

KLAIPĖDOS UNIVERSITETAS

Vygintas DAUKŠYS

GAMTINĖMIS DUJOMIS VEIKIANČIO
DYZELINIO VARIKLIO ENERGINIŲ IR
EKOLOGINIŲ RODIKLIŲ TYRIMAS

DAKTARO DISERTACIJA

TECHNOLOGIJOS MOKSLAI,
TRANSPORTO INŽINERIJA (T 003)

Klaipėda, 2020

Disertacija rengta 2015–2020 metais Klaipėdos universitete.

Mokslinis vadovas

prof. habil. dr. Sergejus LEBEDEVAS (Klaipėdos universitetas, transporto inžinerija – T 003)

Klaipėdos universiteto Transporto inžinerijos mokslo krypties disertacijos gynimo taryba:

Pirmininkas

prof. habil. dr. Marijonas BOGDEVIČIUS (Vilniaus Gedimino technikos universitetas, transporto inžinerija – T 003)

Nariai:

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

dr. Laurencas RASLAVIČIUS (Kauno technologijos universitetas, transporto inžinerija – T 003)

dr. Rolandas URBONAS (Lietuvos energetikos institutas, energetika ir termoinžinerija – T 006)

dr. Rodolfo TACCANI (Triesto universitetas, Italija, transporto inžinerija – T 003)

Disertacija bus ginama viešame Transporto inžinerijos mokslo krypties disertacijos gynimo tarybos posėdyje 2020 m. birželio 29 d. 13 val. Klaipėdos universiteto Aula Magna korpuso Konferencijų salėje.

Adresas: Herkaus Manto g. 90-2, LT-92295 Klaipėda, Lietuva

Tel.: (8 46) 398 936; faks.: (8 46) 398 999; el. p.: mokslas@ku.lt

Pranešimai apie numatomą ginti disertaciją išsiųsti 2020 m. gegužės 29 d.

Disertaciją galima peržiūrėti interneto svetainėje adresu <https://www.ku.lt/mokslas/doktorantura/ginamos-apgintos-disertacijos/> ir Vilniaus Gedimino technikos universiteto (Saulėtekio al. 14, LT-10223 Vilnius, Lietuva), Klaipėdos universiteto (Herkaus Manto g. 84, LT-92294 Klaipėda, Lietuva), Vytauto Didžiojo universiteto (K. Donelaičio g. 58, LT-44248 Kaunas, Lietuva), Kauno technologijos universiteto (K. Donelaičio g. 20, LT-44239 Kaunas, Lietuva) bibliotekose.

© Klaipėdos universiteto leidykla, 2020

© Vygintas Daukšys, 2020

vygintasdauksys@gmail.com

KLAIPĖDA UNIVERSITY

Vygintas DAUKŠYS

RESEARCH OF ENERGY AND ECOLOGICAL
INDICATORS OF A NATURAL GAS
OPERATED DIESEL ENGINE

DOCTORAL DISSERTATION

TECHNOLOGICAL SCIENCES,
TRANSPORT ENGINEERING (T 003)

Klaipėda, 2020

Doctoral dissertation was prepared at Klaipėda University in 2015–2020.

Scientific Supervisor

Prof. Habil. Dr. Sergejus LEBEDEVAS (Klaipėda University, Transport Engineering – T 003)

The Dissertation Defense Council of Scientific Field of Transport Engineering of Klaipėda University:

Chairman

Prof. Habil. Dr. Marijonas BOGDEVICHĪUS (Vilnius Gediminas Technical University, Transport Engineering – T 003)

Members:

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

Dr. Laurencas RASLAVIČIUS (Kaunas University of Technology, Transport Engineering – T 003)

Dr. Rolandas URBONAS (Lithuanian Energy Institute, Energetics and Power Engineering – T 006)

Dr. Rodolfo TACCANI (University of Trieste, Italy, Transport Engineering – T 003)

The dissertation will be defended at the public meeting of the Dissertation Defence Council of Transport Engineering, in Aula Magna Conference room of Klaipėda University, at 1 p.m. on 29th of June 2020.

Address: Herkaus Manto str. 90-2, LT-92295 Klaipėda, Lithuania

Phone: +370 46 398 936; fax: +370 46 398 999; e-mail: mokslas@ku.lt

Notifications of the intended defence of the dissertation were sent out on 29 May 2020.

Copies of the doctoral dissertation are available for review at the internet website <https://www.ku.lt/mokslas/doktorantura/ginamos-apgintos-disertacijos/> and at the Libraries of Vilnius Gediminas Technical University (Saulėtekio a. 14, LT-10223 Vilnius, Lithuania), Klaipėda University (Herkaus Manto str. 84, LT-92294 Klaipėda, Lithuania), Vytautas Magnus University (K. Donelaičio str. 58, LT-44248 Kaunas, Lithuania) and Kaunas University of Technology (K. Donelaičio str. 20, LT-44239 Kaunas, Lithuania).

Reziumė

Disertaciniame darbe tiriami energiniai ir ekologiniai rodikliai aukštų sūkių slėginio uždegimo vidaus degimo variklio su konvencine degalų įpurškimo sistema, konvertuojamo veikti dvejopu dyzelino ir gamtinių dujų (toliau – D-GD) kuru. Atsižvelgiant į dvejopo kuro degimo charakteristikos ypatumus, indikatorinio proceso rodiklius, kompleksiniais eksperimentiniais ir skaitinio matematinio modeliavimo metodais ištirtas dvejopu kuru veikiančio variklio energinių ir ekologinių parametrų gerinimo būdas, optimizuojant dyzelino porcijos įpurškimo paankstinimo fazę. Ištirti dvejopo kuro variklio šilumos ir eksergijos balansai, įvertintas kogeneracinio ciklo antrinių šilumos šaltinių naudojimo energinis efektyvumas ir jo didinimo potencialas. Kompleksinių analitinių, eksperimentinių ir skaitinio matematinio modeliavimo tyrimų pagrindu sukurti metodologiniai įrankiai (skaičiavimo metodai, optimizavimo algoritmai ir kt.), taikomi konvertuojamo veikti dvejopu kuru variklio indikatorinio proceso parametrų charakteristikoms tirti ir optimizuoti, siekiant energinio efektyvumo.

Disertacinį darbą sudaro įvadas, mokslinių tyrimų apžvalga, metodinė dalis, atliktų tyrimų rezultatų nagrinėjimas, skaitinio matematinio modeliavimo taikymas, energinių rodiklių tyrimams, metodologinių pagrindų sukūrimas ir adaptavimas, bendrosios išvados, naudotos literatūros sąrašas ir priedai.

Įvade aptariama tiriamoji problema, su ja susijęs darbo aktualumas, aprašomas tyrimo objektas, suformuojamas darbo tikslas ir jam pasiekti būtini uždaviniai, pateikiama tyrimų metodika, darbo mokslinis naujumas, aprašoma darbo rezultatų praktinė reikšmė, pateikiami ginamieji teiginiai. Įvadas baigiamas disertacijos tema autoriaus paskelbtomis publikacijomis ir konferencijose pristatytais pranešimais bei disertacijos struktūros išvardijimu.

Pirmajame skyriuje pateikta disertacijos temą atliepiančių Lietuvos ir pasaulio mokslininkų tyrimų apžvalga, tyrimo metodai, problemų sprendimo būdai ir išvalgos bei išvados. Skyriaus pabaigoje, remiantis padarytais apibendrinimais, suformuluotas disertacinio tyrimo tikslas ir uždaviniai.

Antrajame skyriuje pateikta slėginio suspaudimo variklio, konvertuoto veikti dvejopu D-GD kuru, kompleksinių eksperimentinių ir matematinio modeliavimo tyrimų metodika, bandymų variklio stendo schema ir naudota įranga bei jos naudojimo metrologiniai aspektai, netiesioginių tyrimo parametrų skaičiavimo formulės, skaitinio matematinio modelio aprašas, eksergijos balanso metodiniai pagrindai.

Trečiajame skyriuje pateikti eksperimentinių tyrimų rezultatai, dvejopo D-GD kuro variklio energinių ir ekologinių rodiklių gerinimo būdai ir jų apribojimai, indikatorinio proceso parametrų, šilumos išsiskyrimo charakteristikos ypatumai, jų analizės ir optimizavimo metodai, šilumos ir eksergijos balansų vertinimo rezultatai.

Ketvirtajame skyriuje nagrinėjami matematinio modeliavimo taikymo, dvejopu D-GD kuru veikiančio variklio energinių rodiklių tyrimo rezultatai.

Penktajame skyriuje, taikant parametrinės analizės metodą, ištirti variklio, veikiančio dvejopu D-GD kuru, indikatorinio naudingumo koeficientas, indikatorinio proceso vykdymo parametrų ir charakteristikų tarpusavio ryšiai, racionalios optimizavimo kryptys, suformuoti į praktinį naudojimą orientuoti metodologiniai įrankiai.

Summary

The dissertation deals with the changes of energy and ecological parameters of high-speed compression-ignition internal combustion engine, with conventional fuel injection system, convertible to dual-fuel diesel-natural gas fuelled engine. Considering the specificity of dual-fuel combustion influencing the performance of the combustion process characteristic, the method of improving the energy and ecological parameters of the dual-fuel engine by early liquid fuel injection phase was evaluated. Limitations of the improvement of energy and ecological indices for the object of study were investigated and confirmed by numerical mathematical modelling. The heat and exergy balance of the dual-fuel engine was investigated and the efficiency of utilization of secondary heat sources and the total efficiency of engine operation were evaluated. Based on complex experimental and mathematical numerical modelling research methodological foundations, which do not require large amount of complex data of engine design and work process parameters, to predict the change of energy values of the convertible engine due dual fuel operation.

The dissertation consists of introduction, research overview, methodological part, analysis of research results, application of numerical mathematical modelling for energy index research, development and adaptation of methodological foundations, general conclusions, references and appendixes.

The introductory chapter deals with the research problem, the relevance of the work, describes the object of the research, the aim of the work and the tasks necessary for its achievement are formulated, the research methodology, scientific novelty of the work, practical significance of the work results are presented. The introductory section concludes with the dissertation on the topic, published by the author and presented at conferences, concluding with the structure of the dissertation.

The first chapter provides an overview of the research of Lithuanian and world scholars, a research and the problem-solving methods and insights and conclusions made in the dissertation topic. At the end of the chapter conclusions are formulated and tasks of the dissertation are specified.

The second section presents the research methodology, the research scheme, the equipment used and its accuracy, the formulas for the calculation of the indirect research parameters for the operation of the compression-ignition engine converted to dual – fuel diesel – natural gas.

The third section presents the results of experimental research, of dual-fuel diesel-natural gas engine energy and ecological performance improvement methods and their limitations, heat and exergy balance evaluation results.

The fourth chapter presents the results of the mathematical modelling application, the energy and ecological characteristics of a dual-fuel diesel-natural gas fuelled engine.

The fifth chapter presents the application of mathematical similarity method widely used in diesel engine research practice to develop methodological foundations and recommendations for the application of the conversion from liquid diesel to dual-fuel diesel-natural gas fuelled engine.

Žymėjimai

Simboliai

a_1, a_2, a_3, a_4	– Konstantos [–];
b_e	– Lyginamosios kuro sąnaudos [g/kW·h];
c	– I. Vibės konstanta [–];
C, H, O	– Elementinės anglies, vandenilio, deguonies kiekis dvejojame kure [%];
C_D, H_D, C_D	– Elementinės anglies, vandenilio, deguonies kiekis dyzeline [%];
C_{GD}, H_{GD}, C_{GD}	– Elementinės anglies, vandenilio, deguonies kiekis gamtinėse dujose [%];
$dx/d\varphi$	– šilumos išsiskyrimo dinamikos parametras [°a.v.p.k. ⁻¹];
E	– Aktyvacijos energija [J/mol];
h_{ex}	– Išmetamųjų deginių entalpija [J/kg];
h_s	– Tiekiamo oro entalpija [J/kg];
H_{z_D}	– Žemutinė dyzelino energinė vertė [MJ/kg];

H_{zGD}	– Žemutinė gamtinių dujų energinė vertė [MJ/kg];
H_z	– Žemutinė energinė vertė [MJ/kg];
K_τ	– Konstanta [–];
m arba m_z	– Šilumos išsiskyrimo charakteristikos formos faktorius [–];
m_0	– Nominalaus režimo šilumos išsiskyrimo charakteristikos formos faktorius [–];
m_{ex} arba $m_{iš}$	– Išmetamųjų deginių masė [kg];
m_{ip}	– Įpurškiamų degalų masė [kg];
m_s	– Tiekiamo oro masė [kg];
m_t	– Suminė masė [kg];
n	– Variklio sūkliai [min^{-1}];
n_0	– Nominalaus režimo variklio sūkliai [min^{-1}];
p_{at}	– Aplinkos oro slėgis [bar];
p_{ac}	– Oro slėgis variklio cilindre [bar];
p_{ac0}	– Nominalaus režimo oro slėgis cilindre [bar];
p_k	– Oro slėgis po suspaudimo kompresoriuje [bar];
p_{cil}	– Ciklo slėgis variklio cilindre [bar];
p_{max}	– Maksimalus ciklo slėgis [bar];
p_{me}	– Vidutinis efektyvusis slėgis [bar];
p_{mi}	– Vidutinis indikatorinis slėgis [bar];
P_e	– Variklio galia [kW];
q_c	– Kuro sąnaudos per ciklą [kg/cik];
q_{c_D}	– Dyzelinio kuro sąnaudos per ciklą [kg/cik];
q_{cGD}	– Gamtinių dujų sąnaudos per ciklą [kg/cik];
Q	– Ciklo šiluminė energija [J];
Q_i	– Esamas išsiskyrusios šilumos kiekis [J];
Q_f	– Visos ciklo metu išsiskyrusios šilumos kiekis [J];
$Q_{iš}$	– Šilumos išsiskyrimo energija [J];
Q_{mai}	– Šilumos mainų energija [J];

R	– Dujų konstanta [J/kg·K];
R_m	– Molinė dujų konstanta [J/kg·K];
T	– Ciklo temperatūra [K];
T_{ac}	– Oro temperatūra cilindre [K];
T_{ac0}	– Nominalaus režimo oro temperatūra cilindre [K];
T_{at} arba T_a	– Aplinkos oro temperatūra [K];
T_k	– Oro temperatūra po suspaudimo kompresoriuje [K];
T_t	– Išmetamųjų deginių temperatūra po turbinos [K];
U	– Vidinė energija [J];
V	– Cilindro tūris [m ³];
X	– Šilumos išsiskyrimo charakteristika [–];
X_a	– Abscisinė anamorfozė [–];
Y_a	– Ordinatinė anamorfozė [–];
α	– Oro pertekliaus koeficientas [–];
α_0	– Nominalaus režimo oro pertekliaus koeficientas [–];
ε	– Suspaudimo laipsnis [–];
η_e	– Efektinis naudingojo veikimo koeficientas [–];
η_i	– Indikatorinis naudingojo veikimo koeficientas [–];
η_m	– Mechaninis naudingojo veikimo koeficientas [–];
η_t	– Teorinis naudingojo veikimo koeficientas [–];
λ	– Slėgio padidėjimo laipsnis cilindre [–];
Π	– Forsavimo parametras [–];
τ	– Trukmė [s];
τ_a	– Užsiliepsnojimo gaišties periodo trukmė [s];
φ	– Esamas šilumos išsiskyrimo pradžios kampas [°a.v.p.k.];
φ_{dp}	– Degimo pradžios kampas [°a.v.p.k.];
φ_g	– Užsiliepsnojimo gaišties periodas [°a.v.p.k.];
φ_{g0}	– Nominalaus režimo užsiliepsnojimo gaišties periodas [°a.v.p.k.];
φ_{ip}	– Degalų įpurškimo paskubos kampas [°a.v.p.k.] PVRT;

φ_{pmax}	– Maksimalaus ciklo slėgio kampas [°a.v.p.k.];
$\bar{\varphi}$	– Santykinė degimo trukmė [–];
φ_z	– Šilumos išsiskyrimo trukmė [°a.v.p.k.];
φ_{z0}	– Nominalaus režimo šilumos išsiskyrimo trukmė [°a.v.p.k.].

