



**VILNIUS
TECH**

Vilniaus Gedimino
technikos universitetas

Tadas VIPARTAS

BENZINĄ IR DUJŲ MIŠINIUS NAUDOJANČIO HIBRIDINIO AUTOMOBILIO VARIKLIO EFEKTYVUMO TYRIMAS

DAKTARO DISERTACIJA

TECHNOLOGIJOS MOKSLAI,
TRANSPORTO INŽINERIJA (T 003)

Vilnius, 2026

2026-030-M

VILNIAUS GEDIMINO TECHNIKOS UNIVERSITETAS

Tadas VIPARTAS

**BENZINĄ IR DUJŲ MIŠINIUS
NAUDOJANČIO HIBRIDINIO AUTOMOBILIO
VARIKLIO EFEKTYVUMO TYRIMAS**

DAKTARO DISERTACIJA

TECHNOLOGIJOS MOKSLAI,
TRANSPORTO INŽINERIJA (T 003)

Vilnius, 2026

Disertacija rengta 2021–2026 m. Vilniaus Gedimino technikos universitete.

Vadovas

prof. dr. Alfredas RIMKUS (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. habil. dr. Sergejus LEBEDEVAS (Klaipėdos universitetas, Transporto inžinerija – T 003),

doc. dr. Robertas PEČELIŪNAS (Vilniaus Gedimino technikos universitetas, Transporto inžinerija – T 003),

doc. dr. Paulius SKAČKAUSKAS (Vilniaus Gedimino technikos universitetas, Transporto inžinerija – T 003),

habil. dr. Sławomir WIERZBICKI (Varmijos ir Mozūrijos universitetas Olštynė, Lenkija, Transporto inžinerija – T 003).

Disertacija bus ginama viešame Transporto inžinerijos mokslo krypties disertacijos gynimo tarybos posėdyje **2026 m. birželio 12 d. 9 val.** Vilniaus Gedimino technikos universiteto *Aula Doctoralis* posėdžių salėje.

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

Tel. (0 5) 274 4956; faksas (0 5) 270 0112; el. paštas doktor@vilniustech.lt

Pranešimai apie numatomą ginti disertaciją išsiųsti 2026 m. gegužės 11 d.

Disertaciją galima peržiūrėti Vilniaus Gedimino technikos universiteto talpykloje <https://etalpykla.vilniustech.lt> ir Vilniaus Gedimino technikos universiteto bibliotekoje (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 2026-030-M mokslo literatūros knyga

<https://doi.org/10.20334/2026-030-M>

© Vilniaus Gedimino technikos universitetas, 2026

© Tadas Vipartas, 2026

tadas.vipartas@vilniustech.lt

VILNIUS GEDIMINAS TECHNICAL UNIVERSITY

Tadas VIPARTAS

PERFORMANCE INVESTIGATION OF A
HYBRID CAR ENGINE FUELLED WITH
GASOLINE AND GASEOUS MIXTURES

DOCTORAL DISSERTATION

TECHNOLOGICAL SCIENCES,
TRANSPORT ENGINEERING (T 003)

Vilnius, 2026

The doctoral dissertation was prepared at Vilnius Gediminas Technical University in 2021–2026.

Supervisor

Prof. Dr Alfredas RIMKUS (Vilnius Gediminas Technical University, Transport Engineering – T 003).

The Dissertation Defence Council of the 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 Habil. Sergejus LEBEDEVAS (Klaipėda University, Transport Engineering – T 003),

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

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

Dr Habil. Slawomir WIERZBICKI (University of Warmia and Mazury in Olsztyn, Poland, Transport Engineering – T 003).

The dissertation will be defended at the public meeting of the Dissertation Defence Council of the Scientific Field of Transport Engineering in the *Aula Doctoralis* Meeting Hall of Vilnius Gediminas Technical University at **9 a.m. on 12 June 2026**.

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 defence of the dissertation was sent on 11 May 2026. A copy of the doctoral dissertation is available for review at the Vilnius Gediminas Technical University repository (<https://etalpykla.vilniustech.lt>), the Library of Vilnius Gediminas Technical University (Saulėtekio al. 14, LT-10223 Vilnius, Lithuania), the library of Klaipėda University (H. Manto g. 84 K5, LT-92294 Klaipėda, Lithuania), the library of Vytautas Magnus University (K. Donelaičio g. 52-215 rm., LT-44244, Kaunas, Lithuania), and the library of Kaunas University of Technology (K. Donelaičio g. 20, LT-44239 Kaunas, Lithuania).

Reziუმė

Šioje disertacijoje nagrinėjamas alternatyviųjų degalų (gamtinių dujų ir vandenilio) naudojimas, siekiant padidinti kibirkštinio uždegimo variklio efektyvumą. Nustatytas ir įvertintas skirtingų degalų bei variklio valdymo algoritmų poveikis degimo procesui, energiniams ir ekologiniams rodikliams, analizuojant kylančius technologinius apribojimus, susijusius su hibridine mišriąja (nuosekliąja-lygiagrečiąja) pavara.

Disertacijoje atlikta mokslinės literatūros apžvalga, kurioje analizuojamos vidaus degimo variklių tobulinimo kryptys, dujinių degalų savybės ir jų panaudojimo iššūkiai bei automobilių hibridinių pavarų veikimo principai. Stendiniais bandymais ištirtas vėlyvo įsiurbimo vožtuvų uždarymo momento poveikis varikliui, veikiančiam gamtinėmis dujomis, ir vandenilio priedų poveikis degimo bei detonacijos valdymo procesams. Skaitinė variklio degimo proceso analizė atlikta naudojant *AVL BOOST™* programinę įrangą, hibridinio automobilio energiniai ir ekologiniai rodikliai įvertinti atlikus eksperimentinius tyrimus ir skaitinį modeliavimą *AVL CRUISE™* programoje.

Disertacijoje gauti šie svarbiausi rezultatai: vėlinant įsiurbimo vožtuvų uždarymo momentą, padidėja efektyvusis naudingumo koeficientas ir NO_x emisijos bei sumažėja anglies dvideginio emisijos varikliui, veikiant gamtinėmis dujomis. Nustatyta, kad vandenilio priedas degaluose pagerina variklio energinius rodiklius, tačiau padidina azoto emisijas ir detonacinio degimo riziką, kuri efektyviai valdoma vėlinant uždegimo paskubos kampą. Skaitinio modeliavimo rezultatai patvirtina, kad šie dėsningumai išlieka taikant pasaulinį suderintą lengvųjų transporto priemonių bandymų ciklą: naudojant vandenilį sumažėja degalų sąnaudos ir anglies dvideginio emisijos, padidėja azoto oksidų emisijos.

Disertacijos rezultatai atskleidžia technologijų potencialą ir jų taikymo strategijas. Gauti duomenys gali būti pritaikyti kuriant ir parenkant pažangius variklių valdymo algoritmus bei formuojant technologiškai pagrįstus aplinkosaugos standartus.

Disertacijos tema paskelbti 9 moksliniai straipsniai: 6 – mokslo žurnaluose, įtrauktuose į *Clarivate Analytics Web of Science* duomenų bazę su citavimo rodikliu; 1 – mokslo žurnale, įtrauktame į *Clarivate Analytics Web of Science* duomenų bazę, neturinčiame citavimo rodiklio; 1 – *Clarivate Analytics Web of Science* duomenų bazės *Conference Proceedings Citation Index* referuojamame konferencijų darbų leidinyje; 1 – recenzuojamame konferencijų darbų leidinyje, nerefekuojamame tarptautinėse duomenų bazėse. Disertacijoje atliktų tyrimų rezultatai buvo paskelbti 3 mokslinėse konferencijose Lietuvoje ir Lenkijoje.

Abstract

This dissertation investigates the use of alternative fuels (natural gas and hydrogen) to increase the efficiency of a spark-ignition engine. The impact of different fuels and engine control algorithms on the combustion process and on energy and ecological indicators was determined and evaluated by analysing the emerging technological constraints within the context of a power-split (series-parallel) hybrid powertrain.

The dissertation presents a review of scientific literature, analysing the directions for internal combustion engine improvement, the properties of gaseous fuels and the challenges of their application, along with the operating principles of automotive hybrid powertrains. Bench tests were conducted to investigate the effect of late intake valve closing timing on an engine operating on natural gas, and the influence of hydrogen additives on the combustion process and knock control. The numerical analysis of the engine's combustion process was performed using *AVL BOOST*TM software, while the energy and ecological indicators of the hybrid vehicle were evaluated through experimental research and numerical simulation in the *AVL CRUISE*TM software.

The following main results were obtained in the dissertation: retarding the intake valve closing timing increased the brake thermal efficiency and NO_x emissions while reducing carbon dioxide emissions when the engine operates on natural gas. It was determined that a hydrogen additive in the fuel improves the engine's energy indicators, but increases nitrogen oxides emissions and the risk of engine knock. Engine knock is effectively managed by retarding the ignition advance angle. Numerical simulation results confirmed that these trends persist during the *Worldwide Harmonized Light-duty Vehicles Test Cycle*: the use of hydrogen reduces fuel consumption and carbon dioxide emissions, but increases nitrogen oxides emissions.

The dissertation results revealed the potential of these technologies and strategies for their application. The obtained data can be applied in the development and selection of advanced engine control algorithms and in the formulation of technologically sound environmental standards.

Nine scientific articles have been published on the topic of the dissertation: six in scientific journals indexed in the *Clarivate Analytics Web of Science* database with an impact factor, one in a scientific journal indexed in the *Clarivate Analytics Web of Science* database without an impact factor, one in conference proceedings indexed in the *Clarivate Analytics Web of Science Conference Proceedings Citation Index*, and one in peer-reviewed conference proceedings not indexed in international databases. The research results were presented at three scientific conferences in Lithuania and Poland.

Žymėjimai

Simboliai

A_f – frontalinis kėbulo plotas (angl. *frontal body area*);

A_{st} – stūmoklio skerspjūvio plotas (angl. *piston cross-sectional area*);

$A_{VDV_{WLTC\Sigma}}$ – vidaus degimo variklio atliktas efektyvusis darbas WLTC cikle (angl. *effective work performed by the internal combustion engine in the WLTC cycle*);

α – alkūninio veleno pasisukimo kampas (angl. *crankshaft rotation angle*);

α_0 – degimo pradžios alkūninio veleno pasisukimo kampas (angl. *start of combustion crankshaft rotation angle*);

α_c – degimo trukmė, išreikšta alkūninio veleno pasisukimo kampais (angl. *combustion duration expressed in crankshaft rotation angle*);

a – pagreitis (angl. *acceleration*);

B_{e_i} – atskirų rūšių degalų valandinės sąnaudos (angl. *hourly consumption of individual fuel types*);

B_{H_2} – valandinės vandenilio degalų sąnaudos (angl. *hourly hydrogen fuel consumption*);

B_{oro} – įsiurbiamo oro masė (angl. *intake air mass*);

b_e – efektyviosios lyginamosios degalų sąnaudos (angl. *brake specific fuel consumption*);

$b_{e_{WLTC}}$ – efektyviosios lyginamosios degalų sąnaudos WLTC cikle (angl. *brake specific fuel consumption in the WLTC cycle*);

C – anglies masės dalis degaluose (angl. *carbon mass fraction in fuel*);
 C_n – n -ojo teršalo koncentracija (angl. *concentration of the n -th pollutant component*);
 c_{oro} – oro pasipriešinimo koeficientas (angl. *aerodynamic drag coefficient*);
 D – cilindro skersmuo (angl. *cylinder bore*);
 δ_y – netiesiogiai matuojamo dydžio santykinė paklaida (angl. *relative error of an indirectly measured quantity*);
 δ_x – tiesiogiai matuojamo dydžio santykinė paklaida (angl. *relative error of a directly measured quantity*);
 e – natūrinio logaritmo pagrindas (angl. *base of the natural logarithm*);
 E_m – momentinė teršalų masės emisija (angl. *instantaneous pollutant mass emission*);
 E_n – lyginamoji teršalų emisija nuvažiuotam atstumui (angl. *distance-specific pollutant emission*);
 F_a – inercijos jėga (angl. *inertia force*);
 F_R – riedėjimo pasipriešinimo jėga (angl. *rolling resistance force*);
 F_Z – normalinė rato apkrova (angl. *normal wheel load*);
 F_{Zf} – priekinės ašies dinaminė apkrova (angl. *dynamic load of the front axle*);
 f_r – padangos riedėjimo pasipriešinimo koeficientas (angl. *tire rolling resistance coefficient*);
 g – laisvojo kritimo pagreitis (angl. *gravitational acceleration*);
 H – vandenilio masės dalis degaluose (angl. *hydrogen mass fraction in fuel*);
 $H_{z,D}$ – degalų žemutinis šilumingumas (angl. *lower heating value of the fuel*);
 $H_{z,B}$ – benzino žemutinis šilumingumas (angl. *lower heating value of gasoline*);
 $H_{z,GD}$ – gamtinių dujų žemutinis šilumingumas (angl. *lower heating value of natural gas*);
 $H_{z,H2}$ – vandenilio žemutinis šilumingumas (angl. *lower heating value of hydrogen*);
 I – elektros srovės stipris (angl. *electric current*);
 i – variklio cilindų skaičius (angl. *number of engine cylinders*);
 y – santykinė degimo eiga (angl. *relative combustion duration*);
 l – švaistiklio ilgis (angl. *connecting rod length*);
 l_0 – teoriškai reikalingas oro kiekis 1 kg degalų sudeginti (angl. *theoretically required amount of air to burn 1 kg of fuel*);
 L – automobilio ratų bazė (angl. *vehicle wheelbase*);
 M – molinė masė (angl. *molar mass*);
 M_e – variklio efektyvusis sukimo momentas (angl. *brake engine torque*);
 $M_{i\bar{sm}}$ – išmetamųjų dujų molinė masė (angl. *molar mass of exhaust gases*);
 m – *Wiebe* funkcijos formos parametras (angl. *Wiebe function shape parameter*);
 m_d – degalų masė (angl. *fuel mass*);

$m_{išm}$ – išmetamųjų dujų masė (angl. *exhaust gas mass*);
 n – variklio sūkių dažnis (angl. *engine rotational speed*);
 O – deguonies masės dalis degaluose (angl. *oxygen mass fraction in fuel*);
 P_e – variklio efektyvioji galia (angl. *brake engine power*);
 P_{el} – elektrinė galia (angl. *electrical power*);
 p – slėgis (angl. *pressure*);
 p_{cil} – slėgis cilindre (angl. *in-cylinder pressure*);
 Q_B – išsiskyrusios šilumos kiekis (angl. *rate of heat released*);
 Q_w – šilumos nuostoliai į cilindro sienelės (angl. *heat loss to the cylinder walls*);
 R – aktyvinė elektros varža (angl. *electrical resistance*);
 S – stūmoklio eiga (angl. *piston stroke*);
 S_{aut} – automobilio nuvažiuotas atstumas (angl. *distance travelled by the vehicle*);
 T – temperatūra cilindre (angl. *in-cylinder temperature*);
 $T_{išm}$ – išmetamųjų dujų temperatūra (angl. *exhaust gas temperature*);
 t – laikas (angl. *time*);
 U – įtampa (angl. *voltage*);
 V – tūris (angl. *volume*);
 V_H – variklio darbinis tūris (angl. *engine displacement*);
 v – greitis (angl. *velocity*);
 ε – tikrasis suslėgimo laipsnis (angl. *actual compression ratio*);
 η_e – efektyvusis naudingumo koeficientas (angl. *brake thermal efficiency*);
 $\eta_{e,WLTC}$ – efektyvusis naudingumo koeficientas WLTC važiavimo cikle (angl. *brake thermal efficiency in the WLTC driving cycle*);
 λ – oro pertekliaus koeficientas (angl. *excess air ratio*);
 ρ – tankis (angl. *density*);
 τ – variklio taktų skaičius (angl. *number of engine strokes*);
 φ – alkūninio veleno pasisukimo kampas (angl. *crankshaft angle degree*);
 ω – kampinis greitis (angl. *angular velocity*).

Santrumpos

AGT – apatinis galinis taškas (angl. *bottom dead centre*);
 AVPK – alkūninio veleno pasisukimo kampas (angl. *crankshaft rotation angle*);
 B – benzinas (angl. *gasoline*);
 BL – baterijos įkrovos lygis (angl. *state of charge*);
 BMEP – vidutinis efektyvusis slėgis (angl. *brake mean effective pressure*);
 C/H – anglies ir vandenilio masių santykis (angl. *carbon-to-hydrogen mass ratio*);

CAN – duomenų perdavimo magistralė (angl. *controller area network*);
CH – angliavandeniliai (angl. *hydrocarbons*);
CH₄ – metanas (angl. *methane*);
C₃H₈ – propanas (angl. *propane*);
CO – anglies viendeginis (angl. *carbon monoxide*);
CO₂ – anglies dvideginis (angl. *carbon dioxide*);
COV_{IMEP} – indikatorinio slėgio variacijos koeficientas (angl. *coefficient of variation of indicated mean effective pressure*);
DD – dvejų degalų mišinys (angl. *dual fuel mixture*);
ENK – efektyvusis naudingumo koeficientas (angl. *brake thermal efficiency*);
EVB – elektroninis valdymo blokas (angl. *electronic control unit*);
GD – gamtinės dujos (angl. *natural gas*);
G/M – galios ir masės santykis (angl. *power-to-mass ratio*);
GP – gaisties periodas (angl. *ignition delay*);
H₂ – vandenilis (angl. *hydrogen*);
KU – kibirkštinis uždegimas (angl. *spark ignition*);
LDS – lyginamosios degalų sąnaudos (angl. *brake specific fuel consumption*);
MG1/MG2 – elektros variklis-generatorius (angl. *Motor-Generator*);
N₂ – azotas (angl. *nitrogen*);
NO – azoto viendeginis (angl. *nitric oxide*);
NO₂ – azoto dvideginis (angl. *nitrogen dioxide*);
NO_x – azoto oksidai (angl. *nitrogen oxides*);
SDD50 – 50 % sudegusi degalų masės dalis (angl. *50% mass fraction burned*);
SDD90 – 90 % sudegusi degalų masės dalis (angl. *90% mass fraction burned*);
O₂ – deguonis (angl. *oxygen*);
OBD II – antrosios kartos borto diagnostikos sistema (angl. *on-board diagnostics II*);
ŠESD – šiltnamio efektą sukeliančios dujos (angl. *greenhouse gases*);
TPK – trijų pakopų katalizinis deginių neutralizatorius (angl. *three-way catalytic converter – TWC*);
UPK – uždegimo paskubos kampas (angl. *ignition advance*);
VDV – vidaus degimo variklis (angl. *internal combustion engine*);
VGT – viršutinis galinis taškas (angl. *top dead centre*);
VUM – vožtuvų uždarymo momentas (angl. *valve close timing*);
WLTC – pasaulinis suderintas lengvųjų transporto priemonių bandymų ciklas (angl. *Worldwide Harmonized Light-duty Vehicles Test Cycle*);
WLTP – pasaulinė suderinta lengvųjų transporto priemonių bandymų procedūra (angl. *Worldwide Harmonised Light-duty Vehicles Test Procedure*).

Turinys

IVADAS	1
Problemos formulavimas.....	1
Darbo aktualumas.....	2
Tyrimų objektas.....	2
Darbo tikslas.....	2
Darbo uždaviniai	2
Tyrimų metodika	3
Darbo mokslinis naujumas	4
Darbo rezultatų praktinė reikšmė	4
Ginamieji teiginiai	5
Darbo rezultatų aprobavimas.....	5
Disertacijos struktūra.....	6
1. ALTERNATYVIŲJŲ DEGALŲ NAUDOJIMO HIBRIDINIŲ AUTOMOBILIŲ KIBIRKŠTINIO UŽDEGIMO VARIKLIUOSE MOKSLINIŲ TYRIMŲ APŽVALGA	7
1.1. Vidaus degimo variklių tobulinimo kryptys ir alternatyviųjų degalų svarba transporto sektoriuje	8
1.2. Gamtinių dujų naudojimas ir efektyvumo didinimas, naudojant kintamųjų vožtuvų fazių sistemą kibirkštinio uždegimo varikliuose.....	12
1.3. Vandenilio poveikis energiniams ir ekologiniams kibirkštinio uždegimo variklio rodikliams.....	15

1.4. Alternatyviųjų degalų naudojimas kibirkštinio uždegimo varikliuose ir bandymų procedūrų taikymas.....	17
1.4.1. Hibridinių jėgainių darbo specifi­ka ir alternatyviųjų degalų poveikis emisijoms mažinti.....	17
1.4.2. Pasaulinės suderintos lengvųjų transporto priemonių bandymų procedūros charakteristika.....	19
1.5. Vidaus degimo variklių ir hibridinių pavarų tyrimų metodologijų apžvalga.....	21
1.6. Pirmojo skyriaus išvados ir disertacijos uždavinių formulavimas.....	22
2. BENZINU, GAMTINĖMIS DUJOMIS IR DVEJOPAIS DEGALAIS VEIKIANČIO HIBRIDINIO AUTOMOBILIO VARIKLIO TYRIMŲ METODIKA.....	25
2.1. Eksperimentinių ir teorinių tyrimų planas	26
2.2. Kibirkštinio uždegimo variklio standiniai bandymai	28
2.2.1. Kibirkštinio uždegimo variklio eksperimentinių tyrimų stendas ir įranga	28
2.2.2. Kibirkštinio uždegimo variklio bandymų sąlygos, naudojant benzina­ą ir gamtines dujas	31
2.2.3. Kibirkštinio uždegimo variklio bandymų sąlygos, degalų sudėtis, naudojant benzino ir vandenilio mišinius	32
2.3. Hibridinio automobilio eksperimentinių stendinių bandymų metodika	34
2.3.1. Lengvojo hibridinio automobilio techniniai duomenys, eksperimentinių tyrimų stendas ir įranga	34
2.3.2. Eksperimentinių bandymų sąlygos ir degalų savybės	41
2.4. Variklio energinių ir ekologinių rodiklių vertinimo metodika	42
2.5. Degimo proceso variklyje analizė	44
2.6. Hibridinio automobilio skaitinis modeliavimas.....	47
2.6.1. Skaitinio modelio veikimo algoritmas.....	47
2.6.2. Skaitinio modelio sudarymas, rodiklių nustatymas, validavimas	49
2.6.3. Važiavimo ciklo modeliavimo užduoties formavimas ir kraštinės sąlygos.....	53
2.7. Tiesioginių ir netiesioginių matavimų paklaidų analizė	54
2.8. Antrojo skyriaus išvados	57
3. BENZINU, GAMTINĖMIS DUJOMIS IR DVEJOPAIS DEGALAIS VEIKIANČIO HIBRIDINIO AUTOMOBILIO ENERGINIŲ IR TARŠUMO RODIKLIŲ NUSTATYMAS	59
3.1. Kibirkštinio uždegimo variklio vėlyvo įsiurbimo vožtuvų uždarymo momento poveikis variklio rodikliams	60
3.2. Vandenilio poveikis kibirkštinio uždegimo variklio energiniams ir ekologiniams rodikliams.....	68
3.3. Hibridinio automobilio eksperimentinių tyrimų rodiklių analizė	79
3.4. Kibirkštinio uždegimo variklio degimo proceso tyrimo analizė.....	91
3.5. Hibridinio automobilio skaitinio modeliavimo <i>AVL CRUISE™</i> rezultatų vertinimas	98

3.6. Trečiojo skyriaus išvados	104
BENDROSIOS IŠVADOS	107
LITERATŪRA IR ŠALTINIAI	109
AUTORIAUS MOKSLINIŲ PUBLIKACIJŲ DISERTACIJOS TEMA SĄRAŠAS	125
SUMMARY IN ENGLISH.....	127
PRIEDAI.....	143
A priedas. Kibirkštinio uždegimo variklio stendiniuose bandymuose naudoto benzino kokybės pažymėjimo kopija	144
B priedas. Hibridinio automobilio stendiniuose bandymuose naudoto benzino kokybės pažymėjimo kopija ir degalų rodiklių lentelė	145
C priedas. Kibirkštinio uždegimo variklio darbo ciklo modeliavimo rezultatų ataskaita naudojant gamtines dujas.....	147
D priedas. Hibridinio automobilio eksperimentinių bandymų ir skaitinio modeliavimo skaičiavimo fragmentas	152

Contents

INTRODUCTION

Problem Formulation.....	1
Relevance of the Dissertation	2
Research Object.....	2
Aim of the Dissertation	2
Tasks of the Dissertation	2
Research Methodology.....	3
Scientific Novelty of the Dissertation	4
Practical Value of Research Findings.....	4
Defended Statements.....	5
Approval of the Research Findings	5
Structure of the Dissertation.....	6
1. REVIEW OF SCIENTIFIC RESEARCH ON THE USE OF ALTERNATIVE FUELS IN SPARK-IGNITION ENGINES AND HYBRID VEHICLES	7
1.1. Development Trends of Internal Combustion Engines and the Importance of Alternative Fuels in the Transport Sector	8
1.2. Use of Natural Gas and Efficiency Enhancement Using Variable Valve Timing Systems in Spark-Ignition Engines	12
1.3. Impact of Hydrogen on the Energy and Ecological Performance of Spark- Ignition Engines.....	15

1.4. Use of Alternative Fuels in Spark-Ignition Engines and Application of Test Procedures	17
1.4.1. Operating Specifics of Hybrid Powerplants and the Impact of Alternative Fuels on Emission Reduction	17
1.4.2. Characteristics of the Worldwide Harmonized Light Vehicles Test Procedure.....	19
1.5. Overview of Research Methodologies for Internal Combustion Engines and Hybrid Powertrains.....	21
1.6. Conclusions of the First Chapter and Formulation of the Dissertation Tasks ...	22
2. RESEARCH METHODOLOGY FOR A HYBRID VEHICLE ENGINE OPERATING ON GASOLINE, NATURAL GAS, AND DUAL-FUEL	25
2.1. Structural Flowchart of Experimental and Theoretical Research	26
2.2. Bench Testing of the Spark-Ignition Engine	28
2.2.1. Experimental Test Bench and Equipment for the Spark-Ignition Engine.....	28
2.2.2. Testing Conditions of the Spark-Ignition Engine Using Gasoline and Natural Gas.....	31
2.2.3. Testing Conditions and Fuel Composition for the Spark-Ignition Engine Using Gasoline-Hydrogen Blends.....	32
2.3. Methodology for Experimental Bench Testing of the Hybrid Vehicle.....	34
2.3.1. Technical Specifications of the Light Hybrid Vehicle, Experimental Test Bench, and Equipment.....	34
2.3.2. Experimental Testing Conditions and Fuel Properties	41
2.4. Methodology for Evaluating Engine Energy and Ecological Performance	42
2.5. Analysis of the Combustion Process in the Engine	44
2.6. Numerical Modelling of the Hybrid Vehicle.....	47
2.6.1. Algorithm of the Numerical Model	47
2.6.2. Development, Parameter Determination, and Validation of the Numerical Model.....	49
2.6.3. Formation of the Driving Cycle Simulation Task and Boundary Conditions	53
2.7. Analysis of Direct and Indirect Measurement Uncertainties	54
2.8. Conclusions of the Second Chapter.....	57
3. DETERMINATION OF ENERGY AND EMISSION PERFORMANCE OF A HYBRID VEHICLE OPERATING ON GASOLINE, NATURAL GAS, AND DUAL-FUEL	59
3.1. Impact of Late Intake Valve Closing Timing on Spark-Ignition Engine Performance.....	60
3.2. Impact of Hydrogen on the Energy and Ecological Performance of the Spark-Ignition Engine.....	68
3.3. Analysis of Experimental Research Parameters of the Hybrid Vehicle	79
3.4. Analysis of the Combustion Process Research in the Spark-Ignition Engine ...	91

3.5. Evaluation of the <i>AVL CRUISE</i> TM Numerical Simulation Results for the Hybrid Vehicle	98
3.6. Conclusions of the Third Chapter.....	104
GENERAL CONCLUSIONS	107
REFERENCES	109
LIST OF SCIENTIFIC PUBLICATIONS BY THE AUTHOR ON THE TOPIC OF THE DISSERTATION.....	125
SUMMARY IN ENGLISH.....	127
APPENDIXES	143
Appendix A. Copy of the quality certificate of the gasoline used in the spark ignition engine bench tests.....	144
Appendix B. Copy of the quality certificate of the gasoline used in the hybrid vehicle bench tests and the table of fuel properties	145
Appendix C. Report of the numerical analysis results of the spark ignition engine operating cycle using natural gas	147
Appendix D. Calculation fragment of the experimental tests and numerical modelling of the hybrid vehicle	152

Įvadas

Problemos formulavimas

Gamtinės dujos ir vandenilis yra vieni iš perspektyviausių alternatyviųjų degalų kibirkštinio uždegimo varikliams. Naudojant gamtines dujas, sumažėja anglies dvideginio ir azoto oksidų emisijos, tačiau dėl mažesnio tankio ir lėtesnio degimo, palyginti su benzinu, sumažėja variklio cilindro pripildymas ir galia. Šiam trūkumui kompensuoti taikomas hibridinių automobilių varikliams būdingas vėlyvas įsiurbimo vožtuvų uždarymo momento valdymas, imituojantis *Atkinsono* ciklą. Gamtinėmis dujomis veikiančiuose natūralaus pripildymo kibirkštinio uždegimo varikliuose vėlyvas įsiurbimo vožtuvų uždarymas didina variklio efektyvųjį naudojumo koeficientą, tačiau, viršijus optimalias ribas, didėja anglies viendeginio ir azoto oksidų emisijos. Vandenilio priedo naudojimas benzinu veikiančiame kibirkštinio uždegimo variklyje didina efektyvumą ir mažina anglies viendeginio, angliavandenilių, anglies dvideginio emisijas, bet dėl didelio vandenilio degimo ir energijos išsiskyrimo greičio pasireiškia detonacinis degimas, išauga degimo temperatūra ir padidėja azoto oksidų emisijos. Siekiant išnaudoti alternatyviųjų dujinių degalų privalumus, variklyje valdoma degiojo mišinio sudėtis, uždegimo momentas, dujų mainai cilindre, esant įvairioms variklio veikimo sąlygoms, atsižvelgiant į energinius ir ekologinius rodiklius.

Darbo aktualumas

Siekiant nulinės šiltnamio efektą sukeliančių dujų (anglies dvideginio, metano ir diazoto viendeginio) emisijos transporto sektoriuje, esamų vidaus degimo variklių tobulinimas ir pritaikymas alternatyviems degalams išlieka aktualiu pereinamojo laikotarpio sprendimu.

Natūralaus pripildymo varikliuose naudojamos gamtinės dujos (įskaitant jų pakeitimo biometanu galimybę), vandenilis, dvejetainiai degalai, siekiant pagerinti energinius ir ekologinius rodiklius. Naudojant benzino ir vandenilio mišinius, svarbus uždegimo momento suregulavimas ir tinkama vandenilio koncentracija, nesukelianti detonacinių reiškinių ir užtikrinanti saugų variklio eksploatavimą.

Hibridiniuose automobiliuose dujinių degalų naudojimo problemos nagrinėjamos kompleksiskai, vertinant kibirkštinio uždegimo variklio rodiklius ir elektrinės pavaros sistemą. Eksperimentiniai tyrimai ir skaitinis modeliavimas atliekami taikant pasaulinį suderintą lengvųjų transporto priemonių bandymų ciklą. Vertinant šiltnamio efektą sukeliančių dujų emisijas, atsižvelgiama į atsinaujinančiųjų degalų gyvavimo ciklo poveikį aplinkai, technologijų lemiamus energinius rodiklius ir atitiktą teršalų emisijų standartų reikalavimams.

Tyrimų objektas

Darbo tyrimų objektas – hibridinio automobilio natūralaus pripildymo kibirkštinio uždegimo variklio energiniai ir ekologiniai procesai, naudojant benzina, gamtines dujas ir dvejetainius degalus.

Darbo tikslas

Šio darbo tikslas – taikant eksperimentinius ir teorinius tyrimus, nustatyti ir pagrįsti hibridinio automobilio natūralaus pripildymo variklio valdymo algoritmus bei degalų sudėties sprendinius, kurie didintų transporto priemonės energinį efektyvumą ir gerintų ekologinius rodiklius, benzina pakeičiant dujiniais degalais arba naudojant dvejetainius degalus.

Darbo uždaviniai

Darbo tikslui pasiekti sprendžiami šie uždaviniai:

1. Išanalizuoti benzino ir dujinių degalų savybes bei jų naudojimo hibridinių elektrinių automobilių kibirkštinio uždegimo varikliuose tyrimus, suformuluojant tyrimo prielaidas ir vertinimo rodiklius.
2. Eksperimentiškai ištirti vėlyvo įsiurbimo vožtuvų uždarymo momento poveikį gamtinėmis dujomis veikiančio kibirkštinio uždegimo variklio energiniams rodikliams ir emisijoms, nustatant efektyvias valdymo ribas.
3. Eksperimentiškai ištirti vandenilio priedo įtaką benzinu veikiančio kibirkštinio uždegimo variklio degimo procesui, efektyvumui, emisijoms ir detonacinio degimo riboms, parenkant racionalius valdymo sprendinius.
4. Atlikti hibridinio automobilio eksperimentinius tyrimus, naudojant benziną, gamtines dujas ir dvejetainius degalus, nustatyti jų poveikį energiniams rodikliams bei emisijoms, taikant pasaulinį suderintą lengvųjų transporto priemonių bandymų ciklą.
5. Sukurti ir validuoti *AVL CRUISE*TM hibridinio automobilio skaitinį modelį bei juo pagrįsti degalų sudėties ir variklio valdymo algoritmų įtaką energiniam efektyvumui, ekologiniams rodikliams ir šiltnamio efektą sukeliančių dujų mažinimui.
6. Pateikti gamtinių dujų ir vandenilio priedo taikymo hibridiniuose automobiliuose apibendrintus techninius sprendinius bei praktines rekomendacijas, pagrįdžiant jų taikymo efektyvumą.

Tyrimų metodika

Eksperimentiniai kibirkštinio uždegimo variklio tyrimai atlikti apkrovos stende, papildomai įrengus dujinių degalų tiekimo sistemą ir keičiant reguliuojamus variklio rodiklius. Bandymuose naudotas benzinas, gamtinės dujos ir benzino/vandenilio mišinys (H_2 iki 30 % pagal masę). Hibridinio automobilio eksperimentiniai tyrimai, įrengus dujinių degalų tiekimo sistemą, atlikti dinamometriniame apkrovos stende, taikant pasaulinį suderintą lengvųjų transporto priemonių bandymų ciklą. Įvertinti energiniai ir ekologiniai rodikliai automobiliui veikiant benzinu, gamtinėmis dujomis ir dvejetainiais degalais (gamtinės dujos/benzinas). Atlikta tiesioginių ir netiesioginių matavimų rezultatų tikslumo analizė.

Skaitinė degimo proceso rodiklių (šilumos išsiskyrimo greitis, sudegusi masės dalis, temperatūra cilindre ir kt.) analizė atlikta naudojant *AVL BOOST*TM ir paprogramę *BURN*. Skaitinis hibridinio automobilio *Toyota RAV4* modelis sudarytas naudojant *AVL CRUISE*TM, validuojant pasaulinio suderinto lengvųjų transporto priemonių bandymų ciklo eksperimentinių tyrimų metu nustatytus

dinaminius, energinius ir ekologinius rodiklius. Šis modelis skirtas hibridinio automobilio energiniams ir ekologiniams rodikliams prognozuoti, naudojant benzino/vandenilio bei gamtinių dujų/vandenilio mišinius.

Darbo mokslinis naujumas

Rengiant disertaciją, buvo gauti šie transporto inžinerijos mokslui nauji rezultatai:

1. Natūralaus pripildymo kibirkštinio uždegimo variklio vėlyvesniu įsiurbimo vožtuvų uždarymu sumažėja suslėgimo pabaigos slėgis, didėja šilumos išsiskyrimo greitis, temperatūra ir slėgis cilindre degimo metu.
2. Vėlyvas įsiurbimo vožtuvų uždarymo momento teigiamas poveikis ribojamas didėjant likusių deginių kiekiui cilindre, susijęs su mažėjančiu vožtuvų persidengimu, lemiantis mažesnę degimo stabilumą, didesnę neišbaigto degimo produktų emisiją, nors degimo temperatūra didėja.
3. Didžiausias energinio efektyvumo prieaugis dvejopais degalais (benzinu ir vandenilio 30 % pagal masę) veikiančiame kibirkštinio uždegimo variklyje pasiekiamas tik vidutinių apkrovų režimais, detonaciją kontroliuojant uždegimo momentu pagal didžiausią slėgį cilindre.
4. Taikant pasiūlytą metodiką nustatyta, kad hibridinio automobilio ekologinį efektą, taikant pasaulinį suderintą lengvųjų transporto priemonių bandymų ciklą, lemia ir degalų sudėtis, degimo stabilumas bei dažni variklio išjungimai, važiuojant miesto režimu.

Darbo rezultatų praktinė reikšmė

Tyrimų rezultatai turi praktinę reikšmę hibridinių elektrinių automobilių kibirkštinio uždegimo varikliuose, pereinant nuo benzino prie dujinių degalų:

1. Eksperimentiniais tyrimais nustatytos vėlyvo įsiurbimo vožtuvų uždarymo taikymo ribos gali būti naudojamos parenkant kibirkštinio uždegimo variklio valdymo rodiklius, kai, benziną keičiant gamtinėmis dujomis, siekiama didinti energinį efektyvumą, neviršijant priimtinių emisijų ribų.
2. Nustatyti uždegimo momento koregavimo principai, naudojant dvejopus degalus (benziną ir vandenilį), gali būti taikomi optimizuojant degimo stabilumą ir ribojant detonacijos pasireiškimą be esminių variklio konstrukcinių pakeitimų mažų ir vidutinių apkrovų režimuose.

3. Eksperimentiniai ir skaitiniai tyrimai pasauliniame suderintame lengvųjų transporto priemonių bandymų cikle taikytini tikslinant hibridinio automobilio valdymo algoritmus, kai kintanti degalų sudėtis lemia variklio darbo režimų, degimo proceso parametrų ir išmetamųjų dujų neutralizavimo sistemos veikimo sąlygų pokyčius.
4. Validuotas hibridinio automobilio skaitinis modelis gali būti taikomas energinių, ekologinių ir šiltnamio efektą sukeliančių dujų emisijoms įvertinti, keičiant degalų sudėtį ar hibridinės pavaros valdymo parametrus.

Ginamieji teiginiai

1. Vėlinant įsiurbimo vožtuvų uždarymo momentą natūralaus pripildymo kibirkštinio uždegimo variklyje didėja šilumos išsiskyrimo greitis, temperatūra ir slėgis cilindre.
2. Vėlyvo įsiurbimo vožtuvų uždarymo momento teigiamą poveikį gamtinėmis dujomis veikiančiame variklyje riboja didėjantis likusių deginių kiekis cilindre, bloginantis degimo stabilumą ir didinantis neišbaigto degimo produktų emisiją.
3. Dvejomis degalais veikiančiame natūralaus pripildymo kibirkštinio uždegimo variklyje vandenilio priedo ribas lemia detonacinio degimo sąlygos.
4. Hibridinio automobilio variklio gamtinių dujų ir dvejopų degalų naudojimo ekologinį rezultatą lemia anglies ir vandenilio santykis, kibirkštinio uždegimo variklio darbo režimų ir išmetamųjų dujų neutralizavimo sistemos temperatūrinės būsenos sąveika.
5. Dvejopų degalų (benzino-vandenilio ir gamtinių dujų-vandenilio) naudojimas hibridinio automobilio variklyje gerina energinius rodiklius, mažina anglies viendeginio, angliavandenilių, anglies dvideginio emisijas, tačiau didina azoto oksidų emisijas.

Darbo rezultatų apibavimas

Disertacijos tema yra atspausdinti 9 moksliniai straipsniai: 6 – mokslo žurnaluose, įtrauktuose į *Clarivate Analytics Web of Science* duomenų bazę su citavimo rodikliu (Vipartas et al., 2025a; Vipartas et al., 2025b; Rimkus et al., 2025; Pukalskas et al., 2025a; Pukalskas et al., 2025b; Rimkus et al., 2022); 1 – mokslo žurnale, įtrauktame į *Clarivate Analytics Web of Science* duomenų bazę,

neturinčiame citavimo rodiklio (Vipartas et al., 2023a); 1 – *Clarivate Analytics Web of Science* duomenų bazės *Conference Proceedings Citation Index* referuojamame konferencijų darbų leidinyje (Vipartas et al., 2022); 1 – recenzuojamame konferencijų darbų leidinyje, nerefekuojamame tarptautinėse duomenų bazėse (Vipartas et al., 2023b).

Disertacijoje atliktų tyrimų rezultatai buvo paskelbti 3 mokslinėse konferencijose Lietuvoje ir užsienyje:

1. 12-ojoje tarptautinėje mokslinėje konferencijoje „Transbaltica 2021: Transportation Science and Technologies“. 2021, Vilniuje, Lietuvoje.
2. 15-ojoje tarptautinėje mokslinėje konferencijoje „XV International Scientific Conference: Transport Problems 2023“. 2023, Katowicuose, Lenkijoje.
3. 16-ojoje tarptautinėje mokslinėje konferencijoje „Transbaltica 2025: Transportation Science and Technologies“. 2025, Vilniuje, Lietuvoje.

Disertacijos struktūra

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

Darbo apimtis yra 142 puslapiai, neskaitant priedų, tekste naudojamos 26 formulės, 56 paveikslai ir 15 lentelių. Rašant disertaciją buvo panaudota 170 literatūros šaltinių.

1

Alternatyviųjų degalų naudojimo hibridinių automobilių kibirkštinio uždegimo varikliuose mokslinių tyrimų apžvalga

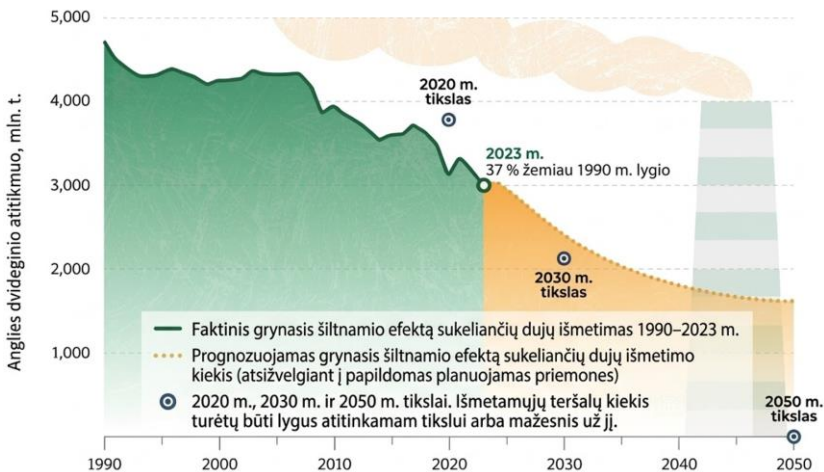
Skyriuje pateikiama mokslinės literatūros apžvalga, kurioje analizuojamos vidaus degimo variklių tobulinimo galimybės, siekiant sumažinti transporto sektoriaus poveikį aplinkai. Vertinamas bendrasis kontekstas – aplinkosaugos iššūkiai ir VDV tobulinimo aktualumas, nuosekliai nagrinėjami du perspektyvūs alternatyvieji degalai (gamtinės dujos ir vandenilis), apžvelgiant jų savybes, privalumus ir naudojimo vidaus degimo varikliuose keliamus iššūkius. Taip pat pateikiami vidaus degimo variklių efektyvumo didinimo metodai, *Atkinsono* ciklo taikymo galimybės, susiejant su hibridinių automobilių elektros pavaros specifika.

Skyriaus tematika paskelbti trys autoriaus straipsniai (Vipartas et al., 2023a; Vipartas et al., 2023b; Vipartas et al., 2022).

1.1. Vidaus degimo variklių tobulinimo kryptys ir alternatyviųjų degalų svarba transporto sektoriuje

Didėjanti šiltnamio efektą sukeliančių dujų (ŠESD) koncentracija atmosferoje išlieka aktuali šiuolaikinės visuomenės problema, skatinanti ieškoti tvarių sprendimų įvairiuose ekonomikos sektoriuose (European Commission, 2023). Transporto sektorius sudaro reikšmingą pasaulinės taršos dalį, išmesdamas apie 24–25 % visų pasaulinių su energetika susijusių anglies dvideginio emisijų (International Energy Agency, 2025). Transporto sektoriaus taršos augimo tendencijos yra ryškios, nes nuo 1990 m. emisijos padidėjo apie 80 %, o nuo 2005 m. išaugo daugiau nei 20 % (International Energy Agency, 2024). Europos Sąjungos kontekste transporto poveikis aplinkai taip pat yra ženklus. Lengvieji ir komercinės paskirties automobiliai į aplinką išmetė 15 % viso ES anglies dvideginio kiekio (European Parliament, 2023), o kelių transportas 2022 m. sudarė apie 73 % visų transporto sektoriaus ŠESD emisijų (European Environment Agency, 2025). Prognozuojama, kad daugelyje Europos Sąjungos šalių ŠESD emisijos toliau didės (Kazancoglu et al., 2021).

Reaguodama į šiuos iššūkius, Europos Sąjunga imasi aktyvių veiksmų ir formuoja ambicingą aplinkosaugos politiką, kuri įtvirtinta strateginiuose dokumente *Baltoji knyga* (European Commission, 2011), *Europos žaliasis kursas* (European Commission, 2019) ir *Europos klimato teisės aktas* (European Union, 2021). ES ŠESD istoriniai duomenys, prognozės ir tikslai yra pateikti 1.1 pav.



1.1 pav. ES ŠESD istoriniai duomenys, prognozės ir tikslai (šaltinis: Europos aplinkos agentūra, 2024)

Fig. 1.1. EU GHG historical data, projections and targets (source: European Environment Agency, 2024)

Europos Sąjunga yra užsibrėžusi tikslą iki 2030 m. sumažinti grynąsias ŠESD emisijas mažiausiai 55 %, palyginti su 1990 m. lygiu, o iki 2050 m. pasiekti visišką klimato neutralumą. Siekiant šių rezultatų, transporto sektoriui nustatyti griežti tarpiniai tikslai: iki 2030 m. naujų lengvųjų automobilių tarša turi būti sumažinta 55 %, o komercinės paskirties automobilių – 50 %, palyginti su 2021 m. rodikliais, o nuo 2035 m. siekiama, kad visi nauji Europos Sąjungoje registruojami lengvieji ir komercinės paskirties automobiliai neišmestų anglies dvideginio į aplinką ir liktų galimybė naudoti vidaus degimo variklius, veikiančius tik sintetiniais degalais (European Parliament & Council, 2023).

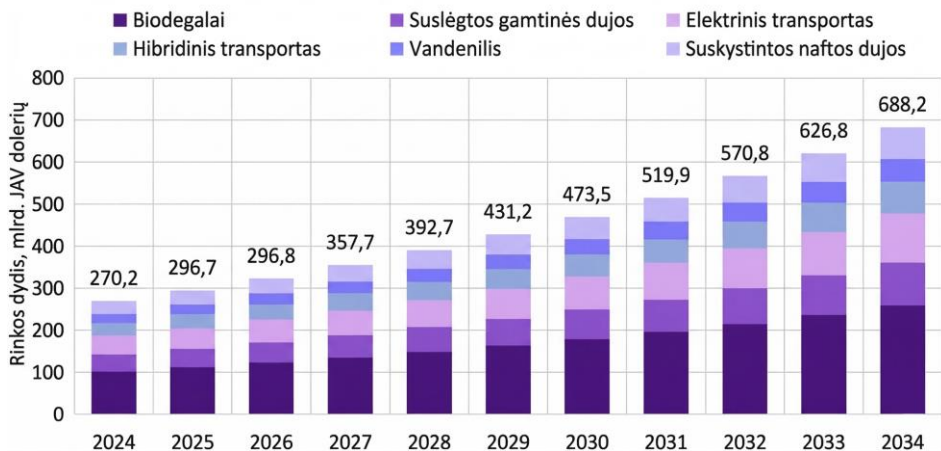
Nors perėjimas prie elektrinių transporto priemonių išlieka pagrindine strategine kryptimi, mažinant sektoriaus taršą, masinė elektrifikacija susiduria su naujais iššūkiais. Įkrovimo infrastruktūros trūkumas išlieka aktualus, tačiau vis didesnę susirūpinimą kelia elektros tinklų pajėgumas, baterijų gamybai reikalingų žaliavų tiekimo užtikrinimas ir pakankamai aukšta elektromobilių kaina, ribojanti jų prieinamumą vartotojams (International Energy Agency, 2024; Niri et al., 2024). Taip pat brangios ir technologiškai sudėtingos baterijų perdirbimo procedūros, kurias apsunkina standartų trūkumas ir nuolat kintanti baterijų cheminė sudėtis (European Automobile Manufacturers' Association, 2025; Chacana-Olivares et al., 2025). Dėl šių priežasčių pereinamuoju laikotarpiu, kol bus visiškai išvystyta elektromobilumo sistema, esamo transporto parko dekarbonizacija išlieka svarbiu uždaviniu. Sukurtos degalų tiekimo infrastruktūros ir vidaus degimo variklių pritaikymas naudoti mažai anglies dvideginio išskiriančius degalus gali užtikrinti greitą ir ženklų emisijų mažinimą, nelaukiant natūralios transporto priemonių kaitos (Sang et al., 2026).

Viena iš pagrindinių vidaus degimo variklių tobulinimo krypčių yra alternatyviųjų, atsinaujinančiųjų arba mažesnę anglies pėdsaką turinčių degalų naudojimas (Singh et al., 2026; König et al., 2021). Perspektyvi alternatyva benziniui yra išskiriami įvairūs bioalkoholiai (etanolis, metanolis, butanolis), metanas, biometanas, gamtinės dujos, biodujos (Abrar et al., 2023). Taip pat daug dėmesio skiriama vandeniliui, kuris degdamas neišskiria anglies junginių ir yra laikoma svarbia ateities kryptimi (Turner, 2025; Singh et al., 2024). Vandenilio naudojimas vidaus degimo varikliuose yra laikomas greitesniu dekarbonizacijos veiksmu, nes leidžia panaudoti jau egzistuojančias variklių technologijas ir gamybos infrastruktūrą (Goyal et al., 2024).

Prognozuojama, kad pasaulinė transporto sektoriaus alternatyviųjų degalų rinka iki 2034 m. pasieks maždaug 688,2 mlrd. JAV dolerių vertę, išlaikydama stabilų 9,8 % metinį augimo tempą, kurį skatina griežtėjantis valstybių reguliavimas. Atsinaujinančiųjų degalų standartu (angl. *Renewable Fuel Standard – RFS*), galiojančiu Jungtinėse Amerikos Valstijose, ir Tvarios alternatyvos įperkama transportui (*Sustainable Alternative Towards Affordable Transportation – SATAT*) iniciatyva Indijoje siekiama mažinti priklausomybę nuo naftos produktų ir

skatinti biodegalų gamybą iš žemės ūkio atliekų ar dumblių. Indija užsibrėžė tikslą sukurti 5000 suslėgtų biodujų gamyklų, kurios prisidėtų prie kaimo vietovių plėtros ir švaresnės energijos vartojimo (Congressional Research Service, 2025; Ministry of Petroleum & Natural Gas, 2022).

Vertinant 2024 m. pasaulinę transporto sektoriaus alternatyviųjų degalų rinką, didžiausią dalį užėmė Šiaurės Amerika (43 %), tarp populiariausių degalų rūšių išliko biodegalai, gamtinės dujos, elektra ir vandeniliu varomi automobiliai. Sistemingi pokyčiai transporto sektoriuje atspindi spartų perėjimą prie mažesnį anglies dvideginio kiekį išskiriančių technologijų, siekiant energetinės nepriklausomybės ir tvaresnės ekonomikos. Pasaulinė transporto sektoriaus alternatyviųjų degalų rūšies rinkos vertė ir prognozė pateikta 1.2 pav.

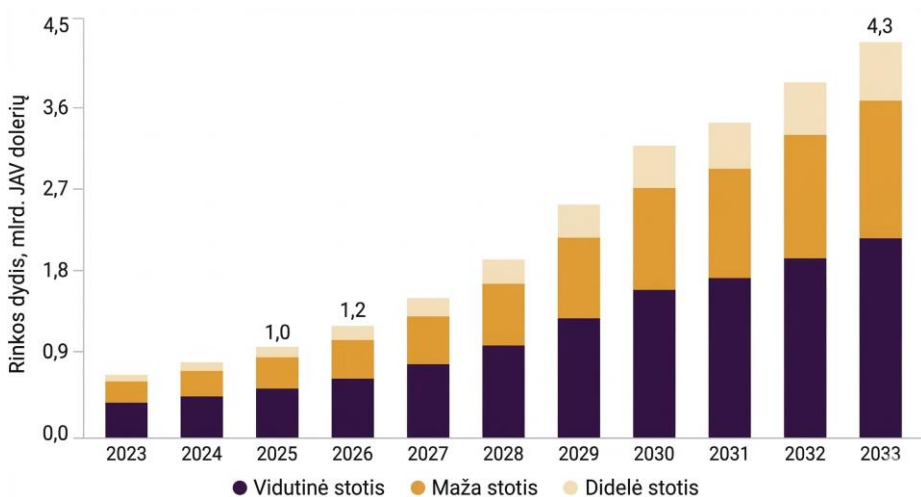


1.2 pav. Pasaulinė transporto sektoriaus alternatyviųjų degalų rūšies rinkos vertė ir prognozė (šaltinis: Alternative Fuels Market, 2025)

Fig. 1.2. Global alternative fuel market value and forecast of the transport sector (source: Alternative Fuels Market, 2025)

Pasauliniu mastu vandenilio, kaip degalų rūšies, plėtra yra aktyviai skatinama. Jungtinės Amerikos Valstijos vandenilį laiko vienu iš pagrindinių sprendimų, dekarbonizuojant ekonomikos sektorių, ypač vidutinių ir sunkiasvorių transporto priemonių sektoriuje, ir skiria finansavimą vandeniliu veikiančių vidaus degimo variklių plėtrai (U.S. Department of Energy, 2024). Europos Komisija įvardija vandenilį svarbia plėtros kryptimi, siekiant klimato neutralumo, ir klasifikuoja vandenilinius automobilius su vidaus degimo varikliais kaip klimatui neutralias transporto priemones, jei jų CO₂ emisijos neviršija 1 g/kWh (European Commission, 2024). Pietų Korėja, Kinija ir Japonija yra vieni iš lyderių, kurie sparčiai taiko vandenilio panaudojimą transporto priemonėse ir plėtoja degalinių tinklo infrastruktūrą. 2025 m. Azijos ir Ramiojo vandenyno regionui teko daugiau

nei 60 % visos pasaulinės vandenilio degalinių rinkos dalies. Prognozuojama, kad pasaulinė vandenilio infrastruktūros rinka, labiausiai skatinama komercinio transporto sektoriaus poreikių, iki 2033 m. plėsis itin sparčiai (vidutinis metinis augimo tempas sieks 19,8 %), ir jos vertė išaugs daugiau nei keturis kartus – iki 4,35 mlrd. JAV dolerių (Zhang et al., 2025; Yap & McLellan, 2024). Didžiausią rinkos dalį nagrinėjamame dešimtmetyje užims vidutinio dydžio vandenilio pildymo stotys. Tokia tendencija rodo, kad infrastruktūra yra orientuojama ne tik į pavienių lengvųjų automobilių aptarnavimą, bet ir į sparčiai augantį komercinio bei sunkiasvorio transporto, kuriam reikalingi didesni vandenilio kiekiai, poreikį. Nuoseklus infrastruktūros augimas užtikrina ilgalaikę perspektyvą vandeniliu varomų vidaus degimo variklių pritaikomumui ir tolesniems šios srities moksliniams tyrimams. Pasaulinės vandenilio pildymo stočių rinkos vertės prognozė pateikta 1.3 pav.



1.3 pav. Pasaulinė vandenilio pildymo stočių rinkos vertė ir prognozė
(šaltinis: Grand View Research, 2024)

Fig. 1.3. Global hydrogen fuelling station market value and forecast
(source: Grand View Research, 2024)

Siekiant pagerinti vidaus degimo variklių energinius ir ekologinius rodiklius, šiuolaikiniuose varikliuose diegiamos integruotos pažangios valdymo sistemos. Plačiai naudojama kintamųjų vožtuvų fazių sistema, leidžianti tiksliai valdyti variklio dujų mainų procesą ir optimizuoti cilindrų pripildymą, esant skirtingiems sūkiams (Meng et al., 2024; Ghersi et al., 2021). Papildomai pritaikius tiesioginio degalų įpurškimo ir priverstinio oro pripūtimo sistemas, naudojamas didesnis variklio tikrasis suslėgimo laipsnis, mažesnis variklio darbinis tūris, nes sumažėja mechaninė trintis ir dujų mainų nuostoliai, lemiantys aukštą energinį efektyvumą

ir mažesnes degalų sąnaudas, išlaikant tą pačią variklio galią (Estevez et al., 2024; Awad et al., 2020; Zhang et al., 2020).

Alternatyviųjų degalų panaudojimas vidaus degimo varikliuose yra svarbi sritis, kuriant mažai taršius ir efektyvius vidaus degimo variklius pereinamuojų laikotarpiu, leidžianti optimizuoti degimo procesą, atsižvelgiant į specifines degalų savybes. Tinkamas degiojo mišinio sudarymas ir optimizuotas degalų įpurškimo algoritmas užtikrina būtiną degimo stabilumą bei efektyvumą (Xiong et al., 2025), o dujų mainų valdymas, naudojant kintamųjų vožtuvų fazių sistemą, kompleksiskai taikant ankstyvą įsiurbimo vožtuvų atidarymą ir vėlyvą išmetimo vožtuvų uždarymą, yra būtina sąlyga, leidžianti pasiekti aukštą naudingumo koeficientą su mažiausiomis azoto oksidų emisijomis tiesioginio įpurškimo varikliuose (Lai et al., 2025).

1.2. Gamtinių dujų naudojimas ir efektyvumo didinimas, naudojant kintamųjų vožtuvų fazių sistemą kibirkštinio uždegimo varikliuose

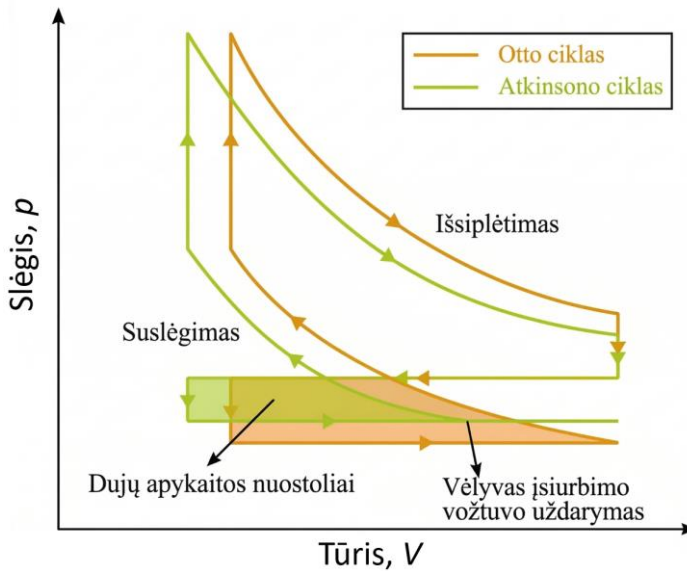
Gamtinės dujos, kurių sudėtyje metanas sudaro apie 80–98 %, išlieka perspektyvi alternatyva benzinui šiuolaikiniuose kibirkštinio uždegimo varikliuose dėl aukšto oktacinio skaičiaus (Nguyen et al., 2025) ir mažesnio anglies kiekio degalų molekulinėje struktūroje (Popa et al., 2021), todėl degimo proceso metu susidaro mažiau neišbaigto degimo produkto (CO) ir šiltnamio efektą sukeliančių dujų (CO₂) (Pamminger et al., 2017). Taip pat sumažėja azoto oksidų emisija, kurią lemia žemesnė degimo temperatūra (Y. Liang, 2022). Nors, naudojant metaną, variklio indikatorinis naudingumo koeficientas, esant mažoms ir vidutinėms apkrovoms bei žemiems sūkiams nežymiai sumažėja, aukštesnis dujų žemutinis šilumingumas lemia mažesnes lyginamąsias degalų masės sąnaudas ir šilumos nuostolius į aušinimo sistemą (Karagöz et al., 2021).

Naudojant neišvalytas biodujas, kurių pagrindinis degusis komponentas yra metanas (kaip ir gamtinių dujų), anglies viendeginio emisijos sumažėja apie 40 %, esant visiškai atidarytai droselinei sklendei, o dalinės apkrovos režimu – iki 93 %, palyginti su benzinu (X. Li et al., 2022). Didesnę potencialią transporto sektoriaus dekarbonizacijai nei biodujos turi biometanas, kuris sėkmingai naudojamas kibirkštinio uždegimo varikliuose, neatlikus ženklų modifikacijų (López et al., 2024).

Nepaisant aplinkosauginių privalumų, gamtinių dujų naudojimas kelia ir tam tikrų techninių iššūkių. Įsiurbimo takto metu dujos užima dalį cilindro tūrio, kurį, naudojant benziną, užpildytų oras, todėl sumažėja cilindro pripildymo koeficientas ir įsiurbiamo oro masė. Šie veiksniai lemia mažesnę išvystomą variklio galią

ir sukimo momentą, lyginant gamtines dujas su benzinu (Leonardo & Semin, 2022; Gharehghani et al., 2015). Taip pat gamtinėms dujoms būdingas lėtesnis degimo greitis ir žemesnė degimo temperatūra, ypač esant dalinėms apkrovoms, todėl susidaro didesnė nesudegusių angliavandenilių (ypač metano) emisija (Tavakoli et al., 2021).

Siekiant padidinti variklio efektyvumą ir kompensuoti variklio galios sumažėjimą, plačiai naudojamos priverstinio oro pripūtimo sistemos, didinamas tikrasis suslėgimo laipsnis, koreguojamas uždegimo momentas ir optimizuojamas termodinaminis ciklas (Essuman & Porpatham, 2025; Ashkezari, 2022). Šiuolaikiniuose varikliuose dujų skirstymas valdomas kintamųjų vožtuvų fazių sistemomis, leidžiančiomis realizuoti *Atkinsono* arba *Millerio* ciklus, kurių veikimas pagrįstas didesniu dujų plėtimusi ir lemiantis efektyvesnę energijos panaudojimą degimo proceso metu (Hong et al., 2023; Oh et al., 2021; Murtaza et al., 2018). *Otto* ir *Atkinsono* ciklų palyginimas su vėlyvo įsiurbimo vožtuvų uždarymo mechanizmu pateiktas 1.4 pav.



1.4 pav. *Otto* ir *Atkinsono* ciklų palyginimas su vėlyvo įsiurbimo vožtuvų uždarymo mechanizmu (šaltinis: Y. Wang et al., 2022)

Fig. 1.4. Comparison of *Otto* and *Atkinson* cycles with late intake valve closing mechanism (source: Y. Wang et al., 2022)

Vėlinant įsiurbimo vožtuvų uždarymo momentą, kai įsiurbimo vožtuvai yra paliekami atidaryti jau prasidėjus suslėgimo taktui, dalis oro ir degalų mišinio grąžinama į įsiurbimo kolektorių, todėl sumažėja tikrasis suslėgimo laipsnis (Shin

et al., 2022). *Atkinsono* ciklo ir vėlyvo įsiurbimo vožtuvų uždarymo momento taikymas suteikia reikšmingų privalumų. Dėl didesnio plėtimosi laipsnio efektyviau išnaudojama degimo metu išsiskyrusi energija, paverčiant ją naudingu darbu, lemianti mažesnes lyginamąsias degalų sąnaudas ir didesnę efektyvųjį naudingumo koeficientą (Niu et al., 2020). Varikliui veikiant *Atkinsono* ciklu, dėl žemesnės degimo temperatūros sumažėja azoto oksidų emisijos, kurios yra pagrindinis teršalas, prisidedantis prie smogo ir rūgščių lietų susidarymo, ypač esant didesnėms variklio apkrovoms (Sun et al., 2024; Kurien et al., 2023). Papildomai taikant kintamųjų vožtuvų fazių sistemą, sukimo momentas, esant mažiems variklio sūkiams, padidėja koreguojant vožtuvų fazes taip, kad šiame diapazone išaugtų tikrasis suslėgimo laipsnis (Allawi et al., 2021; Hanipah et al., 2020). Dinaminis vožtuvų fazių reguliavimas padeda užtikrinti optimalų vožtuvų persidengimą, lemiantį didesnę cilindro pripildymo koeficientą ir sumažėjusius dujų apykaitos nuostolius (Zibani et al., 2020). Taip pat leidžia sumažinti degalų sąnaudas, taikant selektyvųjį cilindrų išjungimą (angl. *cylinder deactivation*), esant mažoms apkrovoms (Tomic et al., 2025), ir padidinti dvejopais degalais veikiančio variklio efektyvumą, naudojant skystuosius degalus ir gamtines dujas (Dev et al., 2020; Park & Song, 2017).

Vožtuvų uždarymo momento poveikis tiesiogiai priklauso nuo konkrečių variklio veikimo sąlygų. Naudojant tam tikrus biodujų ir vandenilio mišinius, nustatyta, kad pernelyg vėlyvas įsiurbimo vožtuvų uždarymas gali padidinti degalų sąnaudas dėl sumažėjusio cilindrų pripildymo ir degimo proceso efektyvumo (Prajapati et al., 2024). Vertinant degimo stabilumą pagal vidutinio indikatorinio slėgio variacijos koeficientą, su gamtinėmis dujomis veikiančius variklius, esant mažoms apkrovoms, pasižymi didesnėmis ciklinėmis variacijomis, kurias dažniausiai lemia nepalanki dujų srauto turbulencija ir lėtesnis, nestabilus degimas (Kumar et al., 2021). Šis trūkumas kompensuojamas tinkamai parenkant vožtuvų uždarymo momentą, pagerinant degimo stabilumą mažų apkrovų režime (Zhu et al., 2024).

Vertinant analizuotą literatūrą, pastebima, kad daugumoje tyrimų, susijusių su vėlyvo įsiurbimo vožtuvų uždarymu, akcentuojamas variklio efektyviojo naudingumo koeficiento augimas didžiausios apkrovos režimuose arba taikant teorinį modeliavimą. Literatūroje nėra plačiai nagrinėjami sisteminiai duomenys apie variklio rodiklių pokyčius, esant realaus važiavimo ciklui būdingoms dalinėms apkrovoms, kuriose lėtesnis dujų degimo procesas lemia blogėjančią degimo stabilumą. Svarbu nustatyti tikslų technologinį balansą tarp efektyvumo prieaugio ir ekologinių rodiklių (ypač CO ir nesudegusių angliavandenilių) pablogėjimo standartinės konstrukcijos varikliuose be sudėtingų modifikacijų. Iš tyrėjų publikuojamų rezultatų matyti, jog tikslinga išplėsti tyrimus, siekiant tiksliau įvertinti ir parinkti vožtuvų valdymo rodiklius varikliui veikiant dujiniais degalais skirtingais variklio darbo režimais.

