.** Dependence of specific CO emission on fuel type and excess air ratio at different engine speeds: A – 2000 rpm; B – 2400 rpm; C – 2800 rpm



**3.23 pav.** CH lyginamosios emisijos priklausomybė nuo degalų rūšies ir oro pertekliaus koeficiento, esant skirtingiems sūkiams: A – 2000 aps./min; B – 2400 aps./min; C – 2800 aps./min

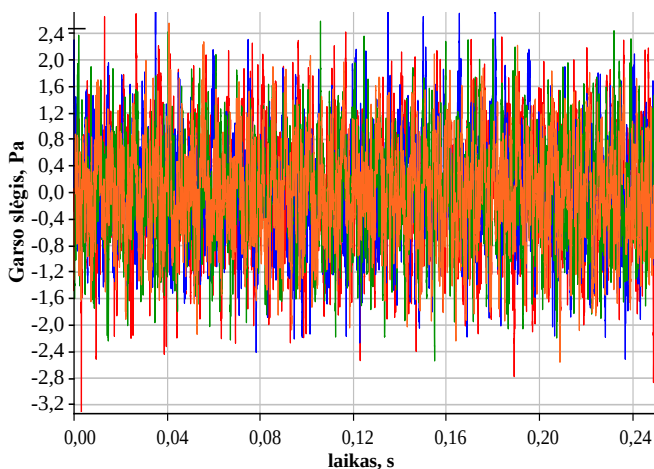
**Fig. 3.23.** Dependence of specific CH emission on fuel type and excess air ratio at different engine speeds: A – 2000 rpm; B – 2400 rpm; C – 2800 rpm

Atsižvelgiant į oro pertekliaus koeficientą, matoma, kad, liesinant degųjų mišinį nuo  $\lambda = 0,94$  iki  $\lambda = 1,06$  visame sūkių diapazone angliavandenilių lyginamoji emisija mažėja. Iš tirtų degalų mišinių matyti, kad naudojant benzina susidaro didžiausia nesudegusių angliavandenilių lyginamoji emisija, kurią lemia didesnis

anglies atomų skaičius angliavandenilių grandinėse. Tiriant biodujas matoma, kad, didinant anglies dioksido koncentraciją biodujose, didėja ir nesudegusių angliavandenilių lyginamoji emisija. Taip yra dėl sumažėjusios degimo proceso temperatūros.

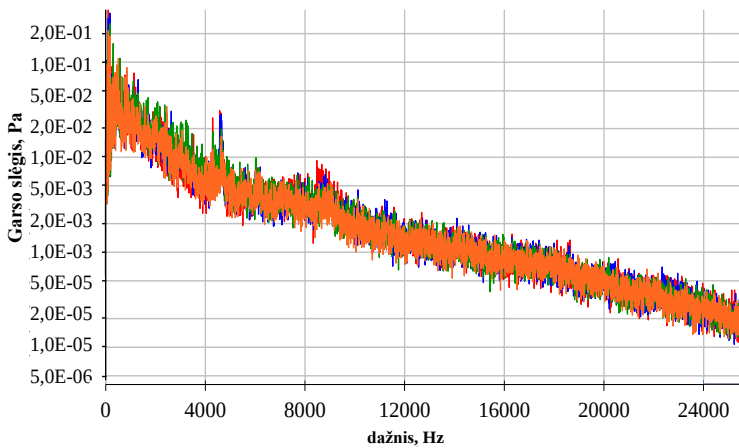
### 3.2. Vibracijos ir garso slėgio matavimai esant fiksuotam droseliui ir reguliuojant uždegimo paskubos kampą

Bandymų metu išmatuota variklio bloko vibracija vertikalia kryptimi (išilgai cilindro ašies) ir horizontalia kryptimi (statmenai cilindrai ir alkūniniam velenui) bei garso slėgio pokytis, varikliui veikiant GD, 20BD\_GD, 40BD\_GD ir 50BD\_GD mišiniais bei parinkus du uždegimo paskubos kampo reguliavimo variantus. Pirmas variantas, kai nustatytas pastovus UPK = 26 °AV, ir antras variantas, kai uždegimo paskubos kampas parenkamas kiekvienam mišiniui pagal maksimalų generuojamą sukimo momentą. Garso slėgio matavimo rezultatų priklausomybės nuo naudojamų degalų ir uždegimo paskubos kampo pateikiamos 3.24–3.27 paveiksluose.



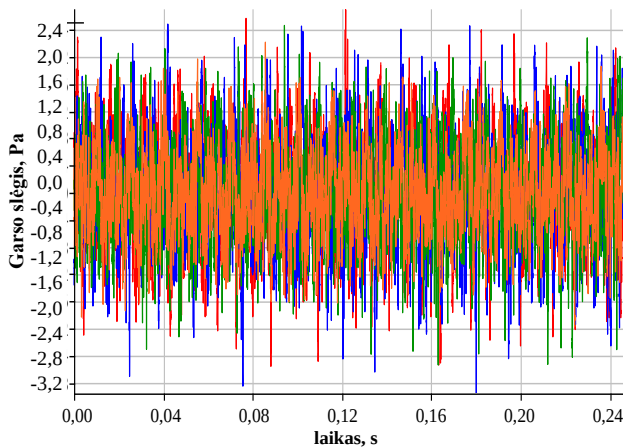
**3.24 pav.** Garso slėgis esant pastoviam UPK: raudona – GD, mėlyna 20BD\_GD, žalia – 40BD\_GD, oranžinė – 50BD\_GD

**Fig. 3.24.** Sound pressure at constant ST: red – NG, blue 20BD\_GD, green – 40BD\_GD, orange – 50BD\_GD



**3.25 pav.** Garso slėgio spektrinė charakteristika esant pastoviam UPK: raudona – GD, mėlyna 20BD\_GD, žalia – 40BD\_GD, oranžinė – 50BD\_GD

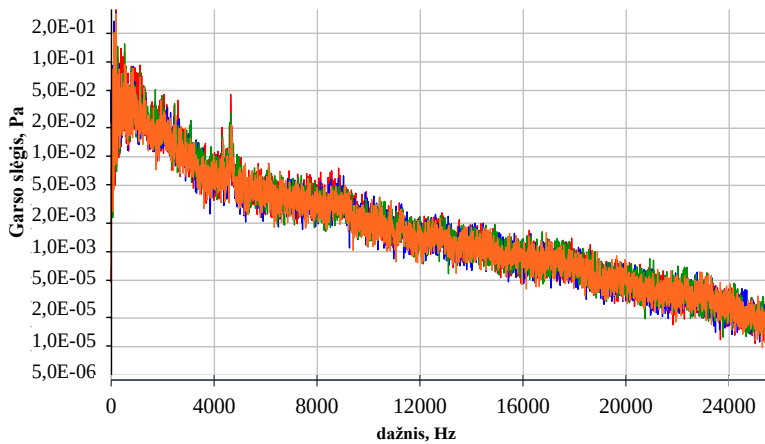
**Fig. 3.25.** Spectral characteristic of the sound pressure at constant ST: red – NG, blue 20BD\_GD, green – 40BD\_GD, orange – 50BD\_GD



**3.26 pav.** Garso slėgis, kai UPK parenkamas pagal degalų mišinį: raudona – GD, mėlyna 20BD\_GD, žalia – 40BD\_GD, oranžinė – 50BD\_GD

**Fig. 3.26.** Sound pressure at ST for tested fuel mixture: red – NG, blue 20BD\_GD, green – 40BD\_GD, orange – 50BD\_GD

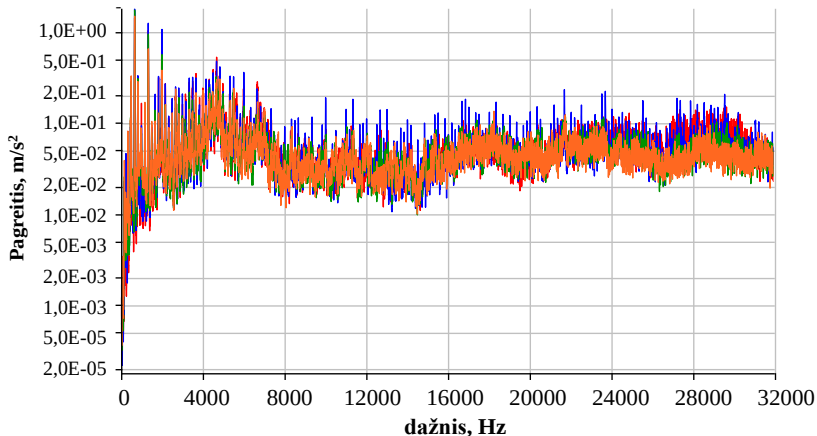
Matoma, kad variklio skleidžiamas garso slėgis padidėja parinkus UPK pagal tiriamą degalų mišinį (3.24 pav. ir 3.26 pav., palyginus su 3.25 pav. ir 3.27 pav.), nes, padidinus UPK, degimo proceso greitis bei šilumos išsiskyrimo greitis padidėja. Tai lemia ir padidėjusį išmetamųjų dujų greitį.



**3.27 pav.** Garso slėgio spektrinė charakteristika, kai UPK parenkamas pagal degalų mišinį: raudona – GD, mėlyna 20BD\_GD, žalia – 40BD\_GD, oranžinė – 50BD\_GD

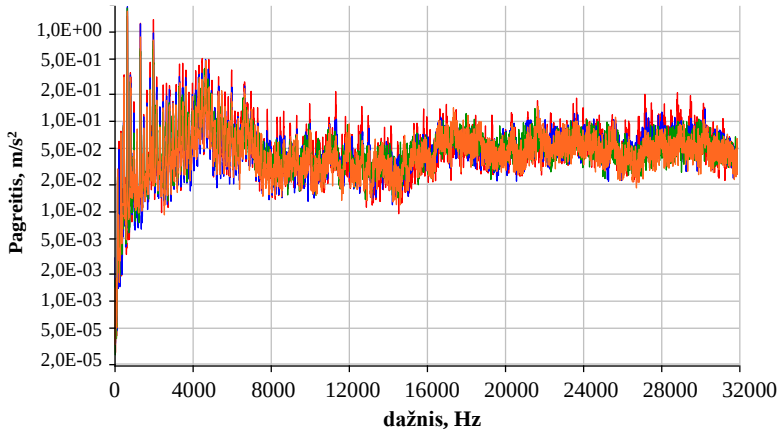
**Fig. 3.27.** Spectral characteristic of the sound pressure at ST for tested fuel mixture: red – NG, blue 20BD\_GD, green – 40BD\_GD, orange – 50BD\_GD

Variklio bloko vibracijos pagreičio spektrinės charakteristikos horizontaliąja kryptimi skersai variklio bloko (3.28 pav. ir 3.29 pav.) ir vertikaliąja kryptimi (3.30 pav. ir 3.31 pav.) nurodo vibracijos pagreičio kitimą priklausomai nuo naudojamų degalų ir UPK.



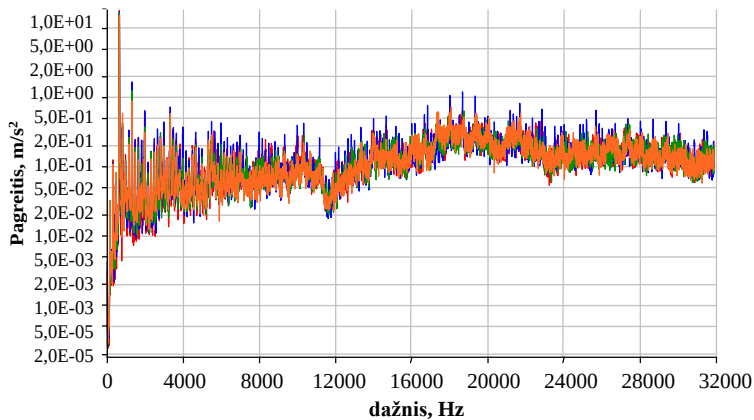
**3.28 pav.** Vibracijos pagreičio horizontalia kryptimi skersai variklio bloko spektrinė charakteristika esant pastoviam UPK: raudona – GD, mėlyna 20BD\_GD, žalia – 40BD\_GD, oranžinė – 50BD\_GD

**Fig. 3.28.** Spectral characteristic of the vibration acceleration in the horizontal direction transverse to the engine block at constant ST: red – NG, blue 20BD\_GD, green – 40BD\_GD, orange – 50BD\_GD



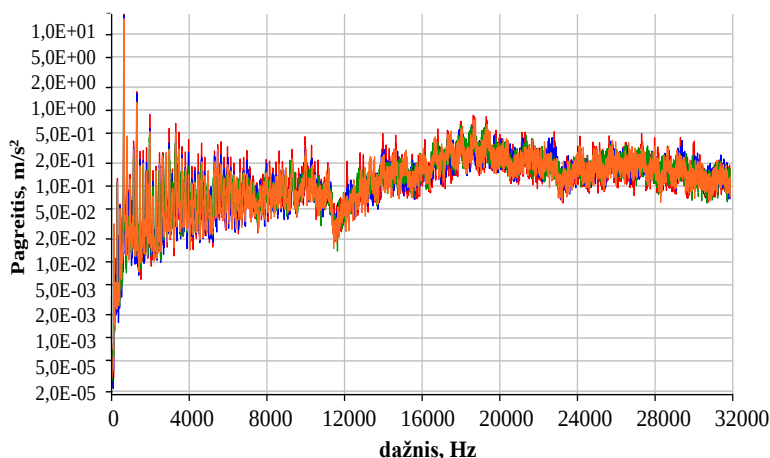
**3.29 pav.** Vibracijos pagreičio horizontalia kryptimi skersai variklio bloko spektrinė charakteristika, kai UPK parenkamas pagal degalų mišinį: raudona – GD, mėlyna 20BD\_GD, žalia – 40BD\_GD, oranžinė – 50BD\_GD

**Fig. 3.29.** Spectral characteristic of the vibration acceleration in the horizontal direction transverse to the engine block at ST for tested fuel mixture: red – NG, blue 20BD\_GD, green – 40BD\_GD, orange – 50BD\_GD



**3.30 pav.** Vibracijos pagreičio vertikalia kryptimi spektrinė charakteristika esant pastoviam UPK: raudona – GD, mėlyna 20BD\_GD, žalia – 40BD\_GD, oranžinė – 50BD\_GD

**Fig. 3.30.** Spectral characteristic of the vibration acceleration in the vertical direction at constant ST: red – NG, blue 20BD\_GD, green – 40BD\_GD, orange – 50BD\_GD



**3.31 pav.** Vibracijos pagreičio vertikalioji spektrinė charakteristika, kai UPK parenkamas pagal degalų mišinį: raudona – GD, mėlyna 20BD\_GD, žalia – 40BD\_GD, oranžinė – 50BD\_GD

**Fig. 3.31.** Spectral characteristic of the vibration acceleration in the vertical direction at ST for tested fuel mixture: red – NG, blue 20BD\_GD, green – 40BD\_GD, orange – 50BD\_GD

Iš vibracijos pagreičio spektrinių charakteristikų duomenų matoma, kad abiejų krypčių maksimalios vibracijų pagreičio reikšmės padidėja, kai UPK parenkamas pagal didžiausią sukuriamą sukimo momentą bandomam mišiniui. Tai lemia intensyvesnis šilumos išsiskyrimo greitis ir didesnis slėgis cilindre padidinus UPK. Taip pat lyginant vibracijos lygį horizontalia ir vertikalia kryptimis matoma, kad vibracija vertikalia kryptimi yra beveik tris kartus didesnė nei vibracija horizontalia kryptimi dėl sutapimo su stūmoklių judėjimo ašimi.

Norint detaliau įvertinti biodujų sudėties įtaką atsirandančių vibracijų dydžiui bei garso slėgiui, išreikštos minimalios (Min.), maksimalios (Maks.) bei standartinio nuokrypio (SN) reikšmės (3.1 lentelė). Matoma, kad didžiausias vibracijos lygis, kai uždegimo paskubos kampas buvo  $26^\circ$ AV, vertinant standartinį nuokrypį vertikalia kryptimi, buvo  $23,2 \text{ m/s}^2$  varikliui veikiant 20BD\_GD mišiniu, o horizontalia kryptimi –  $5,37 \text{ m/s}^2$  varikliui veikiant GD. Nustatyta, kad, padidinus  $\text{CO}_2$  koncentraciją nuo 20 % iki 40 %, kai uždegimo paskubos kampas pastovus, vibracijos lygis vertikalia kryptimi sumažėja 2,6 %, o padidinus iki 50 %, vibracijos lygis sumažėja 7,8 %. Vertinant vibracijos lygį horizontalia kryptimi, pastebėtos tos pačios tendencijos. Padidinus anglies dioksido koncentraciją nuo 20 % iki 40 %, vibracijos lygis sumažėja 11,6 %, o padidinus iki 50 %, sumažėja 18,3 %.

**3.1 lentelė.** Vibracija ir garso slėgis**Table 3.1.** Vibration and sound pressure

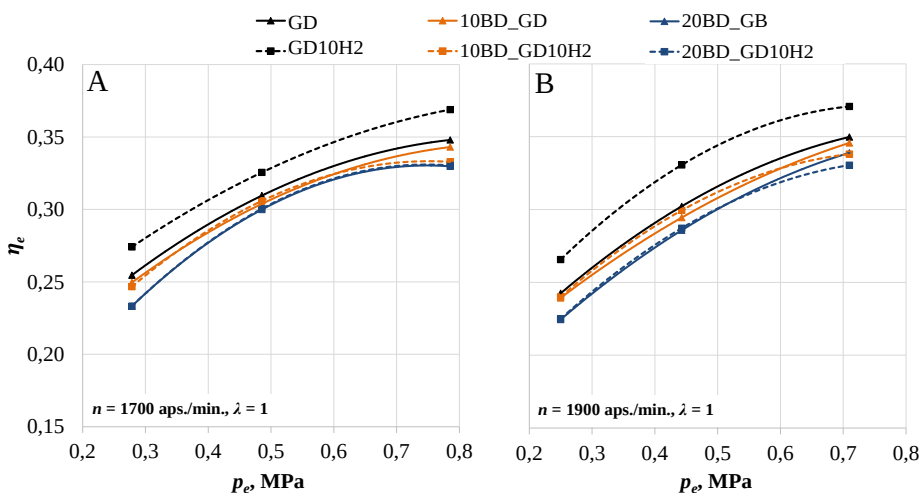
| Žymėjimas   | UPK, %AV | Vibracija, m/s <sup>2</sup> |       |      |                       |       |      | Garso slėgis, Pa |       |      |
|-------------|----------|-----------------------------|-------|------|-----------------------|-------|------|------------------|-------|------|
|             |          | vertikalia kryptimi         |       |      | horizontalia kryptimi |       |      | SN               | Min   | Maks |
|             |          | SN                          | Min   | Maks | SN                    | Min   | Maks |                  |       |      |
| GD          | 26       | 22,9                        | –62,0 | 79,5 | 5,37                  | –27,7 | 26,9 | 0,78             | –2,55 | 2,69 |
| 20BD<br>_GD | 26       | 23,2                        | –58,5 | 75,8 | 5,19                  | –26,3 | 19,8 | 0,80             | –2,95 | 2,48 |
|             | 30       | 23,5                        | –67,1 | 82,4 | 5,52                  | –30,0 | 22,4 | 0,79             | –2,52 | 2,99 |
| 40BD<br>_GD | 26       | 22,6                        | –58,6 | 77,0 | 4,59                  | –21,8 | 21,5 | 0,72             | –2,53 | 2,46 |
|             | 35       | 22,8                        | –57,7 | 72,9 | 5,17                  | –22,9 | 19,9 | 0,83             | –3,33 | 2,68 |
| 50BD<br>_GD | 26       | 21,4                        | –53,2 | 68,3 | 4,24                  | –21,1 | 17,9 | 0,61             | –1,96 | 2,21 |
|             | 40       | 22,3                        | –62,3 | 76,9 | 4,95                  | –23,9 | 21,8 | 0,83             | –2,61 | 3,16 |

Vertinant garso slėgį taip pat pastebimas 10,0 % sumažėjimas, padidinus CO<sub>2</sub> koncentraciją nuo 20 % iki 40 %, ir 23,7 % sumažėjimas, padidinus iki 50 %. Tokios tendencijos matomos dėl sumažėjusio slėgio prieaugio degimo metu ir mažesnio šilumos išsiskyrimo greičio, didinant anglies dioksido koncentraciją biodujose. Sumažėja dujų slėgio jėga, stumianti stūmoklį į AGT, detalių apkrovos ir bendra variklio vibracija tiek horizontalia, tiek ir vertikalia kryptimi. Parinkus UPK pagal tiriamą degalų mišinį, didžiausias vibracijos lygis, vertinant standartinį nuokrypį, vertikalia kryptimi buvo 23,4 m/s<sup>2</sup>, varikliui veikiant 20BD\_GD mišiniu, o horizontalia kryptimi – 5,52 m/s<sup>2</sup>, taip pat varikliui veikiant 20BD\_GD mišiniu. Nustatyta, kad, padidinus UPK, varikliui veikiant 20BD\_GD mišiniu, vibracijos lygis padidėjo 1,3 % vertikalia kryptimi ir 6,4 % horizontalia; naudojant 40BD\_GD, vibracijos lygis padidėjo 0,9 % vertikalia kryptimi ir 12,6 % horizontalia; naudojant 50BD\_GD vibracijos lygis padidėjo 4,2 % vertikalia kryptimi ir 13,7 % horizontalia. Vertinant garso slėgį UPK didinimas padidina ir garso slėgį, tačiau pastebima tendencija, jog padidinus anglies dioksido koncentraciją biodujose, padidėja ir garso slėgis. 5,1 % padidėjimas nustatytas padidinus CO<sub>2</sub> koncentraciją nuo 20 % iki 40 %, esant UPK parinktam pagal tiriamą degalų mišinį. Tokia tendencija matoma, nes, padidinus UPK, slėgio cilindre pikas persistumia arčiau VGT ir vyksta intensyvesnis šilumos išsiskyrimas (todėl padidėja vibracijos, lyginant pastovų ir parinktą pagal tiriamą degalų mišinį UPK). CO<sub>2</sub>, esantis biodujose, ilgina degimo procesą ir padidina išmetamųjų dujų energiją, dėl kurios pokyčio padidėja ir garso slėgis, nors anglies dioksido koncentracija taip pat padidėja.

### 3.3. Biodujomis bei biodujų ir vandenilio mišiniu veikiančio kibirkštinio uždegimo variklio apkrovos charakteristika

Vidaus degimo variklio bandymams, kai papildomai tiekiamas vandenilis, naudotas stacionarus 8,8L NA aštuonių cilindrų KU variklis, pritaikytas veikti suslėgtosiomis gamtinėmis dujomis. Gamtinės dujos ir gamtinių dujų ir vandenilio mišinys tiekiamas gamintojo parinkta maitinimo sistema ir degalai tiekiami prieš droselinę sklendę. Imituojant biodujų sudėtį anglies dioksidas taip pat tiekiamas į įsiurbimo kolektorių prieš droselinę sklendę. Bandymuose naudoti šeši degalų mišiniai, kuriuose anglies dioksidas sudarė iki 20 %<sub>(v)</sub>, o vandenilis iki 10 %<sub>(v)</sub>. Variklis bandytas, esant 1700 aps./min ir 1900 aps./min alkūninio veleno sūkiams, o apkrova keičiama nuo 175 Nm iki 550 Nm arba nuo 0,25 MPa iki 0,78 MPa vidutinio efektyviojo slėgio.

Bandymų metu nustatyta vandenilio priedo įtaka efektyviajam naudingumo koeficientui (3.32 pav.), esant skirtingai apkrovai ir sūkiams.

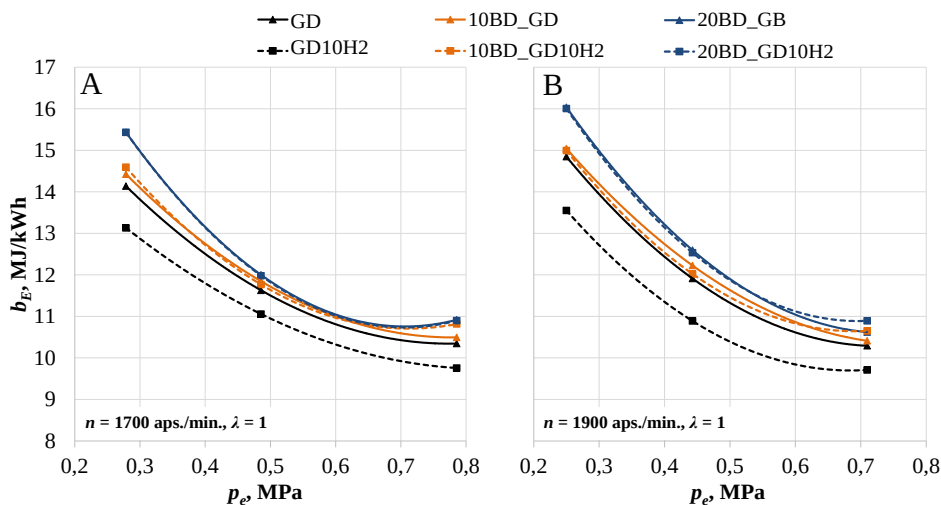


**3.32 pav.** Variklio efektyviojo naudingumo koeficiento priklausomybė nuo degalų rūšies ir apkrovos, esant skirtingiems sūkiams: A – 1700 aps./min; B – 1900 aps./min

**Fig. 3.32.** Dependence of engine brake thermal efficiency on fuel type and engine load at different engine speeds: A – 1700 rpm; B – 1900 rpm

Matoma, kad didžiausias efektyvusis naudingumo koeficientas pasiekiamas, kai variklis veikia GD10H2 mišiniu esant didžiausiai apkrovai ir siekia 0,369 ir 0,371, esant atitinkamai 1700 aps./min ir 1900 aps./min sūkiams. Naudojant GD,

naudingumo koeficientas sumažėjo 5,6 % ir 5,7 % varikliui atitinkamai veikiant 1700 aps./min ir 1900 aps./min sūkais. Varikliui veikiant GD10H2, anglies dioksidas neužima įsiurbimo kolektoriaus tūrio, todėl padidėja cilindų pripildymo koeficientas, o vandenilio atnešama energijos dalis padidina degalų energiją daugiau, nei užimamas tūris sumažina cilindų pripildymo koeficientą. Padidinus CO<sub>2</sub> koncentraciją biodujose variklio efektyvūs naudingumo koeficientas sumažėjo 1,4 % ir 5,2 %, lyginant GD su 10BD\_GD, ir 20BD\_GD, esant 1700 aps./min sūkiais. Padidinus sūkių ir lyginant tuos pačius matavimo taškus, sumažėjo 1,1 % ir 3,1 %. Papildomai tiekiant vandenilį, kai CO<sub>2</sub> koncentracija yra 10 % ir 20 %, pokytis nedidelis iki tol, kol vidutinis indikatorinis slėgis viršija 0,7 MPa. Tada nustatyta, kad naudingumo koeficientas sumažėjo 2,9 % ir 0,6 %, kai sūkiai yra 1700 aps./min, o padidinus sūkių sumažėja 3,8 % ir 2,7 % atitinkamai, lyginant 10BD\_GD su 10BD\_GD10H2 ir 20BD\_GD su 20BD\_GD10H2. Koeficientas sumažėja dėl padidėjusių energijos sąnaudų (3.33 pav.) padidėjus apkrovai ir dėl mažiau efektyvaus degalų energijos virsmo į indikatorinį darbą didėjant CO<sub>2</sub> ir H<sub>2</sub> užimamam tūriui.