Santrumpos

AAR	– aukštos apkrovos režimas;
ACS	– aukšto cetaninio skaičiaus kuras;
°a.v.p.k.	– alkūninio veleno pasisukimo kampas;
C	– anglis;
CH arba C_nH_m	– angliavandeniliai;
CO	– anglies monoksidas;
CO ₂	– anglies dioksidas;
CR	– <i>Common Rail</i> ;
D	– dyzelinas;
DIP	– dyzelino įpurškimo momentas;
DK	– dvejopas kuras;
DV	– dyzelinis variklis;
EEDI	– energijos vartojimo efektyvumo indeksas (<i>Energy Efficiency Design Index</i>);
EEOI	– energijos vartojimo efektyvumo veiklos rodiklis (<i>Energy Efficiency Operational Indicator</i>);
EK	– Europos Komisija;
EMSA	– Europos jūrų apsaugos agentūra (<i>European Maritime Safety Agency</i>);
ES	– Europos Sąjunga;
EU MRV	– Europos Sąjungos stebėsenos pranešimo tikrinimas (<i>Monitoring Reporting Verification</i>);
GD	– gamtinės dujos;
H	– vandenilis;

idem	– tomis pačiomis sąlygomis;
IMO	– Tarptautinė jūrų organizacija (TJO) (<i>International Maritime Organization</i>);
MARPOL 73/78	– Tarptautinė konvencija dėl teršimo iš laivų prevencijos (<i>Marine Pollution</i>);
ME	– mažoji energetika;
MM	– matematinis modelis;
N	– azotas;
NO _x	– azoto oksidai;
NVK	– naudingojo veikimo koeficientas;
OK	– degimo kamera;
PCM	– ploto centro masė;
PVRT	– prieš viršutinį rimties tašką;
S	– siera;
SEEMP	– laivo energijos efektyvaus vartojimo valdymo planas (<i>Ship Energy Efficiency Management Plan</i>);
sGD	– suslėgtosios gamtinės dujos;
SGD	– suskystintosios gamtinės dujos;
SO _x	– sieros oksidai;
ŠID	– šilumos išsiskyrimo dinamika;
UVRT	– už viršutinio rimties taško;
VAR	– vidutinės apkrovos režimas;
VDV	– vidaus degimo variklis;
vnt.	– vienetas;
VRT	– viršutinis rimties taškas;
ŽAR	– žemos apkrovos režimas;
δ GD	– santykinė dujų degimo dalis.

Turinys

IVADAS	17
Tiriamoji problema	17
Darbo aktualumas	18
Tyrimų objektas	19
Darbo tikslas	19
Darbo uždaviniai	20
Tyrimų metodika	20
Darbo mokslinis naujumas ir jo reikšmė	21
Darbo rezultatų praktinė reikšmė	21
Ginamieji teiginiai	22
Darbo rezultatų aprobavimas	22
Disertacijos struktūra	23
Padėka	23
1. DVEJOPU KURU VEIKIANČIŲ VARIKLIŲ JĖGAINIŲ ENERGIJOS NAUDOJIMO EFEKTYVUMO IR APLINKOSAUGOS RODIKLIŲ MOKSLINIŲ TYRIMŲ ANALIZĖ	25
1.1. Gamtinių dujų naudojimo transporto sektoriuje plėtros analizė	25
1.2. Gamtinių dujų naudojimo dyzelinio variklio cikle lyginamieji (analitiniai) tyrimai: privalumai, trūkumai, technologijos problematika	27
1.3. Gamtinių dujų naudojimo dyzelinio variklio cikle analizė	29
1.3.1. Dvejopo kuro variklių energinių rodiklių analizė	33
1.3.2. Dvejopo kuro variklių indikatorinio proceso rodikliai	38
1.4. Dvejopo kuro dyzelinas-gamtinės dujos aplinkosaugos rodiklių tyrimų analizė	39
1.5. Dvejopu D-GD kuru veikiančio variklio šilumos ir eksergijos balanso tyrimų analizė	41

1.6. Dvejopu kuru veikiančių variklių indikatorinio proceso matematinio modeliavimo tyrimų analizė	47
1.7. Pirmojo skyriaus išvados	51
2. GAMTINIŲ DUJŲ NAUDOJIMO VARIKLIO KOGENERACINIAME CIKLE ENERGINIŲ IR EKOLOGINIŲ TYRIMŲ METODIKA	53
2.1. Eksperimentinio tyrimo metodika	54
2.1.1. Eksperimentinių tyrimų variklio stendo aprašas	58
2.1.2. Netiesioginių parametrų paklaidų vertinimo skaičiavimai	61
2.1.3. Ekologinių parametrų matavimo įranga	61
2.2. Matematinis modeliavimas	62
2.3. Indikatorinio proceso parametrų modeliavimas	64
2.4. Dvejopu kuru veikiančio variklio eksergijos balanso nustatymas	66
2.5. Antrojo skyriaus išvados	67
3. VARIKLIO, KONVERTUOJAMO VEIKTI DVEJOPU D-GD KURU, ENERGINIŲ IR EKOLOGINIŲ RODIKLIŲ TYRIMAI	69
3.1. Eksperimentinio tyrimo rezultatai ir jų aptarimas	69
3.2. Variklio ekologinių rodiklių pokyčiai	72
3.3. Energinų rodiklių gerinimas optimizuojant kuro įpurškimo parametrus	80
3.4. Indikatorinio proceso parametrų ir charakteristikų tyrimai, siekiant energinio efektyvumo	86
3.5. Kogeneracinio ciklo antrinių šilumos šaltinių energijos naudojimo efektyvumo rodiklių ir potencialo tyrimai	92
3.6. Trečiojo skyriaus išvados	97
4. VIENZONIO MATEMATINIO MODELIO RACIONALUS TAIKYMAS, TIRIANT DVEJOPO KURO VARIKLIO ENERGINIUS RODIKLIUS	101
4.1. Ketvirtojo skyriaus išvados	110
5. VARIKLIŲ, KONVERTUOJAMŲ VEIKTI DVEJOPU D-GD KURU, METODOLOGINIŲ PAGRINDŲ ENERGINIAM EFEKTYVUMUI GERINTI KŪRIMAS IR ADAPTAVIMAS	111
5.1. Dvejopu kuru veikiančio variklio šilumos balanso skaičiavimo metodika	113
5.2. Indikatorinio proceso naudingumo koeficientą lemiančių veiksnių analizė	114
5.3. Dyzelinių variklių indikatorinio proceso parametrinės analizės metodas	116
5.3.1. Lyginamoji šilumos išsiskyrimo charakteristikų analizė, varikliui veikiant dyzeliniu ir dujiniu kuru	121
5.4. Šilumos išsiskyrimo charakteristikos masės centro nustatymas ir lyginamasis vertinimas	122
5.5. Parametrinio metodo taikymo dvejopo D-GD kuro varikliui tyrimai	128
5.6. Penktojo skyriaus išvados	136
BENDROSIOS IŠVADOS	139
LITERATŪROS ŠALTINIAI	141
AUTORIAUS MOKSLINIŲ PUBLIKACIJŲ DISERTACIJOS TEMA SĄRAŠAS	153
SUMMARY	155
PRIEDAS	185

Contents

INTRODUCTION	17
Problem formulation	17
Relevance of the thesis	18
Research object	19
Aim of the thesis	19
Objectives of the thesis	20
Research methodology	20
Scientific novelty and significance of the thesis	21
Practical value of the research findings	21
Statements to be defended	22
Approval of the findings	22
Structure of the dissertation	23
Acknowledgements	23
1. SCIENTIFIC BACKGROUND ANALYSIS OF THE EFFICIENCY AND ENVIRONMENTAL INDICATORS OF THE USE OF ENERGY FROM DUAL-FUEL ENGINE POWER PLANTS	25
1.1. Analysis of developments in the use of natural gas in the transport sector	25
1.2. Comparative (analytical) research of NG use in the diesel engine cycle: advantages, weaknesses, technology-related considerations	27
1.3. Analysis of the use of natural gas in the diesel engine cycle	29
1.3.1. Analysis of energy indicators of the dual-fuel engines	33
1.3.2. Analysis of indicators of the indicator process of the dual-fuel engines	38
1.4. Analysis of the research of environmental indicators of dual fuel (diesel/natural gas)	39
1.5. Analysis of the research of energy and exergy of natural gas use in the dual-fuel engines	41

1.6. Analysis of the mathematical modelling research of the indicator process of the dual-fuel engines	47
1.7. Conclusions of Section I	51
2. METHODOLOGY FOR INVESTIGATION OF ENERGY AND ECOLOGY OF NATURAL GAS USE IN THE COGENERATION CYCLE OF THE ENGINE	53
2.1. Experimental research methodology	54
2.1.1. Description of the engine test bench or the experimental research	58
2.1.2. Calculations for assessment of the indirect errors of parameters	61
2.1.3. Measurement equipment for the ecological parameters	61
2.2. Mathematical modelling	62
2.3. Modelling of the indicator process parameters	64
2.4. Determination of the exergy balance of the dual-fuel engine	66
2.5. Conclusions of Section II	67
3. INVESTIGATION OF THE ENERGY AND ECOLOGICAL INDICATORS OF THE DIESEL ENGINE CONVERTED TO D/NG DUAL-FUEL OPERATION	69
3.1. Changes in the energy parameters of the engine	69
3.2. Changes in the ecological indicators of the engine	72
3.3. Improvement of the energy indicators for optimisation of the fuel injection parameters	80
3.4. Examination of the indicator process parameters and characteristics with the view towards energy efficiency	86
3.5. Examination of efficiency indicators and potential of the use of energy from the secondary heat sources of the cogeneration cycle	92
3.6. Conclusions of Section III	97
4. RATIONAL APPLICATION OF THE SINGLE-ZONE MATHEMATICAL MODEL IN EXAMINATION OF ENERGY INDICATORS OF THE DUAL-FUEL ENGINE	101
4.1. Conclusions of the Section	110
5. DEVELOPMENT AND ADAPTATION OF THE METHODOLOGICAL FOUNDATION FOR IMPROVEMENT OF ENERGY EFFICIENCY OF THE ENGINES CONVERTED TO D/NG DUAL-FUEL OPERATION	111
5.1. Heat balance calculation methodology for the dual fuel-powered engine	113
5.2. Analysis of the factors determining the efficiency coefficient of the indicator process	114
5.3. Parametric analysis method for the indicator process of the diesel engines	116
5.3.1. Comparative analysis of the heat release characteristics of the diesel-powered engine versus dual-fuel engine	121
5.4. Determination and comparative assessment of the centre of mass of the heat release characteristic	122
5.5. Application of the parametric analysis method for the indicator process of the D/NG dual-fuel engine	128
5.6. Conclusions of the Section	136
GENERAL CONCLUSIONS	139
REFERENCES	141
LIST OF AUTHOR SCIENTIFIC PUBLICATIONS ON THE THESIS TOPIC	153
SUMMARY	155
ANNEX	185

Ivadas

Tiriamoji problema

Transportas – viena svarbiausių valstybių ūkio sudedamųjų, vaidinančių labai svarbų vaidmenį pasaulinėje ekonomikoje ir socialiniame gyvenime. Transporto sektorius – pagrindinis energijos vartotojas, kurio energijos suvartojimas siekia apie 31 proc. viso pasaulinio energijos balanso. Kartu yra ir vienas didžiausių teršėjų, lyginant su kitais sektoriais, šiltnamio efektą sukeliančiomis dujomis (25 proc.) ir azoto oksidais bei kietosiomis dalelėmis (40 proc.). Remiantis Europos Parlamento ir Tarybos direktyva 2009/28/EB, ES 2020 strategijoje bendrą energijos balansą numatyta papildyti 20 proc. energijos, gaunamos iš atsinaujinančiųjų energijos šaltinių, ir sumažinti energijos suvartojimą 20 proc. Naujausioje strategijoje ES MEMO/11/197 numatoma iki 2050 m. naftinės kilmės iškastinio kuro naudojimą sumažinti 60 proc., o aviacijoje – 40 proc. padidinti naudojimą kuro, išskiriančio mažiau šiltnamio efektą sukeliančių dujų, taip pat 40 proc. sumažinti laivybos emisijas. Prognozuojama, kad didžiausią potencialą jūrų transporte kaip alternatyvų kuras turi biodegalai ir suskystintosios gamtinės dujos (SGD). Vienas iš šios strategijos įgyvendinimo veiksnių – energijos vartojimo mažinimas arba efektyvesnis jos naudojimas, susijęs su kogeneracijos technologinių sistemų, užtikrinančių energinių rodiklių didinimą iki 90 proc., plėtra. Tarptautinės jūrų organizacijos (TJO, angl. IMO) įvestas energijos efektyvumo vertinimo reitingas (angl. *Energy Efficiency Design Index* – EEDI; *Ship Energy Efficiency Management Plan* – SEEMP) prisidės prie tikslo iki 2050 m., palyginti su 2008 m., sumažinti CO₂ emisijas iš laivų

50 proc. (IMO). Viena iš numatytų technologijų tikslui pasiekti – kogeneracija, ją plačiau taikant laivų jėgainių energijos efektyvumui didinti. Taip pat numatoma, kad SGD jūriniame sektoriuje 20-ies metų perspektyvoje yra geriausias pasirinkimas, siekiant atitikti IMO Tier III reikalavimus, kadangi SGD esantis sieros kiekis siekia vos 5 ppm, t. y. net 1 000 kartų mažiau, nei numatyta TJO (IMO Tier III reikalavimuose 0,5 proc.). Be to, SGD naudojimas mažina kenksmingą azoto oksidų emisiją iki 95 proc., o kietųjų dalelių (KD) emisijas – iki 99 proc., palyginti su mazutu (Life cycle GHG emission study on the use of LNG as marine fuel, 2019; VesselsValue, 2018). Šiuo metu pasaulyje eksploatuojama apie 60 tūkstančių jūrinių laivų, iš kurių 746 veikia SGD, o artimiausiu laiku bus pastatyta dar 243 (International Council on Clean Transportation, 2019).

Kartu su šiuolaikinių dvejopu kuru dyzelinas-gamtinės dujos veikiančių variklių plėtra ne mažiau svarbus yra eksploatuojamų dyzelinių variklių parkų konvertavimas veikti gamtinėmis dujomis (GD).

Ekspluatuojami transporto priemonių DV charakterizuojami aukštu energijos vartojimo efektyvumu, lengvu aptarnavimu ir patikimumu. Daugelis šių variklių turi konvencinę kuro įpurškimo sistemą (Baburina et al., 2017; Gapirov, 2018), kuri, lyginant su šiuolaikinių variklių akumuliacine CR sistema, charakterizuojama ribotomis indikatorinio proceso optimizavimo veikti GD galimybėmis. Todėl siekiant prognozuoti jų konvertavimo veikti GD energinį bei aplinkosauginį efektyvumą, racionalu būtų remtis tam tikrais metodologiniais sprendimais, kurių principai turėtų būti efektyvūs skirtingų tipažų variklių modeliams. Jų naudojimas leistų įvertinti ir pagrįsti racionalius indikatorinio proceso vykdymo sprendimus, o kogeneracinėms dvejopo kuro jėgainėms – ir antrinių šilumos šaltinių energinį potencialą. Siekiant prisidėti prie šios problematikos sprendimo, iškeltas disertacinio darbo tikslas ir jam pasiekti suformuluoti uždaviniai.