1.3. Vandenilio poveikis energiniams ir ekologiniams kibirkštinio uždegimo variklio rodikliams

Vandenilis yra laikomas vienu iš perspektyviausių sprendimų, siekiant sumažinti šiltnamio efektą sukeliančių dujų emisijas, kuriam numatomas svarbus vaidmuo, pereinant prie mažai anglies dvideginio į aplinką išskiriančių technologijų energetikos ir transporto sistemose (M. Singh et al., 2024; Fakhreddine et al., 2023). Degant vandeniliui, visiškai eliminuojamos anglies dvideginio emisijos, nes degimo proceso metu kaip šalutinis produktas išsiskiria tik vanduo, todėl prisideda prie transporto sektoriaus dekarbonizacijos (Halder et al., 2024; Ampah et al., 2024). Vandenilis pasižymi didesniu žemutiniu šilumingumu, palyginti su benzinu, todėl pasiekiamas didesnis variklio efektyvusis naudingumo koeficientas (Aghahasani et al., 2022).

Naudojant vandenilį KU varikliuose, dėl plataus vandenilio degumo ribų ir didelio liepsnos sklidimo greičio užtikrinamas stabilus degimas, naudojant stochiometrinį ir liesą degujį mišinį (Molina et al., 2024). Didinant oro pertekliaus koeficientą, neilginant degimo trukmės, padidinamas variklio efektyvumas dėl mažesnių šilumos nuostolių. Vandenilio sudėtyje nėra anglies, todėl degimo proceso metu neišsiskiria anglies monoksidas, nesudegę angliavandeniliai ir kietosios dalelės, tačiau dėl aukštos degimo temperatūros ir azoto reakcijos su deguonimi susidaro azoto oksidai ir diazoto viendeginis (Shahid et al., 2024).

Atlikti tyrimų rezultatai rodo, kad vandenilio priedas turi teigiamą poveikį emisijų rodikliams, tačiau rezultatai priklauso nuo naudojamų degalų rūšies. Didinant vandenilio koncentraciją gamtinėse dujose, nustatytas stabilus nesudegusių angliavandenilių (iki 70 %) ir metano (apie 49 %) emisijų mažėjimas, tačiau anglies viendeginio teigiami pokyčiai priklauso nuo variklio apkrovos. Esant 70 % variklio apkrovai, CO emisijos sumažėja, bet, veikiant mažesnėmis (40 % ir 60 %) apkrovomis, CO padidėja (Hassan et al., 2025; Barbu et al., 2022). Naudojant dvejetainius degalus (benziną ir vandenilį), vandenilis didina degimo proceso efektyvumą, sumažina bendrąjį anglies kiekį mišinyje ir lemia mažesnes anglies viendeginio, anglies dvideginio ir angliavandenilių emisijas (Wang et al., 2025).

KU varikliuose sėkmingai naudojamas pramonėje išgaunamas vandenilis kaip šalutinis produktas, tačiau tam reikalingas tikslus uždegimo paskubos ir degalų įpurškimo valdymas. Vandenilio savybės lemia reikšmingus technologinius iššūkius, nes didelis vandenilio liepsnos sklidimo greitis, stochiometrinėmis sąlygomis siekiantis 3,25 m/s (benzino iki ~0,5 m/s), plačios degumo ribos (vandenilio oro pertekliaus koeficientas 0,1–7,1; benzino 0,7–4) ir maža uždegimo energija (vandenilio 0,02 mJ; benzino 0,25 mJ) padidina atgalinės liepsnos, detonacinio degimo ir pirmalaikio užsidegimo riziką (Farhan et al., 2025; Mohamed et al., 2025; Nasim et al., 2024).

Vandeniliui būdingas 6–8 kartus didesnis liepsnos sklidimo greitis (palyginti su benzinu) lemia staigesnį slėgio augimą cilindre, todėl padidėja mechaniniai ir terminiai įtempiai. Taip pat spartus šilumos išsiskyrimas riboja šilumos mainus su cilindro sienelėmis, todėl reakcijos zonoje susidaro aukštesnės momentinės (lokališios) pikinės temperatūros nei degant benzinui, kai dalis energijos spėja pasiskirstyti visame tūryje ar būti perduota stūmokliui (Z. Huang et al., 2023). Moksliniuose tyrimuose nustatyta, kad, degant vandeniliui ir esant stochiometriniam mišiniui, kibirkštinio uždegimo variklio cilindre temperatūra gali siekti apie 2500–2700 K, o, naudojant benzina, – apie 2200–2600 K priklausomai nuo apkrovos ir tikrojo suslėgimo laipsnio (Xiong et al., 2025). Padidėjusi degimo temperatūra, naudojant vandenilį, lemia intensyvesnį azoto oksidų formavimąsi ir didina detonacinio degimo riziką (Jurić et al., 2024).

Be degimo proceso iššūkių, išlieka aktuali vandenilio saugojimo problema. Dėl mažo vandenilio tankio standartinėmis sąlygomis, norint sutalpinti pakankamą jo kiekį transporto priemonėje, reikalingos daug vietos užimančios, technologiškai sudėtingos ir brangios aukšto slėgio kompozitinės talpos (Mehrabianbardar et al., 2025; Zhang et al., 2019). Tai apsunkina vandenilio, kaip pagrindinių degalų, naudojimą lengvuosiuose automobiliuose su vidaus degimo varikliais. Tyrimais nustatyta, kad vandenilio kuro elementų automobiliai sunaudoja apie 1–1,5 kg grynojo vandenilio 100 km, palyginti su vidaus degimo varikliais, kuriems reikia apie 1,8 kg vandenilio tam pačiam atstumui įveikti (Durkin et al., 2024). Nors vandenilinių vidaus degimo variklių naudingumo koeficientas yra mažesnis dėl didesnių energijos nuostolių degimo proceso metu, palyginti su elektrocheminiu procesu kuro elementuose (Sathiyaraj et al., 2025), siekiant išspręsti vandenilio talpų problemą ir panaudoti esminius šių dujų privalumus, naudojama dviejų degalų sistema, kurioje vandenilis naudojamas kaip efektyvus priedas su tradiciniais degalais, didinant variklio efektyvumą ir mažinant teršalų emisijas (Gabana et al., 2025). Kitų mokslininkų pateikti rezultatai tai patvirtina. Nurodoma, kad, naudojant etanolio ir vandenilio mišinius, optimalus vandenilio energijos dalies parinkimas pagerina efektyvųjų naudingumo koeficientą ir sumažina emisijas (Marwaha & Subramanian, 2024). Taip pat nustatyta, kad vandenilis skatina aktyvių O ir OH radikalų formavimąsi, kurie teigiamai veikia degimo procesą (Zhou et al., 2022).

Vertinant vandenilio panaudojimo tyrimų rezultatus, išryškėja bendras sutarimas, jog vandenilio priedai gerina variklio energinį efektyvumą, tačiau didina NO_x emisijas. Daugumą analizuotų mokslinių publikacijų azoto oksidų susidarymo problemai spręsti siūlo variklio konstrukcinius pakeitimus (pvz., išmetamųjų dujų recirkuliaciją arba tiesioginį degalų įpurškimą) ir variklio darbą liesais mišiniais, tačiau nėra plačiai nagrinėjama detonacijos rizika ir emisijų valdymo analizė programinės įrangos algoritmais (pavyzdžiui, vėlinant uždegimo kampą), nekeičiant bazinės variklio konstrukcijos. Tai aktualu hibridinėse jėgainėse, kurių

variklio darbo specifika realaus važiavimo cikluose pasižymi dažniais pereinamaisiais procesais ir kintamosiomis apkrovomis, todėl tikslinga išplėsti eksperimentinius ir teorinius tyrimus, siekiant rasti racionalų suderinamumą tarp vandenilio dalies degalų mišinyje, valdymo parametrų bei energetinių ir ekologinių rodiklių dinamiškomis važiavimo sąlygomis.

1.4. Alternatyviųjų degalų naudojimas kibirkštinio uždegimo varikliuose ir bandymų procedūrų taikymas

1.4.1. Hibridinių jėginių darbo specifika ir alternatyviųjų degalų poveikis emisijoms mažinti

Hibridinės elektrinės transporto priemonės, turinčios integruotą vidaus degimo variklį ir vieną ar daugiau elektros variklių, sparčiai populiarėja dėl mažesnės taršos ir mažesnių degalų sąnaudų, kurios kartu su visiškai elektrinėmis transporto priemonėmis turi reikšmingą poveikį, mažinant šiltnamio efektą sukeliančių dujų emisijas (Rimpas et al., 2025; Waseem et al., 2023; Prati & Costagliola, 2022).

Hibridinės sistemos klasifikuojamos į nuosekliąsias, lygiagrečiąsias ir mišriąsias, vertinant vidaus degimo variklio ir elektros variklio galios srautų sujungimo principą. Mišriosios pavaros pasižymi aukštu efektyvumu, nes planetinis mechanizmas leidžia varikliui vienu metu generuoti elektros energiją ir tiesiogiai perduoti sukimo momentą ratams (Wang et al., 2025). Siekiant išnaudoti hibridinės technologijos potencialą, šiuolaikiniuose modeliuose naudojamas *Atkinsono* ciklas, pasižymintis aukštesniu naudingumo koeficientu. Šiame cikle dujų plėtimosi laipsnis viršija variklio tikrąjį suslėgimo laipsnį, todėl šiluminė energija efektyviau paverčiama mechaniniu darbu prieš atsidarant išmetimo vožtuvui. Taip sumažinamos degalų sąnaudos (Kwak et al., 2025; Feng et al., 2016).

KU variklio veikimas *Atkinsono* ciklu, kurį užtikrina kintamųjų vožtuvų fazių sistema, optimizuoja degimo procesą ir mažina emisijas, tačiau lemia sumažėjusią variklio galią ir sukimo momentą (Shiao et al., 2021). Hibridinėse pavarose ši trūkumą efektyviai kompensuoja integruotas elektros variklis, gebantis generuoti didžiausią sukimo momentą nuo transporto priemonės pajudėjimo, todėl variklio galios sumažėjimas neturi neigiamos įtakos automobilio dinamikai (Chiver et al., 2024; Y. Li et al., 2021). Energijos valdymo strategija realiuoju laiku valdo energijos srautus tarp vidaus degimo variklio, elektros variklių ir aukštos įtampos baterijos, analizuoja esamas ir būsimas sąlygas važiuojant bei parenka optimalią galią ir sukimo momentą (Lü et al., 2022).

Alternatyviųjų degalų (biodujų, gamtinių dujų, biometano, vandenilio) integravimas į hibridinius automobilius kelia papildomų iššūkių dėl saugumo, ribotos vietos ir sudėtingo valdymo, tačiau mokslinėje literatūroje nurodomas kaip efektyvus sprendimas, mažinant transporto taršą (Soares et al., 2025; Moradi et al., 2024).

Šiuolaikiniuose KU varikliuose išmetamųjų dujų emisijoms mažinti naudojami kataliziniai deginių neutralizatoriai (Mandloi et al., 2021). Elektroninis valdymo blokas, apdorojęs deguonies jutiklių signalus, koreguoja įpurškiamų degalų kiekį ir degiojo mišinio sudėtį. Išmetamuosiuose deginiuose esantys kenksmingi junginiai (CO, CH ir NO_x), patekę į katalizinį neutralizatorių, cheminės reakcijos metu oksiduojami ir redukuojami į CO₂, H₂O ir N₂ (Tan et al., 2024; Srivastava et al., 2023). Deginių neutralizavimo sistemos efektyviai pradeda veikti nuo +250 °C temperatūros, todėl susidaro ženkli teršalų emisija, kai variklis nėra pasiekęs darbinės temperatūros (Nandi et al., 2023; Majumdar & Pihl, 2020). Ši problema hibridiniuose automobiliuose dažnai pasireiškia važiuojant mieste, nes dažni vidaus degimo variklio išjungimai ir pakartotiniai paleidimai neleidžia kataliziniam deginių neutralizatoriui išlaikyti optimalios temperatūros, kuri lemia nepakankamą kenksmingų emisijų neutralizavimo efektyvumą (Okajima et al., 2021; Benegiamo et al., 2020). Atliktais tyrimais nustatyta, kad hibridiniuose automobiliuose 70 % bendrojo kietųjų dalelių kiekio susidaro per pirmąsias 30 sek. po variklio paleidimo (Park et al., 2025), iš tinklo įkraunamuose hibridiniuose automobiliuose kietųjų dalelių emisija padidėja nuo 2 iki 15 kartų, palyginti su darbinės temperatūros varikliu (Melas et al., 2022). Prognozuojama, kad iki 2035 m. dėl hibridiniuose automobiliuose nepasiektos darbinės variklio ir deginių neutralizavimo sistemos temperatūros, susidarys 14 % visų išskiriamų CO, 25 % CH ir 13 % NO_x emisijų (Jiang et al., 2024).

Siekdami išspręsti šiuos iššūkius, mokslininkai tiria įvairias strategijas, išskirdami elektriniu būdu šildomus trijų pakopų katalizinius deginių neutralizatorius, šiluminės energijos kaupimo sistemas, variklio rodiklių parinkimą, cilindrų atjungimą, esant mažoms apkrovoms ir alternatyviųjų degalų panaudojimą (Brinklow et al., 2025; Bohm et al., 2022; Velmurugan et al., 2022). Nors suslėgtos gamtinės dujos dėl geresnio mišinio homogeniškumo gerina degimo stabilumą ir sumažina teršalų kiekį, kai variklis nėra darbinės temperatūros, išmetamųjų deginių neutralizavimo sistemos tampa mažiau efektyvios (Teymoori et al., 2023; Le et al., 2022). Pagrindinis gamtinių dujų komponentas (metanas) yra chemiškai stabilus, todėl jo efektyviai oksidacijai ir redukcijai trijų pakopų kataliziniui deginių neutralizatoriui yra reikalinga aukštesnė temperatūra (Huang et al., 2020).

1.4.2. Pasaulinės suderintos lengvųjų transporto priemonių bandymų procedūros charakteristika

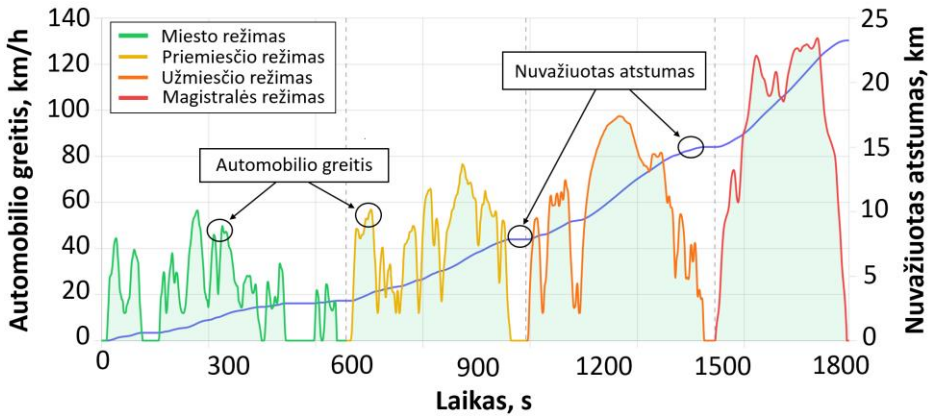
Pasaulinė suderinta lengvųjų transporto priemonių bandymų procedūra WLTP (angl. *Worldwide harmonised Light-duty vehicles Test Procedure*) ir jai priskirtas bandymų ciklas WLTC (angl. *Worldwide Harmonized Light-duty Vehicles Test Cycle*) buvo sukurti siekiant užtikrinti tikslesnius realių vairavimo sąlygų rodiklius, palyginti su anksčiau taikytu naujuoju Europos važiavimo ciklu NEDC (angl. *New European Driving Cycle*). Ilgą laiką NEDC buvo kritikuojamas kaip neatitinkantis realių važiavimo sąlygų (Cheng et al., 2025), todėl 2017 m. ES buvo pakeistas į pasaulinę suderintą lengvųjų transporto priemonių bandymų procedūrą, turinčią aukštesnę rezultatų patikimumą (Xian et al., 2021). Griežtesnės WLTP sąlygos lėmė apie 21 % padidėjusias lengvųjų automobilių sertifikuotas anglies dvideginio vidutines emisijas, įskaitant 27 % augimą įprastiems hibridiniams automobiliams ir iki 11 % iš tinklo įkraunamiems hibridiniams automobiliams (Chatzipanagi et al., 2022; Zhao et al., 2022).

WLTC struktūriškai suskirstytas į keturias skirtingas fazes, imituojančias važiavimo režimus mieste, priemiestyje, užmiestyje ir magistralėje. Bendroji ciklo trukmė sudaro 1800 s (30 min), per kurias nuvažiuojamas 23,25 km atstumas. Didžiausias greitis kiekvienoje fazėje atitinkamai siekia 56,5 km/h, 76,6 km/h, 97,4 km/h ir 131,3 km/h, vidutinis greitis – 46,5 km/h (Karamangil & Tekin, 2022). Siekiant užtikrinti, kad bandymų ciklas atitiktų realias važiavimo sąlygas, transporto priemonės skirstomos atsižvelgiant į galios ir masės santykį (G/M), pagal kurį išskiriamos trys klasės: 1-oji klasė ($G/M < 22$ W/kg), 2-oji klasė (22 W/kg $\leq G/M \leq 34$ W/kg) ir 3-oji klasė ($G/M > 34$ W/kg). WLTC 3b klasės važiavimo ciklo charakteristika pateikta 1.1 lentelėje.

1.1 lentelė. WLTC 3b klasės važiavimo ciklo charakteristika (European Commission, 2017)
Table 1.1. Characteristics of the WLTC Class 3b driving cycle (European Commission, 2017)

Rodiklis	Miesto režimas	Užmiesto režimas	Priemiesčio režimas	Magistralės režimas	Visas ciklas
Laikas, s	589	433	455	323	1800
Stovėjimo laikas, s	145	47	29	6	227
Atstumas, km	3,095	4,756	7,162	8,254	23,267
Vidutinis greitis, km/h	18,9	39,4	56,7	92,0	46,5
Didžiausias greitis, km/h	56,5	76,6	97,4	131,3	–

Klasifikacija pritaikyta bandymo intensyvumui, atsižvelgiant į automobilio dinamines charakteristikas, ir užtikrina tikslesnę emisijų ir degalų sąnaudų vertinimą (Kubendran et al., 2022). WLTC 3b klasės važiavimo ciklo greitis, nuvažiuotas atstumas ir laikas pavaizduoti 1.5 pav.



1.5 pav. WLTC 3b klasės važiavimo ciklo greičio, nuvažiuoto atstumo ir laiko profilis (šaltinis: sudaryta autoriaus, remiantis Europos Komisijos reglamentu (ES) 2017/1151)

Fig. 1.5. Speed–time profile and cumulative distance of the WLTC Class 3b driving cycle (source: created by author based on Commission Regulation (ES) 2017/1151)

Viso bandymo metu automobilis pasiekia didžiausią 131,3 km/h greitį, apie 13 % laiko praleidžia stovėdamas. Intensyviausias pagreitis yra pasiekiamas užmiesčio režime ($1,666 \text{ m/s}^2$), o staigūs lėtėjimai (iki $1,58 \text{ m/s}^2$) yra pasikartojantis reiškinys pirmuose trijuose režimuose. Magistralės režimas yra dinamiškai tolygesnis, su mažiau agresyviu greitėjimu ir stabdymu. WLTP reglamentuoja bandymų sąlygas, būtinas rezultatų tikslumui, kurie atliekami esant $+23 \text{ }^\circ\text{C}$ aplinkos temperatūrai. Pavarų perjungimo momentai nustatomi pagal individualius transporto priemonės algoritmus. Aerodinaminis pasipriešinimas, riedėjimo trintis ir kitos apkrovos apskaičiuojamos taikant standartizuotą metodiką, užtikrinant, jog stendiniai bandymai atitiktų jėgas, veikiančias automobilį realiomis sąlygomis (Andrych-Zalewska et al., 2023; Tsokolis et al., 2016).

WLTP ciklas pasižymi didesniu rezultatų atitikimu realioms važiavimo sąlygoms dėl dinamiškesnio greičio profilio ir trumpesnės variklio darbo tuščiaja eiga trukmės, palyginti su NEDC. Važiavimo cikle numatytas agresyvesnis greitėjimas ir lėtėjimas, didesnis vidutinis greitis ir įvairesnės apkrovos sąlygos lemia didesnę energijos poreikį. Gaunami degalų sąnaudų ir emisijų rodikliai gerokai sumažina atotrūkį tarp laboratorinių ir realių važiavimo rezultatų, suteikiant patikimesnę informaciją reguliavimo institucijoms ir vartotojams (DiPierro et al., 2019; Samaras et al., 2018).

1.5. Vidaus degimo variklių ir hibridinių pavarų tyrimų metodologijų apžvalga

Siekiant visapusiškai įvertinti alternatyviųjų degalų (gamtinių dujų, vandenilio), kintamosios vožtuvų fazės ir uždegimo paskubos kampo poveikį vidaus degimo varikliams ir hibridinėms pavaroms, šiuolaikinėje mokslo praktikoje taikoma kompleksinė tyrimų metodologija, susidedanti iš eksperimentinių stendinių variklio bandymų, skaitinio termodinaminio modeliavimo ir sisteminio transporto priemonės lygmens vertinimo dinaminuose važiavimo cikluose. Eksperimentinių variklio bandymų metu nuodugnai tiriama degimo kinetikos procesai, vykstantys cilindre, kuriame slėgis matuojamas pjezoelektriniais jutikliais, sinchronizuojant duomenis su alkūninio veleno pasisukimo kampu (Marton et al., 2025; Z. Liang et al., 2025; Ouchikh et al., 2019). Slėgio cilindre matavimais vertinama detonacinio degimo rizika, keičiant variklio valdymo bloko rodiklius (Rao et al., 2025).

Naudojant slėgio indikatorines diagramas apskaičiuojami degimo rodikliai: šilumos išsiskyrimo greitis (angl. *Rate of Heat Release – ROHR*), sudegusi degalų masės dalis (angl. *Mass Fraction Burned – MFB*), indikatorinis vidutinio efektyviojo slėgio variacijos koeficientas (angl. *Coefficient of Variation of Indicated Mean Effective Pressure – COV_{IMEP}*), kuris naudojamas objektyviam ir kiekybiškam ciklinio degimo stabilumui įvertinti. Degimo proceso metu susidarantys teršalai (CO, CO₂, NO_x, CH) variklio išmetimo sistemoje vertinami išmetamųjų dujų analizatoriais. Nustatyta momentinė teršalų koncentracija ir jų formavimosi dėsniniai siejami su šiluminiais procesais degimo kameroje (Cernat et al., 2024; Suratwala et al., 2022).

Šiuolaikiniuose transporto inžinerijos tyrimuose eksperimentiniai bandymai derinami su skaitiniu modeliavimu ir degimo proceso analize. Degimo ir dujų apykaitos procesų tyrimams taikomi termodinaminiai modeliai, sudaryti specializuotuose programiniuose paketuose (pvz. *AVL BOOSTTM*, *BURN*, *MATLAB* ir kt.). Užsienio ir Lietuvos mokslininkų darbuose įrodyta, kad, taikant *Woschni* šilumos mainų ir *Vibe* (angl. *Wiebe*) funkcijos degimo modelius ir naudojant eksperimentinius indikatorinio slėgio duomenis, tiksliai prognozuojami variklio rodikliai, keičiant degalų sudėtį (Kamil et al., 2025; Ihsan Shahid et al., 2024; Rimkus et al., 2023; Kriauciūnas et al., 2021). Skaitiniai vidaus degimo variklio, hibridinės pavaros modeliai kuriami sisteminio lygmens programose (pvz. *AVL CRUISETM*, *GT-SUITE*, *Simcenter Amesim* ir kt.), kuriose naudojami eksperimentinių bandymų metu gauti rezultatai: vidaus degimo variklio ir elektrinės pavaros rodikliai, degalų sąnaudos, išmetamųjų deginių emisija. Sudarytame skaitiniame modelyje yra apskaičiuojamas energijos srautų pasiskirstymas, dinaminiai rodikliai, teršalų koncentracija, prognozuojami sistemos rodikliai, keičiant jos charakteristiką (Duc et al., 2024; d’Apolito & Hong, 2019; Lee et al., 2014).

Hibridinėms pavaroms vertinti taikoma dinamiška WLTP bandymų procedūra, nes stacionarus VDV bandymai neatskleidžia realių eksploatacinių sąlygų. Hibridinių automobilių tyrimams WLTC važiavimo ciklas yra metodiškai būtinas dėl hibridinės pavaros energijos valdymo algoritmų poveikio bei dažno VDV išjungimo ir pakartotinio paleidimo procesų. Automobilių gamintojams WLTP metodika yra privaloma, skirta oficialioms degalų sąnaudų ir teršalų emisijų vertėms sertifikuoti. Mokslo bendruomenėje WLTP taikomas siekiant objektyviai palyginti skirtingas hibridines sistemas, jų charakteristiką, įvertinti naujų technologijų poveikį variklio energiniams ir ekologiniams rodikliams.

1.6. Pirmojo skyriaus išvados ir disertacijos uždavinių formulavimas

Išanalizavus mokslinę literatūrą, susijusią su KU variklių tobulinimu, alternatyviųjų degalų naudojimu hibridinėse pavarose, bandymų procedūrų taikymu ir metodika, formuluojamos šios išvados:

1. Dėl griežtėjančių aplinkosaugos reikalavimų ir iššūkių, susijusių su transporto sektoriaus dekarbonizacija, vidaus degimo variklių tobulinimas, pritaikant juos naudoti mažesnės taršos alternatyviuosius degalus, yra aktuali ir strategiškai svarbi inžinerinė tyrimų kryptis pereinamuoju laikotarpiu.
2. Gamtinių dujų naudojimas kibirkštinio uždegimo varikliuose, taikant vėlyvo įsiurbimo vožtuvų uždarymą, literatūroje nurodomas kaip perspektyvus būdas didinti variklio naudingumo koeficientą. Svarbu praplėsti tyrimus, kurie tiksliau įvertintų šio technologinio sprendimo privalumus, vertinant energinį efektyvumą ir ekologinius rodiklius, esant skirtingoms, realias eksploatacines sąlygas atitinkančioms variklio apkrovoms.
3. Vandenilio, kaip papildomų degalų, naudojimas KU varikliuose yra efektyvus būdas sumažinti degalų sąnaudas ir anglies junginių emisijas, tačiau mokslinėje literatūroje išskiriama padidėjusi NO_x emisija ir detonacinio degimo rizika. Būtina plėtoti teorinių ir eksperimentinių tyrimų, kurie sistemingai sietų platų vandenilio priedų diapazoną su detonacijos valdymo galimybėmis (pvz., koreguojant uždegimo kampą) ir iš to kylančiais energinių bei ekologinių rodiklių pokyčiais.
4. Nors *Atkinsono* ciklo varikliai yra plačiai taikomi hibridiniuose automobiliuose dėl jų didelio efektyvumo, literatūroje nėra plačiai išnagrinėta, kaip dujinių degalų naudojimas paveikia visos hibridinės pavaros sistemos darbą. Trūksta kompleksinio požiūrio, kaip alternatyviųjų degalų ir

pažangių degimo koncepcijų taikymas veikia transporto priemonės rodiklius važiavimo ciklo (pvz., WLTC) metu.

Remiantis atlikta mokslinės literatūros analize ir suformuluotomis išvadomis, siekiant disertacijos tikslo, keliami šie uždaviniai:

1. Atlikti kibirkštinio uždegimo variklio stendinius eksperimentinius tyrimus, naudojant gamtines dujas ir taikant vėlyvą įsiurbimo vožtuvų uždarumą, ir nustatyti poveikį variklio energiniams bei ekologiniams rodikliams, esant skirtingoms apkrovoms.
2. Eksperimentiškai ištirti plataus diapazono (iki 30 %) vandenilio priedų poveikį kibirkštinio uždegimo variklio degimo procesui, stabilumui, detonacijos reiškiniams ir rodikliams, valdant uždegimo paskubos kampą.
3. Eksperimentiškai ištirti gamtinių dujų ir dvejopų degalų naudojimo įtaką hibridinio automobilio variklio energiniams ir ekologiniams rodikliams WLTC važiavimo cikle.
4. Naudojant KU variklio skaitinį modelį, atlikti degimo proceso analizę, keičiant įsiurbimo vožtuvų užsidarymo momentą, varikliui veikiant skystaisiais ir dujiniais degalais.
5. Sudaryti hibridinio automobilio skaitinį modelį ir, remiantis eksperimentiniais tyrimo duomenimis, atlikti modelio validavimą. Nustatyti energinio ir ekologinio vertinimo analizę WLTC važiavimo ciklo metu, naudojant benziną ir gamtines dujas. Prognozuoti hibridinio automobilio kibirkštinio uždegimo variklio energinius ir ekologinius rodiklius, papildomai naudojant vandenilį.
6. Suformuluoti gamtinių dujų ir vandenilio priedo taikymo hibridiniuose automobiliuose apibendrintus techninius sprendinius ir praktines rekomendacijas, pagrįdžiant jų taikymo efektyvumą.

2

Benzinu, gamtinėmis dujomis ir dvejopais degalais veikiančio hibridinio automobilio variklio tyrimų metodika

Šiame skyriuje aprašoma tyrimų metodika, skirta įvertinti alternatyviųjų dujinių degalų (gamtinių dujų ir vandenilio) bei variklio valdymo strategijų poveikį kibirkštinio uždegimo variklio ir hibridinio automobilio rodikliams. Aprašoma eksperimentinė įranga: variklio *HR16DE* stendas su programuojamu valdymu, leidžiančiu keisti vožtuvų fazes ir tirti vandenilio priedų poveikį; hibridinio automobilio *Toyota RAV4* dinamometrinis stendas, pritaikytas atlikti važiavimo ciklo bandymus. Detalizuojamos tirtų degalų fizikinės ir cheminės savybės, matavimo prietaisų charakteristikos ir duomenų apdorojimo algoritmai. Taip pat pateikiama skaitinio modeliavimo metodika: degimo proceso analizė atliekama *AVL BOOST™* programoje, hibridinio automobilio dinamikos, energinių ir ekologinių rodiklių modeliavimas atliekamas *AVL CRUISE™* programoje, siekiant prognozuoti rezultatus ir patikrinti eksperimentinių rezultatų patikimumą.

Skyriaus tematika paskelbti trys autoriaus straipsniai (Vipartas et al., 2025a; Pukalskas et al., 2025a; Rimkus et al., 2022).

2.1. Eksperimentinių ir teorinių tyrimų planas

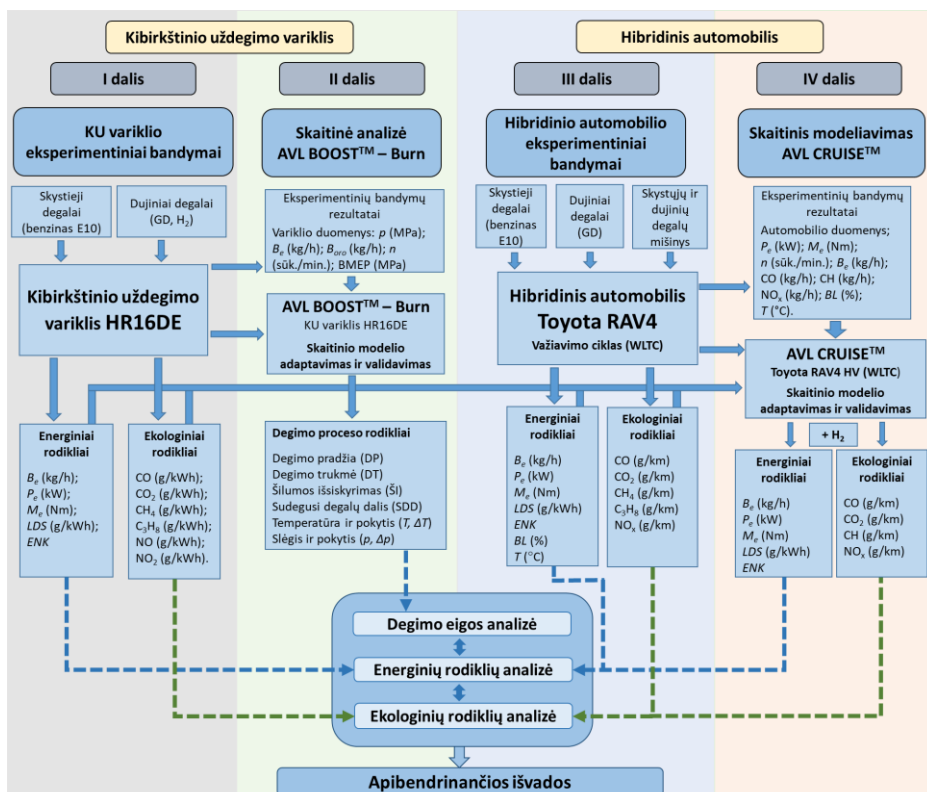
Kibirkštinio uždegimo variklio *HR16DE* eksperimentiniai tyrimai atliekami juos skirstant į dvi dalis, kuriose naudojami skirtingi dujiniai degalai ir valdymo strategijos, siekiant nustatyti variklio energinius ir ekologinius rodiklius. Pirmoje tyrimų dalyje keičiamas įsiurbimo vožtuvų uždarymo momentas suslėgimo takto metu, imituojant *Atkinsono* ciklą, kuris yra plačiai naudojamas hibridinių automobilių varikliuose, naudojant benziną ir gamtines dujas. Antroje dalyje naudojamas benzinas ir dvejopi degalai (benzinas ir vandenilis), keičiant variklio apkrovą, sūkius, uždegimo paskubos kampą, vertinant detonacijos riziką.

Eksperimentiniai tyrimai pirmoje dalyje vykdomi KU varikliui veikiant dviem sūkių dažnio režimais (2000 sūk./min ir 3000 sūk./min), esant trimis stendo apkrovoms (40 Nm, 70 Nm ir 100 Nm), kurios atitinka 0,31 MPa, 0,55 MPa ir 0,79 MPa vidutinį efektyvųjį slėgį. Visų matavimų metu užtikrinamas stochiometrinis oro ir degalų santykis ($\lambda = 1$), programiškai keičiant purkšuvų atsідarymo trukmę elektroninio variklio valdymo bloko degalų lentelėje. Naudojant B ir GD, įsiurbimo vožtuvų uždarymo momentas keičiamas šešiose fiksuotose padėtyse: 24°, 31°, 38°, 45°, 52° ir 59° alkūninio veleno pasisukimo laipsniais po apatinio galinio taško suslėgimo takte. Kraštinės reikšmės (24° ir 59°) pasirinktos atsižvelgiant į variklio fazių valdymo sistemos technines charakteristikas, kurios atitinka didžiausias mechaninio reguliavimo ribas. KU variklio tyrimo režimai parinkti atsižvelgiant į tipines lengvųjų automobilių eksploatacavimo sąlygas mieste ir užmiestyje. Variklio sūkių dažnis, apkrovos diapazonas ir įsiurbimo vožtuvų uždarymo momentas leidžia įvertinti variklio efektyvųjį naudingumo koeficientą, cilindro pripildymo koeficientą, energinius ir ekologinius rodiklius.

Antroje tyrimų dalyje variklyje *HR16DE* naudojamas benzinas ir dvejopi degalai (benzinas ir vandenilis), laipsniškai didinamas vandenilio kiekis (iki 30 % masės dalies). Degiajam mišiniui sudaryti naudojamas benzinas (sudėtyje turintis apie 10 % bioetanolio) ir grynas (99,99 %) vandenilis, kurio masės dalis pasirinkta atsižvelgiant į detonacijos ribas. Siekiant užtikrinti didžiausią slėgį cilindre ties 14–15° po VGT darbo takto metu, koreguojamas uždegimo paskubos kampas. Didinant vandenilio kiekį, vėlinamas uždegimo paskubos kampas, išlaikant didžiausią slėgį cilindre. Visų matavimų metu palaikomas vienodas oro pertekliaus koeficientas ($\lambda = 1$), koreguojant benzininių ir dujinių purkšuvų atsідarymo trukmę elektroniniame variklio valdymo bloke. Eksperimentų metu variklis veikia esant skirtingai apkrovai (0,235 MPa, 0,472 MPa ir 0,708 MPa) ir sūkių dažniui (2000 sūk./min, 2500 sūk./min ir 3000 sūk./min), siekiant imituoti realias eksploatacavimo sąlygas plačiame variklio darbo diapazone. Mažiausia ir vidutinė KU variklio apkrova (atitinkamai 0,235 MPa ir 0,472 MPa) leidžia įvertinti vandenilio priedo poveikį degimo proceso stabilumui, didžiausia parinkta apkrova

(0,708 MPa) – nustatyti detonacinio degimo ribas ir didžiausią saugią vandenilio masės dalį mišinys.

Skaitinė degimo proceso analizė atliekama remiantis gautais eksperimentinių bandymų rezultatais. *AVL BOOST™* integruotoje paprogramėje *BURN* įvedami slėgio cilindre duomenys (indikatorinės diagramos), papildomi rodikliai, apibūdinantys variklio ir degalų specifiką, cilindro geometriją ir variklio veikimo sąlygas. Remiantis įvestais duomenimis, apskaičiuojami degimo proceso rodikliai: degimo pradžia, degimo trukmė, šilumos išsiskyrimas, sudegusi masės dalis, temperatūra ir temperatūros prieaugis, slėgis ir slėgio prieaugis. Eksperimentinių ir teorinių tyrimų plano struktūrinė schema pateikta 2.1 pav.



2.1 pav. Eksperimentinių ir teorinių tyrimų plano struktūrinė schema (šaltinis: sudaryta autoriaus)

Fig. 2.1. Structural scheme of the experimental and theoretical research (source: created by author)

Hibridinio automobilio *Toyota RAV4* eksperimentiniai tyrimai atliekami naudojant dinamometrinių stendų varikliui *2AR-FXE* veikiant benzinu, suslėgtomis

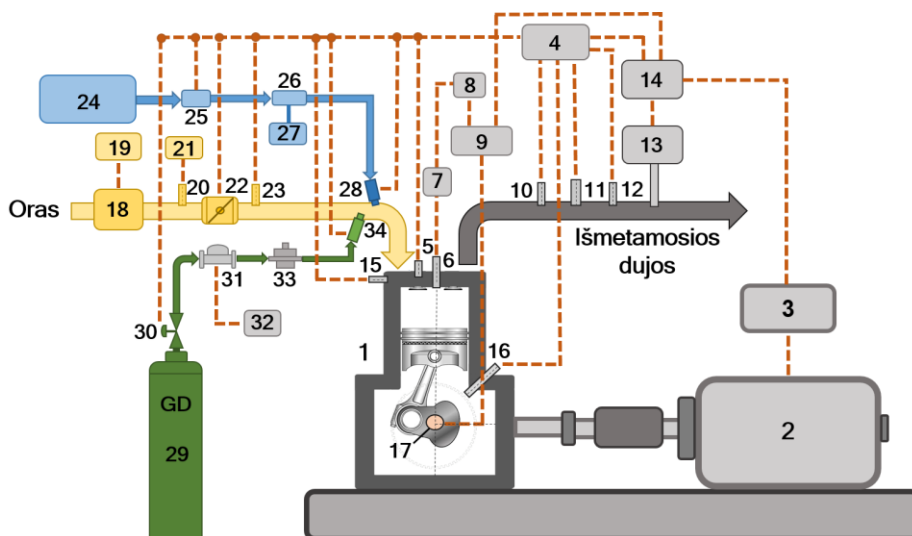
gamtinėmis dujomis, gamtinių dujų ir benzino mišiniu. Elektroninis dujinės sistemos valdymo blokas programuojamas, užtikrinant oro pertekliaus koeficientą ($\lambda \sim 1,05$), varikliui veikiant gamtinėmis dujomis, siekiant iširti liesesnio mišinio poveikį energiniams ir ekologiniams rodikliams. Variklio veikimas dvejopais degalais, naudojant GD ir B (esant variklio sūkių dažniui daugiau kaip 2500 sūk./min), orientuotas išlaikyti stochiometrinį oro ir degalų santykį ($\lambda = 1$), siekiant rezultatų palyginamumo. Užtikrinama, kad bandymų metu automobilio greitis būtų išlaikomas pagal etaloninį nustatytą WLTC 3b važiavimo ciklo greitį (leistinoji riba ± 2 km/h) ir laiką. Automobilio ir variklio rodikliai nuskaitomi iš CAN (angl. *Controller Area Network*) duomenų perdavimo magistralės, siunčiant duomenų paketų užklausas, naudojant suprogramuotą *Arduino UNO R3 USB-RS-232-CAN* keitiklį ir *MATLAB Simulink* duomenų apdorojimo programinę įrangą.

Skaitinis modeliavimas atliekamas sisteminio lygmens programinėje įrangoje *AVL CRUISE™*, sudarant hibridinio automobilio *Toyota RAV4* skaitinį modelį, kuriame naudojami atliktų eksperimentinių tyrimų rezultatai. Energiniai, ekologiniai ir dinaminiai rodikliai vertinami ir prognozuojami naudojant skirtingus degalus (benziną, gamtines dujas, benzino ir vandenilio mišinius, gamtinių dujų ir vandenilio mišinius) ir atliekant modelio simuliaciją sudarytame WLTC 3b važiavimo cikle.

2.2. Kibirkštinio uždegimo variklio standiniai bandymai

2.2.1. Kibirkštinio uždegimo variklio eksperimentinių tyrimų standas ir įranga

Eksperimentiniuose bandymuose, kurie atlikti Vilniaus Gedimino technikos universiteto – VILNIUS TECH variklių laboratorijoje, buvo naudojamas KU variklis *HR16DE* (*Nissan Motor Co., Ltd.*, Jokohama, Japonija), veikiantis skystaisiais, dujiniais degalais ir jų mišiniais. Bandymų stende variklio alkūninis velenas tiesiogiai sujungtas su sukurinių srovių apkrovos stendu *AMX200/100* (*Automex Group sp. z o.o.*, Gdanskas, Lenkija) ir buvo valdomas *MOTEC M800* (*MoTeC*, Melburnas, Australija) elektroniniu valdymo bloku. Variklio išsiurbimo kolektoriuje sumontuoti dujų purkštuvai yra pritaikyti naudoti GD ir vandenilį. Slėgis cilindre buvo matuojamas pjezoelektriniu jutikliu *AVL Z131_Y7S* (*AVL*, Gracas, Austrija) (jautrumas 11,62 pC/bar), integruotu uždegimo žvakėje. Duomenims registruoti naudotas slėgio signalo stiprintuvas su dinaminio slėgio matavimo sistema *AVL DiTEST DPM 800* (*AVL DiTEST GmbH*, Gracas, Austrija). Variklio standinių bandymų schema pavaizduota 2.2 pav.



2.2 pav. Variklio bandymų stendo schema: 1 – KU variklis *HR16DE*; 2 – sukurinių srovių dinamometras *AMX200/100*; 3 – dinamometro valdymo sistema; 4 – elektroninis variklio valdymo blokas *MOTEC M800*; 5 – paskirstymo veleno padėties jutiklis; 6 – uždegimo žvakė su integruotu slėgio jutikliu *AVL ZI31_Y7S*; 7 – slėgio signalo stiprintuvas; 8 – dinaminio slėgio matavimo sistema *AVL DiTEST DPM 800*; 9 – alkūninio veleno padėties matavimo modulis *LabView Real Time*; 10 – išmetamųjų dujų temperatūros jutiklis; 11 – deguonies jutiklis; 12 – emisijų paėmimo vieta; 13 – emisijų matavimo sistema *MRU MGAprime*; 14 – duomenų surinkimo sistema; 15 – variklio aušinimo skysčio temperatūros jutiklis; 16 – alkūninio veleno padėties jutiklis; 17 – alkūninio veleno jutiklio enkoderis *A58M-F*; 18 – oro srauto matuoklis; 19 – oro srauto indikatorius; 20 – įsiurbiamo oro temperatūros jutiklis; 21 – įsiurbiamo oro temperatūros indikatorius; 22 – droselinė sklendė; 23 – įsiurbimo kolektoriaus absoliučiojo slėgio jutiklis; 24 – degalų bakas; 25 – degalų siurblys; 26 – degalų sąnaudų matuoklis; 27 – degalų sąnaudų indikatorius; 28 – degalų purkštuvai; 29 – GD balionas; 30 – elektromagnetinis vožtuvas; 31 – dujų srauto matuoklis *RHEONIK RHM015*; 32 – dujų srauto indikatorius; 33 – dujų slėgio reduktorius; 34 – dujų purkštuvai (šaltinis: sudaryta autoriaus)

Fig. 2.2. Schematic view of engine test bench: 1 – spark ignition engine *HR16DE*; 2 – Eddy-current dynamometer *AMX200/100*; 3 – dynamometer control system; 4 – electronic engine control unit *MOTEC M800*; 5 – camshaft position sensor; 6 – spark plug with integrated pressure sensor *AVL ZI31_Y7S*; 7 – pressure signal amplifier; 8 – dynamic pressure measurement system *AVL DiTEST DPM 800*; 9 – crankshaft position measurement module *LabView Real Time*; 10 – exhaust gas temperature sensor; 11 – oxygen sensor; 12 – emission sampling point; 13 – emission measurement system *MRU MGAprime*; 14 – data acquisition system; 15 – engine coolant temperature sensor; 16 – crankshaft position sensor; 17 – crankshaft angle encoder *A58M-F*; 18 – air flow meter; 19 – air flow indicator; 20 – intake air temperature sensor; 21 – intake air temperature indicator; 22 – throttle valve; 23 – intake manifold absolute pressure sensor; 24 – fuel tank; 25 – fuel pump; 26 – fuel consumption meter; 27 – fuel consumption indicator; 28 – fuel injector; 29 – NG cylinder; 30 – solenoid valve; 31 – gas flow meter *RHEONIK RHM015*; 32 – gas flow indicator; 33 – reducer; 34 – gas injector (source: created by author)

Alkūninio veleno padėtis buvo nustatoma naudojant ant veleno sumontuotą kampo keitiklį (enkoderį) *A58M-F*, kuris perduoda signalą į *LabVIEW Real Time* modulį kas 0,1758 alkūninio veleno posūkio laipsnio, sinchroniškai su signalu iš slėgio cilindre jutiklio. Siekiant eliminuoti ciklinio degimo nestabilumo poveikį ir užtikrinti gautų rezultatų statistinį patikimumą, kiekviename matavimo taške buvo registruojama 100 variklio darbo ciklų, kurie buvo išsaugoti ir vizualizuoti *LabVIEW* programinėje įrangoje (versija 14.0.1f3). Į variklį patenkanti oro masė, reikalinga numatyta apkrovai ir variklio sūkių dažniui pasiekti, buvo reguliuojama droseline sklende. Sunaudotas GD kiekis buvo išmatuotas naudojant *Korio* tipo srauto matuoklį *RHEONIK RHM 015 (Rheonik Messtechnik GmbH, Odelzhausen, Vokietija)*, kurio tikslumas $\pm 0,10\%$. Benzino sąnaudoms vertinti naudotas degalų masės matuoklis.

Siekiant užtikrinti stabilią variklio temperatūrą visų bandymų metu, naudotas skysčiu aušinamas plokštelinis šilumokaitis. Degiojo mišinio sudėties stebėjimas ir reguliavimas atliktas elektroniniu variklio valdymo bloku, kuris įvesties informaciją apie išmetimo sistemoje esantį deguonies kiekį gauna iš plačiajuosčio deguonies jutiklio *Bosch LSU 4.9 (Robert Bosch GmbH, Gerlingenas, Vokietija)*. Kibirkštinio uždegimo variklio *HR16DE* rodikliai pateikti 2.1 lentelėje.

2.1 lentelė. Kibirkštinio uždegimo variklio *HR16DE* rodikliai

Table 2.1. Parameters of the HR16DE spark-ignition engine

Rodiklis	Reikšmė
Variklio tipas / taktų skaičius τ	atmosferinis / 4
Variklio kodas	HR16DE
Cilindrų / vožtuvų skaičius	4 / 16
Cilindrų darbo eiliškumas	1–3–4–2
Degalų tiekimo sistema	daugiataškis įpurškimas
Darbinis tūris V_H , dm ³	1,598
Cilindro skersmuo D , mm / stūmoklio eiga S , mm	78,0 / 83,6
Variklio suslėgimo laipsnis ϵ	10,7
Didžiausia variklio galia, esant 6000 sūk./min, kW	84
Didžiausias sukimo momentas, esant 4400 sūk./min, Nm	156
Įsiurbimo vožtuvų atidarymas, ° prieš VGT / uždarymas, ° po AGT	24 – –11 / 24 – 59
Išmetimo vožtuvų atidarymas, ° prieš AGT / uždarymas, ° po VGT	24 / 4
Įsiurbimo / išmetimo vožtuvų atidarymo trukmė, °	228 / 208

Įsiurbiamojo oro masė nustatoma naudojant karštosios vielos jutiklį *Bosch HFM 5* (*Robert Bosch GmbH*, Gerlingenas, Vokietija), kurio matavimo paklaida $\pm 2\%$. Slėgis įsiurbimo kolektoriuje stebėtas naudojant absoliučiojo slėgio kolektoriuje jutiklį *Bosch DSS3TF* (*Robert Bosch GmbH*, Gerlingenas, Vokietija), įsiurbiamojo oro ir išmetamųjų dujų temperatūra buvo matuojama K tipo termojutikliu (tikslumas $\pm 0,5\%$). Dujų sudėtis analizuota prieš išmetamųjų deginių neutralizatorių, naudojant išmetamųjų dujų matavimo sistemą *MRU MGAprime* (*MRU Messgeräte für Rauchgase und Umweltschutz GmbH*, Nekarzulmas-Oberesheimas, Vokietija). Siekiant užtikrinti duomenų stabilumą ir pasikartojamumą, prieš kiekvieną bandymą variklis buvo įšildomas iki darbinės temperatūros ($90\text{ }^{\circ}\text{C}$). Kiekviename tyrimo taške matavimas buvo atliekamas 60 sekundžių, duomenis registruojant kas 3 sekundes. Tokia matavimo trukmė pasirinkta siekiant eliminuoti momentinius dujų sudėties svyravimus ir gauti statistiškai patikimą vidutinę reikšmę (remiantis 20-ies taškų imtimi), o registravimo dažnis parinktas atsižvelgiant į analizatoriaus technines galimybes užtikrinti didžiausią duomenų skiriamąją gebą.

2.2.2. Kibirkštinio uždegimo variklio bandymų sąlygos, naudojant benziną bei gamtines dujas

Variklio apkrovai sudaryti naudotas dinamometrinis stendas, galintis sukurti didžiausią 480 Nm stabdymo momentą (tikslumas $\pm 0,9$ Nm). Siekiant įvertinti energinių ir ekologinių rodiklių pokyčius, bandymai buvo atlikti esant skirtingiems variklio sūkių dažniams ($n = 2000$ sūk./min ir 3000 sūk./min) ir apkrovai ($M_{st} = 40$ Nm, 70 Nm ir 100 Nm), atitinkančios vidutinį efektyvųjį slėgį BMEP: $0,31$ MPa, $0,55$ MPa ir $0,79$ MPa. Visų bandymų metu palaikytas vienodas oro pertekliaus koeficientas ($\lambda = 1$).

Benzinas iš degalų bako tiekiamas žemo slėgio siurbliu, o GD į įsiurbimo kolektoriaus purkštuvus patenka iš aukšto slėgio baliono per elektromagnetinį vožtuvą ir slėgio reguliatorių. Benzino (degalų kokybės kopija pateikta A priede, paž. nr. 151940E_4005709) ir gamtinių dujų savybės pateiktos 2.2 lentelėje.

2.2 lentelė. Benzino ir GD savybės (ORLEN Lietuva, 2021; Amber Grid, 2021)

Table 2.2. Properties of gasoline and natural gas (ORLEN Lietuva, 2021; Amber Grid, 2021)

Savybės	Benzinas	Gamtinės dujos
Tankis ρ , kg/m^3	753,7 *	0,7609
Žemutinis šilumingumas $H_{z,D}$, MJ/kg	41,79	49,22 **
Tiriamasis oktaniškas skaičius	97,1	120
Metano skaičius	–	77

2.2 lentelės pabaiga

Savybės	Benzinas	Gamtinės dujos
Stechiometrinis oro/degalų santykis, kg/kg	14,24	17,1
Vandenilis H, % _{masės}	13,89	24,34
Anglis C, % _{masės}	82,5	74,69
Deguois O, % _{masės}	3,61	–
Degalų sudėtis	Benzinas 90,3 % _{tūrio} Etanolis 9,7 % _{tūrio}	Metanas 94,3124 % _{molio} Etanas 4,2309 % _{molio} Propanas 0,6631 % _{molio} i-Butanas 0,0766 % _{molio} n-Butanas 0,105 % _{molio} neo-Pentanas 0,0015 % _{molio} i-Pentanas 0,0098 % _{molio} n-Pentanas 0,0043 % _{molio} C ₆ plus 0,0015 % _{molio} Azotas 0,4446 % _{molio} Anglies dvideginis 0,1155 % _{molio}

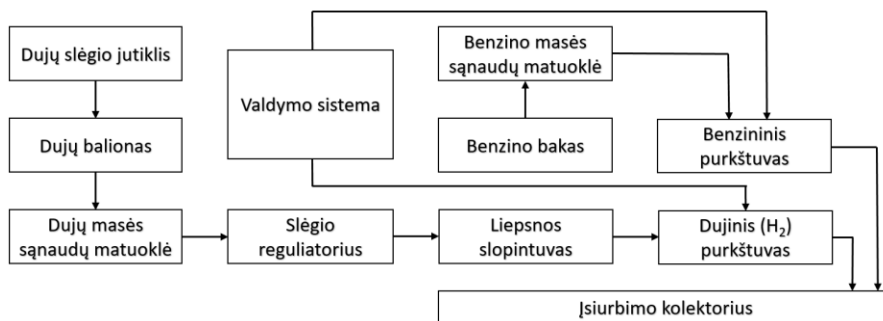
* Esant +15 °C matavimo temperatūrai; ** esant 0 °C matavimo temperatūrai, esant +25 °C degimo temperatūrai ir 101,325 kPa slėgiui.

Benzino ir gamtinių dujų savybės pateiktos remiantis degalų tiekėjo informacija. Bandymams naudotas benzino (~90 %) ir etanolio (~10 %) mišinys, kurio oktanišis skaičius yra 95, o deguonies kiekis – iki 3,7 % pagal masę.

2.2.3. Kibirkštinio uždegimo variklio bandymų sąlygos, degalų sudėtis, naudojant benzino ir vandenilio mišinius

Siekiant užtikrinti dviejų degalų tiekimo sistemos veikimą, naudojami papildomi purkštuvai vandeniliui įpurkšti. Elektroninis variklio valdymo blokas *MoTeC* buvo perprogramuotas taip, kad valdytų benzino ir vandenilio įpurškimo sistemas, o tai leistų tiksliai reguliuoti kiekvienos degalų rūšies purkštuvų atsidarymo trukmę. Aukšto slėgio vandenilio tiekimo vamzdyje buvo sumontuotas papildomas slėgio reguliatorius, sumažinantis slėgį (iki 2 bar) prieš purkštuvus degalų akumuliatoriuje.

Nors liepsnos sklidimas gryname vandenilyje yra neįmanomas, degalų tiekimo vamzdyje buvo įrengtas liepsnos slopintuvas, kuris sumažina galimą riziką, kylančią dėl difuzijos arba atbulinio srauto prie purkštuvų. Dvejojų degalų sistemos funkcinė blokinė schema pateikta 2.3 pav.



2.3 pav. Dviejų degalų funkcinė blokinė schema (šaltinis: sudaryta autoriaus)

Fig. 2.3. Block diagram of dual-fuel system (source: created by the author)

Variklio apkrova valdoma naudojant variklio dinamometrinį stendą, kurio stabdymo momento (M_{st}) matavimo tikslumas yra $\pm 0,9$ Nm. Benzino ir vandenilio savybės buvo nustatytos remiantis ankstesniuose tyrimuose skelbtais duomenimis bei apskaičiuotomis konkrečių komponentų masės dalimis (Purayil et al., 2024; Shivaprasad et al., 2018), jos pateiktos 2.3 lentelėje. Vandenilio tūrinis energijos tankis yra gerokai mažesnis (2900 kartų) už benzino, todėl įsiurbimo takto metu būtina tiekti didesnę jo kiekį, dėl to sumažėja laisvasis tūris cilindre (išstumiamas oras) ir cilindro pripildymo koeficientas.

2.3 lentelė. Pagrindinės benzino ir vandenilio savybės (Purayil et al., 2024; Shivaprasad et al., 2018)

Table 2.3. Main properties of gasoline and hydrogen (Purayil et al., 2024; Shivaprasad et al., 2018)

Savybė	Benzinas	Vandenilis
Cheminė formulė	C_nH_{2n+2} (C_4-C_{12})	H_2
Anglies kiekis degaluose C, % _{masės}	82,81	–
Vandenilio kiekis degaluose H, % _{masės}	13,66	100
Degunies kiekis degaluose O, % _{masės}	3,53	–
C/H santykis	6,06	0
Degumo ribos (oro perteklius)	0,7–4	0,1–7,1
Tankis ρ (+20 °C), kg/m ³	752,4	0,09
Mažiausia uždegimo energija, mJ	0,25	0,02
Oktaninis skaičius	95	130
Stechiometrinis oro ir degalų santykis, kg/kg	14,2	34,78
Žemutinis šilumingumas $H_{z,D}$, MJ/kg	41,88	120
Liepsnos sklaidimo greitis, m/s	0,3–0,5	2,65–3,25

Ekspimentiniuose bandymuose naudotas E95 benzino su 10 % bioetanoliu mišinys ir 99,99 % grynumo vandenilis. Vandenilio masės dalis degaluose buvo naudojama iki 30 %, nes didinant vandenilio kiekį variklyje buvo fiksuota detonacija. Degalų sudėtis, uždegimo momentas, žymėjimo pavyzdžiai ir savybės pateiktos 2.4 lentelėje.

2.4 lentelė. Degalų sudėtis, žymėjimas ir uždegimo paskubos kampas

Table 2.4. Fuel composition, designation, and ignition advance angle

Žymėjimas	Benzinas, masė %	H ₂ , masė %	Žemutinis šilumingumas, MJ/kg	Oro/degalų masės santykis, kg/kg	C/H santykis	UPK ¹ , °
B_UPK24	100	0	41,88	14,20/1	6,06	24
B_H10_UPK24	90	10	49,69	16,26/1	3,34	24
B_H20_UPK24	80	20	57,50	18,32/1	2,14	24
B_H30_UPK24	70	30	65,31	20,37/1	1,47	24
B_H10_UPK16	90	10	49,69	16,26/1	3,34	16
B_H20_UPK13	80	20	57,50	18,32/1	2,14	13
B_H30_UPK10	70	30	65,31	20,37/1	1,47	10

¹ Uždegimo paskubos kampas prieš viršutinį galinį tašką.

Vandenilio masės srautas matuotas naudojant *Koriolio* tipo *RHEONIK RHM 015* (*Rheonik Messtechnik GmbH*, Odelzhausen, Vokietija) matuokliu, kurio matavimo ribos yra 0,004–0,6 kg/min, o tikslumas – $\pm 0,10$ %. Benzino sąnaudos matuotos masės matuokliu, kurio tikslumas $\pm 0,10$ %.

2.3. Hibridinio automobilio eksperimentinių stendinių bandymų metodika

2.3.1. Lengvojo hibridinio automobilio techniniai duomenys, eksperimentinių tyrimų stendas ir įranga

Ekspimentiniai tyrimai atlikti naudojant 2017 m. *Toyota RAV4* hibridinį lengvąjį automobilį (modelio kodas – *AVA42L*; *Toyota Motor Corporation*, Japonija) su priekinių varančiųjų ratų sistema. Automobilyje sumontuotas *2AR-FXE* kibirkštinio uždegimo variklis buvo tiriamas naudojant skirtingus degalus: benziną (B), suslėgtas gamtines dujas (GD) ir dvejopų degalų mišinį (gamtinių dujų

ir benzino – DD). Pagrindinės transporto priemonės techninės charakteristikos pateiktos 2.5 lentelėje.

2.5 lentelė. Hibridinio automobilio *Toyota RAV4* pagrindiniai techniniai duomenys (TechDoc, 2025)

Table 2.5. Main technical specifications of the *Toyota RAV4* hybrid vehicle (TechDoc, 2025)

Rodiklis	Reikšmė
Parengto eksploatuoti automobilio masė, kg	1705
Leistina eksploatuoti didžiausia automobilio masė, kg	2205
Degalų bako talpa, l	56
Didžiausia hibridinės pavaros galia, kW	147
Ratų bazės ilgis, mm	2660
Frontalinis kėbulo plotas, m ²	2,99
Oro pasipriešinimo koeficientas	0,34
Padangų matmenys	235/55 R18
Išorinis padangos spindulys, mm	358
Pavaros tipas	hibridinė P314
Bendrasis pavaros perdavimo skaičius	3,750

Automobilis yra varomas antrosios kartos *Toyota* hibridinės pavaros *THS-II*. Pagrindinis pavaros galios šaltinis yra 2,5 l darbinio tūrio, keturių cilindrų variklis, veikiantis *Atkinsono* ciklu ir sujungtas su dviem elektros varikliais-generatoriais. Energijos kaupimo sistemą sudaro nikelio-metalo hidrido *Ni-MH* aukštos įtampos baterija. Variklio ir hibridinės pavaros komponentų techniniai duomenys pateikti 2.6 lentelėje.

2.6 lentelė. Kibirkštinio uždegimo variklio ir hibridinės pavaros techniniai duomenys (TechDoc, 2025)

Table 2.6. Technical data of the spark-ignition engine and hybrid system (TechDoc, 2025)

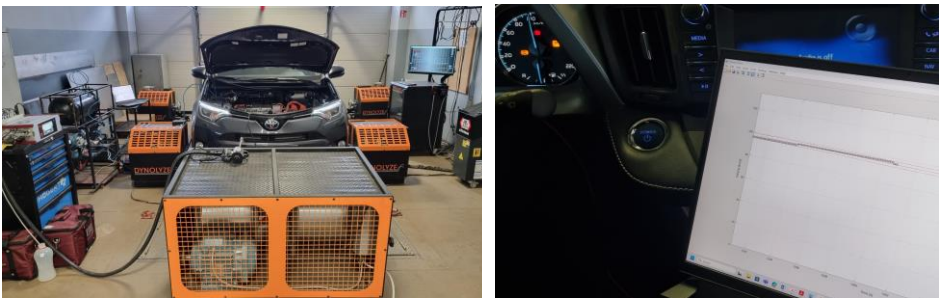
Rodiklis	Reikšmė
Variklio tipas, cilindrų skaičius	atmosferinis, 4
Cilindrų darbo eiliškumas	1–3–4–2
Vožtuvų skaičius	16
Degalų tiekimo sistema	daugiataškis įpurškimas
Variklio darbinis tūris V_H , cm ³	2494
Variklio suslėgimo laipsnis ε	12,5

2.6 lentelės pabaiga

Rodiklis	Reikšmė
Cilindro skersmuo D , mm / stūmoklio eiga S , mm	90,0×98,0
Didžiausia variklio galia, esant 5700 suk./min, kW	114
Didžiausias variklio sukimo momentas, esant 4400–4800 suk./min, Nm	206
Išsiurbimo vožtuvų atsidarymas, ° iki VGT	–23–22
Išsiurbimo vožtuvų uždarymas, ° po AGT	103–58
Išmetimo vožtuvų atsidarymas, ° iki AGT	35
Išmetimo vožtuvų uždarymas, ° po VGT	9
Didžiausia MG2 galia, kW / sukimo momentas, Nm	105 / 270
Didžiausia sistemos įtampa, V	650
Aukštos įtampos baterijos nominalioji įtampa, V / talpa, Ah	244,8 / 6,5

Eksperimentiniai bandymai atlikti Vilniaus kolegijos VIKO variklių laboratorijoje naudojant dinamometrinių stendą *Dynolyze® Small* (*Dynolyze*, Lahti, Suomija). Paruošiant stendą, priekiniai automobilio ratai nuimami, o dinamometro stendo stebulės montuojamos tiesiogiai prie automobilio ratų stebulių. Siekiant užtikrinti efektyvų aušinimą ir stabilią darbinę temperatūrą bandymų metu, naudojamas aušinimo ventiliatorius priešais automobilį.

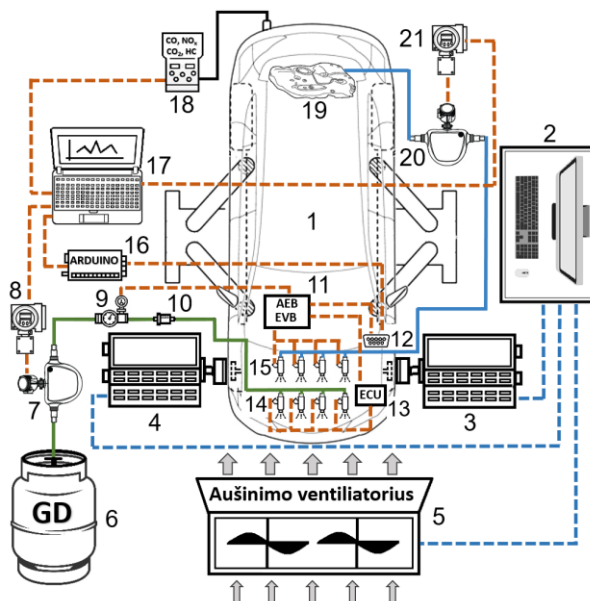
Bandymų metu automobilį valdo operatorius, išlaikydamas nustatytą WLTC važiavimo ciklo greitį (leistinasis nuokrypis ± 2 km/h) ir laiko profilį, rodomą vaizdo stebėjimo sistemoje realiuoju laiku (2.4 pav).