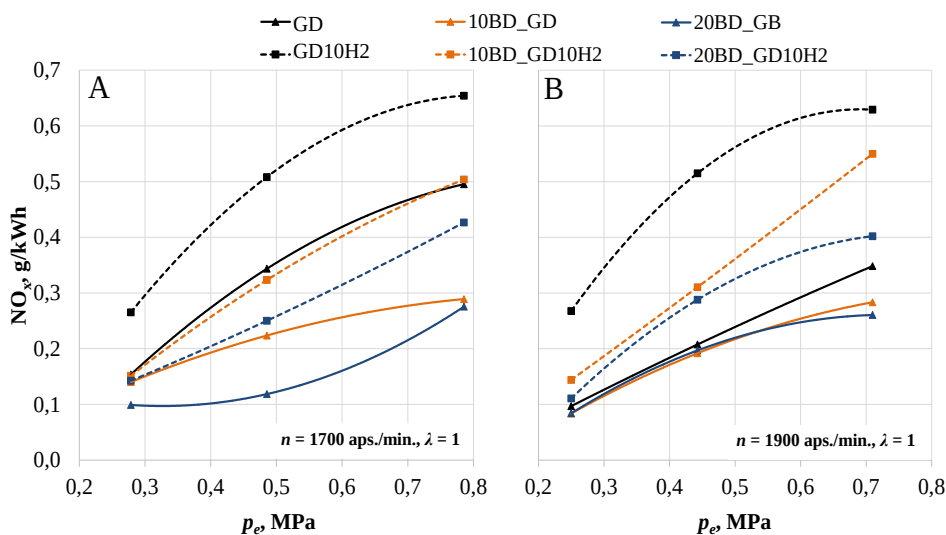
**3.33 pav.** Variklio lyginamųjų energijos sąnaudų priklausomybė nuo degalų rūšies ir apkrovos, esant skirtingiems sūkiais: A – 1700 aps./min; B – 1900 aps./min

**Fig. 3.33.** Dependence of engine brake-specific energy consumption on fuel type and engine load at different engine speeds: A – 1700 rpm; B – 1900 rpm

Vandenilio priedas sumažina lyginamąsias energijos sąnaudas, varikliui veikiant biodujomis. Didžiausias pokytis matomas, kai variklis veikia GD. Šiuo at-

veju energijos sąnaudos sumažėjo 7,1 %, 4,9 % ir 5,7 % visuose matavimo taškuose esant 1700 aps./min sukiamams, o padidinus sukisius, sumažėjo 8,7 %, 8,6 % ir 5,6 %, lyginant GD ir GD10H2. Toks pokytis vyksta, nes vandenilio priedas padidina degimo ir šilumos išsiskyrimo greitį. Degusis mišinys dega efektyviau mažesniame cilindro tūryje, tai patvirtina ir padidėjęs VDV efektyviojo naudingumo koeficientas. Padidinus anglies dioksido koncentraciją, vandenilio poveikis sumažėja, nes padidėja CO<sub>2</sub> užimamas tūris cilindrai mažiau užpildomi oru ir metanu ir mažiau susimaišo degusis mišinys, esant mažai (10 %) vandenilio koncentracijai. Visuose matavimo taškuose, lyginant GD ir 10BD\_GD, energijos sąnaudos vidutiniškai padidėjo apie 2 %, o lyginant GD ir 20BD\_GD, vidutiniškai padidėjo apie 6 %. Papildomai tiekiant vandenilį visuose matavimo taškuose, lyginant GD10H2 ir 10BD\_GD10H2, energijos sąnaudos vidutiniškai padidėjo apie 10 %, o lyginant GD ir 20BD\_GD, vidutiniškai padidėjo apie 14 %.

Analizuojant ekologinius parametrus matoma, kad vandenilio priedas visame matavimų diapazone padidina azoto oksidų emisiją (3.34 pav.).



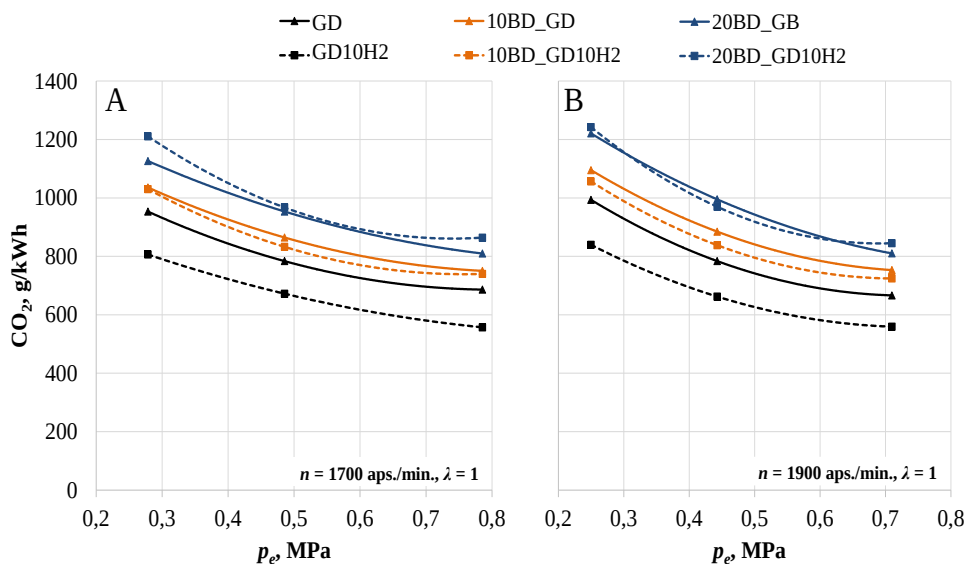
**3.34 pav.** NO<sub>x</sub> lyginamosios emisijos priklausomybė nuo degalų rūšies ir apkrovos, esant skirtingiems sukiamams: A – 1700 aps./min; B – 1900 aps./min

**Fig. 3.34.** Dependence of specific NO<sub>x</sub> emission on fuel type and engine load at different engine speeds: A – 1700 rpm; B – 1900 rpm

Papildomai tiekiant vandenilį ir 10 %<sub>(v)</sub> CO<sub>2</sub>, azoto oksidų lyginamoji emisija susilygina su buvusia bandant GD ir esant 1700 aps./min sukiamams, o dar padidinus CO<sub>2</sub> koncentraciją iki 20 %<sub>(v)</sub> sumažėja atitinkamai 40 %, 31 % ir 28 % visuose

matavimo taškuose. Kai variklio sūkiai yra 1900 aps./min, prireikia 20 %<sub>(v)</sub> CO<sub>2</sub>, kad azoto oksidų lyginamoji emisija susilygintų su rezultatais, gautais bandant GD. Palyginant GD ir GD10H2 azoto oksidų lyginamoji emisija vidutiniškai padidėja apie 52 %, esant 1700 aps./min sūkiams, o padidinus VDV sūkius, vidutiniškai apie 135 %. Lyginant 10BD\_GD ir 10BD\_GD10H2, vandenilio priedas NO<sub>x</sub> emisiją padidino vidutiniškai apie 43 %, kai variklio sūkiai yra 1700 aps./min ir apie 76 %, kai yra 1900 aps./min. Esant didžiausiai CO<sub>2</sub> koncentracijai (20BD\_GD) vandenilio priedas vidutiniškai lyginamąją NO<sub>x</sub> emisiją padidino apie 80 % kai sūkiai 1700 aps./min. ir apie 46 % kai 1900 aps./min. Vandenilio priedas paspartina degimo procesą (Sarikoč, 2021) ir maksimalus slėgis cilindre padidėja, o pikas persistumia arčiau VGT, todėl padidėja ir azoto oksidų lyginamoji emisija.

Atsižvelgiant į CO<sub>2</sub> lyginamąją emisiją matoma, kad vandenilio priedas padeda sumažinti CO<sub>2</sub> lyginamąją emisiją, tačiau didinant CO<sub>2</sub> koncentraciją biodujose šis efektas mažėja (3.35 pav.).

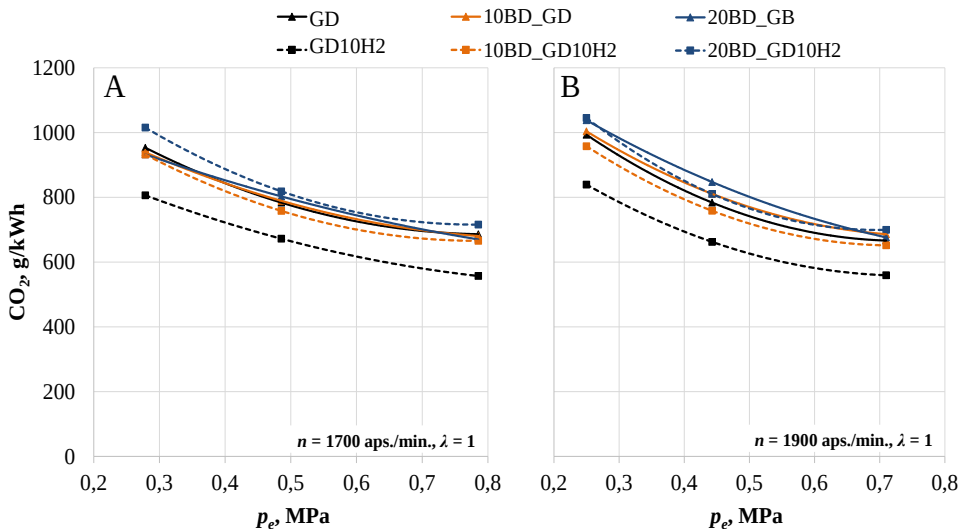


**3.35 pav.** CO<sub>2</sub> lyginamosios emisijos priklausomybė nuo degalų rūšies ir apkrovos, esant skirtingiems sūkiams: A – 1700 aps./min; B – 1900 aps./min

**Fig. 3.35.** Dependence of specific CO<sub>2</sub> emission on fuel type and engine load at different engine speeds: A – 1700 rpm; B – 1900 rpm

Naudojant GD ir papildomai tiekiant vandenilį, CO<sub>2</sub> lyginamoji emisija sumažėja 15,4 %, 14,2 % ir 18,8 % didinant apkrovą iki 0,8 MPa ir esant

1700 aps./min sūkiams. Padidinus sūkius iki 1900 aps./min, atitinkamai sumažėja 15,5 %, 15,6 % ir 16,1 %. Matomas vidutiniškai apie 16 % anglies dioksido lyginamosios emisijos sumažėjimas, nes vandenilis pakeitė dalį GD, taip sumažėjo anglies kiekis degaluose, kartu degant degalams susiformavo ir mažesnis kiekis angliavandenilių degimo produktų. Netikslinga vertinti anglies dioksido lyginamosios emisijos prieaugį, pakeitus GD biodujomis, nes dalis per išmetimo sistemą išmetamo CO<sub>2</sub> yra biodujų sudedamoji dalis. Įvertinus CO<sub>2</sub> koncentraciją biodujose, gaunama anglies dioksido lyginamoji emisija, susidariusi degimo proceso metu (3.36 pav.).



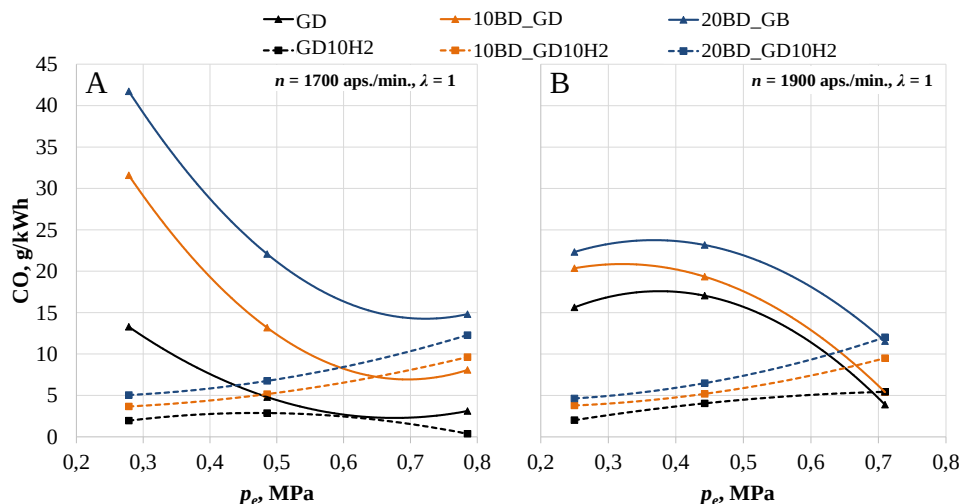
**3.36 pav.** Degimo proceso CO<sub>2</sub> lyginamosios emisijos priklausomybė nuo degalų rūšies ir apkrovos, esant skirtingiems sūkiams: A – 1700 aps./min; B – 1900 aps./min

**Fig. 3.36.** Dependence of combustion process specific CO<sub>2</sub> emission on fuel type and engine load at different engine speeds: A – 1700 rpm; B – 1900 rpm

Šiuo atveju matoma, kad, didinant CO<sub>2</sub> koncentraciją biodujose, vandenilio priedo efektas, sumažinantis CO<sub>2</sub> lyginamąją emisiją, mažėja. Anglies dioksido lyginamoji emisija vidutiniškai padidėja apie 16 % ir apie 25 %, lyginant GD10H2 su 10BD\_GD10H2 ir 20BD\_GD10H2, esant 1700 aps./min sūkiams. Padidinus variklio sūkius iki 1900 aps./min, tuose pačiuose matavimo taškuose CO<sub>2</sub> lyginamoji emisija padidėjo atitinkamai apie 15 % ir apie 24 %.

Vandenilio priedas sumažina anglies monoksido lyginamąją emisiją, tačiau didinant apkrovą matoma priešinga tendencija. Anglies monoksido lyginamosios

emisijos priklausomybė nuo variklio apkrovos, esant skirtingiems degalų mišiniams, pavaizduota 3.37 paveiksle.



**3.37 pav.** CO lyginamosios emisijos priklausomybė nuo degalų rūšies ir apkrovos, esant skirtingiems sūkiams: A – 1700 aps./min; B – 1900 aps./min

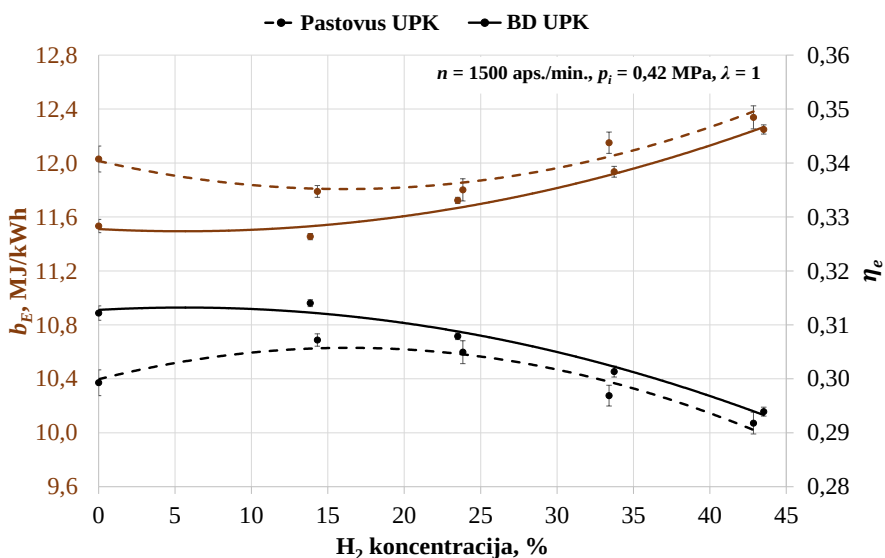
**Fig. 3.37.** Dependence of specific CO emission on fuel type and engine load at different engine speeds: A – 1700 rpm; B – 1900 rpm

Kai variklio apkrova yra nuo 0,4 MPa iki 0,5 MPa, o sūčiai 1700 aps./min, vandenilio priedas CO lyginamąją emisiją sumažina 40,2 %, 60,9 % ir 69,4 % lyginant GD ir GD10H2, 10BD\_GD ir 10BD\_GD10H2, 20BD\_GD ir 20BD\_GD10H2. Padidinus sūčius iki 1900 aps./min, CO lyginamoji emisija atitinkamai sumažėjo 76,3 %, 73,1 % ir 72,0 %. Tokia tendencija nustatyta, nes vandenilis paspartina degimo procesą ir padidina degimo proceso temperatūrą. Vyksantis degimo procesas yra išbaigtas ir susiformuoja mažiau CO bei suintensyvėja CO oksidacija į CO<sub>2</sub>. Padidinus apkrovą nuo 0,5 MPa iki 0,8 MPa, anglies monoksido lyginamoji emisija padidėjo 86,7 %, palyginus 10BD\_GD10H2, ir 82,0 % palyginus 20BD\_GD10H2, kai variklio sūčiai 1700 aps./min. Analogiška tendencija matoma ir padidinus variklio sūčius, CO lyginamoji emisija padidėjo 83,0 %, tiriant 10BD\_GD10H2, ir 85,4 %, tiriant 20BD\_GD10H2. Tai galima paaiškinti padidėjusiu degalų kiekiu, patenkančiu į cilindrus padidinus apkrovą. Šiuo atveju padidėjus degalų kiekiui, patenkančiam į cilindrus, padidėja vandenilio užimamas tūris, blogiau susimaišo degusis mišinys ir susidaro daugiau nevisiško degimo proceso produkto – anglies monoksido.

### 3.4. Vandenilio priedo įtaka biodujomis veikiančio kibirkštinio uždegimo variklio parametrams

Bandymų metu variklio apkrova yra pastovi 0,42 MPa, sūkliai 1500 aps./min, išlaikomas stochiometrinis mišinys kintant vandenilio koncentracijai. UPK reguliuojamas dviem skirtingais atvejais: pirmu atveju nustatytas pastovus  $UPK = 28^\circ AV$ , taip imituojuant, jog biodujos bei biodujų ir vandenilio mišinys yra tiekiamas į variklį, pritaikytą veikti gamtinėmis dujomis, ir neatliekama jokia UPK korekcija (žymima – Pastovus UPK), antru atveju UPK parenkamas pagal didžiausią generuojamą sukimo momentą kiekvienam mišiniui (žymima – BD UPK). Pasirinktos biodujos sudarytos iš 60 %<sub>(v)</sub> metano (išvalymas iki 99,9995 %) ir 40 %<sub>(v)</sub> anglies dioksido (išvalymas iki 99,9995 %). Bandymų metu vandenilio koncentracija biodujose sudarė 14 %, 23 %, 33 % ir 43 % pagal tūrį ir atitinkamai žymima 40BD14H<sub>2</sub>, 40BD23H<sub>2</sub>, 40BD33H<sub>2</sub> ir 40BD43H<sub>2</sub>. Kontrolinis bandymas atliktas varikliui veikiant 40BD mišiniu.

Matoma, kad esant mažai vandenilio koncentracijai (14 %) lyginamosios energijos sąnaudos sumažėja esant abiem UPK reguliavimo atvejams (3.38 pav.).



3.38 pav. Variklio lyginamųjų energijos sąnaudų ir efektyviojo naudingumo koeficiento priklausomybė nuo vandenilio koncentracijos

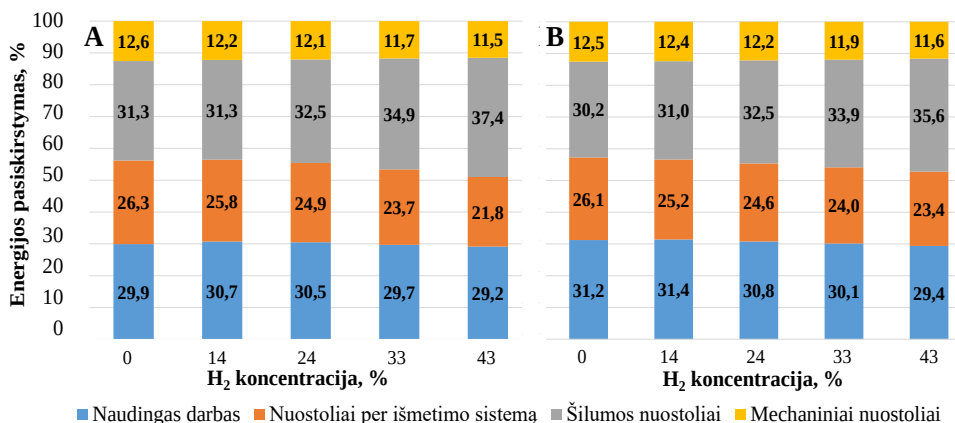
Fig. 3.38. Dependence of engine brake-specific energy consumption and engine brake thermal efficiency at a different hydrogen concentration

Papildomai tiekiant vandenilį iki 14 %<sub>(v)</sub> degalų žemutinis šilumingumas padidėjo 9,8 %, taip pat padidėjo mišinio degimo greitis, tačiau sumažėjo atsparumas detonacijai ir metano skaičius. Esant mažai H<sub>2</sub> koncentracijai užimamas palyginti mažas degimo kameros tūris (lyginant su kitais bandymo taškais), todėl ir cilindrų pripildymo koeficientas sumažėja nedaug. Lyginamosios energijos sąnaudos sumažėja 2 %, esant pastoviam UPK, ir 0,7 %, esant BD UPK, lyginant 40BD ir 40BD14H2. Didesnis poveikis matomas, kai UPK buvo pastovus (28 °AV), nes vandenilio priedas sumažino poreikį didinti UPK dėl padidėjusio mišinio liepsnos sklidimo greičio ir sumažėjusios nematomo degimo fazės. Didinant vandenilio priedo koncentraciją biodujose didėja tūris, kurį užima vandenilis ir mažėja vandenilio priedo poveikis bei cilindrų pripildymas, o degalų atnešama energijos dalis padidėja. Tai matoma ir pagal išaugusias lyginamąsias energijos sąnaudas, kurios padidėjo 0,1 %, 3,0 % ir 4,1 %, esant pastoviam UPK, ir 2,3 %, 4,1 % ir 6,7 %, esant BD UPK lyginant su 40BD.

Keičiant UPK reguliavimą iš pastovaus į GD variklio, efektyvusis naudingumo koeficientas padidėjo 4,3 %, nes pašalinamas neigiamas užsitiesusio biodujų degimo poveikis. Vandenilio priedas taip pat padidina liepsnos sklidimo greitį ir UPK turi būti mažinamas, todėl, lyginant 40BD ir 40BD14H2 esant pastoviam UPK, matomas 2,6 % padidėjęs efektyvusis naudingumo koeficientas, o esant BD UPK, padidėjimas sudaro tik 0,6 %. Šiuo atveju UPK buvo parinktas pagal didžiausią generuojamą sukimo momentą, todėl ir pradinis parametras, esant 40BD, yra didesnis, o matomas pokytis – mažesnis. Nors pats efektyvusis naudingumo koeficientas, esant 40BD14H2, yra 2,3 % didesnis, lyginant pastovaus ir BD UPK atvejus. Didinant vandenilio koncentraciją biodujose daugiau kaip 15 %, efektyvusis naudingumo koeficientas mažėja dėl sumažėjusio degimo proceso stabilumo ir mažėjančio cilindrų pripildymo koeficiento, sumažinančio variklio efektyvų sukimo momentą. Padidinus vandenilio koncentraciją iki 24 %, efektyvusis naudingumo koeficientas sumažėjo 0,7 %, esant pastoviam UPK, ir 1,9 % esant BD UPK, padidinus H<sub>2</sub> koncentraciją iki 33 %, atitinkamai sumažėjo 3,3 % ir 4,0 %, o padidinus iki 43 %, atitinkamai sumažėjo 5,0 % ir 6,4 %, lyginant su nustatytu varikliui veikiant 40BD14H2 mišiniu.

Ivertinant energijos pasiskirstymą (3.39 pav.) ir esant skirtingai vandenilio koncentracijai biodujose ir naudojant du skirtingus UPK reguliavimo atvejus, taip pat matoma, kad vandenilio priedas sutrumpina degimo procesą dėl padidėjusio mišinio liepsnos sklidimo greičio. Padidėjus liepsnos sklidimo greičiui, padidėja ir šilumos nuostoliai į cilindro sienes ir aušinimo sistemą. Lyginant 40BD ir 40BD23H2, šilumos nuostoliai padidėjo 1,8 %, 40BD ir 40BD33H2 – 6,4 %, o 40BD ir 40BD43H2 – 11,9 %, esant pastoviam UPK. Pakeitus UPK reguliavimą į BD UPK, šilumos nuostoliai padidėjo 4,4 %, 7,5 % ir 10,5 %, atitinkamai lyginant 40BD su 40BD23H2, 40BD33H2 ir 40BD43H2. Pažymėtina, jog parinkus UPK pagal didžiausią VDV generuojamą sukimo momentą, šilumos nuostolius

galima sumažinti 2,5 %, 0,2 %, 0,0 %, 1,5 % ir 3,7 %, lyginant visus bandymo taškus nuo 40BD iki 40BD43H2.



**3.39 pav.** Energijos pasiskirstymo priklausomybė nuo vandenilio koncentracijos:

A – pastovus UPK; B – BD UPK

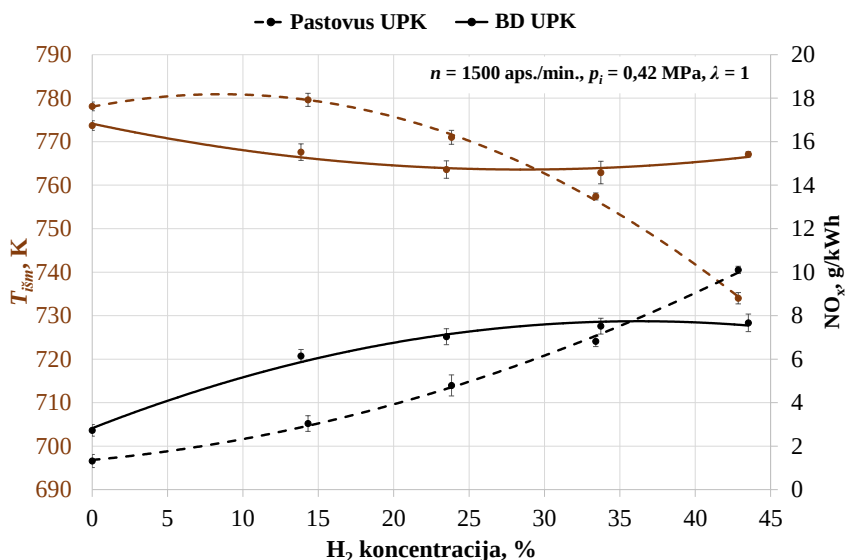
**Fig. 3.39.** Dependence of energy distribution at different hydrogen concentrations:

A – constant ST; B – BG ST

Analizuojant energijos nuostolius per išmetimo sistemą, matoma, jog esant pastoviam UPK nuostoliai padidėja. Pakeitus UPK reguliavimą iš pastovaus į BD UPK ir palyginus 40BD ir 40BD14H<sub>2</sub> matavimo taškus, matomas 2,4 % energijos nuostolių per išmetimo sistemą sumažėjimas, kartu energijos dalis, tenkanti naudingam darbui atlikti, padidėja 2,3 % dėl ankstyvesnio mišinio užsiliepsnojimo (UPK padidėjimas nuo 28 °AV iki 36 °AV) ir padidėjusio laiko iki išmetimo vožtuvo atidarymo.

Analizuojant ekologinius parametrus matyti, kad vandenilio priedas paspartina degimo procesą, slėgis cilindre padidėja, tačiau sykiu susidaro palankios sąlygos azoto oksidams formuotis (3.40 pav.). Tai patvirtina ir kitų tyrėjų rezultatai (Dhyani & Subramanian, 2019). Esant pastoviam UPK ir papildomai tiekiant vandenilį, azoto oksidų lyginamoji emisija padidėja 79,3 %, 114 %, 135 % ir 154 %, didinant vandenilio koncentraciją nuo 14 % iki 43 % ir lyginant su 40BD. Palyginus azoto oksidų lyginamąją emisiją, esant pastoviam UPK ir BD UPK, matomas 107 % padidėjimas esant 40BD, 102 % – 40BD14H<sub>2</sub>, 46,8 % – 40BD23H<sub>2</sub>, 9,3 % – 40BD33H<sub>2</sub>. UPK įtaka azoto oksidų lyginamajai emisijai, mažėja didinant vandenilio koncentraciją, nes didėja liepsnos sklaidimo greitis ir BD UPK artėja prie parinkto pastovaus 28 °AV UPK. Kai bandomas 40BD43H<sub>2</sub> mišinys, nustatyta didesnė azoto oksidų lyginamoji emisija esant pastoviam UPK, nes pa-

rinktas BD UPK yra mažesnis kaip  $28^{\circ}\text{AV}$ . Net ir nedidelė vandenilio koncentracija padidina mišinio šilumingumą, kuris lemia aukštesnę mišinio degimo temperatūrą (Olalekan et al., 2018), o slėgis cilindre padidėja (4.3 pav.), todėl susidaro palankios sąlygos azoto oksidams formuotis. Mažėjanti išmetamųjų dujų, temperatūra nurodo apie pagerėjusį ir spartesnį degimo procesą, nes mažesnis kiekis degančių degalų patenka į išmetimo kolektorių. Palyginus 40BD23H2, kai pakeičiamas UPK reguliavimas iš pastovaus UPK į BD UPK, išmetamųjų dujų temperatūra sumažėja 1,0 %. Sumažėjęs energijos srautas per išmetimo sistemą matomas ir iš energijos pasiskirstymo (3.39 pav.), kai, didinant vandenilio koncentraciją biodujose, mažėja energijos nuostoliai per išmetimo sistemą.