Darbo aktualumas

Transporto dyzeliniai varikliai (DV) dėl aukšto energinio efektyvumo ir patikimumo yra vieni iš labiausiai paplitusių autonominių energijos šaltinių transporte, visu pirma sunkiojo transporto priemonėse (laivuose, lokomotyvuose), taip pat ūkio ir statybos mašinose, mažojoje energetikoje. Tačiau jie yra ir vieni iš didžiausių aplinkos teršėjų kenksmingais NO_x , KD, SO_x ir kt. komponentais. Siekiant Baltojoje knygoje (angl. White Paper 2011) ir ES Parlamento aplinkos apsaugos norminiuose aktuose nurodytų strateginių aplinkosaugos tikslų ir laikantis TJO (angl. IMO) MARPOL 73/78 VI priedo tarptautinių susitarimų bei normatyvų, dyzelinių variklių ekologiniams rodikliams, įskaitant CO_2 , taikomi vis griežtėjantys reikalavimai. Viena iš tarptautinių transporto strateginio aplinkosaugos vystymo kryptų yra eksploatuojamų dyzelinių variklių parkų pervedimas veikti gamtinėmis dujomis. Šiuolaikinių dvejopu dyzelino-gamtinių dujų kuru veikiančių variklių rinka plinta, pavyzdžiui, „Wärtsilä“, MAN „Diesel&Turbo“, IVECO ir kt. gamina modelius, kurie pagal energinį efekty-

vumą nenusileidžia DV modeliams. Tačiau nemažai eksploatuojamų dyzelinių variklių parkų modelių aprūpinti konvencine kuro įpurškimo sistema, kuri turi ribotas optimizavimo parametrų galimybes energinio ir aplinkosaugos efektyvumo atžvilgiu (Baburina et al., 2017; Gapirov, 2018). Didžioji dalis laivų jėgainės pagalbinių variklių, taip pat ir mažosios energetikos, funkcionuoja kogeneracinio ciklo sąlygomis, naudoja išmetamųjų deginių ir variklio aušinimo sistemos šilumą vykdomoms antrinėms operacijoms (patalpų šildymui ir kt.). TJO įvestas energijos efektyvumo vertinimo reitingas (angl. *Energy Efficiency Design Index* – EEDI ir taikomas *Ship Energy Efficiency Management Plan* – SEEMP) dar labiau griežtina energijos naudojimo ir aplinkosaugos, visų pirma šiltnamio efektą skatinančių dujų emisijos mažinimo, reikalavimus. Daugelis šių transporto sektoriui taikomų reikalavimų efektyviai vykdomi eksploatuojamų dyzelinius variklius konvertuojant veikti D-GD kuru.

Mokslinio aspekto ir praktinio pritaikymo vertės atžvilgiu aktualu ir racionalu, prieš pradėdant vykdyti DV konvertavimą veikti dyzelinu-gamtinių dujų kuru, atlikti energinių ir ekologinių parametrų pasikeitimo prognozavimą, nes siekiant jų gerinimo efekto būtina nustatyti racionalius konvertavimo įgyvendinimo būdus. Tikslinga tirti jų gerinimo kryptis ir potencialą, susijusį su indikatorinio proceso parametrais ir charakteristikomis bei dvejopo dyzelino-gamtinių dujų kuro sudėtimi. Šiame kontekste ne mažiau svarbu įvertinti ir antrinių kogeneracinio ciklo energijos šaltinių efektyvumo potencialą. Tačiau GD naudojimo technologijų plėtrai, daugelio tyrėjų, taip pat ir pasaulio inovatyvių VDV technologinių diegimo lyderės AVL firmos, nuomone, labiausiai trukdo laisvos prieigos metodologinių sprendimų trūkumas (AVL, Austria, Laboratory of Energy Research, US; Park et al., 2016). Atskleidžiant dvejopo kuro variklių energinių ir ekologinių rodiklių gerinimo būdus bei taikant matematinio modeliavimo metodą, disertacinio darbo tyrimuose siekiama sukurti dyzelinių variklių konvertavimo veikti dvejopu dyzelino-gamtinių dujų kuru energinių rodiklių prognozavimo ir gerinimo metodologinius principus ir jų praktinio naudojimo įrankius.

Tyrimo objektas

Tyrimo objektas – konvertuojamo veikti dvejopu D-GD kuru variklio energiniai, ekologiniai rodikliai ir jų ryšiai su indikatorinio proceso parametrais bei charakteristikomis. Tyrimai atlikti analizuojant vieną iš aukštų apsučių dyzelinių variklių tipo su tradicine degalų įpurškimo sistema modelių, naudojamų transporto priemonėse kaip pagrindinių ir pagalbinių energinių įrenginių.

Darbo tikslas

Darbo tikslas – kompleksiniais analitiniais, eksperimentiniais ir skaitiniais tyrimais iširti ir pagrįsti konvertuojamo veikti dvejopu kuru dyzelinio variklio su konvencine kuro įpurškimo sistema energinių ir ekologinių rodiklių gerinimo būdus ir sudaryti metodologinius jų praktinio įgyvendinimo įrankius.

Darbo uždaviniai

Atliktų apibendrinimų ir padarytų išvadų pagrindu tyrimų tikslui pasiekti suformuoti šie uždaviniai:

1. Eksperimentiškai ištirti dyzelinio variklio su konvencine kuro įpurškimo sistema, konvertuojamo veikti dvejopu dyzelino-gamtinių dujų (D-GD) kuru, energinius ir ekologinius rodiklius, esant skirtingai D-GD sudėčiai.
2. Ištirti dyzelino porcijos įpurškimo paskubos fazės optimizavimo efektyvumą, siekiant pagerinti dvejopu D-GD kuru veikiančio variklio energinius ir ekologinius rodiklius.
3. Identifikuoti ir ištirti indikatorinio proceso parametrus, charakteristikas ir jų tarpusavio ryšius, lemiančius dvejopu D-GD kuru veikiančio variklio eksploatacinius rodiklius.
4. Skaitiniu eksperimentu nustatyti vienazonio matematinio modelio racionalaus naudojimo apsektus, tiriant dvejopo kuro variklio energinius rodiklius.
5. Sukurti, adaptuoti ir praktiniam naudojimui pritaikyti metodologinius įrankius, skirtus indikatorinio proceso parametrams parinkti bei optimizuoti, siekiant dvejopo D-GD kuro variklio energinio efektyvumo.
6. Ištirti D-GD kuru veikiančio variklio kogeneracinio ciklo antrinių šilumos šaltinių energinius rodiklius ir jų gerinimo potencialą.

Tyrimų metodika

Darbe taikomi eksperimentiniai ir skaitinės matematinės analizės tyrimo metodai. Eksperimentiniai tyrimai atlikti naudojant VGTU vidaus degimo variklių tyrimų bei KU Vandens transporto ir oro taršos laboratorijų turimą įrangą, kuri atitinka MARPOL 73/78 VI priedo ir ISO 8178 testavimo ciklams keliamus reikalavimus (variklio apkrovos standą, variklio indikatorinio proceso parametrų įrašymo įrangą, skystų degalų ir dujinio kuro sąnaudų matavimo įrangą, išmetamųjų deginių koncentracijų nustatymo įrangą ir kt.). Skysti degalai (dyzelinas), naudoti eksperimentiniuose tyrimuose, atitinka EN 590 standartą, o dujinis kuras (gamtinės dujos) – ISO 6976:1995 standartą. Tyrimų rezultatai apdoroti matematinės statistikos ir matematinio panašumo tyrimų metodais. Skaitinės matematinės analizės tyrimai atlikti IMPULS programa, įgyvendinančia variklių tyrimų praktikoje plačiai taikomus metodus, sukurtus garsių mokslininkų G. Woschni, I. Vibès, T. Bulaty, W. Glanzmano, K. Zinnerio ir kt.

Darbo mokslinis naujumas ir jo reikšmė

Rengiant disertaciją gauti šie transporto inžinerijos mokslui nauji rezultatai:

1. Kompleksiniais eksperimentiniais ir skaitiniais tyrimais pagrįstos naujos žinios apie variklio su konvencine (tradicine) kuro tiekimo sistema dyzelinio kuro porcijos įpurškimo paskubos fazės įtaka energiniams ir ekologiniams rodikliams, jos optimizavimo rezultatai, atsižvelgiant į apkrovos režimą ir dvejopo dyzelino-gamtinių dujų kuro sudėtį.
2. Eksperimentu nustatyti ir skaitiniais metodais ištirti šilumos išsiskyrimo charakteristikos $X = f(Y)$ parametrų ypatumai, įskaitant parametrų ypatumus po kreivinio ploto masės centro dinaminio pasikeitimo $Y_c = f(Y)$, susiję su indikatorinio proceso vykdymo ir energinio efektyvumo parametrais dvejopo kuro variklio su konvencine kuro tiekimo sistema.
3. Indikatorinio proceso parametrinės analizės metodo taikymo dvejopo kuro varikliams rezultatai, pagrindžiantys daugelį principinių dvejopo kuro variklio energinio efektyvumo pagerinimo aspektų, įskaitant indikatorinio proceso vykdymo parametrų prioritetinę įtaką plačiame variklio apkrovos diapazone. Jų pagrindu suformuluoti metodo taikymo metodologiniai pagrindai.
4. Skaitiniais tyrimais pagrįsti vienzonio matematinio modelio racionalaus naudojimo aspektai, tiriant ir optimizuojant variklio, konvertuojamo veikti dvejopu D-GD kuru, energinio efektyvumo rodiklius.

Darbo rezultatų praktinė reikšmė

1. Nustatyta degalų įpurškimo paskubos kampo įtaka dvejopo kuro variklio energiniams ir ekologiniams rodikliams, jam veikiant plačia dvejopo dyzelino-gamtinių dujų (D-GD) kuro sudėtimi, sudaro informacinį pagrindą eksploatuojamų dyzelinių variklių konvertavimui veikti gamtinėmis dujomis.
2. Sukurtas ir adaptuotas šilumos išsiskyrimo dinaminio pasikeitimo ciklo metu charakteristikos masės centro metodas, papildantis praktikoje naudojamus indikatorinio proceso charakteristikų tyrimus ir optimizavimui skirtus analitinius įrankius.
3. Nustatyti ir ištirti racionalūs vienzonio matematinio modelio naudojimo aspektai, praplėtę dvejopu D-GD kuru veikiančių variklių tyrimo metodus, taikomus skirtingose technologinio konvertavimo proceso fazėse.
4. Indikatorinio proceso parametrinės analizės metodo taikymas varikliui, konvertuojamam veikti dvejopu D-GD kuru, užtikrina galimybes prognozuoti ir gerinti energinius rodiklius. Šiam tikslui pasiekti atliktas indikatorinio proceso vykdymo parametrų optimizavimas.
5. Papildyta ir pritaikyta plačia dvejopo D-GD kuro gama veikiančio variklio šilumos ir eksergijos balanso skaičiavimo metodika, naudota vertinant kogeneracinio ciklo energinio efektyvumo parametrus ir energetinį potencialą.

Ginamieji teiginiai

Iš disertacinio darbo pagrindinės sudėties ginti pateikiami toliau nurodyti teiginiai:

1. Variklio su konvencine kuro įpurškimo sistema, konvertuoto veikti dvejopu kuru, dyzelino įpurškimo fazės optimizavimas, gerinant energinius rodiklius, yra racionalus ribotame variklio didelės ir vidutinės apkrovų bei dvejopo kuro sudėties diapazone.
2. Vienzonio matematinio modelio pritaikymą varikliams, konvertuojamiems veikti dvejopu D-GD kuru, būtina derinti su indikatorinio proceso šilumos išsiskyrimo charakteristikos eksperimentiniais duomenimis tiriamame variklio apkrovos režime.
3. Dvejopo kuro variklio cilindre šilumos išsiskyrimo trukmė ir jos sąsajos su indikatorinio proceso vykdymo parametrais (α , ϵ , λ , T_0 ir kt.) yra pagrindinis energinį efektyvumą lemiantis veiksnys.
4. Sukurti metodologiniai pagrindai leidžia racionaliai derinti indikatorinio proceso vykdymo parametrus, siekiant variklio, konvertuoto veikti dvejopu D-GD kuru, energinio efektyvumo.
5. Variklio be konstrukcijos pakeitimų, konvertuoto veikti dvejopu kuru, mechaninės energijos ir kogeneracinio ciklo antrinių šilumos šaltinių (išmetamųjų deginių ir aušinimo sistemos) suminė eksergija viršija atitinkamus dyzelinio variklio parametrus. Tyrimais identifikuotame variklio apkrovos ir dvejopo kuro sudėties diapazone nustatytas praktinio naudojimo rentabilumas.

Darbo rezultatų apibavimas

Disertacijos tyrimų tema publikuoti trys moksliniai straipsniai: du – mokslinės informacijos (ISI) sąrašo leidiniuose (*ISI Web of Science*), turinčiuose citavimo indeksą (Lebedevas, Pukalskas, Daukšys, Rimkus, Melaika, Jonika, 2019; Lebedevas, Pukalskas, Daukšys, 2020); vienas – periodiniame recenzuojamame mokslo žurnale (Daukšys, Lebedevas, 2019).

Disertacijos darbo rengimo metu atliktų tyrimų rezultatai buvo pristatyti šešiose mokslinėse konferencijose Lietuvoje: du pranešimai pristatyti 11-ojoje tarptautinėje mokslinėje konferencijoje „Transbaltica 2019“, Vilnius; 10-ojoje tarptautinėje mokslinėje konferencijoje „Transbaltica 2017“, Vilnius; 10-ojoje nacionalinėje mokslo ir technologijų konferencijoje „Jūros ir krantų tyrimai 2017“, Palanga; 9-ojoje nacionalinėje mokslo ir technologijų konferencijoje „Jūros ir krantų tyrimai 2016“, Palanga; 19-ojoje tarptautinėje mokslinėje konferencijoje „Transport Means 2015“, Kaunas. Pagrindiniai disertacijoje atliktų tyrimų rezultatai 2020 04 24 pristatyti Ščecino Vakarų Pomeranijos technologijų universiteto Mechanikos inžinerijos ir mechatronikos fakultete, Lenkijoje.

Disertacijos struktūra

Disertaciją sudaro įvadas, penki skyriai, išvados ir priedas. Darbo apimtis – 184 psl. be priedo, tekste yra 46 formulės (sunumeruotos), 52 paveikslai ir 17 lentelių. Rašant disertaciją naudoti 154 mokslinės literatūros šaltiniai.

Padėka

Autorius dėkoja moksliniam vadovui prof. habil. dr. S. Lebedevui už vertingas mokslines konsultacijas ir pagalbą rengiant disertaciją. Taip pat VGTU kolegoms: prof. dr. S. Pukalskui, doc. dr. A. Rimkui, doc. dr. M. Melaikai už šiltą priėmimą ir suteiktą galimybę pasinaudoti esama variklių bandymo infrastruktūra VGTU Transporto inžinerijos fakultete eksperimentinių tyrimų vykdymo metu. Dėkoja už tarpininkavimą rengiant stažuotės sutartį UAB „Wärtsilä BLRT Estonia OÜ“ A. Minkevičienei ir įmonės direktoriui S. Glebauskui už konsultacijas ir galimybę atlikti stažuotę Estijoje UAB „Wärtsilä BLRT Estonia OÜ“ įmonėje. Autorius taip pat dėkoja UAB „Klaipėdos vanduo“ generaliniam direktoriui Leonui Makūnui ir vyr. n. t. technologei K. Bereišienei bei jos kolegoms už visapusišką pagalbą, vykdančią stažuotę Dumpių n. t. valyklos biudžių utilizavimo jėgainėje. Autorius dėkoja šeimos nariams už kantrybę ir palaikymą rengiant disertaciją.