2.4 pav. Hibridinio automobilio *Toyota RAV4* (variklis *2AR-FXE*) eksperimentinių bandymų stendas variklių laboratorijoje ir važiavimo greičio vaizdo stebėjimo sistema realiuoju laiku *MATLAB Simulink* programoje (šaltinis: autoriaus nuotrauka)

Fig. 2.4. Hybrid vehicle *Toyota RAV4* (engine *2AR-FXE*) experimental test bench in engine laboratory and real-time driving speed video monitoring system in *MATLAB Simulink* software (source: photo by the author)

Automobilio greitis nuskaitomas iš *CAN* duomenų perdavimo magistralės, siunčiant duomenų paketo užklaudas, kuris atvaizduotas ekrane naudojant *MATLAB Simulink* duomenų apdorojimo programinę įrangą. Hibridinio automobilio bandymų stendo schema ir naudojama įranga pavaizduota 2.5 pav.



2.5 pav. Hibridinio automobilio bandymų stendas: 1 – hibridinis automobilis *Toyota RAV4*; 2 – dinamometrinio stendo valdymo pultas *Dynolyze® Small*; 3 – kairioji dinamometro stebulė; 4 – dešinioji dinamometro stebulė; 5 – aušinimo ventiliatorius; 6 – suslėgtų gamtinių dujų balionas; 7 – aukšto slėgio *Koriolio* tipo dujų srauto matuoklis *Emerson Micro Motion HPC015M*; 8 – keitiklis *Emerson Micro Motion 5700*; 9 – aukšto slėgio dujų reduktorius *Tomasetto Achille CNG AT12*; 10 – dujų filtras; 11 – elektroninis valdymo blokas *AEB MP48*; 12 – borto diagnostikos jungtis *OBD-II*; 13 – gamyklinis *Toyota RAV4* elektroninis valdymo blokas; 14 – benzino purkštuvai; 15 – dujų purkštuvai *HANA H2001*; 16 – *Arduino UNO R3*; 17 – duomenų surinkimo sistema; 18 – emisijų matavimo sistema *MRU MGAprime*; 19 – benzino bakas; 20 – *Koriolio* tipo degalų srauto matuoklis *Emerson Micro Motion ELITE CMF010M*; 21 – keitiklis *Emerson Micro Motion 5700* (šaltinis: sudaryta autoriaus)

Fig. 2.5. Hybrid car test bench: 1 – hybrid car *Toyota RAV4*, 2 – hub dynamometer control stand *Dynolyze® Small*, 3 – left brake hub, 4 – right brake hub, 5 – cooling fan, 6 – compressed natural gas tank, 7 – high pressure coriolis gas flow meter *Emerson Micro Motion HPC015M*, 8 – transmitter *Emerson Micro Motion 5700*, 9 – high pressure gas reducer *Tomasetto Achille CNG AT12*, 10 – gas filter, 11 – electronic control unit *AEB MP48*, 12 – on-board diagnostics port *OBD-II*, 13 – manufacturers' electronic control unit *Toyota RAV4*, 14 – gasoline injectors, 15 – gas injectors *HANA H2001*, 16 – *Arduino UNO R3*, 17 – data acquisition system, 18 – emission measurement system *MRU MGAprime*, 19 – gasoline fuel tank, 20 – coriolis fuel mass flow meter *Emerson Micro Motion ELITE CMF010M*, and 21 – transmitter *Emerson Micro Motion 5700* (source: created by author)

Siekiant, kad variklis veiktų dujomis, buvo sumontuota papildoma degalų įpurškimo į įsiurbimo kolektorių sistema, tiekianti gamtines dujas iš aukšto slėgio baliono į įsiurbimo kolektorių, naudojant *HANA H2001* (*Hana Engineering*, Hwaseong-si, Pietų Korėja) purkštuvus. Dujų tiekimo slėgiui sumažinti iki purkštuvams reikalingo stabilaus darbinio slėgio (1,2 bar) buvo naudojamas dviejų pakopų slėgio reduktorius *Tomasetto Achille CNG AT12* (*Tomasetto Achille Spa*, Castegnero, Italija), kuris, siekiant išvengti užšalimo dėl dujų plėtimosi, buvo prijungtas prie variklio aušinimo sistemos. Dujų purkštuvų techniniai duomenys pateikti 2.7 lentelėje.

2.7 lentelė. Dujų purkštuvų *Hana H2001* techniniai rodikliai (*Hana engineering*, 2013)
Table 2.7. Technical parameters of *Hana H2001* gas injectors (*Hana Engineering*, 2013)

Rodiklis	Reikšmė
Tipas	viršutinis, B-klasė
Įtampa, V	12
Varža, Ω	1,9
Atsidarymo laikas, ms	2,16
Užsidarymo laikas, ms	1,20
Didžiausias našumas, l/min	90
Valdymo pikas, A / palaikymo srovė, A	4 / 2
Darbinis slėgis, bar	1,2
Didžiausias atsidarymo slėgis, bar	5,0
Darbinė temperatūra, °C	nuo -40 iki +120

Suslėgtų gamtinių dujų įpurškimo sistema yra valdoma *AEB MP48* (*Landi Renzo S.p.A.*, Cavriago, Italija) elektroninio valdymo bloko, kuris pagal originalius benzino įpurškimo signalus iš automobilio EVB naudoja kaip bazinį įvesties rodiklį. Signalai susiejami su realaus laiko KU variklio veikimo parametrais: variklio sūkių dažniu ir apkrova (apskaičiuojama pagal įsiurbimo kolektoriaus absoliučiojo slėgio jutiklio duomenis). Reikalingas dujų kiekis nustatomas pagal vidinį kalibracinį žemėlapį ir paverčiamas purkštuvo atidarymo trukme. Tuomet taikomos korekcijos, atsižvelgiant į esamą dujų slėgį ir temperatūrą.

Dujinio EVB kalibravimas atliktas pritaikant benzino įpurškimo signalus pagal sudarytą koeficientų matricą (2D žemėlapį), kurioje kiekvienam variklio sūkių ir apkrovos taškui (išreikštam per benzino įpurškimo trukmę) priskirtas perskaičiavimo daugiklis. Tokiu būdu tiksliai sureguliuojamas degusis mišinys specifiniam oro pertekliaus koeficientui (liesam 1,05 GD režimu ir stochiometriniam 1,0 dviejų rūšių degalų režimu). Gamyklinio (benzininio) EVB signalas nuskaitomas iš CAN duomenų perdavimo linijos, energiniams rodikliams vertinti buvo matuo-

jamos benzino ir dujų sąnaudos pagal masę (*Koriolio* tipo matuoklės vertina degalų temperatūrą, degalų tankį), kurios vėliau naudojamos apskaičiuojant efektyvųjį variklio naudingumo koeficientą.

GD elektroninis variklio valdymo blokas yra pritaikytas skirtingoms degalų kalibravimo strategijoms, leidžiančioms tiesiogiai palyginti jų poveikį variklio rodikliams. Atliekant eksperimentinius bandymus, sistema sukalibruota siekiant išlaikyti oro pertekliaus koeficientą (1,05) ir ištirti liesesnio mišinio degimo energinius ir ekologinius rodiklius, varikliui veikiant su GD. Naudojant dvejetainius degalus, kalibravimas buvo orientuotas į stochiometrinį oro ir degalų santykį ($\lambda = 1$), atitinkantį variklio veikimą su benzinu. GD elektroninio variklio valdymo bloko kalibraciniai žemėlapiai sudaryti naudojant dinamometrinių stendą visuose tirtuose variklio sūkių ir apkrovos taškuose, varikliui veikiant su GD ir DD.

Benzino sąnaudos matuojamos naudojant *Koriolio* tipo srauto matuoklę *Emerson Micro Motion ELITE CMF010M* (*Emerson Electric Co.*, St. Louis, MO, JAV), kurio deklaruojamas tikslumas $\pm 0,05\%$, o gamtinėms dujoms naudotas aukšto slėgio *Koriolio* tipo srauto matuoklis *Emerson Micro Motion HPC015M* (tikslumas $\pm 0,5\%$). Kiekvienas matuoklis signalams apdoroti yra sujungtas su *Emerson 5700* keitikliu, duomenys registruoti naudojant *ProLink III Professional* programinę įrangą.

Išmetamųjų dujų sudėtis prieš katalizinę deginių neutralizatorių analizuojama naudojant *MRU MGAprime* (*MRU Messgeräte für Rauchgase und Umweltschutz GmbH*, Neckarsulm-Obereisesheim, Vokietija). Mėginių ėmimo zondas buvo sumontuotas bendrame išmetimo kolektoriuje, kuriame susijungia keturi kanalai. Zondas įrengtas tokiu pačiu ašiniu atstumu nuo cilindrų galvutės kaip ir pagrindinis automobilio plačiajuostis deguonies jutiklis (apytiksliai 40 cm išilgai kanalo) ir sumontuotas priešingoje kolektoriaus vamzdžio pusėje. Emisijų matavimo sistemos techniniai duomenys pateikti 2.8 lentelėje.

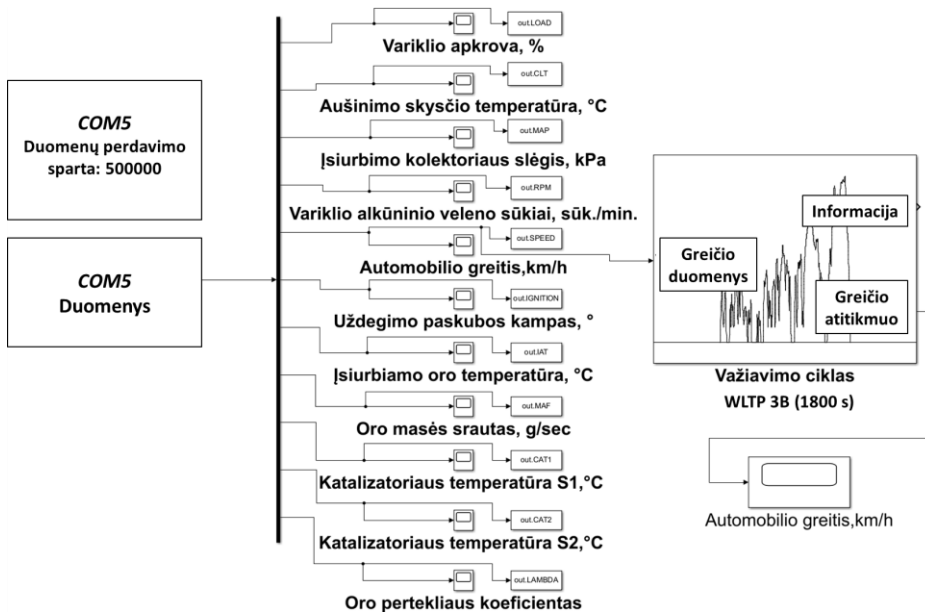
2.8 lentelė. Išmetamųjų dujų analizatoriaus *MRU MGAprime* techniniai duomenys
Table 2.8. Technical specifications of the *MRU MGAprime* exhaust gas analyser

Komponentas	Matavimo diapazonas	Technologija	Skiriamoji geba	Tikslumas, pakartojamumas
O ₂	0–25% tūrio	EJ ¹	0,01% tūrio	$\pm 0,25\%$ tūrio ³
CO ₂	0–50% tūrio	NISP ²	0,01% tūrio	0,2% tūrio ⁴
CO	0–10000 ppm	NISP ²	0,1 ppm	2 ppm ⁴
NO	0–4000 ppm	NISP ²	0,1 ppm	2 ppm ⁴
NO ₂	0–1000 ppm	NISP ²	0,1 ppm	1 ppm ⁴
CH ₄	0–10000 ppm	NISP ²	0,1 ppm	10 ppm ⁴
C ₃ H ₈	0–5000 ppm	NISP ²	0,1 ppm	2 ppm ⁴

¹Elektrocheminis jutiklis; ²nedispersinė infraraudonųjų spindulių technologija; ³tikslumas; ⁴pakartojamumas.

Automobilio ir variklio veikimo rodikliai registruojami realiuoju laiku per borto diagnostikos *OBD-II* jungtį, taikant aktyvų duomenų užklausų metodą. Duomenims siųsti ir gauti iš automobilio EVB naudotas *Arduino UNO R3* mikrovaldiklis su integruotu *CAN* sąsajos plėtiniu *Microchip MCP2515* valdikliu ir *TJA1050* siųstuvu-imituvu, kuris veikia kaip *USB-RS-232-CAN* keitiklis, periodiškai siunčiantis standartizuotas parametrų identifikavimo užklausas ir gautus atsakymus perduodantis į pagrindinį kompiuterį per *COM* įvestį. Programinis kodas sudarytas naudojant atvirojo kodo biblioteką *CAN.H* ir *OBD2.H* (Joyner, 2020; Mistry, 2017). Programinė įranga *MATLAB Simulink* realiuoju laiku šifruoja gaunamą šešioliktainį duomenų srautą, konvertuoja į fizikinius dydžius ir sinchronizuoja juos su etaloniniu WLTC važiavimo ciklu, kuris atvaizduojamas ekrane.

Duomenims siųsti ir gauti naudotas standartizuotas *ISO 15765-4* protokolas (International Organization for Standardization, 2016). Pavyzdžiui, variklio sūkių užklausa buvo siunčiama adresu $0x7DF$ su *PID* kodu $0C$. Variklio elektroninis valdymo blokas atsakymus siuntė adresu $0x7E8$ (standartinis variklio EVB identifikatorius). Gauti duomenų baitai (A ir B) *MATLAB* aplinkoje buvo konvertuojami į reikšmes pagal *OBD-II* standarto formules (pvz., $RPM = (256A + B) / 4$). Duomenų surinkimo schema pavaizduota 2.6 pav.



2.6 pav. *MATLAB Simulink* modelis, naudojamas duomenims surinkti ir greičiui atvaizduoti realiuoju laiku iš automobilio *CAN* magistralės (šaltinis: sudaryta autoriaus)

Fig. 2.6. *MATLAB Simulink* model used for real-time data acquisition and speed visualisation from the vehicle *CAN* bus (source: created by author)

Eksperimentinių bandymų metu *MATLAB Simulink* modelis buvo naudojamas surinkti, apdoroti ir registruoti automobilio ir variklio rodiklius: automobilio greitį, variklio apkrovą, variklio aušinimo skysčio temperatūrą, absoliutųjį slėgį įsiurbimo kolektoriuje, variklio alkūninio veleno sūkių dažnį, automobilio greitį, uždegimo paskubos kampą, įsiurbiamo oro masę, katalizinio deginių neutralizatoriaus temperatūrą ir oro pertekliaus koeficientą. Automobilio greičio duomenų paketas naudojamas atvaizduoti esamą transporto priemonės greitį ekrane, siekiant operatoriui vertinti ir koreguoti transporto priemonės greitį, atsižvelgiant į etaloninį WLTC greičio ir laiko profilį, kuris matomas kompiuterio ekrane.

Duomenys registruojami 10 Hz dažniu (0,1 s intervalais), kuris yra pakankamas tiksliai atvaizduoti pereinamuosius procesus ir neprarasti informacijos apie staigius pokyčius realiuoju laiku. Registruojant skirtingus rodiklius nuosekliajau užklausių būdu, pasirinktas dažnis užtikrino stabilų duomenų perdavimą be vėlavimų, kurie galėtų atsirasti viršijus *CAN* magistralės užklausių apdorojimo greitį.

2.3.2. Eksperimentinių bandymų sąlygos ir degalų savybės

Dinamometrinė sistema *Dynolyze® Small* turi sukurti sūkurinių srovių stabdžius, galinčius sukurti didžiausią 3500 Nm stabdymo momentą ašiai ir apytikslę 626 kW stabdymo galią ašies porai. Bandymų metu dinamometrinis stendas imitavo kelio pasipriešinimą įvedus automobilio charakteristikos rodiklius: parengto eksploatuoti automobilio masę, frontalinį paviršiaus plotą, oro ir riedėjimo pasipriešinimo koeficientą, padangos dinaminį riedėjimo spindulį.

Atsižvelgiant į tiriamo hibridinio automobilio *Toyota RAV4* technines charakteristikas (galios ir masės santykis yra didesnis nei 34 W/kg), modeliavimui taikytas WLTC 3b klasės transporto priemonės skirtas važiavimo ciklas. Siekiant užtikrinti vienodas kiekvieno bandymo pradines sąlygas, aukštos įtampos baterijos įkrovos lygis (63,5 %), kurį užtikrino gamyklinė automobilio hibridinės pavaros valdymo sistema, leidžiant vidaus degimo varikliui veikti stoviniame automobilyje tol, kol jis išsijungė.

Dvejopų degalų (DD) režimas suprogramuotas taip, kad KU variklis veiktų naudodamas gamtines dujas, papildomai įpurškiant benzino (kai variklio sūkių dažnis viršija 2500 sūk./min). Ši riba pasirinkta dėl sistemos ekonomiško ir variklio ilgaamžiškumo. Pasirinkti 3000 sūk./min netikslinga, nes tipinė automobilio eksploatacija užmiestyje (90–100 km/h greičiu) dažnai vyksta 2600–2800 sūk./min diapazone. Tokiu atveju variklis ilgą laiką veiktų aukštos terminės apkrovos zonoje be papildomo aušinimo, kas kelia riziką vožtuvų lizdams. 2000 sūk./min dominuoja miesto cikle, esant tik mažoms apkrovoms, o terminė rizika yra mažiausia, todėl benzino naudojimas padidintų degalų sąnaudas, CO₂

emisiją ir mažintų efektyvųjų naudingumo koeficientą. 2500 sūk./min parinkta racionali riba, žyminti perėjimą į didesnės apkrovos režimą. Procesą valdė gamintojo AEB elektroniniame valdymo bloke esantis antrinis degalų tiekimo žemėlapis, sukongigūruotas sukurti benzino įpurškimo impulso trukmę, atitinkančią 10 % gamyklinio EVB signalą. Benzino (degalų kokybės paž. nr. 481-2) ir gamtinių dujų savybės pateiktos B priede.

2.4. Variklio energinių ir ekologinių rodiklių vertinimo metodika

KU variklio HR16DE stendinių tyrimų metu atskiruose režimuose efektyviosios lyginamosios degalų sąnaudos apskaičiuojamos:

$$b_e = \frac{\sum_i B_{e,i} \cdot 1000}{P_e}, \frac{\text{g}}{\text{kW}} \cdot \text{h}, \quad (2.1)$$

čia $B_{e,i}$ – konkrečių rūšių degalų sąnaudos, kg/h; P_e – variklio efektyvioji galia, kW.

Siekiant įvertinti, kiek iš degalų gaunamos šiluminės energijos paverčiama naudinguoju mechaniniu darbu, apskaičiuojamas variklio efektyvusis naudingumo koeficientas:

$$\eta_e = \frac{P_e \cdot 3,6}{\sum_i (H_{z,i} \cdot B_{e,i})}, \quad (2.2)$$

čia $H_{z,i}$ – konkrečių rūšių degalų žemutinis šilumingumas, MJ/kg.

Teoriškai reikalingas (stechiometrinis) oro kiekis 1 kg degalų visiškai sudeginti priklauso nuo degalų sudėties ir apskaičiuojamas:

$$l_o = \frac{1}{0,23} \cdot \left(\frac{8}{3} \cdot C + 8 \cdot H - O \right), \text{ kg}, \quad (2.3)$$

čia C – anglies masės dalis degaluose; H – vandenilio masės dalis degaluose; O – deguonies masės dalis degaluose.

Naudojant degalų mišinius, konkrečių degalų komponentų (C, H ir O) masės dalis degalų mišinyje nustatoma pagal kiekvienos degalų rūšies masės dalį mišinyje ir kiekvienos degalų rūšies elementinę sudėtį.

Hibridinio automobilio *Toyota RAV4* KU variklio energinis efektyvumas buvo nustatytas apskaičiuojant VDV atliktą darbą per važiavimo ciklą, efektyviausias lyginamąsias degalų sąnaudas (b_{e,i_WLTC}) ir vidutinį efektyvųjų naudingumo koeficientą ($\eta_{e_i_WLTC}$). Integruojant eksperimentinio bandymo metu užfiksuotą VDV efektyviąją galią (P_e), esant laiko imties intervalui $dt = 1$ s, bendrasis vidaus degimo variklio atliktas efektyvusis darbas $A_{VDV_WLTC_Σ}$ (kW) per WLTC ($t = 1800$ s) buvo apskaičiuotas (Pilusa et al., 2012):

$$A_{VDV_WLTC_Σ} = \int_0^T P_e(t) \cdot \frac{1}{3600} dt, \text{ kW} \cdot \text{h}. \quad (2.4)$$

Efektyviosios lyginamosios degalų sąnaudos $b_{e_i_WLTC}$ (g/kWh) buvo apskaičiuotos pagal bendrąją WLTC cikle išmatuotą suvartotų degalų masę $m_{e_i_WLTC_Σ}$ (kg) ir vidaus degimo variklio atliktą efektyvųjį darbą:

$$b_{e_i_WLTC} = \frac{m_{e_i_WLTC_Σ} \cdot 1000}{A_{VDV_WLTC_Σ}}, \frac{\text{g}}{\text{kWh}} \cdot \text{h}. \quad (2.5)$$

Naudoti degalai buvo tradicinės paskirties benzinas (~90 % benzino ir ~10 % etanolio mišinys pagal tūrį), žymimas B ($m_{e_B_WLTC_Σ}$), arba suslėgtos gamtinės dujos, žymimos GD ($m_{e_GD_WLTC_Σ}$). Dvejopų degalų atveju, kai variklis vienu metu veikė naudodamas B ir GD, bendroji ciklo metu suvartotų degalų masė gauta sumuojant B ir GD mases ir žymima DD ($m_{e_DD_WLTC_Σ}$).

Efektyvusis naudingumo koeficientas ($\eta_{e_i_WLTC}$) WLTC cikle buvo apskaičiuotas įvertinus naudotų degalų žemutinį šilumingumą H_{z_i} (MJ/kg) ir efektyviausias lyginamąsias degalų sąnaudas važiavimo cikle:

$$\eta_{e_i_WLTC} = \frac{3600}{\sum_i H_{z_i} \cdot b_{e_i_WLTC}}. \quad (2.6)$$

Benzinui (2.6) skaičiavimo formulė naudojama H_{z_B} ir $b_{e_B_WLTC}$; suslėgtoms gamtinėms dujoms – H_{z_GD} ir $b_{e_GD_WLTC}$. Naudojant dvejopų degalų mišinį, bendrosios degalų energijos sąnaudos gaunamos sumuojant atskirai apskaičiuotas kiekvienos rūšies degalų H_{z_i} ir $b_{e_i_WLTC}$ sandaugas ($H_{z_B} \cdot b_{e_B_WLTC} + H_{z_GD} \cdot b_{e_GD_WLTC}$).

Naudojant dujų analizatorių WLTC ciklo metu išmatuotas momentines įvairių deginių (CO, CO₂, CH₄, C₃H₈, NO_x) emisijas, kartu su šių junginių fizikinėmis ir cheminėmis savybėmis bei išmatuotomis momentinėmis degalų ir oro sąnaudomis, konkrečių išmetamųjų dujų komponentų momentinė masės emisija E_{m_n} (g/s) buvo apskaičiuota:

$$E_{m_n} = \frac{C_n \cdot M_n \cdot m_{i\dot{m}}}{1000 \cdot M_{i\dot{m}} \cdot 3600}, \text{ g/s}, \quad (2.7)$$

čia C_n – teršalo komponento koncentracija išmetamosiose dujose, ppm; M_n – teršalo komponento molinė masė ($M_{CO} = 28,01$ g/mol; $M_{CO_2} = 44,01$ g/mol; $M_{CH_4} = 16,04$ g/mol; $M_{C_3H_8} = 44,09$ g/mol; $M_{NO_x} = 30,01$ g/mol); $m_{i\dot{m}}$ – išmetamųjų dujų masės srautas:

$$m_{i\dot{m}} = \sum_i B_{e_i} + B_{oro}, \frac{\text{kg}}{\text{h}}, \quad (2.8)$$

čia B_{e_i} – degalų masės srautas, išmatuotas degalų sąnaudų matuokliu (kg/h) (degalų rūšies indeksas: B, GD arba DD); B_{oro} – oro masės srautas, išmatuotas

variklio oro masės srauto matuokliu (kg/h), naudojant duomenis, gautus iš variklio elektroninio valdymo bloko.

Variklio išmetamųjų dujų srauto molinė masė $M_{išm}$ (g/mol) kiekvieną WLTC ciklo sekundę buvo apskaičiuota kaip konkrečių komponentų molinės masės ir jų tūrinių dalių sandaugų suma, pagal šią formulę:

$$M_{išm} = \sum_n \frac{C_n \cdot M_n}{10^6}, \text{ g/mol}, \quad (2.9)$$

čia C_n – n -tojo išmetamųjų dujų komponento, įskaitant H_2O (vandens garus) ir N_2 koncentracija (ppm); M_n – šio komponento molinė masė (g/mol).

Suminė kiekvieno teršalo masė $E_{m_n_WLTC_Σ}$ (g) WLTC cikle buvo nustatyta atliekant diskretųjį emisijos srauto (g/s) integravimą 1 s laiko intervalais, nuo pirmosios bandymo sekundės iki $t = 1800$ s:

$$E_{m_n_WLTC_Σ} = \int_0^T E_{m_n} dt, \text{ g}. \quad (2.10)$$

Kaip apibrėžta *Europos Komisijos* reglamente 2017/1151 (papildančiame Reglamentą (EB) Nr. 715/2007), lyginamoji įvairių transporto priemonės išmetamųjų teršalų emisija E_{n_WLTC} (g/km) WLTC cikle nustatoma įvertinus per bandymo ciklą išmestų teršalų masę ir transporto priemonės nuvažiuotą atstumą, pagal šią formulę:

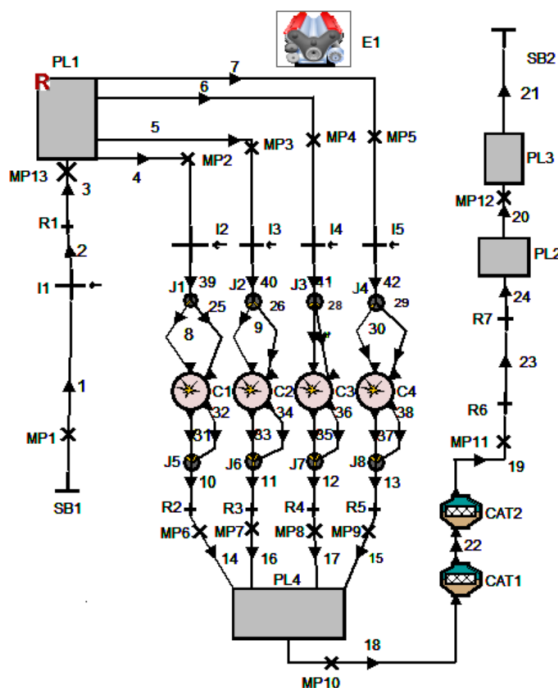
$$E_{n_WLTC} = \frac{E_{m_n_WLTC_Σ}}{S_{aut_WLTC_Σ}}, \text{ g/km}. \quad (2.11)$$

Automobilio nuvažiuotas atstumas $S_{aut_WLTC_Σ}$ buvo gautas atliekant diskretųjį transporto priemonės greičio integravimą WLTC cikle, taikant diskretizavimo žingsnį $dt = 1$ s.

2.5. Degimo proceso variklyje analizė

Variklio darbo ciklo analizei atlikti naudojama specializuota programinė įranga *AVL BOOST™* ir paprogramė *BURN*. Tai yra vienmatės dujų dinamikos ir termodinamikos modeliavimo aplinka, kuri remiasi variklio įsiurbimo sistemos, degimo kameros ir išmetimo sistemų suskirstymu į atskirus kontrolinius tūrius ir juos jungiančius vamzdynus. Kiekviename elemente modelis sprendžia diferencinės masės, energijos ir judesio kiekio tvermės lygtis.

Tyrimams naudotas kibirkštinio uždegimo variklio *HRI6DE* skaitinis modelis, kuris paremtas gamintojo specifikacijomis ir geometriniais matavimais, pateiktas 2.7 pav.



2.7 pav. Kibirkštinio uždegimo variklio *HR16DE* skaitinis modelis: E_1 – variklio parametrų įvesties blokas; skaičiai 1–42 – jungiamieji elementai; PL_i – kolektorius (apibrėžti tūriai); MP_i – matavimo taškas; SB_i – sistemos ribinė sąlyga; R_i – srauto ribotuvas; I_i – purkštuvai; J_i – jungtis; C_i – cilindras; CAT_i – katalizinis deginių neutralizatorius (šaltinis: Melaika, 2016)

Fig. 2.7. Numerical model of SI engine *HR16DE*: E_1 – input button for engine parameters; numbers 1–42 – pipe; PL_i – plenum (defined volume); MP_i – measuring point; SB_i – system boundary; R_i – restriction; I_i – injector; J_i – junction; C_i – cylinder; CAT_i – catalytic converter (source: Melaika, 2016)

Modelyje analizuojamas visas dujų judėjimo ciklas, prasidedantis įsiurbiamu oru (SB_1) per įsiurbimo sistemą ir kolektorių (PL_1). Purkštuvai (I_1 – I_4) degalus tiekia į įsiurbimo kolektorių ties cilindrais (C_1 – C_4). Po degimo proceso deginiai patenka į išmetimo kolektorių (PL_4), katalizinį deginių neutralizatorių (CAT_1 , CAT_2), papildomus tūrius (PL_2 , PL_3), atitinkančius išmetimo sistemos geometriją, ir oro aplinką (SB_2). Matavimo taškuose (MP_i) analizuojami virtualūs rodikliai skirtingose modelio vietose: slėgis, temperatūra, įsiurbiamo oro masė, išmetamųjų dujų kiekis.

Termodinaminė degimo proceso analizė atliekama remiantis gautais eksperimentinių bandymų rezultatais. *AVL BOOST™* integruotoje paprogramėje *BURN*, įvedami eksperimentiniai slėgio cilindre duomenys (indikatorinės diagramos). Remiantis slėgio kitimu cilindre, apskaičiuojami degimo charakteristikų rodikliai,

o šilumos nuostoliams įvertinti taikytas *Woschni* empirinis modelis. Taip pat papildomai įvesti rodikliai, apibūdinantys variklio ir degalų specifiką, cilindro geometriją ir variklio veikimo sąlygas. Įvesties duomenys degimo proceso analizei atlikti pateikti 2.9 lentelėje.

2.9 lentelė. Įvesties duomenys *BURN* degimo proceso analizei (AVL BOOST, 2013)

Table 2.9. Input data for the *BURN* combustion process analysis (AVL BOOST, 2013)

Objektas	Įvesties duomenys
Degalų savybės	Degalų tipas, stochiometrinis oro ir degalų santykis, žemutinis šilumingumas H_z .
Variklio rodikliai	Cilindrų skaičius i , variklio darbo ciklas, cilindro skersmuo D , stūmoklio eiga S , suslėgimo laipsnis ε , švaistiklio ilgis l , stūmoklio viršutinio paviršiaus plotas A_{st} , cilindro galvutė ir įvorė, slėgis cilindre p_{cil} .
Veikimo sąlygos	Variklio alkūninio veleno sukčių dažnis n , vidutinis efektyvusis slėgis BMEP, aukšto slėgio ciklo pradžia ir pabaiga, įsiurbiamo oro masė B_{oro} , benzino masės sąnaudos B_{e_B} ir gamtinių dujų degalų masės sąnaudos $B_{e_{GD}}$, likutinių dujų kiekis, stūmoklio ir cilindro galvutės sienelių temperatūra, įvorės temperatūra, stūmokliui esant viršutiniame ir apatiniame galiniame taškuose.

Variklio cilindro termodinaminei būsenai įvertinti, degimo proceso ir energijos virsmų analizė atliekama skaičiavimuose taikant pirmąjį termodinamikos dėsnį (AVL BOOST, 2013):

$$\frac{d(m_c u)}{d\alpha} = -p_c \cdot \frac{dV}{d\alpha} + \frac{dQ_F}{d\alpha} - \sum \frac{dQ_w}{d\alpha} - h_{BB} \cdot \frac{dm_{BB}}{d\alpha}, \quad (2.12)$$

čia $\frac{d(m_c u)}{d\alpha}$ – bendrasis energijos pokytis cilindre; $p_c \frac{dV}{d\alpha}$ – stūmoklio atliekamas darbas; $\frac{dQ_F}{d\alpha}$ – degalų šilumingumas; $\sum \frac{dQ_w}{d\alpha}$ – šilumos nuostoliai į cilindro sieneles; $h_{BB} \cdot \frac{dm_{BB}}{d\alpha}$ – šilumos nuostoliai dėl prapūtimo pro žiedus.

Masė cilindre kinta laikui bėgant dėl nuolatinio masės įtekėjimo ir ištekėjimo. Šis pokytis apskaičiuojamas sumuojant į cilindrą patenkančią masę ir atimant iš jo išeinančią masę:

$$\frac{dm_c}{d\alpha} = \sum \frac{dm_i}{d\alpha} - \sum \frac{dm_e}{d\alpha} - \frac{dm_{BB}}{d\alpha}, \quad (2.13)$$

čia $\frac{dm_c}{d\alpha}$ – masės cilindre kitimo greitis; $\sum \frac{dm_i}{d\alpha}$ – į cilindrą patenkančios masės kitimo greitis; $\sum \frac{dm_e}{d\alpha}$ – iš cilindro išeinančios masės kitimo greitis, $\frac{dm_{BB}}{d\alpha}$ – pro stūmoklio žiedus pratekančių dujų (angl. *blow-by*) masės kitimo greitis.

Vienos zonos *Vibe* funkcija naudojama aproksimuoti sudegusią masės dalį, pagal kurią apskaičiuojamas šilumos išsiskyrimo greitis, naudojant šią lygtį:

$$\frac{dQ_B}{d\alpha} = Q_{BT} \frac{a}{\Delta\alpha_c} \cdot (m + 1) \cdot y^m \cdot e^{-a \cdot y^{(m+1)}}; \quad (2.14)$$

$$y = \frac{\alpha - \alpha_0}{\Delta\alpha_c}, \quad (2.15)$$

čia $\frac{dQ_B}{d\alpha}$ – šilumos išsiskyrimo greitis, tenkantis alkūninio veleno pasisukimo kampui; Q_{BT} – bendrasis degimo metu išsiskyręs šilumos kiekis; a – *Vibe* funkcijos efektyvumo parametras, susijęs su degimo greičiu (išbaigtumu); α – alkūninio veleno pasisukimo kampas; α_0 – degimo pradžios alkūninio veleno pasisukimo kampas; $\Delta\alpha_c$ – degimo trukmė, išreikšta alkūninio veleno pasisukimo kampų; m – *Vibe* funkcijos formos parametras, nurodantis degimo intensyvumą; y – santykinė degimo eiga; e – natūrinio logaritmo pagrindas (Eulerio skaičius).

2.6. Hibridinio automobilio skaitinis modeliavimas

2.6.1. Skaitinio modelio veikimo algoritmas

Hibridinio automobilio energiniams, ekologiniams ir dinaminiais rodikliams vertinti ir prognozuoti, naudojant alternatyviuosius degalus (gamtinės dujas ir benzino bei vandenilio mišinius), taikytas skaitinis modeliavimas ir sisteminio lygmens programinė įranga *AVL CRUISE™*. Ši metodika leidžia integruoti eksperimentinių variklio tyrimų rezultatus į sudarytą hibridinio automobilio modelį ir įvertinti komponentų sąveiką standartizuoto važiavimo ciklo metu, atsižvelgiant į tai, kad tiesioginiai eksperimentai su tam tikrais degalų mišiniais hibridiniame automobilyje yra technologškai sudėtingi.

Modeliavimui taikoma tiesioginės eigos skaičiavimo metodika, grindžiama fizikinio priežastingumo ryšiais. Simuliacijos cikle integruotas vairuotojo modulis remiasi proporcinio-integraliniu (PI) reguliatoriumi, kuris uždaro reguliavimo kontūro principu lygina momentinį automobilio greitį su etaloniniu važiavimo ciklo greičiu. PI pasirinktas siekiant užtikrinti sistemos stabilumą ir nulinę statinę paklaidą, o jo koeficientai parinkti empiriniu būdu, parenkant pereinamojo proceso rodiklius *AVL CRUISE™* aplinkoje.

Regulatorius generuoja bendrąjį valdymo signalą $u(t)$, kuris *MatLab* valdiklyje algoritmiškai išskaidomas į nepriklausomus išėjimo kanalus. Traukos valdymas grindžiamas sąlyga, kai $u(t) > 0$, signalas perduodamas į *Outport 0* (vidaus degimo variklio apkrovai) ir *Outport 2* (elektros variklio apkrovai), taip imituojant akceleratoriaus paminos paspaudimą (0–100 %). Stabdymo valdyme (kai $u(t) < 0$) yra apskaičiuojama signalo modulio vertė, ir ji perduodama į *Outport 6*, suformuojant stabdžių sistemos darbinį slėgį (iki 18 MPa). Bendrasis valdymo signalas $u(t)$ paskirstomas vykdomiesiems mechanizmams taikant perjungimo logiką. Traukos režimu formuojamas apkrovos signalas $S_{apkr} = \min(u(t), 100)$, atitinkantis akceleratoriaus paminos padėtį, stabdymo režimu formuojamas slėgio signalas $P_{st} = \min(|u(t)| \times \frac{180}{100}, 180)$.

Hibridinės pavaros sąveika koordinuojama algoritmiškai, sinchronizuojant elektros variklio apkrovą *Outport 2* ir atsižvelgiant į baterijos įkrovos būseną *Inport 2*. PI regulatoriaus koeficientai (K_p ir K_i) parinkti stebint sistemos atsako charakteristikas realiuoju laiku per duomenų atvaizdavimo komponentą *Monitor* ir juos koreguojant. Pagrindiniu kriterijumi pasirinktas balansas tarp sistemos greitaveikos ir stabilumo, kuris užtikrinta, kad momentinis greičio nuokrypis neviršytų $\pm 2,0$ km/h ribos, o valdymo signalas išliktų tolygus, be aukšto dažnio osciliacijų, kurios iškreipia energinių rodiklių skaičiavimo rezultatus. Sudaryta struktūra leidžia vienu reguliavimo kontūru efektyviai valdyti kelis vykdomuosius mechanizmus, išvengiant jų tarpusavio konflikto.

Modelyje taikytas dinaminių ratų apkrovų vertinimas. Skirtingai nuo supaprastintų statinių modelių, ši metodika įvertina, kad greitėjimo ar lėtėjimo metu normalinė jėga, veikianti ašis, kinta dėl inercijos jėgų momento. Priekinės ašies dinaminė apkrova ($F_{Z,i}$) apskaičiuojama sprendžiant momentų pusiausvyros lygtį (AVL CRUISETM, 2021):

$$F_{Z,i} = \frac{m \cdot g \cdot l_r \cdot \cos\alpha - m \cdot g \cdot h_g \cdot \sin\alpha - m \cdot a \cdot h_g \cdot F_L \cdot h_L}{L}, \text{ N}, \quad (2.16)$$

čia m – automobilio masė (kg); g – laisvojo kritimo pagreitis (9,81 m/s²); l_r – atstumas nuo masės centro iki galinės ašies (m); α – kelio nuolydžio kampas (rad); h_g – automobilio masės centro aukštis (m); a – išilginis automobilio pagreitis (m/s²); h_L – aerodinaminio pasipriešinimo jėgos veikimo aukštis (m); L – automobilio ratų bazė (m).

Žinant dinamines apkrovas, bendrasis riedėjimo pasipriešinimas F_R (N) apskaičiuojamas sumuojant kiekvieno rato pasipriešinimą individualiai:

$$F_R = \sum_{i=1}^n (F_{Z,i} \cdot f_r), \text{ N}. \quad (2.17)$$

čia n – ratų skaičius; $F_{Z,i}$ – i-ojo rato vertikali normalinė apkrova (N); f_r – padangos riedėjimo pasipriešinimo koeficientas.

2.6.2. Skaitinio modelio sudarymas, rodiklių nustatymas, validavimas

Skaitinio modeliavimo aplinkoje *AVL CRUISE™* sukurtas modelis atkartoja *Toyota* antrosios kartos hibridinės sistemos architektūrą, kuri klasifikuojama kaip galios paskirstymo sistema tarp vidaus degimo variklio, elektrinių variklių-generatorių ir aukštos įtampos baterijos.

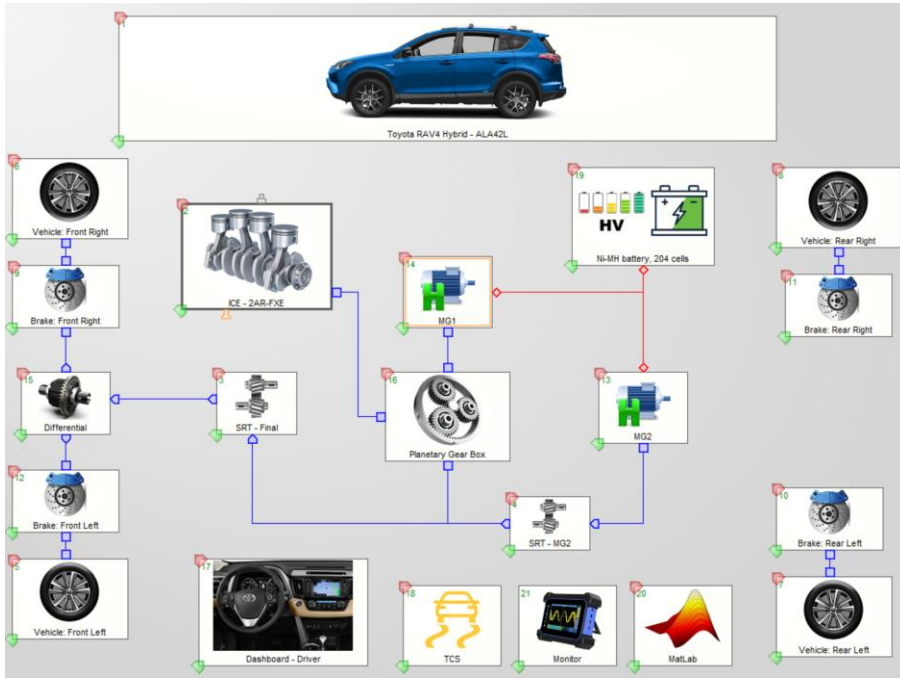
Modelis buvo sudarytas integruojant gamintojo pateikiamus techninius duomenis ir eksperimentinių tyrimų metu nustatytus rodiklius. Pagrindiniai transporto priemonės dinaminiai parametrai apibrėžti siekiant įvertinti važiavimo pasipriešinimą traukos stende. Pagrindinis automobilio komponentas sistemoje veikia kaip centrinis modelio integracijos mazgas, kuriame apibrėžiami geometriniai ir masės rodikliai. Modelyje įvesta automobilio eksploatacinė masė (1705 kg), bendroji masė (2205 kg), svorio centro aukštis (765 mm), padangų slėgis (0,22 MPa), ratų bazės ilgis (2660 mm), taip pat aerodinaminiai rodikliai: frontalinis kūbulo plotas (2,99 m²) ir oro pasipriešinimo koeficientas (0,34). Modelyje įvertinama traukos jėga iš pavaros sistemos (ratų) ir pasipriešinimo jėgos iš aplinkos (oro, kelio), integruoja pagreitį, nustato momentinį automobilio greitį ir nuvažiuotą kelią. Taip pat šiame modulyje valdomas stabdžių sistemos veikimas ir stabdymo jėgų paskirstymas tarp ašių.

Modelio architektūroje vidaus degimo variklio, dviejų elektros variklių-generatorių ir ratų sąveika valdoma per planetinę pavarą, kuri užtikrina VDV veikimą optimalaus efektyvumo zonose nepriklausomai nuo automobilio greičio. Modelyje taip pat integruoti virtualaus vairuotojo, stabdžių sistemos ir išorinio valdymo bloko komponentai, užtikrinantys WLTC ciklo atkartojimą ir energijos srautų valdymą. Sistemoje yra integruotas keturtaktis, keturių cilindrų, 2494 cm³ darbinio tūrio, *Atkinsono* ciklu veikiantis *2AR-FXE* kibirkštinio uždegimo variklis, kurio išorinė greitinė charakteristika yra paremta eksperimentiškai nustatytu didžiausios galios rodikliu visame alkūninio veleno sūkių diapazone. Pagrindinė variklio charakteristika apibrėžiama per visos apkrovos kreivę. Kadangi modeliui reikalingas sukimo momentas, yra atliekamas skaičiavimas (*AVL CRUISE™*, 2021):

$$M_{e_m} = \frac{P_{e_m}}{\omega}, \quad (2.18)$$

čia M_{e_m} – didžiausias sukimo momentas (Nm); P_{e_m} – didžiausia variklio galia (W); ω – kampinis greitis (rad/s).

Hibridinio automobilio skaitinio modelio struktūra pateikta 2.8 pav.



2.8 pav. Hibridinio automobilio skaitinio modelio struktūra *AVL CRUISE™* programoje: 1 – pagrindinis automobilio komponentas *Toyota RAV4* (modelio kodas *ALA42L*); 2 – atmosferinis kibirkštinio uždegimo variklis *2AR-FXE*; 3 – transmisija; 4 – elektros variklio-generatoriaus transmisija; 5 – priekinis kairysis ratas; 6 – priekinis dešinysis ratas; 7 – galinis kairysis ratas; 8 – galinis dešinysis ratas; 9 – priekinio dešiniojo rato stabdžių sistema; 10 – galinio kairiojo rato stabdžių sistema; 11 – galinio dešiniojo rato stabdžių sistema; 12 – priekinio kairiojo rato stabdžių sistema; 13 – elektros variklis-generatorius (*MG2*); 14 – elektros variklis-generatorius (*MG1*); 15 – diferencialas; 16 – planetinė pavara; 17 – virtualaus vairuotojo komponentas; 18 – traukos kontrolės sistema; 19 – aukštos įtampos baterija; 20 – išorinis *MatLab* valdymo blokas; 21 – duomenų atvaizdavimo komponentas (šaltinis: sudaryta autoriaus)

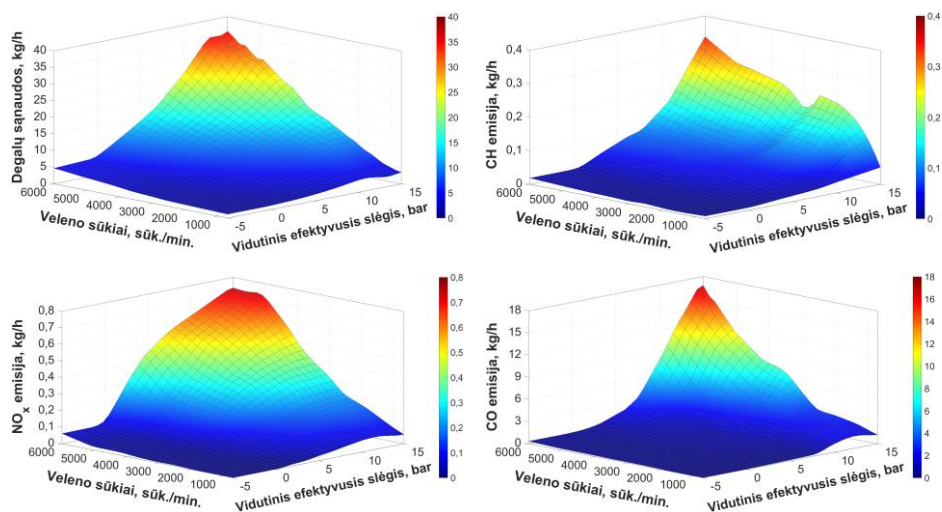
Fig. 2.8. Structure of the hybrid vehicle numerical model in *AVL CRUISE™* software: 1 – main vehicle component *Toyota RAV4* (model code *ALA42L*), 2 – naturally aspirated spark ignition engine *2AR-FXE*, 3 – single speed transmission, 4 – motor-generator single speed transmission, 5 – front left wheel, 6 – front right wheel, 7 – rear left wheel, 8 – rear right wheel, 9 – front right wheel brake system, 10 – rear left wheel brake system, 11 – right wheel brake system, 12 – front left wheel brake system, 13 – electric motor-generator (*MG2*), 14 – electric motor-generator (*MG1*), 15 – differential, 16 – planetary gear, 17 – virtual driver component, 18 – traction control system, 19 – high-voltage battery, 20 – external *MatLab* control unit, 21 – data visualisation component (source: created by author)

Duomenys yra diskretiniai (taškai žemėlapyje), tarpinės reikšmės (pvz., didžiausias momentas esamiems variklio sūkiams (n_e) apskaičiuojamos taikant tiesinę interpoliaciją:

$$M(n_{akt}) = M_i + \frac{M_{i+1} - M_i}{n_{i+1} - n_i} \cdot (n_e - n_i), \quad (2.19)$$

čia M_i ir n_i – reikšmės artimiausiuose žemėlapijo taškuose. Analogiškas interpoliacijos principas taikomas skaičiuojant degalų sąnaudas ir emisijas iš trimačių žemėlapių, ten $Z = f(n, M_e)$.

Vidaus degimo variklio įvesties komponente taip pat nurodytas degalų tipas, žemutinis šilumingumas, tankis, cheminė sudėtis, anglies kiekis degaluose, variklio degalų sąnaudų ir emisijų (CO, CH, NO_x) rodikliai, varikliui veikiant laisvąja eiga, bei visame efektyviojo vidutinio slėgio ir alkūninio veleno sūkių diapazone, kurie išmatuoti eksperimentinių tyrimų metu, naudojant B ir GD. Hibridinio automobilio vidaus degimo variklio gamtinių dujų sąnaudų, angliavandenilių, azoto oksidų ir anglies viendeginio emisijų priklausomybė nuo alkūninio veleno sūkių ir vidutinio efektyviojo slėgio rodiklio pateikti 2.9 pav.

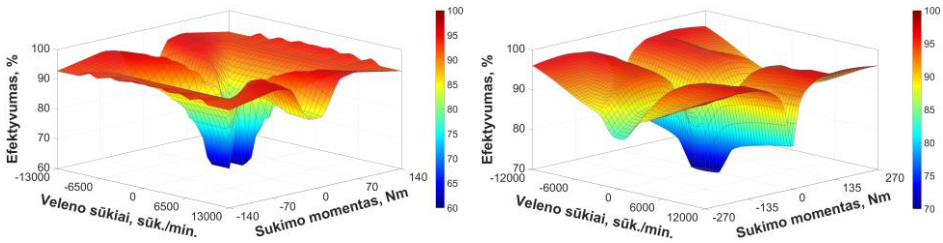


2.9 pav. Hibridinio automobilio vidaus degimo variklio dujinių degalų sąnaudų, angliavandenilių, azoto oksidų ir anglies viendeginio emisijų priklausomybė nuo alkūninio veleno sūkių ir efektyviojo vidutinio slėgio rodiklio (šaltinis: sudaryta autoriaus)

Fig. 2.9. Dependence of the hybrid vehicle internal combustion engine gaseous fuel consumption, hydrocarbons, nitrogen oxides, and carbon monoxide emission on crankshaft speed and effective power parameter (source: created by author)

Hibridinio automobilio elektrinę sistemą sudaro du nuolatinio magneto sinchroniniai elektros varikliai-generatoriai (MG1 ir MG2) ir aukštos įtampos baterija. MG1 pagrindinė funkcija yra VDV paleidimas, elektros energijos generavimas ir VDV sūkių valdymas. MG2 yra pagrindinis elektros variklis-generatorius, kuris suka varančiuosius ratus ir atlieka regeneracinio stabdymo funkciją,

gamindamas elektros energiją. MG1 ir MG2 veikimo charakteristika aprašyta sudarant trimačius žemėlapius, nurodant elektros variklio-generatoriaus efektyvumą priklausomai nuo elektros variklio veleno sūkių ir sukimo momento, kurie pateikti 2.10 pav. Elektros variklių efektyvumas didžiojoje veikimo zonos dalyje yra aukštas, didesnis nei 90 %. Didžiausias elektros variklio MG1 efektyvumas siekia 95 %, MG2 – 97 %, kurių sumažėjimas stebimas veleno sūkių ir sukimo momento rodikliams artėjant prie nulio, nes padidėja mechaniniai ir elektromagnetiniai nuostoliai.



2.10 pav. Elektros variklio-generatoriaus (MG1) ir variklio-generatoriaus (MG2) efektyvumo rodiklio priklausomybė nuo veleno sūkių ir sukimo momento (šaltinis: sudaryta autoriaus)

Fig. 2.10. Dependence of the efficiency of the electric motor-generator (MG1) and motor-generator (MG2) on speed and torque (source: created by author)

Jų veikimas aprašomas 4 kvadrantų efektyvumo žemėlapiais ($\eta_{el} = f(n, M)$), kurie įvertina nuostolius tiek elektros variklio (elektros energija – mechaninė), tiek ir generatoriaus (mechaninė – elektros energija). Elektrinė galia (P_{el}), suvartojama arba generuojama elektros variklio, yra apskaičiuojama:

$$P_{el} = \begin{cases} \frac{P_{mech}}{\eta(n, P_{mech})}, & \text{variklio režimas} \\ P_{mech} \cdot \eta(n, P_{mech}), & \text{generatoriaus režimas} \end{cases} \quad (2.20)$$

čia P_{mech} – veleno galia (W); $\eta(n, P_{mech})$ – naudingumo koeficientas, nustatomas interpoliuojant žemėlapi.

Sudarant elektros variklių-generatorių (MG1 ir MG2) efektyvumo žemėlapius, būtini parametrai registruojami naudojant specializuotą automobilių diagnostinę įrangą *Toyota Techstream*. Tiesioginiai matavimai ant variklių velenų nebuvo atliekami dėl hibridinės transmisijos specifinės konstrukcijos, todėl elektros variklių sūkių dažnis (n) ir sukimo momentas (M_e) nuskaitomi iš hibridinės pavaros valdymo bloko. Naudojant diagnostinę sąsają, fiksuojami ir aukštosios įtampos grandinės rodikliai: baterijos/keitiklio įtampa (U_{DC}) ir srovės stipris (I_{DC}). Efektyvumo reikšmė kiekviename darbo taške skaičiuojama kaip

santykis tarp diagnostinės sistemos registruotos mechaninės ir elektrinės galios, laikant, kad automobilio vidiniai srovės ir įtampos jutikliai užtikrina pakankamą tikslumą sistemos lygmens analizei.

Modelyje integruota nikelio-metalo hidrido (Ni-MH) baterija, sudaryta iš 204 nuosekliai sujungtų celių, kurių kiekvienos įtampa siekia 1,2 V. Aukštos įtampos baterijos nominalioji nuolatinė įtampa yra 244,8 V, didžiausia talpa – 6,5 Ah, kurios veikimui imituoti taikomas statinis ekvivalentinės grandinės modelis. Baterijos gnybtų įtampa U_{bat} priklauso nuo atvirosios grandinės įtampos ir įtampos kritimo vidinėje varžoje:

$$U_{bat} = U_{AG}(BL, T) - I_{bat} \cdot R_{VBV}(BL, T), \quad (2.21)$$

čia U_{AG} – atvirosios grandinės įtampa (V); BL – baterijos įkrovos lygis (%); T – baterijos temperatūra (K); I_{bat} – srovės stipris (A) (teigiamas iškraunant, neigiamas įkraunant); R_{VBV} – vidinė baterijos varža (Ω).

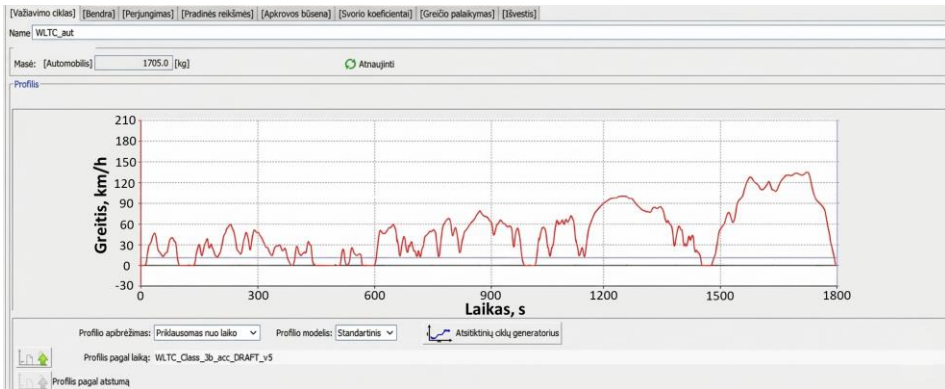
Atvirosios grandinės įtampa (U_{AG}) ir vidinė varža (R_{VBV}) modelyje yra kintamieji dydžiai, apibrėžti kaip netiesinės funkcijos, priklausomos nuo momentinio įkrovos lygio ir temperatūros.

2.6.3. Važiavimo ciklo modeliavimo užduoties formavimas ir kraštinės sąlygos

Skaitiniam modeliavimui *AVL CRUISE*TM programoje taikytas WLTC 3b klasės transporto priemonėms skirtas važiavimo ciklas, atsižvelgiant į tiriamo hibridinio automobilio *Toyota RAV4* technines charakteristikas (galios ir masės santykis yra didesnis nei 34 W/kg). Skirtingai nuo senesnių standartų, šis ciklas pasižymi dideliu dinamiškumu, dažnais pagreitėjimais ir lėtėjimais, leidžiantis objektyviai alternatyviųjų degalų ir jų mišinių įtaką vidaus degimo variklio energiniam ir ekologiniams rodikliams (degalų sąnaudoms, CO₂ ir teršalų emisijoms) kintamosios apkrovos sąlygomis, kurios yra būdingos realiam hibridinio automobilio eksploatavimui.

Modeliavimo metu 1800 s (30 min) trukmės ciklas, kurio bendrasis nuvažiuojamas atstumas – 23,27 km, suskirstytas į keturias fazes, atitinkančias skirtingus hibridinio automobilio modelio dinaminės apkrovos rodiklius. Hibridinio automobilio važiavimo ciklas *AVL CRUISE*TM pateiktas 2.11 pav.

Siekiant užtikrinti rezultatų palyginamumą tarp skirtingų degalų rūšių, modelyje buvo apibrėžtos pradinės sąlygos: aplinkos temperatūra T_{oro} nustatyta +23 °C, atmosferos slėgis – 101,325 kPa, santykinė oro drėgmė – 50 %.



2.11 pav. Hibridinio automobilio *Toyota RAV4* važiavimo ciklas *AVL CRUISE™*
(šaltinis: sudaryta autoriaus)

Fig. 2.11. Driving cycle of the hybrid vehicle *Toyota RAV4* in *AVL CRUISE™*
(source: created by author)

Modeliavimas pradedamas užtikrinant, kad visų automobilio komponentų (įskaitant variklį ir katalizinį deginių neutralizatorių) temperatūra modelio simuliacijos pradžios metu ($t = 0$ s) būtų prilyginta aplinkos temperatūrai ($+23$ °C), kuri atitinka WLTC reikalavimus ir užtikrina vienodas pradinės sąlygas visiems tirtiems degalams. Siekiant korektiškai apskaičiuoti degalų sąnaudas, būtina eliminuoti baterijos energijos pokyčio įtaką, todėl pradinė baterijos įkrovimo lygio reikšmė nustatyta ties 63,5 %, o modeliavimo metu taikoma įkrovos palaikymo sąlyga. Modelio sąlygose apibrėžiama, kad galutinis įkrovimo lygis ciklo pabaigoje atitiktų pradinę vertę, užtikrinant, kad visa važiavimo cikle sunaudota energija (įvertinus sistemos nuostolius) yra gauta iš degalų, o ne iš anksto įkrautos baterijos.

2.7. Tiesioginių ir netiesioginių matavimų paklaidų analizė

Eksperimentiniuose inžineriniuose tyrimuose matuojamų rodiklių tikslumą riboja naudojamos matavimo įrangos techninės charakteristikos, kalibravimo tikslumas ir aplinkos veiksniai. Siekiant objektyviai įvertinti gautų eksperimentinių stendinių rezultatų patikimumą, atlikta tiesioginių ir netiesioginių matavimų paklaidų analizė, remiantis standartine eksperimentinės metrologijos teorija (Holman, 2012, Taylor, 2022).

Tiesiogiai matuojamo dydžio x santykinė paklaida δ_x išreiškiama procentais ir apskaičiuojama remiantis prietaiso gamintojo nurodyta absoliučiąja paklaida Δx bei matuojamo dydžio vidutine reikšme \bar{x} :

$$\delta_x = \left(\frac{\pm \Delta x}{\bar{x}} \right) \cdot 100 \% . \quad (2.22)$$

Tiesioginio matavimo santykinė paklaida yra atvirkščiai proporcinga matuojamo dydžio reikšmei, tai reiškia, kad, esant mažoms variklio apkrovoms, prietaiso absoliučiajai paklaidai išliekant pastoviai, santykinė paklaida išauga.

Pagrindiniai variklio energiniai ir ekologiniai rodikliai – efektyvioji galia, vidutinis efektyvusis slėgis, lyginamosios efektyviosios degalų sąnaudos ir efektyvusis naudingumo koeficientas nėra tiesiogiai matuojami. Jie apskaičiuojami tiesiogiai išmatavus variklio sukimo momentą, alkūninio veleno sūkių dažnį, degalų masę. Netiesioginių rodiklių santykinės paklaidos įvertinamos taikant netiesioginių matavimų paklaidų sklidimo dėsnį. Bendroji netiesioginio matavimo santykinė paklaida δ_y apskaičiuojama kaip tiesioginių matavimų santykinų paklaidų kvadratų sumos šaknis (Taylor, 2022):

$$\delta_y = \sqrt{\sum_{i=1}^n \delta_{xi}^2} = \sqrt{\delta_{x1}^2 + \delta_{x2}^2 + \dots + \delta_{xn}^2} . \quad (2.23)$$

Variklio efektyviosios galios (P_e) ir vidutinio efektyviojo slėgio ($BMEP$) santykinės paklaidos priklauso nuo sukimo momento ir alkūninio veleno sūkių dažnio paklaidų (atitinkamai δ_{Me} ir δ_n):

$$\delta_{Pe} = \delta_{BMEP} = \sqrt{\delta_{Me}^2 + \delta_n^2} . \quad (2.24)$$

Lyginamųjų efektyviųjų degalų sąnaudų paklaida (δ_{be}) priklauso nuo degalų sąnaudų matuoklio paklaidos (δ_{Be}) ir apskaičiuotos efektyviosios galios paklaidos (δ_{Pe}):

$$\delta_{be} = \sqrt{\delta_{Be}^2 + \delta_{Pe}^2} . \quad (2.25)$$

Variklio efektyviojo naudingumo koeficiento (η_e) skaičiavimo tikslumas papildomai priklauso nuo degalų žemutinio šilumingumo nustatymo instrumentinės paklaidos (δ_{Hz}). Atsižvelgiant į tai, kad degalų (benzino, gamtinių dujų, vandenilio) žemutinis šilumingumas imamas iš akredituotų laboratorijų sertifikatų, jo nepabrėžtis literatūroje nurodoma neviršijanti 0,5 % (Holman, 2012). Variklio efektyviojo naudingumo koeficiento paklaida (δ_{η_e}) apskaičiuojama:

$$\delta_{\eta_e} = \sqrt{\delta_{be}^2 + \delta_{Hz}^2} . \quad (2.26)$$

Atliekant stendinius tyrimus su KU varikliu *HRI6DE*, naudoto sūkurinių srovių dinamometriniu stendo *AMX200/100* absoliučioji paklaida yra $M_e =$

$\pm 0,9$ Nm. Alkūninio veleno sūkių jutiklio (enkoderio) matavimo paklaida imama ± 1 sūk./min, degalų masės matuoklių deklaruojama paklaida yra 0,10 %. Siekiant įvertinti didžiausią galimą paklaidų sklaidą ir rezultatų patikimumą, skaičiavimai atlikti vertinant šiuos bandymų režimus: mažiausia tirta apkrova ir sūkliai ($M_e = 40$ Nm, $n = 2000$ sūk./min), didžiausia tirta apkrova ir sūkliai ($M_e = 100$ Nm, $n = 3000$ sūk./min). Apskaičiuotos eksperimentinių standinių bandymų tiesioginių ir netiesioginių matavimų paklaidos apibendrinamos 2.10 lentelėje.

2.10 lentelė. Eksperimentinių vidaus degimo variklių standinių bandymų tiesioginių ir netiesioginių matavimų paklaidos

Table 2.10. Errors of direct and indirect measurements in internal combustion engine experimental bench tests

Matuojamas / skaičiuojamas rodiklis	Absoliučioji paklaida	Santykinė paklaida, %, esant 40 Nm, 2000 sūk./min	Santykinė paklaida, %, esant 100 Nm, 3000 sūk./min
Tiesioginiai matavimai			
Sukimo momentas	$\pm 0,9$ Nm	2,25 %	0,90 %
Sūkių dažnis	± 1 sūk./min	0,05 %	0,03 %
Degalų sąnaudos (B, GD, H ₂)	$\pm 0,10$ %	0,10 %	0,10 %
Įsiurbiamojo oro srautas	$\pm 2,00$ %	2,00 %	2,00 %
Teršalų koncentracija	$\pm 1,50$ %	1,50 %	1,50 %
Netiesioginiai matavimai			
Efektyvioji galia	–	2,25 %	0,90 %
Vidutinis efektyvusis slėgis	–	2,25 %	0,90 %
Lyginamosios degalų sąnaudos	–	2,25 %	0,91 %
Efektyvusis naudingumo koeficientas	–	2,30 %	1,03 %
Lyginamosios emisijos	–	3,36 %	2,66 %

Didžiausią įtaką KU variklio energinių rezultatų tikslumui turi sukimo momento matavimo paklaida, esant mažoms apkrovoms. Ekologinių rodiklių tikslumą labiausiai lemia oro srauto matuoklio ir dujų analizatoriaus paklaidos. Tačiau, vertinant nepalankiausias sąlygas, galutinė netiesioginių energinių matavimų paklaida neviršija 2,30 %, o emisijų – 3,36 %. Didėjant variklio apkrovai iki didžiausios, dinamometrinio stendo absoliučiajai paklaidai išliekant pastoviai, santykinės paklaidos sumažėja. Hibridinio automobilio *Toyota RAV4* tiesioginių ir netiesioginių matavimų paklaidos pateiktos 2.11 lentelėje.