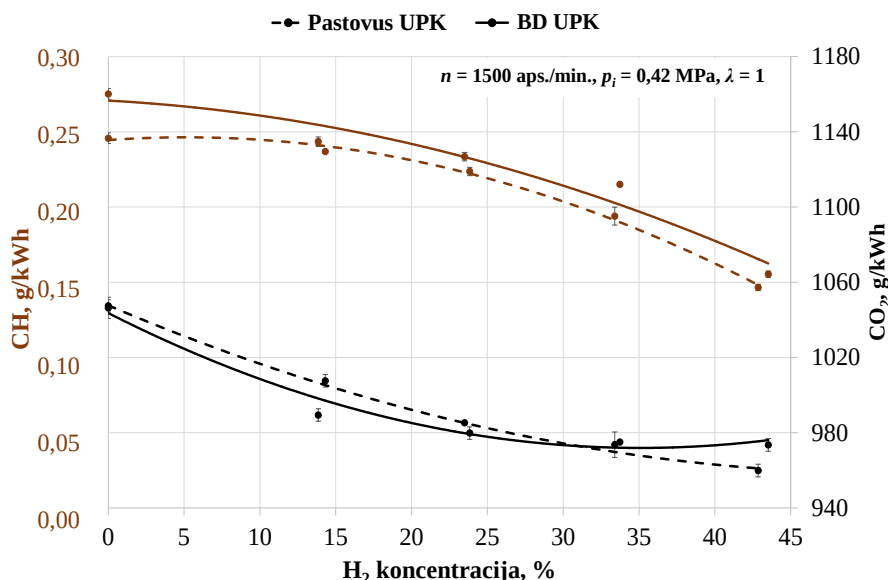


**3.40 pav.** NO<sub>x</sub> lyginamosios emisijos ir išmetamųjų dujų temperatūros priklausomybė nuo vandenilio koncentracijos: A – pastovus UPK; B – BD UPK

**Fig. 3.40.** Dependence of specific NO<sub>x</sub> emission and exhaust gas temperature at different hydrogen concentrations: A – constant ST; B – BG ST

Nagrinėjant išmetamųjų dujų sudėtį, rodančią CO<sub>2</sub> ir CH lyginamąsias emisijas (3.41 pav.), matoma, kad vandenilio priedas sumažina bendrą anglies atomų kiekį degiamame mišinyje. Esant pastoviam UPK, didinant vandenilio koncentraciją iki 43 %, CH lyginamoji emisija sumažėjo atitinkamai 3,6 %, 9,0 %, 21,1 % ir 40,4 % lyginant su 40BD. Lyginant tuos pačius matavimo taškus ir esant BD UPK CH, lyginamoji emisija sumažėjo 11,5 %, 15,2 %, 21,8 % ir 43,5 %, lyginant su 40BD. Matoma, kad, didinant vandenilio koncentraciją, mažėja CH lygi-

namoji emisija esant tiek pastoviam, tiek BD UPK, nes vandenilio priedas paspartina degimo procesą, geriau su oru susimaišo mažo tankio vandenilis, suformuojamas homogeniškesnis degusis mišinys, kuris geriau sudega ir sumažėja CH emisija (Korsakas et al., 2017). Vertinant UPK efektą pastebimas 12 % CH lyginamosios emisijos padidėjimas pakeitus UPK iš pastovaus į GD. Tai galima paaiškinti sumažėjusia išmetamųjų dujų temperatūra ir sumažėjusia nesudegusių degalų oksidacija baigiamojo degimo fazėje.



**3.41 pav.** CO<sub>2</sub> ir CH lyginamųjų emisijų priklausomybė nuo vandenilio koncentracijos:

A – pastovus UPK; B – BD UPK

**Fig. 3.41.** Dependence of specific CO<sub>2</sub> and CH emissions at different hydrogen concentrations: A – constant ST; B – BG ST

Panaši tendencija matoma ir vertinant anglies dioksido lyginamosios emisijos pokytį. Didinant vandenilio koncentraciją degaluose, mažėja anglies dioksido lyginamoji emisija. Esant pastoviam UPK, anglies dioksido lyginamoji emisija sumažėjo 3,8 %, 6,5 %, 7,1 % ir 8,4 %, lyginant su 40BD. Pakeitus UPK reguliavimą į BD UPK ir lyginant tuos pačius matavimo taškus, anglies dioksido lyginamoji emisija sumažėjo 5,5 %, 5,8 %, 6,8 % ir 6,9 %, lyginant su 40BD. Padidėjusi vandenilio koncentracija sumažina metano kiekį, patenkančią į cilindrą, ir degalų sąnaudas, todėl sumažėja ir anglies dioksido lyginamoji emisija (Khatri N. & Khatri K.K., 2020).

### 3.5. Eksperimentinių bandymų rezultatų apibendrinimas

Atlikus KU variklių bandymus ir išanalizavus gautus rezultatus, varikliui veikiant skirtingais degalų mišiniais, galima sugrupuoti šiuos bandymų etapus:

1. Varikliui veikiant biodujomis ir benzinu bei keičiant variklio reguliavimo charakteristikos parametrus (UPK):
  - a) didinant  $\text{CO}_2$  koncentraciją biodujose, maksimali sukimo momento reikšmė nustatyta esant ankstyvesniam uždegimo momentui dėl mišinyje esančio anglies dioksido, kuris sumažina degimo greitį. Norint išlaikyti sukimo momentą, artimą išmatuotam, kai variklis veikė benzinu arba GD, reikia padidinti cilindro pripildymą, kuris sumažėjo dėl BD esančių  $\text{CO}_2$  dujų;
  - b) vertinant biodujų sudėties įtaką variklio energiniams rodikliams, akivaizdžiai matyti, kad 50 %<sub>(v)</sub>  $\text{CO}_2$  neblogina lyginamųjų energijos sąnaudų ir efektyviojo naudingumo koeficiento, lyginant su benzinu veikiančio variklio rodikliais;
  - c) varikliui veikiant benzinu ir 40BD\_GD,  $V_{K_{pi}}$  yra artimas ir, parinkus UPK (benzinui – 28 °AV, 40BD\_GD – 38 °AV), yra mažesnis nei 2,0 %, tai nurodo, kad, varikliui veikiant biodujomis, degimo procesas yra stabilus ir slėgio nuokrypis nuo vidutinės reikšmės yra minimalus;
  - d) didinant  $\text{CO}_2$  koncentraciją biodujose, pailgėja nematomo degimo fazė ir sumažėja degimo greitis bei maksimali slėgio cilindre reikšmė pasilenka toliau nuo VGT (arčiau išmetimo);
  - e) didinant UPK, variklio išmetamųjų dujų temperatūra mažėja dėl anksčiau pasibaigusio degimo proceso, o maksimalią reikšmę pasiekia naudojant 50BD\_GD mišinį;
  - f) didžiausia  $\text{NO}_x$  lyginamoji emisija nustatyta naudojant benziną dėl padidėjusio šilumos išsiskyrimo greičio ir slėgio cilindre, lyginant su kitais mišiniais;
  - g) lyginamasis  $\text{CO}_2$  kiekis išmetamosiose dujose (nevertinant  $\text{CO}_2$  esančio biodujose) didėja dėl mažėjančio generuojamo sukimo momento ir mažėjančio efektyviojo naudingumo koeficiento, didinant  $\text{CO}_2$  koncentraciją biodujose;
  - h) naudojant 40BD\_GD mišinį ir esant iš dalies pravertai droselinei sklendei (apie 15–16 %), išgaunamas panašaus dydžio sukimo momentas kaip ir naudojant gamtines dujas (GD – 74,4 Nm, BD – 73,6 Nm), nors biodujų žemutinis šilumingumas yra 64,6 % mažesnis, o UPK turi būti padidintas 10 °AV;

- i) dėl biodujų energijos tankio esant pastoviam droseliui, oro kiekis, patenkantis į cilindrus, sumažėja, tačiau esant pastoviam energijos kiekiui, patenkančiam į cilindrus, didesnis biodujų užimamas tūris iš dalies kompensuojamas padidinus droselinės sklendės atidarymą (lyginant GD ir 50BD\_GD droselis papildomai pravertas 1 %) ir tai užtikrina padidėjusį efektyvųjį naudingumo koeficientą dėl geresnio degiojo mišinio susimaišymo ir padidėjusio šilumos išsiskyrimo greičio;
  - j) atidarius droselinę sklendę nuo 15 % iki 16 %, padidėja energijos kiekis, patenkantis į cilindrus, ir degimo proceso temperatūra bei slėgis cilyndre, todėl ir azoto oksidų lyginamoji emisija padidėja, naudojant 40BD\_GD ir 50BD\_GD mišinius;
  - k) CO<sub>2</sub> lyginamoji emisija turėtų padidėti plačiau pravėrus droselį, tačiau variklio sukuriamas sukimo momento prieaugis lemia tai, kad CO<sub>2</sub> lyginamoji emisija sumažėja, nors ir į cilindrus patekęs anglies atomų kiekis padidėja.
2. Varikliui veikiant biodujomis ir benzinu bei keičiant variklio reguliavimo charakteristikos parametrus (oro pertekliaus koeficientą):
- a) naudojant 40BD\_GD ir 50BD\_GD, variklio sukimo momentas padidėja esant pariebintam mišiniui ( $\lambda = 0,94$ ), nes, esant tam pačiam droselio atidarymo laipsniui (15 %), padidėja energijos kiekis, patenkantis į cilindrus. Tai galioja tik tada, kai CO<sub>2</sub> koncentracija biodujose viršija 40 % pagal tūrį ir riboja į cilindrus patenkančio metano kiekį;
  - b) efektyvusis naudingumo koeficientas didėja arba išsilaiko pastovus degiamam mišiniui liesėjant (nuo  $\lambda = 1,00$  iki  $\lambda = 1,06$ ), o didinant alkūninio veleno sūkių mažėja ir bandant 50BD\_GD yra mažesnis nei bandant benzina. Tai parodo, kad biodujos sumažina cilindrų pripildymo koeficientą ir, didinant sūkių, cilindrai prasčiau užpildomi degiuoju mišiniu naudojant biodujas;
  - c) lyginamosios energijos sąnaudos, naudojant 40BD\_GD, sumažėja visame tirtame diapazone lyginant su benzinu, tačiau didinant alkūninio veleno sūkių skirtumas mažėja dėl suprastėjusio cilindrų pripildymo koeficiento. Pariebinus degųjį mišinį, visais tirtais atvejais lyginamosios energijos sąnaudos padidėja, nes padidėja degalų kiekis, patenkantis į cilindrus, tačiau sukuriamas sukimo momentas kinta nedaug;
  - d) riebinant degųjį mišinį iki  $\lambda = 0,94$ , sumažėja deguonies kiekis, patenkantis į cilindrus, bet degimo greitis ir šilumos išsiskyrimo intensyvumas išauga, todėl anksčiau pasibaigusio degimo proceso išmetamųjų dujų temperatūra sumažėja;

- e) azoto oksidų lyginamoji emisija mažėja dėl sulėtėjusio biodujų degimo proceso ir sumažėjusio slėgio bei temperatūros cilindre. Anglies dioksidas užima cilindro tūrį, tačiau degimo procese nedalyvauja, taip ribodamas šviežio degiojo mišinio patekimą į cilindrą ir šilumos išsiskyrimo intensyvumą. Paliesinus degų mišinį iki  $\lambda = 1,06$ , degimo proceso intensyvumas sulėtėja;
  - f) didinant  $\text{CO}_2$  koncentraciją biodujose iki 50 %, anglies dioksido emisija kinta ne pagal nusistovėjusią tendenciją, didinant alkūninio veleno sūkių iki 2800 aps./min, tad matyti, kad degimo procesas sulėtėja, sumažėja slėgis, temperatūra cilindre ir padidėja nesudegusių biodujų dalis.
3. Variklio vibracijos ir garso slėgio kitimas, veikiant GD ir biodujų mišiniais bei esant vienai iš dviejų UPK reguliavimo atvejų:
- a) variklio vibracijos pagreitis, didinant  $\text{CO}_2$  koncentracijai, mažėja dėl sumažėjusio slėgio prieaugio degimo proceso metu ir mažesnio šilumos išsiskyrimo greičio, tačiau padidinus UPK – padidėja;
  - b) didinant UPK ir  $\text{CO}_2$  koncentraciją, garso slėgis didėja, nes užsitęsęs degimo procesas padidina ir išmetamųjų dujų energiją, dėl kurios pokyčio padidėja ir garso slėgis.
4. Varikliui veikiant biodujomis, biodujų ir vandenilio mišiniais bei keičiant variklio apkrovos charakteristikos parametrus:
- a) didžiausias efektyvusis naudingumo koeficientas nustatytas, kai variklis veikia GD10H2. Šiuo atveju anglies dioksidas neužima įsiurbimo kolektoriaus tūrio, todėl padidėja cilindro pripildymo koeficientas, o vandenilio atnešama energijos dalis padidina degalų energiją daugiau, nei užimamas tūris sumažina cilindro pripildymo koeficientą. Didinant VDV sūkių, naudingumo koeficientas mažėja dėl padidėjusio degalų kiekio, patenkančio į cilindrą, ir sumažėjusio cilindro pripildymo koeficiento;
  - b) vandenilio priedas sumažina VDV lyginamąsias energijos sąnaudas, tačiau, didinant apkrovą iki 0,8 MPa ir degalų kiekį, patenkantį į cilindrą, biodujų užimamas tūris ir sudėtyje esantis  $\text{CO}_2$  sumažina vandenilio poveikį lyginamosioms energijos sąnaudoms;
  - c) visuose matavimo taškuose vandenilio priedas padidina  $\text{NO}_x$  lyginamąsias emisijas, tačiau naudojant biodujas galima sumažinti  $\text{NO}_x$  emisiją iki buvusios GD ribos, tačiau, didinant variklio alkūninio veleno sūkių, reikalingas didesnis  $\text{CO}_2$  kiekis biodujose;
  - d)  $\text{CO}_2$  lyginamoji emisija mažėja naudojant vandenilį, nes pakeičiama dalis GD ir jose esančios anglies, tačiau, didinant  $\text{CO}_2$  koncentraciją biodujose, šis efektas mažėja;

- e) vandenilis paspartina degimo procesą ir padidina degimo proceso temperatūrą, todėl susiformuoja mažiau CO. Padidinus apkrovą ir tiekiant vandenilį, anglies monoksido lyginamoji emisija padidėja. Tai galima paaiškinti padidėjusiu degalų kiekiu, patenkančiu į cilindrą, ir kartu padidėjusiu anglies atomų kiekiu.
5. Varikliui veikiant biodujomis, biodujų ir vandenilio mišiniais ir esant pastoviai apkrovai:
- a) esant nedidelei vandenilio koncentracijai (14 %) užimamas palyginti mažas degimo kameros tūris, o degalų žemutinio šilumingumo prieaugis didelis (beveik 10 %), todėl nustatytas efektyviojo naudingumo koeficiento padidėjimas ir VDV lyginamųjų energijos sąnaudų sumažėjimas, tačiau, didinant vandenilio koncentraciją iki 43 %, sumažėja cilindrų pripildymo koeficientas ir vandenilio poveikis tampa neigiamas;
  - b) vandenilio priedas padidina mišinio degimo greitį, sumažina energijos nuostolius per išmetimo sistemą, tačiau kai vandenilio koncentracija yra didesnė kaip 14 %, padidėja energijos nuostoliai per aušinimo sistemą ir šilumos nuostoliai į cilindro sienelę dėl didesnio energijos kiekio, išsiskyrusio cilindre degimo proceso metu;
  - c) vandenilis paspartina degimo procesą dėl padidėjusios degimo mišinio degimo greičio ir šilumingumo, tačiau efektyvusis naudingumo koeficientas didėja tol, kol vandenilio dalis mišinyje neviršija 14 %<sub>(v)</sub>;
  - d) vandenilio priedas padidina NO<sub>x</sub> lyginamąją emisiją ir kartu sumažina poreikį didinti UPK dėl sutrumpėjusios degimo trukmės ir nematomo degimo fazės;
  - e) tiekiant vandenilį dėl padidėjusio šilumos išsiskyrimo greičio bei temperatūros ir sumažėjusio anglies kiekio degaluose sumažėja CH ir CO<sub>2</sub> lyginamoji emisija.

### 3.6. Trečiojo skyriaus išvados

Išanalizavus skirtingais degalais veikiančių KU variklių stendinių bandymų rezultatus, suformuluojamos trečiojo skyriaus išvados:

1. Varikliui veikiant 20BD\_GD mišiniu, sukuriamas sukimo momentas, lyginamosios energijos sąnaudos ir efektyvusis naudingumo koeficientas kinta iki 0,5 %, palyginti su GD, kai UPK padidinamas 4 °AV. NO<sub>x</sub> lyginamoji emisija sumažėja 2 kartus, lyginant GD ir 20BD\_GD atvejus visuose matavimo taškuose.

2. Varikliui veikiant 40BD\_GD, sukuriamas sukimo momentas sumažėja 10 %, efektyvusis naudingumo koeficientas – 4,5 %, o lyginamosios energijos sąnaudos padidėja 4,7 %, lyginant, kai variklis veikė GD. Tai parodo, kad, net esant pastoviam droselio atidarymui ir varikliui veikiant 40BD\_GD, galima išgauti VDV energinius parametrus, apylygius VDV veikiant GD. Suvienodinus energijos kieki, patenkančią į cilindrus, šie skirtumai sumažėja. Varikliui veikiant 40BD\_GD, sukuriamas sukimo momentas yra mažesnis apie 0,7 %, efektyvusis naudingumo koeficientas – apie 0,8 %, o lyginamosios energijos sąnaudos padidėja apie 0,6 % palyginus kai variklis veikė GD.
3. Pakeitus GD į 40BD\_GD NO<sub>x</sub> lyginamoji emisija sumažėja 3 kartus esant pastoviam energijos kiekiui, patenkančiam į cilindrus, o CO<sub>2</sub> lyginamoji emisija padidėja apie 4 %.
4. Paliesinus degųjų mišinį varikliui veikiant 50BD\_GD, efektyvusis VDV naudingumo koeficientas didėja ir yra apie 3,4 % didesnis, nei varikliui veikiant benzinu, kai  $\lambda = 1,06$  ir alkūninio veleno sūkių yra 2000 aps./min. Didinant alkūninio veleno sūkius iki 2800 aps./min, efektyvusis naudingumo koeficientas sumažėja visuose matavimo taškuose ir yra vidutiniškai 1,6 % mažesnis, nei varikliui veikiant benzinu.
5. Iš tiriamų mišinių kibirkštinio uždegimo varikliuose racionalu naudoti 40BD\_GD mišinį. Energiniai parametrai prilygsta išmatuotiems naudojant GD, o ekologiniai pranoksta išmatuotus naudojant GD. Naudojant mišinius su didesne CO<sub>2</sub> koncentracija (50BD\_GD) ir padidinus variklio alkūninio veleno sūkius iki 2800 aps./min, padidėja variklio triukšmas ir sumažėja variklio energinių parametų reikšmės.
6. Varikliui veikiant 40BD mišiniu ir papildomai tiekiant vandenilį, efektyvusis naudingumo koeficientas didėja iki tol, kol vandenilio koncentracija mišinyje neviršija 14 %. Tokia pati tendencija matoma ir matuojant lyginamąsias energijos sąnaudas, kurios, bandant 40BD14H2, sumažėjo apie 2 %, lyginant su 40BD.
7. 40BD14H2 mišiniu veikiančio variklio azoto oksidų lyginamoji emisija padidėja apie 2,3 %, lyginant su 40BD. Bandant 40BD14H2, lyginamoji CH emisija sumažėja apie 2 kartus, o CO<sub>2</sub> – apie 8 %, palyginus su 40BD.

---

## Variklio parametrų skaitinis modeliavimas ir tyrimų rezultatų palyginimas

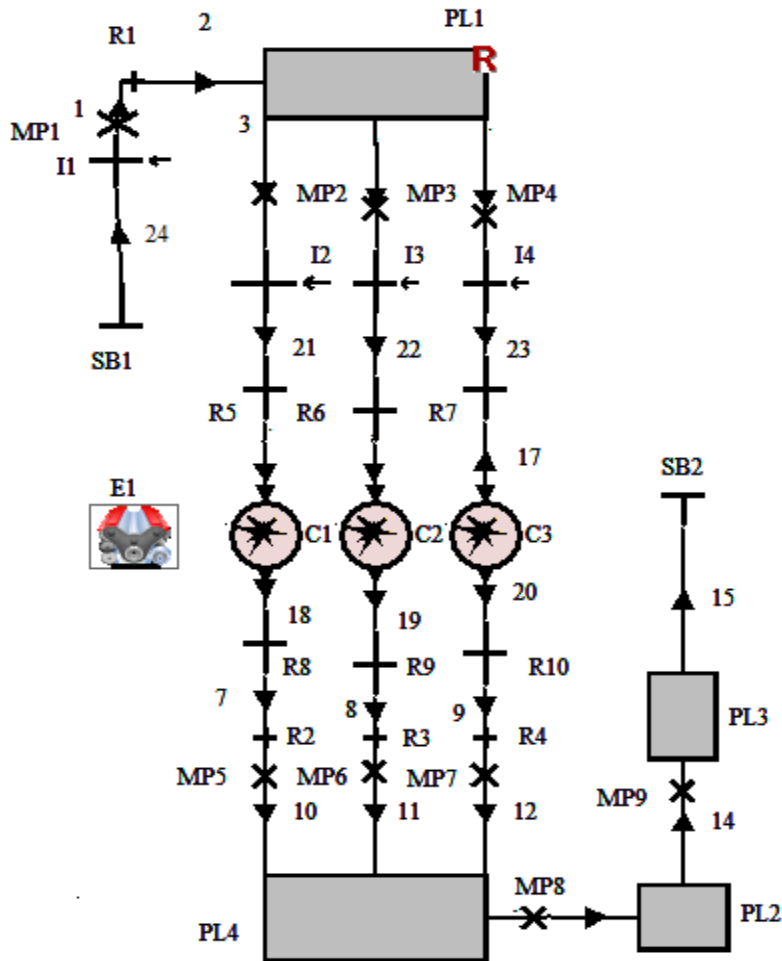
Pateikiamos variklio modeliavimo procesą aprašančios termodinamikos lygtys ir dviejų zonų Vibe funkcija. Sudarytas DAEWOO F8CV variklio skaitinis modelis. AVL BOOST paprogramėje BURN atlikta degimo proceso analizė KU varikliams veikiant biodujomis, biodujų ir vandenilio mišiniais. Pateikiami AVL BOOST programos skaitinio modeliavimo rezultatai ir jų analizė. Papildomi eksperimentinių bandymų duomenys ir palyginami su variklio parametrų modeliavimo rezultatais, įvertinamas duomenų atitikimas.

Nagrinėjama tematika paskelbtas vienas autoriaus straipsnis (Pukalskas et al., 2021).

### 4.1. Variklio darbo ciklą skaitinis modelis

Eksperimentiniai duomenys, varikliui veikiant biodujų ir vandenilio mišiniu, išmatuoti esant pastoviam oro pertekliaus koeficientui  $\lambda = 1$ . Esant liesiesiems mišiniais, galima sumažinti kenksmingų išmetamųjų dujų emisiją. Variklio parametrų pokyčiui įvertinti sudarytas DAEWOO variklio F8DV modelis (4.1 pav.)

AVL BOOST programa. Parametrų pokytis modeliuojamas, kai variklis veikia biodujų ir vandenilio mišiniais 40BD ir 40BD14H2 ir oro pertekliaus koeficientas didinamas nuo  $\lambda = 1,0$  iki  $\lambda = 1,4$ .



**4.1 pav.** KU VDV F8DV skaitinis modelis AVL BOOST programoje: SB – sistemos kraštinės sąlygos; MP – matavimo taškas; I – degalų purkštuvai; PL – apibrėžti tūriai; R – apribojimas; E1 – variklio parametrų įvesties mygtukas

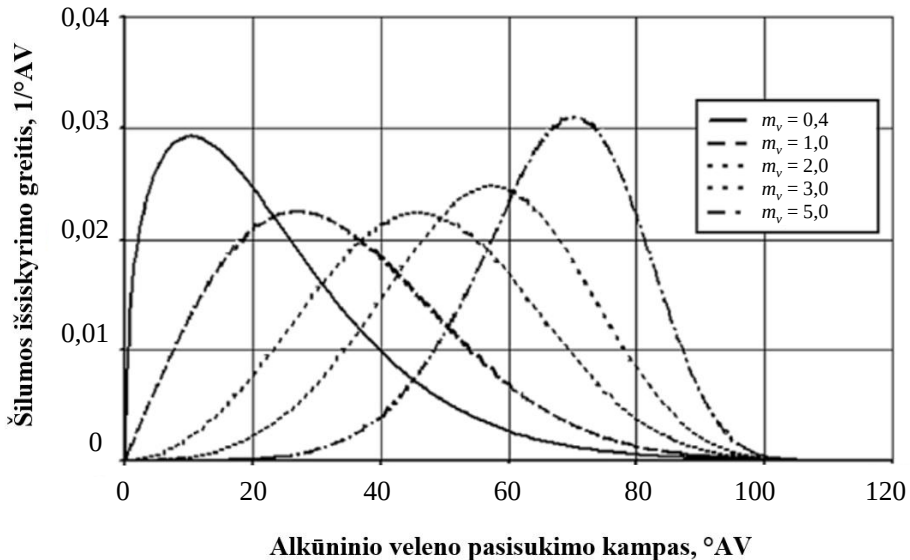
**Fig. 4.1.** Spark-ignition engine F8DV numerical simulation model in the AVL BOOST software: SB – system boundaries; MP – measuring points; I – port fuel injectors, PL – defined volumes, R – restriction, E1 – engine parameters input button

Skaitinio modeliavimo programoje AVL BOOST degimo proceso modeliavimas ir energijos virsmai modeliuojami remiantis pirmuoju termodinamikos dėsniu (AVL BOOST, 2013):

$$\begin{aligned} \frac{d(m_c \cdot u)}{d\varphi} = & -p_c \frac{dV}{d\varphi} + \frac{dQ_F}{d\varphi} - \sum \frac{dQ_w}{d\varphi} - h_{BB} \frac{dm_{BB}}{d\varphi} + \\ & + \sum \frac{dm_i}{d\varphi} \cdot h_i - \sum \frac{dm_e}{d\varphi} \cdot h - q_{ev} \cdot f \cdot \frac{dm_{ev}}{dt}; \end{aligned} \quad (2.17)$$

čia  $\frac{d(m_c \cdot u)}{da} = -p_c$  – suminis energijos pokytis cilindre;  $-p_c \frac{dV}{da}$  – stūmoklio atliktas darbas;  $\frac{dQ_F}{da}$  – degalų šilumos kiekis;  $\sum \frac{dQ_w}{da}$  – šilumos nuostoliai į cilindro sienelės;  $h_{BB} \frac{dm_{BB}}{da}$  – šilumos nuostoliai dėl stūmoklio žiedų prapūtimo;  $m_c$  – degalų masė cilindre;  $u$  – specifinė šiluma;  $p_c$  – slėgis cilindre;  $V$  – cilindro tūris;  $Q_F$  – energija iš degalų;  $Q_w$  – šilumos nuostoliai į cilindro sienelės;  $\varphi$  – alkūninio veleno pasisukimo kampas.