Dvejopu kuru veikiančių variklių jėginių energijos naudojimo efektyvumo ir aplinkosaugos rodiklių mokslinių tyrimų analizė

1.1. Gamtinių dujų naudojimo transporto sektoriuje plėtos analizė

Šiuolaikinių transporto energetikos (TE) ir mažosios energetikos (ME) sektorių vystymosi technologinėms tendencijoms būdingi šie reiškiniai: šiltnamio dujų emisijos mažinimas, spartus energijos naudojimo efektyvumo didinimas, energijos iš atsinaujinančiųjų ir aplinkai draugiškesnių išteklių generavimo ir naudojimo plėtra (White Paper, 2011; ES MEMO/11/197, 2019; GHG Outlook, 2017). Tarptautinės laivybos sektoriuje įvesti energijos efektyvumo vertinimo reitingai. Strategija numato iki 2050 m. sumažinti laivų CO₂ emisiją 50 proc. lyginant su 2008 m. (IMO). ES darnaus transporto vystymo politika numato iki 2050 m. sumažinti teršalų kiekį 60 proc. ir pasiekti 80–95 proc. lygį, lyginant su poindustriniu laikotarpiu 1990 m. (White Paper, 2011).

Viena iš labiausiai pasiteisinusių ekologiją ir energijos naudojimo efektyvumą gerinančių priemonių sunkiajame transporte (laivai ir lokomotyvai) ir ME tapo mažą elementinės anglies kiekį turinčių kūrų (gamtinių dujų (GD), biodujų (BD) su vandeniliu, Brauno dujų priemaišų) ir jėginių antrinių energijos šaltinių naudojimas kogeneraciniame cikle. Plačiai paplitusių dyzelinių variklių (DV) konvertavimas veikti dujiniu kuru 90–85 proc. mažina NO_x, CO₂ emisiją – 20–10 proc., iš išmeta-

1. Dvejopu kuru veikiančių variklių jėgainių energijos naudojimo efektyvumo ir aplinkosaugos rodiklių mokslinių tyrimų analizė

mųjų deginių beveik visiškai pašalina kietąsias daleles (KD) ir sieros oksidus (SO_x) (Sahoo et al., 2009; Kakaee et al., 2015; Gatts et al., 2012; Yang et al., 2015). Daugiau kaip 1,2 proc. pasaulinio laivyno eksploatuojamų įvairios paskirties laivų (ne dujovežių): keleivinių, tanklaivių, vilkikų, plačios paskirties laivų, trumpo nuotolio plaukiojimo laivų komplektuojami dvejopu – skystuoju ir GD kuru – eksploatuojamomis jėgainėmis, kurių tendencingai vis daugėja (International Council on Clean Transportation, 2019). GD naudojimo technologijos vis plačiau taikomos geležinkelio transporto sektoriuje (Dincer et al., 2016; Osorio-Tejada et al., 2017; Bicalho Carvalhaes et al., 2017; Thomson et al. 2015). Per paskutinį dešimtmetį beveik tris kartus išaugus biodujų gamybai (Mustafi et al., 2020), vis daugėja dujinių variklių ME, užtikrinančių decentralizuotą elektros ir šiluminės energijos tiekimą vartotojams. Pavyzdžiui, Lietuvoje plečiant strateginę žaliosiomis technologijomis pagrįstos elektros energijos gamybą, žemės ūkio sektoriuje pastatytos 13 MW galios ME dujinės kogeneracinės jėgainės (LR energetikos strategija). Nors pasaulyje populiariausiu dvejopu – skystuoju ir DK – kuru veikiantys sunkieji varikliai („Wärtsilä“, MAN „Diesel&Turbo“ ir kt.) atitinka galiojančius ir numatytus ekologinių direktyvų rodiklių reikalavimus (Valladolid et al., 2017; Shinas et al., 2016), tačiau transporto ir ME sektoriuose iki šiol eksploatuojama didelė dalis variklių, kuriems būtini ekologinio bei energijos naudojimo gerinimo sprendimai. Sunkiojo transporto senos kartos jėgainės ir ME (dyzelinių generatorių) didelės galios parkai pasižymi aplinkos tarša (Hossain et al., 2012; Merker et al., 2004). Siekiant gerinti tokių jėgainių racionalų ekologinį ir energinį efektyvumą potencialą, jos galėtų būti konvertuojamos veikti dvejopu kuru, tačiau tam trūksta vieno reikšmingiausių įrankių (pasak pasaulio DV projektavimo ir tyrimų lyderių AVL) – konvertavimo bei variklio valdymo strategijos metodologinių pagrindų, orientuotų į skirtingų tipų variklių modelius, įvertinant jų konstrukcijos, reguliavimo, veikimo technologinius ypatumus (Kakaee et al., 2015; Liu et al., 2015; Rapalis ir kt., 2013). Šiuolaikiniai technologiniai sprendimai yra gamintojų praktinė patirtis, o dujinės įrangos gamintojai iš esmės išskirtinai orientuojasi į savo gamintojo kurtų variklių konvertavimą („Wärtsilä“, MAN „Diesel&Turbo“, „Cummins Co“ ir kt.).

Plačiai paplitusių dyzelinių variklių (DV) konvertavimas veikti gamtinėmis dujomis ir kogeneracinių technologijų vystymas yra efektyviausios tarpusavyje susijusios kryptys, sprendžiant XXI a. dominuojančias problemas: oro taršą toksiškais komponentais bei šiltnamio dujų CO_2 emisijos mažinimą ir energijos naudojimo efektyvumo didinimą (EUROSTAT, 2019; Europos Komisija; IEA, 2019). Šių technologijų kompleksinį vystymąsi, būdingiausią jūrų transporto ir mažosios energetikos segmentams, lemia daugybė tarptautinių norminių aktų: EEDI reglamentavimas (IMO; Attah et al., 2015; Shinas et al., 2016), normatyvai „mažajai“ energetikai. Rinkoje pirmaujančių įmonių („Wärtsilä“, MAN „Diesel&Turbo“, „Caterpillar“ ir kt.) naujų dvejopo kuro variklių energinis efektyvumas nenusileidžia variklių, veikiančių dyzelinu energiniam efektyvumui, o kenksmingų komponentų emisija išmetamosiose dujose sumažėja iki 90–95 proc. (Kakaee et al., 2015; Gatts et al., 2012; Yang et al., 2015), kas atitinka numatomus aplinkosaugos standartų reikalavimus

1. Dvejopu kuru veikiančių variklių jėgainių energijos naudojimo efektyvumo ir aplinkosaugos rodiklių mokslinių tyrimų analizė

nenaudojant brangių antrinių technologijų (Resitoglu et al., 2015; IMO; Zagala et al., 2017; Park et al., 2013).

Indikatorinio proceso efektyvumą lemiantis aukšto cetaninio skaičiaus (ACS) kuro (angl. *hight reaction fuel* – HRF) dyzelino porcijos laiko atžvilgiu turinis pasiskirstymas cilindre realizuojamas išskirtinai akumuliacine (CR) tiekimo sistema ir dujinio kuro tiekimu aukštu 1500–3000 bar slėgiu (Valladolid et al., 2017; Yang et al., 2015). Šie technologiniai ypatumai nerealizuojami tradicinę kuro tiekimo sistemą turinčiuose iki šiol eksploatuojamuose DV parko modeliuose, konvertuojamuose veikti dvejopu kuru. Apie 30 proc. laivų jėgainių pasaulyje (Baburina et al., 2017; Gapirov, 2018) ir apie 30 proc. mažosios energetikos modelių (Adomavičius ir kt., 2010; Wakui et al., 2011), sukomplektuoti su konvencine degalų tiekimo sistema, pasižymi ACS įpurškimo fazės optimizavimo apribojimais (Cheenkachorn et al., 2013; Zang et al., 2016; Li et al., 2015). Tačiau GD naudojimo technologijų plėtrai labiausiai trukdo laisvos prieigos metodologinių sprendimų trūkumas, dėl to labai sudėtinga nustatyti racionalius indikatorinio proceso parametrus, kai siekiama prognozuoti DV eksploatacinius rodiklius, jam veikiant dvejopu kuru, o kogeneracinės jėgainės atveju – antrinių energijos šaltinių sudedamąsias (elektros energiją ir šiluminę energiją) (AVL, Austria, Laboratory of Energy Research, US; Park et al., 2016). Šie metodologiniai sprendimai būtų naudingi naujų modelių projektavimo pradiniam etape, taip pat aktualūs specializuotoms įmonėms, konvertuojančioms DV veikti dvejopu kuru. Tai ypač taikytina Rytų Europos regionui ir Lietuvai (Baburina et al., 2017; Žaglinskis ir kt., 2018).

Atliktų analitinių tyrimų medžiaga daugiausia skirta transporto dyzeliniams varikliams, tačiau su disertacinių tyrimų tikslu derinasi taip pat ir mažosios energetikos vystymosi aspektai. Pavyzdžiui, mažojoje energetikoje paplitę ir dujiniai varikliai, veikiantys Otto kibirkštinio uždegimo principu. Šių variklių naudojimas plačiai paplitęs mažojoje energetikoje, kur daugiausia deginamos biomasės pūdymo procese gautos biodujos. Tačiau tokio tipo jėgainių mechaninis efektyvumas siekia nuo 29 iki 35 proc., nors panašios galios jėgainės, veikiančios dvejopo D-GD kuro režimu, veikdamos didelės galios režimais pasiekia nuo 40 iki 45 proc. energinį efektyvumą, tad D-GD jėgainės šiek tiek nusileidžia slėginio uždegimo variklių efektyvaus veikimo koeficientui (Chala et al., 2018; Korakianitis et al., 2011).

1.2. Gamtinių dujų naudojimo dyzelinio variklio cikle lyginamieji (analitiniai) tyrimai: privalumai, trūkumai, technologijos problematika

Korakianitis ir kt. (2011) atliko Otto tipo ir dyzelinių variklių, veikiančių gamtinėmis dujomis, darbinių charakteristikų bei ekologinių rodiklių palyginimą. Buvo nagrinėti gamtinėmis dujomis veikiančių Otto tipo bei dyzelinių variklių privalumai ir palyginti su standartiniu darbo principu, naudojant benziną arba dyzeliną.

1. Dvejopu kuru veikiančių variklių jėgainių energijos naudojimo efektyvumo ir aplinkosaugos rodiklių mokslinių tyrimų analizė

1. Kibirkštinio degalų uždegimo principo variklių, veikiančių su gamtinėmis dujomis, privalumai:
 - a) veikia esant aukštesniam suslėgimo laipsniui;
 - b) didesnis šiluminis naudingojo veikimo koeficientas;
 - c) sumažėja CO₂, CH emisijos.

Kibirkštinio degalų uždegimo principo variklių, veikiančių gamtinėmis dujomis, trūkumai:

- a) didėja NO_x emisijos;
- b) mažėja variklio sukuriama galia, dėl sumažėjusio įsiurbiamo oro tūrio, mažesnio stochiometrinio degalų ir oro santykio, ekvivalentiškumo santykio sumažėjimo, dėl priemonių, naudojamų NO_x emisijai mažinti.

Varikliui veikiant aukšta apkrova, NO_x emisijos mažinamos naudojant EGR. Tačiau didinant EGR darbo efektyvumą iki maksimalios ribos, sukeliama liepsnos gesinimo ir netinkamo variklio veikimo reiškiniai. Šiems reiškiniams mažinti gali būti naudojamas vandenilio dujų tiekimas, kas labai sumažina EGR neigiamą poveikį, nes vandenilio ir gamtinių dujų mišinys turi didesnę liepsnos greitį. Galios didinimas pasiekiamas didinant pripučiamo oro slėgį ir aušinant tarpinį orą.

2. Slėginio uždegimo variklio, veikiančio gamtinių dujų ir dyzelino mišiniu, privalumai:
 - a) šiluminio naudingojo veikimo koeficiento užtikrinimas, dirbant dvejo kuro režimu;
 - b) didelis dūmingumo sumažėjimas;
 - c) mažesnės NO_x ir CO₂ emisijos.

Slėginio uždegimo variklių, veikiančių gamtinių dujų ir dyzelino mišiniu, trūkumai:

- a) sumažėja į cilindrą tiekiamo oro temperatūra;
- b) padidėja savaiminio užsiliepsnojimo trukmė (indukcijos periodas);
- c) sumažėja išmetamųjų deginių temperatūra;
- d) variklis veikia garsiau nei vien dyzelinu veikiantis variklis (Wannatong et al., 2007; Li et al., 2016);
- e) Varikliui veikiant aukšta apkrova, atsiranda detonacijos galimybė (Antunes et al., 2012; Abdelaal et al., 2013);
- f) dyzelino porcija nepakankamai prasiskverbia ir nepakankamai tolygiai pasklinda cilindro tūryje, dėl to degimo židiny yra necentruotas.

EGR naudojimas varikliui veikiant mažomis ir vidutinėmis apkrovomis didina degimo temperatūrą, todėl mažėja nevisiško degimo produktų CH ir CO emisijos. Dyzelino porcijos didinimas ir vandenilio dujų naudojimas yra vienas iš būdų degimo efektyvumui didinti. Variklio, veikiančio dvejo kuro režimu, galios sumažėjimas, veikiant žemos apkrovos režimais, atitinka galią mažinančius veiksnius ir kibirkštinio degalų uždegimo principo varikliuose, veikiančiuose gamtinių dujų pag-

1. Dvejopu kuru veikiančių variklių jėgainių energijos naudojimo efektyvumo ir aplinkosaugos rodiklių mokslinių tyrimų analizė

rindu. Autorių teigimu, varikliui veikiant gamtinėmis dujomis tiek kibirkštinio degalų uždegimo, tiek slėginio suspaudimo principu galiai užtikrinti reikia taikyti tiesioginį gamtinių dujų įpurškimą į cilindrą aukštesniu negu 30 MPa slėgiu, o gamtinėms dujoms iki tokio slėgio suslėgti reikia apie 3,6 proc. daugiau energijos iš gamtinių dujų degimo metu susidariusios energijos (degimo entalpijos). Slegiant gamtines dujas iki tokio slėgio, jas būtina atšaušinti, o tai savo ruožtu dar sumažina gamtinių dujų degimo metu susidariusią energiją (degimo entalpiją) apie 1,7 proc.

1.3. Gamtinių dujų naudojimo dyzelinio variklio cikle analizė

Gamtinės dujos yra įvairių dujų mišinys, kurio didžiąją dalį sudaro metanas. Šių dujų degimo metu susidaro mažiausias šiltnamio dujų kiekis palyginti su naftinės kilmės kuras. Natūralios gamtinės dujos, kaip kuras, buvo pradėtos naudoti dar 1930 m. Gamtinių dujų, kaip transportui skirtu kuro, populiarumas pradėjo augti pastarąjį dešimtmetį dėl didelių šio kuro išteklių ir mažesnės oro taršos kenksmingais išmetamųjų deginių emisijos komponentais.

Pagal fizikines-chemines gamtinių dujų savybes jų sudėtyje yra lengvųjų alkanų, tokių kaip metanas, etanas, propanas, n-butanai ir izobutanai bei pentanai. Taip pat galima rasti anglies dioksido, azoto ir vandens garų. Ši sudėtis labai priklauso nuo gamtinių dujų telkinio ir gavybos proceso. Standartinė gamtinių dujų sudėtis pateikta 1.1 lentelėje.