2.11 lentelė. Hibridinio automobilio *Toyota RAV4* tiesioginių ir netiesioginių matavimų paklaidos

Table 2.11. Errors of direct and indirect measurements for a hybrid car *Toyota RAV4*

Matuojamas / nuskaitomas rodiklis	Santykinė paklaida, %, naudojant B	Santykinė paklaida, %, naudojant GD
Tiesioginiai matavimai		
Suminė degalų masė cikle	0,05 %	0,50 %
Išmetamųjų dujų koncentracija	1,50%	
Iš CAN magistralės (OBD-II) nuskaitomi dydžiai		
Suminis VDV darbas cikle	1,50 %	
Išsiurbiamojo oro masės srautas	2,00 %	
WLTC nuvažiuotas atstumas	0,50 %	
Netiesioginiai matavimai		
WLTC efektyviosios lyginamosios degalų sąnaudos	1,50 %	1,58 %
WLTC efektyvusis naudingumo koeficientas	1,58 %	1,66 %
Lyginamosios emisijos cikle (g/km)	2,55 %	

Hibridinio automobilio tyrimuose vertinami WLTC važiavimo ciklo rodikliai, tenkantys nuvažiuotam atstumui (g/km), variklio atliktam darbui (kWh), rezultatai gaunami integruojant momentines reikšmes per visą ciklo laiką ($t = 1800$ s). Vertinant didelės imties duomenis, poveikį galutiniam rezultatui turi sisteminės prietaisų ir transporto priemonės gamyklinių jutiklių paklaidos. Dėl specifinės hibridinės pavaros konstrukcijos tiesioginis VDV veleno sukimo momento matavimas dinamometriniame stende sudėtingas, todėl variklio rodikliai nuskaitomi iš CAN magistralės per OBD-II diagnostinę jungtį, naudojant sudarytą *MATLAB Simulink* duomenų surinkimo modelį. Variklio atliktas darbas apskaičiuojamas integruojant momentinę efektyviąją galią, nustatant elektroninio valdymo bloko variklio apkrovos ir alkūninio veleno sūkių dažnio signalus. Prietaisų matavimo paklaidos imtos pagal gamintojų deklaruojamas technines specifikacijas.

2.8. Antrojo skyriaus išvados

1. Sudaryta įvairių degalų energinio ir ekologinio efektyvumo tyrimų metodika, apimanti variklio stendinius bandymus, hibridinio automobilio bandymus WLTC 3b važiavimo cikle ir skaitinį modeliavimą *AVL BOOST™* bei *AVL CRUISE™* programomis. Tyrimuose naudotas benzinas, gamtinės dujos bei benzino ir vandenilio mišiniai, kuriuose H₂ masės dalis didinta iki 30 %.

2. Įvairių greičių ir apkrovų diapazone veikiančio kibirkštinio uždegimo variklio stendiniai bandymai atlikti nustatčius stechiometrinį mišinį. Naudojant gamtines dujas, imituojant *Atkinsono* ciklą, įsiurbimo vožtuvų uždarymo fazių diapazonas reguliuotas nuo 24° iki 59° po AGT, įvertinant vožtuvų fazių įtaką degimo eigai ir emisijoms.
3. Variklio stendinių bandymų metu, siekiant įvertinti vandenilio priedo poveikį degimo intensyvumui, detonacijos riboms bei energiniams ir ekologiniams rodikliams, tirti skirtingos H₂ koncentracijos benzino ir vandenilio mišiniai. Tyrimai atlikti reguliuojant uždegimo paskubos kampą nuo 24° iki 10° iki VGT, neatliekant konstrukcinių variklio pakeitimų.
4. Variklio stendiniuose bandymuose nustatyta, kad lyginamųjų efektyviųjų degalų sąnaudų paklaida neviršijo 2,25 %, o efektyviojo naudingumo koeficiento – 2,30 %. Lyginamųjų emisijų paklaida siekė 3,36 % mažos apkrovos režime ir 2,66 % didelės apkrovos režime.
5. Taikyta eksperimentinio ir skaitinio tyrimo metodika sudaro pagrindą iškeltiems uždaviniams spręsti ir įvertinti dujinių degalų naudojimo hibridiniame variklyje efektyvumą: nustatyti VUM poveikį ir įvertinti vandenilio priedo poveikį variklio rodikliams, eksperimentiškai palyginti benzino, gamtinių dujų ir dvejopų degalų režimus hibridinio automobilio variklyje bei prognozuoti gamtinių dujų ir vandenilio efektyvumą WLTC važiavimo cikle.

Benzinu, gamtinėmis dujomis ir dvejopais degalais veikiančio hibridinio automobilio energinių ir taršumo rodiklių nustatymas

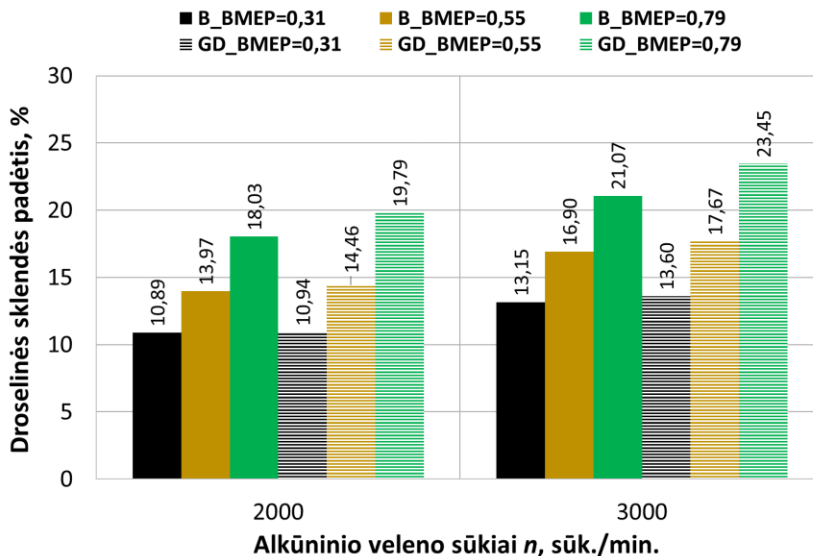
Šiame skyriuje apibendrinami tyrimų rezultatai, atlikus eksperimentinius stendinius bandymus, degimo proceso analizę ir skaitinį modeliavimą. Skyriuje vertinamas vėlyvo įsiurbimo vožtuvų uždarymo momento poveikis gamtinėmis dujomis veikiančio variklio rodikliams, nustatant technologinį balansą tarp energinio efektyvumo didinimo ir emisijų valdymo.

Nagrinėjamas skirtingų koncentracijų (iki 30 % masės) vandenilio priedų poveikis benzinu varomo variklio degimo charakteristikoms, cikliniam stabilumui ir detonacijos kontrolei, vėlinant uždegimo momentą. Tyrimas išplečiamas analizuojant hibridinio automobilio energinius ir ekologinius rodiklius WLTC ciklo metu, varikliui veikiant benzinu, gamtinėmis dujomis ir dvejopais degalais. Pateikiama eksperimentinių duomenų ir skaitinio modeliavimo rezultatų analizė, pagrindžianti sudarytų modelių tikslumą bei leidžianti prognozuoti vandenilio priedų poveikį hibridinio automobilio variklio efektyvumui ir emisijoms.

Skyriaus tematika paskelbti trys autoriaus straipsniai (Vipartas et al., 2025b; Rimkus et al., 2025; Pukalskas et al., 2025b).

3.1. Kibirkštinio uždegimo variklio vėlyvo įsiurbimo vožtuvų uždarymo momento poveikis variklio rodikliams

Gamtinėse dujose yra daugiau vandenilio nei benzine, todėl, norint eksperimentinių bandymų metu išlaikyti vienodą oro pertekliaus koeficientą ($\lambda = 1$), visiškam GD sudegimui reikia daugiau oro, palyginti su benzinu, kuris lemia didesnį droselinės sklendės atidarymą, siekiant užtikrinti pakankamą cilindro pripildymą. Pastebima, kad, esant mažoms ir vidutinėms variklio apkrovoms, pakeitus B į GD, matomas nežymus droselinės sklendės atidarymo padidėjimas (iki 0,8 %), tačiau, esant didžiausiai apkrovai (BMEP = 0,79 MPa), sklendė atsidaro 1,8 % ir 2,4 % daugiau, lyginant 2000 suk./min ir 3000 suk./min režimus. Stechiometrinis gamtinių dujų ir oro mišinys pasižymi mažesniu energijos tankiu nei benzino ir oro mišinys, todėl, norint gauti tą pačią variklio galią, reikalingas didesnis GD tūris. Mažesnis gamtinių dujų ir oro mišinio tankis mažina srauto inerciją ir cilindro pripildymą dėl dujų išstumto oro, todėl, siekiant tai kompensuoti, droselinė sklendė atidaroma daugiau. Droselinės sklendės padėties priklausomybė nuo variklio alkūninio veleno sūkių, apkrovos ir degalų rūšies pateikta 3.1 pav.

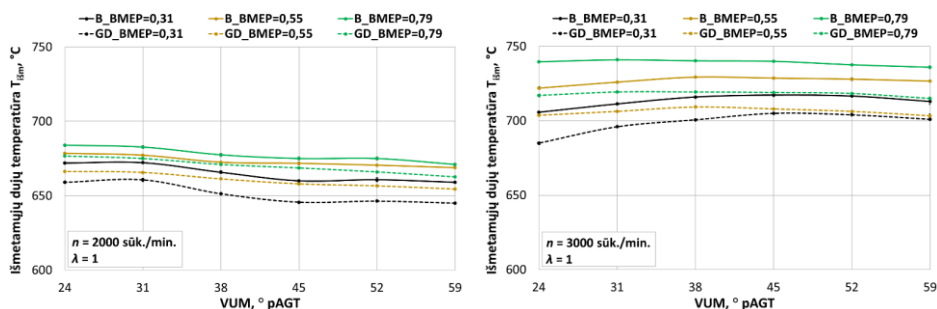


3.1 pav. Droselinės sklendės padėties priklausomybė nuo variklio alkūninio veleno sūkių, apkrovos ir degalų rūšies (šaltinis: sudaryta autoriaus)

Fig. 3.1. Influence of throttle position on engine speed, load, and fuel type (source: created by author)

Gauti rezultatai atitinka kitų tyrėjų rezultatus, kuriuose nurodoma, kad droselinės sklendės atidarymas kibirkštinio uždegimo variklyje gali būti iki 15 % didesnis naudojant GD, palyginti su benzinu, plačiame veikimo sąlygų diapazone (Sankesh et al., 2017). Ryšys tarp droselinės sklendės padėties ir BMEP rodo teigiamą koreliaciją tiek naudojant benzina, tiek GD, ypač esant mažiems variklio sūkiams. Didesnis BMEP reiškia didesnę variklio apkrovą ir didesnę oro bei degalų kiekį, todėl būtinas didesnis droselinės sklendės atidarymas. Padidėjus variklio alkūninio veleno sūkių dažniui, tiesioginis ryšys tarp droselinės sklendės padėties ir BMEP tampa mažiau priklausomas dėl bendro pagerėjusio cilindro pripildymo koeficiento, pakitusios dujų srauto dinamikos, degimo fazių pokyčių ir variklio valdymo strategijų poveikio. Kitų mokslininkų rezultatai tai patvirtina, kuriuose nurodomas tiesioginis ryšys tarp BMEP ir droselinės sklendės padėties, esant mažiems sūkiams, tačiau, sūkiams didėjant, išryškėja netiesinė priklausomybė (Shi et al., 2019; Bozza et al., 2017).

Išmetamųjų dujų temperatūros priklausomybė nuo įsiurbimo vožtuvų užsidarymo momento KU, varikliui veikiant su benzinu ir gamtinėmis dujomis, pateikta 3.2 pav. Išmetamųjų dujų temperatūros mažėjimas, vėlinant įsiurbimo VUM, rodo degimo proceso ir šilumos pasiskirstymo pokyčius. Tai patvirtina šilumos išsiskyrimo greičio intensyvumas, temperatūros prieaugis ir temperatūra cilindre, atlikus degimo proceso analizę, kuri pateikta 3.34 pav. ir 3.35 pav. Vėlinant įsiurbimo VUM, degimas vyksta anksčiau, intensyviau ir mažesniame tūryje, didžiausia degimo temperatūra cilindre didėja, skatindama azoto oksidų susidarymą. Tolesnis dujų plėtimasis ir vėsimas sumažina išmetamųjų dujų temperatūrą, tačiau aukštos temperatūros degimo fazės metu susidarę NO_x išlieka. Vėlinant VUM, imituojamas *Atkinsono* ciklas, kuris lemia didesnę dujų išsiplėtimą cilindre, leidžiantį gauti daugiau darbo ir sumažinti išmetamųjų dujų energiją ir temperatūrą.

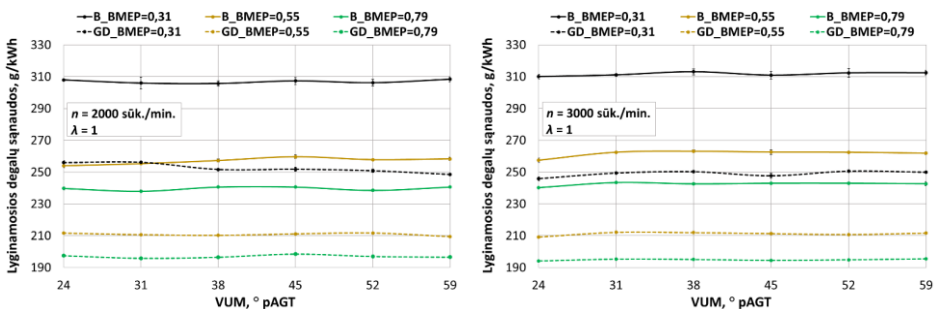


3.2 pav. Išmetamųjų dujų temperatūros (T_{ism}) priklausomybė nuo įsiurbimo VUM, varikliui veikiant B ir GD (šaltinis: sudaryta autoriaus)

Fig. 3.2. Relationship between exhaust gas temperature (T_{ism}) and IVC timing for G and NG (source: created by author)

Lyginamųjų degalų sąnaudų (LDS) priklausomybė nuo įsiurbimo VUM, varikliui veikiant B ir GD, yra pateikta 3.3 pav. LDS naudojant gamtines dujas yra mažesnės, palyginti su benzinu, dėl 17,8 % didesnio GD žemutinio šilumingumo. Tam įtakos turi ir didesnis efektyvusis naudingumo koeficientas (ENK), varikliui veikiant su GD. Nors įsiurbimo VUM šiems rodikliams reikšmingos įtakos neturi, vertinant viso VUM diapazono duomenų vidurkį, esant skirtingoms variklio apkrovoms, naudojant GD ir esant 2000 suk./min, LDS sumažėja 18 %. Esant 3000 suk./min, LDS teigiamas pokytis siekia 20 %.

Kitų mokslininkų tyrimais nustatyta, kad, naudojant gamtines dujas, LDS sumažėja iki 22 %, anglies dvideginio – iki 22,5 %. Tai aiškinama tuo, kad gamtinės dujos pasižymi didesniu žemutiniu šilumingumu, dega lėčiau nei benzinas, sudėtyje yra mažiau anglies (Divekar et al., 2023; Jahirul et al., 2010). Dėl žemesnės GD degimo temperatūros sumažėja šiluminės energijos nuostoliai per cilindro galvutę ir įvorę į aušinimo sistemą. Žemesnė GD išmetamųjų dujų temperatūra taip pat lemia mažesnius energijos nuostolius per išmetimo sistemą, tai kompleksškai didina ENK ir mažina LDS.

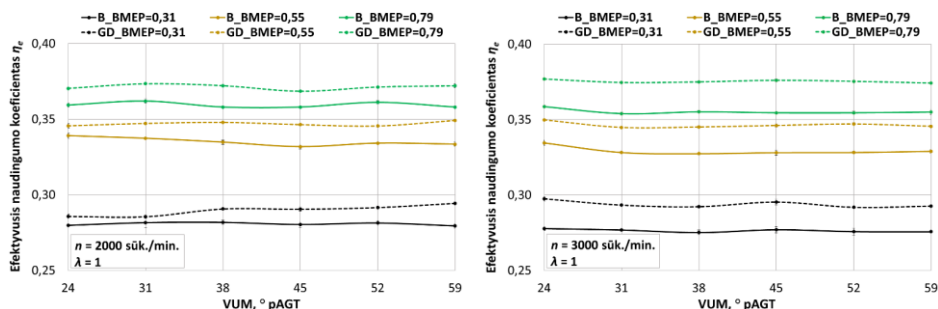


3.3 pav. LDS priklausomybė nuo įsiurbimo VUM, varikliui veikiant B ir GD (šaltinis: sudaryta autoriaus)

Fig. 3.3. Relationship between BSFC and IVC timing for G and NG (source: created by author)

Naudojant GD, palyginti su benzinu, KU variklio ENK yra didesnis 3,2 %, esant 0,31 MPa variklio apkrovai, 3,6 % – esant 0,55 MPa, ir 3,3 %, esant 0,79 MPa; tuo tarpu, esant 3000 suk./min, padidėja atitinkamai 6,3 %, 5,2 % ir 5,7 % (3.4. pav.). Lyginant 24° ir 59° VUM momentus, esant 2000 suk./min ir 0,31 MPa apkrovai, veikiant GD, variklio ENK padidėjo nuo 0,281 iki 0,290. Esant 0,55 MPa apkrovai, ENK padidėjo nuo 0,335 iki 0,347, o esant 0,79 MPa – nuo 0,359 iki 0,371. Naudojant benzina, vėlyvas įsiurbimo VUM teigiamas poveikis ENK padidėjimui yra mažesnis esant 3000 suk./min.

Kiti autoriai nustatė, kad, parenkant tinkamą įsiurbimo VUM, indikatorinis naudingumo koeficientas (INK) yra didesnis 2 %, esant skirtingoms veikimo sąlygoms (Yan et al., 2017). Didinant tikrąjį suslėgimo laipsnį ir vėlinant įsiurbimo VUM, esant didelėms apkrovoms, ENK padidėja 2,04 %. Šie pokyčiai rodo, kad, vėlinant įsiurbimo vožtuvų uždarymo momentą, padidėja ENK, nes sumažėja tikrasis suslėgimo laipsnis, lemiantis mažesnę temperatūrą suslėgimo metu, mažina detonacijos riziką (Zhu et al., 2024).



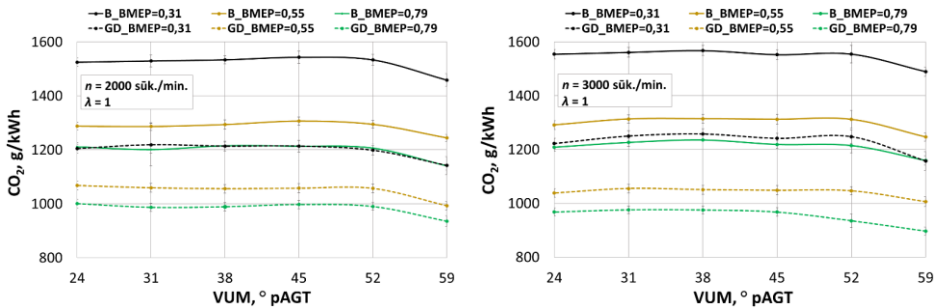
3.4 pav. ENK priklausomybė nuo įsiurbimo VUM varikliui, veikiant su B ir GD (šaltinis: sudaryta autoriaus)

Fig. 3.4. Dependence of BTE on IVC timing for the engine operating on G and NG (source: created by author)

Anglies dvideginio emisijų priklausomybė nuo įsiurbimo VUM, varikliui veikiant su B ir GD, pateikiama 3.5 pav. Pastebima, kad CO₂ emisijos yra gerokai mažesnės B pakeitus GD visame VUM, variklio sūkių dažnio ir apkrovos diapazone – sumažėjimas svyruoja nuo 19,8 % iki 25,5 %. Vertinant VUM įtaką CO₂ emisijoms, matyti, kad diapazone nuo 24° iki 52° nėra reikšmingų pokyčių. Naudojant benzina ir esant 2000 sūk./min, vėlinant VUM iki 59°, CO₂ sumažėjimas svyruoja nuo 3,7 %, esant 0,31 MPa, ir iki 5,7 %, esant 0,79 MPa. Esant 3000 sūk./min, visame BMEP diapazone pastebimas CO₂ emisijų mažėjimas nuo 4,4 % iki 5,0 %. Naudojant GD ir esant 59° įsiurbimo VUM, CO₂ sumažėjimas reikšmingesnis – atitinkamai nuo 5,6 % iki 6,3 % ir nuo 3,9 % iki 7,1 %. Pokytį lemia skirtingų degalų savybės ir įpurškimo sistema įsiurbimo kolektoriuje. Apie 2,1 karto mažesnis GD anglies ir vandenilio santykis, palyginti su benzinu, mažesnės degalų masės sąnaudos ir padidėjęs ENK lemia mažesnę anglies dvideginio susidarymą degimo metu. Dalį oro tūrio užima GD, sumažėja cilindro pripildymas oru, todėl daugiau atidaroma droselinė sklendė, išlaikant stochiometrinį degujį mišinį visame VUM diapazone.

Vėlyvas įsiurbimo VUM mažina tikrąjį suslėgimo laipsnį, išlaikydamas nepakitusį išsiplėtimo laipsnį ir padidindamas ENK, lemiantį mažesnes degalų

šanaudas ir CO₂ emisijas. Kiti mokslininkai nustatė panašius rezultatus, kad, vėlinant VUM KU variklyje, GD pasižymi didesniu ENK dėl sumažėjusių LDS (Garlet et al., 2024; J. Wang et al., 2021). Vertinant vėlesnę įsiurbimo vožtuvų atidarymo pradžią, CO₂ emisijų mažėjimas siejamas ir su blogesne degimo kokybe dėl sumažėjusio vožtuvų persidengimo, didinančio likutinių deginių kiekį cilindre.



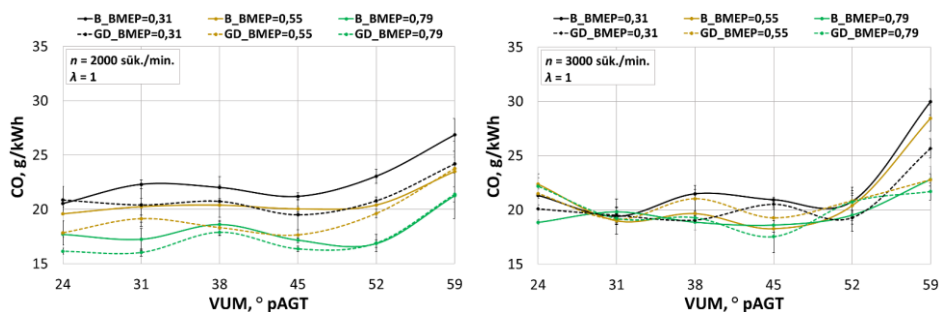
3.5 pav. Anglies dvideginio emisijų priklausomybė nuo įsiurbimo VUM, varikliui veikiančiam su B ir GD (šaltinis: sudaryta autoriaus)

Fig. 3.5. Carbon dioxide emissions dependence on intake IVC timing for an engine operating on G and NG (source: created by author)

Ekspimentiniuose tyrimuose naudotos GD, sudarytos iš 94,3 % metano, skatina išbaigtą degimą ir lemia mažesnes CO emisijas dėl paprastesnės anglia-vandenilių struktūros, palyginti su benzinu. Kai VUM vėlinamas iki 59°, CO emisijos padidėja dėl netolygaus susimaišymo, esant mažesniau tikrajam suslėgimo laipsniui. Vėlyvas VUM pablogina oro ir degalų mišinio homogeniškumą, sukurdamas riebaus mišinio zonas, kuriose nepakanka deguonies išbaigtam sudegimui. Įsiurbimo vožtuvų fazių ir srautų struktūros sąveika lemia netolygų oro ir degalų pasiskirstymą cilindre. Nustatyta, kad kartu vėlinant įsiurbimo vožtuvų atidarymą, esant vėlesniau jo uždarymui, didėja likutinių deginių kiekis ir blogėja cilindro pripildymas, kuris lemia mažėjančią degimo stabilumą ir blogėjančią degimo išbaigtumą, nepaisant ankstesnės degimo pradžios, intensyvesnio šilumos išsiskyrimo ir aukštesnės degimo temperatūros, todėl didėja CO ir CH emisijos.

Kitų autorių mokslinėse publikacijose pastebima panaši anglies viendeginio mažėjimo tendencija, nurodant, kad mažesnes CO emisijos nustatytos naudojant tiek dvejopus degalus (GD ir B), kurios siejamos su švaresnėmis gamtinių dujų degimo savybėmis (Kalwar et al., 2026), tiek naudojant GD, kaip alternatyviuosius degalus kibirkštinio uždegimo variklyje (Yekani et al., 2025). Benzinu ir metanu veikiančių variklių tyrimai rodo, kad, naudojant metaną, susidaro mažiau CO teršalų, ypač esant didesnėms apkrovoms. Toks sumažėjimas aiškinamas mažesniu metano C/H santykiu nei B ir pagerėjusiu degimo efektyvumu (Karagöz et al.,

2021), taip pat pabrėžiama sudėtinga sąveiką tarp VUM, degimo efektyvumo ir emisijų, akcentuojant būtinybę parinkti tinkamą VUM, siekiant emisijų sumažėjimo (Shin et al., 2022; Kim et al., 2018). CO emisijų priklausomybė nuo išsiurbimo VUM pateikiama 3.6 pav.



3.6 pav. Anglies viendeginio emisijų priklausomybė nuo išsiurbimo VUM, varikliui veikiant B ir GD (šaltinis: sudaryta autoriaus)

Fig. 3.6. Relationship between carbon monoxide emissions and IVC timing for G and NG (source: created by author)

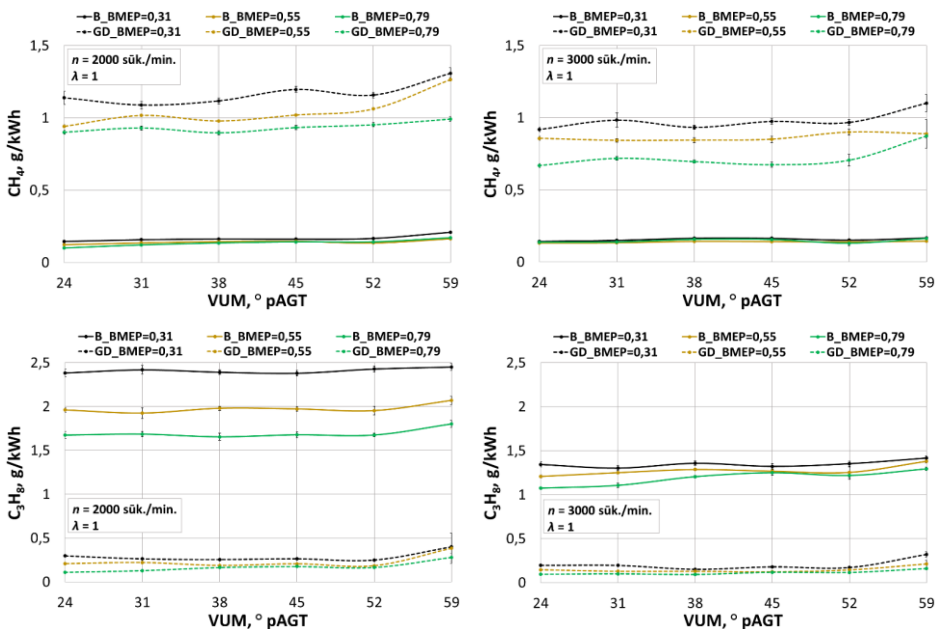
Vertinant metaninių angliavandenilių (CH_4) emisijų pokyčius, kurie pateikti 3.7 pav., pastebima, kad, varikliui naudojant GD, jų išsiskiria daugiau nei naudojant B visame tirtame VUM ir apkrovų diapazone. Padidėjimą lemia degalų cheminė sudėtis, nes metanas yra pagrindinis GD sudėties komponentas. Benzinas pasižymi ilgesne CH grandine, jo degimo procesas yra sudėtingesnis. Platesnis angliavandenilių spektras suyra arba iš dalies oksiduojamas, todėl padidėja nemetaninių angliavandenilių emisijos. Naudojant B, bendrosios angliavandenilių emisijos, esant 2000 suk./min, 75,8 % didesnės, palyginti su GD; esant 3000 suk./min, emisijų skirtumas siekė 45,3 %.

Angliavandenilių emisijos išlieka santykinai stabilios VUM diapazone nuo 24° iki 52° , tačiau ties 59° stebimas reikšmingesnis padidėjimas, panašiai kaip ir CO emisijų atveju. Lyginant 24° ir 59° VUM, esant mažiausiam variklio sūkių dažniui (2000 suk./min) ir apkrovai (BMEP = 0,31 MPa), CH_4 emisijos, naudojant benzina, padidėjo nuo 0,15 g/kWh iki 0,22 g/kWh (46 %), o naudojant gamtines dujas – nuo 1,14 g/kWh iki 1,31 g/kWh (18 %). Nemetaninių junginių emisijos, naudojant benzina, išaugo nuo 2,48 g/kWh iki 2,57 g/kWh (3,7 %), tuo tarpu naudojant GD – skirtumas nuo 0,3 g/kWh iki 0,4 g/kWh (34 %).

Padidinus BMEP iki 0,79 MPa ir vėlinant VUM, CH_4 emisijos, naudojant B, padidėjo nuo 0,10 g/kWh iki 0,18 g/kWh (80 %), naudojant GD – nuo 0,90 g/kWh iki 0,99 g/kWh (10 %). Nemetaninių angliavandenilių emisijos taip pat padidėjo atitinkamai nuo 1,73 g/kWh iki 1,86 g/kWh (8 %) ir nuo 0,11 g/kWh iki 0,28 g/kWh (2,5 karto). Vėlinant VUM, esant 3000 suk./min ir BMEP = 0,31 MPa,

CH₄ emisijos, naudojant benzina, padidėjo 16,4 %, o gamtines dujas – 19,9 %, tuo tarpu nemetaniniai angliavandeniliai padidėjo 5,4 % ir 63,4 %. Kai BMEP = 0,79 MPa, CH₄ emisijos, naudojant B, išaugo 19,6 %, o naudojant GD – 30,5 %, nemetaniniai angliavandeniliai padidėjo atitinkamai 20,3 % ir 69,3 %.

Ankstesnė degimo pradžia ir trumpesnė degimo trukmė, esant 59° VUM, lemia blogesnę mišinio homogeniškumą, neišbaigtą degimą ir padidina nesudegusių angliavandenilių emisijas, prie kurių prisideda ir dėl sumažėjusio vožtuvų persidengimo padidėjęs likutinių deginių kiekis. Todėl svarbu parinkti tinkamą VUM valdymo algoritmą, siekiant suderinti efektyvų degiojo mišinio susimaišymą ir degimo intensyvumą bei trukmę.

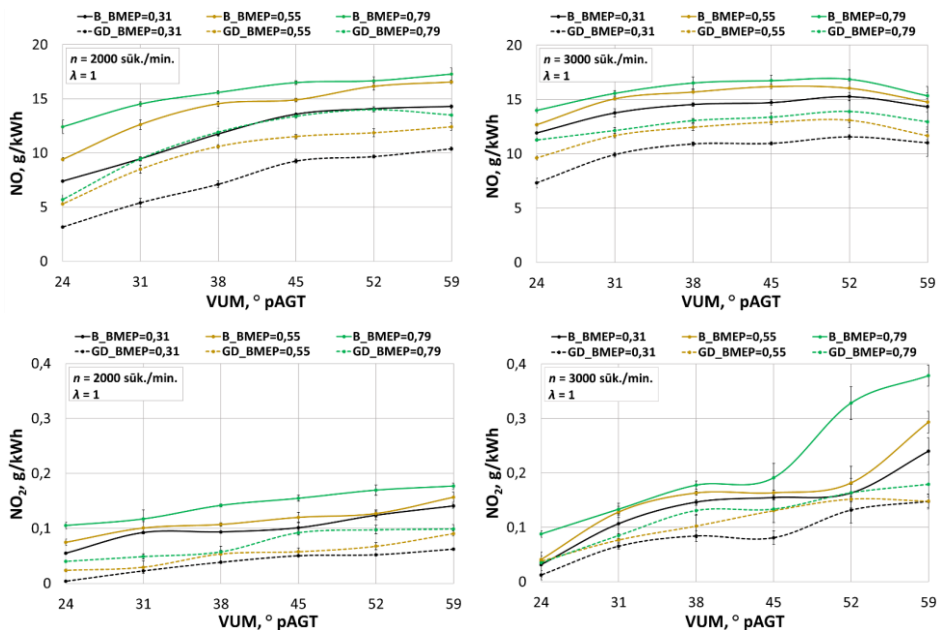


3.7 pav. Metaninių ir nemetaninių angliavandenilių emisijų priklausomybė nuo įsiurbimo VUM, varikliui veikiant B ir GD (šaltinis: sudaryta autoriaus)

Fig. 3.7. Relationship between methane and non-methane hydrocarbon emission and IVC timing for G and NG (source: created by author)

Azoto viendeginio (NO) ir azoto dvideginio (NO₂) emisijų pokytis pateikiamas 3.8 pav., kuriame stebimas jų sumažėjimas, B pakeitus į GD, esant visoms tirtoms variklio apkrovoms. Didžiausią azoto oksidų emisijų dalį sudaro NO, tuo tarpu NO₂ išmetimo sistemoje – mažąją. Pastebima, kad, varikliui veikiant GD, esant 2000 suk./min, vidutinis (NO ir NO₂) sumažėjimas VUM diapazone 24°–59° po AGT yra: 38 %, esant 0,31 MPa variklio apkrovai; 31 %, esant 0,55 MPa; 29 %, esant 0,79 MPa. Esant padidintam 3000 suk./min variklio sūkių dažniui,

NO ir NO₂ sumažėjimas tomis pačiomis apkrovos sąlygomis yra atitinkamai 29 %, 23 % ir 22 %. GD atveju azoto oksidų emisijos sumažėjo dėl mažesnio degimo intensyvumo ir temperatūros bei dėl didesnio oro kiekio (labiau atvėsinamas mišinys įsiurbimo metu), reikalingo GD degimui, palyginti su B.



3.8 pav Azoto viendeginio ir azoto dvideginio emisijų priklausomybė nuo įsiurbimo VUM, varikliui veikiant benzinu ir gamtinėmis dujomis

Fig. 3.8. Relationship between nitrous monoxide and nitrous dioxide emissions and intake valve close timing for gasoline and natural gas

Azoto viendeginio emisijų formavimosi tendencija didėja vėlinant įsiurbimo vožtuvų uždarymą nuo 24° iki 59°, o tai ypač pastebima varikliui veikiant mažesniais sūkais. Esant 0,31 MPa apkrovai ir naudojant benzina, esant 2000 suk./min su labiausiai pavėlintu VUM, stebimas 97 % azoto viendeginio emisijų padidėjimas, tuo tarpu, esant 0,55 MPa ir 0,79 MPa variklio apkrovai, emisijų padidėjimas siekia 77 % ir 42 %. Pakeitus benzina gamtinėmis dujomis, šis pokytis yra gerokai didesnis: 2,4 karto, esant 0,31 MPa; 1,4 karto, esant 0,55 MPa; 1,5 karto esant 0,79 MPa variklio apkrovai.

Vėlinant VUM nuo 24° po AGT iki 59° po AGT 2000–3000 suk./min sūkių diapazone ir 0,31–0,79 MPa apkrovos diapazone naudojant B, azoto oksidų emisijos didėja dėl padidėjusios šilumos išsiskyrimo greičio ir temperatūros kilimo

intensyvumo. Naudojant GD, NO emisijos išlieka 20–30 % mažesnės visuose variklio darbo režimuose, palyginti su benzinu, dėl žemesnės degimo temperatūros.

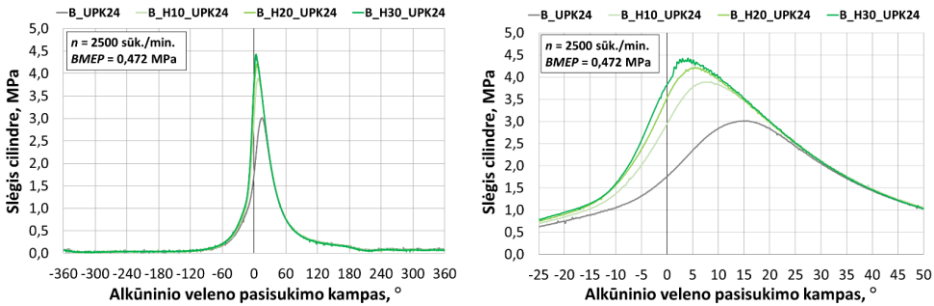
3.2. Vandenilio poveikis kibirkštinio uždegimo variklio energiniams ir ekologiniams rodikliams

Eksperimentiniai stendiniai bandymai buvo atlikti naudojant gryną benzina bei benzino ir vandenilio mišinius, kuriuose vandenilio masės dalis sudarė 0 %, 10 %, 20 % ir 30 %. Variklio energiniai rodikliai vertinti varikliui veikiant 2000 suk./min, 2500 suk./min, 3000 suk./min ir esant 0,235 MPa, 0,472 MPa ir 0,708 MPa apkrovai.

Slėgis cilindre, didėjant vandenilio masės daliai degaluose, esant pastoviam uždegimo momentui, pateikiamas 3.9 pav. Slėgio cilindre analizė, esant 2500 suk./min variklio sukčių dažniui ir 0,472 MPa apkrovai, išlaikant sklandų uždegimo momentą benziniui ties 24 alkūninio veleno pasisukimo laipsniais iki VGT, atskleidžia, kad didžiausias slėgis cilindre reikšmingai didėja augant vandenilio kiekiui mišinyje. Šį efektą lemia didesnis vandenilio reaktyvumas ir didesnis liepsnos plitimo greitis, palyginti su benzinu. Be to, didėjant vandenilio koncentracijai, didžiausias slėgis pasiekiamas ties ankstesniais alkūninio veleno pasisukimo kampais, o tai rodo, kad degimo procesas greičiau prasideda ir greičiau baigiasi. Šie reiškiniai yra būdingi vandeniliui dėl jo trumpos savaiminio užsiliepsnojimo delsos ir didelio liepsnos greičio.

Vertinant alkūninio veleno pasisukimo kampo intervalą (nuo -25° iki $+50^{\circ}$), matyti, kad, didėjant vandenilio kiekiui, intensyviau kyla slėgis. Tai rodo, kad energija išsiskiria per trumpesnę laiką, o degimo procesas tampa intensyvesnis. Nors proceso eiga pagerina efektyvųjį naudingumo koeficientą, taip pat didina variklio komponentų mechaninę apkrovą ir lemia detonacinius reiškinius, kurie užfiksuoti vandenilio masės daliai pasiekus 30 %.

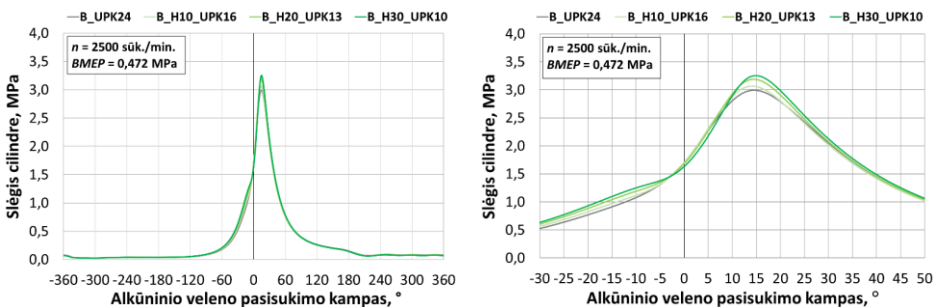
Ankstyvesnis slėgio pikas ir staigesnis jo augimas rodo padidėjusią detonacijos riziką ir pabrėžia tikslaus uždegimo momento valdymo būtinybę. Taip pat pastebima, kad nedideli vandenilio koncentracijos pokyčiai lemia ženklų pokytį cilindre, jei nėra koreguojamas uždegimo momentas. Šio bandymo atveju didžiausias slėgis cilindre padidėjo apytiksliai 46 %: nuo 3,0 MPa (esant 15° po VGT) iki 4,2 MPa (esant 3° po VGT). Taigi vandenilio priedas benzininiuose kibirkštinio uždegimo varikliuose padidina degimo intensyvumą ir efektyvumą, tačiau sukelia iššūkių, susijusių su detonacijos valdymu ir degimo stabilumu. Svarbu parinkti dvejopų degalų mišinio valdymo strategiją, derinant efektyvumą, atitiktį emisijų reikalavimams ir variklio ilgaamžiškumą. Slėgis cilindre, didėjant vandenilio masės daliai degaluose, esant pastoviam uždegimo momentui, pateikiamas 3.9 pav.



3.9 pav. Slėgis cilindre, didėjant vandenilio masės daliai degaluose, esant pastoviam uždegimo momentui (24° iki VGT): viso ciklo slėgio kreivė ir degimo fazės slėgio detalizacija

Fig. 3.9. In-cylinder pressure with increasing hydrogen mass fraction in the fuel at constant ignition timing (24° CAD bTDC): full cycle pressure trace and combustion phase pressure detail

Siekiant išvengti vandenilio priedo sukeltų detonacinių reiškinių, analogiškomis sąlygomis buvo atlikti bandymai su vėlinamu uždegimo momentu, užtikrinant, kad didžiausias slėgis cilindre būtų pasiekiamas ties $14\text{--}15^\circ$ po VGT, naudojant B ir B mišinius su H_2 . Didėjant vandenilio kiekiui, uždegimo momentas buvo sistemingai vėlinamas – nuo 24° iki VGT (be vandenilio) iki 10° iki VGT (esant 30 % vandenilio masės daliai). Nepaisant šio vėlinimo, didžiausias slėgis išliko arti VGT, o tai rodo, kad vandenilis užtikrina greitą ir efektyvų degimą net ir esant vėlyvesniam uždegimo momentui. Šis efektas aiškinamas vandenilio degimo savybėmis: trumpa savaiminio užsiliepsnojimo delsa ir dideliu liepsnos sklaidimo greičiu. Slėgis cilindre, didėjant vandenilio masės daliai degaluose ir koreguojant uždegimo momentą taip, kad didžiausias slėgis būtų pasiektas ties $14\text{--}15^\circ$ po VGT pateiktas 3.10 pav.



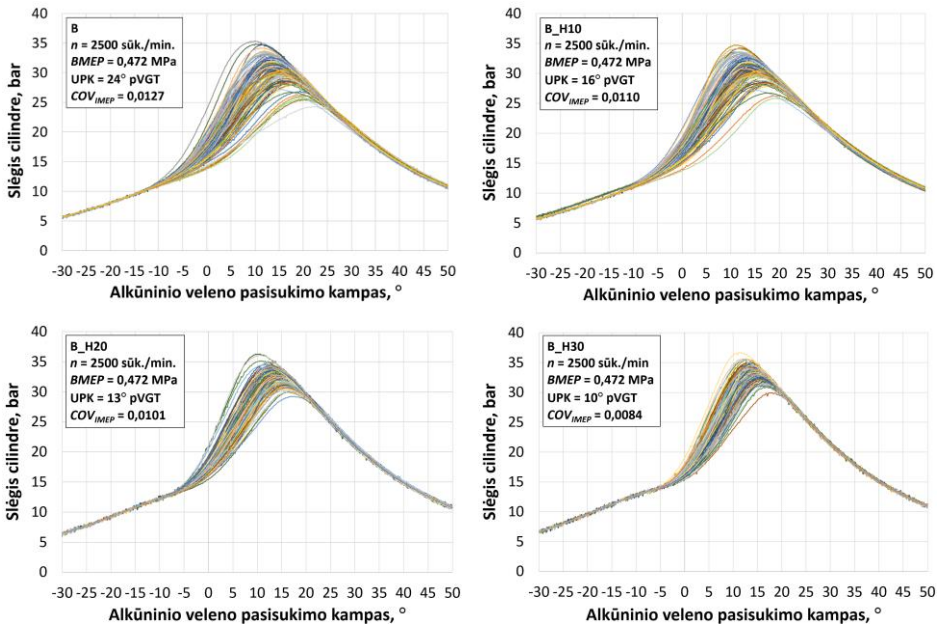
3.10 pav. Slėgis cilindre, didėjant vandenilio masės daliai degaluose ir koreguojant uždegimo momentą taip, kad didžiausias slėgis būtų pasiektas ties $14\text{--}15^\circ$ po VGT: viso ciklo slėgio kreivė ir degimo fazės slėgio detalizacija

Fig. 3.10. In-cylinder pressure with increasing hydrogen mass fraction in the fuel and adjusted ignition timing adjusted to achieve peak pressure at $14\text{--}15^\circ$ CAD aTDC: full cycle pressure trace and combustion phase pressure detail

Vėlinant uždegimo paskubos kampa, didesnės vandenilio koncentracijos lemia aukštesnę slėgį, o tai rodo intensyvesnę degimo procesą. Šis efektas ypač ryškus esant 30 % vandenilio koncentracijai, kai stebimas vienas iš didžiausių slėgio pikių, nepaisant to, kad visų bandymų kontekste taikytas vėlyviausias uždegimo momentas. Šiuo atveju didžiausias slėgis cilindre padidėjo apytiksliai 7 %: nuo 3,0 MPa iki 3,2 MPa (15° po VGT).

Vandenilio priedas leidžia efektyviai valdyti degimo procesą, koreguojant uždegimo momentą. Vėlinant uždegimą, išvengiama priešlaikinio degimo ir detonacijos, kartu išlaikomas aukštas degimo efektyvumas. Tai svarbu derinant variklio efektyvumą su patikimumu ir emisijų standartais. Intensyvesnis degimas ir didesnis slėgis didina mechanines variklio komponentų apkrovas, kurioms ženklių poveikį turi UPK ir degalų mišinio sudėtis.

Keturių slėgio pokyčio cilindre diagramos pateikiamos 3.11 pav. Pastebima tendencija, kad didėjanti vandenilio koncentracija degalų mišinyje (nuo 0 % iki 30 %) veikia slėgio dinamiką, degimo intensyvumą ir proceso stabilumą. Variklio sūkių dažnis (2500 sūk./min) ir vidutinis efektyvusis slėgis (BMEP = 0,472 MPa) išlaikomi pastovūs, o tai leidžia objektyviai įvertinti vandenilio įtaką.



3.11 pav. Slėgio pokytis cilindre, didėjant vandenilio masės daliai degaluose:

10% H₂; 20% H₂; 30% H₂

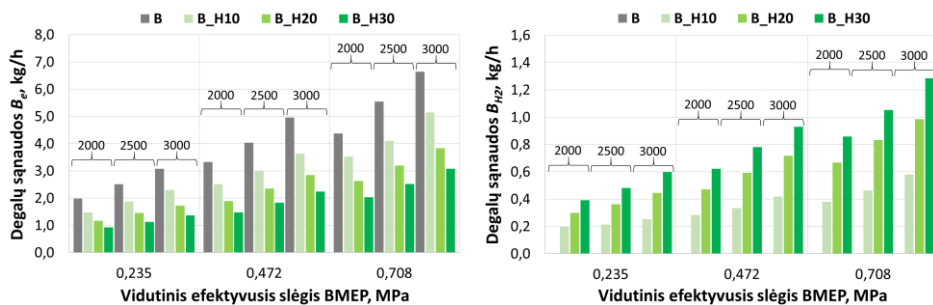
Fig. 3.11. In-cylinder pressure variation with increasing hydrogen mass fraction in the fuel:

10% H₂; 20% H₂; 30% H₂

Kiekvienu atveju indikatorinio vidutinio efektyviojo slėgio variacijos koeficientas buvo apskaičiuotas remiantis 100-tu nuoseklių variklio ciklų. Varikliui veikiant B, uždegimo momentas yra ankstyviausias – 24° iki VGT, o COV_{IMEP} reikšmė siekia 0,0127. Tai rodo mažesnę degimo stabilumą, nesant vandenilio, nepaisant to, kad didžiausias slėgis pasiekiamas netrukus po VGT. Uždegimo pasukubos kampas vėlinamas iki 16° iki VGT, o COV_{IMEP} sumažėja iki 0,0110, naudojant 10 % vandenilio priedą (B_H10).

Vandenilio priedas (10 % pagal masę) pagerina degimo tolygumą, o slėgio kreivės tarp ciklų tampa pastovesnės, nepaisant pavėlinto uždegimo momento. B_H20 atveju UPK vėlinamas iki 13° iki VGT, o COV_{IMEP} nukrinta iki 0,0101, rodantis tolesnę degimo stabilumo gerėjimą. B_H30 atveju, esant 30 % vandenilio koncentracijai, uždegimo momentas yra 10° iki VGT, o COV_{IMEP} sumažėja iki 0,0084 – tai 34 % sumažėjimas, palyginti su B. Pokytis atspindi aukščiausią degimo stabilumo ir efektyvumo lygį, kai slėgio kreivės pasižymi mažiausia variacija. Taigi, didinant vandenilio kiekį ir vėlinant UPK, mažėjančios COV_{IMEP} reikšmės patvirtina, kad išlaikomas aukštas degimo efektyvumas ir užtikrinamas stabilus variklio veikimas.

Benzino ir vandenilio sąnaudos, esant skirtingoms variklio apkrovoms ir sūkių dažniams, pateikiamos 3.12 pav. Pastebima, kad bendrasis degalų sąnaudų didėjimas, augant apkrovai ir variklio sūkių dažniui, atitinka didesnę išvystomą galią. Vertinant tirtas variklio apkrovas, visais atvejais degalų sąnaudos mažėja didėjant vandenilio koncentracijai degalų mišinyje, ypač esant didesniems variklio sūkiams. Tai rodo, kad, naudojant vandenilio priedą, variklis išvysto tą pačią galią suvartodamas mažiau benzino.



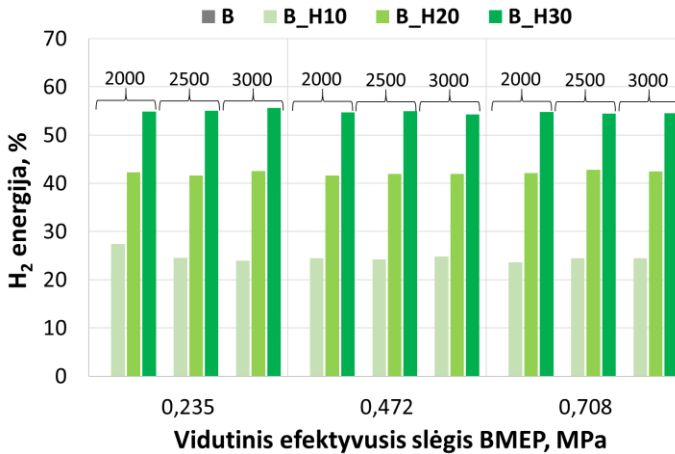
3.12 pav. Degalų sąnaudos, esant skirtingoms variklio apkrovoms ir sūkių dažniams, didėjant vandenilio masės daliai degaluose: benzino sąnaudos ir vandenilio sąnaudos

Fig. 3.12. Fuel consumption at various engine loads and speeds with increasing hydrogen mass fraction in the fuel: gasoline consumption and hydrogen consumption

Atsižvelgiant į benzino ir vandenilio sąnaudas bei atitinkamus jų žemutinius šilumingumus, apskaičiuota H_2 energinė dalis bendrame degalų mišinyje. Benzino

žemutinis šilumingumas yra 41,88 MJ/kg, o gryno vandenilio – 120 MJ/kg. B_H10 atveju degalų mišinio žemutinis šilumingumas yra 49,69 MJ/kg, o H_2 energinė dalis sudaro apytiksliai 24,2 % bendrosios degalų energijos (esant $n = 2000$ sūk./min ir $BMEP = 0,235$ MPa, H_2 energinė dalis buvo šiek tiek didesnė dėl *Koriolio* tipo degalų srauto matuoklio minimalaus srauto matavimo apribojimų).

Naudojant B_H20, mišinio žemutinis šilumingumas padidėjo iki 57,50 MJ/kg, vandeniliui sudarant apie 41,7 % bendrosios energijos. B_H30 atveju degalų mišinio žemutinis šilumingumas išaugo iki 65,31 MJ/kg, o vandenilis suteikė apytiksliai 55,1 % bendrosios degalų energijos. Šie rezultatai pabrėžia vandenilio, kaip efektyvios energijos rodiklio vidaus degimo varikliams, potencialą. Vandenilio energinė dalis degaluose, didėjant vandenilio masės daliai, esant skirtingoms variklio veikimo sąlygoms, pateikiama 3.13 pav.



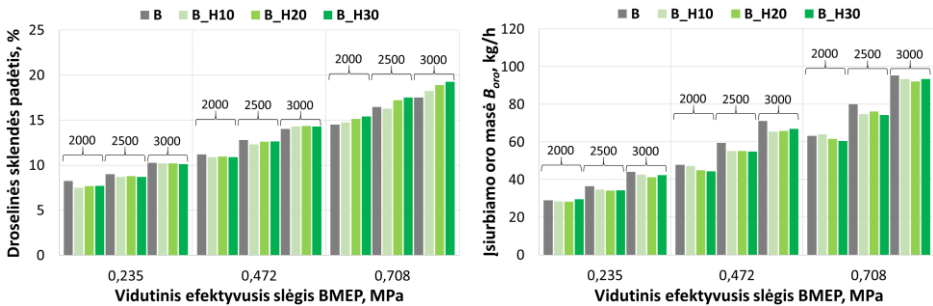
3.13 pav. Vandenilio energinė dalis mišiniuose, didėjant vandenilio masės daliai, esant skirtingoms variklio veikimo sąlygoms

Fig. 3.13. Hydrogen energy share in the fuel mixture with increasing hydrogen mass fraction under various engine operating conditions

Droselinės sklendės padėtis ir įsiurbiamo oro masė (B_{oro}) buvo analizuojamos siekiant nustatyti, kaip šiuos rodiklius veikia kintanti vandenilio masės dalis, esant skirtingoms variklio veikimo sąlygoms. Naudojant H_2 priedą, droselinės sklendės atidarymas sumažėjo iki 8 %, ypač esant mažai apkrovai ($BMEP = 0,235$ MPa) ir mažam sūkių dažniui ($n = 2000$ sūk./min), kai vandenilio masės dalis siekė 10 %. Vandenilio koncentracijai padidėjus iki 30 %, o variklio apkrovai ir sūkių dažniui neviršijant atitinkamai $BMEP = 0,472$ MPa ir $n = 3000$ sūk./min, droselinės sklendės atidarymas išliko mažesnis arba panašus, palyginti su B. Tai rodo, kad mažų

ir vidutinių apkrovų bei sūkių diapazone variklio išvystoma galia išlaikoma naudojant iki 30 % H_2 priedą, nedidinant droselinės sklendės atidarymo. Esant didžiausiai apkrovai ($BMEP = 0,708$ MPa), padidinus vandenilio koncentraciją iki 10 %, 20 % ir 30 %, droselinę sklendę reikėjo atidaryti atitinkamai 4 %, 8 % ir 10 % daugiau. Tai rodo, kad didelės apkrovos sąlygomis, jei droselinės sklendės padėtis yra fiksuota, vandenilio koncentracijos didinimas lemia BMEP sumažėjimą.

Tirtame variklio apkrovų ir sūkių diapazone B_{oro} mažėja didėjant H_2 koncentracijai, nepaisant skirtingo droselinės sklendės reakcijos. Esant mažai apkrovai, droselinės sklendės atidarymas mažėja didėjant H_2 kiekiui, o, esant vidutinėms ir didelėms apkrovoms, droselinės sklendės atidarymas didėja augant vandenilio koncentracijai. Padidinus H_2 masės dalį iki 30 %, B_{oro} sumažėja iki 6 %. Šis sumažėjimas aiškinamas degalų mišinio žemutinio šilumingumo padidėjimu, kuris išauga 43,5 % – tai atitinka apie 43,4 % mažesnes degalų sąnaudas. Be to, oro kiekis, reikalingas sudeginti 1 kg degalų mišinio, padidėja 36 %. Šiuos reiškinius lemia itin mažas vandenilio tankis, kuris yra maždaug 14,3 karto mažesnis už oro tankį, todėl dujos užima didesnę tūrį. Taip pat poveikį turi likutinių dujų kiekis ir jų temperatūra cilindre. Ši analizė paaikškina stebimas droselinės sklendės padėties ir cilindro pripildymo oru tendencijas, didėjant H_2 koncentracijai, esant įvairioms variklio apkrovos sąlygoms. Variklio veikimo sąlygų ir vandenilio masės dalies įtaka cilindro pripildymo oru charakteristikoms pateikta 3.14 pav.

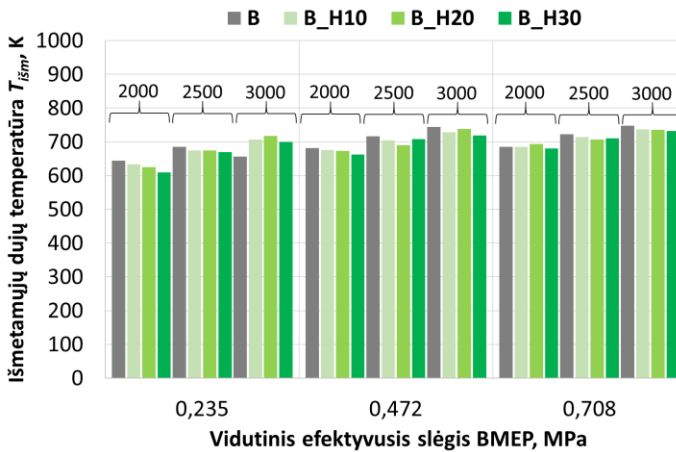


3.14 pav. Variklio veikimo sąlygų ir vandenilio masės dalies įtaka cilindro pripildymo oru charakteristikoms: droselinės sklendės atidarymas ir įsiurbiamo oro masė

Fig. 3.14. Effect of engine operating conditions and hydrogen mass fraction on cylinder air charge characteristics: throttle opening and intake air mass

Išmetamųjų dujų temperatūra (T_{ism}) yra tiesiogiai susijusi su variklio veikimo režimu ir degimo procesu. Didėjant variklio apkrovai, T_{ism} kyla dėl didesnio į cilindrą patenkančio degalų ir oro mišinio energijos kiekio. T_{ism} taip pat didėja didėjant variklio sūkių dažniui, nes išmetimo vožtuvai atsidaro anksčiau degimo

pradžios atžvilgiu. Padidinus vandenilio koncentraciją mišinyje iki 30 %, stebimas T_{ism} sumažėjimas iki 5 %, palyginti su B. Tai rodo, kad su išmetamosiomis dujomis pašalinama mažiau energijos. T_{ism} mažėjimo tendencija yra ryškesnė, esant mažoms variklio apkrovoms ir sūkiams, kuri lemia didesnę variklio ENK. Intensyvus šilumos išsiskyrimas, degant vandeniliui, lemia aukštesnę temperatūrą cilindre ir didesnius šilumos nuostolius į aušinimo sistemą, iš dalies kompensuojant pasiektą efektyvumo prieaugį. Sumažėjusi išmetamųjų dujų temperatūra mažina išmetimo vožtuvų ir jų lizdų terminę apkrovą, užtikrindama šių komponentų didesnę ilgaamžiškumą. Išmetamųjų dujų temperatūros priklausomybė nuo variklio veikimo sąlygų ir vandenilio masės dalies degaluose pateikta 3.15 pav.

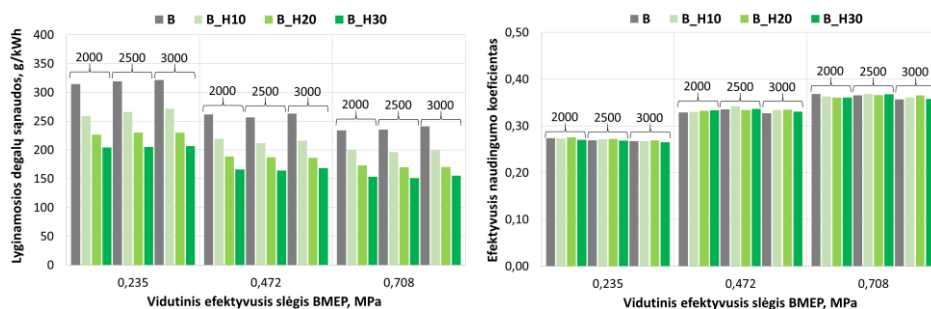


3.15 pav. Išmetamųjų dujų temperatūros priklausomybė nuo variklio veikimo sąlygų ir vandenilio masės dalies degaluose

Fig. 3.15. Exhaust gas temperature dependence on engine operating conditions and hydrogen mass fraction in the fuel

Lyginamųjų degalų sąnaudų ir efektyviojo naudingumo koeficiento priklausomybė nuo veikimo sąlygų ir vandenilio masės dalies degaluose pateikta 3.16 pav. Pastebima, kad tirtame variklio apkrovų ir sūkių diapazone yra lyginamųjų degalų sąnaudų sumažėjimas (18,1 %, 32,8 % ir 43,4 %), kai H₂ koncentracija degaluose buvo padidinta atitinkamai iki 10 %, 20 % ir 30 %. Tai paaiškinama degalų mišinio žemutinio šilumingumo padidėjimu 17,1 %, 31,4 % ir 43,5 %, taip pat ENK efektyvumo pokyčiais. Lyginamųjų degalų sąnaudų pokytis išliko nuoseklus, esant skirtingoms veikimo sąlygoms ir konkrečiai H₂ koncentracijai, nes uždegimo momentas visais atvejais buvo koreguojamas taip, kad didžiausias slėgis cilindre būtų pasiekiamas ties 14°–15° po VGT. Toks būdas leido išlaikyti panašias sąlygas didžiausio slėgio pavertimui efektyviu darbu, sudarant sąlygas korektiškam lyginamųjų degalų sąnaudų palyginimui.

Remiantis degalų sąnaudų duomenimis, kurie pateikti 3.12 pav., ir atitinkamu žemutiniu šilumingumu, buvo apskaičiuotas efektyvusis naudingumo koeficientas visame veikimo sąlygų diapazone. Didžiausios ENK reikšmės buvo pasiektos esant didžiausiai apkrovai (BMEP = 0,708 MPa), padidėjus variklio mechaniniam naudingumo koeficientui. Dėl uždegimo momento korekcijų, 2–3 % ENK padidėjimas fiksuotas, esant vidutinėms variklio apkrovoms su 10–20 % vandenilio degalų mišinyje, daugiausia dėl didesnio benzino ir vandenilio mišinio degimo greičio, efektyviau panaudojant degalų energiją. ENK padidėjimas iš dalies koreliuoja su stebimu $T_{i\text{sm}}$ sumažėjimu, didėjant H_2 koncentracijai, tačiau, esant mažesnėms apkrovoms, didesnė išsiskyrusios šilumos dalis perduodama iš degimo kameros ir cilindro sienelių į aušinimo sistemą, o tai sumažina $T_{i\text{sm}}$ be atitinkamo ENK padidėjimo. Variklio energinių rodiklių priklausomybė nuo veikimo sąlygų ir vandenilio masės dalies degaluose pateikta 3.16 pav.



3.16 pav. Variklio energinių rodiklių priklausomybė nuo veikimo sąlygų ir vandenilio masės dalies degaluose: lyginamosios degalų sąnaudos ir efektyvusis naudingumo koeficientas

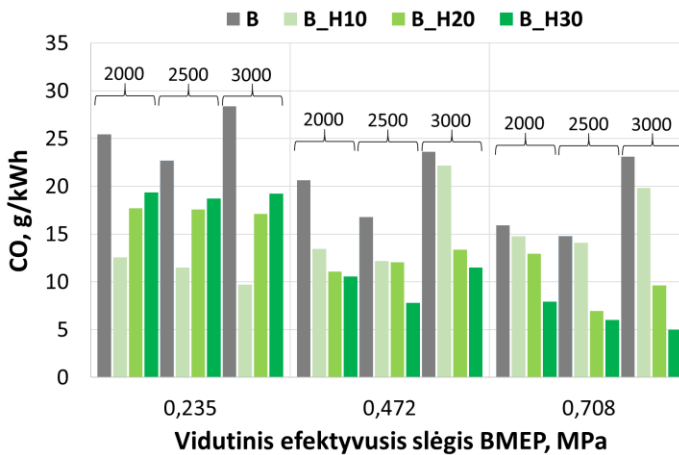
Fig. 3.16. Dependence of engine energy performance indicators on operating conditions and hydrogen mass fraction in the fuel: brake specific fuel consumption and brake thermal efficiency

Didėjant vandenilio masės daliai degalų mišinyje, lyginamoji anglies viendeginio emisija kinta priklausomai nuo variklio veikimo sąlygų. Kai vandenilio koncentracija laipsniškai didinama iki 10 %, 20 % ir 30 %, esant mažai apkrovai (BMEP = 0,235 MPa) ir 3000 sūk./min, CO emisijų sumažėjimas yra atitinkamai 66 %, 40 % ir 32 %, palyginti su B. Tačiau, esant BMEP = 0,708 MPa ir tam pačiam sūkių dažniui (3000 sūk./min), tendencija tampa priešinga, CO emisijos mažėja ženkliau – atitinkamai 14 %, 58 % ir 78 %.

Lyginamųjų CO emisijų padidėjimas, vandenilio koncentracijai augant nuo 10 % iki 30 %, esant vidutinei apkrovai (BMEP = 0,472 MPa), tikėtina, yra nulėmtas netolygaus mišinio susidarymo ir deguonies trūkumo, nes vandenilis užima tūrį, kurį kitu atveju užpildytų oras. Išsamus viso tirtų apkrovų ir sūkių diapazono vertinimas atskleidė, kad, padidinus vandenilio masės dalį degaluose iki 10 %,

20 % ir 30 %, lyginamosios CO emisijos sumažėja atitinkamai apytiksliai 29 %, 38 % ir 46 %.

Šis sumažėjimas aiškinamas tuo, kad vandenilis yra anglies neturintis degalai, todėl degimo metu nesudaro nei CO, nei CO₂. Be to, su vandenilio priedu susijusi padidėjusi degimo temperatūra dar labiau sumažina CO susidarymą degant benziniui. Didinant H₂ dalį degalų mišinyje, pagreitinama anglies viendeginio oksidacija per grandines šakotąsias reakcijas, dalyvaujant OH ir H radikalams, taip dar labiau sumažinant CO emisijas. Lyginamosios anglies viendeginio emisijos, esant skirtingoms variklio veikimo sąlygoms ir vandenilio masės daliai degaluose, pateiktos 3.17 pav.