Modeliuojant degimo proceso parametrus naudojama Vibe funkcija, kurios formos parametras  $m_v$  nurodo degimo intensyvumą. Nuo jo dydžio priklauso šilumos išsiskyrimo greitis. Kuo mažesnė parametro reikšmė, tuo intensyviau šiluma išsiskiria degimo pradžioje (4.2 pav.).



4.2 pav. Šilumos išsiskyrimo greitis priklausomai nuo degimo intensyvumo  $m_v$

Fig. 4.2. Rate of heat release depending on combustion intensities  $m_v$

Modeliuojant biodujų ir vandenilio mišinių degimo procesą, šilumos išsiskyrimo intensyvumui aproksimuoti naudojama dviejų zonų Vibe funkcija. Dviejų zonų Vibe cilindą padalina į dvi dalis ir šilumos išsiskyrimą vertina iš sudegusios (4.1) formulė ir nesudegusios mišinio zonos (4.2) formulė (AVL BOOST, 2013).

$$\frac{dm_b u_b}{d\varphi} = -p_c \frac{dV_b}{d\varphi} + \frac{dQ_F}{d\varphi} - \sum \frac{dQ_{W.b}}{d\varphi} + h_u \frac{dm_b}{d\varphi} - h_{BB.b} \frac{dm_{BB.b}}{d\varphi}; \quad (4.1)$$

$$\frac{dm_u u_u}{d\varphi} = -p_c \frac{dV_u}{d\varphi} - \sum \frac{dQ_{W.u}}{d\varphi} - h_u \frac{dm_b}{d\varphi} - h_{BB.b} \frac{dm_{BB.b}}{d\varphi}; \quad (4.2)$$

čia indeksas  $b$  – sudegusios zonos dedamieji; indeksas  $u$  – nesudegusios zonos dedamieji;  $h_u \frac{dm_b}{d\varphi}$  – šilumos mainai tarp sudegusios ir nesudegusios mišinio zonų dėl šviežiai įsiurbiamo mišinio.

## 4.2. Degimo proceso vertiniamas

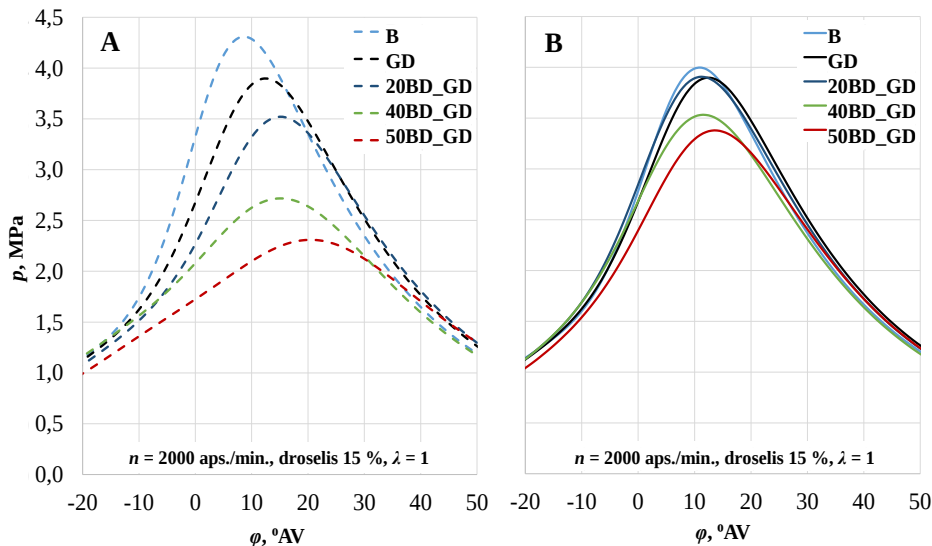
### 4.2.1. Biodujomis veikiančio variklio degimo procesas

Degimo proceso analizei, esant NISSAN HR16DE varikliui, veikiančiam benzinu ir biodujomis, atlikti panaudota AVL BOOST programinės įrangos paprogramė BURN. Analizei atlikti naudoti slėgio cilindre (4.3 pav.), degalų, oro sąnaudų ir kiti parametrai. Slėgio kitimo cilindre analizės rezultatai nusako šilumos išsiskyrimo greitį, slėgio cilindre prieaugį, 10 %, 50 % ir 90 % degalų masės sudegimo laiką.

UPK įtakai vertinti pasirinkti du reguliavimo atvejai: pirmas – kai UPK nustatytas pagal išvystomą maksimalų sukimo momentą varikliui veikiant GD, šiuo atveju visi bandymai atlikti esant pastoviam UPK nustačius 26 °AV, žymima A raide; antras – UPK nustatytas pagal išvystomą maksimalų VDV sukimo momentą tiriamam degalų mišiniui, žymima B raide. Parinkus tokius UPK atvejus, įvertinama, kaip kinta variklio parametrai, pakeitus GD biodujomis ir neatliekant variklio valdymo bloko perprogramavimo. Nustatoma, kaip kinta variklio parametrai, suregulavus UPK kiekvienam tirtam mišiniui individualiai, pagal didžiausią sukuriamą sukimo momentą.

4.3 paveiksle matoma, kaip degalų sudėtis ir skirtingas UPK reguliavimas daro įtaką slėgio cilindre pokyčiams. Esant pastoviam UPK (4.3 pav. A), slėgis cilindre sumažėja 9,6 %, 30,3 % ir 40,7 %, atitinkamai naudojant 20BD\_GD, 40BD\_GD ir 50BD\_GD lyginant su GD. Didinant CO<sub>2</sub> koncentraciją biodujose

prailgėja nematomo degimo fazė, sumažėja degimo greitis, tai patvirtina ir kitų autorių tyrimų rezultatai (Rimkus et al., 2020). Didžiausias slėgis cilindre pasislenka toliau nuo VGT (atitinkamai 3 °AV, 3 °AV ir 8 °AV), o didžiausias slėgis cilindre yra stūmokliui pradedant leisti iš VGT. Naudojant benzina, slėgis cilindre padidėja 9,7 %, lyginant su GD. Dėl ankstyvo uždegimo momento variklio efektyvusis naudingumo koeficientas nepadidėja, bet padidėja detalių apkrova ir azoto oksidų lyginamoji emisija.

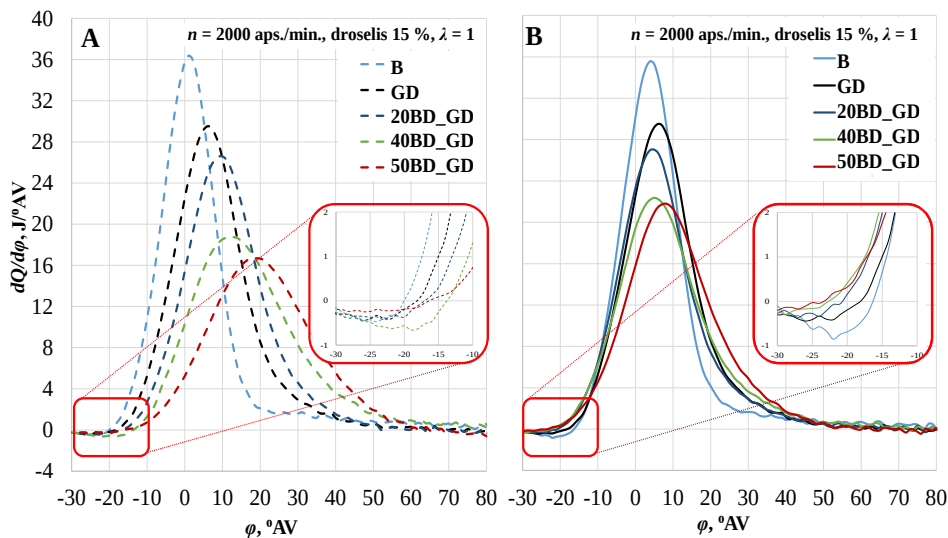


**4.3 pav.** Slėgio cilindre kitimas priklausomai nuo degalų rūšies: A – pastovus UPK; B – UPK parinktas pagal tiriamą mišinį

**Fig. 4.3.** In-cylinder pressure variation depending on fuel type: A – constant ST; B – ST selected depending on the fuel mixture

Antruoju atveju (4.3 pav. B) parinkus UPK pagal išvystomą maksimalų VDV sukimo momentą tiriamam degalų mišiniui, slėgis cilindre padidėjo 9,9 %, 20,9 % ir 27,4 %, tiriant 20BD\_GD, 40BD\_GD ir 50BD\_GD, palyginus su pirmo atvejo rezultatais. Slėgio cilindre pikas nustatytas esant 12–14 °AV. Naudojant benzina slėgis cilindre sumažėjo 7,2 % pakeitus UPK iš 26 °AV į 22 °AV. Tiriant degalų mišinius, kuriuose CO<sub>2</sub> koncentracija yra 40 % ir 50 %, o UPK nustatytas pagal išvystomą maksimalų VDV sukimo momentą, slėgis cilindre sumažėjo 9,4 % ir 13,3 %, palyginti su GD, dėl užsitęsusio degimo proceso, sumažėjusio degalų šilumingumo ir oro, patenkančio į variklį, masės. Tai patvirtina ir kitų tyrėjų duomenys (Slefarski, 2019).

Šilumos išsiskyrimo greičio kitimas, priklausomai nuo bandomųjų degalų mišinio sudėties ir esant vienam iš dviejų UPK reguliavimo atvejų, pateiktas 4.4 paveiksle. Esant pastoviam UPK (4.4 pav. A), maksimali  $dQ/d\phi$  vertė sumažėja 9,9 %, 36,5 % ir 43,4%, naudojant 20BD\_GD, 40BD\_GD ir 50BD\_GD, palyginus su GD. Mažėjantis šilumos išsiskyrimo greitis lemia slėgio cilindre bei generuojamo sukimo momento sumažėjimą, o persistūmimas toliau nuo VGT (išmetimo link) padidina išmetamųjų dujų temperatūrą, kartu padidėja ir CO<sub>2</sub> lyginamoji emisija.



**4.4 pav.** Šilumos išsiskyrimo greičio priklausomybė nuo degalų rūšies: A – pastovus UPK; B – UPK parinktas pagal tiriamą mišinį

**Fig. 4.4.** Rate of heat release variation depending on fuel type: A – constant ST; B – ST selected depending on the fuel mixture

Pakeitus metaną benzinu, maksimalus šilumos išsiskyrimo greitis padidėja 21,2 %, kartu padidėja temperatūra cilindre ir azoto oksidų lyginamoji emisija. Reguluojant UPK pagal išvystomą maksimalų VDV sukimo momentą, tiriamo degalų mišinio maksimalus šilumos išsiskyrimo greitis sumažėjo tik 8,3 %, 22,4 % ir 26,1 %, naudojant 20BD\_GD, 40BD\_GD ir 50BD\_GD, palyginus su GD, o pakeitus į benziną padidėjo 18,2 %. Reguluojant UPK pagal išvystomą maksimalų VDV sukimo momentą tiriamo degalų mišinio maksimali šilumos išsiskyrimo greičio vertė išlaikoma tarp 0 °AV po VGT ir 10 °AV po VGT, todėl suintensyvėja azoto oksidų formavimasis dėl padidėjusios temperatūros cilindre.

Analizuojant degimo proceso parametrus, pateiktus 4.1 lentelėje, taip pat matomi pokyčiai dėl degalų mišinių skirtingų šilumos išsiskyrimo greičių. Iš VDV degimo proceso parametrų matyti, kad, padidinus CO<sub>2</sub> koncentraciją biodujose,

pailgėja nematomo degimo fazė. Lyginant GD su 20BD\_GD, 40BD\_GD ir 50BD\_GD, nematomo degimo fazė pailgėja 68,6 %, 91,4 % ir 134,3 % esant pastoviam UPK. Naudojant benziną ir esant pastoviam UPK, nematomo degimo fazė pailgėjo 99,7 %.

**4.1 lentelė.** Benzino ir biodujų degimo proceso parametrai

**Table 4.1.** Petrol and biogas combustion parameters

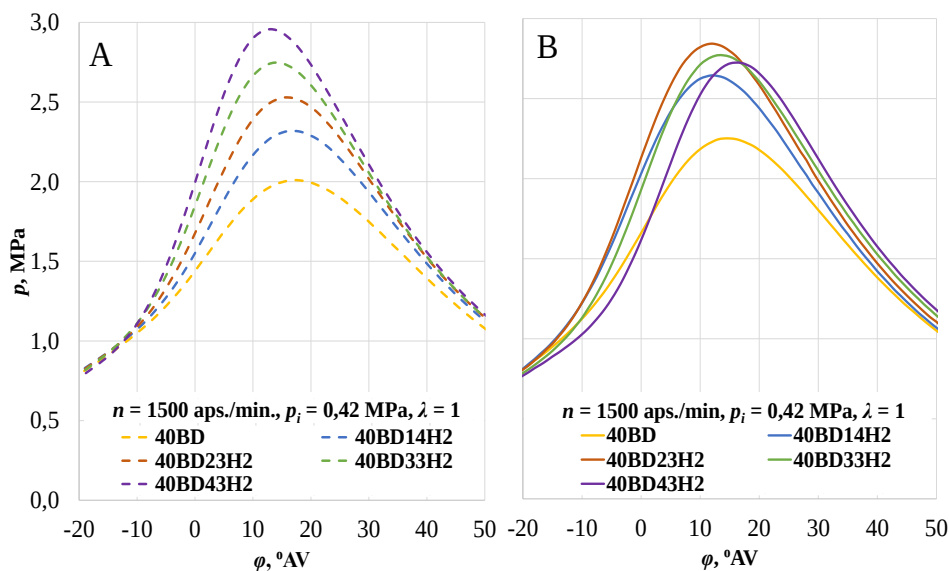
| Žymėjimas      | UPK, °AV | Užsiliepsnojimo momentas, °AV prieš VGT | Sudegusi degalų masės dalis, % |                  |                  |
|----------------|----------|-----------------------------------------|--------------------------------|------------------|------------------|
|                |          |                                         | 10 %, °AV prieš VGT            | 50 %, °AV po VGT | 90 %, °AV po VGT |
| <b>B</b>       | 26       | 19,0                                    | 9,3                            | 1,6              | 19,3             |
|                | 22       | 17,7                                    | 6,8                            | 4,4              | 19,9             |
| <b>0BD_GD</b>  | 26       | 22,5                                    | 4,1                            | 7,0              | 22,9             |
| <b>20BD_GD</b> | 26       | 20,1                                    | 1,8                            | 10,4             | 25,5             |
|                | 30       | 23,8                                    | 5,5                            | 6,0              | 24,0             |
| <b>40BD_GD</b> | 26       | 19,3                                    | –1,2                           | 15,9             | 40,3             |
|                | 35       | 27,8                                    | 5,6                            | 7,3              | 28,0             |
| <b>50BD_GD</b> | 26       | 17,8                                    | –4,7                           | 21,2             | 42,2             |
|                | 40       | 27,0                                    | 3,9                            | 9,7              | 28,2             |

Didinant CO<sub>2</sub> koncentraciją, kinta degalų degimo trukmė. 10 % degalų masės degimo laikas sumažėja, lyginant GD ir 20BD\_GD, abiem UPK reguliavimo atvejais. Toliau didinant CO<sub>2</sub> koncentraciją, 10 % degalų masės degimo laikas pailgėja didinant UPK. Varikliui veikiant 40BD\_GD, degimo laikas pailgėjo 9,2 %, o 50BD\_GD – 3,3 %, nes, didinant uždegimo paskubos kampą, biodujos pradeda degti esant didesniai cilindro tūriui ir išretėjusiam degiajam mišiniui, todėl ir degimo greitis sumažėja. Tai pailgina 10 % degalų masės degimo laiką. Esant ankstyvam uždegimo momentui, šilumos išsiskyrimo greičio pikas nustatytas arčiau VGT, nei esant pastoviam UPK. Tai patvirtina ir sutrumpėjęs 50 % degalų masės degimo laikas, kuris sutrumpėjo 1,8 % ir 2,9 %, padidinus UPK nuo 26 °AV iki 35 °AV, varikliui veikiant 40BD\_GD mišiniu, ir nuo 26 °AV iki 40 °AV, varikliui veikiant 50BD\_GD mišiniu. 90 % degalų masės degimo laikas pailgėja, didinant CO<sub>2</sub> koncentraciją biodujose, tačiau, padidinus uždegimo paskubos kampą, varikliui veikiant 40BD\_GD mišiniu, degimo laikas sutrumpėja 37,2 %, o veikiant 50BD\_GD, sutrumpėja 40,2 %. Mat intensyvus degimas vyksta esant mažesniai

cilindro tūriui, o esant pastoviam uždegimo paskubos kampui, degimas persistuoja toliau nuo VGT (išmetimo link). Tai patvirtina ir padidėjusi išmetamųjų dujų temperatūra.

#### 4.2.2. Biodujų ir vandenilio mišiniais veikiančio variklio degimo procesas

Pagrindinių degimo proceso parametrų analizė, DAEWOO F8CV varikliui veikiančiam biodujų ir vandenilio mišiniais, atlikta naudojant programos AVL BOOST paprogramę BURN. Šiuo atveju naudojami pradiniai duomenys yra tokie: slėgis cilindre (4.5 pav.), valandinės degalų ir oro sąnaudos bei variklio techniniai parametrai. UPK įtakai vertinti pasirinkti du atvejai: pirmas – kai UPK, pasirinktas pagal išvystomą maksimalų sukimo momentą varikliui veikiant gamtinėmis dujomis, šiuo atveju visi bandymai atlikti UPK nustačius  $28^\circ\text{AV}$ , žymima A raide; antras – UPK nustatytas pagal išvystomą maksimalų VDV sukimo momentą tiriamam degalų mišiniui (BD UPK), žymima B raide.

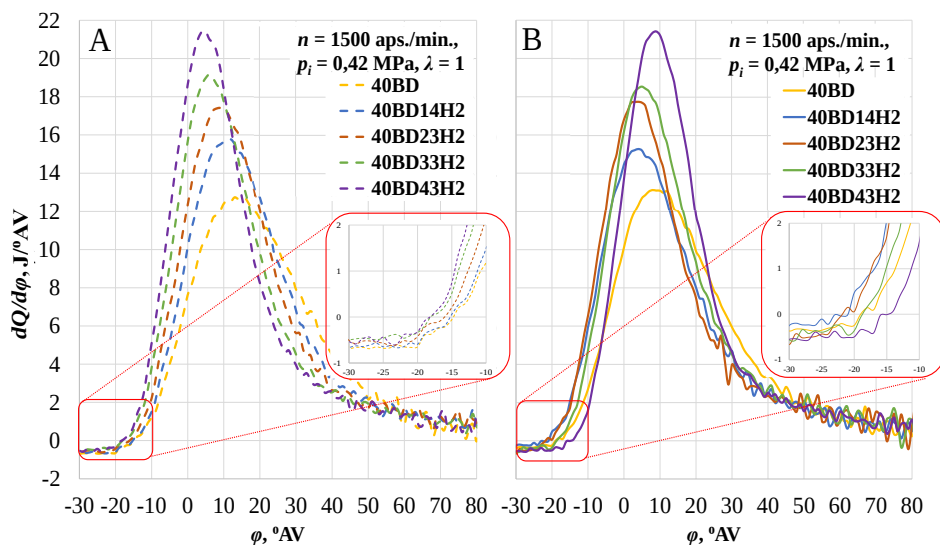


**4.5 pav.** Slėgis cilindre priklausomybė nuo vandenilio koncentracijos: A – pastovus UPK; B – BD UPK

**Fig. 4.5.** Dependence of in-cylinder pressure at different hydrogen concentrations: A – constant ST; B – BG ST

Apžvelgiant slėgio kitimą cilindre matoma, kad, esant pastoviam UPK (4.5 pav. A), vandenilio priedas padidina slėgį cilindre 14,3 %, 22,9 %, 31,1 % ir 38,2 %, lyginant su 40BD. Taip pat maksimali slėgio reikšmė nustatyta 0 °AV, 1 °AV, 3 °AV ir 4 °AV anksčiau nei 40BD. Iš to galima spręsti, kad vandenilio priedas, net nereguliuojant uždegimo momento, paspartina degimo procesą bei padidina efektyvųjį naudingumo koeficientą (3.3 pav.) dėl geresnio degiojo mišinio susimaišymo, padidėjusios degiojo mišinio degimo greičio ir šilumingumo. Tai patvirtina ir kitų tyrėjų gauti rezultatai (Nadaleti & Przybyla, 2020; Zhang & Jiang, 2018). Reguluojant UPK slėgis cilindre didėja papildomai, nes degimo pradžia nusikelia anksčiau prieš VGT, o slėgio maksimali reikšmė pasiekama po VGT, esant mažesniai cilindro tūriui ir degimo proceso energija naudojama efektyviau (3.4 pav.). Palyginus pastovaus UPK ir BD UPK atvejus, maksimali slėgio cilindre reikšmė padidėjo 16,1 % esant 40BD, 23,2 % esant 40BD14H2, 20,7 % esant 40BD23H2 ir 19,0 % esant 40BD33H2. Pastebėta, kad, didinant vandenilio koncentraciją, UPK turi būti mažinamas, palyginus 40BD14H2 ir 40BD23H2, UPK sumažintas 2 °AV, 40BD14H2 ir 40BD33H2 – 6 °AV, nes vandenilis padidina degiojo mišinio degimo greitį ir sumažina būtinybę didinti UPK. Tiriant mišinį 40BD43H2 pastebėta, kad BD UPK sutampa su pastoviu UPK, todėl BD UPK variantui pasirinktas mažesnis UPK (24 °AV). Sumažinus UPK, slėgis cilindre sumažėja 8,2 %, nes dalis degimo proceso energijos prarandama su išmetamosiomis dujomis. Taip pat pastebėta, kad, nors didinant vandenilio koncentraciją biodujose, didėja slėgis cilindre, tačiau variklio efektyvusis naudingumo koeficientas mažėja. Tai lemia sumažėjęs cilindro pripildymo koeficientas, nes, didinant vandenilio koncentraciją, jis užima vis didesnę cilindro dalį.

Šilumos išsiskyrimo greitis, varikliui veikiant biodujomis ir biodujų bei vandenilio mišiniais, pavaizduotas 4.6 paveiksle. Esant pastoviam UPK, didinant vandenilio koncentraciją, didėja ir šilumos išsiskyrimo greičio maksimali reikšmė, kuri padidėjo 23,8 %, lyginant 40BD ir 40BD14H2, 36,8 %, lyginant 40BD ir 40BD23H2, 50,6 %, lyginant 40BD ir 40BD33H2, ir 68,3 %, lyginant 40BD ir 40BD43H2. Maksimali reikšmė dėl padidėjusio mišinio liepsnos sklidimo greičio ir energijos kiekio, patenkančio į degimo procesą, nustatyta 1 °AV, 4 °AV, 7 °AV ir 9 °AV anksčiau, tai patvirtina ir kitų tyrėjų duomenys (Prasad & Agarwal, 2020). Didesnė dalis energijos tenka naudingo darbo atlikimui ir sumažėja energijos nuostoliai per išmetimo sistemą. Taip pat pastebėta, kad nematomo degimo fazė nuo nustatyto UPK iki degimo pradžios, esant BD UPK, yra apie 4 °AV didesnė, nei esant pastoviam UPK. Taip nutinka, nes, esant BD UPK, degimo procesas prasideda didesniame cilindro tūryje ir degusis mišinys yra išretėjęs. Maksimali šilumos išsiskyrimo greičio vertė kinta nedaug, pakeitus UPK reguliavimą. Lyginant 40BD, šilumos išsiskyrimo greičio maksimali reikšmė padidėjo 3,4 %, 40BD14H2 – sumažėjo 2,9 %, 40BD23H2 – padidėjo 3,6 %, 40BD33H2 – sumažėjo 3,2 %, o tiriant 40BD43H2 nepakito.



**4.6 pav.** Šilumos išsiskyrimo greičio priklausomybė nuo vandenilio koncentracijos:

A – pastovus UPK; B – BD UPK

**Fig. 4.6.** Dependence of rate of heat release at different hydrogen concentrations:

A – constant ST; B – BG ST

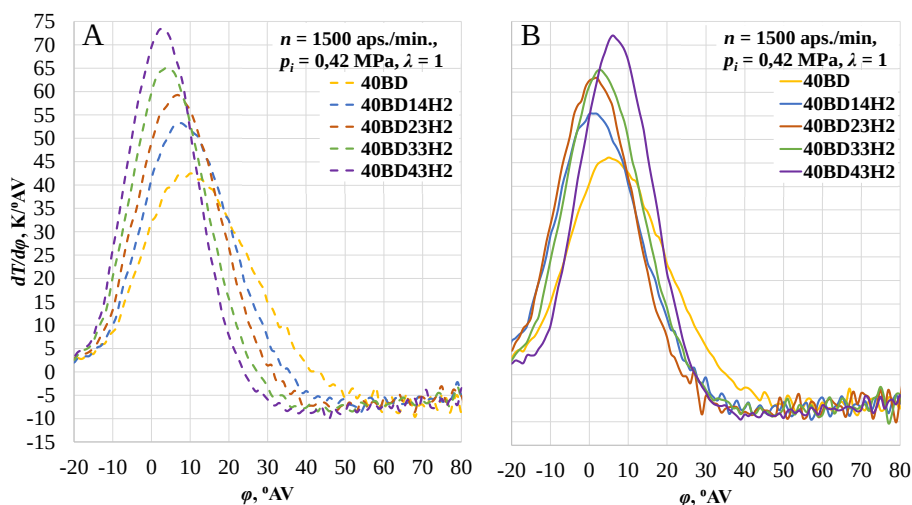
Detalesni degimo proceso analizės ir degalų degimo trukmės duomenys pateikiami 4.2 lentelėje. Matoma, kad vandenilio priedas trumpina degiojo mišinio nematomo degimo fazę. Esant pastoviam UPK nematomo degimo fazė sutrumpėjo 9,1 %, 17,2 %, 24,2 % ir 25,3 %, palyginus tiriamus mišinius su 40BD. Esant BD UPK, nematomo degimo fazė atitinkamai sutrumpėjo 5,1 %, 10,9 %, 33,3 % ir 56,4 %. Vandenilio priedas sumažina biodujų ir vandenilio mišiniui užsiliepsnoti reikiamą energijos kiekį, taip pat padidėja liepsnos sklaidimo greitis ir liepsnos frontas greičiau sklinda per cilindrą (Cong et al., 2021). Vertinant 10 % degalų masės sudegimo laiką, vandenilio priedas sutrumpina degimo laiką 5,0 %, 6,5 %, 11,9 % ir 16,9 %, esant pastoviam UPK, ir 16,1 %, 22,6 %, 15,1 % ir 12,4 %, esant BD UPK atitinkamai lyginant 40BD su 40BD14H2, 40BD23H2, 40BD33H2 ir 40BD43H2. Sutrumpėjusi liepsnos sklaidimo fazė lemia ankstesnį maksimalų slėgį cilindre ir sukonzentruotą energijos išsiskyrimą mažesniame cilindro tūryje, kol alkūninis velenas pasisukęs mažesniu kampu ir slėgis efektyviau paverčiamas į sukimo momentą. Net ir lyginant 90 % degalų degimo laiką, matoma analogiška tendencija, kad vandenilio priedas lemia, kad degalai sudega anksčiau. Lyginant 40BD ir 40BD14H2, esant pastoviam UPK, 90 % degalų masės sudegė 8,6 % greičiau, o esant BD UPK – 5,7 % greičiau pridėjus vandenilio.