1.1 lentelė. Tipinė gamtinių dujų komponentų sudėtis (Lijiang-Wei, 2016)

Table 1.1. Typical component and content of natural gas (Lijiang-Wei, 2016)

Komponentas	Standartinė vertė [tūr.,%]	Ribos [tūr.,%]
metanas	94,9	87,0–96,0
etanas	2,5	1,8–5,1
propanas	0,2	0,1–1,5
izobutanai	0,03	0,01–0,3
n-butanai	0,03	0,01–0,3
izopentanas	0,01	Pėdsakai iki 0,14
n-pentanas	0,01	Pėdsakai iki 0,14
heksanas	0,01	Pėdsakai iki 0,06
azotas	1,6	1,3–5,6
anglies dioksidas	0,7	0,1–1,0
deguonis	0,02	0,01–0,1
vandenilis	Pėdsakai	Pėdsakai iki 0,02

Paprastai gamtinėse dujose metano kiekis sudaro nuo 87 iki 96 proc. Dėl mažo elementinės anglies kiekio palyginti su naftinės kilmės kuru gamtinės dujos yra mažiausia šiltnamio dujų emisija pasižymintis energijos nešėjas. Gamtinių dujų ir dyze-

1. Dvejopo kuro veikiančių variklių jėginių energijos naudojimo efektyvumo ir aplinkosaugos rodiklių mokslinių tyrimų analizė

lino lyginamosios charakteristikos pateiktos 1.2 lentelėje. Gamtinių dujų naudojimo dyzeliniuose varikliuose galimybę labiausiai komplikuoja šių dujų aukšta savaiminio užsiliepsnojimo temperatūra.

1.2 lentelė. Gamtinių dujų ir dyzelino fizikinė-cheminė sudėtis (Khan, 2015)

Table 1.2. Physicochemical properties of natural gas and diesel (Khan, 2015)

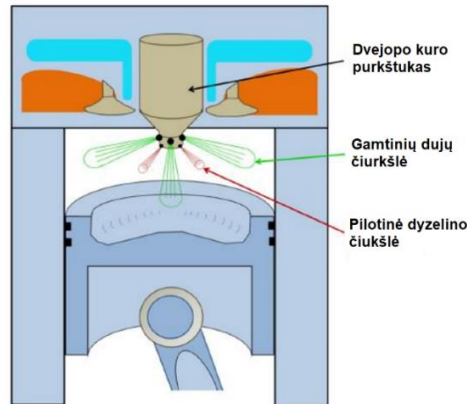
Kuro savybės	Gamtinės dujos	Dyzelinas
Žemutinė energinė vertė, [MJ/kg]	48,6	42,5
Stechiometrinio mišinio energinė vertė [MJ/kg]	2,67	2,79
Cetatinis skaičius [–]	–	52,1
Oktaninis [–]	130	–
Savaiminio užsiliepsnojimo temperatūra [°C]	650	180–220
Stechiometrinis oro ir kuro santykis [kg/kg]	17,2	14,3
Elementinės anglies kiekis [%]	75	87

Gamtinių dujų naudojimas vidaus degimo varikliuose yra labai paplitęs tiek energetikos, tiek ir transporto srityse. Gamtinių dujų naudojimas kibirkštinio tipo varikliuose dabartiniu metu yra jau labai gerai išvystytas, tačiau jų naudojimas savaiminio kuro mišinio užsiliepsnojimo principu veikiančiuose vidaus degimo varikliuose vis dar yra tobulinamas. Tiesiogiai naudoti gamtines dujas dyzeliniuose varikliuose sudėtinga dėl gamtinių dujų aukštos savaiminio užsiliepsnojimo temperatūros ir mažo cetatinio skaičiaus, todėl būtinas papildomas šaltinis dujų ir oro mišiniui uždegti. Atsižvelgiant į gamtinių dujų tiekimo į cilindrą ir jų uždegimo būdą, išskiriami trys pagrindiniai gamtinių dujų naudojimo dyzelyje konstrukciniai sprendimai.

Gamtinių dujų naudojimo dyzeliniuose varikliuose būdai:

1. dvejo kuro – naudojant šį būdą, dujos yra įsiurbiamos arba įpurškiamos į variklio oro įsiurbimo traktą (oro kolektorių), siekiant sumaišyti jas su oru dar prieš joms patenkant į cilindrą, kuriame šis mišinys uždegamas, suspaudimo ciklo pabaigoje įpurškiant aukštą cetatinį skaičių turinčio kuro – dyzelino. Tokio tipo variklio schema pateikta 1.1 paveiksle.

1. Dvejopu kuru veikiančių variklių jėgainių energijos naudojimo efektyvumo ir aplinkosaugos rodiklių mokslinių tyrimų analizė



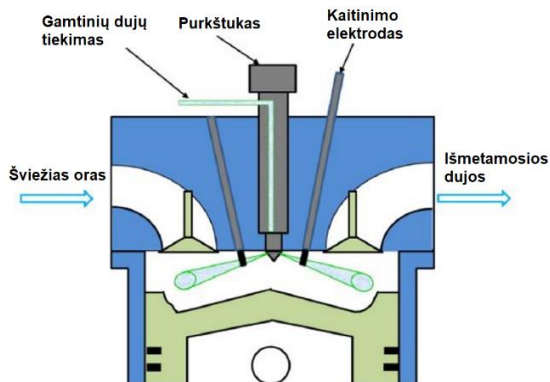
1.2 pav. Aukšto slėgio tiesioginio įpurškimo sistemos konstrukcinė schema (Lijiang-Wei, 2016)

Fig. 1.2. The schematic diagram of high pressure direct injection system (Lijiang-Wei, 2016)

Taikant HPDI metodą, dujos užsidega iškart patekusios į cilindrą, nespėjusios susimaišyti su cilindre esančiu dyzelino ir oro mišiniu. Tokia tiesioginė dujų degimo technologija užtikrina daug efektyvesnį degimą bei kuro ekonomiškumą, artimą dyzelinu veikiančio variklio energiniam efektyvumui ir galiai, labiausiai esant žemoms ir vidutinėms apkrovoms. Tačiau siekiant taikyti šį metodą, reikia naudoti specialų koncentrinio tipo purkštuką dviejų tipų kurui į cilindrą įpurkšti, bet dėl sudėtingos tokio purkštuko konstrukcijos labai išauga savi-kaina, be to, tokią sistemą sudėtinga ir valdyti. Palyginus šį metodą su dvejopo kuro metodu, pasirodo, kad jis yra dar sudėtingesnis, kadangi taikant šį metodą reikia tiesiogiai įpurkšti gamtinių dujų, suspaustų labai dideliu 200–300 bar slėgiu. Dvejopo kuro (angl. *dual-fuel*) metodo taikymas dabar eksploatuojamuose dyzeliniuose varikliuose yra lengviau įgyvendinamas be sudėtingų variklio konstrukcijos pakeitimų. Taikant HPDI metodą, dyzelinio kuro suvartojimas gali sumažėti apie 80 proc., o ciklinė dyzelino porcija gali sudaryti mažiau nei 10 proc viso degiojo mišinio. Anksčiau atliktuose tyrimuose (Krishnan et al., 2010; Srinivasan et al., 2013) dyzelinio kuro ciklinė porcija buvo sumažinta nuo 2 iki 3 proc. viso į cilindrą tiekiamo kuro, dvejopo kuro sudėtyje esančių gamtinių dujų daliai sudarant iki 95 proc. Dėl to dvejopo kuro metodo taikymas yra labai paplitęs (Lijiang-Wei et al., 2016).

3. Į cilindrą patekusių dujų uždegimas naudojant labai įkaitintą paviršių (angl. *Hot surface assisted compression ignition*). Šio būdo esmė – gamtinės dujos suspaudimo takto pabaigoje yra įpurškiamos tiesiai į cilindrą šalia labai įkaitintą paviršių turinčio elemento – tam paprastai naudojamas iki 1200–1400 K temperatūros įkaitintas elektrodas. Tokio variklio konstrukcinė schema pateikta 1.3 paveiksle. Maža detonacijos galimybė, aukšti galios ir terminio efektyvumo rodikliai yra vieni iš pagrindinių šio metodo privalumų. Tačiau dėl aukštų temperatūrų greitai dėvisi kaitinimo elektrodas, todėl šis metodas nėra labai paplitęs.

1. Dvejopu kuru veikiančių variklių jėgainių energijos naudojimo efektyvumo ir aplinkosaugos rodiklių mokslinių tyrimų analizė



1.3 pav. Įkaitinto paviršiaus slėginio uždegimo konstrukcinė schema (Lijiang-Wei, 2016)

Fig. 1.3. The schematic diagram of hot surface assisted compression ignition (Lijiang-Wei, 2016)

1.3.1. Dvejopo kuro variklių energinių rodiklių analizė

Kuro degimas cilindre – tai oro teršalų formavimasis, variklio specifinį darbą ir ilgaamžiškumą lemiantis procesas. Dyzelinas ir gamtinės dujos yra skirtingomis fizinėmis-cheminėmis savybėmis pasižymintys kurai. Dvejopo kuro variklio cilindre darbo mišinio sudarymo ir degimo procesas dėl skirtingų fizikinių ir cheminių dyzelino ir gamtinių dujų savybių reikšmingai skiriasi nuo vykstančio dyzeliniame variklyje proceso. Gamtinių dujų įvedimas į cilindrą lemia degimo charakteristikas – taip yra dėl pakitusio oro bei kuro santykio ir mažesnio liepsnos greičio.

Ekspperimentiniais metodais mokslininkai (Selim, 2003) tyrė parametrus, turinčius įtakos cilindriniam slėgiui ir slėgio padidėjimo greičiui gamtinėmis dujomis veikiančiame vieno cilindro dyzeliniame variklyje „Ricardo E6“ su prieškamere. Buvo nustatyta, kad maksimalus slėgio padidėjimo greitis sumažėja, didėjant variklio apsisukimams, bet išauga ankstinant kuro įpurškimą į cilindrą tiek veikiant dyzelinu, tiek ir dvejopo kuro režimu. Slėgio padidėjimo greitis veikiant dyzelinu sumažėjo 2,57 bar/°a.v.p.k., o dvejopo kuro režimu – 3,65 bar/°a.v.p.k. variklio sukiamas padidėjus 900 min⁻¹. Padidinus apkrovą varikliui veikiant nusistovėjusiu režimu, slėgio padidėjimo greitis akivaizdžiai išaugo veikiant dvejopo kuro režimu ir buvo didesnis veikiant visais apkrovų režimais, bet beveik visai nepakito veikiant dyzelinu. Taip pat nustatyta, kad didinant dyzelinio kuro masės santykį degimo procese, slėgio didėjimo greitis iš pradžių nukrinta, bet vėliau vėl pradeda augti. Visų galios (apkrovos) režimų metu veikiant dvejopu kuru slėgio padidėjimo greitis visada augo ir maksimaliai siekė 11,5 bar/°a.v.p.k.

1. Dvejopo kuro veikiančių variklių jėgainių energijos naudojimo efektyvumo ir aplinkosaugos rodiklių mokslinių tyrimų analizė

Mokslininkai (Papagiannakis et al., 2010) tyrinėjo gamtinių dujų masės dalies įtaką degimo charakteristikoms pagal tris variklio apkrovas ir apsisukimų režimus. Bandymas parodė, kad visais tyrime bandytais atvejais gamtinių dujų masės porciją keičiant nuo 0 iki 80 proc., užsidegimo ir degimo trukmė buvo daug ilgesnė, o slėgis cilindre buvo žemesnis, varikliui veikiant dvejopo kuro režimu. Didinant dujinio kuro santykį, dvejopo kuro sudėtyje slėgis cilindre mažėja, o kuro užsidegimo ir degimo trukmė ilgėja.

Mokslininkai (Wannatong et al., 2007) tyrinėjo degimo charakteristikas vieno cilindro dvejopo kuro variklyje ir nustatė, kad slėgis cilindre gerokai išaugo, o kuro degimo gaisties periodas sutrumpėjo, padidinus į cilindrą tiekiamo oro temperatūrą varikliui veikiant pastoviais sūkais; fiksuota apkrova ir tam tikru dvejopo kuro santykiu. Šilumos išsiskyrimo greitis tolygiai didėjo dėl didinamos į cilindrą tiekiamo oro temperatūros. Tačiau didinant į cilindrą tiekiamo oro temperatūrą, didėjo detonacijos galimybė. Esant fiksuotai dyzelino porcijai mišinyje, bet didinant gamtinių dujų kiekį, slėgis cilindre bei temperatūra didėjo gerokai sparčiau, nors ir paankstėjo užsidegimo fazė.

Tyrėjai (Abdelaal et al., 2013) lygino dyzelinio variklio ir gamtinėmis dujomis dvejopo kuro režimu veikiančio variklio degimo charakteristikas esant fiksuotiems sūkiams $1\ 600\ \text{min}^{-1}$, modeliudami variklio degimo charakteristikas 53 ir 87 proc. apkrovoms. Dyzelino porcijos dydis dvejopame D-GD kure buvo išlaikomas fiksuotas – 20 proc., bet didinamas arba mažinamas į cilindrą tiekiamų gamtinių dujų kiekis. Lyginant dvejopo kuro variklio ir dyzelinio variklio režimus, slėgis cilindre buvo mažesnis 6,7 ir 6,2 proc., degimui paankstėjus 2,8 ir 5,5 °a.v.p.k., maksimalaus slėgio didėjimo greitis sumažėjo 0,39 bar/°a.v.p.k. ir 1,14 bar/°a.v.p.k., varikliui atitinkamai veikiant 53 ir 87 proc. apkrovomis. Maksimali ciklo temperatūra buvo žemesnė. Tyrimo metu buvo bandomas ir EGR, kurio naudojimo metu maksimalus ciklo slėgis mažėjo, o kuro užsidegimo trukmė ilgėjo, o didinant išmetamųjų dujų recirkuliaciją šie parametrai tik blogėjo. Mažėjantį maksimalų ciklo slėgį apie 10 bar ir slėgio augimo greitį 2,3 bar/°a.v.p.k. nustatė ir kiti tyrėjai (Liu et al., 2015).

Gamtinių dujų degimo charakteristikų įtaką dvejopo kuro variklyje tyrinėjo ir kiti mokslininkai (Lounici et al., 2014; Papagiannakis et al., 2010). Tiek vieni, tiek kiti nustatė, kad dvejopo kuro režimu veikiančio variklio slėgis cilindre ir degiojo mišinio degimo charakteringieji periodai buvo prastesni, lyginant su dyzeliniu kuro veikiančio variklio. Tačiau gauti prieštaringi ciklo maksimalaus slėgio pokyčio rezultatai (Papagiannakis et al., 2010). Tiriant ciklo maksimalus slėgis visada buvo mažesnis, nepriklausomai nuo to, ar variklis veikė žema, ar aukšta apkrova (Lounici et al., 2014). Tyrimais mažesnė maksimalaus slėgio reikšmė nustatyta tik varikliui veikiant žema apkrova, o aukšta apkrova dvejopo kuro režimu veikiančio variklio ciklo maksimalus slėgis buvo aukštesnis nei dyzelinio variklio – tai lėmė pagerintas dujinio kuro degimas ir spartesnis šilumos išsiskyrimas.

Tyrėjai (Khan et al., 2015) taip pat nagrinėjo degimo charakteristikų priklausomybę nuo dujinio kuro priemaišos ir dyzelinio kuro porcijos dvejopo kuro metodu veikiančiame vieno cilindro variklyje. Nustatyta, kad kuro užsidegimo trukmė ilgė-

1. Dvejų kuro veikiančių variklių jėgainių energijos naudojimo efektyvumo ir aplinkosaugos rodiklių mokslinių tyrimų analizė

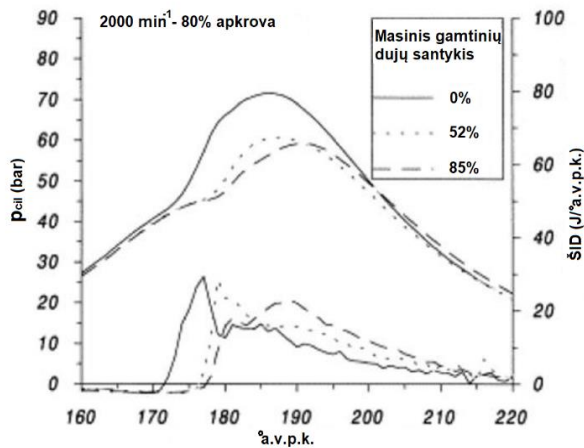
jo, bet didinant dyzelino porciją reikšmingai trumpėjo, o ciklo maksimalaus slėgio augimas buvo lėtas. Dyzelinio kuro porcijos didinimas taip pat turėjo įtakos ir kuro įpurškimo fazės charakteristikoms. Didžiausias šilumos išsiskyrimo greitis augo proporcingai užsidegimo trukmės ilgėjimui. Esant labai mažai dyzelinio kuro porcijai, šilumos išsiskyrimo fazėje fiksuota keletas pikų dėl užsitęsusio dujų degimo išmetimo cikle.