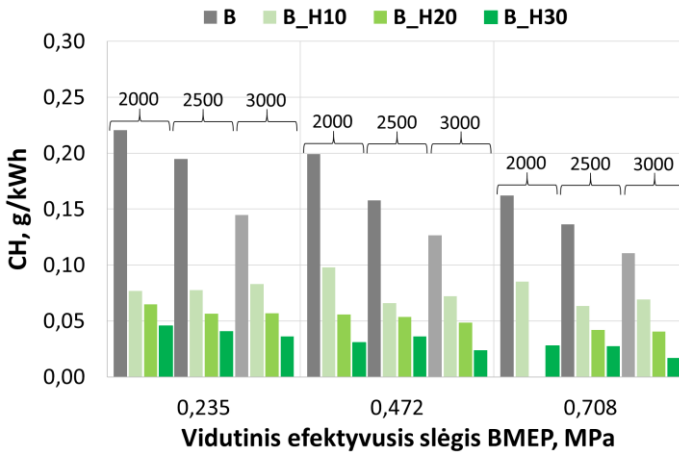


3.17 pav. Lyginamosios anglies viendeginio emisijos, esant skirtingoms variklio veikimo sąlygoms ir vandenilio masės daliai degaluose

Fig. 3.17. Comparative carbon monoxide emissions under different engine operating conditions and hydrogen mass fractions in the fuel

Pastebima, kad, didėjant H₂ koncentracijai degaluose, lyginamoji nesudegusių angliavandenilių (CH) emisija reikšmingai mažėja visomis tirtomis variklio veikimo sąlygomis. Tai rodo, kad vandenilio priedas pagerina degimo procesą, nes vandenilis pasižymi dideliu liepsnos plitimo greičiu ir geresnėmis mišinio užsiliepsnojimo savybėmis. Šios savybės prisideda prie nesudegusių degalų kiekio mažinimo ir lemia degimo temperatūros padidėjimą, paspartinant nesudegusių CH skilimą. Be to, grynas vandenilis neturi angliavandenilių junginių, o tai dar labiau prisideda prie CH emisijų mažinimo. Visame tirtame variklio veikimo sąlygų diapazone, padidinus H₂ masės dalį nuo 0 % iki 10 %, 20 % ir 30 %, lyginamosios CH emisijos sumažėjo atitinkamai apytiksliai 51 %, 67 % ir 80 %, palyginti su B. Vertinant santykį tarp CH emisijų sumažėjimo ir atitinkamo tiekiamo H₂ masės kiekio padidėjimo, palankiausias efektas buvo stebimas naudojant 10 %

H₂, esant mažoms apkrovoms ir sūkiams. Lyginamosios angliavandenilių emisijos, esant skirtingoms variklio veikimo sąlygoms ir vandenilio masės daliai degaluose, pateiktos 3.18 pav.



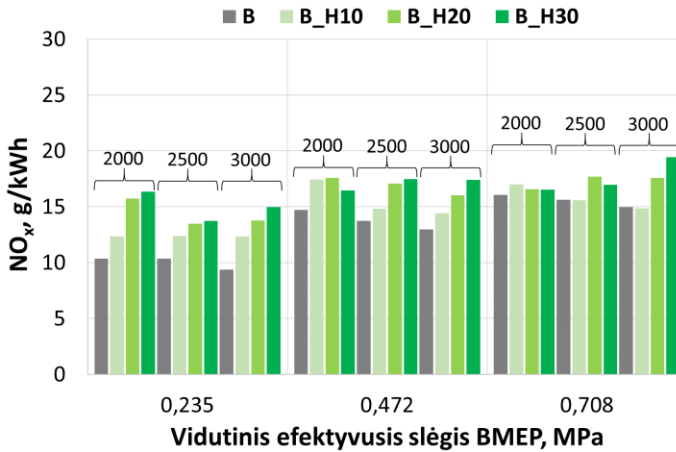
3.18 pav. Lyginamosios angliavandenilių emisijos, esant skirtingoms variklio veikimo sąlygoms ir vandenilio masės daliai degaluose

Fig. 3.18. Comparative hydrocarbon emissions under different engine operating conditions and hydrogen mass fractions in the fuel

Varikliui veikiant grynu benzinu, lyginamoji NO_x emisija didėja augant variklio apkrovai nuo BMEP = 0,235 MPa iki BMEP = 0,708 MPa dėl gerokai padidėjusios į cilindrus patenkančios degalų masės ir dėl to pakilusios degimo temperatūros. Esant pastoviai apkrovai ir didėjant variklio sūkių dažniui, NO_x emisijos, degant benziniu, linkusios mažėti, nes cilindro tūris darbo takto metu greičiau plečiasi, o tai lemia mažesnę temperatūros kilimą išsiplėtimo proceso pradžioje. Tomis pačiomis apkrovos sąlygomis, į degalų mišinį pridėjus vandenilio, NO_x emisijos didėja augant variklio sūkių dažniui, ypač esant didesnėms apkrovoms. Tai aiškinama greitesniu vandenilio šilumos išsiskyrimu vienam alkūninio veleno laipsniui ir aukštesnėmis temperatūromis, kurios skatina NO_x susidarymą.

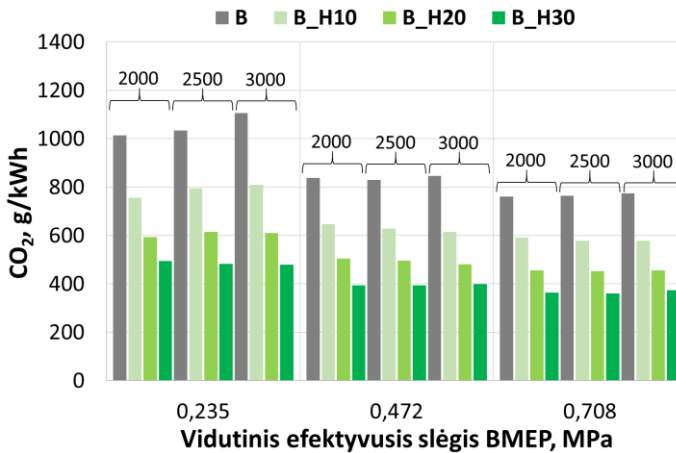
Visuose tirtuose variklio veikimo režimuose nustatyta, kad, pakeitus B į B_H10, B_H20 ir B_H30, lyginamosios NO_x emisijos padidėjo atitinkamai apytiksliai 12 %, 24 % ir 31 %. Nors benzino prisotinimas H₂ efektyviai sumažina CO ir CH emisijas, dėl aukštesnių degimo temperatūrų jis taip pat lemia padidėjusią NO_x emisiją. Vandenilis irgi paspartina bendrąjį degimo procesą ir paveikia cheminę aplinką cilindre. Greitesnė reakcijų kinetika, didesnis slėgis cilindre ir sumažėjusi CO₂ koncentracija prisideda prie intensyvesnio NO_x susidarymo. Siekiant emisijų balanso, H₂ kiekis turi būti suderintas su uždegimo momento ir išmetamųjų dujų recirkuliacijos valdymu. Lyginamosios azoto oksidų emisijos,

esant skirtingoms variklio veikimo sąlygoms ir vandenilio masės daliai degaluose, pateiktos 3.19 pav.



3.19 pav. Lyginamosios azoto oksidų emisijos, esant skirtingoms variklio veikimo sąlygoms ir vandenilio masės daliai degaluose

Fig. 3.19. Specific nitrogen oxide emissions under different engine operating conditions and hydrogen mass fractions in the fuel



3.20 pav. Lyginamosios anglies dvideginio emisijos, esant skirtingoms variklio veikimo sąlygoms ir vandenilio masės daliai degaluose

Fig. 3.20. Specific carbon dioxide emissions under different engine operating conditions and hydrogen mass fractions in the fuel

Varikliui veikiant B, lyginamoji CO₂ emisija mažėja didėjant apkrovai dėl mažėjančių lyginamųjų degalų sąnaudų. Ši tendencija išlieka didėjant anglies nerutinčio H₂ masės daliai degalų mišinyje, nors CO₂ emisijų sumažėjimas nėra tiesiogiai proporcingas vandenilio koncentracijos padidėjimui. Visomis tirtomis variklio veikimo sąlygomis nustatyta, kad, vandenilio masės daliai pasiekus 10 %, 20 % ir 30 %, CO₂ emisijos sumažėja atitinkamai apytiksliai 25 %, 42 % ir 53 %, palyginti su emisijomis, naudojant B. Lyginamosios anglies dvideginio emisijos, esant skirtingoms variklio veikimo sąlygoms ir vandenilio masės daliai degaluose, pateiktos 3.20 pav.

Atlikti tyrimai patvirtina, kad variklio CO₂ emisijos sumažėja naudojant dvejojų degalų sistemą ir tiekiant papildomą vandenilį į benzininio variklio įsiurbimo kolektorių. Šis metodas yra efektyvi priemonė, mažinant transporto sektoriaus poveikį klimatui ir siekiant atitikti griežtesnius aplinkosaugos reqlamentus.

3.3. Hibridinio automobilio eksperimentinių tyrimų rodiklių analizė

Hibridinio automobilio *Toyota RAV4* eksperimentiniai tyrimai buvo atlikti pagal pasaulinį suderintą lengvųjų transporto priemonių bandymų ciklą, bandymuose naudojant dinamometrinių stendą *Dynolyze® Small*. Siekiant užtikrinti bandymų tikslumą ir rezultatų palyginamumą, įvertintas važiavimo ciklo atitikimas WLTC greičio profiliui, varikliui veikiant benzinu, gamtinėmis dujomis ir dvejojų degalų mišiniu. Oficialioje procedūroje numatyta, kad bendrasis nuvažiuotas atstumas turi išlikti $\pm 2\%$ standarto tolerancijos ribose, o momentinis automobilio greitis negali būti didesnis nei $\pm 2,0$ km/h. Detalus važiavimo ciklo fazių išmatuotų rodiklių apibendrinimas pateiktas 3.1 lentelėje.

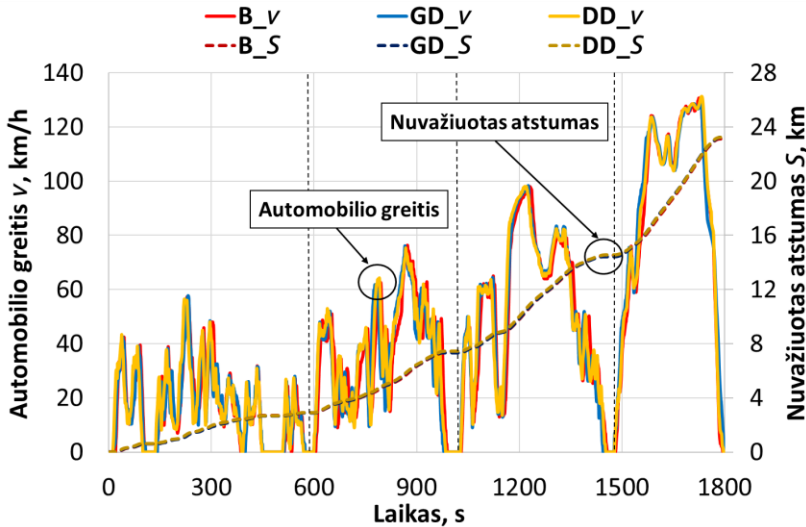
3.1 lentelė. Važiavimo ciklo išmatuotų rodiklių palyginimas kiekvienam režimui
Table 3.1. Comparison of measured driving cycle parameters for each mode

Ciklo fazė	Rodiklis	Standartinė reikšmė	B	GD	DD
Miesto režimas	Vidutinis greitis, km/h	18,9	18,56	18,64	19,08
	Nuokrypis, %	–	–1,80	–1,40	+1,0
Priemiesčio režimas	Vidutinis greitis, km/h	39,4	38,70	39,89	38,62
	Nuokrypis, %	–	–1,80	+1,2	–2,00
Užmiesčio režimas	Vidutinis greitis, km/h	56,7	56,21	57,74	57,24
	Nuokrypis, %	–	–0,90	+1,8	+1,0

3.1 lentelės pabaiga

Ciklo fazė	Rodiklis	Standartinė reikšmė	B	GD	DD
Magistralės režimas	Vidutinis greitis, km/h	92,0	93,46	91,15	90,75
	Nuokrypis, %	–	+1,60	–0,90	–1,40
	Bendrasis atstumas, km	23,267	23,170	23,312	23,132
	Nuokrypis, %	–	–0,42	+0,19	–0,58

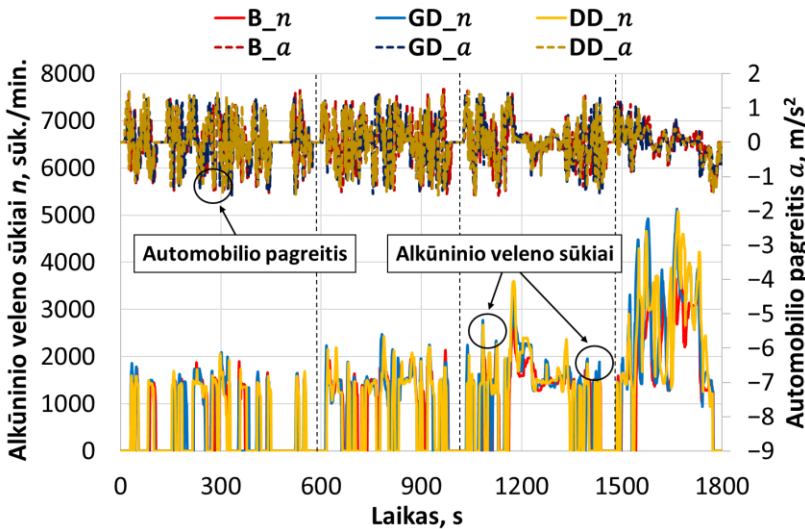
Automobilio greičio (v) ir suminio nuvažiuoto atstumo (S) profiliai pateikti 3.21 pav. Rezultatai patvirtina, kad visi trys eksperimentiniai važiavimai atitiko nustatytus WLTC reikalavimus. Bendrasis atstumo nuokrypis išliko leistinose ribose ir nebuvo didesnis nei $\pm 1\%$, varikliui veikiant B, GD ir DD. Detalesnėje vidutinio greičio analizėje kiekvienoje iš keturių ciklo fazių matomas pakankamas greičio atkartojamumas, nuokrypiai neviršija $\pm 2\%$, kurie fiksuoti miesto ir priemiesčio režimuose dėl dažnų pereinamųjų procesų. Automobilio greičio ir suminio nuvažiuoto atstumo profiliai pateikti 3.21 pav.



3.21 pav. Automobilio greičio (v) ir suminio nuvažiuoto atstumo (S) profiliai WLTC ciklo metu
 Fig. 3.21. Vehicle speed (v) and cumulative distance travelled (S) profiles during the WLTC

Momentinis automobilio pagreičio profilis papildoma važiavimo ciklo atitikį. Visų trijų degalų rūšių pagreičio profiliai buvo beveik identiški – tai patvirtina, kad buvo tiksliai atkartoti WLTC reikalavimai. Šis sutapimas pastebimas stab-

dymo metu. Pavyzdžiui, didžiausios lėtėjimo reikšmės tarp bandymų skyrėsi ne daug: $-1,546 \text{ m/s}^2$, naudojant benzina; $-1,534 \text{ m/s}^2$ – GD; $-1,540 \text{ m/s}^2$ – dvejopus degalus. Išmatuotos reikšmės yra artimos standarte nurodytam $-1,5 \text{ m/s}^2$ didžiausiam lėtėjimui. Didžiausios teigiamo pagreičio reikšmės atitinkamai siekė $1,573 \text{ m/s}^2$, varikliui veikiant B; $1,435 \text{ m/s}^2$ – GD; $1,532 \text{ m/s}^2$ – DD. Nors pastebimas nedidelis svyravimas, visos reikšmės išlieka artimos intensyviausiam ciklo reikalavimui – $1,666 \text{ m/s}^2$, kuris pasiekiamas užmiesčio režime. Variklio alkūninio veleno sūkliai ir automobilio pagreičio profiliai pateikti 3.22 pav.

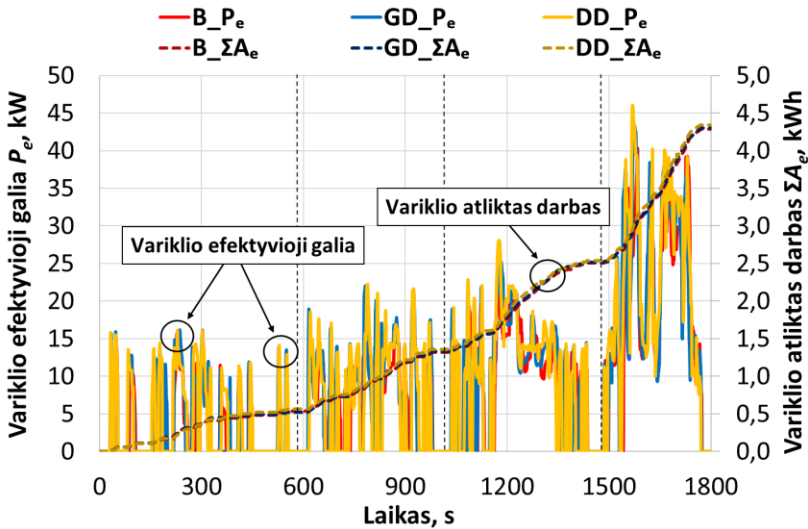


3.22 pav. Variklio alkūninio veleno sūkliai (n) ir automobilio pagreičio (a) profiliai
Fig. 3.22. Engine speed (n) and vehicle acceleration (a) profiles

Variklio mechaninė išvystoma galia buvo panaši naudojant skirtingus degalus. Momentinės efektyviosios galios (P_e) profiliai ir suminio efektyviojo darbo (A_e) kreivės tarp bandymų rodo nedidelius svyravimus. Tai patvirtina, kad VDV atliko praktiškai tokį patį mechaninį darbą nepriklausomai nuo naudotų degalų. Normalizuotas variklio atliktas darbas siekė: $17,89 \text{ kWh}/100 \text{ km}$, naudojant B; $17,83 \text{ kWh}/100 \text{ km}$ – GD; $17,84 \text{ kWh}/100 \text{ km}$ – DD. Bendrasis VDV veikimo laikas ciklo metu siekė 1043 s , naudojant B. Naudojant GD, veikimo laikas buvo $3,6 \%$ trumpesnis (1006 s), su DD – $3,1 \%$ trumpesnis (1011 s), palyginti su B (DD benzininiai purkštuvai veikė 218 s , daugiausia užmiesčio ir magistralės režimuose).

Hibridinė valdymo sistema koregavo variklio darbo taškus priklausomai nuo degalų. Veikiant GD ir DD, variklis tą patį bendrą darbą atliko per trumpesnę laiką, tai reiškia, kad jis veikė didesne vidutine galia dėl padidėjusio variklio sūkliai

dažnio: vidutinis dažnis, naudojant benzina, buvo 1694 sūk./min; GD – 1865 sūk./min; DD režimu – 1878 sūk./min. Esant didesniems sūkiams, variklis veikė su mažesniu vidutiniu sukimo momentu – tai hibridinės sistemos prisitaikymas, siekiant kompensuoti sumažėjusį cilindro pripildymą dėl gamtinių dujų išsūtumo oro įsiurbimo kolektoriuje. Variklio efektyviosios galios ir variklio atlikto darbo profilių palyginimas pateiktas 3.23 pav.



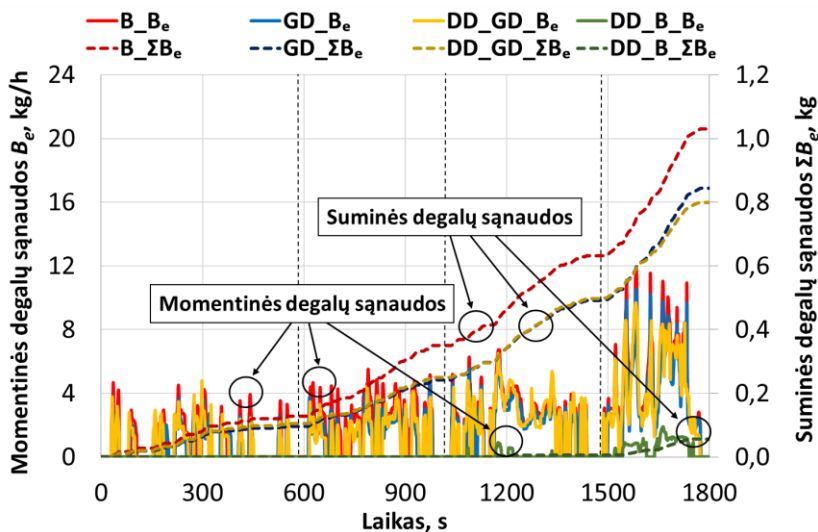
3.23 pav. Variklio efektyviosios galios (P_e) ir variklio atlikto darbo (ΣA_e) profilių palyginimas
 Fig. 3.23. Comparison of engine brake power (P_e) and engine brake work (ΣA_e) profiles

Variklio efektyvusis naudingumo koeficientas kito priklausomai nuo degalų rūšies ir variklio valdymo algoritmo. Didžiausias ENK pasiektas naudojant GD (0,360), kuris yra 4,3 % didesnis nei naudojant B (0,345). Šis pagerėjimas daugiausia siejamas su liesu degiuoju mišiniu (vidutinis $\lambda = 1,056$), varikliui veikiant GD, kuris padidina efektyvumą mažindamas siurbimo nuostolius (leidamas daugiau atidaryti droselinę sklendę) ir pagerindamas cilindro turinio savitosios šilumos santykį. Efektyvumas pasiektas nepaisant tuo pačiu metu taikyto vėlyvesnio UPK, kuris buvo būtinas NO_x emisijoms mažinti. Vėlyvas UPK paprastai mažina efektyvumą, tačiau šiuo atveju termodinaminė lieso mišinio nauda nusvėrė efektyvumo nuostolius dėl neoptimalaus uždegimo momento. Varikliui veikiant su DD, ENK siekė 0,358 – tai 3,8 % pagerėjimas, palyginti su B. Šis rezultatas akcentuotinas, nes, naudojant DD, oro ir degalų santykis buvo stechiometrinis (vidutinis $\lambda = 1,009$), panašiai kaip ir B. Neturint mažesnių siurbimo nuostolių privalumo, būdingo lieso mišinio režimui, efektyvumo prieaugį lemia du veiksniai. GD pasižymi geresnėmis degimo savybėmis nei B, todėl susidaro tolygesnis oro

ir degalų mišinys, o variklis DD veikia didesniais vidutiniais sūkais (1878 sūk./min), palyginti su B (1694 sūk./min), perkeltiant jo darbą į efektyvesnę zoną.

Variklio degalų sąnaudos, naudojant B, siekė 4,46 kg/100 km, su GD ir DD siekė atitinkamai 3,62 kg/100 km (18,7 % sumažėjimas) ir 3,68 kg/100 km (17,4 % sumažėjimas). Mažesnes degalų sąnaudas lemia 17,4 % didesnis GD žemutinis šilumingumas (49,22 MJ/kg), palyginti su B (41,90 MJ/kg), ir pasiektas aukštesnis variklio ENK.

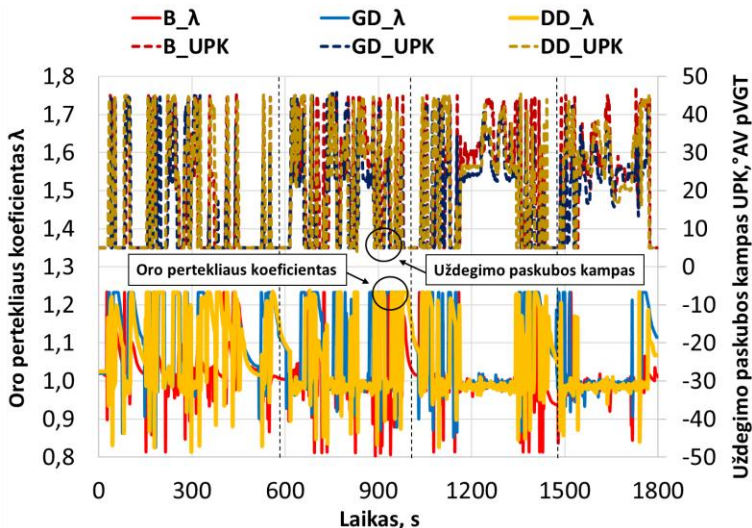
Remiantis oficialiais automobilių gamintojo *Toyota* duomenimis, deklaruojamos tirtu hibridinio automobilio *Toyota RAV4* mišriosios degalų sąnaudos yra 5,3 l/100 km (Toyota Technical Specifications, 2018), tačiau šis rodiklis gautas taikant senesnę NEDC bandymų procedūrą. Kaip pažymi automobilių gamintojas, šie oficialūs bandymų rezultatai skirti palyginimui, tačiau neatspindi realaus važiavimo, kuriam poveikį daro vairavimo stilius, kelio sąlygos, greitis ir automobilio apkrova. Be to, gamintojo atliekamuose bandymuose naudotas benzinas, kurio sudėtyje yra ne daugiau kaip 5 % etanolio (E5). Naudojant išmatuotą degalų tankį (748,3 kg/m³), ši reikšmė atitinka 5,95 l/100 km ir yra 12,3 % didesnė nei oficialus NEDC rodiklis. Šis skirtumas paaiškinamas griežtesnėmis WLTP sąlygomis ir reikalavimais, palyginti su NEDC, ir tyrime naudoto benzino energijos tankiu, palyginti su E5 degalais, naudotais gamintojo oficialiam NEDC sertifikavimui. Momentinės degalų sąnaudos ir suminės degalų sąnaudos pateikiamos 3.24 pav.



3.24 pav. Momentinės degalų sąnaudos (B_e) ir suminės degalų sąnaudos (ΣB_e)
Fig. 3.24. Instant fuel consumption (B_e) and cumulative fuel consumption (ΣB_e)

Oro pertekliaus koeficiento ir uždegimo paskubos kampo rodiklių pokytis WLTC važiavimo ciklo metu pateiktas 3.25 pav. Pastebima, kad variklio valdymo algoritmas koreguoja degiojo mišinio sudėtį ir jo uždegimo paskubos kampą priklausomai nuo naudojamų degalų. Naudojant benzina, variklis veikė stochiometriiniu mišiniu, vidutinė reikšmė per visą bandymo trukmę $\lambda = 1,004$. GD režimu variklis veikė su šiek tiek liesnesniu mišiniu – vidutinis oro pertekliaus koeficientas siekė 1,056, o DD – artimas stochiometriniam santykiui (1,009). Uždegimo paskubos kampas keičiamas atsižvelgiant į oro pertekliaus koeficiento reikšmes.

Nors didelis gamtinių dujų (GD) atsparumas detonacijai (oktaninis skaičius 120) teoriškai leidžia ankstinti uždegimą, siekiant didesnio ENK, variklio stendinių tyrimų metu nustatyta, kad didžiausias degimo slėgis, naudojant gamtines dujas ir benzina, buvo panašus (pateikta 3.32 pav.). Slėgio kitimo analizė parodė, kad gamtinių dujų atveju prieš uždegimą pasiekiamas didesnis slėgis, tačiau degimo metu slėgis cilindre padidėja mažiau negu naudojant benzina. Lėtesnį gamtinių dujų degimą taip pat patvirtina mažesnis šilumos išsiskyrimo greitis (pateikta 3.34 pav.). Tačiau WLTC ciklo duomenys rodo, kad, naudojant gamtines dujas, buvo taikomas apie 4° vėlesnis UPK. Esant stochiometriniam mišiniui, katalizinis deginių neutralizatorius efektyviai veikia naudojant B ir DD, todėl variklio valdymo algoritmas naudoja ankstyvą uždegimo paskubos kampą (vidutiniškai atitinkamai 31° iki VGT per ciklą), kad mišinys anksčiau sudegtų ir būtų pasiektas didžiausias ENK.



3.25 pav. Oro pertekliaus koeficiento ir uždegimo paskubos kampo rodiklių pokytis WLTC važiavimo ciklo metu

Fig. 3.25. Variation in excess air ratio and ignition timing during the WLTC

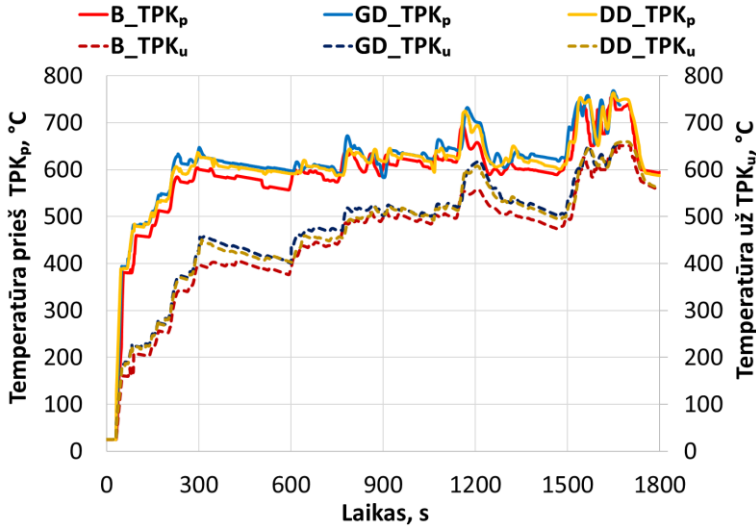
GD atveju, varikliui veikiant nežymiai liesu mišiniu ($\lambda = 1,056$), trijų pakopų katalizinio deginių neutralizatoriaus (TPK) NO_x redukcijos efektyvumas sumažėja. Siekiant išvengti didelės NO_x emisijos susidarymo cilindre, variklio valdymo sistema vėlina UPK (vidutiniškai 27° iki VGT per ciklą), sumažinant didžiausią degimo temperatūrą cilindre, todėl padidėja išmetamųjų dujų temperatūra, nes degimas baigiasi vėliau, arčiau išmetimo vožtuvų atsidarymo pradžios (Kumar et al., 2021; S. Kim et al., 2021).

Išmetamųjų dujų temperatūra tiesiogiai priklauso nuo variklio valdymo algoritmo ir naudojamų degalų. Temperatūra prieš TPK, naudojant GD, per bandymo ciklą vidutiniškai siekė $+612^\circ\text{C}$ (4,5 % padidėjimas, palyginti su benzino $+586^\circ\text{C}$), o matavimai už TPK parodė panašią tendenciją: GD ($+475^\circ\text{C}$) ir DD ($+467^\circ\text{C}$) režimais temperatūra išliko aukštesnė nei naudojant benzina ($+448^\circ\text{C}$). Padidėjusi vidutinė išmetimo temperatūra per bandymo ciklą yra šalutinis NO_x valdymo cilindre algoritmo poveikis. Siekiant sumažinti NO_x emisiją, variklio valdymo sistema vėlino GD uždegimo momentą vidutiniškai 4° , palyginti su B, todėl degimas baigėsi vėliau ir daugiau šilumos buvo išskirta į išmetimo sistemą. Didesnę išmetamą energiją GD atveju patvirtina ir didesnė apskaičiuota išmetamųjų dujų masė, palyginti su benzinu (1,10 kg/km palyginti su 0,94 kg/km). Hibridiniam automobiliui aukštesnės temperatūros palaikymas yra svarbus, nes tai padeda kataliziniam deginių neutralizatoriui greičiau išilti po dažnų variklio pakartotinių paleidimų. Greitas TPK veikimas yra būtinas teršalų kontrolei šalto variklio paleidimo metu, ypač oksiduojant chemiškai stabilų metaną, kuriam neutralizuoti reikalinga daug aukštesnė temperatūra nei kitiems angliavandeniliams. Iš rezultatų matyti, kad, naudojant GD, vėlyvas uždegimo momentas, skirtas NO_x mažinti, taip pat sukuria būtiną aukštesnę temperatūrą metano emisijos praskverbimo problemai spręsti (Marques et al., 2022). Tačiau pastebėta, kad liesas mišinys ($\lambda = 1,056$), nors ir būtinas didesniai variklio ENK pasiekti, lemia deguonies perteklių išmetamosiose dujose, ir TPK efektyvumas mažėja. Temperatūros pokytis prieš ir už TPK pateikiamas 3.26 pav.

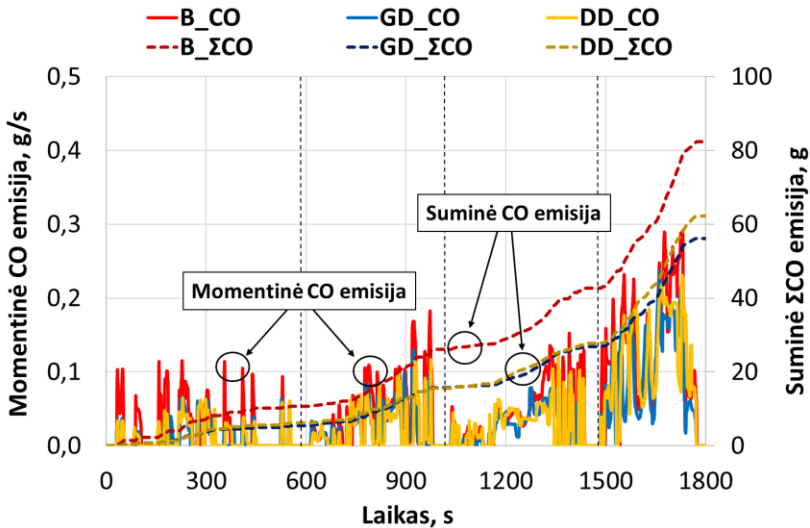
NO_x emisijos efektyvus redukavimas TPK vyksta esant stochiometriniam mišiniui cilindre. Analizės rezultatai pabrėžia pirminio NO_x mažinimo (34,0 %) degimo kameroje svarbą dėl nepakankamo TPK efektyvumo, neutralizuojant teršalus, todėl variklio valdymo algoritmas siekia išlaikyti balansą tarp teršalų mažinimo ir TPK efektyvumui būtinų sąlygų.

Momentinės CO emisijos kinta plačiame diapazone, o reikšminga koncentracija stebima staigių automobilio pagreitimų metu ir magistralės režime (pvz., apie 1500–1800 s), kai variklio apkrova yra didelė ir variklis veikia riebesniu mišiniu, siekiant užtikrinti didesnę galią. Suminės CO emisijos tolygiai didėja viso ciklo metu, o galutinės normalizuotos reikšmės priklauso nuo degalų sąnaudų. Remiantis momentinėmis (g/s) ir suminėmis (g) teršalų vertėmis, rezultatuose pateikiama apskaičiuota emisija, tenkanti nuvažiuotam atstumui (g/km). Naudojant B, vidutinė CO emisija buvo

3,56 g/km, sumažėjimas (32,3 %) pasiektas naudojant GD – 2,41 g/km. Varikliui veikiant DD, CO emisija sumažėjo 24,9 % (2,68 g/km), palyginti su B. Momentinės ir suminės anglies viendeginio emisijos pateiktos 3.27 pav.



3.26 pav. Temperatūros pokytis prieš ir už trijų pakopų katalizinio deginių neutralizatoriaus
Fig. 3.26. Change in the temperatures before and after the three-way catalytic converter



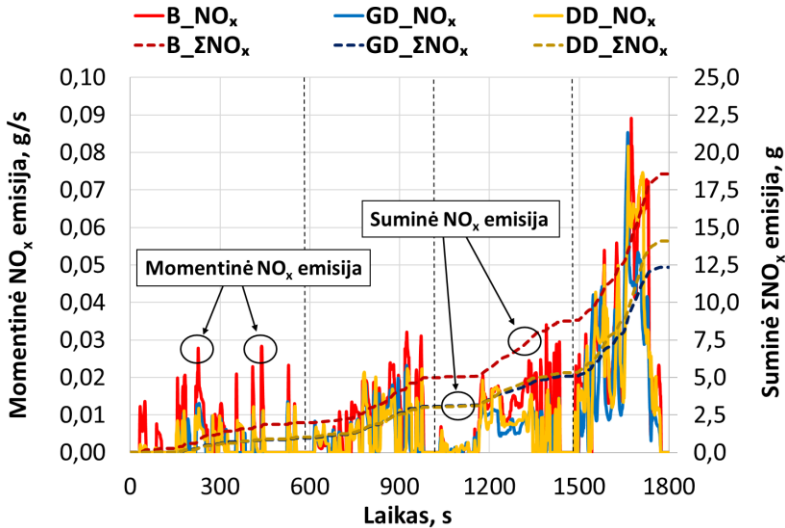
3.27 pav. Momentinės ir suminės anglies viendeginio emisijos
Fig. 3.27. Instant and cumulative carbon monoxide emissions

Šie rezultatai paaiškinami degalų cheminės sudėties ir degimo proceso skirtumais. GD, kurių pagrindą sudaro metanas, pasižymi mažesniu anglies ir vandenilio santykiu nei benzinas. Dėl tokios cheminės struktūros savaime susidaro mažiau anglies viendeginio kaip nevisiško degimo šalutinio produkto. Šį efektą sustiprina liesesnis oro ir degalų mišinys, lemiantis daugiau laisvo deguonies efektyviam degimui varikliui veikiant GD. Be to, geresnis dujinių degalų ir oro mišinio homogeniškumas lemia išbaigtą degimą, todėl gaunamos mažiausios CO emisijos. Varikliui veikiant B, didesnes CO emisijas lemia ne tik mažesnis C/H santykis, bet ir riebesnių mišinių naudojimas šalto variklio veikimo ir greitėjimo fazėse. Naudojant DD, pereinamieji procesai tarp degalų sukelia mišinio sudėties svyravimus, kurie riboja CO emisijos mažinimo efektą, palyginti su GD.

Azoto oksidų susidarymas yra susijęs su aukšta degimo temperatūra ir slėgiu cilindre, todėl momentinės NO_x emisijos yra didžiausios esant didelėms variklio apkrovoms. Naudojant GD, NO_x emisijos sumažėjo 34 % (0,53 g/km), palyginti su B (0,80 g/km), dėl skirtingų variklio valdymo algoritmų (ypač koreguojant uždegimo momentą) skirtingiems degalams. Naudojant B, variklio valdymo sistema ankstino UPK (vidutiniškai 4° , palyginti su GD), siekiant didžiausio efektyvumo, ir tai lėmė aukštesnę degimo temperatūrą, didesnę NO_x susidarymą.

Naudojant GD, variklis veikė liesesniu mišiniu ($\lambda = 1,056$), įprastai lemiantis didesnę NO_x emisiją už teršalų neutralizavimo sistemos, nes, esant oro (deguonies) pertekliui, sumažėja NO_x redukavimo efektyvumas katalizatoriuje. Siekiant išvengti didesnės azoto oksidų emisijos, elektroninis valdymo blokas vėlino uždegimo momentą iki vidutiniškai $26,5^\circ$ prieš VGT, sumažindamas didžiausią degimo temperatūrą cilindre. Varikliui veikiant DD, gautas rezultatas (0,61 g/km) yra tarpinė reikšmė tarp B ir GD. Nors didžiąją laiko dalį variklis veikė naudodamas GD, didelės apkrovos fazėse sistema persijungė į benziniui būdingą algoritmą, generuojančią daugiau NO_x , o tai apribojo bendrąjį emisijų sumažėjimą. GD užtikrina švaresnį degimo procesą, tačiau, naudojant DD, nors ir yra potencialas mažinant azoto oksidus, būtinas tolesnis variklio valdymo algoritmo tobulinimas. Momentinės ir suminės azoto oksidų emisijos pateiktos 3.28 pav.

Suminės CH_4 emisijos rodo reikšmingą skirtumą naudojant skirtingus degalus. Normalizuotos vidutinės emisijos per visą WLTC ciklą naudojant benzinaus siekė 0,02 g/km. Varikliui veikiant GD, emisijos padidėjo iki 0,24 g/km, o su DD – iki 0,23 g/km. Tai reiškia, kad, naudojant GD, metano emisijos padidėjo 14,1 karto, o DD – 13,3 karto, palyginti su B. Šis ženklus „metano prasiskverbimo“ padidėjimas yra tiesiogiai susijęs su metano, kaip pagrindinio GD komponento (šiam tyrime 95,4 % tūrio), savybėmis. Aukšta metano savaiminio užsiliepsnojimo temperatūra, lėtesnis liepsnos sklidimo greitis ir cheminis stabilumas lemia tai, kad dalis CH_4 degimo kameroje nevisiškai sudega. Kitų mokslininkų rezultatuose taip pat akcentuojama metano prasiskverbimo problema (Nsaif et al., 2024; R. Zhang et al., 2022).

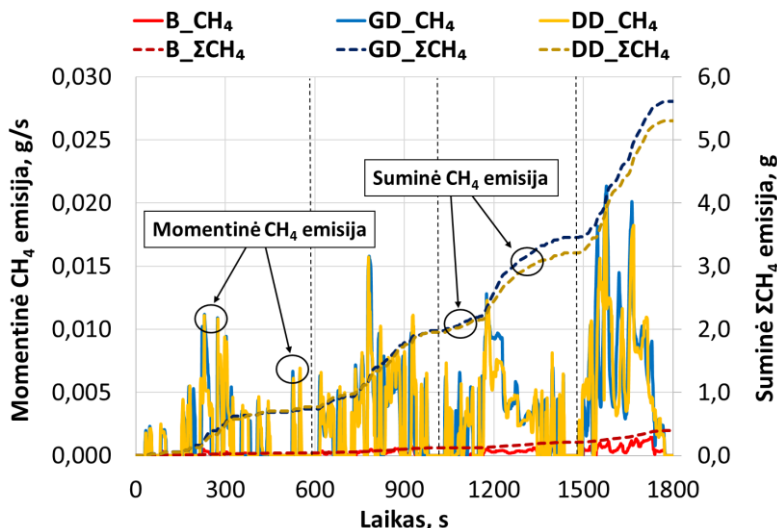


3.28 pav. Momentinės ir suminės azoto oksidų emisijos
 Fig. 3.28. Instant and cumulative nitrogen oxide emissions

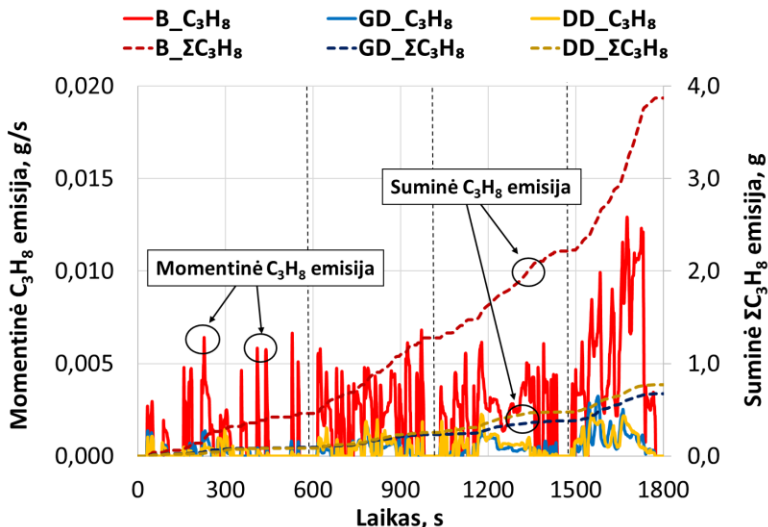
Mažesnės metano emisijos, varikliui veikiant DD (5,3 % mažiau nei GD), aiškinamos skirtingu UPK valdymu. Priešingai nei grynas GD režimas, kuris veikė su liesu mišiniu ($\lambda = 1,056$) ir buvo labiau linkęs į metano prasiskverbimą, naudojant DD, variklis veikė arti stochiometrinio taško ($\lambda = 1,009$), lėmęs stabilesnį ir išbaigtą degimą. Be to, greičiau degančio benzino įpurškimas didelės apkrovos momentais pagerino bendrąjį degimo efektyvumą, sumažindamas metano prasiskverbimą, palyginti su GD. Momentinės ir suminės metaninių angliavandenių emisijos pateiktos 3.29 pav.

Nemetaninių angliavandenių emisijų pokytis (matuojamas kaip propano (C_3H_8) ekvivalentas) pateiktas 3.30 pav., kuriame matoma priešinga tendencija, palyginti su metaniniais angliavandeniliais.

Momentinės emisijos yra mažesnės nei CH_4 ir retai viršija 0,01–0,02 g/s ribą, nors pikai, naudojant B, yra didesni nei naudojant GD. Varikliui veikiant benziniu, vidutinė nemetaninių angliavandenių emisija siekė 0,17 g/km. Naudojant GD, ši emisija sumažėjo iki 0,03 g/km, o DD režimu – iki 0,03 g/km. Tai reiškia, kad, naudojant GD, sumažėjo nemetaninių angliavandenių emisijos 82,7 %, o varikliui veikiant DD – 80,2 %, palyginti su B.



3.29 pav. Momentinės ir suminės metaninių angliavandenilių emisijos
Fig. 3.29. Instant and cumulative methane hydrocarbons emissions



3.30 pav. Momentinės ir suminės nemetaninių (C_3H_8 ekvivalentas) angliavandenilių emisijos
Fig. 3.30. Instant and cumulative non-methane (C_3H_8 equivalent) hydrocarbons emissions

Didesnis nemetaninių angliavandenilių emisijų kiekis, degant benzinui, siejamas su nepakankama sunkesnių skystųjų degalų angliavandenilių komponentų oksidacija, ypač varikliui esant ne darbinės temperatūros. Taip pat pereinamųjų

automobilio važiavimo režimų (greitėjimo) metu, kai degusis mišinys yra riebesnis, o degimas – mažiau tolygus. Gamtinėse dujose yra nedidelė dalis nemetaninių junginių (0,35 % tūrio), todėl jų emisijos chemiškai yra daug mažesnės. Apibendrinant metaninių ir nemetaninių angliavandenilių analizę, pastebima, kad, naudojant GD, iš esmės pasikeičia nesudegusių angliavandenilių emisijų struktūra: nemetaninės emisijos reikšmingai sumažėja, tačiau pagrindinio komponento (metano) emisijos padidėja 14,1 karto, palyginti su B.

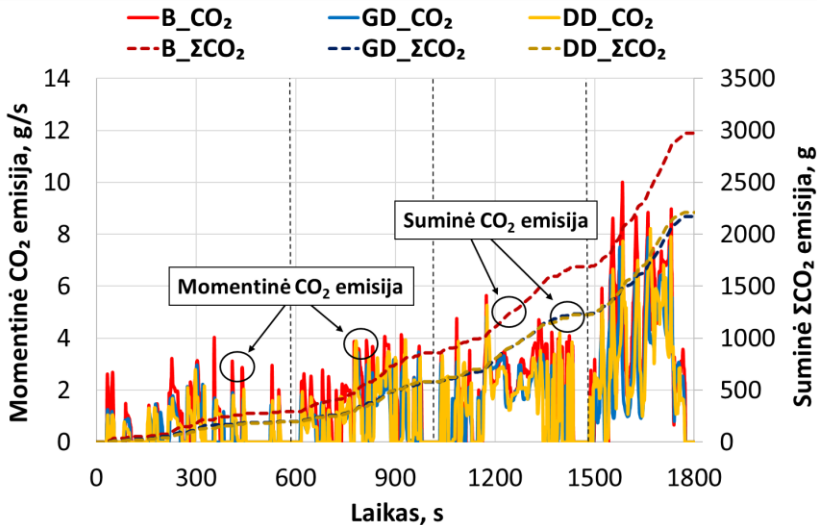
Variklis, veikdamas GD ir DD, pasižymi šiek tiek mažesnėmis momentinėmis CO₂ emisijomis nei benzinas, ypač vidutinės apkrovos zonose, kuriose variklis stabiliau veikia. Naudojant benzina, vidutinė CO₂ emisija siekė 128,6 g/km. Mažiausios emisijos užfiksuotos naudojant GD – 93,2 g/km. Varikliui veikiant DD, gautas 95,1 g/km rezultatas. Tai reiškia, kad, naudojant GD, CO₂ emisijos sumažėjo 27,5 %, o DD – 26,1 %, palyginti su benzinu.

Ženklūs skirtumai paaiškinami degalų cheminės sudėties ypatumais. Metanas, sudarantis pagrindinę GD dalį, molekuleje turi mažesnę anglies ir vandenilio santykį, todėl degimo metu vienam išskirtos energijos vienetui susidaro mažiau CO₂ (Liu et al., 2024). Be to, degalų sąnaudos (kg/100 km), naudojant GD, buvo mažesnės, o tai tiesiogiai lemia mažesnes CO₂ emisijas. Naudojant DD, tarpinės CO₂ emisijos reikšmės rodo, kad didžiąją dalį WLTC važiavimo ciklo variklis veikia naudodamas GD, taip sumažinamas bendrasis anglies patekimas į degimo kamerą. Pereinamųjų režimų ir didesnių apkrovų metu, naudojant DD, CO₂ emisijos yra didesnės nei varikliui veikiant tik GD.

Naudojant GD, pasiektas 27,5 % CO₂ emisijų sumažėjimas, tačiau šią naudą reikėtų vertinti atsižvelgiant į staigų metano emisijų padidėjimą. Metanas yra stiprios šiltnamio efektą sukeliančios dujos, todėl, siekiant įvertinti visą poveikį klimatui, jo emisijos buvo perskaičiuotos į anglies dvideginio ekvivalentą (CO_{2,ekv}). Naudojant 30 dydžio 100 metų visuotinio atšilimo potencialo (GWP-100) koeficientą metanui iš IPCC AR6 ataskaitos (Intergovernmental Panel On Climate Change, 2023), įvertintos bendrosios variklio generuojamos šiltnamio efektą sukeliančių dujų emisijos.

Naudojant benzina, CO_{2,ekv} siekė 129,11 g/km, kuri sudaro 128,6 g/km CO₂ ir 0,51 g/km iš CH₄. Palyginimui, naudojant GD bendroji reikšmė siekė 100,44 g/km, susidedanti iš 93,2 g/km CO₂ ir daug didesnės 7,23 g/km dalies iš metano. Veikiant DD režimu, bendroji reikšmė siekė 101,91 g/km (95,1 g/km CO₂ + 6,84 g/km CH₄-ekv.). Momentinių CO₂ emisijų dinamika atkartoja variklio apkrovos pokyčius viso WLTC ciklo metu, kuri pateikiama 3.31 pav.

Šie rezultatai rodo, kad, nepaisant 14 kartų padidėjusio variklio generuojamo metano prisiskverbimo, CO₂ teikiama nauda šiuo atveju ir šiomis važiavimo sąlygomis nusvėrė neigiamą metano poveikį. Veikimas GD režimu lėmė bendrąjį variklio generuojamų ŠESD emisijų sumažėjimą 22,2 %, palyginti su benzinu, o DD režimu – pasiektas 21,1 % sumažėjimas.



3.31 pav. Momentinės ir suminės anglies dvideginio emisijos
 Fig. 3.31. Instant and cumulative carbon dioxide emissions

Svarbu pabrėžti, kad metano poveikis klimatui yra ryškesnis per trumpesnį laikotarpį. Emisijos taip pat buvo įvertintos naudojant 20 metų GWP (GWP-20) koeficientą, kuris iškastiniam metanui yra apytiksliai 82,5 (Intergovernmental Panel On Climate Change, 2023). Bendrasis CO₂-ekv. benziniui yra 130,0 g/km (128,6 g/km CO₂ + 1,4 g/km CH₄-ekv.), o GD – 113,1 g/km (93,2 g/km CO₂ + 19,9 g/km CH₄-ekv.). Vertinant 20 metų perspektyvą, grynasis variklio generuojamų ŠESD sumažėjimas, naudojant GD, nukrinta nuo 22,2 % (naudojant GWP-100) iki apytiksliai 13,0 %. Tai pabrėžia trumpalaikį metano prasiskverbimo poveikį klimatui ir išryškina jo neutralizavimo svarbą. Tačiau ši galima nauda priklauso nuo tolesnio TPK efektyvumo, mažinant metano prasiskverbimą.

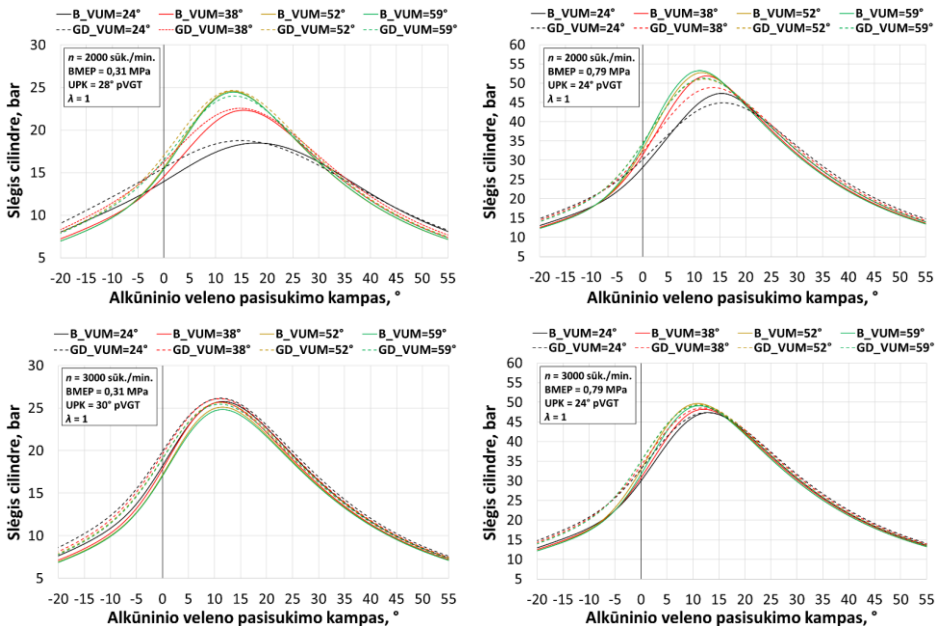
Iš eksperimentinių rezultatų matyti, kad, naudojant GD ir DD, pasiekiamas ženklus CO₂ emisijų sumažėjimas, palyginti su B, taip patvirtinant dujinių degalų potencialą mažinti ŠESD kieki hibridiniuose automobiliuose.

3.4. Kibirkštinio uždegimo variklio degimo proceso tyrimo analizė

Išanalizavus ir apskaičiavus įvesties duomenis, paprogramė *BURN* pateikia šiuos rezultatus: degimo pradžią, degimo trukmę, formos parametrai (m), energijos balansą, šilumos išsiskyrimo greitį, sudegusią degalų masės dalį, taip pat slėgį ci-

lindre, slėgio prieaugį, temperatūrą ir temperatūros prieaugį. Programinėje įrangoje buvo atlikta duomenų patikra, kurios metu slėgis cilindre apskaičiuotas naudojant standinių bandymų metu nustatytus duomenis. Slėgio kreivės forma ir reikšmės buvo palygintos su išmatuotomis slėgio cilindre kreivėmis, o tai leido įvertinti modelio tikslumą atkartojant realius degimo procesus variklyje. Atliekant degimo proceso analizę, buvo pasirinkti įsiurbimo vožtuvų užsidarymo kampai po apatinio galinio taško (24° , 38° , 52° ir 59° pAGT), dvi variklio apkrovos (efektyvusis vidutinis slėgis: 0,31 MPa ir 0,79 MPa) ir du variklio alkūninio veleno sūkių (2000 sūk./min ir 3000 sūk./min), naudojant benzinaž ir degalus gamtines dujas.

Slėgio kitimo cilindre priklausomybė nuo VUM, esant 2000 sūk./min ir 3000 sūk./min, pateikta 3.32 pav. Pastebėta, kad, esant skirtingiems variklio darbo režimams ir naudojant B ir GD, suslėgimo takto pabaigoje prieš prasidedant degimui slėgis yra didesnis, kai įsiurbimo vožtuvai uždaromi anksčiau (24° VUM), palyginti su vėlesniu uždarymu. Anksčiau uždarius įsiurbimo vožtuvus, tikrasis suslėgimo laipsnis priartėja prie geometrinio suslėgimo laipsnio, tai reiškia, kad degusis mišinys daugiau suslegiamas, todėl suslėgimo pabaigoje padidėja slėgis ir temperatūra.



3.32 pav. Slėgio cilindre priklausomybė nuo VUM, esant 2000 sūk./min ir 3000 sūk./min

Fig. 3.32. Dependence of the in-cylinder pressure on the intake valve timing at 2000 rpm and 3000 rpm

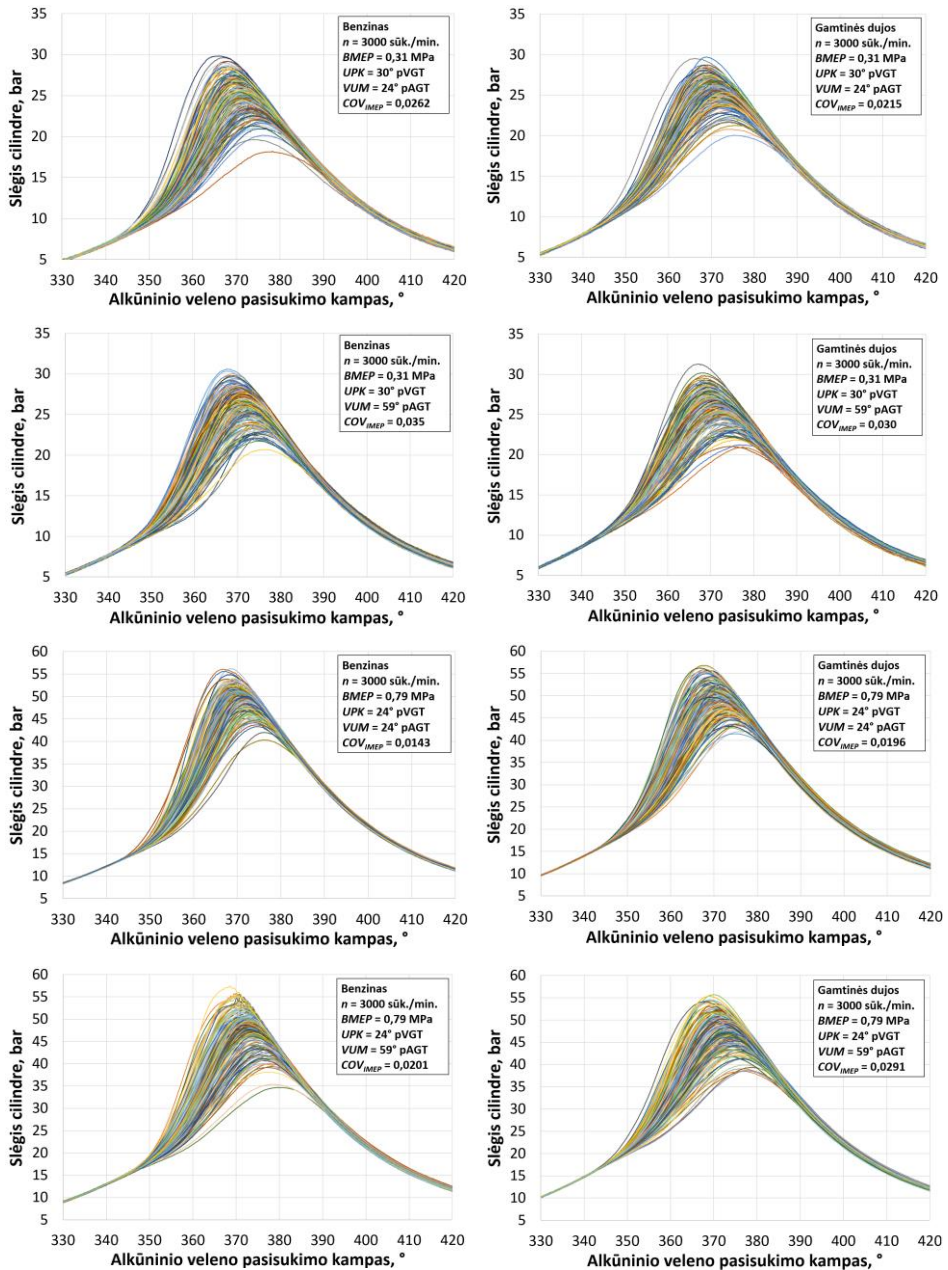
Naudojant GD, šis poveikis yra ryškesnis, nes dujos užima dalį cilindro tūrio, o sumažėjęs oro kiekis kompensuojamas didesniu droselinės sklendės atidarymu. Kadangi GD stochiometriniam mišiniui reikia daugiau oro, šis veiksnys papildomai didina cilindro pripildymą.

Vėlinant įsiurbimo VUM, degimo slėgis cilindre didėja, kurio didžiausia reikšmė artėja prie VGT, nors tikrasis suslėgimo laipsnis ir suslėgimo pabaigos slėgis mažėja. Didžiausias slėgis darbo takto metu fiksuojamas vėlinant VUM (iki 59°), naudojant benzina. Varikliui veikiant, GD didžiausias degimo slėgis išliko panašus arba tik šiek tiek sumažėjo, nors suslėgimo pabaigoje slėgis visais režimais išliko didesnis negu naudojant benzina, kuris lemia mažesnę GD degimo intensyvumą. Išskirtinis slėgio pokytis pastebimas esant 3000 sūk./min ir 0,31 MPa variklio apkrovai, kai uždarant įsiurbimo vožtuvus ties 59° po AGT didžiausias slėgis buvo mažiausias. Ši nuokrypį lemia didelio sūkių dažnio ir droseliavimo, dujų mainų dinamikos ir degimo stabilumo sąveika.

Vidutinio indikatorinio slėgio variacijos koeficientas (COV_{IMEP}) įvertina degimo ciklų pasikartojimo stabilumą per nustatytą slėgio cilindre registravimo ciklų skaičių, varikliui veikiant pastoviu režimu. Nustatyta, kad didžiausio slėgio cilindre svyravimų amplitudė siekė iki 20 bar dėl oro pertekliaus koeficiento grįžtamojo ryšio reguliavimo sistemos cikliškumo, kai, remiantis deguonies jutiklio signalu išmetimo kolektoriuje, degalų įpurškimo trukmė koreguojama 1 Hz dažniu. Tyrimo metu nustatytos COV_{IMEP} reikšmės (apskaičiuotos kaip indikatorinio vidutinio slėgio standartinio nuokrypio ir jo vidurkio santykis) neviršijo literatūroje nurodomų stabilaus degimo ribų (0,03–0,05) (Heywood, 2018), o tai pagrindžia gautų rezultatų tinkamumą objektyviai analizei, keičiant degalų sudėtį ir variklio veikimo režimus.

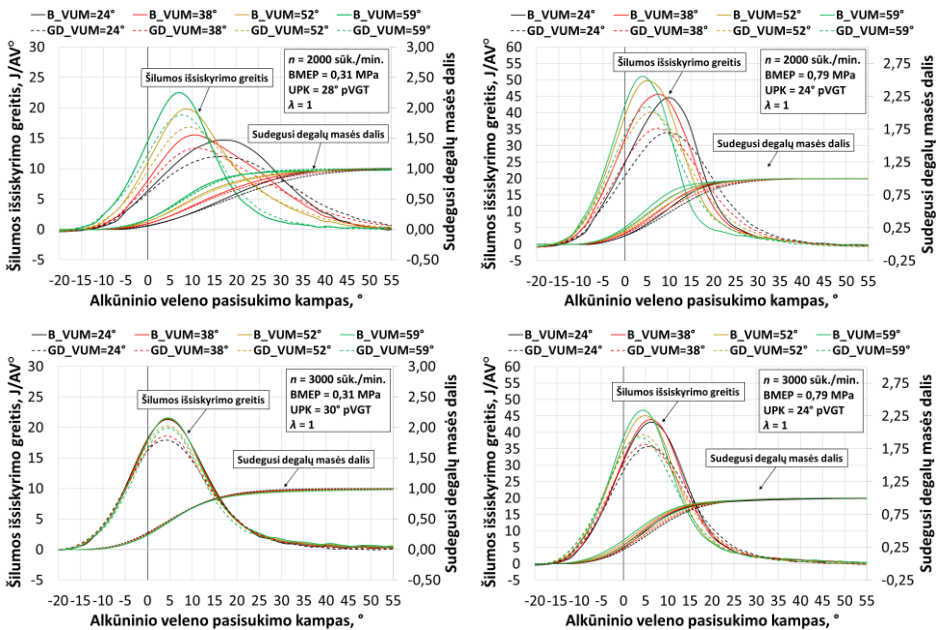
Pavėlinus įsiurbimo VUM nuo 24° iki 59° po AGT, esant 3000 sūk./min, tirtais degalų ir apkrovų atvejais COV_{IMEP} padidėja 30–40 %. Esant mažai apkrovai (0,31 MPa), COV_{IMEP} siekia atitinkamai 0,035 ir 0,03, varikliui veikiant B ir GD, patvirtinant pasiektą stabilaus degimo ribą. Tai lemia vėlesnė įsiurbimo vožtuvų atidarymo pradžia (11° po VGT), kai įsiurbimo VUM yra 59° po AGT, todėl nelieka vožtuvų persidengimo ir padidėja likutinių deginių kiekis cilindre.

Lyginant B ir GD nustatyta, kad COV_{IMEP} sumažėja 16–18 % naudojant GD, esant 0,31 MPa variklio apkrovai, o jai didėjant (0,79 MPa) COV_{IMEP} sumažėja 27–30 %, varikliui veikiant B. Tai rodo, kad GD pasižymi stabilesniu degimu, esant mažesnei apkrovai, slėgiui ir temperatūrai, o benzino degimas tampa stabilesnis didėjant variklio apkrovai. Šios tendencijos skiriasi nuo kai kurių tyrėjų rezultatų (Duan et al., 2021; Kumar Singotia & Saraswati, 2019), nurodant, kad GD veikiantiems varikliams būdingi didesni slėgio svyravimai cilindre, palyginti su benzinu, ypač esant mažoms apkrovoms ir dideliems sūkių dažniams dėl padidėjusios turbulencijos ir nestabilaus degimo. Vidutinio indikatorinio slėgio variacijos koeficiento pokytis, esant 3000 sūk./min, per 100 variklio darbo ciklų pateiktas 3.33 pav.



3.33 pav. Vidutinio indikatorinio slėgio variacijos koeficientas (COV_{IMEP}), esant 3000 sūk./min, per 100 variklio darbo ciklą
Fig. 3.33. Coefficient of variation of indicated mean effective pressure (COV_{IMEP}) at 3000 rpm for 100 engine operating cycles

Vėlyvas VUM (59°) dažniausiai lemia koncentruotą ir aukštesnį šilumos išsiskyrimo greičio piką, kuris lemia greitesnį ir intensyvesnį degimą. Ši tendencija kinta priklausomai nuo variklio sūkių dažnio ir apkrovos. Ankščiausias VUM (24°) lemia žemesnį šilumos išsiskyrimo greičio piką. Tai rodo, kad, nors pasiekiamas mažesnis tikrasis suslėgimo laipsnis, degimo intensyvumui įtakos gali turėti srautų judėjimas cilindre ir oro bei degalų maišymasis. Ankstesni VUM, nors ir nepasižymi didžiausiais šilumos išsiskyrimo greičio pikais, lemia greitesnį sudegusios degalų masės dalies kreivės kilimą, kuris lemia greitesnį pradinį degimo greitį. Priešingai, vėlinant VUM iki 59°, pastebimi aukštesni šilumos išsiskyrimo greičio pikai, pasižymintys staigiu sudegusios degalų masės dalies kilimu, lemiantys efektyvų degimo procesą. Lyginant degalus, benzinas, kuris pasižymi šiek tiek greitesniu sudegusios degalų masės dalies kreivių kilimu nei gamtinės dujos, lemia didesnį degimo greitį. Padidėjusi variklio apkrova ir sūkių dažnis taip pat lemia greitesnį sudegusios degalų masės dalies kreivių kilimą, atspindintį spartesnį ir išbaigtesnį sudegimą šiomis sąlygomis. Šilumos išsiskyrimo greičio ir sudegusios degalų masės dalies pokytis, keičiant įsiurbimo VUM, pateikiamas 3.34 pav.