**4.2 lentelė.** Degimo proceso eiga ir sudegusi degalų dalis

**Table 4.2.** Combustion process and the mass burnt fraction of the fuel

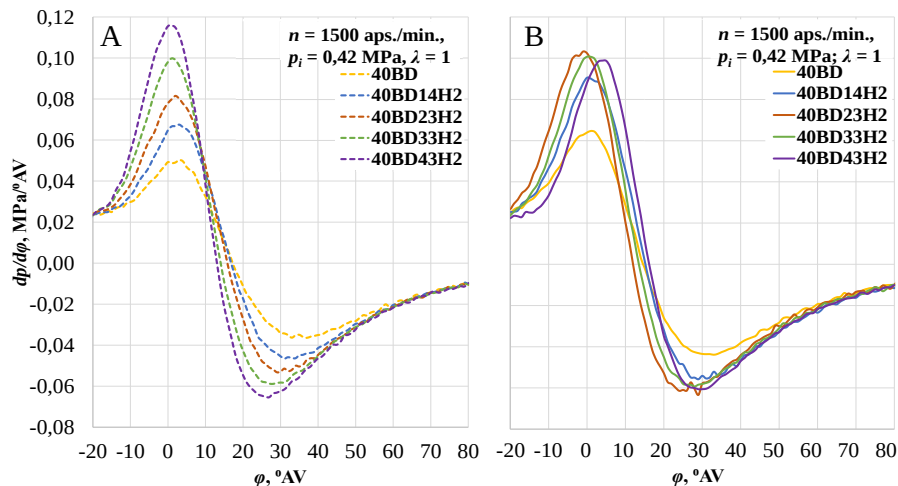
| Degalų mišinys  | Degimo pradžia, °AV, prieš VGT |        | Sudegusi degalų masės dalis, % |        |                  |        |                  |        |
|-----------------|--------------------------------|--------|--------------------------------|--------|------------------|--------|------------------|--------|
|                 |                                |        | 10 %, °AV po VGT               |        | 50 %, °AV po VGT |        | 90 %, °AV po VGT |        |
|                 | pastovus UPK                   | BD UPK | pastovus UPK                   | BD UPK | pastovus UPK     | BD UPK | pastovus UPK     | BD UPK |
| <b>40BD</b>     | 18,1                           | 20,4   | –2,0                           | 1,8    | 19,4             | 15,0   | 50,1             | 48,9   |
| <b>40BD14H2</b> | 19,0                           | 21,2   | –0,1                           | 5,6    | 15,6             | 9,40   | 45,8             | 46,1   |
| <b>40BD23H2</b> | 19,8                           | 20,1   | 1,0                            | 5,7    | 13,3             | 9,00   | 41,9             | 45,0   |
| <b>40BD33H2</b> | 20,5                           | 19,6   | 2,8                            | 3,8    | 11,0             | 10,1   | 46,9             | 43,9   |
| <b>40BD43H2</b> | 20,6                           | 17,2   | 3,9                            | 0,9    | 8,90             | 12,2   | 43,9             | 44,9   |

Temperatūros pokytis cilindre matomas 4.7 paveiksle, o slėgio pokytis – 4.8 paveiksle. Kai variklis veikia 40BD mišiniu, maksimalus temperatūros pokytis yra 42,5 K/°AV ir nustatytas esant 10 °AV. Didinant vandenilio koncentraciją didėja ir maksimalus temperatūros pokyčio dydis, esant pastoviam UPK. Tiriant 40BD14H2 – 53,3 K/°AV, esant 7 °AV po VGT, 40BD23H2 – 59,2 K/°AV, esant 7 °AV po VGT, 40BD33H2 – 65,2 K/°AV, esant 4 °AV po VGT, o 40BD43H2 – 73,4 K/°AV, esant 3 °AV po VGT. Padidinus UPK ir perėjus prie BD UPK temperatūros pokyčio maksimali reikšmė padidėja 8,5 %, esant 40BD14H2, ir 4,1 %, esant 40BD23H2, dėl minimalaus UPK skirtumo (2 °AV), esant 40BD33H2, maksimalios reikšmės pokytis nepastebėtas. Tiriant 40BD43H2, maksimali reikšmė sumažėja 1,9 %, nes šiuo atveju UPK sumažinamas, o tai skatina intensyvesnį šilumos išsiskyrimą ir temperatūros prieaugį, esant didesniai alkūninio veleno pasisukimo kampui, dėl to maksimali reikšmė sumažėja. Apžvelgiant momentą, kai temperatūros pokyčio reikšmė yra lygi 0 K/°AV, matoma, kad, esant pastoviam UPK, sklaida yra didesnė ir apima intervalą nuo 23 °AV iki 40 °AV, o BD nuo 24 °AV iki 35 °AV, bandymų su vandenilio priedu – nuo 24 °AV iki 28 °AV. Tai parodo, kad naudojant vandenilio priedą ir esant BD, UPK temperatūros prieaugis nustatytas siauresniame diapazone. Tai lemia palankesnes sąlygas azoto oksidų formavimuisi, bet sumažina CO ir CH emisijas bei energijos nuostolius per išmetimo sistemą.



**4.7 pav.** Temperatūros pokyčio priklausomybė nuo vandenilio koncentracijos: A – pastovus UPK; B – BD UPK

**Fig. 4.7.** Dependence of temperature rise at different hydrogen concentrations: A – constant ST; B – BG ST



**4.8 pav.** Slėgio pokyčio priklausomybė nuo vandenilio koncentracijos: A – pastovus UPK; B – BD UPK

**Fig. 4.8.** Dependence of pressure rise at different hydrogen concentrations: A – constant ST; B – BG ST

Didžiausias slėgio pokytis nustatytas, kai UPK pastovus, tiriant 40BD43H2 mišinį. Šiuo atveju maksimali slėgio pakyčio reikšmė yra 0,116 MPa<sup>0</sup>AV. Palyginti su kitais mišiniais, kai UPK buvo pastovus, slėgio pakyčio reikšmė sumažėjo 13,9 %, 29,7 %, 41,7 % ir 56,6 %, mažinant vandenilio koncentraciją iki 40BD. Pakeitus UPK reguliavimą į BD, UPK slėgio prieaugis padidėja, nes degimo procesas vyksta mažesniame tūryje ir slėgis cilindre didėja staigiau, tai patvirtina ir kitų autorių tyrimų rezultatai (Hao et al., 2020). Šiuo atveju maksimali slėgio prieaugio reikšmė padidėjo 25,1 % lyginant su 40BD, 29,1 % lyginant 40BD14H2, 23,5 % lyginant 40BD23H2 ir 0,9 % lyginant su 40BD33H2. Intensyvesnis slėgio augimas lemia, kad, didinant vandenilio koncentraciją mišinyje ir didinant UPK, azoto oksidų lyginamoji emisija taip pat didėja.

### 4.3. Biodujų ir vandenilio mišiniais veikiančio variklio parametrų skaitinis modeliavimas

Skaitinis modeliavimas AVL BOOST programoje atliktas sudarius DAEWOO F8CV variklio modelį. Modeliuoti parinkti du degalų mišiniai: 40BD ir 40BD14H2. Remiantis eksperimentiniais duomenimis, biodujomis 40BD veikiančio KU variklio energiniai rodikliai nenusileidžia rodikliams, nustatytiems, kai variklis veikė GD, esant pastoviam energijos kiekiui, patenkančiam į cilindrus. 40BD14H2 pasirinktas, nes tik esant mažai vandenilio koncentracijai (iki 14 %) KU variklio energiniai rodikliai pagerėjo. Didinant vandenilio koncentraciją mišiniuose, vandenilio užimamas tūris įsiurbimo kolektoriuje lėmė sumažėjusį cilindrų pripildymo efektyvumą ir sumažėjusį variklio efektyvųjų naudingumo koeficientą bei padidėjusias lyginamąsias energijos sąnaudas. Pasirinkti biodujų ir vandenilio mišiniai modeliuoti didinant oro pertekliaus koeficientą iki  $\lambda = 1,3$ . Eksperimentiniai duomenys parodė, kad, liesinant degųjų mišinį nuo  $\lambda = 1$  iki  $\lambda = 1,06$ , variklio efektyvusis naudingumo koeficientas didėja. Eksperimentiniai duomenys praplėsti modeliavimo rezultatais, daugiau paliesinant degųjų mišinį. Atskaitos taškas yra KU variklio, veikiančio 40BD ir 40BD14H2 mišiniais, parametrai, kai oro pertekliaus koeficientas  $\lambda = 1$ . Šiame taške atlikti eksperimentiniai bandymai ir yra nustatytas slėgis cilindre, varikliui veikiant 40BD ir 40BD14H2. Atlikta degimo proceso analizė AVL BOOST paprograme BURN ir apskaičiuotas šilumos išsiskyrimo greitis, degimo pradžios momentas bei degimo trukmė.

Modeliuoti taip pat reikalingi degalų savybių parametrai. Žemutinis mišinių šilumingumas ir reikiamas oro kiekis stochiometriniam mišiniui pateiktas 2.4 pav. veiksle. Oro kiekis, reikalingas kiekvienam modeliavimo taškui, ir modeliavimo metu oro kiekis, dalyvavęs degimo procese, pateikiami 4.3 lentelėje.

**4.3 lentelė.** Oro kiekio, reikalingo 1 kg degalų kiekvienam modeliavimo taškui, palyginimo duomenys

**Table 4.3.** Comparison data for the amount of air needed for 1 kg of fuel at each fuel modeling point

| $\lambda$ |                                                                |               | 1,0  | 1,1  | 1,2  | 1,3  |
|-----------|----------------------------------------------------------------|---------------|------|------|------|------|
| Mišinys   |                                                                |               |      |      |      |      |
| 40BD      | Stechiometrinis oro ir degalų masių santykis, kg oro/kg degalų | Apskaičiuotas | 6,10 | 6,70 | 7,31 | 7,92 |
|           |                                                                | Modeliavimo   | 6,06 | 6,74 | 7,33 | 7,99 |
|           |                                                                | Skirtumas, %  | 0,66 | 0,60 | 0,27 | 0,88 |
| 40BD14H2  |                                                                | Apskaičiuotas | 6,34 | 7,07 | 7,71 | 8,35 |
|           |                                                                | Modeliavimo   | 6,38 | 7,09 | 7,70 | 8,37 |
|           |                                                                | Skirtumas, %  | 0,63 | 0,28 | 0,13 | 0,24 |

Modeliuojant 40BD ir 40BD14H2 degalais veikiančio KU variklio F8CV parametrus, oro pertekliaus koeficiento skirtumas nuo teorinio nesiekia 1 %. Didžiausias skirtumas (0,88 %) tarp teorinio ir modeliuojant gauto oro pertekliaus koeficiento yra, kai modeliuojami 40BD degalai ir  $\lambda = 1,3$ . Mažiausias skirtumas (0,13 %), kai modeliuojamas biodujų ir vandenilio mišinys, o  $\lambda = 1,2$ .

Eksperimentinių bandymų maksimalios slėgio cilindre reikšmės ir alkūninio veleno pasisukimo kampai, kai  $\lambda = 1$ , ir modeliuojant gautos maksimalios slėgio cilindre reikšmės bei alkūninio veleno pasisukimo kampai, kai oro pertekliaus koeficientas kinta nuo  $\lambda = 1,0$  iki  $\lambda = 1,3$ , pateikti 4.4 lentelėje.

**4.4 lentelė.** Eksperimentinių ir modeliavimo rezultatų slėgio cilindre reikšmės

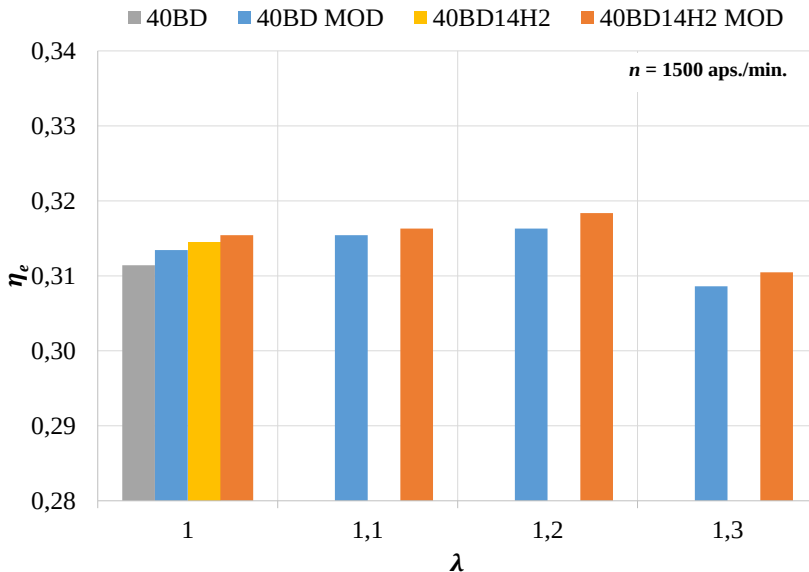
**Table 4.4.** In-cylinder pressure values for experimental and simulation results

| $\lambda$ |                        | 1,0 (MOD) | 1,0 (EKS) | Skirtumas, % | 1,1  | 1,2  | 1,3  |
|-----------|------------------------|-----------|-----------|--------------|------|------|------|
| Mišinys   |                        |           |           |              |      |      |      |
| 40BD      | $p$ , MPa              | 2,24      | 2,27      | 1,32         | 2,02 | 1,88 | 1,74 |
|           | $\varphi$ , °AV po VGT | 15,5      | 16,1      | 3,73         | 15,6 | 16,1 | 19,9 |
| 40BD 14H2 | $p$ , MPa              | 2,63      | 2,66      | 1,13         | 2,48 | 2,36 | 2,26 |
|           | $\varphi$ , °AV po VGT | 14,2      | 13,9      | 2,16         | 14,6 | 16,2 | 19,7 |

Palyginus eksperimentinius duomenis ir modeliavimo duomenis, kai oro pertekliaus koeficientas  $\lambda = 1,0$ , matoma, kad slėgio cilindre neatitiktis nevirsija

1,5 %, o alkūninio veleno padėtis, kuriai esant nustatytas maksimalus slėgis cilindre, nukrypsta ne daugiau nei 0,6 °AV, arba iki 4 %.

Variklio efektyviojo naudingumo koeficiento kitimas, priklausomai nuo oro pertekliaus koeficiento, pavaizduotas 4.9 paveiksle. Palyginami eksperimentinių ir skaitinio modeliavimo rezultatų duomenys, kai  $\lambda = 1,0$ , ir pateikiami skaitinio modeliavimo rezultatai, keičiant oro pertekliaus koeficientą  $\lambda$  iki 1,3.



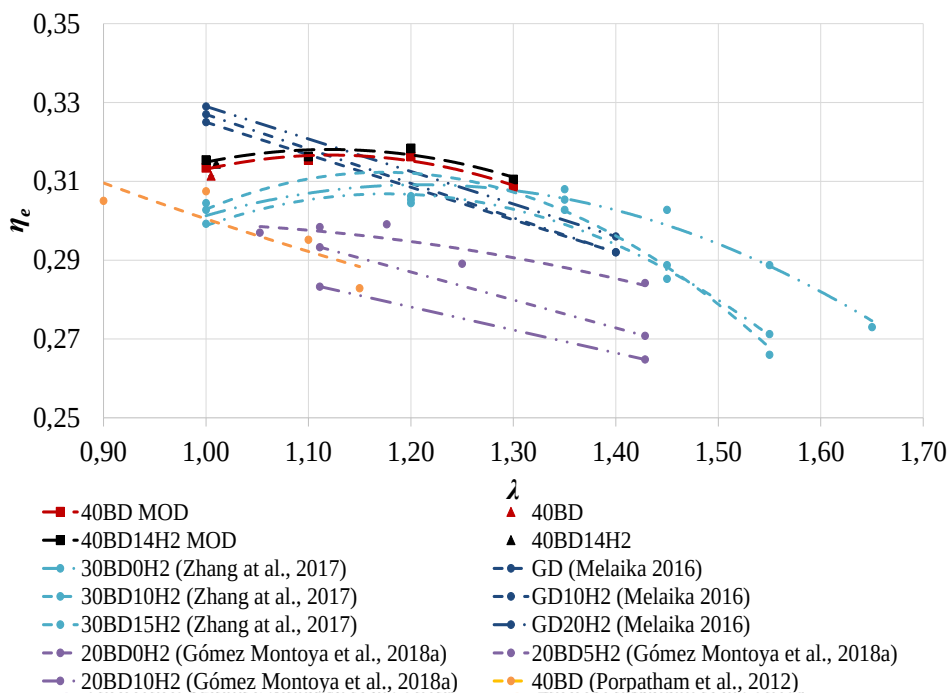
**4.9 pav.** Variklio efektyviojo naudingumo koeficiento priklausomybė nuo oro pertekliaus koeficiento

**Fig. 4.9.** Dependence of engine brake thermal efficiency on different excess air ratios

Variklio efektyviojo naudingumo koeficiento reikšmės nesutapimas, palyginus modeliavimo ir eksperimentinius duomenis, varikliui veikiant 40BD mišiniu, yra 0,6 %, o 40BD14H2 – 0,3 %. Liesinant degųjų mišinį iki  $\lambda = 1,3$ , variklio efektyviojo naudingumo koeficientas didėja ir maksimalią reikšmę pasiekia, kai  $\lambda = 1,2$ , varikliui veikiant 40BD14H2. Palyginus su 40BD, vandenilio priedas padidino efektyviojo naudingumo koeficientą 0,6 %. Daugiau liesinant degųjų mišinį iki  $\lambda = 1,3$ , efektyvusis naudingumo koeficientas sumažėja 2,2 %, naudojant 40BD, ir 2,5 %, naudojant 40BD14H2, atitinkamai palyginus su  $\lambda = 1,2$ . Pokytis matomas dėl sumažėjusio energijos kiekio, patenkančio į cilindrus, padidėjusių atstumų tarp oro ir degalų molekulių bei sumažėjusio šilumos išsiskyrimo greičio.

#### 4.4. Kibirkštinio uždegimo variklio parametru skaitinio modeliavimo rezultatų palyginimas

Skaitinio modeliavimo metu gauti rezultatai palyginami su Lietuvos ir užsienio mokslininkų darbuose pateiktais duomenimis. Kiti tyrėjai nagrinėja KU variklio parametru pokyčius, kai variklis veikia GD, metanu ir biodujomis, esant liesajam arba paliesintam degiajam mišiniui. Vienas iš pagrindinių parametru, kuris pateikiamas didžiojoje dalyje mokslinių straipsnių, yra efektyvusis naudingumo koeficientas. Pavyko surasti ir susisteminti dešimt skirtingų mišinių, kurie bandomi oro pertekliaus koeficientą keičiant nuo  $\lambda = 0,9$  iki  $\lambda = 1,65$  ir vandenilio koncentracija mišinyje yra iki 20 % (4.10 pav.).



**4.10 pav.** Modeliuoto ir kitų tyrėjų variklio efektyviojo naudingumo koeficiento priklausomybė nuo oro pertekliaus koeficiento

**Fig. 4.10.** Dependence of the engine brake thermal efficiency (modeled by the author and indicated by other researchers) on the excess air ratio

Palyginus tyrėjų gautus duomenis su bandymų metu nustatytais duomenimis, gautais tiriant DAEWOO F8CV variklį, veikiantį 40BD ir 40BD14H2, matyti, kad efektyvusis naudingumo koeficientas yra kitų autorių tiriamų duomenų aibėje.

Palyginus biodujas 40BD ir kitų tyrėjų duomenis 30BD0H2 (Zhang at al., 2017), nesutapimas yra 2,6 %, kai  $\lambda = 1,0$ , ir 3,2 %, kai palyginami 40BD14H2 ir 30BD10H2 (Zhang at al., 2017) mišiniai.

Palyginus modeliavimo duomenis su tyrėjų gautomis duomenų tendencijomis, kai variklis veikia biodujomis (raudona spalva) ir biodujų bei vandenilio mišiniais (juoda spalva), matoma, kad modeliavimo duomenų kitimo tendencija yra artima pateikiamai kitų tyrėjų, ypač Zhang at al. (2017). Kitų tyrėjų duomenys yra nedetalūs ir dažnu atveju pateikiami tik du matavimo taškai, kai  $\lambda = 1,0$ , ir kitas, kai mišinys yra liesasis  $\lambda = 1,4$ – $1,6$ . Taip prarandama dalis duomenų, nurodančių, kaip kinta efektyviojo naudingumo koeficientas tarpinėse reikšmėse, kai  $\lambda = 1,1$  ir  $\lambda = 1,2$ . Palyginus modeliavimo duomenis su Zhang at al. (2017) duomenimis, matoma, kad modeliuojant 40BD nesutapimas su 30BD0H2 yra tik apie 1 %, o 40BD14H2 nesutapimas su 30BD15H2 – tik apie 1,2 %

## 4.5. Ketvirtojo skyriaus išvados

Išanalizavus degimo procesą ir sumodeliavus 40BD ir 40BD14H2 mišiniais veikiančio KU variklio parametrus, gautos šios išvados:

1. Sudarytas AVL BOOST skaitinis F8CV variklio modelis praplečia eksperimentinių bandymų rezultatus, duomenimis, kai VDV veikia biodujų ir vandenilio mišiniu, o oro pertekliaus koeficientas didinamas iki  $\lambda = 1,3$ .
2. Varikliui veikiant biodujomis, UPK didinamas priklausomai nuo biodujose esančio CO<sub>2</sub> koncentracijos. Palyginus su GD, UPK didinamas 4 °AV, naudojant 20BD\_GD, 9 °AV – naudojant 40BD\_GD, 14 °AV – naudojant 50BD\_GD.
3. Varikliui veikiant biodujomis ir didinant UPK (4 °AV – 20BD\_GD, 9 °AV – 40BD\_GD, 14 °AV – 50BD\_GD), pailgėja ir 10 % degalų masės degimo laikas, atitinkamai 1,2 % – naudojant 20BD\_GD, 8,1 % – naudojant 40BD\_GD, 17,6 % – naudojant 50BD\_GD, nes degimo procesas vyksta esant didesniai cilindro tūriui ir padidėjusiam degiojo mišinio išretėjimui.
4. Varikliui veikiant 40BD ir vandenilio mišiniais, UPK turi būti padidintas, palyginus su atveju kai variklis veikia GD, 8 °AV, kai naudojamas 40BD14H2, 6 °AV, kai naudojamas 40BD23H2, 2 °AV, kai naudojamas 40BD33H2, UPK didinti nereikia, kai naudojamas 40BD43H2.
5. 90 % degalų masės degimo laikas pailgėja 10,4 %, 28,8 % ir 39,5 % palyginus atitinkamai GD ir 20BD\_GD, 40BD\_GD, 50BD\_GD. Tai patvirtina, jog, didinant CO<sub>2</sub> koncentraciją biodujose, degimo procesas ir šilumos išsiskyrimo greitis sumažėja.

6. Skaitinio modeliavimo duomenų, kai  $\lambda = 1,0$ , nesutapimas su eksperimentiniais duomenimis, yra mažesnis kaip 4,0 %, vertinant pagal išmatuotą ir skaitinio modeliavimo metu gautą maksimalią slėgio cilindre reikšmę ir jų padėtį VGT atžvilgiu.
7. Palyginus skaitinio modeliavimo metu gautą variklio efektyvųjį naudingumo koeficientą su kitų tyrėjų duomenimis, matoma, kad modeliavimo rezultatai yra artimi kitų tyrėjų rezultatams ir duomenų nesutapimas neviršija 3,2 %, kai modeliuojamas 40BD14H2 mišinys, o oro pertekliaus koeficientas yra nuo  $\lambda = 1,0$  iki  $\lambda = 1,3$ .

---

## Bendrosios išvados

Atlikus skirtingais mišiniais ir režimais veikiančių KU variklių standinius bandymus ir skaitinį modeliavimą, suformuluojamos šios apibendrinamosios išvados:

1. CO<sub>2</sub> turinčiomis biodujomis veikiančių KU variklių energiniai ir ekologiniai variklio rodikliai atitinka benzinu arba GD veikiančio KU variklio rodiklius:
  - a) naudojant biodujas su 40 % CO<sub>2</sub> koncentracija, variklio sukuriamas sukimo momentas yra mažesnis nei benzinu arba GD veikiančio variklio, o variklio efektyvusis naudingumo koeficientas padidėja apie 3,5 %, lyginamosios energijos sąnaudos sumažėja apie 3,6 %, naudojant 40BD\_GD, ir palyginus, kai variklis veikia benzinu;
  - b) didinant variklio sūkius ir paliesinus degųjį mišinį, variklio efektyvusis naudingumo koeficientas sumažėja apie 2,6 %, lyginamosios energijos sąnaudos padidėja apie 2,1 %, naudojant 50BD\_GD, palyginant su varikliu, veikusiu benzinu, todėl CO<sub>2</sub> koncentracija turi būti sumažinta iki 40 %.
2. Biodujų mišinių naudojimas nepadidina apkrovų KU variklio detalėms ir nedaro joms papildomo neigiamo poveikio:
  - a) benzinu veikiančio variklio minimalus indikatorinio slėgio variacijos koeficientas yra apie 1 %, biodujomis, kuriose CO<sub>2</sub> koncentracija yra

- 40 % ir 50 %, veikiančio variklio atitinkamai 1,2 % ir 1,3 %. Degimo procesas, varikliui veikiant biodujomis, yra stabilus;
- b) variklio vibracija mažėja didėjant CO<sub>2</sub> koncentracijai biodujose. Skleidžiamas triukšmas, naudojant 50BD\_GD, padidėja apie 15 %, palyginus su duomenimis, naudojant GD, o naudojant 40BD\_GD, neviršija išmatuoto naudojant benzina.
3. Keičiant biodujomis ir biodujų bei vandenilio mišiniais veikiančio variklio apkrovą, ekologiniai ir energiniai variklio rodikliai atitinka GD veikiančio variklio rodiklius:
- a) naudojant biodujas, kuriose CO<sub>2</sub> koncentracija yra iki 20 %, variklio energiniai parametrai kinta nedaug ir yra artimi išmatuotiesiems, varikliui veikiant GD. Maksimalios reikšmės pasiekiamos, esant didžiausiai tirtai 550 Nm apkrovai, apie 0,8 MPa vidutiniam efektyviajam slėgiui ir sumažinus alkūninio veleno sukčius;
  - b) GD ir H<sub>2</sub> mišiniu veikiančio variklio NO<sub>x</sub> lyginamoji emisija didėja. Pakeitus GD biodujomis, CO<sub>2</sub> priedas sumažina NO<sub>x</sub> lyginamąją emisiją ir, naudojant 10BD\_GD10H2 mišinį, emisija susilygina su buvusia, naudojant GD.
4. Naudojant 40BD mišinį, vandenilio priedas pagerina KU variklio ekologinius ir energinius rodiklius:
- a) naudojant biodujų ir vandenilio mišinius, energiniai variklio rodikliai gerėja, kol vandenilio koncentracija neviršija 14 %. Didinant H<sub>2</sub> koncentraciją, su degalais tiekiamą energijos dalis yra nepakankama užimamam tūriui ir sumažėjusiam cilindų pripildymo koeficientui kompensuoti;
  - b) NO<sub>x</sub> lyginamoji emisija naudojant 40BD14H2 padidėja apie 2 kartus lyginant su 40BD. CO<sub>2</sub> lyginamoji emisija, palyginus tuos pačius mišinius, sumažėja apie 6 %, o CH – apie 12 %.
5. Analizės ir skaitinio modeliavimo metu gauti duomenys papildė eksperimentinius duomenis ir nusako degimo proceso rodiklius:
- a) naudojant biodujas, reikia atsižvelgti į biodujų užsiliepsnojimo gaisrą ir paankstinti degalų uždegimo momentą, 10 % degalų masės degimo laikas pailgėja, naudojant 40BD\_GD ir 50BD\_GD bei padidinus UPK. 90 % degalų masės degimo laikas sutrumpėja, naudojant 40BD\_GD ir 50BD\_GD bei padidinus UPK;
  - b) vandenilis sumažina biodujų užsiliepsnojimo gaisrą ir poreikį anksčiau degalų uždegimo momentą. Naudojant 40BD14H2 nematomo degimo fazė ir 90 % degalų masės degimo laikas sutrumpėja palyginus su 40BD;

- c) paliesinus degųjų mišinį iki  $\lambda = 1,2$ , variklio, veikiančio 40BD14H2 mišiniu, efektyvusis naudingumo koeficientas padidėja 2,7 %, palyginus su 40BD.
- 6. Efektyviam biodujų naudojimui KU varikliuose užtikrinti siūloma:
  - a) esant iki 0,8 MPa vidutiniam efektyviajam slėgiui, naudoti biodujas, kuriose CO<sub>2</sub> koncentracija yra artima 40 %;
  - b) biodujų užimamam tūriui įsiurbimo kolektoriuje ir mažam šilumin- gumui kompensuoti reikia praverti droselį bent 1 % daugiau, nei nau- dojant GD, ir bent 3 % daugiau, nei naudojant benzina;
  - c) padidinti UPK bent 12 °AV, lyginant su benzinu, ir bent 10 °AV, ly- ginant su GD;
  - d) riboti variklio sūkius, norint išlaikyti VDV energinius parametrus, artimus benzinu veikiančiam varikliui. Bandymai parodė, kad pasie- kus 2800 aps./min sūkius, efektyvusis naudingumo koeficientas su- silygina su išmatuotu, naudojant benzina, ir, tikėtina, didėjant sū- kiams bus dar mažesnis;
  - e) riboti vandenilio koncentraciją mišinyje. Bandymais nustatyta, kad vandenilio koncentracija biodujose turėtų neviršyti 14 %, nes, toliau didinant H<sub>2</sub> koncentraciją, energinių variklio parametrų reikšmės su- mažėja;
  - f) siekiant išgauti didžiausią biodujų ir vandenilio mišiniu veikiančio VDV efektyvųjų naudingumo koeficientą, degusis mišinys turi būti paliesinamas iki  $\lambda = 1,2$ .