Mokslininkai (Sun et al., 2014) tyrė dyzelino porcijos ir degimo paankstinimo kampo įtaką dyzelinu ir dujomis veikiančio dvejo kuro variklio degimo charakteristikai. Tyrimai taip pat atskleidė, kad slėgio augimo cilindre greitis ir maksimalus ciklo slėgis labai kinta (auga), didinant dyzelinio kuro porciją, o paankstinus kuro įpurškimą, šie parametrai dar labiau augo ir spartėjo. Šilumos išsiskyrimo fazėje susidarė du pikai. Pirmajam įtakos turėjo dyzelinio kuro degimas – jis didėjo ir spartėjo didinant dyzelino kuro porciją. Antrajam darė poveikį viso cilindre susidariusio degiojo mišinio užsidegimas, kuris prasidėjo prie 10 °a.v.p.k. PVRT. Panašius tyrimus atliko ir kiti tyrėjai (Zhou et al., 2013), kurie nustatė, kad užsidegimas buvo vėlesnis ankstinant dyzelino įpurškimo į cilindrą momentą, bet užsidegimas buvo ankstesnis, didinant į cilindrą įpurškiamo dyzelino porcijos dydį.

Tyrėjai (Yang et al., 2015) nagrinėjo gamtinių dujų ir dyzelino įpurškimo parametų įtaką degimo charakteristikai „common rail“ (CR) kuro sistemą turinčiame turbokompresiniame dvejo kuro variklyje. Nustatyta, kad varikliui veikiant žemomis arba vidutinėmis apkrovomis, ankstinant dujų įpurškimą į cilindrą, užtikrinamas spartesnis liepsnos sklidimas, gerinantis dujų degimo efektyvumą. Be to, ankstesnis užsidegimas ir trumpesnė degimo trukmė bei aukštesnis terminis naudingo veikimo koeficientas gali būti pasiekti didinant įpurškiamo dyzelinio kuro slėgį, varikliui veikiant mažomis apkrovomis. Tačiau esant aukštomis variklio apkrovoms, dujų įpurškimo fazės ankstinimas atskleidė prastesnę degimo proceso charakteristiką.

Cilindrinis slėgis, maksimalus ciklo slėgis, uždegimo vėlavimas ir šilumos išsiskyrimo greitis yra parametrai, aiškiai nusakantys degimo procesą. Cilindro temperatūrą dvejo kuro režimu veikiančiame variklyje nagrinėjo daugelis minėtų autorių. Rezultatai rodo, kad cilindrinis slėgis, visada yra šiek tiek mažesnis dvejo kuro režimu veikiančiame variklyje suspaudimo proceso metu ir visų degimo cilindre fazių metu. Taip pat degimo pradžia ir degimo fazės užsitęsė dėl vėlesnio dujinio mišinio užsidegimo (1.4 paveikslas).

1. Dvejopu kuru veikiančių variklių jėgainių energijos naudojimo efektyvumo ir aplinkosaugos rodiklių mokslinių tyrimų analizė



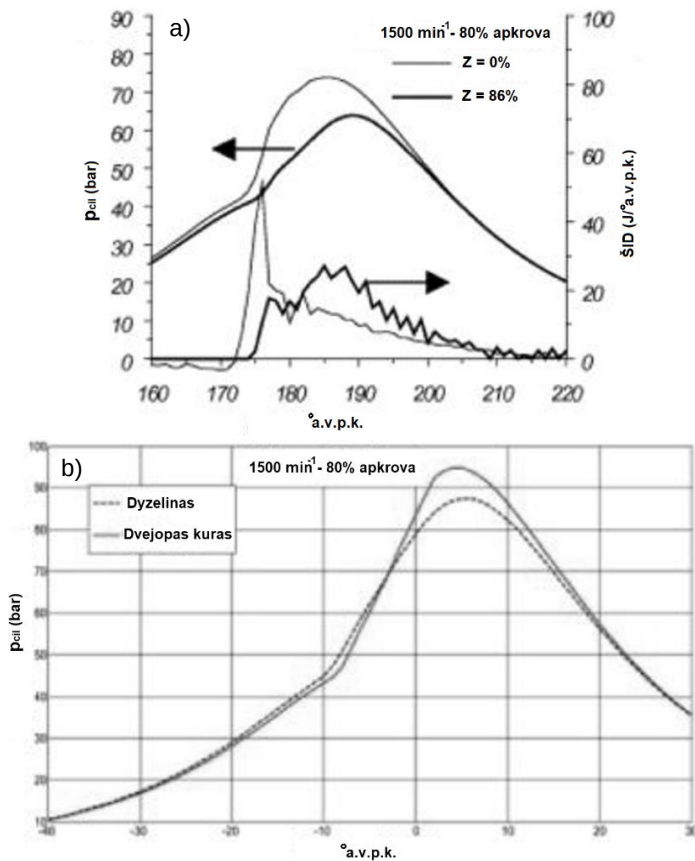
1.4 pav. Cilindrinio slėgio ir šilumos išsiskyrimo greičio palyginimas varikliui veikiant dvejopu kuru ir grynu dyzelinu (Sahoo, 2009)

Fig. 1.4. Cylinder pressure and heat release rate under normal diesel and dual fuel operation (Sahoo, 2009)

Kadangi gamtinių dujų specifinė šiluminė talpa yra aukštesnė nei oro, temperatūra cilindre suspaudimo takto metu yra žemesnė veikiant dvejopo kuro režimu palyginti su dyzelinio variklio darbo procesu, o lėtesnis dujų užsidegimas iš esmės ir lemia žemas temperatūras cilindre.

Maksimalaus ciklo slėgio ir slėgio augimo greitis yra pagrindiniai parametrai, veikiantys variklio garsą, vibracijas ir patikimumą. Šie parametrai yra daug mažesni dvejopo kuro režimu veikiančiuose varikliuose nei dyzeliniuose varikliuose. Taip yra dėl vadinamojo „lieso“ dujinio kuro ir oro mišinio bei mažo jo degimo greičio, o tai savo ruožtu neigiamai veikia degimo efektyvumą, maksimalų ciklo slėgį ir slėgio padidėjimo greitį. Uždelstas dujų ir oro mišinio užsidegimas perkelia degimo fazę į išsiplėtimo taktą, kuriame dėl padidėjusio degimo kameros tūrio susidaro slėgis, stumiantis stūmoklį žemyn, ir neleidžia susidaryti maksimaliam ciklo slėgiui (1.5a paveikslas). Tačiau kai kurių tyrimų rezultatai atskleidė ir didėjančias šių parametrų reikšmes (1.5b paveikslas), tam gali turėti įtakos smarkus dujų mišinio degimas prie pat VRT (1.6 paveikslas). Maksimalus ciklo slėgis ir slėgio didėjimo greitis labai priklauso nuo dyzelinio kuro įpurškimo charakteristikų ir į cilindrą tiekiamo oro temperatūros. Didinant dyzelinio kuro porciją ir ankstinant jo įpurškimą, minėti parametrai vienareikšmiškai didėja. Didesnė kuro porcija sudaro didesnę degimo plotą ir pagreitina kuro mišinio užsiliepsnojamą, o tai padidina šilumos išsiskyrimo greitį, o dėl to išauga maksimali ciklo temperatūra. Ankstinant dyzelinio kuro įpurškimą, dar suspaudimo proceso metu išsiskiria didelis energijos kiekis, o tai didina temperatūrą ir ciklo slėgį (1.7 paveikslas).

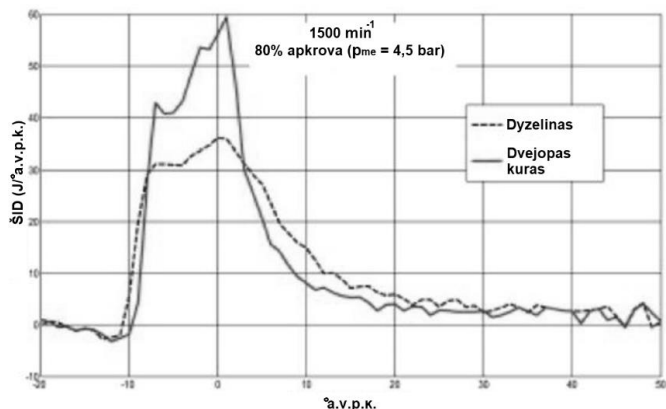
1. Dvejopu kuru veikiančių variklių jėgainių energijos naudojimo efektyvumo ir aplinkosaugos rodiklių mokslinių tyrimų analizė



1.5 pav. Cilindrinio slėgio kitimas priklausomai nuo darbo režimo: a) mažesnis dvejopo kuro režimo maksimalus slėgis (Z yra masinė gamtinių dujų dalis dvejopame kure) (Sahoo, 2009); b) didesnis dvejopo kuro režimo maksimalus ciklo slėgis (Lounici, 2014)

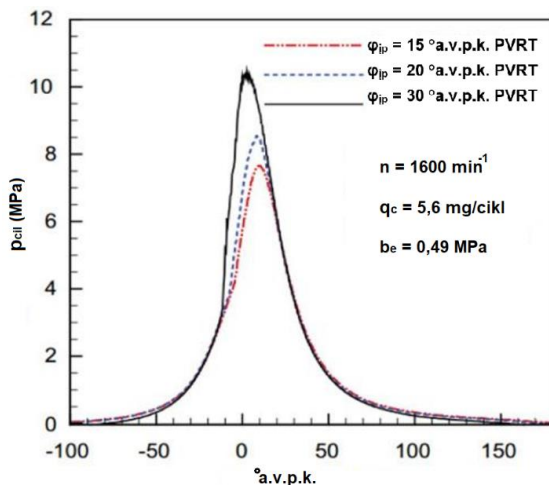
Fig. 1.5. Comparison of the in-cylinder pressure under two different operation modes: a) Lower peak in-cylinder pressure under dual fuel mode (Z is the mass fraction of natural gas in the total fuel) (Sahoo, 2009); b) Higher peak in-cylinder pressure under dual fuel mode (Lounici, 2014)

1. Dvejopu kuru veikiančių variklių jėgainių energijos naudojimo efektyvumo ir aplinkosaugos rodiklių mokslinių tyrimų analizė



1.6 pav. Spartus šilumos išsiskyrimas, varikliui veikiant dvejojo kuro režimu (Lounici, 2014)

Fig 1.6. Rapid heat releasing of the dual fuel mode (Lounici, 2014)



1.7 pav. Cilindrinio slėgio kitimas priklausomai nuo skirtingų dyzelino įpurškimo paskubos kampų (Lijiang-Wei 2016)

Fig. 1.7. In-cylinder pressures at different pilot diesel injection timing (Lijiang-Wei 2016)

1.3.2. Dvejojo kuro variklių indikatorinio proceso rodikliai

Degimo vėlavimas

Užsidegimo vėlavimas dyzeliniame variklyje apibrėžiamas alkūninio veleno pasisukimo kampo laipsniais ($^{\circ}\text{a.v.p.k.}$) tarp kuro įpurškimo ir jo užsiliepsnojimo pradžios. Visais atvejais naudojant gamtines dujas dvejojo kuro variklyje pasireiškė degimo vėlavimas, labiausiai veikiamas suspaudimo temperatūros sumažėjimo ir aukštos gamtinių dujų specifinės šiluminės talpos bei cheminių savybių.

1. Dvejopu kuro veikiančių variklių jėgainių energijos naudojimo efektyvumo ir aplinkosaugos rodiklių mokslinių tyrimų analizė

Šilumos išsiskyrimo greitis

Šis parametras labiausiai priklauso nuo keturių pagrindinių degimo charakteristikos etapų: degimo vėlavimo, intensyvaus mišinio formavimosi fazės, kontroliuojamo kuro degimo, vėlyvojo degimo. Dyzeliniame variklyje didžioji dalis kuro sudega kontroliuojamo degimo difuzinėje fazėje. Remiantis daugelio tyrimų rezultatais, gamtinių dujų degimo charakteristikos rodiklius dvejo kuro variklyje lemia dyzelino porcijos aktyvių radikalų išsidėstymas degimo kameros tūryje, įvykus jų savaiminiam užsidegimui – jų difuzinis susimaišymas su dujine faze. Šiuo pagrindu, palyginti su dyzelinio variklio degimo procesu, ypač mažos apkrovos arba forsavimo režimais, kinetinė degimo fazė jaučiamai mažėja, kai ilgėja difuzinė fazė. Šią tendenciją patvirtina ir atliktų tyrimų rezultatai. Pirmoje fazėje užsiliepsnojęs dyzelinas uždega gamtines dujas, bet dėl mažos dyzelino porcijos ir sąlyginai mažos dujų ir oro mišinio koncentracijos degimo dinamika yra silpnesnė, todėl šilumos išsiskyrimo pikas nėra labai aukštas, o degimas užsitęsia, tai galima matyti 1.4, 1.5 ir 1.7 paveiksluose. Užsitęsęs degimas išmetimo cikle didina išmetamųjų dujų temperatūrą ir mažina šiluminį naudingo veikimo koeficientą. Didinant gamtinių dujų koncentraciją degiajame mišinyje ir ankstinant dyzelinio kuro porcijos įpurškimą į cilindrą, galima sutrumpinti užsitęsusį degimą (žr. 1.6 paveikslą).