3.34 pav. Šilumos išsiskyrimo greitis ir sudegusi degalų masės dalis, keičiant įsiurbimo VUM, esant 2000 sūk./min ir 3000 sūk./min

Fig. 3.34. ROHR and MFB while adjusting the intake valve close timing at 2000 rpm and 3000 rpm

Vertinant visas bandymų sąlygas, pastebima, kad degiojo mišinio užsiliepsnojimo gaišties periodas (GP) yra trumpesnis naudojant gamtines dujas. Esant mažesniems variklio sūkiams ($n = 2000$ sūk./min) ir skirtingoms apkrovoms, GP trunka nuo 1,3 % iki 7,3 % trumpiau. Šį skirtumą lemia skirtingos fizikinės ir cheminės benzino bei gamtinių dujų savybės, taip pat degimo proceso ypatumai. Gamtinės dujos, būdamos dujinės būsenos, cilindre pasiskirsto anksčiau ir tolygiau nei skystas benzinas, o tai paankstina degimo pradžią. Be to, gamtinės dujos paprastai dega lėčiau nei benzinas, tačiau lėtesnę degimą kompensuoja padidėjusi turbulencija cilindre.

Kai variklis veikia didesniu sūkių dažniu, esant mažiausiai apkrovai ir anksčiausiam įsiurbimo vožtuvų užsidarymui ($VUM = 24^\circ$), lyginant gamtines dujas su benzinu, GP sumažėja apytiksliai 33 %. Esant 3000 sūk./min, oro ir degalų mišinio turbulencija padidėja, o gamtinės dujos, anksčiau pasiskirstydamos cilindre, pradeda degti anksčiau. Esant mažoms apkrovoms, kai degalų kiekis yra nedidelis, tolygus susimaišymas yra ypač svarbus, o ankstesnis gamtinių dujų pasiskirstymas paankstina degimą.

Sudegusios degalų masės dalies analizė rodo, kad, esant skirtingoms variklio darbo sąlygoms, gamtinių dujų 50 % ir 90 % masės dega ilgiau negu benzinas. Išimtis nustatyta varikliui veikiant didesniais sūkiams ir esant mažiausiai apkrovai ($n = 3000$ sūk./min, $BMEP = 0,31$ MPa), kai dujiniai degalai sudega panašiu arba didesniu greičiu negu benzinas, esant skirtingiems įsiurbimo VUM. Greitesnis GD degimas šiame režime siejamas su padidėjusia turbulencija, geresniu degiojo mišinio susimaišymu ir sutrumpėjusia užsiliepsnojimo gaištimi. Nustatyta, kad, naudojant GD, 50 % sudegusios degalų masės dalies (SDD50), palyginti su B, visame VUM diapazone pasiekama $0,4^\circ$ alkūninio veleno pasisukimo kampų (AVPK) anksčiau, o 90 % sudegusios degalų masės dalies (SDD90) – $0,6^\circ$ AVPK anksčiau. Kituose tirtuose režimuose intensyviojo ir baigiamojo degimo fazėse GD dega lėčiau: SDD50 pasiekiamas $0,6\text{--}1,9^\circ$ AVPK vėliau, todėl didžiausio slėgio cilindre reikšmė yra mažesnė, o jo padėtis labiau tolsta nuo VGT, palyginti su B. Gamtinių dujų SDD90 taip pat pasiekiamas $0,6\text{--}1,9^\circ$ AVPK vėliau negu B, todėl GD uždegimo momentą racionali paankstinti dėl jų lėtesnio degimo greičio ir didesnio oktaninio skaičiaus, siekiant didesnio energinio efektyvumo. Nustatytas įsiurbimo vožtuvų uždarymo momento poveikis (vėlinant VUM nuo 28° iki 59° po AGT) degimo fazių trumpėjimui, varikliui veikiant B ir GD tirtuose darbo režimuose.

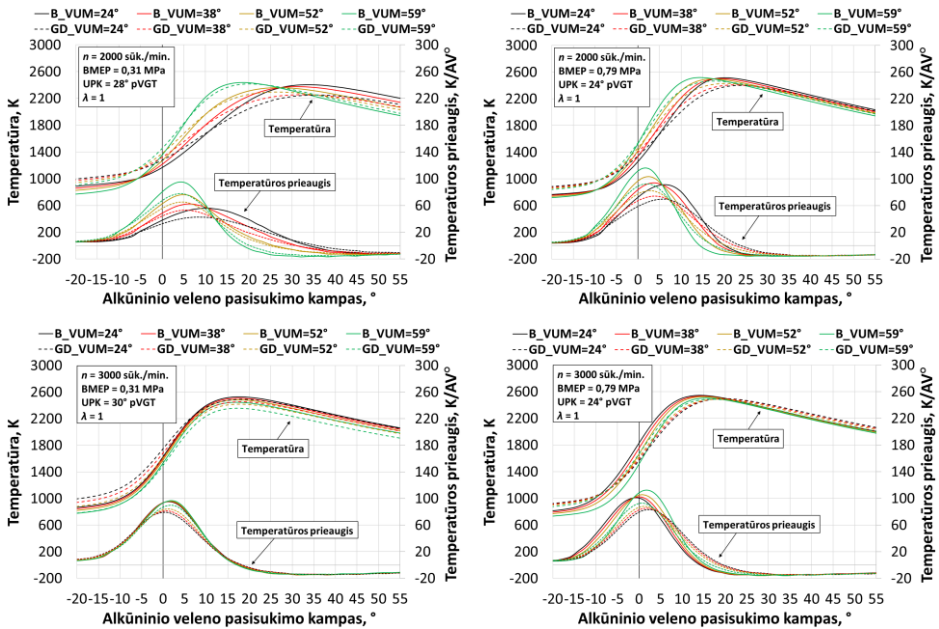
Varikliui veikiant 2000 sūk./min dažniu ir esant 0,31 MPa apkrovai, nustatytas didžiausias B ir GD degimo fazių trumpėjimas dėl didėjančio degimo greičio: GP sutrumpėjo atitinkamai $3,5$ ir $3,5^\circ$ AVPK, SDD50 – $9,7$ ir $10,2^\circ$ AVPK, o SDD90 – $11,8$ ir $16,6^\circ$ AVPK. Padidinus variklio sūkių dažnį ($n = 3000$ sūk./min) ir apkrovą ($BMEP = 0,79$ MPa), VUM poveikis degimo fazių trumpėjimui sumažėjo. Naudojant B ir GD, GP sutrumpėjo atitinkamai $1,0$ ir $0,9^\circ$ AVPK, SDD50 – $2,2$ ir $2,0^\circ$ AVPK, SDD90 – $2,7$ ir $2,2^\circ$ AVPK. Toks degimo greičio didėjimas ir

degimo fazių trumpėjimas, vėlinant įsiurbimo VUM, reikšmingą poveikį turi didžiausio slėgio ir temperatūros reikšmei cilindre, varikliui veikiant tiek B, tiek GD. Esant didesnei variklio apkrovai (BMEP = 0,79 MPa), VUM poveikis sumažėjo dėl daugiau atidarytos droselinės sklendės, intensyvesnio degiojo mišinio sukuriavimo, geresnio maišymosi ir mažesnio likutinių deginių kiekio cilindre. GP ir SDD rodikliai pateikti 3.2 lentelėje.

3.2 lentelė. Užsiliepsnojimo gaišties periodas, 50 % ir 90 % sudegusi degalų masės dalis
Table 3.2. Ignition delay, 50% and 90% mass fraction burned

Bandymo sąlygos	Degimo fazė	VUM, 24° pVGT		VUM, 38° pVGT		VUM, 52° pVGT		VUM, 59° pVGT	
		B, °	GD, °	B, °	GD, °	B, °	GD, °	B, °	GD, °
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$n = 2000$ suk./min BMEP = 0,31 MPa	GP	14,3	13,6	13,7	13,2	12,8	12,2	10,8	10,1
	SDD50	17,3	18,5	13,4	14,2	10,1	10,7	7,6	8,3
	SDD90	32,9	38,0	31,2	34,7	28,0	29,3	21,1	21,4
$n = 2000$ suk./min BMEP = 0,79 MPa	GP	9,6	8,9	8,7	8,4	8,1	7,8	7,4	7,3
	SDD50	8,9	10,3	7,5	8,8	5,9	7,1	4,3	5,4
	SDD90	19,0	23,3	18,2	22,1	16,9	20,2	14,2	17,0
$n = 3000$ suk./min BMEP = 0,31 MPa	GP	11,7	7,8	11,4	10,3	11,2	10,7	11,0	10,9
	SDD50	5,7	5,3	5,7	5,6	5,8	5,6	5,7	5,5
	SDD90	19,4	18,8	20,0	19,6	20,7	20,5	21,7	21,6
$n = 3000$ suk./min BMEP = 0,79 MPa	GP	7,8	6,7	7,4	6,5	6,5	6,2	6,8	5,8
	SDD50	5,0	6,8	4,3	6,2	3,7	5,3	2,8	4,8
	SDD90	17,4	19,6	16,5	19,0	15,6	18,2	14,7	17,4

Didžiausia temperatūra ir temperatūros prieaugis cilindre labai priklauso nuo VUM. Vėlesnis įsiurbimo VUM paprastai lemia aukštesnę didžiausią temperatūrą, nes tokiu atveju degimas vyksta intensyviau dėl homogeniškesnio mišinio ir didesnio sukuriavimo cilindre. Nežymiai didėjantis aukštos temperatūros likutinių deginių kiekis lemia didesnę temperatūros prieaugį. Vėlinant VUM (59° po VGT), tirtuose variklio režimuose dėl intensyviausio šilumos išsiskyrimo nustatytas didžiausias temperatūros prieaugis, nors prieš prasidedant degimui dėl mažesnio tikrojo suslėgimo laipsnio temperatūra cilindre buvo mažiausia. Temperatūros ir temperatūros prieaugio pokytis cilindre, keičiant įsiurbimo VUM, pateiktas 3.35 pav.



3.35 pav. Temperatūra ir temperatūros prieaugis cilindre, keičiant įsiurbimo VUM, esant 2000 sūk./min ir 3000 sūk./min

Fig. 3.35. In-cylinder temperature and temperature rise while adjusting the intake valve close timing at 2000 rpm and 3000 rpm

Degant benziniui, cilindre paprastai pasiekiamos šiek tiek aukštesnės didžiausios temperatūros ir spartesnis temperatūros prieaugis, palyginti su GD, dėl skirtingos degalų sudėties. Be to, padidinus variklio apkrovą, degimo proceso šilumos intensyvumas, atsispindintis tiek didžiausioje temperatūroje, tiek temperatūros prieaugyje, padidėja. Taigi, didėjant variklio sūkių dažniui, temperatūros kreivės pasislenka, o didžiausios reikšmės išlieka stabilios arba padidėja.

3.5. Hibridinio automobilio skaitinio modeliavimo AVL CRUISE™ rezultatų vertinimas

Sukurto skaitinio modelio patikimumas yra svarbus prognozuojamiems rezultatams vertinti. Modelio validavimas atliktas lyginant modeliavimo rezultatus su eksperimentiniais duomenimis, gautais atliekant hibridinio automobilio bandymus, naudojant dinamometrinių stendą WLTC ciklo metu ir varikliui veikiant benziniu ir gamtinėmis dujomis. Eksperimentinių tyrimų ir skaitinio modeliavimo rezultatų palyginimas pateiktas 3.3 lentelėje.

3.3 lentelė. Eksperimentinių tyrimų ir skaitinio modeliavimo rezultatų (degalų sąnaudų ir emisijų) palyginimas WLTC ciklo metu, naudojant benziną ir gamtines dujas

Table 3.3. Comparison of experimental research and numerical simulation results (fuel consumption and emissions) during the WLTC using gasoline and natural gas

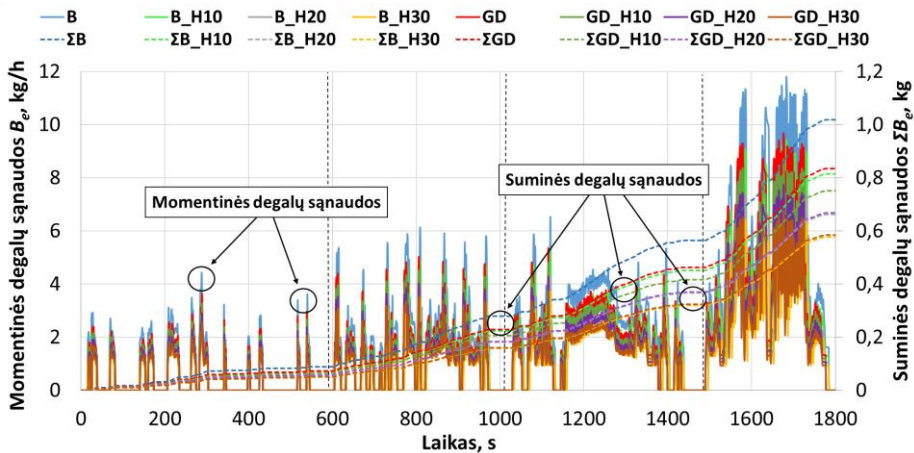
Rodiklis	Matavimo vnt.	Eksperimentiniai tyrimai		Skaitinis modeliavimas		Santykinė paklaida, %	
		B	GD	B	GD	B	GD
1	2	3	4	5	6	7	8
Degalų sąnaudos, B_e	kg/h	3,56	3,00	3,55	2,91	0,26	3,21
	kg	1,03	0,84	1,02	0,83	1,18	1,15
	kg/100 km	4,46	3,62	4,38	3,59	1,71	0,98
Anglies dvideginis, CO_2	g/s	1,65	1,21	1,63	1,19	1,27	1,22
	g	2973,71	2170,91	2937,73	2145,71	1,21	1,16
	g/km	128,60	93,21	126,36	92,29	1,74	0,98
Anglies viendeginis, CO	g/s	0,05	0,03	0,05	0,03	1,13	1,12
	g	82,37	56,14	81,42	55,50	1,15	1,15
	g/km	3,56	2,41	3,50	2,39	1,68	0,97
Angliavandeniai, CH	g/s	0,002	0,003	0,002	0,003	1,31	1,31
	g	4,27	6,29	4,22	6,21	1,20	1,20
	g/km	0,18	0,27	0,18	0,27	1,73	1,02
Azoto oksidai, NO_x	g/s	0,010	0,007	0,010	0,007	1,43	0,95
	g	18,57	12,34	18,35	12,26	1,16	0,67
	g/km	0,80	0,53	0,79	0,53	1,68	0,49

Nustatyta, kad didžiausia santykinė paklaida, lyginant degalų masės sąnaudas, neviršija 3,2 %. Vertinant emisijas (CO_2 , CO, CH, NO_x), nuokrypis yra mažesnis – iki 1,7 %. Pasiektas eksperimentinių bandymų ir skaitinio modeliavimo sutapimo tikslumas patvirtina, kad sudarytas modelis korektiškai atkartoja realius vidaus degimo variklio ir hibridinės pavaros veikimo procesus bei sistemos energijos srautų valdymą. Remiantis šiais validavimo rezultatais, sudarytas modelis naudojamas *AVL CRUISETM* programoje, prognozuojant automobilio energinius ir ekologinius rodiklius, varikliui veikiant su įvairios sudėties gamtinių dujų ir vandenilio mišiniais WLTC važiavimo cikle. Remiantis momentinėmis ir suminėmis degalų sąnaudų ir teršalų vertėmis, rezultatuose pateikiami apskaičiuoti degalų sąnaudų ir emisijų rodikliai, tenkantys nuvažiuotam atstumui (g/km).

Skaitinio modeliavimo rezultatai rodo aiškią tendenciją: didinant vandenilio masės dalį tiek benzino, tiek gamtinių dujų mišiniuose, hibridinio automobilio variklio degalų sąnaudos gerokai mažėja, o efektyvusis naudingumo koeficientas

didėja. Nustatyta, kad vandenilio dalies didinimas gerina energinius rodiklius. Palyginti su grynu benzinu, kurio sąnaudos siekė 4,38 kg/100 km, naudojant B_H10 mišinį, degalų sąnaudos sumažėjo 20,0 %. Didžiausias efektas pasiektas naudojant B_H30, kur sąnaudos sumažėjo 43,4 % (iki 2,48 kg/100 km), susijusios su didesniu vandenilio žemutiniu šilumingumu, palyginti su benzinu. Bendroji mišinio B_H30 energinė vertė padidėjo (nuo 41900 kJ/kg iki 65330 kJ/kg), todėl reikiamam energijos kiekiui pasiekti važiavimo ciklo metu sunaudojama mažesnė bendroji degalų masė. Taip pat yra didesnis vandenilio liepsnos sklidimo greitis, kuris intensyvina degimo procesą ir lemia efektyvesnę energijos panaudojimą (ENK padidėjo nuo 29,5 % (B) iki 33,5 % (B_H30)).

Dar ryškesni dėsningumai stebimi vertinant gamtinių dujų mišinių efektyvumą. Nors GD pasižymi didesniu ENK (30,7 %) nei bazinis benzinai, vandenilio priedai šį rodiklį leidžia gerokai padidinti. Naudojant GD_H30 mišinį, gautas didžiausias energinis efektyvumas tarp visų tirtų degalų mišinių, pasiekiant 40,0 % ENK. Tai rodo, kad naudojant GD ir vandenilio mišinį VDV veikia aukšto efektyvumo zonose WLTC ciklo metu. Hibridinio automobilio *Toyota RAV4* momentinių ir suminių degalų sąnaudų pokytis pateikiamas 3.36 pav.



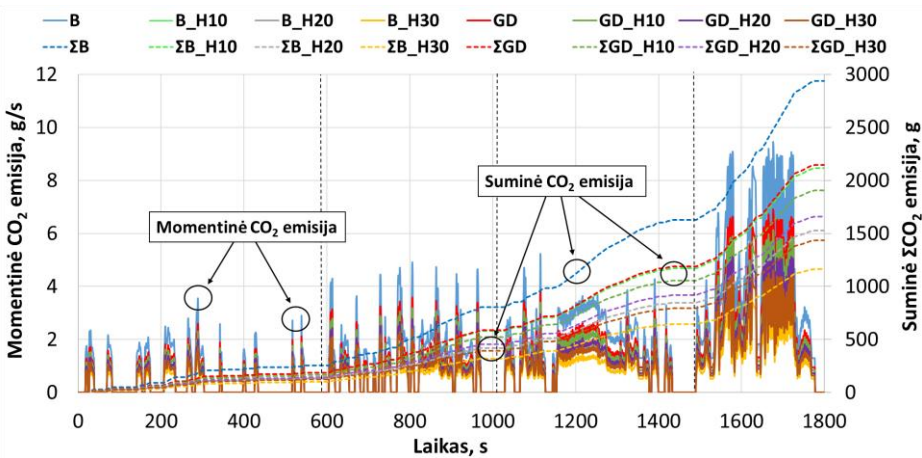
3.36 pav. Hibridinio automobilio *Toyota RAV4* momentinių ir suminių degalų sąnaudų pokytis, WLTC važiavimo cikle naudojant skirtingus degalų mišinius

Fig. 3.36. Instant and cumulative fuel consumption of the *Toyota RAV4* hybrid vehicle during the WLTC using various fuel blends

Vandenilio panaudojimas turi reikšmingą teigiamą poveikį ŠESD mažinti. Anglies dvideginio emisijos (g/km) mažėja dėl dviejų priežasčių: padidėjusio bendrojo automobilio efektyvumo (mažesnių degalų sąnaudų) ir tiesioginio anglies kiekio sumažėjimo degalų mišinyje, nes vandenilyje nėra anglies. Didžiausias

absoliutusias CO₂ sumažėjimas pasiektas naudojant B_H30 mišinį. Dėl sumažėjusių bendrųjų degalų sąnaudų CO₂ emisijos sumažėjo 60,4 % (nuo 126,36 g/km iki 50,07 g/km), palyginti su B.

Vertinant GD ir vandenilio mišinius, dėl mažesnio anglies ir vandenilio santykio, naudojant GD, CO₂ emisijos (92,30 g/km) buvo 27,0 % mažesnės nei B. Naudojant GD_H30 mišinį, bendrasis CO₂ sumažėjimas siekė 51,2 % (iki 61,70 g/km), palyginti su B. Momentinis ir suminis anglies dvideginio emisijos pokytis pateikiami 3.37 pav.

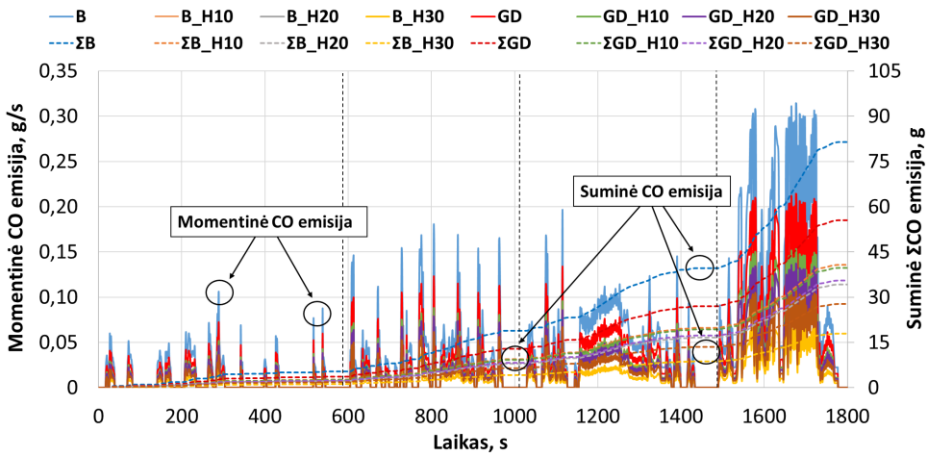


3.37 pav. Momentinė ir suminė anglies dvideginio emisija WLTC važiavimo cikle
Fig. 3.37. Instant and cumulative carbon dioxide emissions over the WLTC driving cycle

Skaitinio modeliavimo rezultatuose gautas teigiamas vandenilio priedų poveikis šių teršalų mažinimui, kuris paaiškinamas vandenilio savybėmis ir jo įtaka degimo kinetikai. H₂ pasižymi dideliu laminarinės liepsnos sklaidimo greičiu, kuris lemia greitesnį liepsnos fronto judėjimą cilindre, sutrumpinant bendrąją degimo trukmę, todėl sumažėja laikas, per kurį susidaro tarpiniai degimo produktai (CO). Momentinis ir suminis anglies viendeginio emisijos pokytis pateikiami 3.38 pav.

Greitesnis degimas sumažina šilumos nuostolius į cilindro sienelės ir padidina degimo temperatūrą, kuri skatina anglies viendeginio oksidaciją ir virsmą į išbaigtą degimo produktą – anglies dvideginį. Vandenilis pasižymi plačiomis degimo ribomis, todėl degusis mišinys stabiliai dega tose cilindro zonose, kurios įprastai yra per liesos arba per vėsios. Tai aktualu mažinant CH emisijas, kurios susidaro „gesimo zonose“ (angl. *quench zones*) prie santykinai vėsesnių cilindro sienelių ir stūmoklio plyšiuose. Cheminiu požiūriu, vandenilio degimas generuoja didelę laisvųjų tarpinių produktų (radikalų), ypač hidroksilo (OH), koncentraciją,

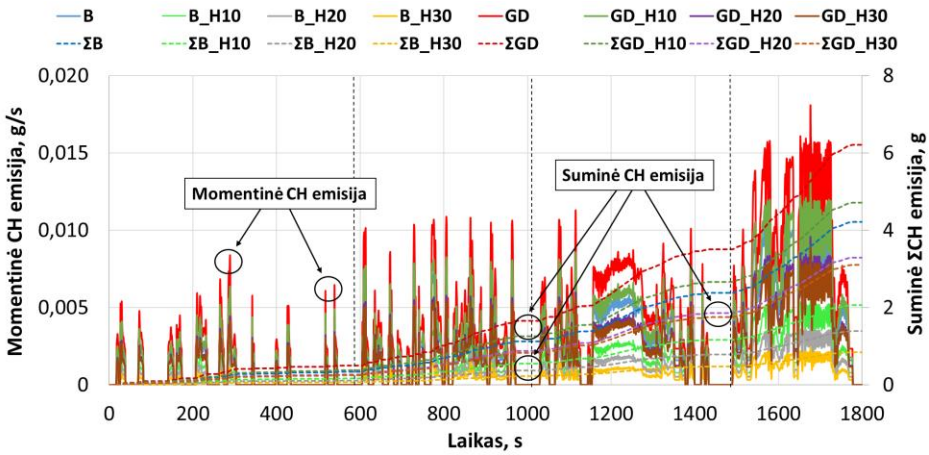
skatinantys pagrindinių degalų skilimą ir oksidaciją, neutralizuojant anglies viendeginį cheminės reakcijos metu.



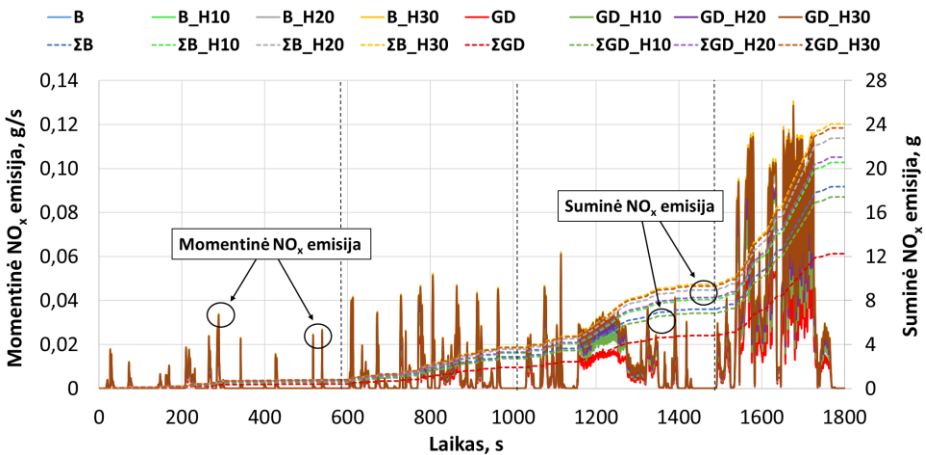
3.38 pav. Momentinė ir suminė anglies viendeginio emisija WLTC važiavimo cikle
Fig. 3.38. Instant and cumulative carbon monoxide emissions over the WLTC driving cycle

Naudojant benzino ir vandenilio mišinius, yra ryškus CO emisijų mažėjimas. Vairiui veikiant B_H10, emisijos sumažėja 50,0 % (nuo 3,50 g/km iki 1,75 g/km), o B_H30 atveju bendrasis sumažėjimas siekė 78,0 % (0,77 g/km). CH emisijos sumažėjo dar labiau – 80,1 % (nuo 0,18 g/km iki 0,04 g/km). Naudojant GD, CO emisijos (2,39 g/km) fiksuotos mažesnės nei naudojant benzina, tačiau CH emisijos (0,27 g/km) yra didesnės. Tai susiję su metano (CH₄) stabilumu ir lėtesniu jo degimu, lemiančiu didesnę metano prasiskverbimą. Naudojant vandenilio priedą mišinyje (GD_H30), CO sumažėja 50,0 % (iki 1,19 g/km), o CH emisijos – 49,8 % (iki 0,13 g/km), kas rodo, kad padidėjusi degimo temperatūra ir OH radikalų koncentracija padeda oksiduoti dalį nesudegusio metano. Momentinis ir suminis angliavandenių emisijos pokytis pateikiami 3.39 pav.

Skaitinio modeliavimo metu nustatytas azoto oksidų emisijų didėjimas naudojant vandenilį degalų mišiniuose. Tirtuose benzino ir vandenilio mišiniuose NO_x emisijos nuosekliai didėja (31,2 %) nuo 0,79 g/km (B) iki 1,04 g/km (B_H30), o su dujiniais degalais ir jų mišiniais NO_x augimo sparta yra gerokai didesnė. Nors, naudojant GD, buvo gautos mažiausios NO_x emisijos (0,53 g/km), vandenilio priedas dujinuose mišiniuose jas didina. Naudojant GD_H30 mišinį, NO_x prieaugis siekė 93,2 %, palyginti su GD (0,53 g/km). Toks pokytis rodo, kad metano ir vandenilio mišinio degimas yra jautrus temperatūros pokyčiams, lemia ženkliai didesnes NO_x emisijas, ypač esant didesniai vandenilio kiekiui mišinyje. Momentinis ir suminis azoto oksidų emisijos pokytis pateikiami 3.40 pav.



3.39 pav. Momentinė ir suminė angliavandenilių emisija WLTC važiavimo cikle
Fig. 3.39. Instant and cumulative hydrocarbon emissions over the WLTC driving cycle



3.40 pav. Momentinė ir suminė azoto oksidų emisija WLTC važiavimo cikle
Fig. 3.40. Instant and cumulative nitrogen oxide emissions over the WLTC driving cycle

Atlikti tyrimai aiškiai identifikuoja technologinę problemą – eksponentiškai didėjančias NO_x emisijas. Šis dėsningumas atitinka kitų autorių tyrimų rezultatus, kuriuose nurodoma, kad, didinant vandenilio koncentraciją (ypač viršijant 30 %), pasiekiamas lūžio taškas, kuriame tolesnis nežymus ENK padidėjimas arba CO₂ sumažėjimas neatsveria NO_x emisijų augimo. Dėl šios priežasties skaitinis modeliavimas buvo apribotas iki 30 % vandenilio masės dalies, laikant tai racionalių režimų. NO_x emisijų didėjimo problemai spręsti siūloma taikyti išmetamųjų dujų

recirkuliacijos, vandens įpurškimo arba variklio veikimą itin liesais mišiniais būdus, kurie efektyviai mažina didžiausią degimo temperatūrą cilindre.

3.6. Trečiojo skyriaus išvados

Atlikus kibirkštinio uždegimo variklio *HR16DE* ir hibridinio automobilio *Toyota RAV4* eksperimentinius tyrimus ir skaitinį modeliavimą, naudojant skystuosius ir dujinius degalus bei jų mišinius, gautos šios išvados:

1. Pakeitus benzinaž gamtinėmis dujomis ir išlaikant vienodus reguliuojamus parametrus, variklio ENK padidėja visame tirtame apkrovų diapazone: esant 2000 sūk./min iki 3,6 %; esant 3000 sūk./min, iki 6,3 %. Tai rodo, kad tirtam varikliui gamtinės dujos yra energetiškai efektyvesni degalai.
2. Keičiant įsiurbimo vožtuvų uždarymo momentą tirtame diapazone, gamtinėmis dujomis veikiančio variklio ENK nuosekliai didėja, CO₂ emisijos mažėja. Esant 2000 sūk./min, ENK priaugis, vėlinant VUM nuo 24° iki 59° po AGT ir didinant apkrovą iki 0,79 MPa, siekia 3,2–3,6 %.
3. Naudojant vėlyviausią VUM (59° po AGT), energiniai rodikliai gerėja dėl greitesnio degimo, tačiau lemia padidėjusias anglies viendeginio, nemetaninių angliavandenilių (34 %) ir metaninių angliavandenilių (18 %) emisijas. Varikliui veikiant gamtinėmis dujomis, metaninių angliavandenilių emisijos padidėja 6 kartus, palyginti su benzinu. Tai rodo, kad degalų ir VUM parinkimas turi būti grindžiamas ne tik ENK didėjimu, bet ir degimo išbaigtumu.
4. Pakeitus benzinaž gamtinėmis dujomis, NO ir NO₂ emisijų sumažėjimas tirtame VUM diapazone siekia 22–38 %, priklausomai nuo greičio ir apkrovos. Vėlinant įsiurbimo VUM, azoto oksidų emisijos auga (išskyrus NO sumažėjimą, esant 3000 sūk./min), kai, nelikus vožtuvų persidengimo, degimas pablogėja ir lemia didėjančią (30–40%) vidutinio indiktorinio slėgio variaciją.
5. Vandens priedas, nereguliuojant uždegimo momento, padidina detonacinio degimo riziką: naudojant 30 % H₂ masės dalies mišinį su benzinu, maksimalus slėgis cilindre išauga 46 % (nuo 3,0 MPa iki 4,2 MPa). Vėlinant uždegimo momentą iki 10° prieš VGT, slėgio priaugis sumažėja iki 7 %, patvirtinant, kad detonacijos rizika gali būti efektyviai valdoma keičiant variklio valdymo algoritmus, išsvengiant konstrukcinių variklio pakeitimų.

6. Koreguojant uždegimo paskubos kampa vidutinių apkrovų režime, naudojant 10–30 % H₂ masės priedą benzine, sumažėja vidutinio indikatoriinio slėgio variacija 20–34 %, padidėja ENK 2–3 %. Nors CO ir CH emisijos sumažėja (atitinkamai 29–46 % ir 51–80 %), dėl vandenilio įtakos išauga NO_x emisijos 12–31 %.
7. Hibridinio automobilio variklio ENK padidėja 4,3 % (nuo 0,345 iki 0,360), naudojant gamtines dujas. Varikliui veikiant dvejopais degalais, padidėja 3,8 % (0,358). Hibridinio automobilio variklio, veikiančio gamtinėmis dujomis, pasiektas mažesnis ENK prieaugis, palyginti su KU variklio stendiniais bandymais dėl variklio valdymo bloko fiksuoto liesesnio mišinio. Siekiant mažesnių NO_x emisijų, variklio EVB vėlino uždegimo momentą.
8. Naudojant gamtines dujas, hibridinio automobilio variklio degalų sąnaudos sumažėja 18,7 %, CO₂ – 27,5 %, CO – 32,3 %, NO_x – 34 %, C₃H₈ – 82,7 %, tačiau CH₄ emisija padidėja 14,1 karto, palyginti su benzinu WLTC važiavimo cikle. Naudojant dvejopus degalus, degalų sąnaudos sumažėja 17,4 %, CO₂ – 26,1 %, CO – 24,9 %, C₃H₈ – 80,2 %, CH₄ emisija padidėja 13,3 karto.
9. Atlikus hibridinio automobilio skaitinį modeliavimą *AVL CRUISE*TM programoje, prognozuojama, kad, naudojant 30 % masės vandenilio priedą benzine (B_H30), sumažėja CO₂, CO ir CH emisijos (atitinkamai 60 %, 78 % ir 80 %), tačiau padidėja NO_x emisijos (31 %). Vandenilį naudojant su gamtinėmis dujomis (GD_H30), NO_x emisijų prieaugis siekia 93 %.

Bendrosios išvados

1. Griežtėjant aplinkosaugos reikalavimams ir transporto sektoriaus dekarbonizacijos poreikiui, hibridinių automobilių kibirkštinio uždegimo variklių pritaikymas mažesnės taršos dujiniams degalams išlieka aktuali pereinamojo laikotarpio transporto inžinerijos kryptis. Atlikta literatūros analizė ir šio darbo rezultatai parodė, kad gamtinių dujų ir vandenilio poveikis turi būti vertinamas sistemiškai, analizuojant variklio valdymo ir degimo proceso rodiklius bei hibridinės pavaros darbą. Disertacijoje taikyta metodika užtikrina pakankamą rezultatų patikimumą: ENK paklaida neviršija 2,3 %, lyginamųjų emisijų – 3,4 %, skaitinio modelio validavimo paklaida degalų sąnaudoms sudaro 3,2 %, emisijoms – 1,7 %.
2. Gamtinėmis dujomis veikiančiame kibirkštinio uždegimo variklyje VUM reguliavimas 24°–59° po AGT diapazone didina degimo greitį ir energinį efektyvumą ir mažina CO₂ emisijas. Dėl VUM vėlinimo teigiamas poveikis variklio ENK siekia 3,2–3,6 %, o CO₂ papildomai sumažėja 7,1 %. Esant vėliausiam VUM, nelieta vožtuvų persidengimo ir dėl padidėjusio likutinio deginių kiekio blogėja degimas. Išauga *COV_{IMEP}*, CO, CH₄, nemetaninių angliavandenilių ir NO_x emisijos, todėl VUM algoritmo taikymo ribos turi būti nustatomos pagal energinių ir ekologinių rodiklių visumą.

3. Benzinu veikiančiame KU variklyje 10–30 % masės vandenilio priedas spartina degimą, mažina COV_{IMEP} ir vidutinių apkrovų režimuose didina ENK iki 3 %, mažina CO ir CH emisijas. Didėjant vandenilio daliai, ryškėja detonacijos reiškiniai ir NO_x emisijos reikšmingai didėja, todėl vandenilio priedo taikymas galimas tik kartu taikant uždegimo sistemos valdymą, palaikant maksimalų slėgį.
4. Hibridinio automobilio eksperimentiniais tyrimais WLTC važiavimo cikle nustatyta, kad gamtinių dujų ir dvejopų degalų naudojimas mažina degalų sąnaudas, CO_2 , CO ir NO_x emisijas, tačiau didina CH_4 emisiją. Naudojant gamtines dujas, ENK padidėja 4,3 %, CH_4 emisija padidėja 14,1 karto, palyginti su benzinu. Nepaisant išaugusio metano CH_4 emisijų, bendrasis ŠESD CO_2 ekvivalentas sumažėjo 22 %.
5. Nustatyta, kad hibridinės pavaros ekologinį efektą lemia ne tik degalų sudėtis, bet ir variklio paleidimo ir stabdymo režimai bei išmetamųjų dujų neutralizavimo sistemos temperatūrinė būsena.
6. Sudarytas ir validuotas *AVL CRUISE*TM hibridinio automobilio skaitinis modelis pakankamai tiksliai atkartoja eksperimentinius WLTC rezultatus ir yra tinkamas degalų sudėties bei valdymo rodiklių poveikiui prognozuoti. Modeliavimo metu nustatyta, kad 30 % masės vandenilio priedas benzine gerina degimą, mažindamas CO ir CH emisijas. CO_2 emisija sumažėja 60 %, tačiau NO_x emisijos padidėja 31 % (vandenilį naudojant su gamtinėmis dujomis – 93 %), todėl toks sprendinys be papildomų NO_x mažinimo technologinių priemonių nėra racionalus.
7. Praktiniu požiūriu racionalus sprendinys hibridinio automobilio kibirkštinio uždegimo varikliui yra gamtinių dujų arba dvejopų degalų naudojimas, taikant suderintą vožtuvų fazių ir uždegimo paskubos kampo valdymą bei didesnio CH_4 oksidacijos efektyvumo katalizinių deginių neutralizatorių. Vandenilio priedas tikslingas kartu taikant papildomas NO_x mažinimo priemones, kurios užtikrintų didesnę energinį efektyvumą, ribojant ekologinių rodiklių blogėjimą.

Literatūra ir šaltiniai

Abrar, I., Arora, T., & Khandelwal, R. (2023). Bioalcohols as an alternative fuel for transportation: Cradle to grave analysis. *Fuel Processing Technology*, 242, 107646. <https://doi.org/10.1016/j.fuproc.2022.107646>

Aghahasani, M., Gharehghani, A., Mahmoudzadeh Andwari, A., Mikulski, M., Pesyridis, A., Megaritis, T., & Könnö, J. (2022). Numerical Study on Hydrogen–Gasoline Dual-Fuel Spark Ignition Engine. *Processes*, 10(11), 2249. <https://doi.org/10.3390/pr10112249>

Allawi, M. K., Mejbel, M. K., & Oudah, M. H. (2021). Variable Valve Timing (VVT) Modelling by Lotus Engine Simulation Software. *International Journal of Automotive and Mechanical Engineering*, 17(4). <https://doi.org/10.15282/ijame.17.4.2020.15.0635>

Alternative Fuels Market. (2025). Alternative Fuels Market. *Market.U.S.* <https://market.us/report/alternative-fuels-market/>

Ampah, J. D., Jin, C., Afrane, S., Yusuf, A. A., Liu, H., & Yao, M. (2024). Race towards net zero emissions (NZE) by 2050: Reviewing a decade of research on hydrogen-fuelled internal combustion engines (ICE). *Green Chemistry*, 26(16), 9025–9047. <https://doi.org/10.1039/D4GC00864B>

Andrych-Zalewska, M., Chłopek, Z., Merkisz, J., & Pielecha, J. (2023). Research on the results of the WLTP procedure for a passenger vehicle. *Eksploatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability*, 26(1). <https://doi.org/10.17531/ein/176112>

Ashkezari, A. (2022). Numerical analysis of performance and emissions behavior of a bi-fuel engine with compressed natural gas enriched with hydrogen using variable compression ratio strategy. *International Journal of Hydrogen Energy*, 47(19), 10762–10776. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2022.01.129>

AVL BOOST. (2013). *BOOST Theory PDF | PDF | Internal Combustion Engine | Combustion*. Scribd. <https://www.scribd.com/document/244788918/BOOST-Theory-pdf>

Awad, O. I., Ma, X., Kamil, M., Ali, O. M., Zhang, Z., & Shuai, S. (2020). Particulate emissions from gasoline direct injection engines: A review of how current emission regulations are being met by automobile manufacturers. *Science of The Total Environment*, 718, 137302. <https://doi.org/10.1016/j.scitotenv.2020.137302>

Barbu, M. C., Birtaş, A., & Chiriac, R. (2022). On the improvement of performance and pollutant emissions of a spark ignition engine fuelled by compressed natural gas and hydrogen. *Energy Reports*, 8, 978–991. <https://doi.org/10.1016/j.egy.2022.07.136>

Benegiama, M., Valletta, A., Carlucci, A., & Mulone, V. (2020). *Impact of Thermal Management of the Three-Way Catalyst on the Energy Efficiency of a P2 Gasoline FHEV*. 2020-37-0019. <https://doi.org/10.4271/2020-37-0019>

Bohm, M., Stetina, J., & Svida, D. (2022). Exhaust Gas Temperature Pulsations of a Gasoline Engine and Its Stabilization Using Thermal Energy Storage System to Reduce Emissions. *Energies*, 15(7), 2365. <https://doi.org/10.3390/en15072365>

Bohon, S., & Fang, T. (2016). Performance and emission testing of a bi-fuel outboard spark-ignition engine. *International Journal of Engine Research*, 17(5), 576–592. <https://doi.org/10.1177/1468087415597095>

Bozza, F., De Bellis, V., & Teodosio, L. (2017). A numerical procedure for the calibration of a turbocharged spark-ignition variable valve actuation engine at part load. *International Journal of Engine Research*, 18(8), 810–823. <https://doi.org/10.1177/1468087416674653>

Brinklow, G., Herreros, J. M., Zeraati-Rezaei, S., Tsolakis, A., Millington, P., & Kolpin, A. (2025). Primary and Secondary Emissions Reduction Using Cylinder Deactivation Strategies for Gasoline Direct Injection Engines in Hybrid Vehicles. *Automotive Innovation*, 8(2), 508–518. <https://doi.org/10.1007/s42154-024-00328-6>

Cernat, A., Pana, C., Negurescu, N., Nutu, C., & Lazaroiu, G. (2024). An Overview on Pollutant Emissions of Internal Combustion Engines. In G. C. Lazaroiu, M. Roscia, & V. S. Dancu (Eds), *Energy Transition Holistic Impact Challenge (ETHIC): A New Environmental and Climatic Era* (pp. 111–128). Springer Nature Switzerland. https://doi.org/10.1007/978-3-031-55448-3_6

Chacana-Olivares, J., Pecesno, B., Grageda, M., Cruz, C., & Rojas, L. (2025). Lithium-ion battery recycling: A perspective on key challenges and opportunities. *Npj Materials Sustainability*, 3(1), 38. <https://doi.org/10.1038/s44296-025-00083-7>

Chatzipanagi, A., Pavlovic, J., Ktistakis, M. A., Komnos, D., & Fontaras, G. (2022). Evolution of European light-duty vehicle CO₂ emissions based on recent certification datasets. *Transportation Research Part D: Transport and Environment*, 107, 103287. <https://doi.org/10.1016/j.trd.2022.103287>

- Cheng, R., Zhang, W., Yang, J., Wang, S., & Li, L. (2025). Analysis of the Effects of Different Driving Cycles on the Driving Range and Energy Consumption of BEVs. *World Electric Vehicle Journal*, 16(3), 124. <https://doi.org/10.3390/wevj16030124>
- Chiver, O., Sugar, I. R., & Neamt, L. (2024). Study on the Selection of Electric Motor/Engine on the Performance of Hybrid Vehicles. *Energies*, 17(14), 3529. <https://doi.org/10.3390/en17143529>
- Congressional Research Service. (2025). *The Renewable Fuel Standard (RFS): An Overview* [Legislation]. <https://www.congress.gov/crs-product/R43325>
- Dev, S., Guo, H., Lafrance, S., & Liko, B. (2020). *An Experimental Study on the Effect of Exhaust Gas Recirculation on a Natural Gas-Diesel Dual-Fuel Engine*. 2020-01-0310. <https://doi.org/10.4271/2020-01-0310>
- DiPierro, G., Millo, F., Cubito, C., Ciuffo, B., & Fontaras, G. (2019). *Analysis of the Impact of the WLTP Procedure on CO₂ Emissions of Passenger Cars*. 2019-24-0240. <https://doi.org/10.4271/2019-24-0240>
- Divekar, P., Han, X., Zhang, X., Zheng, M., & Tjong, J. (2023). Energy efficiency improvements and CO₂ emission reduction by CNG use in medium- and heavy-duty spark-ignition engines. *Energy*, 263, 125769. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2022.125769>
- Duan, X., Deng, B., Liu, Y., Li, Y., & Liu, J. (2021). Experimental study the impacts of the key operating and design parameters on the cycle-to-cycle variations of the natural gas SI engine. *Fuel*, 290, 119976. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2020.119976>
- Duc, K. N., Duy, T. N., The, T. N., Le Anh, T., & Yen, L. N. T. (2024). A Simulation Study on On-Road Fuel Consumption of Motorcycles by the Implementation of AVL-Cruise. In D. C. Nguyen, D. T. Hai, N. P. Vu, B. T. Long, H. Puta, & K.-U. Sattler (Eds), *Advances in Engineering Research and Application* (Vol. 943, pp. 71–82). Springer Nature Switzerland. https://doi.org/10.1007/978-3-031-62238-0_8
- Durkin, K., Khanafer, A., Liseau, P., Stjernström-Eriksson, A., Svahn, A., Tobiasson, L., Andrade, T. S., & Ehnberg, J. (2024). Hydrogen-Powered Vehicles: Comparing the Powertrain Efficiency and Sustainability of Fuel Cell versus Internal Combustion Engine Cars. *Energies*, 17(5), 1085. <https://doi.org/10.3390/en17051085>
- Essuman, C. B., & Porpatham, E. (2025). Investigations on a Spark Ignition Engine, Part II: Impact of Hydrogen Addition and Compression Ratio on a Biogas-Fuelled Engine. *Heat Transfer Engineering*, 46(9–10), 784–793. <https://doi.org/10.1080/01457632.2024.2347173>
- Estevez, R., Aguado-Deblas, L., López-Tenllado, F., Bautista, F., Romero, A., & Luna, D. (2024). Internal Combustion Engines and Carbon-Neutral Fuels: A Perspective on Emission Neutrality in the European Union. *Energies*, 17(5), 1172. <https://doi.org/10.3390/en17051172>
- European Automobile Manufacturers' Association. (2025, August 26). The Automobile Industry Pocket Guide 2025/2026. *ACEA - European Automobile Manufacturers' Association*. <https://www.acea.auto/publication/the-automobile-industry-pocket-guide-2025-2026/>

European Commission. (2011). *WHITE PAPER Roadmap to a Single European Transport Area – Towards a competitive and resource efficient transport system*. <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/?uri=celex:52011DC0144>

European Commission. (2017, June 1). *Commission Regulation (EU) 2017/1151 of 1 June 2017 supplementing Regulation (EC) No 715/2007 of the European Parliament and of the Council on type-approval of motor vehicles with respect to emissions from light passenger and commercial vehicles (Euro 5 and Euro 6) and on access to vehicle repair and maintenance information, amending Directive 2007/46/EC of the European Parliament and of the Council, Commission Regulation (EC) No 692/2008 and Commission Regulation (EU) No 1230/2012 and repealing Commission Regulation (EC) No 692/2008 (Text with EEA relevance)*. <http://data.europa.eu/eli/reg/2017/1151/oj>

European Commission. (2019). *Communication from the Commission to the European Parliament, the European Council, the Council, the European Economic and Social Committee and the Committee of the Regions. The European Green Deal*. <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/?uri=celex:52019DC0640>

European Commission. (2023). *GHG emissions of all world countries: 2023*. Publications Office. <https://data.europa.eu/doi/10.2760/953322>

European Commission. (2024, June 16). *Optimisation of hydrogen powered internal combustion engines (HYICE) | FP6*. CORDIS | European Commission. <https://cordis.europa.eu/project/id/506604/reporting>

European Environment Agency. (2025, November 6). *Greenhouse gas emissions from transport in Europe*. <https://www.eea.europa.eu/en/analysis/indicators/greenhouse-gas-emissions-from-transport>

European Parliament & Council. (2023, April 19). *Regulation (EU) 2023/851 of the European Parliament and of the Council of 19 April 2023 amending Regulation (EU) 2019/631 as regards strengthening the CO₂ emission performance standards for new passenger cars and new light commercial vehicles in line with the Union's increased climate ambition (Text with EEA relevance)*. <http://data.europa.eu/eli/reg/2023/851/oj>

European Union. (2021, June 30). *Regulation (EU) 2021/1119 of the European Parliament and of the Council of 30 June 2021 establishing the framework for achieving climate neutrality and amending Regulations (EC) No 401/2009 and (EU) 2018/1999 ('European Climate Law')*. <http://data.europa.eu/eli/reg/2021/1119/oj>

Europos aplinkos agentūra. (2024). *ES pažanga siekiant klimato kaitos tikslų (infografikas)*. Temos | Europos Parlamentas. <https://www.europarl.europa.eu/topics/lt/article/20180706STO07407/es-pazanga-siekiant-klimato-kaitos-tikslu-infografikas>

Fakhreddine, O., Gharbia, Y., Derakhshandeh, J. F., & Amer, A. M. (2023). Challenges and Solutions of Hydrogen Fuel Cells in Transportation Systems: A Review and Prospects. *World Electric Vehicle Journal*, 14(6), 156. <https://doi.org/10.3390/wevj14060156>

Farhan, M., Shahid, M. I., Rao, A., Chen, T., Xiao, Q., Salam, H. A., Li, X., & Ma, F. (2025). Experimental investigation of abnormal combustion in hydrogen-enriched CNG spark ignition engines. *Applied Thermal Engineering*, 279, 127795. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2025.127795>

Feng, R., Li, Y., Yang, J., Fu, J., Zhang, D., & Zheng, G. (2016). *Investigations of Atkinson Cycle Converted from Conventional Otto Cycle Gasoline Engine*. 2016-01-0680. <https://doi.org/10.4271/2016-01-0680>

Gabana, P., Giménez, B., Martín Herreros, J., & Tsolakis, A. (2025). Analysis of the combustion speed in a spark ignition engine fuelled with hydrogen and gasoline blends at different air fuel ratios. *Fuel*, *381*, 133563. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2024.133563>

Garlet, R. A., Fagundez, J. L. S., Hausen, R. B., Roso, V. R., Lanzanova, T. D. M., Salau, N. P. G., & Martins, M. E. S. (2024). Prospects of performance, emissions and cost of methane-based fuels in a spark-ignition engine compared to conventional Brazilian fuels. *Fuel*, *357*, 129788. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2023.129788>

Gharehghani, A., Hosseini, R., Mirsalim, M., & Yusaf, T. F. (2015). A comparative study on the first and second law analysis and performance characteristics of a spark ignition engine using either natural gas or gasoline. *Fuel*, *158*, 488–493. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2015.05.067>

Ghers, D. E., Loubar, K., Amoura, M., & Tazerout, M. (2021). Multi-objective optimization of micro co-generation spark-ignition engine fueled by biogas with various CH₄ / CO₂ content based on GA-ANN and decision-making approaches. *Journal of Cleaner Production*, *329*, 129739. <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2021.129739>

Goyal, H., Jones, P., Bajwa, A., Parsons, D., Akehurst, S., Davy, M. H., Leach, F. Cp., & Esposito, S. (2024). Design trends and challenges in hydrogen direct injection (H₂DI) internal combustion engines – A review. *International Journal of Hydrogen Energy*, *86*, 1179–1194. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2024.08.284>

Grand View Research. (2024). *Hydrogen Fueling Station Market Size | Industry Report, 2033*. <https://www.grandviewresearch.com/industry-analysis/hydrogen-fueling-station-market-report>

Halder, P., Babaie, M., Salek, F., Shah, K., Stevanovic, S., Bodisco, T. A., & Zare, A. (2024). Performance, emissions and economic analyses of hydrogen fuel cell vehicles. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, *199*, 114543. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2024.114543>

Hana Engineering. (2013). *Hana Engineering*. HANA-EN. <https://hanaems.com/h2002-3cyl-4cyl/>

Hanipah, M. R., Rosli, M. H. A., & Razali, A. R. (2020). *Flexible valve timing strategies for boosting a small four-stroke spark ignition engine performance*. 2019-32-0591. <https://doi.org/10.4271/2019-32-0591>

Hassan, H. A., Nguyen, T., Yousuf, A., Patterson, M., Duan, C., Merchan-Merchan, W., Parthasarathy, R., & Kazempoor, P. (2025). Performance and emissions of natural gas/hydrogen blends in large-bore spark-ignition engines. *International Journal of Hydrogen Energy*, *125*, 168–180. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2025.03.466>

Heoy Geok, H., Mohamad, T., Abdullah, S., Yusoff, A., Shamsudeen, A., & Adril, E. (2009). Experimental investigation of performance and emission of a sequential port injection natural gas engine. *European Journal of Scientific Research*, *30*, 204–214.

- Heywood, J. B. (2018). *Internal combustion engine fundamentals* (Second edition). McGraw-Hill Education.
- Holman, J. P. (2012). *Experimental methods for engineers* (8th ed). McGraw-Hill/Connect Learn Succeed.
- Hong, C., Ji, C., Wang, S., Xin, G., Wang, Z., Meng, H., & Yang, J. (2023). Assessment of a synergistic control of intake and exhaust VVT for airflow exchange, combustion, and emissions in a DI hydrogen engine. *International Journal of Hydrogen Energy*, 48(53), 20495–20506. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2023.03.002>
- Huang, C., Shan, W., Lian, Z., Zhang, Y., & He, H. (2020). Recent advances in three-way catalysts of natural gas vehicles. *Catalysis Science & Technology*, 10(19), 6407–6419. <https://doi.org/10.1039/D0CY01320J>
- Huang, Z., Wang, L., Pan, H., Li, J., Wang, T., & Wang, L. (2023). Experimental Study on the Impact of Hydrogen Injection Strategy on Combustion Performance in Internal Combustion Engines. *ACS Omega*, 8(42), 39427–39436. <https://doi.org/10.1021/acsomega.3c05104>
- Ihsan Shahid, M., Rao, A., Farhan, M., Liu, Y., Ahmad Salam, H., Chen, T., & Ma, F. (2024). Hydrogen production techniques and use of hydrogen in internal combustion engine: A comprehensive review. *Fuel*, 378, 132769. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2024.132769>
- Ihsan Shahid, M., Rao, A., Farhan, M., Liu, Y., & Ma, F. (2024). Comparative analysis of different heat transfer models, energy and exergy analysis for hydrogen-enriched internal combustion engine under different operation conditions. *Applied Thermal Engineering*, 247, 123004. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2024.123004>
- Intergovernmental Panel On Climate Change (Ippc). (2023). *Climate Change 2021 – The Physical Science Basis: Working Group I Contribution to the Sixth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change* (1st edn). Cambridge University Press. <https://doi.org/10.1017/9781009157896>
- International Energy Agency. (2024, March 1). *CO₂ Emissions in 2023 – Analysis*. IEA. <https://www.iea.org/reports/co2-emissions-in-2023>
- International Energy Agency. (2024, April 23). *Global EV Outlook 2024 – Analysis*. IEA. <https://www.iea.org/reports/global-ev-outlook-2024>
- International Energy Agency. (2025). *CO₂ Emissions – Global Energy Review 2025 – Analysis*. IEA. <https://www.iea.org/reports/global-energy-review-2025/co2-emissions>
- Jahirul, M. I., Masjuki, H. H., Saidur, R., Kalam, M. A., Jayed, M. H., & Wazed, M. A. (2010). Comparative engine performance and emission analysis of CNG and gasoline in a retrofitted car engine. *Applied Thermal Engineering*, 30(14–15), 2219–2226. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2010.05.037>
- Jannesar Niri, A., Poelzer, G. A., Zhang, S. E., Rosenkranz, J., Pettersson, M., & Ghorbani, Y. (2024). Sustainability challenges throughout the electric vehicle battery value chain. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 191, 114176. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2023.114176>

- Jaworski, A., Kuszewski, H., Balawender, K., Woś, P., Lew, K., & Jaremcio, M. (2024). Assessment of CH₄ Emissions in a Compressed Natural Gas-Adapted Engine in the Context of Changes in the Equivalence Ratio. *Energies*, 17(9), 2095. <https://doi.org/10.3390/en17092095>
- Jiang, Y., Song, G., Wu, Y., Lu, H., Zhai, Z., & Yu, L. (2024). Impacts of cold starts and hybrid electric vehicles on on-road vehicle emissions. *Transportation Research Part D: Transport and Environment*, 126, 104011. <https://doi.org/10.1016/j.trd.2023.104011>
- Jurić, Z., Vidović, T., Šimunović, J., & Radica, G. (2024). A Comprehensive Analysis of Hydrogen–Gasoline Blends in SI Engine Performance and Emissions. *Energies*, 17(7), 1557. <https://doi.org/10.3390/en17071557>
- Kalwar, A., Lakshminarayanan, P., & Agarwal, A. K. (2026). Optimising CNG Premix Ratio in Dual-Fuel Direct Injection Spark Ignition Engine. *Fuel*, 410, 137780. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2025.137780>
- Kamil, M., Alobaid, A., Mustafizur Rahman, M., Abu Bakar, R., & Awad, O. I. (2025). One-dimensional single-zone analysis of combustion, thermodynamics, and heat transfer in a hydrogen-fueled internal combustion Engine: A parametric evaluation. *International Journal of Hydrogen Energy*, 183, 151838. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2025.151838>
- Karagöz, Y., Balcı, Ö., Gezer, O., Köten, H., & Işın, Ö. (2021). Performance and emissions of spark-ignition engines fuelled with petrol and methane. *Proceedings of the Institution of Civil Engineers – Energy*, 174(4), 156–169. <https://doi.org/10.1680/jener.19.00055>
- Karamangil, M. İ., & Tekin, M. (2022). Comparison of fuel consumption and recoverable energy according to NEDC and WLTP cycles of a vehicle. *CT&F - Ciencia, Tecnología y Futuro*, 12(2), 31–38. <https://doi.org/10.29047/01225383.628>
- Kazancoglu, Y., Ozbiltekin-Pala, M., & Ozkan-Ozen, Y. D. (2021). Prediction and evaluation of greenhouse gas emissions for sustainable road transport within Europe. *Sustainable Cities and Society*, 70, 102924. <https://doi.org/10.1016/j.scs.2021.102924>
- Kim, J., Park, S. S., & Bae, C. (2018). The effects of late intake valve closing and different cam profiles on the in-cylinder flow field and the combustion characteristics of a compression ignition engine. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 232(7), 853–865. <https://doi.org/10.1177/0954407017711357>
- Kim, S., Sim, J., Cho, Y., Sung, B.-S., & Park, J. (2021). Numerical Study on the Performance and NO_x Emission Characteristics of an 800cc MPI Turbocharged SI Engine. *Energies*, 14(21), 7419. <https://doi.org/10.3390/en14217419>
- König, A., Siska, M., Schweidtmann, A. M., Rittig, J. G., Viell, J., Mitsos, A., & Dahmen, M. (2021). Designing production-optimal alternative fuels for conventional, flexible-fuel, and ultra-high efficiency engines. *Chemical Engineering Science*, 237, 116562. <https://doi.org/10.1016/j.ces.2021.116562>

- Kriaučiūnas, D., Pukalskas, S., Rimkus, A., & Barta, D. (2021). Analysis of the Influence of CO₂ Concentration on a Spark Ignition Engine Fueled with Biogas. *Applied Sciences*, *11*(14), 6379. <https://doi.org/10.3390/app11146379>
- Kubendran, V., Mohamed Shuaib, Y., & Preetha Roselyn, J. (2022). Modelling of Vehicle Dynamics and Determination of Energy Demand for Electric Vehicle. *Journal of Physics: Conference Series*, *2335*(1), 012049. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/2335/1/012049>
- Kumar, S., Karthi, R., Shanmugam Ramakrishnan, M., M, A., & R, N. K. (2021). *Aggressive Catalyst Heating Strategy Using Advanced Mixture Formation and Combustion Timing Techniques in a GDI Engine*. 2021-26-0185. <https://doi.org/10.4271/2021-26-0185>
- Kumar Singotia, P., & Saraswati, S. (2019). Cycle-by-cycle variations in a spark ignition engine fueled with gasoline and natural gas. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, *691*(1), 012061. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/691/1/012061>
- Kurien, C., Varma, P. S., & Mittal, M. (2023). Effect of ammonia energy fractions on combustion stability and engine characteristics of gaseous (ammonia/methane) fuelled spark ignition engine. *International Journal of Hydrogen Energy*, *48*(4), 1391–1400. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2022.10.032>
- Kwak, Y., Kim, G., & Bae, C. (2025). Effect of the Late Intake Valve Closing (LIVC) Strategy on In-Cylinder Flow in a Gasoline Direct Injection Engine. *Transaction of the Korean Society of Automotive Engineers*, *33*(5), 377–384. <https://doi.org/10.7467/KSAE.2025.33.5.377>
- Lai, F., Sun, B., Zhang, S., Wang, K., Luo, Q., Bao, L., & Leach, F. (2025). Experimental analysis and optimization of the variable valve timing on attaining high efficiency with low NO_x emission of a direct-injected hydrogen engine. *Fuel*, *381*, 133199. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2024.133199>
- Le, S. V., Chan, H. H., & Quoc, T. D. (2022). A Study on the Effect of Compression Ratio and Bowl-In-Piston Geometry on Knock Limit in Port Injection Natural Gas Converted Engine. In A.-T. Le, V.-S. Pham, M.-Q. Le, & H.-L. Pham (Eds), *The AUN/SEED-Net Joint Regional Conference in Transportation, Energy, and Mechanical Manufacturing Engineering* (pp. 56–73). Springer Nature Singapore. https://doi.org/10.1007/978-981-19-1968-8_6
- Lee, J. T., Park, J., Lim, Y., Oh, Y., & Park, S. (2014). *Modeling and Parameterization Study of Fuel Consumption and Emissions for Light Commercial Vehicles*. 2014-01-2020. <https://doi.org/10.4271/2014-01-2020>
- Leonardo, A. & Semin. (2022). Effect of CNG Engine Conversion on Performance Characteristic: A Review. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, *972*(1), 012028. <https://doi.org/10.1088/1755-1315/972/1/012028>
- Li, X., Zhen, X., Wang, Y., & Tian, Z. (2022). Numerical comparative study on performance and emissions characteristics fueled with methanol, ethanol and methane in high compression spark ignition engine. *Energy*, *254*, 124374. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2022.124374>

- Li, Y., Wang, S., Duan, X., Liu, S., Liu, J., & Hu, S. (2021). Multi-objective energy management for Atkinson cycle engine and series hybrid electric vehicle based on evolutionary NSGA-II algorithm using digital twins. *Energy Conversion and Management*, 230, 113788. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2020.113788>
- Liang, Y. (2022). A Review of the Effect of Compressed Natural Gas (CNG) on Combustion and Emission Performance of Internal Combustion Engines. *Trends in Renewable Energy*, 8(2), 119–129. <https://doi.org/10.17737/tre.2022.8.2.00144>
- Liang, Z., Xie, F., Wang, Z., Lu, C., Su, Y., Li, X., Jiang, B., & Guo, Z. (2025). Suppressing pre-ignition and knock in hydrogen direct injection spark ignition engines with variable valve timing and split injection. *Energy Conversion and Management*, 327, 119570. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2025.119570>
- Liu, Y., Lai, W., Chen, A., Nie, Y., & Xiao, H. (2024). Effects of Hydrogen on Combustion of Methane in a Can-type Burner. *2024 3rd International Conference on Energy, Power and Electrical Technology (ICEPET)*, 61–64. <https://doi.org/10.1109/ICEPET61938.2024.10626600>
- López, A., Lago Rodríguez, T., Faraji Abdolmaleki, S., Galera Martínez, M., & Bello Bugallo, P. M. (2024). From Biogas to Biomethane: An In-Depth Review of Upgrading Technologies That Enhance Sustainability and Reduce Greenhouse Gas Emissions. *Applied Sciences*, 14(6), 2342. <https://doi.org/10.3390/app14062342>
- Lü, X., Li, S., He, X., Xie, C., He, S., Xu, Y., Fang, J., Zhang, M., & Yang, X. (2022). Hybrid electric vehicles: A review of energy management strategies based on model predictive control. *Journal of Energy Storage*, 56, 106112. <https://doi.org/10.1016/j.est.2022.106112>
- Mahdi Teymoori, M., Chitsaz, I., & Zarei, A. (2023). Three-way catalyst modeling and fuel switch optimization of a natural gas bi-fuel-powered vehicle. *Fuel*, 341, 126979. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2022.126979>
- Mandloi, D., Dhinagar PhD, S., & Das, H. (2021). *An Optimization-Based Framework for Dynamic Model Development for a Three-Way Catalytic Converter Suitable for Urban Driving Condition*. 2021-24–0078. <https://doi.org/10.4271/2021-24-0078>
- Marques, B., Kostenidou, E., Valiente, A. M., Vansevenant, B., Sarica, T., Fine, L., Temime-Roussel, B., Tassel, P., Perret, P., Liu, Y., Sartelet, K., Ferronato, C., & D’Anna, B. (2022). Detailed Speciation of Non-Methane Volatile Organic Compounds in Exhaust Emissions from Diesel and Gasoline Euro 5 Vehicles Using Online and Offline Measurements. *Toxics*, 10(4), 184. <https://doi.org/10.3390/toxics10040184>
- Marton, G., Szávicza, Z., & Nagy, A. L. (2025). Validation of a 1D Thermodynamic Simulation of a 4-Cylinder Turbocharged DI Engine with Testbench Measurements. *SMTS* 2025, 23. <https://doi.org/10.3390/engproc2025113023>
- Marwaha, A., & Subramanian, K. A. (2024). Performance enhancement and emissions reduction of ethanol-fueled spark ignition engine with hydrogen. *Biofuels, Bioproducts and Biorefining*, 18(3), 701–719. <https://doi.org/10.1002/bbb.2539>