---

## Literatūra ir šaltiniai

2009 m. balandžio 23 d. Europos Parlamento ir Tarybos direktyva 2009/28/EB (Tekstas svarbus EEE), CONSIL, EP, 140 OJ L (2009). <http://data.europa.eu/eli/dir/2009/28/oj/lit>

Achinas, S., Achinas, V., & Euverink, G. J. W. (2017). A Technological Overview of Biogas Production from Biowaste. *Engineering*, 3(3), 299–307. <https://doi.org/10.1016/J.ENG.2017.03.002>

Açıkgöz, B., Çelik, C., Soyhan, H. S., Gökalp, B., & Karabağ, B. (2015). Emission characteristics of an hydrogen–CH<sub>4</sub> fuelled spark ignition engine. *Fuel*, 159, 298–307. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2015.06.043>

Aplinkos projektų valdymo agentūra. (2021). *Investicinė parama biometano dujų gamybai ir (ar) biodujų valymo įrenginiams įrengti 2021-07*. [https://apvis.apva/paskelbti\\_kvietimai/investicine-parama-biometano-duju-gamybai-ir-ar-bioduju-valymo-irenginiams-i-rengti-2021-07](https://apvis.apva/paskelbti_kvietimai/investicine-parama-biometano-duju-gamybai-ir-ar-bioduju-valymo-irenginiams-i-rengti-2021-07)

AVL BOOST. (2013). AVL BOOST Theory (11th ed.). Graz.

Azzam, S., Alshafei, F., Lopez-Ausens, T., Ghosh, R., Biswas, A., Sautet, P., Prikhodko, S., & Simonetti, D. (2019). Effects of Morphology and Surface Properties of Copper Oxide on the Removal of Hydrogen Sulfide from Gaseous Streams. *Industrial & Engineering Chemistry Research*, 58. <https://doi.org/10.1021/acs.iecr.9b03975>

Benaissa, S., Adouane, B., Ali, S. M., Rashwan, S. S., & Aouachria, Z. (2022). Investigation on combustion characteristics and emissions of biogas/hydrogen blends in gas turbine combustors. *Thermal Science and Engineering Progress*, 27, 101178. <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2021.101178>

Bharathiraja, Dr. B., Sudharsanaa, T., Bharghavi, A., Jayamuthunagai, J., & Ramanujam, P. K. (2016). Biohydrogen and Biogas – An overview on feedstocks and enhancement process. *Fuel*, 185, 810–828. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2016.08.030>

Brander, M. (2012). *Greenhouse Gases, CO<sub>2</sub>, CO<sub>2</sub>e, and Carbon: What Do All These Terms Mean?* 3.

Budzianowski, W. M., & Postawa, K. (2017). Renewable energy from biogas with reduced carbon dioxide footprint: Implications of applying different plant configurations and operating pressures. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 68, 852–868. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.05.076>

Bui, V. G., Tran, V. N., Hoang, A. T., Bui, T. M. T., & Vo, A. V. (2020). A simulation study on a port-injection SI engine fueled with hydroxyenriched biogas. *Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects*, 0(0), 1–17. <https://doi.org/10.1080/15567036.2020.1804487>

Byun, J. S., & Park, J. (2015). Predicting the performance and exhaust NOX emissions of a spark-ignition engine generator fueled with methane based biogases containing various amounts of CO<sub>2</sub>. *Journal of Natural Gas Science and Engineering*, 22, 196–202. <https://doi.org/10.1016/j.jngse.2014.11.031>

Candelaresi, D., Valente, A., Iribarren, D., Dufour, J., & Spazzafumo, G. (2021). Comparative life cycle assessment of hydrogen-fuelled passenger cars. *International Journal of Hydrogen Energy*, 46(72), 35961–35973. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2021.01.034>

Capa, A., García, R., Chen, D., Rubiera, F., Pevida, C., & Gil, M. V. (2020). On the effect of biogas composition on the H<sub>2</sub> production by sorption enhanced steam reforming (SESR). *Renewable Energy*, 160, 575–583. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2020.06.122>

Chandra, R., Vijay, V. K., Subbarao, P. M. V., & Khura, T. K. (2011). Performance evaluation of a constant speed IC engine on CNG, methane enriched biogas and biogas. *Applied Energy*, 88(11), 3969–3977. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2011.04.032>

Chen, Z., Chen, H., Wang, L., Geng, L., & Zeng, K. (2020). Parametric study on effects of excess air/fuel ratio, spark timing, and methanol injection timing on combustion characteristics and performance of natural gas/methanol dual-fuel engine at low loads. *Energy Conversion and Management*, 210, 112742. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2020.112742>

Cong, X., Ji, C., & Wang, S. (2021). Investigation into engine performance of a hydrogen-dimethyl ether spark-ignition engine under various dimethyl ether fractions. *Fuel*, 306, 121429. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2021.121429>

da Costa, R. B. R., Valle, R. M., Hernández, J. J., Malaquias, A. C. T., Coronado, C. J. R., & Pujatti, F. J. P. (2020). Experimental investigation on the potential of biogas/ethanol

dual-fuel spark-ignition engine for power generation: Combustion, performance and pollutant emission analysis. *Applied Energy*, 261, 114438. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2019.114438>

Dang, J., & Wang, L. (2021). Optimization control of hydrogen engine ignition system based on ACO-BP. *International Journal of Hydrogen Energy*, 46(78), 38903–38912. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2021.09.251>

Dhyani, V., & Subramanian, K. A. (2019). Experimental based comparative exergy analysis of a multi-cylinder spark ignition engine fuelled with different gaseous (CNG, HCNG, and hydrogen) fuels. *International Journal of Hydrogen Energy*, 44(36), 20440–20451. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2019.05.229>

Dutta, K., Daverey, A., & Lin, J.-G. (2014). Evolution retrospective for alternative fuels: First to fourth generation. *Renewable Energy*, 69, 114–122. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2014.02.044>

EBA Annual Report 2019 | European Biogas Association. (2019). <https://www.european-biogas.eu/eba-annual-report-2019/>

Elfasakhany, A. (2016). Investigations on performance and pollutant emissions of spark-ignition engines fueled with n-butanol–, isobutanol–, ethanol–, methanol–, and acetone–gasoline blends: A comparative study. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 71. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.12.070>

Elseesy, A., & Hassan, H. (2019). Combustion Characteristics of a Diesel Engine Fueled by Biodiesel-Diesel-N-Butanol Blend and Titanium Oxide Additives. *Energy Procedia*, 162, 48–56. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2019.04.006>

Escalante Soberanis, M. A., & Fernandez, A. M. (2010). A review on the technical adaptations for internal combustion engines to operate with gas/hydrogen mixtures. *International Journal of Hydrogen Energy*, 35(21), 12134–12140. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2009.09.070>

Escudier, M., & Atkins, T. (2019). A Dictionary of Mechanical Engineering. In A Dictionary of Mechanical Engineering. *Oxford University Press*. <https://www.oxfordreference.com/view/10.1093/acref/9780198832102.001.0001/acref-9780198832102>

Euractiv; (2019). *Biomethane In The EU. EU Agenda*. <https://euagenda.eu/publications/biomethane-in-the-eu>

EurObserv'ER. (2017). *Biogas barometer 2017*. <https://www.euroobserver.org/biogas-barometer-2017/>

European Biogas Association. (2018). *EBA Statistical report 2018*. <https://www.europeanbiogas.eu/eba-statistical-report-2018/>

European Biogas Association. (2020). *Avoided emissions from biogas and biomethane can lead to a negative carbon footprint*. <https://www.europeanbiogas.eu/avoided-emissions-from-biogas-and-biomethane-can-lead-to-a-negative-carbon-footprint/>

Eurostat. (2020, February 4). *Generation of waste by waste category. Generation of Waste by Waste Category*. <https://appsso.eurostat.ec.europa.eu/nui/submitViewTableAction.do>

Finley, M. (2015). BP Energy Outlook 2035. 98.

Fischer, M., Sterlepper, S., Pischinger, S., Seibel, J., Kramer, U., & Lo-renz, T. (2022). Operation principles for hydrogen spark ignited direct injection engines for passenger car applications. *International Journal of Hydrogen Energy*, 47(8), 5638–5649. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2021.11.134>

Fu, J., Shu, J., Zhou, F., Zhong, L., Liu, J., & Deng, B. (2020). Quantita-tive analysis on the effects of compression ratio and operating parameters on the thermodynamic performance of spark ignition liquefied methane gas engine at lean burn mode. *Fuel*, 263, 116692. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2019.116692>

Gherzi, D. E., Loubar, K., Amoura, M., & Tazerout, M. (2021). Multi-objective optimization of micro co-generation spark-ignition engine fueled by biogas with various CH<sub>4</sub> / CO<sub>2</sub> content based on GA-ANN and decision-making approaches. *Journal of Cleaner Production*, 329, 129739. <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2021.129739>

Gómez Montoya, J. P., Amador Diaz, G. J., & Amell Arrieta, A. A. (2018). Effect of equivalence ratio on knocking tendency in spark ignition engines fueled with fuel blends of biogas, natural gas, propane and hydrogen. *International Journal of Hydrogen Energy*, 43(51), 23041–23049. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2018.10.117>

Gómez Montoya, J. P., Amell, A. A., & Olsen, D. B. (2016). Prediction and measurement of the critical compression ratio and methane number for blends of biogas with methane, propane and hydrogen. *Fuel*, 186, 168–175. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2016.08.064>

Gómez Montoya, J. P., Amell, A. A., Olsen, D. B., & Amador Diaz, G. J. (2018). Strategies to improve the performance of a spark ignition engine using fuel blends of biogas with natural gas, propane and hydrogen. *International Journal of Hydrogen Energy*, 43(46), 21592–21602. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2018.10.009>

Gómez Montoya, J. P., & Amell Arrieta, A. A. (2019). Effect of the turbulence intensity on knocking tendency in a SI engine with high compression ratio using biogas and blends with natural gas, propane and hydrogen. *International Journal of Hydrogen Energy*, 44(33), 18532–18544. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2019.05.146>

Hagos, F., Aziz, A. A. R., & Sulaiman, S. (2013). Study of Syngas Combustion Parameters Effect on Internal Combustion Engine. *Asian Journal of Scientific Research*, 6, 187–196. <https://doi.org/10.3923/ajsr.2013.187.196>

Hao, D., Mehra, R. K., Luo, S., Nie, Z., Ren, X., & Fanhua, M. (2020). Experimental study of hydrogen enriched compressed natural gas (HCNG) engine and application of support vector machine (SVM) on prediction of engine performance at specific condition. *International Journal of Hydrogen Energy*, 45(8), 5309–5325. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2019.04.039>

Heywood, J. (2018). *Internal Combustion Engine Fundamentals 2E* (2nd edition). McGraw-Hill Education.

- Hoseini, S. S., Najafi, G., Ghobadian, B., Ebadi, M. T., Mamat, R., & Yusaf, T. (2020). Performance and emission characteristics of a CI engine using graphene oxide (GO) nanoparticles additives in biodiesel-diesel blends. *Renewable Energy*, 145, 458–465. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2019.06.006>
- Hotta, S. K., Sahoo, N., & Mohanty, K. (2019). Comparative assessment of a spark ignition engine fueled with gasoline and raw biogas. *Renewable Energy*, 134, 1307–1319. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2018.09.049>
- Hotta, S. K., Sahoo, N., Mohanty, K., & Kulkarni, V. (2020). Ignition timing and compression ratio as effective means for the improvement in the operating characteristics of a biogas fueled spark ignition engine. *Renewable Energy*, 150, 854–867. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2019.12.145>
- Hotta, S., Sahoo, N., Mohanty, K., & Mahanta, P. (2018). Effect of Com-pression Ratio on the Performance of a Constant Speed Spark Ignition Engine Operating on Raw Biogas. *Journal of Energy and Environmental Sustainability*, 5, 53–57. <https://doi.org/10.47469/JEES.2018.v05.100057>
- Hughes, I., & Hase, T. (2010). Measurements and their Uncertainties: A practical guide to modern error analysis (Illustrated edition). Oxford University Press.
- Ismael, M. A., Aziz, A. R. A., Mohammed, S. E., Zainal A, E. Z., Baharom, M. B., Raheem, A. T., Ayandotun, W. B., Harith, F. I., & Khazaimah, I. (2021). Experimental study on combustion stability and performance of hydrogen-enriched compressed natural gas of a free-piston linear generator. *International Journal of Hydrogen Energy*, 46(79), 39536–39547. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2021.09.156>
- Jiang, X., Zhang, R., & Deng, F. (2020). Effects of equivalence ratio and blending ratio on the ignition delays of n-pentane/hydrogen mixtures under engine relevant pressure. *Fuel*, 119669. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2020.119669>
- Jung, S. Y., & Park, J. (2017). Numerical prediction of effects of CO<sub>2</sub> or H<sub>2</sub> content on combustion characteristics and generation efficiency of biogas-fueled engine generator. *International Journal of Hydrogen Energy*, 42(27), 16991–16999. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2017.05.220>
- Kamil, M., & Rahman, M. M. (2015). Performance prediction of spark-ignition engine running on gasoline-hydrogen and methane-hydrogen blends. *Applied Energy*, 158, 556–567. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.08.041>
- Kampman, B., & Leguijt, C. (2016). Optimal use of biogas from waste streams. An assessment of the potential of biogas from digestion in the EU beyond 2020. <https://doi.org/10.13140/RG.2.2.14770.40643>
- Kan, X., Zhou, D., Yang, W., Zhai, X., & Wang, C.-H. (2018). An investigation on utilization of biogas and syngas produced from biomass waste in premixed spark ignition engine. *Applied Energy*, 212, 210–222. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.12.037>

- Kapoor, R., Subbarao, P. M. V., Vijay, V. K., Shah, G., Sahota, S., Singh, D., & Verma, M. (2017). Factors affecting methane loss from a water scrubbing based biogas upgrading system. *Applied Energy*, 208, 1379–1388. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.09.017>
- Karagöz, M., Saridemir, S., Deniz, E., & Çiftçi, B. (2018). The effect of the CO<sub>2</sub> ratio in biogas on the vibration and performance of a spark ignited engine. *Fuel*, 214, 634–639. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2017.11.058>
- Kawai, M., Nagao, N., Tajima, N., Niwa, C., Matsuyama, T., & Toda, T. (2014). The effect of the labile organic fraction in food waste and the substrate/inoculum ratio on anaerobic digestion for a reliable methane yield. *Bioresource Technology*, 157, 174–180. <https://doi.org/10.1016/j.biortech.2014.01.018>
- Khalil, M., Berawi, M. A., Heryanto, R., & Rizalie, A. (2019). Waste to energy technology: The potential of sustainable biogas production from animal waste in Indonesia. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 105, 323–331. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2019.02.011>
- Khan, I., hafiz, mohd, Othman, M. H., Hashim, H., Matsuura, T., Ismail, A., Rezaei Dasht Arzhandi, M., & Wan Azelee, I. (2017). Biogas as a renewable energy fuel – A review of biogas upgrading, utilisation and storage. *Energy Conversion and Management*, 150, 277–294. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.08.035>
- Khan, M. I., Yasmin, T., & Shakoar, A. (2015). Technical overview of compressed natural gas (CNG) as a transportation fuel. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 51, 785–797. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.06.053>
- Khatri, N., & Khatri, K. K. (2020). Hydrogen enrichment on diesel engine with biogas in dual fuel mode. *International Journal of Hydrogen Energy*, 45(11), 7128–7140. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2019.12.167>
- Kim, Y., Kawahara, N., Tsuboi, K., & Tomita, E. (2016). Combustion characteristics and NO<sub>x</sub> emissions of biogas fuels with various CO<sub>2</sub> contents in a micro cogeneration spark-ignition engine. *Applied Energy*, 182, 539–547. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2016.08.152>
- Korsakas, V., Melaika, M., Pukalskas, S., & Stravinskas, P. (2017). Hydrogen Addition Influence for the Efficient and Ecological Parameters of Heavy-Duty Natural Gas Si Engine. *Procedia Engineering*, 187, 395–401. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2017.04.391>
- Kosmadakis, G. M., Rakopoulos, D. C., Arroyo, J., Moreno, F., Muñoz, M., & Rakopoulos, C. D. (2018). CFD-based method with an improved ignition model for estimating cyclic variability in a spark-ignition engine fueled with methane. *Energy Conversion and Management*, 174, 769–778. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.08.093>
- Kougias, P. G., Treu, L., Benavente, D. P., Boe, K., Campanaro, S., & Angelidaki, I. (2017). Exsitu biogas upgrading and enhancement in different reactor systems. *Biore-source Technology*, 225, 429–437. <https://doi.org/10.1016/j.biortech.2016.11.124>

Kruczek, G., Przybyła, G., Ziółkowski, Ł., & Adamczyk, W. P. (2019). Comparative assessment of the application of methane and biogas in energy production: An experimental and numerical investigation. *Renewable Energy*, 143, 1519–1530. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2019.05.087>

Kwon, E.-C., Song, K., Kim, M., Shin, Y., & Choi, S. (2017). Performance of small spark ignition engine fueled with biogas at different compression ratio and various carbon dioxide dilution. *Fuel*, 196, 217–224. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2017.01.105>

Labeckas, G., & Slavinskas, S. (2009). Study of exhaust emissions of direct injection diesel engine operating on ethanol, petrol and rapeseed oil blends. *Energy Conversion and Management*, 50(3), 802–812. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2008.09.026>

Lanni, D., Galloni, E., & Fontana, G. (2022). Numerical analysis of the effects of port water injection in a downsized SI engine at partial and full load operation. *Applied Thermal Engineering*, 205, 118060. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.118060>

Li, J., Huang, H., & Kobayashi, N. (2017). Hydrogen combustion as a thermal source. *Energy Procedia*, 142, 1083–1088. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.12.360>

Li, Y., Chen, Y., Wu, G., Lee, C., & Liu, J. (2018). Experimental comparison of acetone-n-butanol-ethanol (ABE) and isopropanol-n-butanol-ethanol (IBE) as fuel candidate in spark-ignition engine. *Applied Thermal Engineering*, 133. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.12.132>

Li, Y., Zhang, R., Liu, G., Chen, C., He, Y., & Liu, X. (2013). Comparison of methane production potential, biodegradability, and kinetics of different organic substrates. *Biore-source Technology*, 149, 565–569. <https://doi.org/10.1016/j.biortech.2013.09.063>

Lietuvos Respublikos Seimas. (2021). *XIV-196 Lietuvos Respublikos al-ternatyviųjų degalų įstatymas*. <https://e-sei-mas.lrs.lt/portal/legalaAct/lt/TAD/0409c522915c11eb998483d0ae31615c/asr>

Lietuvos Statistika. (2022). *Atsinaujinantys energijos ištekliai*. <https://osp.stat.gov.lt/lietuvos-aplinka-zemes-ukis-ir-energetika-2021/energetika/atsinaujinantys-energijos-istekliai>

Lo Basso, G., Nastasi, B., Astiaso Garcia, D., & Cumo, F. (2017). How to handle the Hydrogen enriched Natural Gas blends in combustion efficiency measurement procedure of conventional and condensing boilers. *Energy*, 123, 615–636. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.02.042>

Makareviciene, V., Sendzikiene, E., Pukalskas, S., Rimkus, A., & Vegneris, R. (2013). Performance and emission characteristics of biogas used in diesel engine operation. *Energy Conversion and Management*, 75, 224–233. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2013.06.012>

Makaruk, A., Miltner, M., & Harasek, M. (2010). Membrane biogas upgrading processes for the production of natural gas substitute. *Separation and Purification Technology*, 74(1), 83–92. <https://doi.org/10.1016/j.seppur.2010.05.010>

- Malenshek, M., & Olsen, D. B. (2009). Methane number testing of alternative gaseous fuels. *Fuel*, 88(4), 650–656. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2008.08.020>
- Martinez, S., Irimescu, A., Merola, S. S., Lacava, P., & Curto-Riso, P. (2017). Flame Front Propagation in an Optical GDI Engine under Stoichiometric and Lean Burn Conditions. *Energies*, 10(9), 1337. <https://doi.org/10.3390/en10091337>
- Maurya, R. K., & Saxena, M. R. (2018). Characterization of ringing in-tensity in a hydrogen-fueled HCCI engine. *International Journal of Hydrogen Energy*, 43(19), 9423–9437. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2018.03.194>
- Melaika, M. (2016). Research of a Combustion Process in a Spark Ignition Engine, Fuelled With Gaseous Fuel Mixtures [Dissertation, VGTU leidykla „Technika“]. <http://dspace.vgtu.lt/handle/1/3130>
- Mulu, E., M’Arimi, M. M., & Ramkat, R. C. (2021). A review of recent developments in application of low cost natural materials in purification and upgrade of biogas. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 145, 111081. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2021.111081>
- Nacionalinė Mokėjimų Agentūra. (2020). *Lietuvos kaimo plėtros 2014–2020 m. Programa*. <https://www.nma.lt/index.php/parama/lietuvos-kaimo-pletros-20142020-m-programa/priemoniu-sarasas/parama-bioduju-gamybai-is-zemes-ukio-ir-kitu-atlieku-2020-m/24485?tab=2>
- Nadaleti, W. C., & Przybyla, G. (2018). Emissions and performance of a spark-ignition gas engine generator operating with hydrogen-rich syngas, methane and biogas blends for application in southern Brazilian rice industries. *Energy*, 154, 38–51. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.04.046>
- Nadaleti, W. C., & Przybyla, G. (2020). NO<sub>x</sub>, CO and HC emissions and thermodynamic-energetic efficiency of an SI gas engine powered by gases simulated from biomass gasification under different H<sub>2</sub> content. *International Journal of Hydrogen Energy*, 45(41), 21920–21939. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2020.05.193>
- Nges, I. A., Escobar, F., Fu, X., & Björnsson, L. (2012). Benefits of supplementing an industrial waste anaerobic digester with energy crops for increased biogas production. *Waste Management*, 32(1), 53–59. <https://doi.org/10.1016/j.wasman.2011.09.009>
- Niculae, A. L., Miron, L., & Chiriac, R. (2020). On the possibility to simulate the operation of a SI engine using alternative gaseous fuels. *Energy Reports*, 6, 167–176. <https://doi.org/10.1016/j.egyr.2019.10.035>
- Nock, W., Walker, M., Kapoor, R., & Heaven, S. (2014). Modeling the Water Scrubbing Process and Energy Requirements for CO<sub>2</sub> Capture to Upgrade Biogas to Biomethane. *Industrial & Engineering Chemistry Research*, 53, 12783–12792. <https://doi.org/10.1021/ie501280p>
- Oikawa, M., Kojiya, Y., Sato, R., Goma, K., Takagi, Y., & Mihara, Y. (2022). Effect of supercharging on improving thermal efficiency and modifying combustion characteristics in lean-burn direct-injection near-zero-emission hydrogen engines. *International Journal of Hydrogen Energy*, 47(2), 1319–1327. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2021.10.061>

Olalekan, W., A.A. R., & Megat, P. (2018). Brake Specific Energy Consumption (BSEC) and Emission Characteristics of the Direct Injection Spark Ignition Engine Fuelled by Hydrogen Enriched Compressed Natural Gas at Various Air-Fuel Ratios. 677–683.

Park, C., Kim, Y., Choi, Y., Lee, J., & Lim, B. (2019). The effect of engine speed and cylinder-to-cylinder variations on backfire in a hydrogen-fueled internal combustion engine. *International Journal of Hydrogen Energy*, 44(39), 22223–22230. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2019.06.058>

Pilusa, T. J., Mollagee, M. M., & Muzenda, E. (2012). Reduction of Vehicle Exhaust Emissions from Diesel Engines Using the Whale Concept Filter. *Aerosol and Air Quality Research*, 12(5), 994–1006. <https://doi.org/10.4209/aaqr.2012.04.0100>

Porpatham, E., Ramesh, A., & Nagalingam, B. (2007). Effect of hydrogen addition on the performance of a biogas fuelled spark ignition engine. *International Journal of Hydrogen Energy*, 32(12), 2057–2065. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2006.09.001>

Porpatham, E., Ramesh, A., & Nagalingam, B. (2008). Investigation on the effect of concentration of methane in biogas when used as a fuel for a spark ignition engine. *Fuel*, 87(8), 1651–1659. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2007.08.014>

Porpatham, E., Ramesh, A., & Nagalingam, B. (2012). Effect of compression ratio on the performance and combustion of a biogas fuelled spark ignition engine. *Fuel*, 95, 247–256. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2011.10.059>

Porpatham, E., Ramesh, A., & Nagalingam, B. (2013). Effect of swirl on the performance and combustion of a biogas fuelled spark ignition engine. *Energy Conversion and Management*, 76, 463–471. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2013.07.071>

Prasad, R. K., & Agarwal, A. K. (2020). Development and comparative experimental investigations of laser plasma and spark plasma ignited hydrogen enriched compressed natural gas fueled engine. *Energy*, 119282. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.119282>

Qyyum, M. A., Haider, J., Qadeer, K., Valentina, V., Khan, A., Yasin, M., Aslam, M., De Guido, G., Pellegrini, L. A., & Lee, M. (2020). Biogas to liquefied biomethane: Assessment of 3P's—Production, processing, and prospects. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 119, 109561. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2019.109561>

R. C. Assunção, L., A. S. Mendes, P., Matos, S., & Borschiver, S. (2021). Technology roadmap of renewable natural gas: Identifying trends for research and development to improve biogas upgrading technology management. *Applied Energy*, 292, 116849. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2021.116849>

Rafiee, A., Khalilpour, K. R., Prest, J., & Skryabin, I. (2021). Biogas as an energy vector. *Biomass and Bioenergy*, 144, 105935. <https://doi.org/10.1016/j.biombioe.2020.105935>

Raslavicius, L., & Bazaras, Z. (2010). Ecological assessment and economic feasibility to utilize first generation biofuels in cogeneration output cycle—The case of Lithuania. *Energy*, 35(9), 3666–3673. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2010.05.011>

Rimkus, A. (2013). Vidaus degimo variklio darbo efektyvumo didinimas panaudojant Brauno dujas [Dissertation, VGTU leidykla „Technika“]. <http://dspace.vgtu.lt/handle/1/1692>

Rimkus, A., Bučinskas, E., Stravinskas, S., & Matijosius, J. (2019). Dyzelinio variklio, veikiančio dvigubais degalais, indikatorinio slėgio variacijos tyrimas. *TECHNOLOGY AND ART*, 10, 28–33.