1.4. Dvejo kuro dyzelinas-gamtinės dujos aplinkosaugos rodiklių tyrimų analizė

Šiuolaikiniai dyzeliniai varikliai (DV), palyginti su autonominių šiluminių variklių tipais, pasižymi aukščiausiais energijos naudojimo efektyvumo rodikliais (Chen et al., 2016). Šis vienas iš svarbiausių eksploatacinių rodiklių lemia jų platų naudojimą transporto, ūkio ir ne kelių mašinų bei mažosios energetikos srityse. Pagal Europos aplinkos agentūros duomenis, DV dalis pasauliniame transporto jėgainių balanse, pagal GHG Outlook (2017) emisijos statistinius duomenis, sudaro: automobiliniame sektoriuje – 72,1 proc., jūrų pramonėje – 13,6 proc., geležinkelių transporte – 0,5 proc. (*European Environment Agency* – EEA). Tačiau DV indikatorinio proceso vykdymo ypatumai, susiję su heterogeninio darbo mišinio degimu esant dideliame temperatūrinio laiko nevienodumui (lokalinei temperatūrai esant iki 2 500–3 000 K ir aukštesnei, kuro ir oro santykiui – iki 2–4 vnt.), generuoja santykinai didelę kenksmingų komponentų emisiją išmetamosiose dujose (Chen et al., 2016; Kumar et al., 2013; Cheenkachorn et al., 2013). Iš išmetamųjų kenksmingų komponentų pavojingiausi žmogaus sveikatai, florai ir faunai yra azoto oksidai NO_x ir kietosios dalelės (KD), kurių pagrindą sudaro suodžiai (Kumar et al., 2013). 10 μKm ir mažesnės suodžių dalelės sukelia kvėpavimo takų mezoteliomą (vėžio tipas) (Chen et al., 2016; Kumar et al., 2013). Todėl pastaraisiais dešimtmečiais viena iš esminių mokslinių tyrimų (taip pat DV standartizacijos srityje) krypčių tapo kenksmingų išmetimų į aplinkos orą mažinimo technologijų vystymas (EN590; EPA, 2012; et al.). Iš labiausiai paplitusių šių technologijų šakų yra DV konvertavimas veikti dvejo kuro: iš naftinės kilmės degalų į suslėgtosiomis gamtinėmis dujomis (sGD) ar suskystintosiomis gamtinėmis dujomis (SGD) (Nithyanandan et al., 2016a; Ar-

1. Dvejų kuru veikiančių variklių jėgainių energijos naudojimo efektyvumo ir aplinkosaugos rodiklių mokslinių tyrimų analizė

teconi et al., 2010; Abagnale et al., 2014; Carlucci et al., 2015; ir kt.). Gamtinių dujų (GD) tiekimas į variklio cilindrą alternatyviai atliekamas aukšto slėgio įpurškimu atskiru ar kombinuotu su skystais degalais purkštuku arba karbiuravimu su oru į įleidimo traktą / kolektorių. Dėl GD blogų savaiminio užsiliepsnojimo savybių darbo mišinys uždegamas elektros išlydžiu Otto tipo varikliuose (Gas-Otto-Motor) (Athenstaedt et al., 1993; Basshuysen et al., 2007; Dietrich et al., 1999) arba skystųjų degalų, turinčių aukštą cetaninį skaičių (ACS), porcija slėginio uždegimo varikliuose (*dual-fuel* arba *gas-diesel*) (Athenstaedt et al., 1993). Antras būdas – konvertuojant DV veikti GD – yra labiausiai paplitęs dėl santykinai paprasto technologinio įgyvendinimo, nereikalaujančio iš esmės pertvarkyti DV konstrukciją, taip pat dėl galimybės, esant būtinybei, varikliui veikti vien tik skystais degalais (Boretti et al., 2017). Šio tipo varikliuose, dar vadinamuose dvejoju kuro (angl. *dual-fuel*), reikšmingai gerinami variklio ekologiniai rodikliai (Wang et al., 2016; Nithyanandan et al., 2016a; Taniguchi et al., 2012; ir kt.). Pavyzdžiui: dviejų degalų mišinio krovininio transporto variklio tyrimuose (Yousefi et al., 2015) pasiektas NO_x sumažinimas iki 6 kartų palyginti su dyzeliniu ciklu, anglies monoksido (CO) – 83 proc., taip pat 7,5 proc. sumažėja ir degalų sąnaudos. Vidutinių apskų „Wärtsilä“ 20 DF laivo paskirties variklyje be antrinių kenksmingų komponentų valymo selektyvinės katalitinės reakcijos technologijų naudojimo (angl. *Selective Catalytic Reduction Technology* – SCR et al.), jam funkcionuojant gamtinėmis dujomis, yra įvykdyti galiojančio Marpol 73/79 VI priedo standarto redakcijos Tier III normatyvai (Valladolid et al., 2017). Palyginti su naftinės kilmės degalais, teoriniu požiūriu GD cheminės elementinės sudėties anglies ir vandenilio (C/H) santykis yra ketvirtadaliu palankesnis, mažinant šiltnamio efektą sukeliančių dujų CO_2 emisiją (Carlucci et al., 2017; Banapumarth et al., 2009; Papagiannakis et al., 2010). Tačiau yra ir rimtų probleminių klausimų dyzelinį variklį konvertuojant veikti dvejoju kuru.

Gamtinių dujų naudojimas dvejoju kuru veikiančiuose varikliuose yra susijęs su šiltnamio efektą sukeliančių dujų CO_2 ir C_nH_m emisija, ypač metano CH_4 , kuris sukelia 25 kartus didesnę šiltnamio efektą palyginti su CO_2 (Zhang et al., 2016). Taip pat variklio veikimas mažų apkrovų režimais tampa nestabilus, blogėja energinio efektyvumo rodikliai, o kai apkrova yra artima nominaliai ir variklis veikia degalų, kuriuose yra didelė dujų dalis (90–95 proc.), pagrindu, pasižymi detonaciniu degimu (Valladolid et al., 2017; Papagiannakis et al., 2010). Sprendžiant šias problemas, daugiausia taikomi motoriniai metodai: suspaudimo laipsnio ir degimo kameros formos optimizavimas (Banapumarth et al., 2013; Carlucci et al., 2014; Carlucci et al., 2015), oro sukurinio judėjimo cilindre spartinimas (Carlucci et al., 2009; Arango Gomez et al., 2014), EGR technologija (Valladolid et al., 2017; Zhang et al., 2016) ir kt. Daugiausia paplitę „high reaction fuel“ (ACS) charakteristikų optimizavimo metodai, t. y. dyzelinio kuro porcijos fazės, slėgio, įpurškimo dėsnio keitimas, daugiapakopis įpurškimas, degalų įpurškimo akumuliacinė sistema „common rail“ (Yousefi et al., 2017). Šie metodai patrauklūs dėl santykinio paprastumo, kas pirmiausia aktualu eksploatuojamų DV konversijai, dėl reguliavimo lankstumo plačiame sūkių ir apkrovos diapazone ir, svarbiausia, dėl gerėjančių variklio energinių ir ekologinių parametrų. Daugelis mokslinių darbų pagrįsti kompleksiniais eksperimentiniais tyrimais ir cilindrų vidinių procesų matematiniu modeliavimu, atsižvel-

1. Dvejopu kuru veikiančių variklių jėgainių energijos naudojimo efektyvumo ir aplinkosaugos rodiklių mokslinių tyrimų analizė

giant į įpurškimo fazės įtaką darbo mišinio degimo dinamikai. Pvz., darbuose (Yousefi et al., 2017; Carlucci et al., 2017; Maurya et al., 2017; Valladolid et al., 2017) ištirtas fizikinis mechanizmas ir veiksniai, lemiantys dyzelino bei dujų ir aplinkos oro variklio cilindre cheminę kinetiką ir procesų cilindre dinamiką.

1.5. Dvejopu D-GD kuru veikiančio variklio šilumos ir eksergijos balanso tyrimų analizė

Siekiant įvertinti energijos, šilumos formą, technologinio naudojimo kogeneraciniame cikle energinį potencialą, kitaip – energijos balanso sudedamųjų kokybinę vertę, būtina remtis antruoju termodinamikos dėsniu, kuris nustato termodinaminio proceso energijos transformavimo sąlygas. Šiame kontekste naudojama eksergija – energijos ribinė (maksimali arba minimali) reikšmė, kuri galėtų būti panaudota sistemos arba įrenginio technologiniame procese, siekiant sistemos arba proceso funkcionavimo ir vertinant termodinامينius apribojimus. Skirtingai nuo energijos, eksergija priklauso ne tik nuo sistemos parametrų, bet ir nuo aplinkos parametrų, t. y. temperatūrinių ribinių sistemos funkcionavimo sąlygų ir paties proceso charakteristikų. Taigi eksergija yra proceso tobulumo matas. Todėl vertinant ir tobulinant VDV kogeneracinio ciklo energinį efektyvumą, įskaitant antrinius šilumos šaltinius (išmetamųjų dujų ir aušinimo sistemas), taikomi eksergijos balanso tyrimai.

Mokslininkai (Attah et al., 2015) atliko SGD gabenančių laivų jėgainių atitikties IMO pateikto energijos naudojimo efektyvumui (EEDI) vertinimą ir nustatė, kad šiuo metu vis plačiau rinkos segmente atsirandančios dvejopo kuro dyzelinės-elektrinės (DFDE) ir tradicinės lėtaeigės dvitaktės jėgainės su išdujinimo sistema (SSDR) atitinka galiojančius (EEDI) rodiklius. Energijos efektyvumo didinimo ir aplinkos apsaugos rodiklius normuojančių dokumentų schema pateikta 1.3 lentelėje.

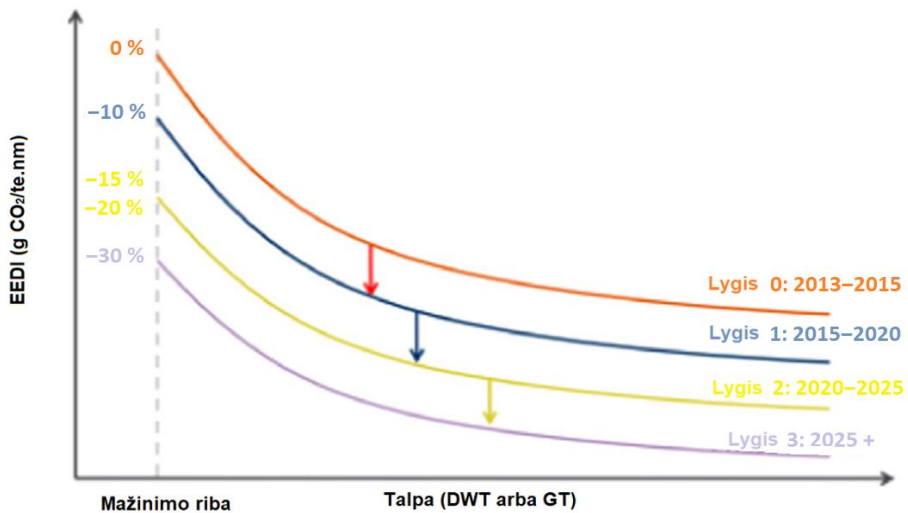
1.3 lentelė. Norminiai dokumentai, reguliuojantys oro taršą iš laivų (Shinas 2016)

Table 1.3. Normative documents regulating air pollution from ships (Shinas 2016)

Reikalavimai	Ribojami / vertinami parametrai	Vertinimo kriterijai	Atsakingos institucijos
Marpol 73/78 VI priedas	NO _x emisija	g/kWh	IMO
	SO _x emisija	Sieros kiekis kure (%)	
EEDI	CO ₂ emisija	CO ₂ /transporto darbo efektyvumas	-
EEOI			-
EU MRV			EMSA
SEEMP	Energijos vartojimo efektyvumas	-	-

Toliau pateikiama grafiškai pavaizduota metodika taikoma vertinant laivyno energijos efektyvumą, atsižvelgiant į laivo statybos metus.

1. Dvejetainiu kuru veikiančių variklių jėgainių energijos naudojimo efektyvumo ir aplinkosaugos rodiklių mokslinių tyrimų analizė



1.8 pav. EEDI indekso apribojimų lygio didinimo tendencijos laike (Shinas 2016)

Fig. 1.8. Required EEDI against existing and proposed reference lines (Shinas 2016)

Mokslininkai (Noor et al., 2015) atliko tyrimus, susijusius su laivų jėgainių energijos iš antrinių šilumos šaltinių technologijų naudojimo efektyvumo vertinimu, ir nustatė, kad šiuo metu kartu su daugiausia naudojamais Braitono ir garo Renkino ciklais į rinką vis labiau skverbiasi organinio Renkino ciklo (ORC) antrinių šaltinių energijos naudojimo sistemos, kurios pasižymi didžiausiu energijos efektyvumo rodikliu. Tačiau vis dar nemažai tyrimų atliekama, siekiant nustatyti darbinį šių sistemų skysčių įtaką aplinkai. Panašius tyrimus, analizuojant ir lyginant laivuose naudojamas kogeneracines jėgaines, atliko ir kiti tyrėjai (Brozicevic et al., 2017). Šių tyrimų metu nustatyta, kad didžiausią energinį efektyvumą laivuose galima pasiekti trigeneracijos jėgainėse su išdujinimo, galios ir šiluminės energijos gamyba, dėl kurios energijos efektyvumas padidėja daugiau kaip 75 proc., tačiau tokios sistemos turėtų būti įtrauktos į laivus sertifikuojančių klasifikacinių bendrovių standartus. Mokslininkai (Grljusic et al., 2015) įvertino naftos tanklaivio (angl. *Suezmax-size*) jėgainės energijos efektyvumo rodiklius, naudojant organinį Renkino ciklą su R245fa arba R123 darbinėmis medžiagomis. Tyrimo metu nustatyta, kad laivo jėgainės naudingumo koeficientas dėl tokios technologijos padidėja 5 proc., eigos varikliui veikiant 65 proc. apkrova.

Kitų mokslininkų (Seyyedvalilu et al., 2015) tyrimuose atlikta dyzelinio variklio, veikiančio kogeneracijos ciklu, eksergijos ir eksergoekonomijos analizė. Mokslininkai vertino aplinkos oro temperatūros, kompresoriaus suspaudimo laipsnio ir degimo produktų temperatūros prieš turbiną įtaką eksergijos balansui. Tyrimai atskleidė, kad esant mažesnei aplinkos oro temperatūrai gerėja variklio naudingumo koeficientas, didėja atiduodamos šiluminės energijos kiekis, gerėja eksergoekonominiai rodikliai,

1. Dvejopu kuru veikiančių variklių jėgainių energijos naudojimo efektyvumo ir aplinkosaugos rodiklių mokslinių tyrimų analizė

tačiau mažėja suminis eksergijos NVK, daugiau energijos eina į aplinką. Didinant suspaudimo slėgį kompresoriuje, gerėja visi išvardyti rodikliai visuose tyrimų metu buvusiuose aplinkos temperatūros intervaluose. Kita vertus, didinant į turbiną patenkančių išmetamųjų deginių temperatūrą, blogėja variklio NVK, eksergijos NVK bei eksergoekonominiai rodikliai ir didėja degimo produktų temperatūra ir eksergijos naudojimo koeficientas.

Tyrėjai (Erofeev et al., 2017) palygino šilumos ir eksergijos balansą laivo jėgainėje. Tyrimų metu autorius nustatė, kad didelį eksergijos efektyvumo mažėjimą lemia nuostoliai, atsirandantys degimo proceso metu, ir pasiūlė didinti degiojo mišinio temperatūrą (didinant į cilindrą pripučiamo oro temperatūrą) degimo proceso pradžioje.

Ma et al. (2019) atliko energijos balanso tyrimus su dvejopo kuro varikliu, veikiančiu dyzelino-metanolio kuru, plačiame galios ir sūkių diapazone. Tyrimo metu nustatyta, kad padidinus variklio aušinimo skysčio temperatūrą ir į jį tiekiamo metanolio kiekį bei didinant įsiurbiamo oro temperatūrą gerėja variklio naudingojo veikimo energinis efektyvumas.

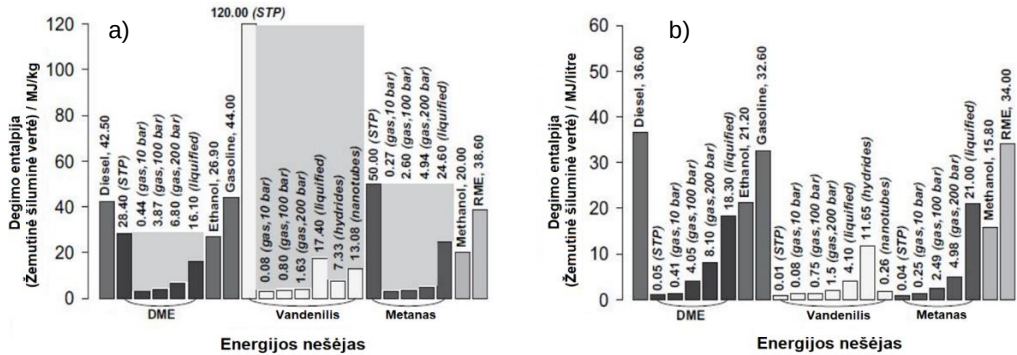
Mokslininkai (Sohret et al., 2019) tyrinėjo degalų įpurškimo paskubos kampo ir suspaudimo laipsnio įtaką vandenilio degalus naudojančiame kibirkštinio uždegimo variklyje. Nustatyta, kad suspaudimo laipsnio didinimas neigiamai veikia eksergijos balanso efektyvumą. Panašių rezultatų gauta ir vertinant degalų įpurškimo kraštutinių intervalų reikšmes.