- Mehrabianbardar, A., Shirinbayan, M., Jendli, Z., Gillet, S., Noura, S., & Fitoussi, J. (2025). A review: Challenges, processes, and innovations in high-pressure hydrogen storage technologies. *International Journal of Material Forming*, 18(3), 77. <https://doi.org/10.1007/s12289-025-01934-3>
- Melaika, M. (2022). Research of a Combustion Process in a Spark Ignition Engine, Fuelled with Gaseous Fuel Mixtures. Doctoral Dissertation. Vilnius Gediminas Technical University. *TECHNIKA*. ISBN 978-609-457-996-7. <https://gs.elaba.lt/object/elaba:20201369/20201369.pdf>
- Melas, A., Selleri, T., Franzetti, J., Ferrarese, C., Suarez-Bertoa, R., & Giechaskiel, B. (2022). On-Road and Laboratory Emissions from Three Gasoline Plug-In Hybrid Vehicles-Part 2: Solid Particle Number Emissions. *Energies*, 15(14), 5266. <https://doi.org/10.3390/en15145266>
- Meng, X., Xie, F., Li, X., Han, L., Duan, J., Gong, Y., & Zhou, Y. (2024). Study on the effects of intake valve timing and lift on the combustion and emission performance of ethanol, N-butanol, and gasoline engine under stoichiometric combustion and lean burn conditions. *Energy*, 300, 131385. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2024.131385>
- Ministry of Petroleum & Natural Gas. (2022). *The Government is implementing the Ethanol Blended Petrol Programme and Sustainable Alternative Towards Affordable Transportation to Promote Bio-fuels*. <https://www.pib.gov.in/Pressreleaseshare.aspx?PRID=1843439®=3&lang=2>
- Mohamed, M., Mirshahi, M., Wang, X., Zhao, H., Harrington, A., Hall, J., & Peckham, M. (2025). *Investigation into Abnormal Combustion Events in a PFI and DI Hydrogen Spark-Ignition Engine*. 2025-01–8399. <https://doi.org/10.4271/2025-01-8399>
- Molina, S., Novella, R., Gomez-Soriano, J., & Olcina-Girona, M. (2024). Impact of medium-pressure direct injection in a spark-ignition engine fueled by hydrogen. *Fuel*, 360, 130618. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2023.130618>
- Moradi, J., Banagar, I., Mehranfar, S., Mahmoudzadeh Andwari, A., Könnö, J., & Ghareghani, A. (2024). Advancing combustion technologies and alternative fuels in hybrid electric vehicles: A pathway to high-efficiency, low-emission propulsion systems. *Future Technology*, 3(4), 42–54. <https://doi.org/10.55670/fpll.futech.3.4.5>
- Murtaza, G., Bhatti, A. I., & Ahmed, Q. (2018). Design, Development, and Evaluation of a Control Framework for an Atkinson Cycle Engine. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 140(5), 051005. <https://doi.org/10.1115/1.4038299>
- Nandi, S., Chaillou, C., Dujardin, C., Granger, P., Laigle, E., Nicolle, A., Norsic, C., & Richard, M. (2023). Evaluating Different Strategies to Minimize cold-start Emissions from Gasoline Engines in steady-state and Transient Regimes. *Topics in Catalysis*, 66(13–14), 875–885. <https://doi.org/10.1007/s11244-022-01721-3>
- Nasim, M. N., Nawaz, B., Das, S. K., SubLaban, A., González, L. M. G.-C., Serrano, J. R., & Mack, J. H. (2024). Manipulating hydrogen oxy-combustion through carbon dioxide addition. *Fuel*, 357, 129844. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2023.129844>
- Nguyen, T. H., Balasubramanian, D., Inbanaathan, P. V., Le, T. T., Le, H. C., Truong, T. H., & Cao, D. N. (2025). A comprehensive review of compressed natural gas (CNG)-

fueled engines under different operating conditions and combustion strategies on performance and combustion characteristics. *Energy & Environment*, 36(3), 1536–1576. <https://doi.org/10.1177/09583305X251315402>

Niu, Q., Sun, B., Zhang, D., & Luo, Q. (2020). Research on performance optimization and fuel-saving mechanism of an Atkinson cycle gasoline engine at low speed and part load. *Fuel*, 265, 117010. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2020.117010>

Nsaif, O., Kokjohn, S., Hessel, R., & Dempsey, A. (2024). Reducing Methane Emissions From Lean Burn Natural Gas Engines With Prechamber Ignited Mixing-Controlled Combustion. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 146(6), 061023. <https://doi.org/10.1115/1.4064454>

Oh, J., Noh, K., & Lee, C. (2021). A Theoretical Study on the Thermodynamic Cycle of Concept Engine with Miller Cycle. *Processes*, 9(6), 1051. <https://doi.org/10.3390/pr9061051>

Okajima, T., Sivakumar, S., Shingyouchi, H., Yamaguchi, K., Kusaka, J., & Nagata, M. (2021). Modeling on a Three-Way Catalyst Used in Series Hybrid Electric Vehicles Focusing on Its Catalytic Behavior at Cold Start. *Industrial & Engineering Chemistry Research*, 60(39), 14069–14086. <https://doi.org/10.1021/acs.iecr.1c02252>

Ouchikh, S., Lounici, M. S., Tarabet, L., Loubar, K., & Tazerout, M. (2019). Effect of natural gas enrichment with hydrogen on combustion characteristics of a dual fuel diesel engine. *International Journal of Hydrogen Energy*, 44(26), 13974–13987. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2019.03.179>

Pamminger, M., Sevik, J., Scarcelli, R., Wallner, T., & Hall, C. (2017). *Influence of Compression Ratio on High Load Performance and Knock Behavior for Gasoline Port-Fuel Injection, Natural Gas Direct Injection and Blended Operation in a Spark Ignition Engine*. 2017-01-0661. <https://doi.org/10.4271/2017-01-0661>

Park, J., Kim, H., Kim, Y., & Park, S. (2025). Real-world particle number emissions from hybrid electric vehicles with port fuel injection and dual injection (MPI-GDI) systems. *Journal of Cleaner Production*, 510, 145644. <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2025.145644>

Park, S., & Song, S. (2017). Model-based multi-objective Pareto optimization of the BSFC and NO_x emission of a dual-fuel engine using a variable valve strategy. *Journal of Natural Gas Science and Engineering*, 39, 161–172. <https://doi.org/10.1016/j.jngse.2017.01.032>

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>

Popa, R. M., Clenci, A., & Iorga Siman, V. (2021). Overview on the Use of Natural Gas in Spark Ignition Engines. *University of Pitesti. Scientific Bulletin - Automotive Series*, 31, 1–10. <https://doi.org/10.26825/bup.ar.2021.004>

Prajapati, L. K., Tirkey, J. V., Jena, P., & Giri, A. (2024). Parametric performance evaluation of SI engine using producer gas-biogas-hydrogen blend as a fuel: A thermodynamic

modeling and optimization approach. *International Journal of Hydrogen Energy*, 72, 268–287. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2024.05.386>

Prati, M. V., & Costagliola, M. A. (2022). Real driving emissions of Euro 6 electric/gasoline hybrid and natural gas vehicles. *Transportation Research Part D: Transport and Environment*, 113, 103509. <https://doi.org/10.1016/j.trd.2022.103509>

Purayil, S. T. P., Martini, E. A., Elsaid, A., Khalil, M., Zoghbour, T., Seyam, M., & Elnajjar, E. (2024). Influence of steam induction on the performance and hydrogen knock limit of a hydrogen-gasoline spark ignition engine. *International Journal of Thermofluids*, 24, 100933. <https://doi.org/10.1016/j.ijft.2024.100933>

Rao, A., Chen, T., Shahid, M. I., Farhan, M., Xiao, Q., & Ma, F. (2025). Descriptive statistical analysis of cyclic combustion variability and performance metrics in a hydrogen-enriched CNG spark-ignition engine at low speed. *Energy*, 327, 136432. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2025.136432>

Rimkus, A., Mejeras, G., & Matijošius, J. (2023). The influence of hydrogen and oxygen (HHO) gas on engine characteristics under the effect of the lean mixtures of gasoline and bioethanol. *International Journal of Hydrogen Energy*, 48(99), 39612–39624. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2023.07.167>

Rimpas, D., Barkas, D. E., Orfanos, V. A., & Christakis, I. (2025). Decarbonizing the Transportation Sector: A Review on the Role of Electric Vehicles Towards the European Green Deal for the New Emission Standards. *Air*, 3(2), 10. <https://doi.org/10.3390/air3020010>

Sahoo, S., & Srivastava, D. K. (2021). Effect of injection timing on combustion and IMEP variation of a bi-fuel compressed natural gas SI engine. *Environmental Progress & Sustainable Energy*, 40(6), e13694. <https://doi.org/10.1002/ep.13694>

Samaras, Z., Tsokolis, D., Dimaratos, A., Ntziachristos, L., Doulgeris, S., Ligterink, N., Vonk, W., & Cuelenaere, R. (2018). *A Model Based Definition of a Reference CO₂ Emissions Value for Passenger Cars under Real World Conditions*. 2018-37–0031. <https://doi.org/10.4271/2018-37-0031>

Sang, Y., Zhang, Z., Liu, S., & Song, C. (2026). Decarbonization pathways in the transport sector: A review of integrated assessment models and future directions for model improvement. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 225, 116204. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2025.116204>

Sankesh, D., Edsell, J., Mazlan, S., & Lappas, P. (2017). Comparative Study between Early and Late Injection in a Natural-gas Fuelled Spark-ignited Direct-injection Engine. *Energy Procedia*, 110, 275–280. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.03.139>

Sathiyaraj, S., Venkatesan, S., Meena, R. L., & Sahoo, S. S. R. (2025). Development of a Hydrogen-Fueled Transit Vehicle. In R. Sahu, G. Sutradhar, & R. Krishna (Eds), *Advancements in Materials Processing Technology, Volume 3* (Vol. 79, pp. 225–232). Springer Nature Singapore. https://doi.org/10.1007/978-981-96-7380-3_21

Shi, H., Jiang, W., & Shen, T. (2019). Lyapunov Function based Nonlinear Control of EGR-VVT Dual Loop in IC Engines. *2019 IEEE International Conference on Cybernetics*

and Intelligent Systems (CIS) and IEEE Conference on Robotics, Automation and Mechatronics (RAM), 239–244. <https://doi.org/10.1109/CIS-RAM47153.2019.9095785>

Shiao, Y., Gadde, P., & Kantipudi, M. B. (2021). Mode Strategy for Engine Efficiency Enhancement by Using a Magneto-Rheological Variable Valve Train. *Journal of Energy Resources Technology*, 143(6), 062307. <https://doi.org/10.1115/1.4048671>

Shin, J. Y., Lee, S., Bae, C., Jung, J., Son, Y., Heo, H., & Lee, J. (2022). Effect of late intake valve closing on the particle number emissions of a turbocharged gasoline direct injection engine. *Fuel Processing Technology*, 230, 107209. <https://doi.org/10.1016/j.fuproc.2022.107209>

Shivaprasad, K., Rajesh, R., Anteneh Wogasso, W., Nigatu, B., & Addisu, F. (2018). Usage of Hydrogen as a Fuel in Spark Ignition Engine. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 376, 012037. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/376/1/012037>

Singh, M., Singla, M. K., Beryozkina, S., Gupta, J., & Safaraliev, M. (2024). Hydrogen vehicles and hydrogen as a fuel for vehicles: A-State-of-the-Art review. *International Journal of Hydrogen Energy*, 64, 1001–1010. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2024.03.325>

Singh, P., Baruah, D., Gohain, S. K., & Kalita, P. (2026). Fuel Properties and Suitability for Internal Combustion Engines: Exploring Conventional, Alternative, and Bio-blended Fuels. In H. Valera & A. K. Agarwal (Eds), *Ammonia and Low Carbon Combustion Engine Technologies for De-Fossilizing Transport Sector* (pp. 71–99). Springer Nature Singapore. https://doi.org/10.1007/978-981-96-6628-7_4

Sinha Majumdar, S., & Pihl, J. A. (2020). Impact of Selected High-Performance Fuel Blends on Three-Way Catalyst Light Off under Synthetic Spark-Ignition Engine-Exhaust Conditions. *Energy & Fuels*, 34(10), 12900–12910. <https://doi.org/10.1021/acs.energyfuels.0c02102>

Soares, L. O., Sodre, J. R., & Mancebo Boloy, R. A. (2025). Lifecycle assessment and environmental impacts of hybrid electric vehicles fuelled by bioethanol and biogas. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 216, 115652. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2025.115652>

Srivastava, V., Schaub, J., & Pischinger, S. (2023). Advanced model-based closed-loop combustion control strategies with combustion rate shaping. *International Journal of Engine Research*, 24(8), 3688–3706. <https://doi.org/10.1177/14680874231166580>

Sun, X., Fu, J., Zhou, F., Luo, B., & Liu, J. (2024). Performance prediction and multi-objective optimization for the Atkinson cycle engine using eXtreme Gradient Boosting. *Thermal Science and Engineering Progress*, 48, 102402. <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2024.102402>

Suratwala, D. P., Harpale, V., & Khurge, D. (2022). Pollutant Reduction Techniques Used for Nonroad Combustion Ignition Engines. *Journal of The Institution of Engineers (India): Series C*, 103(6), 1523–1534. <https://doi.org/10.1007/s40032-022-00899-5>

Tan, Y., Kou, C., E, J., Feng, C., & Han, D. (2024). Effect of different exhaust parameters on conversion efficiency enhancement of a Pd–Rh three-way catalytic converter for

heavy-duty natural gas engines. *Energy*, 292, 130483. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2024.130483>

Tavakoli, S., Jensen, M. V., Pedersen, E., & Schramm, J. (2021). Unburned hydrocarbon formation in a natural gas engine under sea wave load conditions. *Journal of Marine Science and Technology*, 26(1), 128–140. <https://doi.org/10.1007/s00773-020-00726-5>

Taylor, J. R. (2022). *An introduction to error analysis: The study of uncertainties in physical measurements* (Third edition). University Science Books.

Tomic, M., Knezevic, D., & Stavljanin, M. (2025). Effect of engine cylinder deactivation on fuel economy and crankshaft speed variations. *Thermal Science*, 29(2 Part B), 1631–1642. <https://doi.org/10.2298/TSCI240407261T>

Toyota Technical Specifications. (2018). *Toyota RAV4 Technical Specifications*. <https://media.toyota.co.uk/wp-content/uploads/sites/5/1547121943180511MRAV4TechnicalSpecifications.pdf>

Tsokolis, D., Tsiakmakis, S., Dimaratos, A., Fontaras, G., Pistikopoulos, P., Ciuffo, B., & Samaras, Z. (2016). Fuel consumption and CO₂ emissions of passenger cars over the New Worldwide Harmonized Test Protocol. *Applied Energy*, 179, 1152–1165. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2016.07.091>

Turner, J. W. G. (2025). Future technological directions for hydrogen internal combustion engines in transport applications. *Applications in Energy and Combustion Science*, 21, 100302. <https://doi.org/10.1016/j.jaecs.2024.100302>

U.S. Department of Energy. (2024). *Hydrogen and Fuel Cell Technologies Office Multi-Year Program Plan*.

Vilwanathan Velmurugan, D., McKelvey, T., & Olsson, J.-O. (2022). Data-Driven Near-Optimal On-Line Control for an Electrically Heated Catalyst-Equipped Gasoline Engine. *SAE International Journal of Engines*, 16(3), 335–346. <https://doi.org/10.4271/03-16-03-0019>

Wang, J., Duan, X., Wang, W., Guan, J., Li, Y., & Liu, J. (2021). Effects of the continuous variable valve lift system and Miller cycle strategy on the performance behavior of the lean-burn natural gas spark ignition engine. *Fuel*, 297, 120762. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2021.120762>

Wang, Q., Tan, W., Xiao, S., & Niu, Z. (2025). Torque performance and overall efficiency in HEV powertrains. *IET Conference Proceedings*, 2025(12), 6–19. <https://doi.org/10.1049/icp.2025.2451>

Wang, R., Liu, J., & Duan, X. (2025). Synergistic effects of n-butanol and hydrogen on combustion stability, efficiency, and emissions in a gasoline engine at low load. *Energy*, 335, 138117. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2025.138117>

Wang, Y., Biswas, A., Rodriguez, R., Keshavarz-Motamed, Z., & Emadi, A. (2022). Hybrid electric vehicle specific engines: State-of-the-art review. *Energy Reports*, 8, 832–851. <https://doi.org/10.1016/j.egy.2021.11.265>

Waseem, M., Amir, M., Lakshmi, G. S., Harivardhagini, S., & Ahmad, M. (2023). Fuel cell-based hybrid electric vehicles: An integrated review of current status, key challenges,

recommended policies, and future prospects. *Green Energy and Intelligent Transportation*, 2(6), 100121. <https://doi.org/10.1016/j.geits.2023.100121>

Xian, T. J., Morris, S., & Wai, C. K. (2021). Evaluation of worldwide harmonised light vehicles test procedure for electric vehicles using simulation. *International Journal of Vehicle Performance*, 7(3/4), 364. <https://doi.org/10.1504/IJVP.2021.116064>

Xiong, Q., Han, K., Shi, X., Liang, D., Li, J., & Hou, X. (2025). Combustion, Emission, and Knock Characteristics in a Hydrogen-Doped Premixed Ammonia Spark-Ignition Heavy-Duty Engine. *Sustainability*, 18(1), 42. <https://doi.org/10.3390/su18010042>

Yan, B., Wang, H., Zheng, Z., Qin, Y., & Yao, M. (2017). The effects of LIVC Miller cycle on the combustion characteristics and thermal efficiency in a stoichiometric operation natural gas engine with EGR. *Applied Thermal Engineering*, 122, 439–450. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.04.121>

Yap, J., & McLellan, B. (2024). Evaluating the attitudes of Japanese society towards the hydrogen economy: A comparative study of recent and past community surveys. *International Journal of Hydrogen Energy*, 54, 66–83. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2023.05.174>

Yekani, S. K., Sarabi, M., & Khalilehdeh, M. N. (2025). Experimental investigation of dual fuel (gasoline-natural gas) in lean burn ICE. *International Journal of Thermofluids*, 28, 101308. <https://doi.org/10.1016/j.ijft.2025.101308>

Zhang, M., Lv, H., Kang, H., Zhou, W., & Zhang, C. (2019). A literature review of failure prediction and analysis methods for composite high-pressure hydrogen storage tanks. *International Journal of Hydrogen Energy*, 44(47), 25777–25799. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2019.08.001>

Zhang, P., Lu, B., Qu, Y., Ibrahim, H., & Ding, H. (2025). Efficiency Measurement and Trend Analysis of the Hydrogen Energy Industry Chain in China. *Sustainability*, 17(7), 3140. <https://doi.org/10.3390/su17073140>

Zhang, R., Chen, L., Wei, H., Li, J., Chen, R., & Pan, J. (2022). Understanding the difference in combustion and flame propagation characteristics between ammonia and methane using an optical SI engine. *Fuel*, 324, 124794. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2022.124794>

Zhang, W., Zhang, Z., Ma, X., Awad, O. I., Li, Y., Shuai, S., & Xu, H. (2020). Impact of injector tip deposits on gasoline direct injection engine combustion, fuel economy and emissions. *Applied Energy*, 262, 114538. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2020.114538>

Zhao, D., Ran, C., Chen, C., & Yu, R. (2022). From NEDC to WLTP for Vehicles: The Impact on Fuel Efficiency Calculation and Algorithm Optimization. *2022 International Conference on Data Analytics, Computing and Artificial Intelligence (ICDACAI)*, 311–315. <https://doi.org/10.1109/ICDACAI57211.2022.00067>

Zhou, J., Lu, C., Xu, C., & Yu, Z. (2022). Experimental and Numerical Study on the Effect of Hydrogen Addition on Laminar Burning Velocity of Ethanol–Air Mixtures. *Energies*, 15(9), 3114. <https://doi.org/10.3390/en15093114>

Zhu, K., Lou, D., Zhang, Y., Ren, Y., & Fan, L. (2024). Effect of Atkinson cycle coupling compression ratio on the combustion characteristics of natural gas engines. *Energy*, 309, 133111. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2024.133111>

Zibani, I., Marumo, R., Chuma, J., Ngebani, I., & Tsamaase, K. (2020). Variable Valve Timing for a Camless Stepping Valve Engine. *Procedia Manufacturing*, 43, 590–597. <https://doi.org/10.1016/j.promfg.2020.02.154>

Autoriaus mokslinių publikacijų disertacijos tema sąrašas

Straipsniai recenzuojamuose mokslo žurnaluose

Vipartas, T., Rimkus, A., Stravinskas, S., Pitrėnas, A., & Matulis, A. (2025a). Experimental Investigation of Performance and Emissions for a Hybrid Electric Vehicle Operating on Gasoline, CNG, and Dual Fuel over the WLTC. *Applied Sciences*, 15(23), 12541. <https://doi.org/10.3390/app152312541>

Vipartas, T., Rimkus, A., Stravinskas, S., Pitrėnas, A., & Matulis, A. (2025b). Spark Ignition (SI) Engine Energy and Ecological Performance Using Natural Gas and Late Intake Valve Close (LIVC). *Applied Sciences*, 15(11), 6185. <https://doi.org/10.3390/app15116185>

Rimkus, A., Kozłowski, E., Vipartas, T., Pukalskas, S., Wiśniowski, P., & Matijošius, J. (2025). Emission Characteristics of Hydrogen-Enriched Gasoline Under Dynamic Driving Conditions. *Energies*, 18(5), 1190. <https://doi.org/10.3390/en18051190>

Pukalskas, S., Vipartas, T., Rimkus, A., Kriauciūnas, D., Žaglinskis, J., Stravinskas, S., Ušinskas, A., Juknevičius, R., Mejeras, G., Žuraulis, V., Mejeras, V., & Narkevičius, A. (2025a). Numerical Modelling Assessment of the Impact of Hydrogen on the Energy and Environmental Performance of a Car Using Dual Fuel (Gasoline–Hydrogen). *Applied Sciences*, 15(4), 1939. <https://doi.org/10.3390/app15041939>

Pukalskas, S., Rimkus, A., Vipartas, T., Stravinskas, S., Kriauciūnas, D., Mejeras, G., & Ušinskas, A. (2025b). Hydrogen Supplementation in SI Engines: Enhancing Efficiency

and Reducing Emissions with a Focus on Knock Phenomena. *Machines*, 13(7), 571. <https://doi.org/10.3390/machines13070571>

Rimkus, A., Vipartas, T., Kriaučiūnas, D., Matijošius, J., & Ragauskas, T. (2022). The Effect of Intake Valve Timing on Spark-Ignition Engine Performances Fueled by Natural Gas at Low Power. *Energies*, 15(2), 398. <https://doi.org/10.3390/en15020398>

Straipsniai kituose leidiniuose

Vipartas, T., Rimkus, A., & Matijošius, J. (2023a). The Influence of Intake Valve Close Timing on the Environmental Performance of a Spark Ignition Engine Using Gasoline and Natural Gas. *Transport Problems*, 18(3), 175–187. <https://doi.org/10.20858/tp.2023.18.3.15>

Vipartas, T., Rimkus, A., & Matijošius, J. (2023b). The influence of intake valve timing on the environmental performance of the SI engine using gasoline and natural gas. *Transport problems 2023: proceedings XV international scientific conference & XII international symposium of young researchers*. Katowice: Silesian University of Technology, Poland. *Conference paper*, 575–585. <https://gs.elaba.lt/object/elaba:177823974/>

Vipartas, T., Rimkus, A., & Zöldy, M. (2022). Overview of problematic aspects of passenger car hybrid technologies. *TRANSBALTICA XII: Transportation Science and Technology: Proceedings of the 12th International Conference TRANSBALTICA*, September 16-17, 2021, Vilnius, Lithuania. *Springer International Publishing*, 353–360. <https://doi.org/10.1007/978-3-030-94774-3>

Summary in English

Introduction

Problem Formulation

Natural gas and hydrogen are the most promising alternative fuels for spark-ignition engines. Using natural gas reduces carbon dioxide and nitrogen oxide emissions. However, due to its lower density and slower combustion, the engine's volumetric efficiency and power are lower than those of a gasoline engine. To compensate for this drawback, various engine improvements are applied, such as late intake valve closing timing control, typical for hybrid vehicle engines, which imitates the *Atkinson* cycle. In naturally aspirated spark-ignition engines operating on natural gas, late intake valve closing increases the brake thermal efficiency. However, exceeding optimal limits increases carbon monoxide and nitrogen oxide emissions. The use of a hydrogen additive in a gasoline-fuelled spark-ignition engine increases efficiency and reduces emissions of carbon monoxide, hydrocarbons, and carbon dioxide. Due to the high combustion and energy release rates of hydrogen, knocking combustion occurs, the combustion temperature rises and nitrogen oxide emissions increase. To exploit the advantages of alternative gaseous fuels, the combustible mixture composition, ignition timing, and in-cylinder gas exchange are controlled under various engine operating conditions, considering energy and ecological indicators.

Relevance of the Dissertation

To achieve zero greenhouse gas (carbon dioxide, methane, and nitrous oxide) emissions in the transport sector, improving existing internal combustion engines and their adaptation to alternative fuels remains a relevant transitional solution.

Natural gas (including the possibility to replace it with biomethane), hydrogen, and dual fuels are used in naturally aspirated engines to improve energy and ecological performance. When using gasoline-hydrogen mixtures, proper adjustment of ignition timing and appropriate hydrogen concentration are essential to avoid engine knock and ensure safe operation.

In hybrid vehicles, the challenges of using gaseous fuels are examined comprehensively by evaluating spark-ignition engine performance and the electric powertrain system. Experimental studies and numerical modelling are performed using the *Worldwide Harmonized Light-duty Vehicles Test Cycle*. When evaluating the environmental impact of renewable fuels' life cycle, technology-driven energy performance and compliance with pollutant emission standards are considered.

Research object

The research object is the energy and ecological processes of a naturally aspirated spark-ignition engine in a hybrid vehicle operating on gasoline, natural gas and dual fuels.

Aim of the dissertation

The dissertation aims to use experimental and theoretical research to determine and substantiate the engine control algorithms and fuel composition solutions for a naturally aspirated hybrid vehicle engine, which would increase the vehicle's energy efficiency and improve its ecological indicators when replacing gasoline with gaseous fuels or using dual fuels.

Tasks of the dissertation

The following tasks were formulated to achieve the aim of the dissertation:

1. To analyse the properties of gasoline and gaseous fuels and research their application in spark-ignition engines of hybrid electric vehicles, formulating research assumptions and evaluation indicators.
2. To experimentally investigate the effect of late intake valve closing timing on the energy indicators and emissions of a natural gas-fuelled spark-ignition engine, and determine effective control limits.
3. To experimentally investigate the influence of a hydrogen additive on the combustion process, efficiency, emissions and knock limits of a gasoline-fuelled spark-ignition engine, selecting rational control solutions.
4. To conduct experimental tests on a hybrid vehicle using gasoline, natural gas, and dual fuels, determining their impact on energy indicators and emissions in the WLTC driving cycle.

5. To develop and validate a numerical model of a hybrid vehicle in *AVL CRUISE*TM and use it to substantiate the influence of fuel composition and engine control algorithms on energy efficiency, ecological indicators and GHG reduction.
6. To provide generalised technical solutions and practical recommendations for the application of natural gas and hydrogen additives in hybrid vehicles, substantiating the efficiency of their application.

Research Methodology

Experimental studies of the spark-ignition engine were conducted on an engine test bench with an additionally installed gaseous fuel supply system, by varying adjustable engine parameters. Gasoline, natural gas and a gasoline-hydrogen blend (up to 30% H₂ by mass) were used in the tests. Experimental tests of the hybrid vehicle equipped with a gaseous fuel supply system were conducted on a chassis dynamometer applying the *Worldwide Harmonized Light-duty Vehicles Test Cycle*. Energy and environmental performance indicators were evaluated with the vehicle operating on gasoline, natural gas, and dual fuel (natural gas/gasoline). An accuracy analysis of the direct and indirect measurement results was performed.

Numerical analysis of the combustion process parameters (rate of heat release, mass fraction burned, in-cylinder temperature, etc.) was performed using *AVL BOOST*TM and the *BURN* subroutine. The numerical model of the *Toyota RAV4* hybrid vehicle was developed using *AVL CRUISE*TM, validating the dynamic, energy and ecological indicators determined during the WLTC experimental tests. This model is designed to predict the energy and ecological indicators of the hybrid vehicle when using gasoline-hydrogen and natural gas-hydrogen blends.

Scientific Novelty of the Dissertation

The following results, new to the science of transport engineering, were obtained during the preparation of the dissertation:

1. With intake valve closing delay in a naturally aspirated spark-ignition engine, the end-of-compression pressure decreases, while the heat release rate, temperature and in-cylinder pressure during combustion increase.
2. The positive effect of late intake valve closing timing is limited by the increasing amount of residual exhaust gases in the cylinder, associated with decreasing valve overlap, leading to lower combustion stability and higher emissions of incomplete combustion products, even as combustion temperature increases.
3. The greatest increase in energy efficiency for a spark-ignition engine operating on dual-fuel (gasoline and 30% hydrogen by mass) is achieved only at medium load regimes, with knock being controlled via ignition timing based on peak in-cylinder pressure.
4. The proposed methodology determined that the ecological effect of a hybrid vehicle during the *Worldwide Harmonized Light Vehicles Test Procedure* is driven

by fuel composition, combustion stability, and frequent engine shutdowns during urban driving conditions.

Practical value of the research findings

The research results have practical significance for spark-ignition engines in hybrid electric vehicles during the transition from gasoline to gaseous fuels:

1. The limits of late intake valve closing application determined through experimental research can be used to select spark-ignition engine control parameters to increase energy efficiency by replacing gasoline with natural gas without exceeding acceptable emission limits.
2. The established ignition timing adjustment principles when using dual fuels (gasoline and hydrogen) can be applied to optimise combustion stability and limit the occurrence of knock without significant structural engine modifications in low- and medium-load regimes.
3. Experimental and numerical tests on the WLTC driving cycle are applicable for refining hybrid vehicle control algorithms when changing fuel composition results in variations in engine operating modes, combustion process parameters and the operating conditions of the exhaust gas aftertreatment system.
4. The validated numerical model of the hybrid vehicle can be applied to evaluate energy, ecological, and greenhouse gas emissions when altering fuel composition or hybrid powertrain control parameters.

Defended statements

1. Retarding the intake valve closing timing in a naturally aspirated spark-ignition engine increases the heat release rate, temperature and in-cylinder pressure.
2. The positive effect of late intake valve closing timing in a natural gas-fuelled engine is limited by the increasing amount of residual exhaust gases in the cylinder, which deteriorates combustion stability and increases the emission of incomplete combustion products.
3. In a naturally aspirated spark-ignition engine running on dual-fuel, the limits of the hydrogen additive are determined by the conditions of knocking combustion.
4. The ecological outcome of using natural gas and dual fuels in a hybrid vehicle engine is determined by the carbon-to-hydrogen ratio and the interaction between the spark-ignition engine operating modes and the temperature state of the exhaust gas aftertreatment system.
5. The use of dual-fuel (gasoline-hydrogen and natural gas-hydrogen) in a hybrid vehicle engine improves energy indicators and reduces carbon monoxide, hydrocarbon and carbon dioxide emissions, but increases nitrogen oxide emissions.

Approval of the research findings

Nine scientific articles were published on the topic of the dissertation: six in scientific journals included in the *Clarivate Analytics Web of Science* database with a citation index

(Vipartas et al., 2025a; Vipartas et al., 2025b; Rimkus et al., 2025; Pukalskas et al., 2025a; Pukalskas et al., 2025b; Rimkus et al., 2022), one in a scientific journal included in the *Clarivate Analytics Web of Science* database without a citation index (Vipartas et al., 2023a), one in conference proceedings indexed in the *Clarivate Analytics Web of Science Conference Proceedings Citation Index* (Vipartas et al., 2022), and one in peer-reviewed conference proceedings not indexed in international databases (Vipartas et al., 2023b).

The results of the research conducted in the dissertation were presented at three scientific conferences in Lithuania and abroad:

1. The 12th International Scientific Conference “Transbaltica 2021: Transportation Science and Technologies”, 2021, Vilnius, Lithuania.
2. The 15th International Scientific Conference “XV International Scientific Conference: Transport Problems 2023”, 2023, Katowice, Poland.
3. The 16th International Scientific Conference “Transbaltica 2025: Transportation Science and Technologies”, 2025, Vilnius, Lithuania.

Structure of the dissertation

The dissertation consists of an introduction, four chapters, general conclusions, a summary in English, a list of references and appendices. The work comprises 142 pages, with 26 numbered formulas, 56 figures, and 15 tables. The dissertation used 170 literature sources.

1. Review of Scientific Research on the Use of Alternative Fuels in Spark-Ignition Engines and Hybrid Vehicles

The increasing concentration of greenhouse gases (GHG) remains a global challenge, with the transport sector accounting for approximately 24–25% of energy-related CO₂ emissions worldwide (European Commission, 2023; International Energy Agency, 2025). To meet ambitious *European Union* decarbonisation goals, adapting internal combustion engines (ICEs) to lower-carbon alternative fuels, such as natural gas (NG) and hydrogen, remains a highly relevant transitional strategy due to current electromobility limitations (European Environment Agency, 2025; European Parliament & Council, 2023; Niri et al., 2024; Sang et al., 2026; Turner, 2025). NG is a promising gasoline substitute due to its high octane number and lower carbon-to-hydrogen (C/H) ratio, significantly reducing CO, CO₂, and NO_x emissions (Nguyen et al., 2025; Popa et al., 2021; Pamminger et al., 2017). However, NG displaces intake air, decreasing volumetric efficiency and power (Leonardo & Semin, 2022). To compensate, modern engines employ variable valve timing (VVT) systems to realise the Atkinson cycle due to *Late Intake Valve Closing* (LIVC) (Meng et al., 2024; Essuman & Porpatham, 2025). While LIVC improves brake thermal efficiency (BTE) and lowers fuel consumption (Shin et al., 2022; Niu et al., 2020), excessively late IVC can deteriorate combustion stability under partial loads (Prajapati et al., 2024; Zhu et al., 2024). A systematic evaluation of the technological balance between LIVC efficiency gains and emission control under dynamic partial loads remains lacking in the scientific literature.

Hydrogen is another promising fuel that eliminates carbon-based emissions and provides a higher BTE due to its wide flammability limits and rapid flame propagation (M.

Singh et al., 2024; Halder et al., 2024; Ampah et al., 2024; Molina et al., 2024). Because pure hydrogen storage requires complex high-pressure tanks, utilising it as a dual-fuel additive to traditional gasoline is considered a highly practical solution (Mehrabanbardar et al., 2025; Durkin et al., 2024; Gabana et al., 2025; Marwaha & Subramanian, 2024). Despite its benefits, hydrogen's rapid heat release and low ignition energy elevate the risk of abnormal combustion phenomena, especially an engine knock, while extremely high localised temperatures increase NO_x emissions (Farhan et al., 2025; Nasim et al., 2024; Z. Huang et al., 2023). Current scientific studies lack comprehensive approaches for managing hydrogen-induced knock and NO_x emissions using software algorithms, such as ignition timing retardation, across a wide range of hydrogen fractions without requiring base-engine structural modifications.

Combustion and fuel adaptation challenges become exceptionally complex when integrated into hybrid electric vehicles (HEVs), which inherently rely on highly efficient Atkinson-cycle ICEs combined with electric motors (Rimpas et al., 2025; Waseem et al., 2023; Kwak et al., 2025; Lü et al., 2022). HEV challenge is frequent engine start-stop cycling, preventing the three-way catalytic converter (TWC) from maintaining its optimal temperature, leading to high pollutant emissions during cold-start phases (Park et al., 2025; Jiang et al., 2024; Nandi et al., 2023). When utilising NG, this issue is compounded by the fact that stable methane molecules require higher TWC temperatures for effective catalytic oxidation (Teymoori et al., 2023; Huang et al., 2020). Transport engineering research utilises a comprehensive methodology combining experimental bench testing to evaluate combustion stability (Marton et al., 2025; Cernat et al., 2024) with 1D thermodynamic (*AVL BOOST*TM) and vehicle simulation (*AVL CRUISE*TM) under the *Worldwide Harmonized Light-duty Vehicles Test Cycle* (WLTC) (Cheng et al., 2025; Tsokolis et al., 2016; Kamil et al., 2025; Duc et al., 2024). A comprehensive evaluation of how alternative gaseous fuels and advanced combustion concepts perform during dynamic WLTC driving cycles requires further investigation, serving as the primary focus of this dissertation.

2. Research Methodology for a Hybrid Vehicle Engine Operating on Gasoline, Natural Gas, and Dual-Fuel

The research methodology was designed to evaluate the energy and ecological impacts of alternative gaseous fuels (natural gas and hydrogen) and advanced engine control strategies on a spark-ignition engine and a hybrid electric vehicle. The study integrates experimental bench testing of the SI engine, chassis dynamometer testing of the HEV under the *Worldwide Harmonized Light-duty Vehicles Test Cycle* and numerical modelling using *AVL BOOST*TM and *AVL CRUISE*TM software.

The first phase of the experimental research focused on evaluating a naturally aspirated, four-cylinder *Nissan HR16DE* spark-ignition engine. The engine was coupled to an *AMX200/100* eddy-current dynamometer and controlled by a programmable *MoTeC M800* electronic control unit (ECU). To analyse the combustion process, in-cylinder pressure was measured using an *AVL ZI31_Y7S* piezoelectric sensor integrated into the spark plug, coupled with an *AVL DiTEST DPM 800* dynamic pressure measurement system. The crankshaft position was recorded synchronously with an *A58M-F* angle encoder providing a resolution of 0.1758 crank angle degrees (CAD).

To ensure statistical reliability, data from 100 consecutive engine cycles were recorded at each measurement point using a *LabVIEW Real-Time* module. Gaseous fuel consumption was measured using a *Rheonik RHM 015 Coriolis* mass flow meter, while gasoline consumption was recorded with a mass meter. Exhaust gas composition (CO , CO_2 , HC , NO_x) was analysed before the catalytic converter using an *MRU MGAprime* measurement system.

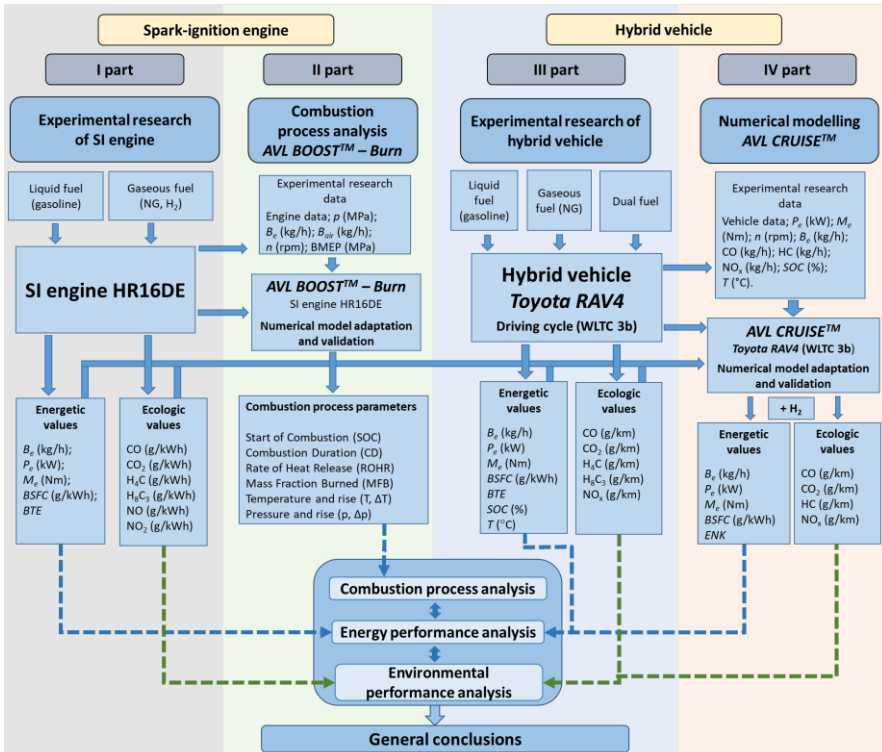


Fig. S2.1. Structural flowchart of the experimental and theoretical research plan (source: created by the author)

The engine bench tests were conducted in two primary stages. In the first stage, the LIVC strategy was investigated using commercial gasoline (E10) and compressed natural gas (NG, ~94% methane). The engine operated at 2000 and 3000 rpm under three loads corresponding to a brake mean effective pressures (BMEP) of 0.31, 0.55, and 0.79 MPa. A stoichiometric air–fuel ratio ($\lambda = 1$) was maintained, and the intake valve closing (IVC) timing was mechanically adjusted across six positions: 24°, 31°, 38°, 45°, 52°, and 59° after bottom dead centre (aBDC). The second stage evaluated dual-fuel operation by adding high-purity hydrogen (99.99%) to gasoline at mass fractions up to 30%. Because hydrogen’s high reactivity and rapid flame propagation significantly increase the risk of abnormal combustion, the ignition advance angle was retarded from 24° to 10° before top

dead centre (bTDC). This adjustment ensured that the peak in-cylinder pressure occurred at an optimal and safe position of 14–15° after top dead centre (aTDC), effectively mitigating engine knock across the tested loads (0.235, 0.472, and 0.708 MPa) and speeds (2000, 2500, and 3000 rpm).

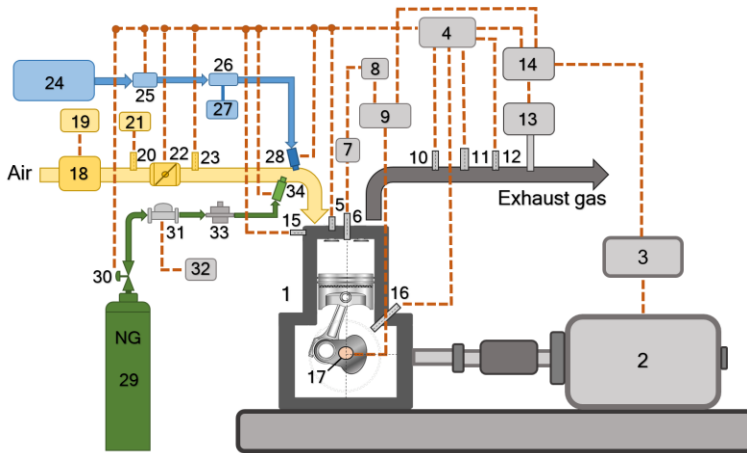


Fig. S2.2. Schematic view of SI engine test bench: 1 – spark ignition engine *HR16DE*; 2 – Eddy-current dynamometer *AMX200/100*; 3 – dynamometer control system; 4 – electronic engine control unit *MOTEC M800*; 5 – camshaft position sensor; 6 – spark plug with integrated pressure sensor *AVL ZI31_Y7S*; 7 – pressure signal amplifier; 8 – dynamic pressure measurement system *AVL DiTEST DPM 800*; 9 – crankshaft position measurement module *LabView Real Time*; 10 – exhaust gas temperature sensor; 11 – oxygen sensor; 12 – emission sampling point; 13 – emission measurement system *MRU MGAprime*; 14 – data acquisition system; 15 – engine coolant temperature sensor; 16 – crankshaft position sensor; 17 – crankshaft angle encoder *A58M-F A58M-F*; 18 – air flow meter; 19 – air flow indicator; 20 – intake air temperature sensor; 21 – intake air temperature indicator; 22 – throttle valve; 23 – intake manifold absolute pressure sensor; 24 – fuel tank; 25 – fuel pump; 26 – fuel consumption meter; 27 – fuel consumption indicator; 28 – fuel injector; 29 – NG cylinder; 30 – solenoid valve; 31 – gas flow meter *RHEONIK RHM015*; 32 – gas flow indicator; 33 – reducer; 34 – gas injector (source: created by the author)

The second phase of the experimental research involved testing a 2017 *Toyota RAV4* hybrid car. The vehicle is equipped with a 2.5 L *2AR-FXE Atkinson-cycle* engine and the *Toyota Hybrid Synergy Drive (THS-II)* power-split transmission. Testing was performed on a *Dynolyze® Small* hub-coupled chassis dynamometer, which accurately simulated road resistance, aerodynamic drag, and vehicle inertia.

To enable operation on natural gas, the vehicle was retrofitted with a sequential port fuel injection system using *HANA H2001* gas injectors and a *Tomasetto Achille CNG AT12* pressure reducer. The gas system was managed by an *AEB MP48* secondary ECU that intercepted and modified the factory injection signals based on custom 2D calibration maps. The hybrid vehicle was evaluated over the dynamic WLTC Class 3b, which accurately reflects urban, rural, and highway driving conditions. The vehicle was tested under three fuelling modes: pure gasoline, pure NG calibrated to a slightly lean mixture ($\lambda \approx$

1.05) to investigate thermal efficiency enhancements and a dual-fuel (DF) mode (NG and gasoline, when engine speed exceeds 2500 rpm) operating at stoichiometry ($\lambda = 1$). Real-time vehicle dynamics, engine operating data and hybrid powertrain parameters: battery state of charge (SOC) and catalyst temperatures were polled from the vehicle's *Controller Area Network* (CAN) bus via *OBD-II* port at 10 Hz using an *Arduino UNO R3* microcontroller and *MATLAB Simulink*. *Emerson Micro Motion Coriolis* flow meters were used to measure the mass consumption of both gasoline and high-pressure NG during the driving cycle.

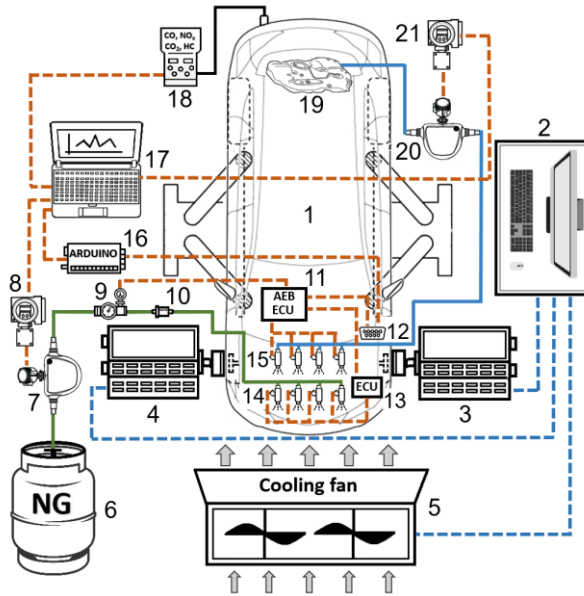


Fig. S2.3. Hybrid vehicle test bench: 1 – hybrid car *Toyota RAV4*, 2 – hub dynamometer control stand *Dynolyze® Small*, 3 – left brake hub, 4 – right brake hub, 5 – cooling fan, 6 – compressed natural gas tank, 7 – high pressure coriolis gas flow meter *Emerson Micro Motion HPC015M*, 8 – transmitter *Emerson Micro Motion 5700*, 9 – high pressure gas reducer *Tomasetto Achille CNG AT12*, 10 – gas filter, 11 – electronic control unit *AEB MP48*, 12 – on-board diagnostics port *OBD-II*, 13 – manufacturers' electronic control unit *Toyota RAV4*, 14 – gasoline injectors, 15 – gas injectors *HANA H2001*, 16 – *Arduino UNO R3*, 17 – data acquisition system, 18 – emission measurement system *MRU MGAprime*, 19 – gasoline fuel tank, 20 – coriolis fuel mass flow meter *Emerson Micro Motion ELITE CMF010M*, and 21 – transmitter *Emerson Micro Motion 5700* (source: created by the author)

The data gathered from the engine and vehicle tests served as the foundation for numerical modelling. The 1D thermodynamic analysis of the in-cylinder combustion process was performed using the *BURN* subroutine in *AVL BOOST™*. Using the first law of thermodynamics, the *Woschni* heat transfer model, and the single-zone *Vibe* function, the rate of heat release (ROHR), mass fraction burned (MFB), and combustion temperatures were calculated from the experimental in-cylinder pressure traces. Subsequently, a numerical model of the *Toyota RAV4* hybrid powertrain was developed in *AVL CRUISE™*. The

architecture included the internal combustion engine, planetary gear set, two electric motor-generators (MG1 and MG2) and the high-voltage Ni-MH battery. The simulation used a proportional-integral (PI) controller mimicking a driver following the WLTC profile. After validation against the empirical WLTC dynamometer data, the *AVL CRUISE*TM model was used to predict the dynamic energy and ecological performance of the HEV when operating on hydrogen-enriched fuel blends.

3. Determination of Energy and Emission Performance of a Hybrid Vehicle Operating on Gasoline, Natural Gas, and Dual-Fuel

The experimental and numerical investigations evaluated the energetic and ecological parameters of a naturally aspirated SI engine and a hybrid electric vehicle (HEV) operating on gasoline, NG, and hydrogen-enriched fuel blends. The first phase of the research analysed the impact of the LIVC strategy, which emulates the *Atkinson* cycle, on the SI engine when replacing gasoline with compressed NG. Operating at a stoichiometric air–fuel ratio ($\lambda = 1$), NG's lower volumetric efficiency required a wider throttle opening than gasoline, thereby simultaneously reducing pumping losses. The engine exhibited a consistent increase in BTE across the tested loads (0.31 MPa, 0.55 MPa, and 0.79 MPa) and speeds (2000 and 3000 rpm) when NG was used.

As illustrated in the experimental data (Fig. S3.1), the BTE was up to 3.6% higher at 2000 rpm and up to 6.3% higher at 3000 rpm when operating on NG compared to gasoline. Delaying the intake valve closing timing from 24° to 59° after bottom dead centre (aBDC) further enhanced the engine's thermodynamic performance by decreasing the effective compression ratio while maintaining a constant expansion ratio. For instance, at 2000 rpm and 0.79 MPa load, the maximally retarded IVC increased the BTE of the NG-fuelled engine from 0.359 to 0.371. This improvement in thermal efficiency, combined with the $\sim 17.8\%$ higher lower heating value (LHV) of natural gas, directly correlated with a reduction in Brake Specific Fuel Consumption (BSFC) by approximately 18% to 20% across the operational range. Furthermore, the application of LIVC exerted a highly favourable influence on CO₂ emissions.

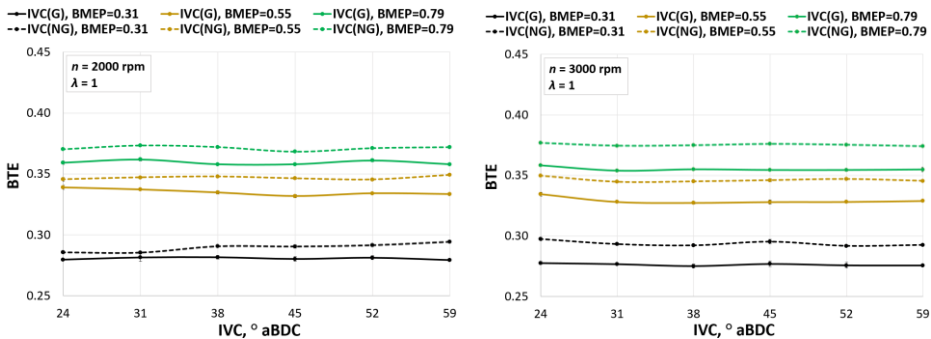


Fig. S3.1. SI engine BTE while changing IVC (source: created by the author)

Due to methane’s lower carbon-to-hydrogen (C/H) ratio, CO₂ emissions were 19.8% to 25.5% lower during NG operation than during gasoline operation. Delaying the IVC timing to 59° aBDC resulted in an additional CO₂ reduction ranging from 3.9% to 7.1% for NG. However, this efficiency enhancement introduced a technological trade-off concerning incomplete combustion products.

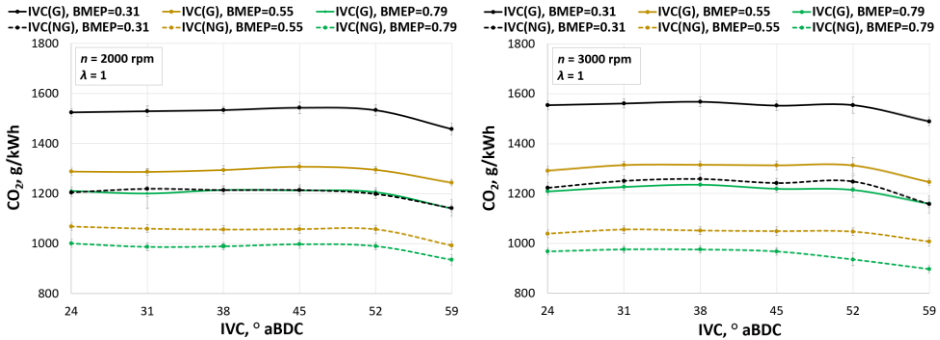


Fig. S3.2. CO₂ emissions of the SI engine while changing IVC (source: created by the author)

At the most retarded IVC position (59° aBDC), the absence of valve overlap increased the residual exhaust gas fraction within the cylinder, deteriorating mixture homogeneity. Carbon monoxide (CO) emissions increased, while non-methane hydrocarbon and unburned methane (CH₄) emissions surged by up to 34% and 18%, respectively, when operating on NG. To evaluate the underlying thermodynamic mechanisms driving these emission variations, a 1D numerical analysis of the in-cylinder combustion process was conducted using the *AVL BOOST*TM subroutine *BURN*.

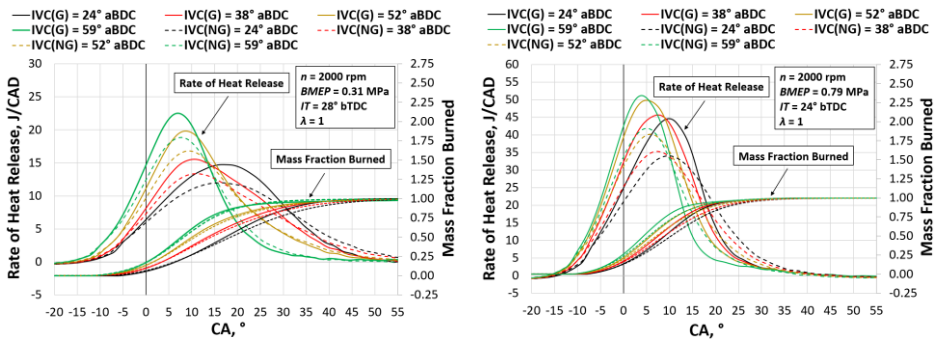


Fig. S3.3. ROHR of the SI engine combustion process while changing IVC (source: created by the author)

The Rate of Heat Release (ROHR) and Mass Fraction Burned (MFB) data revealed that delaying the IVC timing to 59° aBDC resulted in a more concentrated, significantly

higher ROHR peak, indicating faster, more intense combustion despite the lower effective compression ratio. Intensified heat release elevated peak in-cylinder temperatures and temperature rise rates, which directly stimulated the formation of nitrogen oxides (NO_x). Although replacing gasoline with NG reduced NO_x emissions by 22% to 38% due to lower overall combustion temperatures, the application of LIVC (59° aBDC) promoted NO_x formation. NO emissions increased by up to 2.4 times for NG as the IVC was maximally delayed, confirming that while LIVC improves BTE and reduces CO_2 , it requires precise calibration to prevent higher NO_x emissions.

The second phase of the experimental research investigated the potential of mitigating carbon emissions and increasing efficiency by utilising hydrogen (H_2) as an additive to gasoline at mass fractions of 10%, 20%, and 30%. Due to hydrogen's high laminar flame speed and low ignition energy, the combustion duration decreased, leading to an elevated risk of engine knock. When a 30% H_2 mass fraction was introduced without altering the ignition timing, the maximum in-cylinder pressure increased by 46% (from 3.0 MPa to 4.2 MPa). To safely harness the energy benefits of hydrogen without requiring structural engine modifications, the ignition advance angle was systematically retarded from 24° to 10° before top dead centre (bTDC). Ignition timing ensured that the peak pressure occurred at an optimal $14\text{--}15^\circ$ after top dead centre (aTDC), effectively suppressing knock and limiting the peak pressure increase to 7%.

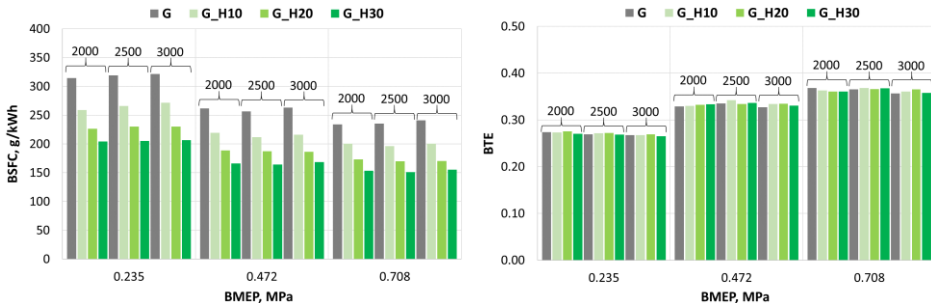


Fig. S3.4. SI engine's BSFC and BTE using gasoline-hydrogen blends (source: created by the author)

With the knock successfully mitigated, integrating hydrogen improves the engine's energy efficiency. At medium engine loads, retarding the ignition timing in conjunction with a 10% to 30% H_2 additive reduced the *Coefficient of Variation of Indicated Mean Effective Pressure* (COV_{IMEP}) by up to 34%, indicating highly stable and uniform cyclic combustion. The BSFC decreased substantially: by 18.1%, 32.8%, and 43.4% as the hydrogen fraction increased to 10%, 20%, and 30%, respectively, due to the high LHV of the blend (reaching 65.31 MJ/kg for the 30% blend). The BTE increased by 2% to 3%. The carbon-free hydrogen reduced CO emissions by up to 78% and unburned hydrocarbon (HC) emissions by up to 80.1%. However, the intensified heat release and elevated localised combustion temperatures associated with hydrogen led to a 12% to 31% increase in NO_x emissions.

The third part of the research advanced to evaluation using a hybrid car, *Toyota RAV4*, under the *Worldwide Harmonized Light-duty Vehicles Test Cycle*. The HEV was tested using pure gasoline, compressed NG configured to a slightly lean mixture ($\lambda \approx 1.056$) and a stoichiometric dual-fuel mode (NG and gasoline). During the WLTC, the HEV's *Atkinson* cycle engine operated at a higher average speed with NG (1865 rpm) and dual-fuel (1878 rpm) than gasoline (1694 rpm) to compensate for the volumetric efficiency loss caused by gaseous fuel displacement. As a result, the BTE of the HEV engine increased by 4.3% (reaching 36.0%) when running on NG, and by 3.8% (35.8%) in the dual-fuel mode. These efficiency improvements directly translated to the vehicle's performance. Fuel consumption during the WLTC decreased by 18.7% for NG (3.62 kg/100 km) and by 17.4% for the dual-fuel mode compared to gasoline (4.46 kg/100 km). The vehicle's CO₂ emissions were reduced by 27.5% (down to 93.2 g/km) with NG and by 26.1% (95.1 g/km) with dual-fuel.

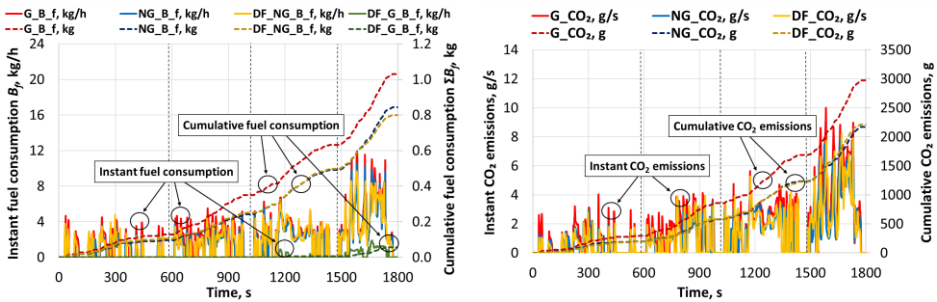


Fig. S3.5. *Toyota RAV4* fuel consumption and CO₂ emissions during WLTC (source: created by the author)

Despite these ecological benefits, the dynamic WLTC testing revealed a challenge regarding unburned methane slip. CH₄ emissions surged even though the use of NG reduced CO emissions by 32.3%, non-methane hydrocarbon (C₃H₈ equivalent) emissions by 82.7%, and NO_x emissions by 34% (from 0.80 g/km to 0.53 g/km) due to the engine control unit automatically retarding the ignition timing to suppress in-cylinder NO_x formation. In the dual-fuel mode, non-methane hydrocarbon emissions were reduced by 80.2% compared to gasoline. Because the HEV frequently shuts down its engine during urban and deceleration phases, the Three-Way Catalytic Converter (TWC) struggles to maintain the higher light-off temperatures required for the effective catalytic oxidation of stable methane molecules. As a result, CH₄ emissions increased by 14.1 times (reaching 0.24 g/km) during NG operation and by 13.3 times during dual-fuel operation compared to gasoline.

When calculating the total greenhouse gas impact using the 100-year Global Warming Potential (GWP-100), the reduction in CO₂ outweighed the methane slip, resulting in a net 22.2% reduction in overall CO₂-equivalent emissions for the HEV running on NG. However, evaluating the 20-year perspective (GWP-20), overall greenhouse gas reduction drops to approximately 13.0% due to the short-term climate impact of unburned methane.

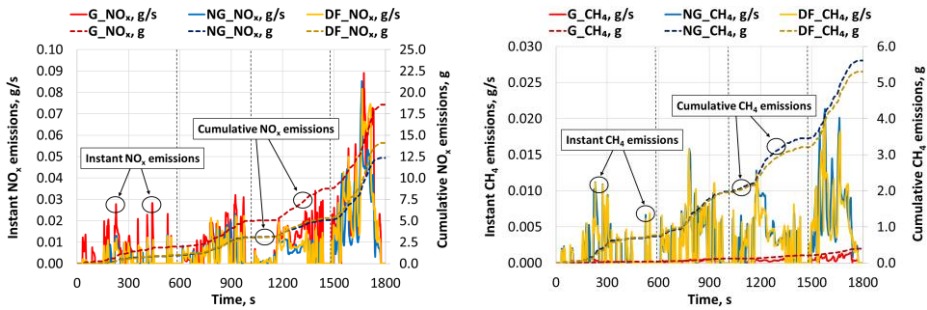


Fig. S3.6. Toyota RAV4 NO_x and CH₄ emissions during WLTC (source: created by the author)

To forecast the potential of further decarbonising the HEV, the experimentally validated *AVL CRUISE*TM numerical model was utilised to simulate the vehicle's performance using hydrogen-enriched fuel blends over the WLTC.

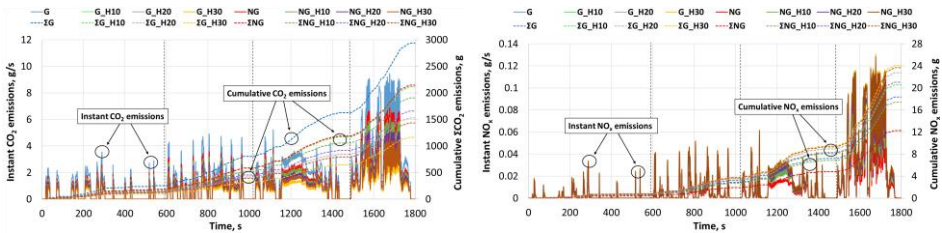


Fig. S3.7. CO₂ and NO_x prediction during WLTC when using different fuel mixtures for Toyota RAV4 in *AVL CRUISE*TM (source: created by the author)

The numerical predictions indicated that integrating a 30% mass fraction of hydrogen into gasoline (G_H30) could reduce HEV fuel consumption by 43.4% and CO₂ emissions by 60.4% (down to 50.07 g/km). CO and HC emissions were decreased by 78% and 80%, respectively. Aligning with the engine bench test trends, the simulation confirmed higher NO_x emissions. For the G_H30 blend, NO_x emissions increased by 31.2%. When hydrogen was blended with natural gas (NG_H30), the NO_x emissions increased by 93.2% compared to pure NG operation. Natural gas, LIVC strategies, and hydrogen enrichment offer potential to increase hybrid vehicle efficiency and lower CO₂ emissions; their practical implementation is fundamentally limited by unburned methane slip during engine cold starts and exponential NO_x formation, necessitating the deployment of advanced NO_x mitigation technologies and optimised TWC thermal management.

General Conclusions

1. With tightening environmental regulations and the growing need to decarbonise the transport sector, adapting the spark-ignition engines of hybrid vehicles to lower-emission gaseous fuels remains a highly relevant direction in transport engineering for the transitional period. The literature analysis and

the results of this study have shown that the impact of natural gas and hydrogen must be systematically evaluated by analysing engine control and combustion process parameters alongside hybrid powertrain operation. The methodology applied in the dissertation ensures sufficient reliability of the results: the brake thermal efficiency error does not exceed 2.3%, the specific emissions error is within 3.4%, and the numerical model validation error is 3.2% for fuel consumption and 1.7% for emissions.

2. In a natural gas-fuelled spark-ignition engine, adjusting the intake valve closing timing within the range of 24° to 59° after bottom dead centre increases combustion speed and energy efficiency while reducing CO_2 emissions. Due to IVC retardation, the positive impact on the engine's BTE reaches 3.2–3.6%, and CO_2 emissions are reduced by an additional 7.1%. At the latest IVC timing, valve overlap is eliminated, and combustion deteriorates due to the increased amount of residual exhaust gases, leading to an increase in the *Coefficient of Variation of Indicated Mean Effective Pressure*, as well as in CO, CH_4 , non-methane hydrocarbon, and NO_x emissions. Therefore, the application limits of the IVC algorithm must be determined based on the entirety of energy and ecological indicators.
3. In a gasoline-fuelled spark-ignition engine, a 10–30% mass fraction hydrogen additive accelerates combustion, reduces COV_{IMEP} , and in medium-load regimes increases BTE by up to 3% while reducing CO and HC emissions. As the hydrogen fraction increases, knock phenomena become more pronounced, and NO_x emissions increase significantly. Therefore, the application of a hydrogen additive is only feasible when combined with ignition system control, specifically by maintaining the peak in-cylinder pressure within safe limits.
4. Experimental tests of the hybrid vehicle under the WLTC driving cycle demonstrated that using natural gas and dual fuels reduces fuel consumption and CO_2 , CO, and NO_x emissions, but increases CH_4 emissions. When using natural gas, the BTE increases by 4.3%, and CH_4 emissions increase by 14.1 times compared to gasoline. Despite the increased methane emissions, the overall greenhouse gas CO_2 equivalent decreased by 22%.
5. It was determined that the ecological effect of the hybrid powertrain is governed not only by fuel composition but also by the engine's start-stop regimes and the temperature state of the exhaust gas aftertreatment system.
6. The developed and validated *AVL CRUISE*TM numerical model of the hybrid vehicle accurately replicates the experimental WLTC results and is suitable for predicting the impact of fuel composition and control parameters. The simulation revealed that a 30% mass fraction hydrogen additive in gasoline improves combustion, reducing CO and HC emissions. CO_2 emissions decrease by 60%, but NO_x emissions increase by 31% (and by 93% when hydrogen is used with natural gas), indicating that such a solution is not rational without additional NO_x reduction technological measures.