Rimkus, A., Stravinskas, S., & Matijošius, J. (2020). Comparative Study on the Energetic and Ecologic Parameters of Dual Fuels (Diesel–NG and HVO–Biogas) and Conventional Diesel Fuel in a CI Engine. *Applied Sciences*, 10(1), 359. <https://doi.org/10.3390/app10010359>

Rupf, G. V., Bahri, P. A., de Boer, K., & McHenry, M. P. (2016). Broadening the potential of biogas in Sub-Saharan Africa: An assessment of feasible technologies and feedstocks. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 61, 556–571. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.04.023>

Saady, N. M. C., & Massé, D. I. (2013). Psychrophilic anaerobic digestion of lignocellulosic biomass: A characterization study. *Bioresource Technology*, 142, 663–671. <https://doi.org/10.1016/j.biortech.2013.05.089>

Sahin, M., & Ilbas, M. (2020). Analysis of the effect of H<sub>2</sub>O content on combustion behaviours of a biogas fuel. *International Journal of Hydrogen Energy*, 45(5), 3651–3659. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2019.02.042>

Sarıkoç, S. (2021). Effect of H<sub>2</sub> addition to methanol-gasoline blend on an SI engine at various lambda values and engine loads: A case of performance, combustion, and emission characteristics. *Fuel*, 297, 120732. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2021.120732>

Schröder, V. (2016). *Calculation of Flammability and Lower Flammability Limits of Gas Mixtures for Classification Purposes*. Bundesanstalt Für Materialforschung Und – Prüfung. <https://www.semanticscholar.org/paper/Calculation-of-Flammability-and-Lower-Flammability-Schr%C3%B6der/0fbf244f19ea4efd2d9feeb95cedbb1a4abc1154>

Sharma, Y. C., Kumar, A., Prasad, R., & Upadhyay, S. N. (2017). Ethanol steam reforming for hydrogen production: Latest and effective catalyst modification strategies to minimize carbonaceous deactivation. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 74, 89–103. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.02.049>

Shinde, B. J., & K., K. (2021). Recent progress in hydrogen fuelled internal combustion engine (H<sub>2</sub>ICE) – A comprehensive outlook. *Materials Today: Proceedings*. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2021.10.378>

Siripornakarachai, S. (2009). Conversion of Large Diesel Engine to Run on Biogas for High Efficiency Electrical Power Generation. *Ama, Agricultural Mechanization in Asia, Africa & Latin America*, 40, 59–63.

Slefarski, R. (2019). Study on the Combustion Process of Premixed Methane Flames with CO<sub>2</sub> Dilution at Elevated Pressures. *Energies*, 12, 348. <https://doi.org/10.3390/en12030348>

Solomon, S., Intergovernmental Panel on Climate Change, & Intergovernmental Panel on Climate Change (Eds.). (2007). *Climate change 2007: The physical science basis: contribution of Working Group I to the Fourth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change*. Cambridge University Press.

Soudagar, M. E. M., Nik-Ghazali, N.-N., Kalam, M. A., Badruddin, I. A., Banapurmath, N. R., Bin Ali, M. A., Kamangar, S., Cho, H. M., & Akram, N. (2020). An investigation on the influence of aluminium oxide nano-additive and honge oil methyl ester on engine performance, combustion and emission characteristics. *Renewable Energy*, 146, 2291–2307. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2019.08.025>

Stürmer, B. (2017). Feedstock change at biogas plants – Impact on production costs. *Biomass and Bioenergy*, 98, 228–235. <https://doi.org/10.1016/j.biombioe.2017.01.032>

Su, B., Wang, H., Zhang, X., He, H., & Zheng, J. (2021). Using photovoltaic thermal technology to enhance biomethane generation via biogas upgrading in anaerobic digestion. *Energy Conversion and Management*, 235, 113965. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2021.113965>

Subramanian, K. A., Mathad, V. C., Vijay, V. K., & Subbarao, P. M. V. (2013). Comparative evaluation of emission and fuel economy of an automotive spark ignition vehicle fuelled with methane enriched biogas and CNG using chassis dynamometer. *Applied Energy*, 105(C), 17–29.

Valenti, F., Porto, S. M. C., Dale, B. E., & Liao, W. (2018). Spatial analysis of feedstock supply and logistics to establish regional biogas power generation: A case study in the region of Sicily. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 97, 50–63. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2018.08.022>

Verma, S., Das, L. M., Bhatti, S. S., & Kaushik, S. C. (2017). A comparative exergetic performance and emission analysis of pilot diesel dual-fuel engine with biogas, CNG and hydrogen as main fuels. *Energy Conversion and Management*, 151, 764–777. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.09.035>

Verma, S., Das, L. M., Kaushik, S. C., & Bhatti, S. S. (2019). The effects of compression ratio and EGR on the performance and emission characteristics of diesel-biogas dual fuel engine. *Applied Thermal Engineering*, 150, 1090–1103. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.01.080>

Wang, Z., Xu, F., & Li, Y. (2013). Effects of total ammonia nitrogen concentration on solid-state anaerobic digestion of corn stover. *Bioresource Technology*, 144, 281–287. <https://doi.org/10.1016/j.biortech.2013.06.106>

Wei, Z. L., Leung, C. W., Cheung, C. S., & Huang, Z. H. (2016). Effects of equivalence ratio, H<sub>2</sub> and CO<sub>2</sub> addition on the heat release characteristics of premixed laminar biogas-hydrogen flame. *International Journal of Hydrogen Energy*, 41(15), 6567–6580. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2016.01.170>

Winterbone, D. E., & Turan, A. (2015). Chapter 16—Reciprocating Internal Combustion Engines. In D. E. Winterbone & A. Turan (Eds.), *Advanced Thermodynamics for Engineers* (Second Edition) (pp. 345–379). Butterworth-Heinemann. <https://doi.org/10.1016/B978-0-444-63373-6.00016-2>

Wongwuttanasatian, T., Jankoom, S., & Velmurugan, K. (2022). Experimental performance investigation of an electronic fuel injection-SI engine fuelled with HCNG (H<sub>2</sub> + CNG) for cleaner transportation. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 49, 101733. <https://doi.org/10.1016/j.seta.2021.101733>

Xu, F., Wang, Z.-W., & Li, Y. (2014). Predicting the methane yield of lignocellulosic biomass in mesophilic solidstate anaerobic digestion based on feedstock characteristics and process parameters. *Bioresource Technology*, 173, 168–176. <https://doi.org/10.1016/j.biortech.2014.09.090>

Yoon, S. H., & Lee, C. S. (2011). Experimental investigation on the combustion and exhaust emission characteristics of biogas–biodiesel dualfuel combustion in a CI engine. *Fuel Processing Technology*, 92(5), 992–1000. <https://doi.org/10.1016/j.fuproc.2010.12.021>

Zabed, H. M., Akter, S., Yun, J., Zhang, G., Zhang, Y., & Qi, X. (2020). Biogas from microalgae: Technologies, challenges and opportunities. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 117, 109503. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2019.109503>

Zhang, C., Xiao, G., Peng, L., Su, H., & Tan, T. (2013). The anaerobic codigestion of food waste and cattle manure. *Bioresource Technology*, 129, 170–176. <https://doi.org/10.1016/j.biortech.2012.10.138>

Zhang, K., & Jiang, X. (2018). An assessment of fuel variability effect on biogas-hydrogen combustion using uncertainty quantification. *International Journal of Hydrogen Energy*, 43(27), 12499–12515. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2018.04.196>

Zhang, Y., Zhu, M., Zhang, Z., & Zhang, D. (2017). Combustion and Emission Characteristics of a Spark Ignition Engine Fuelled with Biogas from Two-Phase Anaerobic Digestion (T-PAD). *Energy Procedia*, 105, 137–142. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.03.292>

---

# Autoriaus mokslinių publikacijų disertacijos tema sąrašas

## Straipsniai recenzuojamuose mokslo žurnaluose

Pukalskas, S.; Kriaučiūnas, D.; Rimkus, A.; Przybyła, G.; Drożdziel, P.; Barta, D. 2021. Effect of hydrogen addition on the energetic and ecologic parameters of an SI engine fueled by biogas, *Applied sciences. Basel: MDPI*. vol. 11, iss. 2, art. no. 742, p. 1–17. ISSN 2076-3417, eISSN 2076-3417. DOI:10.3390/app11020742. (Clarivate Analytics Web of Science, Impact Factor 2,679).

Kriaučiūnas, D.; Pukalskas, S.; Rimkus, A.; Barta, D. 2021. Analysis of the influence of CO<sub>2</sub> concentration on a spark ignition engine fueled with biogas, *Applied sciences: Special Issue Advanced Engine Technologies and Innovative Vehicle Driving systems. Basel: MDPI*. vol. 11, iss. 14, art. no. 6379, p. 1–16. ISSN 2076-3417, eISSN 2076-3417. DOI: 10.3390/app11146379. (Clarivate Analytics Web of Science, Impact Factor 2,679).

Kriaučiūnas, D.; Žvirblis, T.; Kiliukevičienė, K.; Kiliukevičius, A.; Matijošius, J.; Rimkus, A.; Vainorius, D. 2021a. Impact of simulated biogas compositions (CH<sub>4</sub> and CO<sub>2</sub>) on vibration, sound pressure and performance of a spark ignition engine, *Energies: Special Issue. Energy Decision Making: Problems, Methods and Tools. Basel: MDPI*. vol. 14, iss. 21, art. no. 7037, p. 1–15. ISSN 1996-1073, eISSN 1996-1073. DOI:10.3390/en14217037. (Clarivate Analytics Web of Science, Impact Factor 3,004).

Kriaučiūnas, D.; Pukalskas, S.; Rimkus, A. 2018. Simulation of spark ignition engine performance working on biogas hydrogen mixture, *MATEC Web of Conferences. Innovative Technologies in Engineering Production, ITEP 2018*, vol. 244, art. no. 03001, p. 634-639. eISSN 2261-236X. DOI: 10.1051/mateconf/201824403001.

Kriaučiūnas, D.; Stravinskas, S. 2020. Uždegimo paskubos kampo įtaka kibirkštinio uždegimo variklio, veikiančio biodujomis, *Technologijos ir menas: tyrimai ir aktualijos*, [Nr.] 11, p. 70-73. ISSN 2029-400X. [https://vtdko.lt/images/VTDK/Karjeros\\_centras/Tech\\_ir\\_menas/Technologijos\\_ir\\_menas\\_2020\\_web.pdf](https://vtdko.lt/images/VTDK/Karjeros_centras/Tech_ir_menas/Technologijos_ir_menas_2020_web.pdf)

Kriaučiūnas, D.; Rimkus, A.; Vitkūnas, R.; Kaikaris, P. 2019. Imties dydžio įtaka kibirkštinio uždegimo variklio, veikiančio biodujomis, vidutinio indikatorinio slėgio bei jo variacijos koeficiento tikslumui, *Technologijos ir menas: tyrimai ir aktualijos*, [Nr.] 10, p. 38-41. ISSN 2029-400X. [https://vtdko.lt/images/VTDK/Karjeros\\_centras/Tech\\_ir\\_menas/Technologijos%20ir%20menas%202019\\_10.pdf](https://vtdko.lt/images/VTDK/Karjeros_centras/Tech_ir_menas/Technologijos%20ir%20menas%202019_10.pdf)

Ragauskas, T.; Rimkus, A.; Kriaučiūnas, D. 2019. Kibirkštinio uždegimo variklio efektyviųjų ir ekologinių rodiklių tyrimas naudojant dujinius degalus ir reguliuojant įsiurbimo vožtuvų fazes, *Inžinerinės ir edukacinės technologijos: mokslinių straipsnių žurnalas*, Nr. 1 (13), p. 91-98. ISSN 2029-9303. [https://www.ktk.lt/uploads/fd234c9a-0e68-40d6-aea2-f6ddd7619bf7/2019\\_1.pdf](https://www.ktk.lt/uploads/fd234c9a-0e68-40d6-aea2-f6ddd7619bf7/2019_1.pdf)

Miliauskas, T.; Kriaučiūnas, D.; Škirman, M. 2018. Biodujos ir jų pritaikymas vidaus degimo varikliuose, *Inžinerinės ir edukacinės technologijos: mokslinių straipsnių žurnalas*, Nr. 1(11), p. 188-192. ISSN 2029-9303. [https://www.ktk.lt/uploads/8415841b-daa7-4328-aebe-9fc29ebc810f/2018\\_1.pdf](https://www.ktk.lt/uploads/8415841b-daa7-4328-aebe-9fc29ebc810f/2018_1.pdf)

Rimkus, A.; Pukalskas, S.; Juknelevičius, R.; Matijošius, J.; Kriaučiūnas, D. 2018. Evaluating combustion, performance and emission characteristics of CI engine operating on diesel fuel enriched with HHO gas, *Journal of KONES: powertrain and transport*, vol. 25, iss. 2, p. 303-312. ISSN 1231-4005, eISSN 2354-0133. DOI: 10.5604/01.3001.0012.2845.

---

# Summary in English

## Introduction

### Problem formulation

The use of fossil fuels accounts for most of the CO<sub>2</sub> emissions from the energy and transport sectors. Although efforts are being made to limit and reduce greenhouse gas emissions, the transport sector is the only segment of the EU economy where greenhouse gas emissions increased. The European Commission's targets for limiting harmful emissions define the amount of greenhouse gases by 2050 compared to 1990. To achieve this, it is necessary to replace fossil fuels with more sustainable and low-emission alternative fuels.

Gaseous fuels mix easily with air to form homogeneous mixtures, the combustion of which reduces the emissions of harmful exhaust gases. The main component of biogas (BG) is methane (CH<sub>4</sub>); therefore, biogas has a high hydrogen/carbon atom ratio, fewer carbon atoms enter the cylinders during the combustion process, and less CO<sub>2</sub> is emitted. Biogas is one of the most promising alternative fuels to reduce greenhouse gas emissions. Its combustion as a short-carbon cycle fuel does not increase the amount of greenhouse gas. Properly purified biogas could be used as an alternative fuel for internal combustion engines (ICE) of vehicles, but the purification process further increases the cost of biogas production and reduces methane yield. Biogas can also be used in stationary spark ignition (SI) engines coupled with electric power generators for generating electricity and heat (in cogeneration plants). In this case, biogas can be fed directly from biomass decomposers

through desulphurization plants to the internal combustion engines by blowers that increase the pressure at which the biogas enters the intake manifold.

Because compression-ignition engines are widely used in industry and the transportation sector, most experimental testing is conducted to investigate the use of biogas in compression-ignition engines. Research work on the energy and ecological parameters of the SI engine that runs on biogas is insufficient. Furthermore, the possibilities of applying biogas and hydrogen mixtures to SI engines are not described in detail. To solve the above problems, experimental tests of SI engines were carried out. The control and load characteristics parameters, biogas composition, and hydrogen content were varied to study the parameters of a biogas engine. The analysis of the combustion process and the simulation of engine parameters were performed to compare the experimental data obtained.

### **Relevance of the dissertation**

Biogas is one of the alternative fuels that can reduce the use of fossil fuels, greenhouse gas emissions, and the amount of waste, as biogas feedstock could include waste from industries. Biogas is an alternative, short-carbon cycle fuel; therefore, CO<sub>2</sub> is stored in the biogas feedstock and released back into the atmosphere during combustion. Without using the raw material suitable for biogas, it will decompose and emit methane into the atmosphere. When biogas is burning during the combustion process, methane is burnt to CO<sub>2</sub>, which has an environmental impact up to 25 times lower than methane (Solomon et al., 2007).

Biogas consists of methane and carbon dioxide, whose ratio varies depending on the parameters of the feedstock and the production process. Carbon dioxide in biogas acts as an inert gas and does not participate in the combustion process but occupies part of the cylinder volume. CO<sub>2</sub> contained in biogas reduces NO<sub>x</sub> emissions, but increases energy losses through the exhaust system, reduces the amount of air entering the cylinders, and reduces engine torque compared to an engine working on petrol or natural gas (NG). Therefore, engines working on biogas must be tested under various test conditions to evaluate the change in the energy and environmental performance of the engine. Establishing regimes or additives that will equalize or improve the performance of SI engines working on biogas, compared to petrol or natural gas, would increase the feasibility of biofuel engines and biogas, and would also help reduce greenhouse gas emissions.

The use of hydrogen and biogas reduces the volumetric efficiency even further due to the low density and high volume of hydrogen and the CO<sub>2</sub> content of biogas, so it is important to evaluate these factors and experimentally determine the appropriate amount of hydrogen to improve combustion performance without decreasing engine brake thermal efficiency and increasing NO<sub>x</sub> emissions. On the basis of experimental test data, the modeling methodology for biogas hydrogen combustion in the SI engine can be supplemented and the engine parameters compared.

### **The object of the research**

The object of the research is the combustion process of biogas and their mixtures with hydrogen in a spark-ignition engine.

### **The aim of the dissertation**

Evaluate the impact of different measures ( $H_2$  additive, BG composition, ST, change in excess air ratio) on the ecological and energy parameters of a spark-ignition engine working on biogas and propose measures for the efficient use of biogas.

### **The tasks of the dissertation**

The following tasks have been set to achieve the research aim:

1. To determine the suitable composition of biogas for ICE, at which the ecological and energy parameters of the SI engine would be equal to the parameters of the engine working on petrol or NG.
2. To evaluate the effect of biogas mixtures on engine parameters and analyze the variation of in-cylinder pressure, combustion process parameters, sound pressure, and engine vibration acceleration of ICE working on biogas.
3. To evaluate the change of ecological and energy parameters of SI engine working on biogas and hydrogen mixtures by changing the load characteristics.
4. To evaluate the change of ecological and energy parameters of SI engine working on biogas and hydrogen mixtures under constant load and two cases of spark timing (ST).
5. Supplement and compare the results of experimental tests and simulation of the SI engine operating on mixtures of biogas and hydrogen, and determine the parameters of the combustion process of biogas and hydrogen.
6. Based on experimental and numerical modeling data, make proposals for the use of biogas in SI engines.

### **The research methodology**

For the experimental tests on which recommendations on the biogas use were based, 14 fuel mixtures of different compositions were selected. The parameters of the test fuel mixtures were calculated based on the methodology for calculating the lower heating value, the methane number of biogas, and the amount of air required to form the stoichiometric mixture. The tests were performed on a NISSAN HR16DE SI engine with an additional NG injection system. The NG system is supplemented with  $CO_2$  measurement and dosing equipment, which mixes the required biogas mixture in the intake manifold. PSI 8.8L NA gas SI engine was used to test the load characteristics and the hydrogen additive. Biogas and hydrogen tests were performed on a DAEWOO F8CV SI engine test bench.

Two RHEONIK RHM 015 Coriolis-type mass flow meters were used to determine the gas mass consumption. The data of the ecological parameters were recorded during the tests with the AVL DICOM 400 and CAPELEC CAP 3201 exhaust gas analyzers, and after processing and evaluating the power generated by the engine, were presented as specific emissions values. During testing, in-cylinder pressure was measured (HR16DE engine – AVL ZI31\_Y7S sensor with LABVIEW REAL TIME module, F8CV engine – KISTLER 6117BF17 sensor with NATIONAL INSTRUMENTS module), which was used to estimate the indicated mean effective pressure variation and used as input for the

BURN utility tool in the analysis of the combustion process. A numerical model of the F8CV engine was developed using the AVL BOOST software to compare and extend the experimental data; for combustion process modeling, a two-zone Vibe function was used.

### **Scientific novelty of the dissertation**

During the preparation of the dissertation, the following new results for transport engineering were obtained:

1. The experimental test procedure for the SI engine that works on liquid and gaseous fuels has been extended and adjusted to consider the control characteristics.
2. Concluded dependences of SI engine vibration acceleration and sound pressure on ST and biogas composition announced for biogas.
3. The experimental tests determined the hydrogen concentration to allow the use of 40BD mixtures in the SI engine without ST correction.
4. A rational hydrogen concentration was determined for the SI engine working on 40BD without reducing the brake thermal efficiency.
5. An extended scope of the SI engine combustion process numerical modeling methodology for biogas and biogas and hydrogen mixtures.

### **Practical value of the research findings**

Based on the results of this work, measures are proposed to increase the efficiency of biogas engines and reduce the harmful emissions of exhaust gases. Biogas reduces specific CO<sub>2</sub> emissions by about 22% compared to petrol. The obtained results also indicate the tendencies of the ecological and energy parameters of the SI engine working on biogas, methane, natural gas, and all these fuel mixtures with hydrogen. The results of the numerical modeling refined the biogas test data as the engine ran on lean mixtures.

Different methods are used to test fuel mixtures: fixed throttle opening, constant energy input, and constant load have allowed for evaluating the change in engine performance in case of test procedure while testing different fuels (liquid, gaseous, mixtures with CO<sub>2</sub> or hydrogen) and to set a correct testing procedure of an SI engine.

The presented change in SI engine parameters using biogas and hydrogen mixtures at different spark timing cases (constant spark timing as for NG operation and selected spark timing according to the maximum generated torque for fuel mixture) allows determining the required amount of hydrogen to obtain the maximum brake thermal efficiency or amount of hydrogen required to compensate spark time control.

### **Defended statements**

1. Increasing the ST of an engine that works on biogas containing 40% of CO<sub>2</sub> by volume prolongs the invisible combustion phase and the burn time of 10% mass fraction, but the intensified combustion process reduces the combustion time of 90% mass fraction.
2. Reduction of the ST of an engine running on biogas containing 40% of CO<sub>2</sub> by volume increases the variation of the indicative mean effective pressure and the

acceleration of the engine vibration, reduces the engine generated torque, and sound pressure.

3. Increasing the engine speed and CO<sub>2</sub> content reduces the brake thermal efficiency of the engine compared to the measure for petrol.
4. NO<sub>x</sub>, CO<sub>2</sub>, CO, and CH emissions from a biogas engine are lower than from a petrol engine.
5. Increasing the ST from 26 °CA to 40 °CA increases the engine vibration in the vertical direction (along the cylinder axis) and the horizontal direction (perpendicular to the cylinder and crankshaft). At the same time, the sound pressure increases with increasing CO<sub>2</sub> concentration in biogas.
6. Adding 14% by volume of hydrogen to biogas and increasing the ST reduces the total combustion time of the fuel, but prolongs the invisible combustion phase of biogas.
7. The addition of CO<sub>2</sub> and hydrogen in the biogas reduces the volumetric efficiency of the engine and the brake thermal efficiency of the engine.

### **Approval of the research findings**

Nine scientific articles were published on the dissertation topic: three in scientific journals included in the *Clarivate Analytics Web of Science* database with IF (Pukalskas et al., 2021; Kriauciūnas et al., 2021; Kriauciūnas et al., 2021a), one publication in the *Clarivate Analytics Web of Science* database “Conference Proceedings” (Kriauciūnas et al., 2018), two publications in other international databases (Ragauskas et al., 2019; Mieliauskas et al., 2018), three in other reviewed scientific journals (Kriauciūnas, Stravinskas, 2020; Kriauciūnas et al., 2019; Rimkus et al., 2018).

Two reports on the dissertation topic were presented at conferences in Lithuania and Slovakia:

1. 3rd International Scientific Conference “ITEP’18 – Innovative Technologies in Engineering Production 2018,” 2018. Bojnice, Slovakia;
2. International Conference “Technologinės inovacijos – 2019,” 2019. Vilnius.

### **The structure of the dissertation**

The dissertation consists of an introduction, four chapters, conclusions, a summary in English, a bibliography, and three appendices.

The volume of the work is 132 pages, 26 numbered formulas, 61 figures, and 22 tables. 130 literature sources were used in writing the dissertation.

### **Acknowledgements**

The author acknowledges the scientific supervisor Assoc. Prof. Dr Saugirdas Pukalskas for his help in preparing the dissertation, Assoc. Prof. Dr Alfred Rimkus for valuable advice in organizing experimental research and processing the material, Assoc. Prof. Dr Artūrs Kilikevičius for the opportunity to expand the results of experimental research with the data of engine vibrations and sound pressure measurements, dr hab. inż. Grzegorz

Przybyła for his involvement and the opportunity to conduct research at the Silesian University of Technology, and to the companies "SG dujos Auto" and "SIA BM Energy Service Lietuvos filialas" for their cooperation in conducting research. VTDK and VILNIUS TECH colleagues for comments, advice, and help. The authors thank the closest people, wife Giedrė, sons Deividas and Gabrielius, for support, encouragement, and understanding.

## 1. Overview of biogas and hydrogen properties and application in spark ignition engines

Organic waste could be used for biogas production once decomposed in digesters. The composition of BG varies depending on the parameters of the biogas production process and feedstock, but in all cases, the two main components of biogas are  $\text{CH}_4$  and  $\text{CO}_2$ . Methane content determines the lower heating value of biogas and varies from 45% to 80% by volume, depending on the raw material and process parameters (Mulu et al., 2021). Traces of hydrogen sulfide, hydrogen, ammonia, oxygen, carbon monoxide, nitrogen, and water vapor can also be detected in biogas (Capa et al., 2020; Khan et al., 2017).

The use of biogas as an alternative fuel suitable for ICE requires the separation of harmful compounds. Biogas can be purified to biomethane (Euractiv, 2019). However, biogas treatment equipment requires additional investment, the treatment equipment consumes electricity, and methane losses after treatment can be as high as 10% (Kapoor et al., 2017). Therefore, biogas, after biological desulfurization (Kougiass et al., 2017), membrane separation (Makaruk et al., 2010), or chemical absorption (Azzam et al., 2019) is used to reduce production and purification costs. In this case, after separation, the biogas consists of  $\text{CH}_4$  and  $\text{CO}_2$ , and other harmful elements are removed.

Biogas can completely replace fossil fuels in spark-ignition engines (Porpatham et al., 2013). The use of a lean mixture reduces the number of methane molecules and increases the distance between the molecules, resulting in reduced combustion stability and combustion rate, as well as more unburned fuel entering the exhaust system (Martinez et al., 2017). Using a lean mixture reduces the burning rate of biogas and prolongs the combustion process, which reduces in-cylinder pressure, and the maximum value of pressure shifts closer to exhaust stroke (Nadaleti and Przybyla, 2018). The power generated by the engine decreases by about 42% when the excess air ratio changes from  $\lambda = 1.1$  to  $\lambda = 1.5$ , and the brake thermal efficiency is reduced by about 11%.

The final composition of the biogas varies depending on the biogas feedstock and the parameters of the anaerobic digestion process. The use of biogas with a carbon dioxide content of more than 50% by volume significantly prolongs the burning time and reduces the burning intensity, so spark timing must be advanced (Byun and Park, 2015).

Using biogas and NG, the highest brake thermal efficiency is achieved at advanced spark timing. Due to biogas resistance to knock, with advanced spark timing, the engine can continue to work with a slight decrease in the brake thermal efficiency; as for natural gas, the detonation above the optimal efficiency is fixed at more than 0.05 MPa/°CA. This shows that biogas can be used in a wide range of spark timing with a slight reduction in efficiency (Gómez Montoya et al., 2018).

Biogas has a low combustion speed and a lower heating value, so researchers are trying to find additives that would allow the use of biogas and improve engine energy

performance (Hoseini et al., 2020; Soudagar et al., 2020). Liquid or gaseous additives or fuel mixtures are used to increase the lower heating value of the biogas, the rate of flame propagation, the brake thermal efficiency of the engine, and to reduce harmful component emissions. However, all carbon-containing additives increase CO<sub>2</sub> emissions (Chandra et al., 2011; Elfakhany, 2016; Li et al., 2018). Therefore, to reduce greenhouse gas emissions, hydrogen additives could be used. Hydrogen combustion does not emit carbon compounds, such as CH, CO, CO<sub>2</sub>, or soot. Adding 10% of hydrogen by volume to methane increases the lower heating value from 50 MJ/kg to 51 MJ/kg (by 1.98%), and for biogas with 40% of CO<sub>2</sub> by volume, from 17.7 MJ/kg to 18.3 MJ/kg (by 3.3%).

As the amount of H<sub>2</sub> increases, the mixture's rate of heat release and flame speed increase due to the increased lower heating value of the mixture and high flame speed of hydrogen (Ismael et al., 2021). Maximum biogas flame speed with a volume ratio of CH<sub>4</sub> to CO<sub>2</sub> of 60/40 was recorded for the stoichiometric air–fuel ratio (Zhang and Jiang, 2018).

## 2. Research methodology for the use of biogas in internal combustion engines

Tests using biogas and biogas-hydrogen mixtures were performed using three different spark-ignition engines. The NISSAN HR16DE engine was tested at fixed throttle and constant energy input. The PSI 8.8L NA engine was tested at different loads, ranging from 0.25 MPa to 0.78 MPa. The DAEWOO F8CV engine was tested at constant load. Engines data are provided in Table S.2.1.

The tests focused on biogas containing up to 50% of CO<sub>2</sub> by volume and mixtures with H<sub>2</sub> content up to 43% by volume. Consequently, the lower heating value of fuel varied, as shown in Fig. S.2.1., as well as the excess air ratio. The principle of additivity was used to calculate the lower heating value of the used mixtures.

**Table S.2.1.** Technical data of the engines used in tests

| Parameter                       | Engine code   |                 |             |
|---------------------------------|---------------|-----------------|-------------|
|                                 | HR16DE        | PSI 8,8L NA     | F8CV        |
| Manufacturer                    | NISSAN        | POWER SOLUTIONS | DAEWOO      |
| Number of cylinders             | 4             | 8               | 3           |
| Cylinder bore, mm               | 78.0          | 110.5           | 68.5        |
| Piston stroke, mm               | 83.6          | 114.3           | 72.0        |
| Displacement, cm <sup>3</sup>   | 1598          | 8799            | 796         |
| Compression ratio, $\epsilon$   | 10.7          | 10.1            | 9.3         |
| Maximum engine power, kW (rpm)  | 84 (6000)     | 138 (1800)*     | 38 (6000)   |
| Maximum engine torque, Nm (rpm) | 156 (4400)    | 733 (1800)*     | 71.5 (4400) |
| Cooling                         | Liquid cooled |                 |             |

\* – ICE working on natural gas

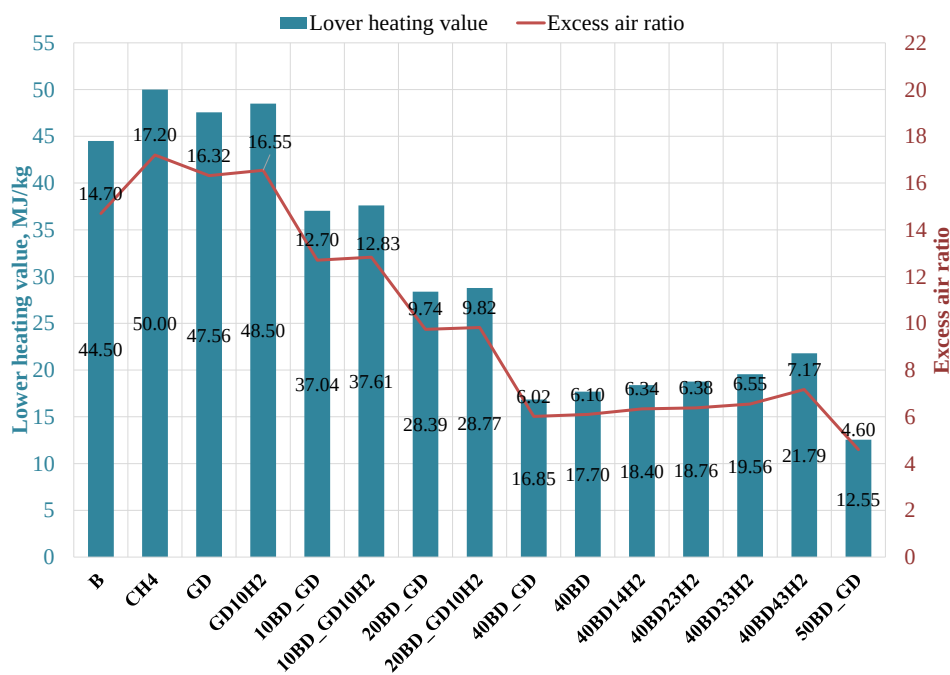


**Fig. S.2.1.** Lower heat value and the stoichiometric air-to-fuel ratio of the tested fuels

The NISSAN HR16DE engine was selected for testing due to the installation of natural gas injectors in the intake manifold. With the additional CO<sub>2</sub> supply system, ICE can work on biogas. The MOTEC M800 programmable electronic control unit (ECU) was used to control engine spark timing and fuel injection duration.

The unit's software allows the creation of injection maps for main (petrol) and auxiliary (natural gas) injectors. The PSI 8.8L NA engine was selected for testing due to the throttle valve design. It includes a diaphragm mounted inside the throttle for regulating the amount of gas entering the engine (the engine is designed to run on gaseous fuels), so in this case, the biogas and hydrogen mixtures are fed to the engine in the same way as in an industrial gas engine. The DAEWOO F8CV engine was selected because of the ability to supply up to 4 different gaseous components to the intake manifold by mixing them in an external mixer at the same pressure. In this case, methane, hydrogen, and carbon dioxide were fed to the intake manifold from separate tanks, creating a mixture of biogas and hydrogen.

As the fuel composition changes, so does the amplitude of the engine's vibration acceleration, which directly affects the durability of the engine parts and mountings. For biogas testing at various carbon dioxide levels, two accelerometers were installed to measure engine vibration in the vertical and horizontal directions relative to the engine block. The arrangement of the measuring devices is shown in Fig. S.2.2.

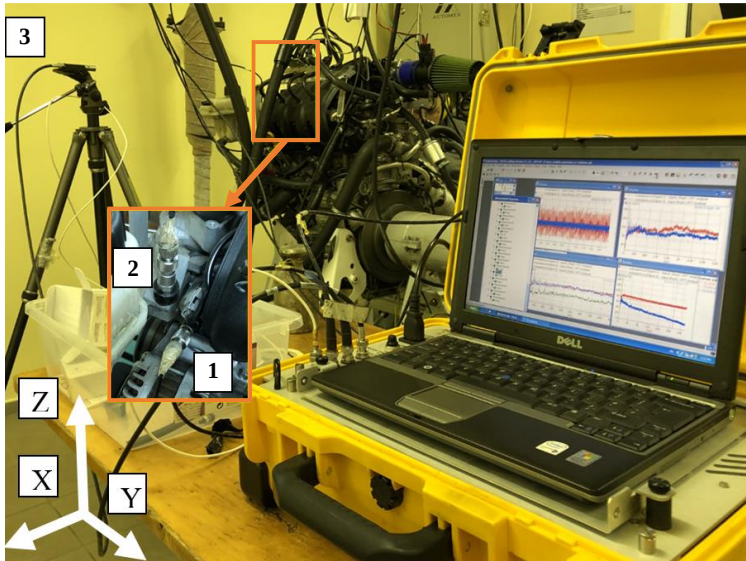


**Fig. S.2.2.** Vibration and sound pressure measuring equipment layout. 1 – the accelerometer for horizontal direction measurements; 2 – the accelerometer for vertical direction measurements; 3 – GRAS 46AE microphone

BRUEL & KJEAR 8341 CCLD accelerometers were used for these measurements. As the parameters of the combustion process and the acceleration of the engine vibrations change, the sound pressure also changes, so an additional GRAS 46AE microphone is installed to measure the sound pressure.

### 3. Experimental tests of spark ignition engines fueled with biogas and petrol

After testing the SI engines and analyzing the results obtained with the engine working on petrol and biogas with  $\text{CO}_2$  content up to 50% by volume, the maximum engine torque was recorded at the advanced spark timing due to the carbon dioxide in the mixture, which reduces the combustion speed. To keep the engine torque close to the measured when the engine was working on petrol or NG, it is necessary to increase the cylinder filling, which has been reduced due to  $\text{CO}_2$ . Assessment of the biogas composition's impact on engine energy performance revealed that biogas with 50% of  $\text{CO}_2$  by volume does not reduce specific energy consumption and brake thermal efficiency compared to the engine working on petrol. The tests for petrol and 40BD\_GD showed a similar variation of the indicated mean effective pressure, which was less than 2.0% when the spark timing was set to 28 °CA for petrol, 40 °CA for 40BD\_GD. Thus, the combustion process is stable, and the pressure variation for an engine working on biogas is close to the measured for petrol FIG. S.3.1.

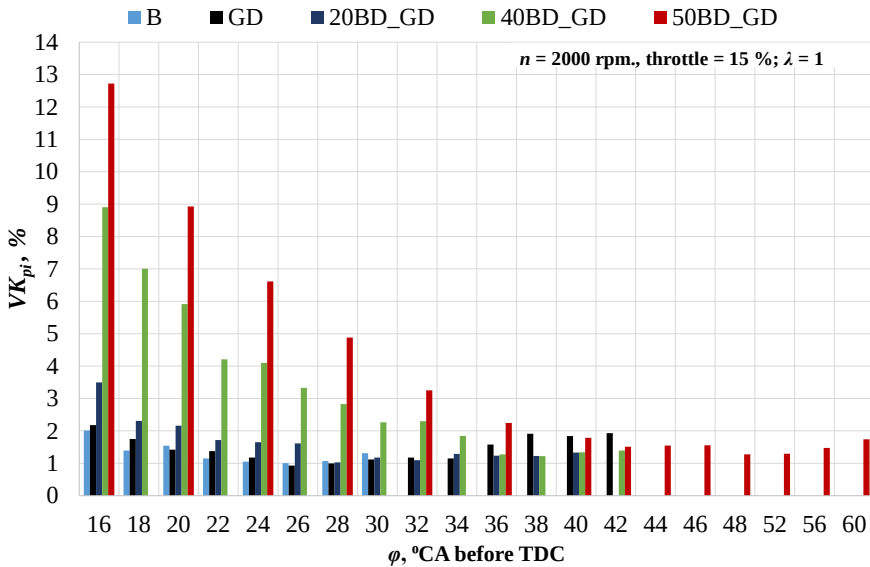


Fig. S.3.1. Dependence of the coefficient of variation on fuel type and spark timing

Increasing the amount of  $\text{CO}_2$  in biogas prolongs the invisible phase of combustion and reduces the combustion speed, and the maximum value of the in-cylinder pressure shifts further away from the TDC (closer to the exhaust). Engine exhaust temperature decreases as the spark timing is advanced due to the shortened combustion duration, and the maximum exhaust temperature is reached using the 50BD\_GD mixture. Engine working on petrol generates maximum  $\text{NO}_x$  specific emission because the rate of heat release and in-cylinder temperatures are higher compared to biogas. The specific  $\text{CO}_2$  emissions increase when the engine is working on biogas even without evaluation of  $\text{CO}_2$ , which is in biogas, as engine torque decreases. Engine torque testing on the 40BD\_GD blend is similar to NG, 74.4 Nm with NG, and 73.6 Nm with 40BD\_GD, although the lower heating value of biogas is 64.6% lower, and the spark timing must be advanced by 10  $^\circ\text{CA}$ . The amount of air entering the cylinders is reduced due to the low energy density of the biogas in the fixed throttle. With a constant amount of energy entering the cylinders, the higher biogas volume is partially compensated by an increase in throttle opening (an additional 1% compared to NG and 50BD\_GD). Opening the throttle increases the amount of energy entering the cylinders but, at the same time, increases the specific emissions of nitrogen oxides. Specific  $\text{CO}_2$  emissions are expected to increase with greater throttle opening, but the increase in engine torque results in lower specific  $\text{CO}_2$  emissions, although the number of carbon atoms in the cylinders increases.

When the engine is working on 40BD\_GD and 50BD\_GD and the excess air ratios are changed, the engine torque increases at  $\lambda = 0.94$  because the amount of methane entering the cylinders is greater compared with  $\lambda = 1$ , and the combustion speed of the rich mixture increases. This only applies when the amount of  $\text{CO}_2$  in the biogas exceeds 40% by volume and limits the amount of methane entering the cylinders at  $\lambda = 1$ . The brake

thermal efficiency increases or remains constant with the lean combustible mixture (from  $\lambda = 1$  to  $\lambda = 1.06$ ). The volumetric efficiency of the engine working on biogas decreases with an increase in engine speed, and testing 50BD\_GD is lower compared to gasoline Fig. S.3.2. This shows that biogas reduces the volumetric efficiency of the engine at higher engine speeds, which leads to a reduction in engine torque.

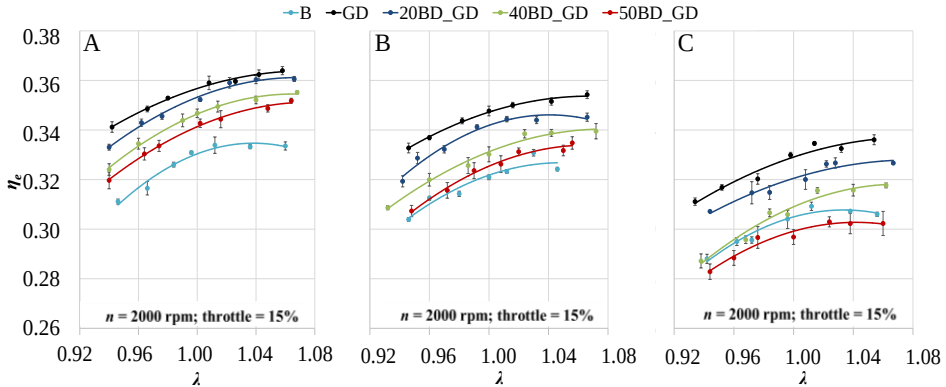


**Fig. S.3.2.** Dependence of engine brake thermal efficiency on fuel type and excess air ratio at different engine speeds: A – 2000 rpm; B – 2400 rpm; C – 2800 rpm

The specific energy consumption using 40BD\_GD is reduced over the whole measurement range compared to petrol. As the engine speed increases, the volumetric efficiency of the engine working on biogas decreases, and the specific energy consumption is close to the measured value of the engine working on petrol. A rich mixture increases the specific energy consumption at all measurement points as the amount of fuel entering the cylinders increases, but the generated engine torque changes insignificantly. In addition, rich mixtures increase the combustion speed and the rate of heat release, resulting in a decrease in the duration of combustion and exhaust gas temperature. Specific  $\text{NO}_x$  emissions are reduced for an SI engine working on biogas compared to the same measuring points for petrol. Using biogas with lower combustion speed decreases in-cylinder pressure and temperature; therefore,  $\text{NO}_x$ -specific emissions decrease also. Carbon dioxide occupies the part of cylinder volume but does not participate in the combustion process, thus limiting the amount of air that could fill the cylinders. The test of biogas in lean mixtures  $\lambda = 1.06$  increases the amount of air entering the cylinders and increases the specific  $\text{NO}_x$  emissions.

An increase in the concentration of  $\text{CO}_2$  in the biogas leads to a decrease in the vibration acceleration of the engine due to a decrease in cylinder pressure during combustion and a lower rate of heat release. Advancement of spark timing increases the rate of heat release and the maximum value of vibration acceleration. The sound pressure increases with advanced spark timing and with increasing  $\text{CO}_2$  concentration in the biogas.  $\text{CO}_2$  prolongs the combustion process and increases the energy of the exhaust gases, which increases the sound pressure.

When the engine is working on biogas and biogas–hydrogen mixtures, the maximum brake thermal efficiency is recorded when the engine is working on GD10H2. The addition of 10% by volume of hydrogen increases the combustion parameters, and the lower heating value of the mixture more than reduces the volumetric efficiency. Additionally, the lack of CO<sub>2</sub> does not reduce the volumetric efficiency of the engine, so more hydrogen can be used. As engine speed increases, brake thermal efficiency decreases due to the increased amount of fuel entering the cylinders and the reduced volumetric efficiency. The addition of hydrogen reduces the brake-specific energy consumption of the ICE but increasing the load to 0.8 MPa and using biogas reduces the effect of hydrogen. At all measuring points, the addition of hydrogen increases the specific NO<sub>x</sub> emissions, but the use of biogas reduces specific NO<sub>x</sub> emissions to the previous level measured with NG, although increasing the engine speed requires a higher concentration of CO<sub>2</sub> in the biogas. Specific CO<sub>2</sub> emissions are reduced as hydrogen is added to biogas. Hydrogen replaces part of the NG and its carbon content, but with an increase in the concentration of CO<sub>2</sub> in biogas, the effect of hydrogen decreases. As the concentration of hydrogen in the mixture increases, less air can enter the cylinders, and specific CO emissions increase. Also, increasing engine load, when the engine is working on a mixture of biogas and hydrogen, increases specific CO emissions as fuel consumption and the number of carbon molecules entering the cylinder increase.

When the engine works in biogas and biogas–hydrogen mixtures under constant load with a small amount of hydrogen (14% by volume), the decrease in volumetric efficiency is relatively small and the increase in the lower heating value of the mixture is significant (almost 10%). Therefore, a decrease in the brake specific energy consumption and an increase in the brake thermal efficiency is recorded compared to 40BD. Increasing the hydrogen concentration to 43% reduces the volumetric efficiency of the engine, and the effect of hydrogen becomes negative (Fig. S.3.3).

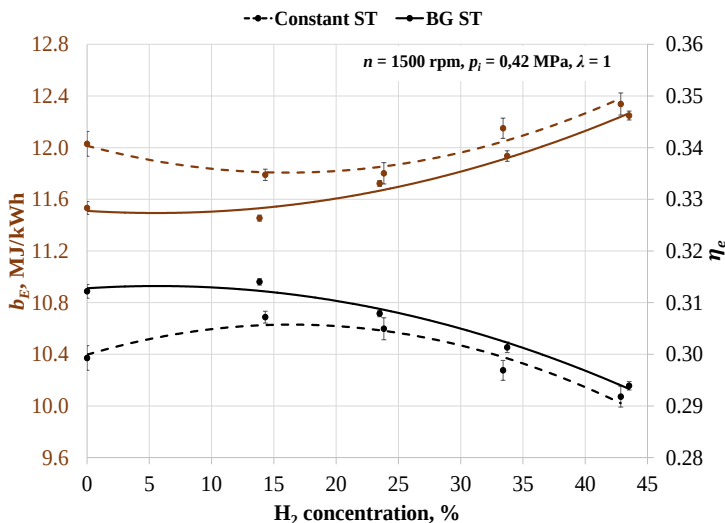


**Fig. S.3.3.** Dependence of engine brake specific energy consumption and engine brake thermal efficiency at different hydrogen concentrations

The addition of hydrogen increases the combustion speed of the mixture and reduces energy losses through the exhaust system. When the hydrogen concentration in biogas exceeds 14% by volume, the energy loss through the cooling system and the heat loss to the cylinder wall during the combustion increase. Hydrogen accelerates the combustion process because of the increased combustion speed and lower heating value of the mixture. The brake thermal efficiency of the engine increases until the hydrogen content of the mixture does not exceed 14% by volume. The addition of hydrogen increases the specific  $\text{NO}_x$  emission, and reduces the specific emissions of CH and carbon dioxide due to the increased rate of heat release, in-cylinder temperature, and the reduced carbon content of the fuel.

#### 4. Numerical modeling of engine parameters and comparison of results

The analysis of engine combustion process parameters was performed using the AVL BOOST software utility BURN. Engine working on biogas and advancing the spark timing (4 °CA – 20BD\_GD, 9 °CA – 40BD\_GD, 14 °CA – 50BD\_GD) prolongs 10% mass-burn fraction time by 1.2% for 20BD\_GD, 8.1% for 40BD\_GD and 17.6% for 50BD\_GD. Combustion time increases due to the start of combustion in the higher cylinder volume and thinned combustible mixture. When the engine is working on a mixture of 40BD and hydrogen, the spark timing needs to be advanced compared to the case when the engine is running on NG. Spark timing advanced to 8 °CA for 40BD23H2, and 2 °CA for 40BD33H2, and no need to change spark timing for 40BD43H2. The time of 90% mass-burn fraction of mixture is increased by 10.4%, 28.8% and 39.5% compared to NG and 20BD\_GD, 40BD\_GD, 50BD\_GD, respectively. This confirms that as the amount of  $\text{CO}_2$  in biogas increases, the combustion process slows down and the rate of heat release decreases.

The developed AVL BOOST numerical model of the DAEWOO F8CV engine allows for expanding the results of experimental tests when internal combustion engine is operated with a mixture of biogas and hydrogen, and the excess air ratio is increased from  $\lambda = 1.0$  to  $\lambda = 1.3$ . The discrepancy between the numerical simulation data at stoichiometric mixture then  $\lambda = 1.0$  and the experimental data is less than 4.0% based on the maximum in-cylinder pressure measured and obtained from the numerical simulation and their position in relation to the TDC.

The results obtained during numerical modeling are compared with the data presented in the works of Lithuanian and foreign researchers. Other researchers are experimenting with spark ignition engines working on natural gas, methane, and biogas in lean or rich fuel mixtures. One of the key parameters presented in most scientific articles is brake thermal efficiency. Ten different mixtures were found and systematized from research articles by other scientists. The fuel mixtures were tested by varying the excess air ratio from  $\lambda = 0.9$  to  $\lambda = 1.65$ , and the hydrogen content of the mixture was up to 20% by volume (Fig. S.4.1). For better comparison, the researchers' data were divided into two groups, biogas and biogas blends with hydrogen (up to 20% by volume) and compared with modeling data (Fig. S.4.2).

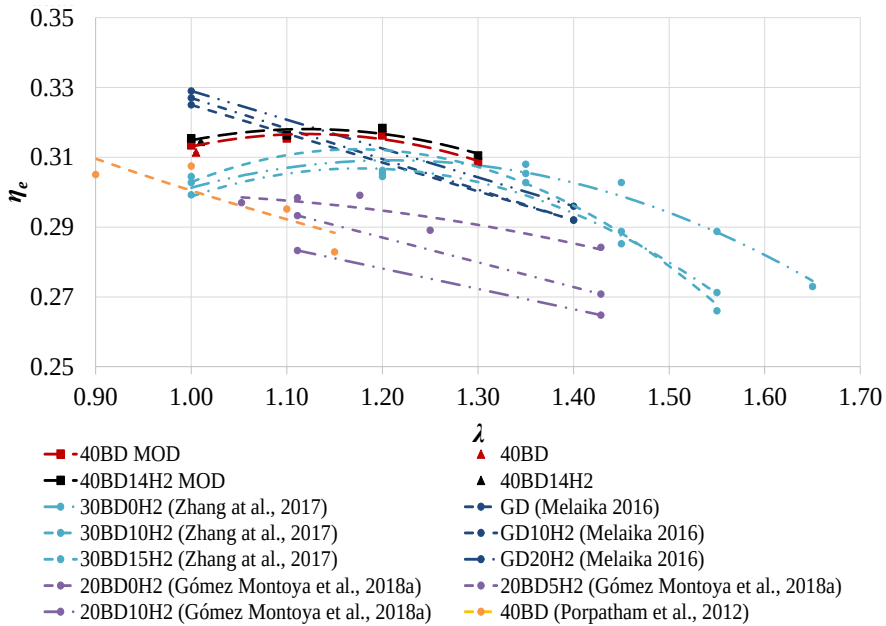


**Fig. S.4.1.** Dependence of the engine brake thermal efficiency (modeled by the author and given by other researchers) on the excess air ratio

A comparison of the data obtained by the researchers and the data obtained from numerical modeling of DAEWOO F8CV engine working on 40BD and 40BD14H2 engine showed that the brake thermal efficiency is in the examined set of data. Compared experimental and simulation data revealed that the 40BD brake thermal efficiency non-compliance was 1.9%, and the 40BD14H2 non-compliance was 1.3%.

## General conclusions

After performing bench tests and numerical modeling of SI engines operating with different fuel mixtures and test modes, the following general conclusions are formulated:

1. Biogas uncleaned from  $\text{CO}_2$  may be used in SI engines as the energy and ecological performance of the engine corresponds to that of the SI engine working on petrol or NG:
  - a) using biogas with 40% of  $\text{CO}_2$  results in reduced engine torque compared to petrol or NG, but engine brake thermal efficiency increases by about 3.5%, brake specific energy consumption reduces by about 3.6% comparing 40BD\_GD and petrol;
  - b) increasing the engine speed and using lean mixtures reduces the engine's brake thermal efficiency by about 2.6% and increases the brake specific energy consumption by about 2.1% when using 50BD\_GD compared to petrol, so the  $\text{CO}_2$  concentration must be reduced to 40%.

2. Biogas mixtures do not adversely affect SI engine or increase load for engine components:
  - a) the minimum coefficient of variation for an engine working on petrol is about 1%. For biogas with a CO<sub>2</sub> concentration of 40% and 50%, the coefficient of variation is 1.2% and 1.3%, respectively. Therefore, the combustion process when the engine is running on biogas is stable;
  - b) engine vibration decreases as the CO<sub>2</sub> concentration in the biogas increases. Noise emissions from 50BD\_GD increase by about 15% compared to NG but using 40BD\_GD does not exceed the measured value for gasoline.
3. The ecological and energy performance of an engine working on biogas and biogas-hydrogen mixtures at different loads is in accordance with the measured value for NG:
  - a) in the case of biogas with a CO<sub>2</sub> concentration of up to 20%, the energy parameters of the engine change insignificantly and are close to the measured values for NG. Maximum values are obtained at a maximum engine load of about 0.8 MPa (550 Nm) and a reduced engine speed;
  - b) the specific NO<sub>x</sub> emissions increase as the engine works on a mixture of NG and H<sub>2</sub>, the addition of CO<sub>2</sub> reduces NO<sub>x</sub> emissions, and it is equal compared to NG and 10BD\_GD10H2.
4. The addition of hydrogen using the 40BD blend improves the ecological and energy performance of the SI engine:
  - a) the energy performance of the engine is improved by using biogas-hydrogen mixtures as long as the hydrogen concentration does not exceed 14%. Increasing the H<sub>2</sub> concentration reduces the volumetric efficiency, and the energy from the hydrogen content is not enough to compensate for the occupied volume in the cylinder as the H<sub>2</sub> concentration is above 14%;
  - b) specific NO<sub>x</sub> emissions using 40BD14H2 increase about two times compared to 40BD. Specific CO<sub>2</sub> emissions are reduced by about 6% and CH by about 12% when comparing the same mixtures.
5. The data obtained during the analysis and numerical modeling supplement the experimental data and describe the parameters of the combustion process:
  - a) the time of 10% mass-burn fraction is increased using 40BD\_GD and 50BD\_GD and increasing the spark timing. The time of 90% mass-burn fraction is reduced using 40BD\_GD and 50BD\_GD and increasing the spark timing. This means that when biogas is used, the ignition delay of biogas must be considered and the ignition moment must be advanced;
  - b) hydrogen reduces the ignition delay of biogas and the need to advance the moment of ignition of the fuel. With 40BD14H2, the invisible combustion phase and 90% mass fraction burn of the fuel are reduced compared to 40BD;
  - c) using lean mixture  $\lambda = 1.2$  with an engine running on 40BD14H2 increases the brake thermal efficiency by 2.7% compared to 40BD
6. Biogas can be used efficiently in SI engines but is suggested to:
  - a) use biogas with a CO<sub>2</sub> concentration close to 40% at the indicated mean effective pressure of up to 0.8 MPa;

- b) open throttle at least 1% more than using NG and at least 3% more than using petrol due to larger volume of biogas in intake manifold;
- c) increase spark timing by at least 12 °CA compared to petrol and by at least 10 °CA compared to NG;
- d) limit the engine speed to keep the energy parameters close to the measured values for the petrol engine. Tests have shown that at 2800 rpm, the brake thermal efficiency is equal to the measured value for petrol and is likely to be even lower as engine speed increases;
- e) limit hydrogen concentration. Tests have shown that the hydrogen concentration in biogas should not exceed 14%, as a further increase in H<sub>2</sub> concentration reduces the energy parameters of the engine;
- f) the excess air ratio should be set for  $\lambda = 1.2$  to obtain the maximum brake thermal efficiency of the engine using a biogas hydrogen mixture.



Donatas KRIAUCIŪNAS

BIODUJOMIS VEIKIANČIO KIBIRKŠTINIO  
UŽDEGIMO VARIKLIO EKOLOGINIŲ IR  
ENERGINIŲ RODIKLIŲ GERINIMAS

Daktaro disertacija

Technologijos mokslai,  
Transporto inžinerija (T 003)

IMPROVEMENT OF ENVIRONMENTAL AND  
ENERGY PERFORMANCE OF SPARK IGNITION  
ENGINE WORKING ON BIOGAS

Doctoral Dissertation

Technological Sciences,  
Transport engineering (T 003)

Lietuvių kalbos redaktorė – Rita Malikėnienė.  
Anglų kalbos redaktorė – Jūratė Griškėnaitė

2022 07 29. 14,0 sp. l. Tiražas 20 egz.  
Leidinio el. versija <https://doi.org/10.20334/2022-038-M>  
Vilniaus Gedimino technikos universitetas  
Saulėtekio al. 11, 10223 Vilnius  
Spausdino UAB „Ciklonas“,  
Žirmūnų g. 68, 09124 Vilnius