7. From a practical perspective, a rational solution for the spark-ignition engine of a hybrid vehicle is the use of natural gas or dual fuels, applying coordinated control of valve timing and the ignition advance angle, and a catalytic converter with higher CH₄ oxidation efficiency. A hydrogen additive is viable only when combined with additional NO_x reduction measures, which would ensure higher energy efficiency while limiting the deterioration of ecological indicators.

Priedai

- A priedas.** Kibirkštinio uždegimo variklio stendiniuose bandymuose naudoto benzino kokybės pažymėjimo kopija
- B priedas.** Hibridinio automobilio stendiniuose bandymuose naudoto benzino kokybės pažymėjimo kopija ir degalų rodiklių lentelė
- C priedas.** Kibirkštinio uždegimo variklio darbo ciklo modeliavimo rezultatų ataskaita, naudojant GD
- D priedas.** Hibridinio automobilio eksperimentinių bandymų ir skaitinio modeliavimo skaičiavimo fragmentas

A priedas. Kibirkštinio uždegimo variklio standiniuose bandymuose naudoto benzino kokybės pažymėjimo kopija

Kokybės pažymėjimas Nr. 151940E_4005709



AUTOMOBILINIS BEŠVINIS 95 MARKĖS BENZINAS su deguonies kiekiu iki 3,7 % masės, su bioetanoliu, B klasė

Standartas: LST EN 228:2012+A1:2017 KN: 27101245 Pažymėjimo (forminimo) data: 2021-07-02 Produkto pagaminimo data: 2021-07-02

Produkto masė (svoris vakuume), t: 7.427 Automobilio nr.: MB JOD270 FH275

Kokybės rodikliai	Norma	Faktiškai	Metodai
1. Tiriamasis oktaninis skaičius (TOS), ne mažesnis	95,0**	97,1***	LST EN ISO 5164
2. Variklinis oktaninis skaičius (VOS), ne mažesnis	85,0**	85,2***	LST EN ISO 5163
3. Švino kiekis, mg/l, ne didesnis	5,0	mažiau 2,5*	
4. Tankis, esant 15 °C, kg/m ³	720,0 - 775,0	753,7**	LST EN ISO 3675 LST EN ISO 12185
5. Sieros kiekis, mg/kg, ne didesnis	10,0	7,8*	LST EN ISO 20846
6. Mangano kiekis, mg/l, ne didesnis	2,0	mažiau 2,0*	LST EN 16135
7. Oksidacinio stabilumo trukmė, minutės, ne mažesnė	360	360***	LST EN ISO 7536
8. Esamųjų dervų kiekis (išplautas tirpikliu), mg/100 ml, ne didesnis	5	1*	LST EN ISO 6246
9. Vario plokštelės korozija (3 h esant 50 °C), korozijos laipsnis, ne didesnis	1 klasė	1a*	LST EN ISO 2160
10. Išvaizda	švarus ir skaidrus	švarus ir skaidrus*	Aptiūrint LST EN ISO 22854
11. Angliavandenių kiekis, % tūrio, ne didesnis:			
alkanų (olefinų)	18,0	13,5***	
arenų (aromatinių)	35,0	32,9***	
12. Benzeno kiekis, % tūrio, ne didesnis	1,00	0,72***	LST EN ISO 22854
13. Deguonies kiekis, % masės, ne didesnis	3,7	3,55***	LST EN ISO 22854
14. Organinių deguoninių junginių (oksigenatų) kiekis, % tūrio, ne didesnis:			
metanolio	3,0	0*	
etanolio *	10,0	9,69***	
izopropilo alkoholio	12,0	0*	
izobutilo alkoholio	15,0	0*	
tretbutilo alkoholio	15,0	0*	
eterių (5 ar daugiau C atomų):	22,0		
- MTBE	nustatomas	0,09*	
- ETBE	nustatomas	0*	
- MTAE (TAME)	nustatomas	0*	
kitų oksigenatų	15,0	0*	
15. Garų slėgis, (GS), kPa	45,0 - 70,0	65,6***	LST EN 13016-1 LST EN ISO 3405
16. Distiliacijos charakteristikos:			
išgarinto produkto kiekis esant 70 °C, E 70, % tūrio	22,0 - 50,0	45,4***	
išgarinto produkto kiekis esant 100 °C, E 100, % tūrio	46,0 - 72,0	55,8***	
išgarinto produkto kiekis esant 150 °C, E 150, % tūrio, ne mažesnis	75,0	89,4***	
distiliacijos baigmės temperatūra (DBT), °C, ne aukštesnė	210	184,3***	
distiliacijos likutis, % tūrio, ne didesnis	2	1,0***	
17. Lakumo indeksas, LI	nenormuojamas	974***	LST EN 228 p.5.5.2

Akinė bendrovė „ORLEN Lietuva“ kaip gamintoja patvirtina, kad produktas „Automobilinis bešvinis 95 markės benzinas su deguonies kiekiu iki 3,7% masės, su bioetanoliu, D klasė“ atitinka standarto LST EN 228:2012 + A1:2017 ir Lietuvos Respublikoje vartojamų naftos produktų, biodegalų ir skystojo kuro privalomųjų kokybės rodiklių, patvirtintų Lietuvos Respublikos energetikos, aplinkos ir susisiekimo ministrų 2010 m. gruodžio 22 d. įsakymu Nr. 1-348/D1-1014/3-742, reikalavimus.

* Faktinė etanolio (bioetanolio) vertė nurodyta įvertinus Lietuvos Respublikoje vartojamų naftos produktų, biodegalų ir skystojo kuro privalomųjų kokybės rodiklių p. 9.2 reikalavimus (leistina paklaida ± 0,5 % tūrio).

** VOS ir TOS vertėms taikomas pataisinis faktorius pagal LST EN 228 2 lentelės b) pastabas reikalavimus.

*** Rodikliai iš gamintojo AB „ORLEN Lietuva“ kokybės pažymėjimo Nr. 151940.

**** Rodikliai iš autocisternų užpylimo valdymo programos ir automatizuotų matavimo sistemų.

***** Rodikliai iš akinės bendrovės „ORLEN Lietuva“ Kokybės tyrimų centro tyrimų protokolo Nr. A_21_1234 2021-06-26.

***** Rodikliai pasiskaičiuoti pagal AB „ORLEN Lietuva“ benzino be bioetanolio kokybės pažymėjimo Nr. 151940 duomenis ir bioetanolio atitinkamų kokybės rodiklių reglamentuotas vertes arba įvedamo bioetanolio faktines vertes iš bioetanolio kokybės pažymėjimo.



Važtaraščio Nr.: ORB-416623 2021-07-02

Vadybininkė
Giedrė Vainikaitė

Gytlautas Rimkus
Perkrovimo skyriaus vyresnysis operatorius

B priedas. Hibridinio automobilio stendiniuose bandymuose naudoto benzino kokybės pažymėjimo kopija ir degalų rodiklių lentelė

DAA dok.Nr.:S2A09335357863;2025-04-03
95 milles+

Kokybės pažymėjimas Nr. 481-2

AUTOMOBILINIS BĖŠVINIS 95 MARKĖS BENZINAS su deguonies kiekiu iki 3,7 % masos, su biotanoliumi, B klasė Standartas: LST EN 228:2012+A1:2017 KN: 27101245
Pažymėjimo įforminimo data: 2025-03-30.
Produkto rezervuarai: 14; 15



Kokybės rodikliai	Norma	Faktiškai	Metodai
1. Trausimo oksidinis skaičius (IOS), ne mažesnis	95.0**	96.5**	LST EN ISO 5164
2. Variklio oksidinis skaičius (VOS), ne mažesnis	85.0**	85.5**	LST EN ISO 5163
3. Švino kiekis, mg/l, ne didesnis	6.0	mažiau 2.5	
4. Tankis, esant 15 °C, kg/m³	720.0 - 775.0	748.3**	LST EN ISO 3675 LST EN ISO 12185
5. Siuros kiekis, mg/kg, ne didesnis	10.0	1.7*	LST EN ISO 20845
6. Mangano kiekis, mg/l, ne didesnis	2.0	mažiau 2.0*	LST EN 16135
7. Oksidacijos stabilumo turinys, minutes, ne mažesnis	360	360**	LST EN ISO 1536
8. Esantį degalų kiekį (šilumą šilumai), mg/100 ml, ne didesnis	5	1*	LST EN ISO 5246
9. Vėsus plokščios korozijos (3 h esant 50 °C), korozijos laipsnis, ne didesnis	1 klasė	1a*	LST EN ISO 1160
10. Išvaizda	švarus ir šaltas	švarus ir šaltas	Asb/inf
11. Apyšalvėnų kiekis, % tūrio, ne didesnis			LST EN ISO 22854
alkilų (olefinų)	18.0	8.9**	
arilų (aromatinių)	26.0	31.6**	
12. Benzeno kiekis, % tūrio, ne didesnis	1.00	0.85**	LST EN ISO 22854
13. Deguonies kiekis, % masės, ne didesnis	3.7	3.64**	LST EN ISO 22954
14. Organinių deguoninių junginių (oksigenatų) kiekis, % tūrio, ne didesnis			LST EN ISO 22854
metano	3.0	0*	
etanolo*	15.0	9.85**	
acetono alkoholio	12.0	0*	
izobuto alkoholio	15.0	0*	
trešbuoto alkoholio	15.0	0*	
etilo (5 ar daugiau C atomų)	22.0	0*	
- MTBE	nustatomas	0.10*	
- ETBE	nustatomas	0*	
- LTAE (TAME)	nustatomas	0*	
kiti oksigenatų	15.0	0*	
15. Galų stipis (GS) kPa	60.0 - 90.0	71.7**	LST EN 13016-1 LST EN ISO 3405
16. Destilacijos charakteristika:			
degerito produkto kiekis esant 70 °C, E 70, % tūrio	24.0 - 52.0	48.6**	
degerito produkto kiekis esant 100 °C, E 100, % tūrio	46.0 - 12.0	59.2**	
degerito produkto kiekis esant 150 °C, E 150, % tūrio, ne mažesnis	75.0	89.6**	
distilacijos baigties temperatūra (DBT), °C, ne aukštesnė	210	181.4**	
distilacijos likutis, % tūrio, ne didesnis	2	1.0**	
17. Lakumo rodiklis LI	nenormuojamas	105.7**	LST EN 228 p 5.5.2

* Faktinė etanolio (biotanolio) vertė nurodyta įvertinus Lietuvos Respublikoje vartojamų naftos produktų, biodegalų ir skystojo kuro privalomųjų kokybės rodiklių p. 9.2 reikalavimus (teistina paklaida ± 0,5 % tūrio).
** VOS ir IOS vertėms taikomas patalpinis faktorius pagal LST EN 228 2 lentelės b) pastabas reikalavimus.
* Rodikliai iš gamintojo AB „ORLEN Lietuva“ kokybės pažymėjimo Nr. 180191E.
** Rodikliai po skalavimų pagal AB „ORLEN Lietuva“ benzino bei biotanolio kokybės pažymėjimo Nr. 180191E duomenis ir biotanolio distilacijų kokybės rodiklių reikiamas vertes arba įvedamo biotanolio faktines vertes iš biotanolio kokybės pažymėjimo.
*** Rodikliai iš atskaitinės bendrovės „ORLEN Lietuva“ kokybės tyrimų centro tyrimų protokolo Nr. A_25_672 2025-03-24.

Circle K Terminal Lietuva UAB
Sandėlių g.44 LT 02248 Vilnius
Juridinio asmens kodas 304969398

Vyr terminalo operatorius Vjačeslav Meimaitis



Kopija
Duoda 2025.04.11 d.

Savybės	Benzinas	Gamtinės dujos
Tankis ρ , kg/m ³	748,3 *	0,7512
Žemutinis šilumingumas Hž.D, MJ/kg	41,90	49,22 **
Tiriamasis oktaniškas skaičius	96,5	120
Metano skaičius	–	90
Stechiometrinis oro/degalų santykis, kg/kg	14,11	17,1
Degalų sudėtis	Benzinas 90,15 % tūrio Etanolis 9,85 % tūrio	Metanas 95,38 % molio Etanas 3,67 % molio Propanas 0,352 % molio i-Butanas 0,0593 % molio n-Butanas 0,057 % molio neo-Pentanas 0,001 % molio i-Pentanas 0,007 % molio n-Pentanas 0,005 % molio C6 plus 0,001 % molio Azotas 0,320 % molio Anglies dvideginis 0,144 % molio
Vandenilis H, % masės	13,66	24,7
Anglis C, % masės	82,88	74,7
Deguonis O, % masės	3,46	–
C/H santykis	6,07	3,02

* Esant +15 °C matavimo temperatūrai; ** esant 0 °C matavimo temperatūrai, esant +25 °C degimo temperatūrai ir 101,325 kPa slėgiui (šaltinis: Circle K Terminal Lietuva, 2025; Amber Grid 2025).

C priedas. Kibirkštinio uždegimo variklio darbo ciklo modeliavimo rezultatų ataskaita, naudojant gamtines dujas

```
-----
AVL - B O O S T
Version:      v2021.2.0.0.0
Build:       Nov 17 2021 22:49:45
Git Build Hash: 3d243407fe17efe72e57925a2faebfe67a71f4c6
System:      x86_64-unknown-winnt_i19v19
-----
```

LICENSE

PROJECT

```
-----
Preprocessor Version : 2017
Case Set : Case Set
Case : Case
-----
```

```
Project ID: "BOOST BURN Utility"
Run ID: "AWS BURN"
Model date: "Sat Apr 6 10:31:19 2024"
```

ELEMENTS

```
-----
Element Name      Number
-----
PIPE              2
INTERNALBOUNDARY 2
CYLINDER          1
MEASURINGPOINT   2
ENGINE            1
PIPE_EMD          4
ALL_PIPES         2
ALL_BOUNDARIES   2
ALL_PIDS         1
PIPE_VAR_WALL_TEMP 2
-----
```

GLOBAL DATA

```
-----
Engine Speed :      2000.0 rpm
Calculationmode:  AWS-BURN Single
Cycle Duration:    720.00 degrees
Max. calc. period: 3960.00 degrees
Cycles calculated: 5 cycles
Calc. time steps:  1.00000 degrees (max)
                  1.00000 degrees
                  0.08333 ms
                  1.00000 degrees (short pipe)
                  0.08333 ms (short pipe)

Traces results step: 1.00000 degrees
User concentrations: 0
Ref. pressure:      100000.00 Pa
Ref. temperature:   300.000 K
Gas properties:     Variable
Gasproperties File: METHANE.BGP
  bgp_build_version: v2013.0.0.0.0
  bgp_build_host:    boosthost
  bgp_build_user:    boost
  bgp_build_date:    2012.03.23
  bgp_build_time:    08:00:00
Lower calorific:    0.49220E+08 J/kg
Stoic. A/F-ratio:   17.100

Warnings:           1
Convergence errors: 0
-----
```

PIPES

Total number of pipe cells: 3

Pipe nr.	Cells	Cell size [mm]	W.Heat [kJ]	Wall T [K]	Fric. coeff. [-]	Lam. Fric. Coeff. [-]	Heat Factor [-]	Volume [dm ³]
1	2	50.0	0.000	300.00	0.000000	64.000000	0.000000	0.088141
2	1	80.0	0.000	300.00	0.000000	64.000000	0.000000	0.064340

MEASURINGPOINTS: Average Values

Mp. nr.	Pipe Location [mm]	Diameter [mm]	Pressure [bar]	Temp. [K]	Ms.Temp. [K]	Velo. [m/s]	Massflow [g/s]	Massflow [g/cycle]	To.Ent.f. [kJ/s]	To.Ent.f. [kJ/cyc.]	Mach. [-]	Wtemp. [K]	Converg. [-]
1	1	100.0000	33.5000	1.0000	300.0	0.0	0.0000	0.0000	0.000	0.0000	0.00	300.0	0.000E+00
2	2	0.0000	32.0000	1.0000	300.0	0.0	0.0000	0.0000	0.000	0.0000	0.00	300.0	0.000E+00

INTERNALBOUNDARIES: Average Values

Internalb.nr./att. Pipe nr. / Massflow per cycle [g] : 1 / 1 / 0.0000
 Internalb.nr./att. Pipe nr. / Massflow per cycle [g] : 2 / 2 / 0.0000

CYLINDERS: Average Values

	Total Engine	Cyl. 1
Firing TDC [deg]		0.00
Bore [mm]		78.00
Stroke [mm]		83.60
ConrodL. [mm]		130.00
Piston pin offset [mm]		0.00
Swept Vol. [l]	0.3995	0.3995
Compression ratio [-]		10.70
Dyn. comp. ratio [-]		8.55

Combustion Data:

Combustion Char.		TrgtPreZ2.
Comb.start [deg]		-8.00
Comb.dur.1 [deg]		158.00
Peak Fir.Pres. [bar]	44.51	44.51
at Crankangle [deg]	15.00	15.00
Peak Pres.Rise[bar/deg]	1.30	1.30
at Crankangle [deg]	3.00	3.00
Peak Fir. Temp. [K]	2403.26	2403.26
at Crankangle [deg]	24.00	24.00
Peak T_burned [K]	2581.55	2581.55
at Crankangle [deg]	11.00	11.00
Res. Gascompr. [bar]	0.83	0.83
at Crankangle [deg]	349.00	349.00

Combustion Analysis Adaptation:

Pressure Offset [bar]	0.0000
TDC Offset [deg]	0.0000
Comp. Ratio Offset [-]	0.0000

Emissions (Classic Species Transport):

NOx: Calculated based on MTZ 34 1973 (12).
CO: Calculated based on SAE 2002-01-0006.
SOOT: Calculated based on MTZ 5/2002 (63).

NOX [g/kWh]	1.729950	1.729950
NOX [g/h]	9.099023	9.099023
NOX [ppm]	436.07	436.07
CO [g/kWh]	42.371363	42.371363
CO [g/h]	222.860778	222.860778
CO [ppm]	11441.43	11441.43
Soot [g/kWh]	46.015866	46.015866

Performance:

IMEP [bar]	8.2295	8.2295
Rel. to Ave. [-]		1.0000
IMEP Exh. [bar]	-0.9296	-0.9296
IMEP Int. [bar]	0.7610	0.7610
IMEP Gasex. [bar]	-0.1686	-0.1686
IMEP HP [bar]	8.3982	8.3982
FMEP [bar]	0.3295	0.3295
BMEP [bar]	7.9000	7.9000
AMEP;SMEP [bar]	0.0000	0.0000
ISFC [g/kWh]	188.8997	188.8997
Rel. to Ave. [-]		1.0000
ISFC (tr.f.) [g/kWh]	188.8997	188.8997
BSFC [g/kWh]	196.7792	196.7792
Indicated Eff. [-]	0.3812	0.3812
Iso vol. comb. Eff [-]	0.9423	0.9423
Polytropic coeff. [-]		1.4065

Fuel Mass Balance:

Inj. Fuelmass [g]	0.017250	0.017250
Asp.Trap. Fuelmass [g]	0.000000	0.000000
Fuelmassfl.(A+I) [g/s]	0.287500	0.287500
Fuelmass tot.trap. [g]	0.017250	0.017250
Trapped Fuelm.fl.[g/s]	0.287500	0.287500
Trapp. Eff. Fuel [-]	1.0000	1.0000

Energy Balance Cylinder:

Fuel Energy [kJ]	0.86250	0.86250
Released Energy [kJ]	0.82175	0.82175
-> Brake Power [%]	38.403	38.403
-> Loss: Friction [%]	1.602	1.602
-> Loss: Piston [%]	5.370	5.370
-> Loss: Head [%]	6.004	6.004
-> Loss: Liner [%]	3.898	3.898
-> Loss: Int. Port [%]	0.000	0.000
-> Loss: Exh. Port [%]	0.000	0.000
-> Loss: Exh. Gas [%]	0.324	0.324
Eff. Rel. Energy [kJ]	0.81893	0.81893
Gross Rel. Energy [kJ]	0.83704	0.83704
Eff.Gross Rel.Ener.[kJ]	0.83423	0.83423
Energy Balance [-]	0.9999	0.9999
Eff. Energy Balance [-]	0.9965	0.9965

```

Blowby:
-----
Blowbymass [g]                0.000000    0.000000
BlowbymassfL [g/s]           0.000000    0.000000
Blowby Heat Flow [kJ]        0.000000    0.000000

Reference Values at Start of High Pressure:
-----
Pressure at SHP[bar]          1.1787      1.1787
Temperature [K]               434.48      434.48
Air Massfl. [g/s]             5.002083    5.002083
Fuel Massfl. [g/s]           0.287500    0.287500
Trapp. Eff. Air [-]           1.0000      1.0000
Trapp. Eff.Fuel [-]           1.0000      1.0000
A/F-Ratio (cmb.) [-]          17.40       17.40
Excess Air Ratio [-]          0.9998      0.9998

Reference Values at Start Of Combustion:
-----
Pressure [bar]                 22.1627     22.1627
Temperature [K]                1006.86     1006.86

Residual Gas:
-----
Res.gas content [-]           0.1000      0.1000
External EGR [-]              0.0000      0.0000
Internal EGR [-]              0.1000      0.1000
Com.Prod.Mass. at EO [g]      0.345123    0.345123
Res.gas mass at SHP [g]       0.033347    0.033347
Res.gas aspirated IN [g]      0.000000    0.000000
Res.gas from intake [g]       0.000000    0.000000
Rel. to Total [-]             0.0000      0.0000
Res.gas flow EX [g]           0.000000    0.000000
Res.gas from exhaust [g]      0.000000    0.000000
Rel. to Total [-]             0.0000      0.0000

Gas Exchange:
-----
Volumetric Eff. [-]           0.6471      0.6471
Rel. to Ave. [-]              1.0000
  Rel. To MP 1 [-]            0.6471      0.6471
Total Mass at SHP[g]          0.3335      0.3335
Mass Delivered [g]            0.30012     0.30012
Mass Delivered [g/s]          5.00208     5.00208
Delivery Ratio [-]            0.6471      0.6471
Rel. to Ave. [-]              1.0000
  Rel. To MP 1 [-]            0.6471      0.6471
Av.Airmass at SHP[g]          0.3001      0.3001
Air Delivered [g]             0.30012     0.30012
Air Delivered [g/s]           5.00208     5.00208
Airdeliveryratio [-]          0.6471      0.6471
Rel. to Ave. [-]              1.0000
  Rel. To MP 1 [-]            0.6471      0.6471
Airmass Trapped [g]           0.30012     0.30012
Airmass Trapped [g/s]         5.00208     5.00208
Trapp. Eff. Air [-]           1.0000      1.0000
Rel. to Ave. [-]              1.0000
Airpurity [-]                 0.9000      0.9000
Dyn. Swirl [-]                0.0000      0.0000
Dyn. Tumble [-]               0.0000      0.0000

```

Wall Heatlosses:

Piston [kJ]	-0.0441	-0.0441
Piston Temperature [K]		573.15
Cylinderhead [kJ]	-0.04934	-0.04934
Head Temperature [K]		553.15
Cylinderliner [kJ]	-0.03203	-0.03203
LinerTDC Temperature [K]		523.15
LinerBDC Temperature [K]		373.15
Sum of Wallheat [kJ]	-0.12550	-0.12550
Wall Heatlosses in High Pressure Phase:		
Piston HP [kJ]	-0.04413	-0.04413
Cylinderhead HP [kJ]	-0.04934	-0.04934
Cylinderliner HP [kJ]	-0.03203	-0.03203
Sum of Wallheat HP [kJ]	-0.12550	-0.12550
Wall Heatlosses Related to Heatinput:		
Piston [-]	-0.0512	-0.0512
Cylinderhead [-]	-0.0572	-0.0572
Cylinderliner [-]	-0.0371	-0.0371
Sum of Wallheat [-]	-0.1455	-0.1455
M. Eff. HTC [W/m2/K]	182.72	182.72
M. Eff. Temp. [K]	1657.00	1657.00

Reference Values at EO:

Pressure [bar]	3.40	3.40
Temperature [K]	1359.89	1359.89
A/F-Ratio [-]	17.40	17.40
Com.Prod.Conc. [-]	0.98490	0.98490
Fuel Concentr. [-]	0.000000	0.000000

Average Values of Pipeattachements:

Attached Pipe		1
Vlv/Prt.Op.Clr.0mm[deg]		235.00
Vlv/Prt.Op.Eff.0mm[deg]		235.00
Vlv/Prt.Op.Eff.1mm[deg]		254.00
Vlv/Prt.Op.Udef.mm[deg]		235.00
Vlv/Prt.Cl.Clr.0mm[deg]		605.00
Vlv/Prt.Cl.Eff.0mm[deg]		605.00
Vlv/Prt.Cl.Eff.1mm[deg]		596.00
Vlv/Prt.Cl.Udef.mm[deg]		605.00
Cam Phasing [deg]		0.00
Massflow [g/cycle]		0.000000
Wallheat [kJ/cycle]		0.000000
rel.to Heatinp.[-]		0.0000
Attached Pipe		2
Vlv/Prt.Op.Clr.0mm[deg]		150.00
Vlv/Prt.Op.Eff.0mm[deg]		150.00
Vlv/Prt.Op.Eff.1mm[deg]		159.00
Vlv/Prt.Op.Udef.mm[deg]		150.00
Vlv/Prt.Cl.Clr.0mm[deg]		520.00
Vlv/Prt.Cl.Eff.0mm[deg]		520.00
Vlv/Prt.Cl.Eff.1mm[deg]		501.00
Vlv/Prt.Cl.Udef.mm[deg]		520.00
Cam Phasing [deg]		0.00
Massflow [g/cycle]		0.000000
Wallheat [kJ/cycle]		0.000000
rel.to Heatinp.[-]		0.0000

OVERALL ENGINE PERFORMANCE:

=====

Indicated Torque	:	26.16 Nm		Indicated Specific Torque	:	65.49 Nm/l	
Indicated Power	:	5.48 kw,	7.45 PS	Indicated Specific Power	:	13.72 kw/l,	18.65 PS/l
Friction Torque	:	1.05 Nm		Friction Power	:	0.22 kw	
Effective Torque	:	25.11 Nm		Effective Specific Torque	:	62.87 Nm/l	
Effective Power	:	5.26 kw,	7.15 PS	Effective Specific Power	:	13.17 kw/l,	17.90 PS/l

Required time for reading the inputfile and initialisation:	0.00 min
Required time for the calculation:	0.02 min
Required time for writing the outputfile:	0.00 min
Required total time:	0.02 min
Required total CPU-time:	0.61 sec

D priedas. Hibridinio automobilio eksperimentinių bandymų ir skaitinio modeliavimo skaičiavimo fragmentas

Time	CO2 (%)	CO (ppm)	NOx (ppm)	CH4 (ppm)	C3H8 (ppm)	GD_Be, kg/h	B _{air} (g/s)	Eng Load (%)	GD_n
1487	7,80	3726,80	512,60	667,46	31,49	2,15	8,42	66,64	1476,50
1488	7,58	3773,20	517,40	665,48	32,08	2,29	3,21	61,13	1229,50
1489	7,58	3773,20	517,40	665,48	32,08	0,00	0,00	0,00	0,00
1490	7,43	3793,70	519,40	665,43	32,66	0,00	0,00	0,00	0,00
1491	7,36	3801,30	520,20	665,48	32,66	0,00	0,00	0,00	0,00
1492	7,36	3801,30	520,20	665,48	32,66	0,00	0,00	0,00	0,00
1493	7,36	3801,30	520,20	665,48	32,66	0,00	0,00	0,00	0,00
1494	7,14	3816,10	522,00	665,97	33,24	0,00	0,00	0,00	0,00
1495	7,14	3816,10	522,00	665,97	33,24	0,00	0,00	0,00	0,00
1496	6,99	3821,10	522,60	666,77	33,83	0,00	0,00	0,00	0,00
1497	6,99	3821,10	522,60	666,77	33,83	0,00	0,00	0,00	0,00
1498	6,84	3823,10	523,00	667,95	34,41	0,00	0,00	0,00	0,00
1499	6,84	3823,10	523,00	667,95	34,41	1,64	27,03	86,74	1051,50
1500	6,70	3822,90	523,20	669,64	34,99	3,00	23,52	88,50	1840,50
1501	6,70	3822,90	523,20	669,64	34,99	3,26	20,47	91,84	1717,00
1502	6,55	3822,20	523,30	671,81	35,58	2,93	19,22	92,20	1967,00
1503	6,55	3822,20	523,30	671,81	35,58	2,80	19,49	91,34	1967,00
1504	8,41	3822,40	523,50	675,18	36,16	2,70	18,95	90,63	1675,00
1505	6,41	3822,40	523,50	675,18	36,16	2,70	16,91	90,20	1549,00
1506	6,27	3768,70	518,30	674,69	36,16	2,71	14,45	90,09	1525,75
1507	6,27	3768,70	518,30	674,69	36,16	2,71	10,14	89,27	1578,75
1508	7,19	3768,70	518,30	674,69	36,16	2,70	12,26	86,32	1522,50
1509	7,19	3693,80	511,20	673,25	36,16	2,69	7,56	82,40	1522,50
1510	7,19	3693,80	511,20	673,25	36,16	2,69	7,86	68,26	1522,50
1511	7,19	3654,80	506,90	673,30	36,16	2,68	10,60	62,86	1525,75
1512	7,19	3654,80	506,90	673,30	36,16	2,68	9,60	86,74	1578,75
1513	7,19	3624,50	503,30	674,29	36,74	2,67	11,60	88,50	1522,50
1514	7,19	3599,40	500,00	676,07	36,74	2,68	13,57	91,84	1522,50
1515	7,19	3599,40	500,00	676,07	36,74	2,68	11,92	92,20	1675,00
1516	7,19	3577,50	497,00	678,45	37,32	2,67	23,68	81,45	1308,50
1517	7,19	3577,50	497,00	678,45	37,32	2,67	32,90	87,03	1847,50
1518	7,19	3556,70	493,80	681,17	37,32	2,69	37,68	91,31	2344,50
1519	7,19	3556,70	493,80	681,17	37,32	3,11	40,30	91,37	2509,25
1520	7,19	3533,80	490,30	683,84	37,91	3,74	43,50	91,69	2685,75
1521	7,19	3533,80	490,30	683,84	37,91	5,62	46,88	91,76	2685,75
1522	7,19	3507,60	486,20	686,37	37,91	6,26	50,41	92,98	2860,00
1523	7,19	3507,60	486,20	686,37	37,91	5,83	51,89	93,93	3096,00
1524	7,19	3475,50	482,50	689,63	38,49	4,28	44,75	92,74	3315,50
1525	7,19	3475,50	482,50	689,63	38,49	3,64	26,07	86,33	3048,25
1526	7,19	3441,30	479,60	693,40	38,49	2,72	22,57	80,98	2265,50
1527	7,19	3441,30	479,60	693,40	38,49	2,64	19,55	90,52	1689,00
1528	7,19	3441,30	479,60	693,40	38,49	2,73	15,25	89,78	1578,00

Time	GD_v	GD_λ	GD_TPK _p	GD_TPK _u	GD_UPK	B _{air} (g)	m _{ex} , kg/h	Mex, g/mol	GD_CO ₂
1487	19,51	0,98	625,56	505,67	28,90	14019,01	32,44	29,53	0,85
1488	20,39	0,98	625,47	505,39	13,27	14022,21	13,83	29,48	0,35
1489	21,67	0,99	625,37	505,11	5,00	14022,21	0,00	29,48	0,00
1490	23,00	0,99	625,26	504,84	5,00	14022,21	0,00	29,44	0,00
1491	25,37	0,99	625,09	504,72	5,00	14022,21	0,00	29,42	0,00
1492	28,04	1,00	625,03	505,28	5,00	14022,21	0,00	29,42	0,00
1493	30,45	1,01	625,87	506,59	5,00	14022,21	0,00	29,42	0,00
1494	32,01	1,06	627,94	508,67	5,00	14022,21	0,00	29,35	0,00
1495	36,30	1,23	631,29	511,41	5,00	14022,21	0,00	29,35	0,00
1496	39,93	1,23	635,91	514,79	5,00	14022,21	0,00	29,25	0,00
1497	43,48	1,23	641,74	518,77	5,00	14022,21	0,00	29,25	0,00
1498	46,00	1,23	648,76	523,24	5,00	14022,21	0,00	29,01	0,00
1499	46,04	1,23	656,76	528,00	21,91	14049,24	98,94	29,01	2,32
1500	47,89	1,23	665,05	532,49	21,24	14072,76	87,65	28,69	2,04
1501	48,75	0,99	672,57	535,97	21,89	14093,23	76,97	28,69	1,79
1502	49,08	0,93	678,65	538,65	23,00	14112,45	72,11	28,46	1,65
1503	50,32	1,02	683,33	540,54	23,00	14131,93	72,95	28,46	1,67
1504	50,18	1,00	687,05	541,67	24,83	14150,88	70,92	28,91	2,06
1505	51,55	0,99	691,08	541,76	32,64	14167,80	63,58	28,39	1,43
1506	51,78	0,98	690,71	541,64	39,37	14182,25	54,74	28,44	1,20
1507	52,37	0,98	690,06	541,43	15,88	14192,39	39,22	28,44	0,86
1508	52,60	1,00	688,91	541,40	5,68	14204,65	46,83	28,86	1,16
1509	53,77	1,00	687,48	541,91	9,26	14212,21	29,92	28,86	0,74
1510	55,31	0,99	686,07	543,06	13,93	14220,07	30,97	28,93	0,77
1511	56,26	1,00	685,17	544,20	15,21	14230,67	40,84	28,93	1,01
1512	56,04	0,97	684,90	544,71	13,93	14240,27	37,24	28,94	0,92
1513	57,83	0,98	685,04	547,47	7,00	14251,86	44,43	28,94	1,10
1514	58,61	1,00	686,01	550,99	9,26	14265,44	51,54	28,92	1,28
1515	61,40	1,13	688,42	555,14	13,93	14277,35	45,58	28,92	1,13
1516	64,18	1,23	692,06	559,82	15,21	14301,03	87,91	28,86	2,18
1517	66,97	1,10	696,75	564,84	18,19	14333,93	121,11	28,86	3,01
1518	69,17	0,92	702,27	570,20	22,50	14371,61	138,34	28,78	3,44
1519	68,98	1,00	708,38	575,77	22,50	14411,91	148,19	28,78	3,69
1520	72,40	0,98	708,38	575,77	22,56	14455,40	160,32	28,69	4,00
1521	75,53	0,98	712,65	578,86	23,49	14502,28	174,38	28,69	4,35
1522	73,70	1,00	716,65	581,76	23,04	14552,69	187,74	28,58	4,71
1523	71,20	0,99	720,39	584,48	25,54	14604,58	192,63	28,58	4,83
1524	70,31	0,97	723,88	587,01	42,61	14649,33	165,37	28,50	4,16
1525	69,43	0,99	727,11	589,35	31,05	14675,40	97,48	28,50	2,45
1526	69,01	0,99	730,08	591,51	22,75	14697,97	83,99	28,47	2,11
1527	68,94	0,98	732,79	593,47	31,14	14717,52	73,00	28,47	1,84
1528	68,87	0,98	735,24	595,25	25,00	14732,77	57,64	28,47	1,45

Time	GD_CO	GD_NO _x	GD_CH ₄	GD_C ₃ H ₈	GD_ΣCO ₂	GD_ΣCO	GD_ΣNO _x	GD_ΣCH ₄
1487	0,03	0,00	0,00	0,00	1238,93	26,98	5,11	3,46
1488	0,01	0,00	0,00	0,00	1239,29	26,99	5,11	3,47
1489	0,00	0,00	0,00	0,00	1239,29	26,99	5,11	3,47
1490	0,00	0,00	0,00	0,00	1239,29	26,99	5,11	3,47
1491	0,00	0,00	0,00	0,00	1239,29	26,99	5,11	3,47
1492	0,00	0,00	0,00	0,00	1239,29	26,99	5,11	3,47
1493	0,00	0,00	0,00	0,00	1239,29	26,99	5,11	3,47
1494	0,00	0,00	0,00	0,00	1239,29	26,99	5,11	3,47
1495	0,00	0,00	0,00	0,00	1239,29	26,99	5,11	3,47
1496	0,00	0,00	0,00	0,00	1239,29	26,99	5,11	3,47
1497	0,00	0,00	0,00	0,00	1239,29	26,99	5,11	3,47
1498	0,00	0,00	0,00	0,00	1239,29	26,99	5,11	3,47
1499	0,08	0,01	0,01	0,00	1241,61	27,07	5,12	3,47
1500	0,07	0,01	0,00	0,00	1243,65	27,15	5,14	3,48
1501	0,07	0,01	0,00	0,00	1245,44	27,21	5,15	3,48
1502	0,06	0,01	0,00	0,00	1247,10	27,28	5,16	3,48
1503	0,06	0,01	0,00	0,00	1248,77	27,34	5,17	3,49
1504	0,06	0,01	0,00	0,00	1250,82	27,40	5,18	3,49
1505	0,05	0,01	0,00	0,00	1252,25	27,45	5,19	3,49
1506	0,05	0,01	0,00	0,00	1253,46	27,50	5,20	3,50
1507	0,03	0,01	0,00	0,00	1254,32	27,53	5,20	3,50
1508	0,04	0,01	0,00	0,00	1255,48	27,57	5,21	3,50
1509	0,02	0,00	0,00	0,00	1256,22	27,59	5,22	3,50
1510	0,03	0,00	0,00	0,00	1256,99	27,62	5,22	3,50
1511	0,03	0,01	0,00	0,00	1258,00	27,65	5,23	3,51
1512	0,03	0,01	0,00	0,00	1258,92	27,68	5,23	3,51
1513	0,04	0,01	0,00	0,00	1260,02	27,72	5,24	3,51
1514	0,04	0,01	0,00	0,00	1261,30	27,76	5,25	3,51
1515	0,04	0,01	0,00	0,00	1262,43	27,80	5,25	3,52
1516	0,07	0,01	0,00	0,00	1264,61	27,87	5,26	3,52
1517	0,10	0,02	0,01	0,00	1267,62	27,96	5,28	3,53
1518	0,11	0,02	0,01	0,00	1271,06	28,07	5,30	3,53
1519	0,12	0,02	0,01	0,00	1274,75	28,19	5,32	3,54
1520	0,13	0,02	0,01	0,00	1278,75	28,31	5,35	3,55
1521	0,14	0,02	0,01	0,00	1283,11	28,45	5,37	3,56
1522	0,15	0,03	0,01	0,00	1287,81	28,60	5,40	3,57
1523	0,15	0,03	0,01	0,00	1292,64	28,75	5,42	3,58
1524	0,13	0,02	0,01	0,00	1296,80	28,88	5,45	3,59
1525	0,08	0,01	0,01	0,00	1299,25	28,95	5,46	3,59
1526	0,06	0,01	0,00	0,00	1301,36	29,02	5,47	3,60
1527	0,06	0,01	0,00	0,00	1303,20	29,07	5,48	3,60
1528	0,04	0,01	0,00	0,00	1304,65	29,12	5,49	3,61

Time	GD_ΣC ₃ H ₈	m _{ex} , kg	GD_ΣB _e	GD_S	GD_P _e , kW	GD_A _e , kWh	GD_a	GD_BTE
1487	0,38	14,51	0,49	14,45	9,47	2,424	0,906	0,323
1488	0,38	14,52	0,49	14,45	7,11	2,426	0,243	0,227
1489	0,38	14,52	0,49	14,46	0,00	2,426	0,358	0,000
1490	0,38	14,52	0,49	14,47	0,00	2,426	0,368	0,000
1491	0,38	14,52	0,49	14,48	0,00	2,426	0,657	0,000
1492	0,38	14,52	0,49	14,48	0,00	2,426	0,743	0,000
1493	0,38	14,52	0,49	14,49	0,00	2,426	0,669	0,000
1494	0,38	14,52	0,49	14,50	0,00	2,426	0,434	0,000
1495	0,38	14,52	0,49	14,51	0,00	2,426	1,193	0,000
1496	0,38	14,52	0,49	14,53	0,00	2,426	1,008	0,000
1497	0,38	14,52	0,49	14,54	0,00	2,426	0,987	0,000
1498	0,38	14,52	0,49	14,55	0,00	2,426	0,699	0,000
1499	0,38	14,54	0,49	14,57	5,94	2,428	0,010	0,265
1500	0,38	14,57	0,49	14,58	11,22	2,431	0,516	0,274
1501	0,38	14,59	0,50	14,60	10,79	2,434	0,238	0,242
1502	0,38	14,61	0,50	14,61	12,57	2,437	0,091	0,314
1503	0,38	14,63	0,50	14,63	12,45	2,441	0,345	0,325
1504	0,39	14,65	0,50	14,64	10,36	2,444	-0,040	0,281
1505	0,39	14,67	0,50	14,66	9,46	2,446	0,381	0,256
1506	0,39	14,68	0,50	14,67	9,30	2,449	0,064	0,251
1507	0,39	14,69	0,50	14,69	9,56	2,451	0,165	0,258
1508	0,39	14,71	0,50	14,70	8,89	2,454	0,064	0,241
1509	0,39	14,71	0,50	14,72	15,75	2,458	0,325	0,428
1510	0,39	14,72	0,50	14,74	13,05	2,462	0,429	0,355
1511	0,39	14,73	0,50	14,75	12,05	2,465	0,262	0,328
1512	0,39	14,74	0,50	14,77	13,28	2,469	-0,060	0,362
1513	0,39	14,76	0,50	14,79	13,01	2,473	0,496	0,356
1514	0,39	14,77	0,51	14,81	13,51	2,476	0,218	0,369
1515	0,39	14,78	0,51	14,82	15,06	2,481	0,774	0,412
1516	0,39	14,81	0,51	14,84	12,17	2,484	0,774	0,333
1517	0,39	14,84	0,51	14,86	15,83	2,488	0,774	0,434
1518	0,39	14,88	0,51	14,88	17,19	2,493	0,611	0,467
1519	0,39	14,92	0,51	14,91	18,48	2,498	-0,053	0,434
1520	0,39	14,97	0,51	14,93	19,91	2,504	0,952	0,390
1521	0,40	15,01	0,51	14,95	19,93	2,509	0,868	0,259
1522	0,40	15,07	0,51	14,97	21,54	2,515	-0,506	0,252
1523	0,40	15,12	0,51	14,99	23,56	2,522	-0,696	0,296
1524	0,40	15,17	0,52	15,01	24,86	2,529	-0,246	0,425
1525	0,40	15,19	0,52	15,04	21,32	2,535	-0,246	0,429
1526	0,40	15,22	0,52	15,06	14,70	2,539	-0,116	0,395
1527	0,40	15,24	0,52	15,08	11,94	2,542	-0,020	0,330
1528	0,40	15,25	0,52	15,10	10,99	2,545	-0,020	0,294

Laikas, s	Galia, kW	Sūkliai, rpm	Apkrova, bar	Greitis, km/h	Atstumas, m	Pagreitis, m/s ²
1064	-0,001	9,426	-0,069	13,548	8205,288	0,651
1065	-0,006	19,206	-0,141	16,699	8209,455	1,061
1066	6,232	667,062	4,490	20,974	8214,666	0,257
1067	3,228	1078,370	1,438	23,508	8220,760	0,771
1068	3,444	1086,160	1,524	24,469	8227,466	0,206
1069	4,045	1110,121	1,751	25,390	8234,381	0,314
1070	4,884	1146,344	2,048	26,796	8241,611	0,538
1071	7,455	1280,742	2,797	29,263	8249,376	0,799
1072	10,477	1498,374	3,360	32,437	8257,933	0,958
1073	13,997	1780,102	3,779	36,147	8267,446	1,104
1074	18,991	2233,906	4,086	40,461	8278,069	1,314
1075	24,563	2764,007	4,271	45,705	8290,004	1,697
1076	24,041	2711,413	4,261	50,034	8302,620	1,219
1077	17,085	2055,446	3,995	53,645	8316,653	0,597
1078	18,850	2220,886	4,079	56,174	8331,878	0,846
1079	22,296	2533,428	4,229	59,398	8347,925	0,897
1080	11,271	1559,476	3,473	60,617	8364,247	0,198
1081	13,661	1752,509	3,746	62,104	8381,269	0,491
1082	9,475	1420,139	3,206	62,882	8398,593	0,323
1083	6,360	1214,865	2,516	62,793	8416,100	-0,336
1084	1,423	915,701	0,747	61,067	8433,316	-0,459
1085	0,897	935,744	0,461	59,300	8450,038	-0,473
1086	2,939	1066,228	1,325	58,813	8466,255	-0,098
1087	2,284	1041,041	1,054	58,116	8482,498	-0,056
1088	4,975	1150,040	2,079	58,310	8498,656	0,112
1089	6,355	1217,338	2,509	58,726	8514,912	0,100
1090	4,865	1144,719	2,043	58,562	8531,217	-0,055
1091	5,437	1171,987	2,230	58,562	8547,475	0,054
1092	6,788	1240,941	2,629	58,955	8563,787	0,176
1093	9,116	1393,737	3,143	59,937	8580,282	0,373
1094	12,635	1669,559	3,637	61,550	8597,145	0,506
1095	12,586	1663,262	3,637	63,002	8614,481	0,095
1096	8,864	1374,543	3,099	63,350	8632,024	0,136
1097	10,125	1470,832	3,308	64,118	8649,706	0,254
1098	5,986	1194,901	2,408	63,913	8667,536	-0,300
1099	1,251	975,517	0,616	62,437	8685,101	-0,514
1100	0,899	935,676	0,462	60,157	8702,153	-0,558
1101	0,789	939,791	0,404	58,970	8717,849	-0,285
1102	2,725	1057,155	1,239	58,528	8734,149	-0,310
1103	4,510	1131,723	1,915	58,475	8750,356	0,225
1104	9,998	1461,597	3,287	59,922	8766,774	0,536
1105	15,575	1915,520	3,908	62,126	8783,714	0,651
1106	13,089	1702,782	3,694	63,713	8801,166	0,057
1107	9,110	1392,407	3,144	64,008	8818,895	0,135
1108	11,618	1586,655	3,519	65,116	8836,828	0,072
1109	4,355	1121,999	1,865	64,027	8854,813	-0,494
1110	1,248	922,395	0,650	62,342	8872,357	-0,461
1111	3,734	1097,942	1,635	61,496	8889,325	0,019
1112	2,747	1059,747	1,246	60,792	8906,317	0,055
1113	9,960	1459,209	3,280	62,135	8923,347	0,594
1114	19,774	2305,305	4,122	64,815	8940,957	0,850
1115	27,408	3042,521	4,329	68,005	8959,398	0,929
1116	16,813	2028,937	3,982	69,295	8978,200	0,285

Degalų sąnaudos, Be								
Laikas, s	B, kg/h	B_H10, kg/h	B_H20, kg/h	B_H30, kg/h	GD, kg/h	GD_H10, kg/h	GD_H20, kg/h	GD_H30, kg/h
1064	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
1065	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
1066	2,581	2,065	1,678	1,461	2,115	1,903	1,692	1,480
1067	1,904	1,523	1,237	1,078	1,560	1,404	1,248	1,092
1068	1,931	1,544	1,255	1,093	1,582	1,424	1,266	1,107
1069	2,003	1,603	1,302	1,134	1,642	1,477	1,313	1,149
1070	2,095	1,676	1,362	1,186	1,717	1,545	1,374	1,202
1071	2,414	1,931	1,569	1,367	1,978	1,780	1,583	1,385
1072	2,919	2,335	1,897	1,652	2,392	2,153	1,913	1,674
1073	3,599	2,879	2,339	2,037	2,949	2,654	2,359	2,064
1074	4,642	3,714	3,017	2,628	3,804	3,423	3,043	2,663
1075	5,867	4,693	3,813	3,321	4,807	4,327	3,846	3,365
1076	5,754	4,603	3,740	3,257	4,715	4,243	3,772	3,300
1077	4,241	3,393	2,757	2,401	3,475	3,128	2,780	2,433
1078	4,612	3,690	2,998	2,611	3,779	3,401	3,023	2,645
1079	5,365	4,292	3,487	3,037	4,396	3,957	3,517	3,077
1080	3,065	2,452	1,992	1,735	2,511	2,260	2,009	1,758
1081	3,529	2,824	2,294	1,998	2,892	2,603	2,314	2,024
1082	2,728	2,183	1,773	1,544	2,236	2,012	1,789	1,565
1083	2,277	1,821	1,480	1,289	1,866	1,679	1,492	1,306
1084	1,672	1,337	1,086	0,946	1,370	1,233	1,096	0,959
1085	1,627	1,301	1,057	0,921	1,333	1,200	1,066	0,933
1086	1,867	1,493	1,213	1,057	1,530	1,377	1,224	1,071
1087	1,783	1,427	1,159	1,009	1,461	1,315	1,169	1,023
1088	2,106	1,684	1,369	1,192	1,725	1,553	1,380	1,208
1089	2,277	1,822	1,480	1,289	1,866	1,679	1,493	1,306
1090	2,093	1,674	1,360	1,185	1,715	1,543	1,372	1,200
1091	2,161	1,729	1,405	1,223	1,771	1,594	1,417	1,240
1092	2,331	1,865	1,515	1,319	1,910	1,719	1,528	1,337
1093	2,662	2,130	1,730	1,507	2,181	1,963	1,745	1,527
1094	3,327	2,661	2,162	1,883	2,726	2,453	2,181	1,908
1095	3,316	2,653	2,155	1,877	2,717	2,446	2,174	1,902
1096	2,619	2,095	1,702	1,482	2,146	1,931	1,717	1,502
1097	2,853	2,282	1,854	1,615	2,338	2,104	1,870	1,636
1098	2,228	1,783	1,448	1,261	1,826	1,643	1,461	1,278
1099	1,666	1,332	1,083	0,943	1,365	1,228	1,092	0,955
1100	1,627	1,301	1,057	0,921	1,333	1,200	1,066	0,933
1101	1,617	1,294	1,051	0,915	1,325	1,193	1,060	0,928
1102	1,839	1,471	1,195	1,041	1,507	1,356	1,205	1,055
1103	2,054	1,643	1,335	1,163	1,683	1,515	1,346	1,178
1104	2,829	2,263	1,839	1,601	2,318	2,086	1,854	1,623
1105	3,929	3,143	2,554	2,224	3,219	2,898	2,576	2,254
1106	3,415	2,732	2,220	1,933	2,798	2,519	2,239	1,959
1107	2,661	2,129	1,730	1,506	2,181	1,963	1,745	1,526
1108	3,128	2,502	2,033	1,771	2,563	2,307	2,051	1,794
1109	2,036	1,629	1,323	1,152	1,668	1,501	1,335	1,168
1110	1,656	1,325	1,077	0,938	1,357	1,222	1,086	0,950
1111	1,966	1,573	1,278	1,113	1,611	1,450	1,289	1,128
1112	1,842	1,474	1,197	1,043	1,510	1,359	1,208	1,057
1113	2,822	2,258	1,834	1,597	2,312	2,081	1,850	1,619
1114	4,810	3,848	3,126	2,723	3,941	3,547	3,153	2,759
1115	6,525	5,220	4,241	3,693	5,346	4,812	4,277	3,742
1116	4,184	3,347	2,720	2,369	3,429	3,086	2,743	2,400

Degalų masė, m _e								
Laikas, s	ΣB, kg	ΣB_H10, kg	ΣB_H20, kg	ΣB_H30, kg	ΣGD, kg	ΣGD_H10, kg	ΣGD_H20, kg	ΣGD_H30, kg
1064	0,295	0,236	0,192	0,167	0,242	0,218	0,193	0,169
1065	0,295	0,236	0,192	0,167	0,242	0,218	0,193	0,169
1066	0,295	0,236	0,192	0,167	0,242	0,218	0,194	0,169
1067	0,296	0,237	0,192	0,168	0,242	0,218	0,194	0,170
1068	0,296	0,237	0,193	0,168	0,243	0,219	0,194	0,170
1069	0,297	0,238	0,193	0,168	0,243	0,219	0,195	0,170
1070	0,298	0,238	0,193	0,168	0,244	0,219	0,195	0,171
1071	0,298	0,239	0,194	0,169	0,244	0,220	0,195	0,171
1072	0,299	0,239	0,194	0,169	0,245	0,220	0,196	0,171
1073	0,300	0,240	0,195	0,170	0,246	0,221	0,197	0,172
1074	0,301	0,241	0,196	0,170	0,247	0,222	0,197	0,173
1075	0,302	0,242	0,197	0,171	0,248	0,223	0,198	0,173
1076	0,304	0,243	0,198	0,172	0,249	0,224	0,199	0,174
1077	0,305	0,244	0,199	0,173	0,250	0,225	0,200	0,175
1078	0,307	0,245	0,199	0,174	0,251	0,226	0,201	0,176
1079	0,308	0,246	0,200	0,174	0,252	0,227	0,202	0,177
1080	0,309	0,247	0,201	0,175	0,253	0,228	0,203	0,177
1081	0,310	0,248	0,202	0,176	0,254	0,229	0,203	0,178
1082	0,311	0,249	0,202	0,176	0,255	0,229	0,204	0,178
1083	0,312	0,249	0,203	0,176	0,255	0,230	0,204	0,179
1084	0,312	0,250	0,203	0,177	0,256	0,230	0,205	0,179
1085	0,313	0,250	0,203	0,177	0,256	0,231	0,205	0,179
1086	0,313	0,251	0,204	0,177	0,257	0,231	0,205	0,180
1087	0,314	0,251	0,204	0,178	0,257	0,231	0,206	0,180
1088	0,314	0,251	0,204	0,178	0,258	0,232	0,206	0,180
1089	0,315	0,252	0,205	0,178	0,258	0,232	0,206	0,181
1090	0,315	0,252	0,205	0,179	0,259	0,233	0,207	0,181
1091	0,316	0,253	0,205	0,179	0,259	0,233	0,207	0,181
1092	0,317	0,253	0,206	0,179	0,260	0,234	0,208	0,182
1093	0,317	0,254	0,206	0,180	0,260	0,234	0,208	0,182
1094	0,318	0,255	0,207	0,180	0,261	0,235	0,209	0,183
1095	0,319	0,255	0,207	0,181	0,262	0,235	0,209	0,183
1096	0,320	0,256	0,208	0,181	0,262	0,236	0,210	0,184
1097	0,321	0,257	0,208	0,182	0,263	0,236	0,210	0,184
1098	0,321	0,257	0,209	0,182	0,263	0,237	0,211	0,184
1099	0,322	0,258	0,209	0,182	0,264	0,237	0,211	0,185
1100	0,322	0,258	0,210	0,183	0,264	0,238	0,211	0,185
1101	0,323	0,258	0,210	0,183	0,265	0,238	0,212	0,185
1102	0,323	0,259	0,210	0,183	0,265	0,238	0,212	0,185
1103	0,324	0,259	0,210	0,183	0,265	0,239	0,212	0,186
1104	0,325	0,260	0,211	0,184	0,266	0,239	0,213	0,186
1105	0,325	0,260	0,212	0,184	0,267	0,240	0,213	0,187
1106	0,327	0,261	0,212	0,185	0,268	0,241	0,214	0,187
1107	0,327	0,262	0,213	0,185	0,268	0,241	0,215	0,188
1108	0,328	0,263	0,213	0,186	0,269	0,242	0,215	0,188
1109	0,329	0,263	0,214	0,186	0,269	0,243	0,216	0,189
1110	0,329	0,263	0,214	0,186	0,270	0,243	0,216	0,189
1111	0,330	0,264	0,214	0,187	0,270	0,243	0,216	0,189
1112	0,330	0,264	0,215	0,187	0,271	0,244	0,217	0,189
1113	0,331	0,265	0,215	0,187	0,271	0,244	0,217	0,190
1114	0,332	0,266	0,216	0,188	0,272	0,245	0,218	0,190
1115	0,334	0,267	0,217	0,189	0,273	0,246	0,219	0,191
1116	0,335	0,268	0,218	0,190	0,275	0,247	0,220	0,192

CO ₂ emisija								
Laikas, s	B, g/s	B_H10, g/s	B_H20, g/s	B_H30, g/s	GD, g/s	GD_H10, g/s	GD_H20, g/s	GD_H30, g/s
1064	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
1065	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
1066	2,069	1,490	1,076	0,820	1,511	1,342	1,168	1,010
1067	1,526	1,099	0,793	0,605	1,115	0,990	0,862	0,745
1068	1,547	1,114	0,805	0,613	1,130	1,004	0,874	0,756
1069	1,606	1,156	0,835	0,636	1,173	1,042	0,907	0,784
1070	1,680	1,209	0,873	0,665	1,227	1,090	0,948	0,820
1071	1,935	1,393	1,006	0,767	1,413	1,256	1,093	0,945
1072	2,340	1,685	1,217	0,927	1,709	1,518	1,321	1,143
1073	2,885	2,077	1,500	1,143	2,107	1,872	1,629	1,409
1074	3,721	2,679	1,935	1,474	2,718	2,414	2,101	1,817
1075	4,703	3,386	2,445	1,863	3,435	3,051	2,656	2,296
1076	4,612	3,321	2,398	1,827	3,368	2,992	2,605	2,252
1077	3,399	2,448	1,768	1,347	2,483	2,206	1,920	1,660
1078	3,697	2,662	1,922	1,465	2,700	2,399	2,088	1,805
1079	4,300	3,096	2,236	1,704	3,141	2,790	2,429	2,100
1080	2,457	1,769	1,277	0,973	1,794	1,594	1,387	1,200
1081	2,829	2,037	1,471	1,121	2,066	1,836	1,598	1,381
1082	2,187	1,575	1,137	0,867	1,597	1,419	1,235	1,068
1083	1,825	1,314	0,949	0,723	1,333	1,184	1,031	0,891
1084	1,340	0,965	0,697	0,531	0,979	0,869	0,757	0,654
1085	1,304	0,939	0,678	0,517	0,952	0,846	0,736	0,637
1086	1,496	1,077	0,778	0,593	1,093	0,971	0,845	0,731
1087	1,429	1,029	0,743	0,566	1,044	0,927	0,807	0,698
1088	1,688	1,215	0,878	0,669	1,233	1,095	0,953	0,824
1089	1,825	1,314	0,949	0,723	1,333	1,184	1,031	0,891
1090	1,678	1,208	0,872	0,665	1,225	1,088	0,947	0,819
1091	1,732	1,247	0,901	0,686	1,265	1,124	0,978	0,846
1092	1,868	1,345	0,972	0,740	1,365	1,212	1,055	0,912
1093	2,134	1,536	1,110	0,846	1,559	1,385	1,205	1,042
1094	2,667	1,920	1,387	1,057	1,948	1,730	1,506	1,302
1095	2,658	1,914	1,382	1,053	1,941	1,725	1,501	1,298
1096	2,099	1,511	1,092	0,832	1,533	1,362	1,185	1,025
1097	2,287	1,646	1,189	0,906	1,670	1,484	1,291	1,117
1098	1,786	1,286	0,929	0,708	1,305	1,159	1,009	0,872
1099	1,335	0,961	0,694	0,529	0,975	0,866	0,754	0,652
1100	1,304	0,939	0,678	0,517	0,952	0,846	0,736	0,637
1101	1,296	0,933	0,674	0,514	0,947	0,841	0,732	0,633
1102	1,474	1,061	0,766	0,584	1,077	0,956	0,832	0,720
1103	1,646	1,185	0,856	0,652	1,202	1,068	0,930	0,804
1104	2,268	1,633	1,179	0,898	1,656	1,471	1,281	1,107
1105	3,149	2,268	1,638	1,248	2,300	2,043	1,779	1,538
1106	2,737	1,971	1,423	1,085	1,999	1,776	1,546	1,337
1107	2,133	1,536	1,109	0,845	1,558	1,384	1,205	1,042
1108	2,507	1,805	1,304	0,994	1,831	1,627	1,416	1,224
1109	1,632	1,175	0,849	0,647	1,192	1,059	0,922	0,797
1110	1,328	0,956	0,690	0,526	0,970	0,861	0,750	0,648
1111	1,576	1,135	0,820	0,625	1,151	1,023	0,890	0,770
1112	1,477	1,063	0,768	0,585	1,079	0,958	0,834	0,721
1113	2,262	1,629	1,176	0,896	1,652	1,468	1,277	1,105
1114	3,855	2,776	2,005	1,528	2,816	2,501	2,177	1,883
1115	5,230	3,766	2,720	2,072	3,820	3,393	2,954	2,554
1116	3,354	2,415	1,744	1,329	2,450	2,176	1,894	1,638

CO ₂ emisija								
Laikas, s	ΣB, g	ΣB_H10, g	ΣB_H20, g	ΣB_H30, g	ΣGD, g	ΣGD_H10, g	ΣGD_H20, g	ΣGD_H30, g
1064	851,724	613,241	442,897	337,490	622,097	552,624	481,006	415,914
1065	851,724	613,241	442,897	337,490	622,097	552,624	481,006	415,914
1066	852,515	613,811	443,308	337,803	622,675	553,137	481,452	416,300
1067	853,980	614,865	444,070	338,384	623,744	554,088	482,279	417,015
1068	855,537	615,987	444,879	339,001	624,882	555,098	483,159	417,776
1069	857,125	617,130	445,705	339,630	626,042	556,129	484,056	418,551
1070	858,752	618,301	446,551	340,275	627,230	557,184	484,974	419,345
1071	860,555	619,599	447,488	340,989	628,547	558,354	485,993	420,226
1072	862,674	621,125	448,591	341,829	630,095	559,729	487,189	421,261
1073	865,276	622,999	449,943	342,860	631,995	561,417	488,659	422,531
1074	868,544	625,352	451,643	344,155	634,382	563,537	490,504	424,127
1075	872,849	628,451	453,881	345,860	637,526	566,331	492,936	426,229
1076	877,279	631,641	456,185	347,616	640,762	569,205	495,437	428,393
1077	881,311	634,544	458,282	349,213	643,707	571,821	497,714	430,361
1078	884,700	636,984	460,044	350,556	646,182	574,020	499,628	432,017
1079	888,767	639,912	462,159	352,168	649,153	576,659	501,925	434,003
1080	892,119	642,326	463,902	353,496	651,601	578,834	503,818	435,639
1081	894,685	644,174	465,236	354,513	653,476	580,499	505,268	436,893
1082	897,376	646,111	466,636	355,579	655,441	582,245	506,787	438,207
1083	899,490	647,633	467,735	356,417	656,985	583,617	507,981	439,239
1084	901,069	648,770	468,556	357,042	658,138	584,641	508,873	440,010
1085	902,397	649,726	469,246	357,569	659,108	585,502	509,623	440,658
1086	903,796	650,733	469,974	358,123	660,130	586,410	510,413	441,341
1087	905,265	651,791	470,738	358,705	661,203	587,363	511,242	442,059
1088	906,838	652,923	471,556	359,328	662,352	588,384	512,131	442,827
1089	908,604	654,195	472,474	360,028	663,641	589,529	513,128	443,689
1090	910,369	655,466	473,392	360,727	664,931	590,675	514,125	444,551
1091	912,064	656,686	474,273	361,399	666,169	591,774	515,082	445,379
1092	913,860	657,979	475,207	362,111	667,481	592,940	516,096	446,256
1093	915,838	659,403	476,236	362,894	668,925	594,223	517,213	447,222
1094	918,233	661,128	477,481	363,843	670,675	595,777	518,566	448,391
1095	921,035	663,145	478,938	364,954	672,721	597,955	520,148	449,760
1096	923,267	664,752	480,099	365,838	674,351	599,043	521,409	450,849
1097	925,396	666,285	481,206	366,682	675,907	600,425	522,611	451,889
1098	927,506	667,805	482,303	367,518	677,448	601,794	523,803	452,920
1099	929,073	668,933	483,118	368,139	678,593	602,811	524,688	453,685
1100	930,399	669,887	483,807	368,664	679,561	603,671	525,437	454,332
1101	931,632	670,775	484,449	369,153	680,462	604,471	526,133	454,934
1102	932,997	671,758	485,158	369,694	681,458	605,356	526,904	455,601
1103	934,485	672,829	485,932	370,283	682,545	606,322	527,744	456,327
1104	936,404	674,211	486,930	371,044	683,947	607,567	528,828	457,264
1105	939,142	676,182	488,354	372,129	685,947	609,344	530,374	458,602
1106	942,372	678,508	490,033	373,408	688,306	611,439	532,198	460,179
1107	944,630	680,133	491,207	374,303	689,955	612,904	533,473	461,281
1108	946,979	681,825	492,429	375,234	691,671	614,429	534,800	462,429
1109	948,981	683,266	493,470	376,027	693,133	615,727	535,931	463,406
1110	950,415	684,299	494,216	376,595	694,180	616,658	536,740	464,106
1111	951,773	685,277	494,922	377,134	695,172	617,539	537,507	464,770
1112	953,309	686,383	495,721	377,742	696,295	618,536	538,375	465,520
1113	955,129	687,693	496,667	378,463	697,623	619,716	539,403	466,408
1114	958,171	689,883	498,249	379,669	699,845	621,690	541,121	467,894
1115	962,790	693,209	500,651	381,499	703,219	624,687	543,729	470,149
1116	967,415	696,539	503,056	383,332	706,597	627,688	546,341	472,408

Tadas VIPARTAS

BENZINĄ IR DUJŲ MIŠINIUS NAUDOJANČIO
HIBRIDINIO AUTOMOBILIO VARIKLIO EFEKTYVUMO TYRIMAS

Daktaro disertacija

Technologijos mokslai,
Transporto inžinerija (T 003)

PERFORMANCE INVESTIGATION OF A HYBRID
CAR ENGINE FUELLED WITH GASOLINE AND GASEOUS MIXTURES

Doctoral Dissertation

Technological Sciences,
Transport Engineering (T 003)

Lietuvių kalbos redaktorė Laimutė Kertenienė
Anglų kalbos redaktorė Jūratė Griškėnaitė

2026 05 11. 15,0 sp. l. Tiražas 20 egz.
Leidinio el. versija <https://doi.org/10.20334/2026-030-M>
Vilniaus Gedimino technikos universitetas
Saulėtekio al. 11, 10223 Vilnius
Spausdino UAB „Ciklonas“,
Žirmūnų g. 68, 09124 Vilnius