Mohammadkhani ir kt. (2012) tyrė dyzelinės jėgainės energijos ir eksergijos balansą, vertindami visą kogeneraciniame cikle veikiančios jėgainės ir kiekvieno sistemos elemento efektyvumą. Tyrimo metu nustatyta, kad mažiausią eksergijos NVK turi dyzelinis variklis – 39,3 proc. Visos dyzelinės kogeneracinės jėgainės NVK siekia apie 91 proc., o ekserginis NVK – 51 proc.

Gamtinių dujų degimo darbas (eksergija) turėtų būti ištirtas, siekiant įvertinti visą šio kuro naudojimo energijos balansą, įskaitant darbą, sunaudojamą GD suslėgti arba suskystinti. Gamtinės dujos dažniausiai yra laikomos cisternose, suslėgtos iki 20 MPa. GD slegiant nuo 20 MPa iki 30 MPa, naudojamas darbas, GD degimo entalpiją sumažina tik apie 0,1 proc. Toliau pateikiama įvairių kuro rūšių masinė ir tūrinė energinė vertė, priklausomai nuo jų slėgio žr. 1.9 paveikslą.

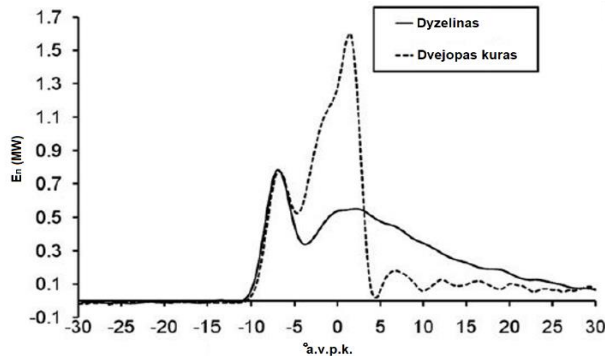
Toliau pateiktas vienas iš pavyzdžių, vaizduojančių, kaip kinta energijos išsiskyrimo greitis, priklausomai nuo naudojamų degalų, konkrečiau – lyginant dvejoją D-GD kurą ir dyzeliną. Degimo trukmė įvairiuose tyrimuose skiriasi, šių skirtumų gali atsirasti dėl masinės gamtinių dujų sudėties (59). Degimo trukmė tuo trumpesnė, kuo santykinai daugiau gamtinių dujų yra degiajame mišinyje (žr. 1.10 paveikslą).

1. Dvejų kuru veikiančių variklių jėginių energijos naudojimo efektyvumo ir aplinkosaugos rodiklių mokslinių tyrimų analizė



1.9 pav. Įvairių degalų energijos tankis, priklausomai nuo fizikinės būsenos: a) masinis energijos tankis; b) tūrinis energijos tankis (Korakianitis 2011)

Fig. 1.9. Fuel energy densities: a) enthalpy of combustion per unit mass; b) enthalpy of combustion per unit volume (the smaller bars have been exaggerated to make them visible in the two bar graphs) (Korakianitis 2011)



1.10 pav. Energijos išsiskyrimo greičio $dE_n/d\phi$, varikliui veikiant dvejų kuru ir dyzelinu, palyginimas (Korakianitis 2011)

Fig. 1.10. Comparison of net rate of energy change of the working fluid $dE_n/d\phi$ plots for dual-fuelling operation and normal engine operation (Korakianitis 2011)

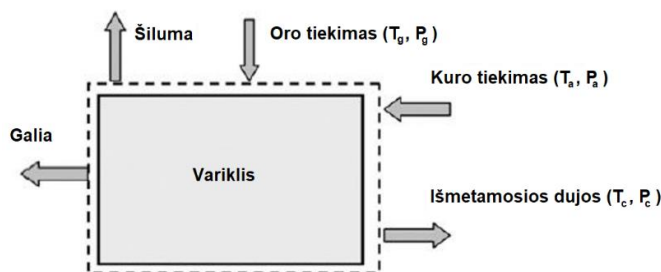
Grafike ordinačių ašyje pavaizduotas parametras yra energijos išsiskyrimo greitis (Mohammadkhani et al., 2012), kuris yra suminis dydis E_{ch} – visos cilindre degalų degimo metu išsiskyrusios šilumos ir O_{to} – šilumos, perduotos nuo karštų cilindro sienelių degiamam mišiniui, dydis.

$$E_n = E_{ch} + O_{to}, [MW].$$

Ramos da Costa ir kt. (2012) nagrinėjo teorines ir eksperimentines komercinio dyzelinio variklio, veikiančio dvejo kuro režimu, charakteristikas. Variklis veikia

1. Dvejopu kuru veikiančių variklių jėgainių energijos naudojimo efektyvumo ir aplinkosaugos rodiklių mokslinių tyrimų analizė

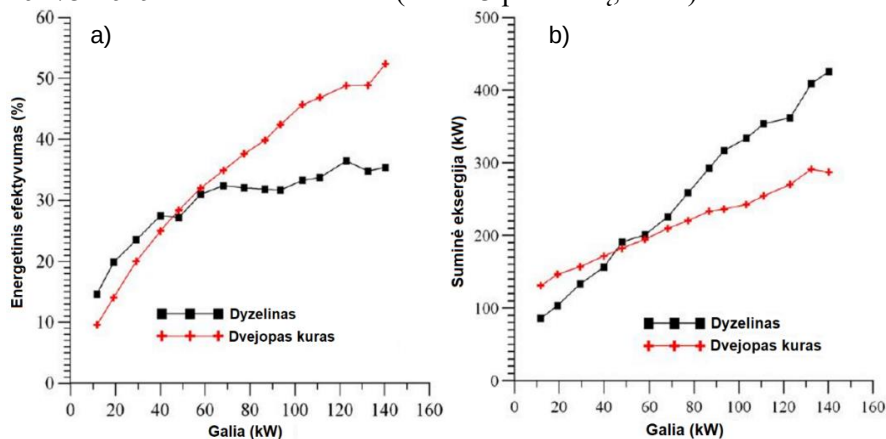
dvejopo kuro gamtinių dujų-dyzelinio elektros generatoriaus režimu. Skaitinių ir eksperimentinių tyrimų rezultatai, susiję su į cilindrą tiekiamo aplinkos oro aušinimo, degalų rūšies ir kiekio sunaudojimo, išmetamųjų deginių priklausomybės nuo variklio darbo charakteristikos ir ekologinių rodiklių parametrais, buvo aprašyti straipsnyje. Toliau pateikta izoliuotos sistemos eksergijos balanso schema, nurodanti energijos srautus (žr. 1.11 paveikslą).



1.11 pav. Dyzelinio variklio energijos srautų schema (Ramos da Costa 2012)

Fig. 1.11. Schematics of the fuel diesel engine (Ramos da Costa 2012)

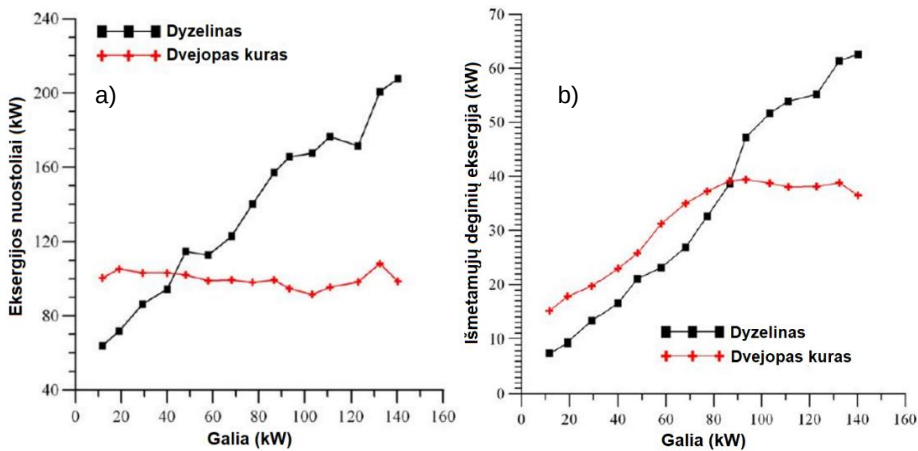
Tyrimo autoriai pateikia eksergijos efektyvumo (žr. 1.12 paveikslą, a), suminės eksergijos priklausomybės nuo variklio galios (žr. 1.12 paveikslą, b), visos ciklo negrįžtamai panaudotos eksergijos ir išmetamųjų deginių eksergijos grafikus, varikliui veikiant D ir D-GD režimais (žr. 1.13 paveikslą, a ir b).



1.12 pav. a) eksergijos efektyvumo priklausomybė nuo variklio galios, jam veikiant dyzelinu ir D-GD; b) suminės eksergijos priklausomybė nuo variklio galios, jam veikiant dyzelinu ir D-GD (Ramos da Costa 2012)

Fig. 1.12. a) exergetic efficiency as a function of the power; b) total exergy as a function of the power (Ramos da Costa 2012)

1. Dvejopu kuru veikiančių variklių jėgainių energijos naudojimo efektyvumo ir aplinkosaugos rodiklių mokslinių tyrimų analizė



1.13 pav. a) eksergijos nuostolių priklausomybė nuo variklio galios, varikliui veikiant D ir D-GD režimais; b) išmetamųjų deginių eksergijos priklausomybė nuo variklio galios, jam veikiant D ir D-GD režimais (Ramos da Costa 2012)

Fig. 1.13. a) destroyed exergy for pure diesel and dual mode as a function of the power; b) exergy of the combustion products as a function of the power (Ramos da Costa 2012)

Buvo nustatyta, kad esant 90 kW variklio galiai, pasiekiamas didžiausio laipsnio išmetamųjų deginių eksergijos efektyvumas, kuris yra itin svarbus kogeneracijos procesui vykti ir šilumos bei šalčio gamybos potencialui vertinti.

Anot mokslininkų (Ramos da Costa et al., 2012), eksergijos praradimas variklio veikimo metu galėtų būti sumažintas didinant dujų degimo temperatūrą ir naudojant degimo temperatūrą ar prarandamą šilumą kituose procesuose, pavyzdžiui, pašildant degiojo mišinio komponentus, naudojant cheminę rekuperaciją, gaminant garą ar karštą vandenį išorei bei šaldymui. Nustatyta, kad gamtinių dujų ir dyzelino mišiniu veikiantis variklis naudojo 80 proc. gamtinių dujų ir jo veikimo metu nepasireiškė jokie detonacijos arba netinkamo veikimo reiškiniai. Eksergijos ir energijos nustatymo matematinis modelis atitinka eksperimento rezultatus ir literatūroje pateiktus kitų autorių tyrimų rezultatus. Nustatyta, kad variklio galios diapazone nuo 10 kW iki 150 kW energijos efektyvumas veikiant dvejo kuro režimu, palyginti su dyzelino režimu didesnės galios diapazone, padidėjo 17,2 proc. nuo 37,9 proc., bet sumažėjo 5,68 proc. mažos galios diapazone nuo 15,7 proc. Eksergijos efektyvumas padidėjo 17 proc. nuo 35,4 proc. esant didelei galiai ir sumažėjo 5 proc. nuo 14,6 proc. mažos galios diapazone, varikliui veikiant dvejo kuro režimu, palyginti su dyzelino režimu. Varikliui veikiant dyzeliniais degalais, galios diapazone nuo 10 kW iki 150 kW visas užfiksuotos eksergijos diapazonas buvo nuo 85 kW iki 425 kW, o veikiant dvejo kuro režimu, esant mažoms apkrovoms, eksergija padidėjo 46 kW, o aukštos galios režimų metu sumažėjo daugiau kaip 138 kW.

1. Dvejomu kuru veikiančių variklių jėgainių energijos naudojimo efektyvumo ir aplinkosaugos rodiklių mokslinių tyrimų analizė

Varikliui veikiant galios diapazone nuo 10 kW iki 150 kW, prarastos eksergijos diapazonas jam veikiant dvejomu kuro režimu, esant mažai 38,4 kW galiai, didėjo 107,4 kW, palyginti su dyzelino darbo režimu, kur prarastos eksergijos diapazonas buvo nuo 62 kW iki 206 kW. Tame pačiame galios diapazone varikliui veikiant dyzelinu, išmetamųjų deginių eksergijos diapazonas svyravo nuo 8 kW iki 62 kW, o veikiant dvejomu kuro režimu, esant mažesnei galiai, padidėjo daugiau kaip 7,1 kW, o didesnės galios diapazone sumažėjo apie 26 kW. Į aplinką patekusios šilumos kiekis svyravo nuo 1,7 kW iki 4,8 kW varikliui veikiant dyzeliniais degalais, o veikiant dvejomu kuru D-GD sudarė 2,9 kW iki 1,7 kW galios diapazone nuo 10 kW iki 150 kW. Iš straipsnyje nagrinėto energijos balanso varikliui veikiant dvejomu kuru D-GD matyti, kad esant mažesnei apkrovai energijos ir eksergijos efektyvumas yra didesnis, tačiau sumažėja varikliui veikiant aukšta apkrova, palyginti su dyzelinu veikiančio variklio režimu. Todėl daroma prielaida, kad tai susiję su degimo proceso pakitimais, kai nevisiškai realizuojama dvejomu kuro degimo cheminės šilumos išeiga, o ypač varikliui veikiant aukštos apkrovos režimais. Tuo tarpu su išmetamaisiais degimo produktais išeinančios eksergijos kiekis yra mažesnis dvejomu kuro režimo metu, palyginti su dyzelino režimu esant aukštai apkrovai. Atitinkama tendencija stebima ir į aplinką patenkančios šilumos atveju – šilumos prarandama mažiau varikliui veikiant dvejomu kuru aukšta apkrova, bet daugiau varikliui veikiant žema apkrova. Daroma prielaida, kad apkrovos charakteristika kogeneracijai, kai gamtinių dujų dalis siekia 80 proc., siekiant generuoti elektros energiją, varikliai, dirbantys pastoviais sūkiiais, turėtų veikti aukštų apkrovų diapazone, kadangi didžioji išsiskiriančios kuro degimo cheminės energijos efektyviau panaudojama mechaniniam darbui realizuoti. Kad generuotų didesnę išmetamųjų dujų šilumą, variklis turėtų veikti žemos apkrovos diapazone, nes esant mažesnei apkrovai ir nepakankamoms cilindrinėms sąlygoms (slėgiui ir temperatūrai), degimas užsitęsia už viršutinio rimties taško (VRT), todėl didesnės entalpijos degimo produktai pašalinami į aplinką.

1.6. Dvejomu kuru veikiančių variklių indikatorinio proceso matematinio modeliavimo tyrimų analizė

Vertinant įvairius skaitinius modelius, pirmenybė teikiama daugiazoniams matematiniams modeliams (MM), kurie taikomi programiniuose paketuose. Daugiazoniai matematiniai modeliai yra efektyvūs, sprendžiant momento (*Navje-Stokso*), energijos (*Furje-Kirghofo*), masės tvermės lygčių sistemas: FIRE (AVL, Austrija), KIVA (Energinių tyrimų centro laboratorija, JAV) ir VECTIS (Ricardo, Anglija). Žinomos universalios programinės įrangos, tokios kaip FLUENT, ANSYS/Flotran, Star CD, PHOENIX ir kt., taip pat dažnai naudojamos sprendžiant atskirus skaitinių ir stūmoklinių variklių projektavimo uždavinius (Kakaee et al., 2015; Maghbouli et al., 2013; Rapalis et al., 2013). Remiantis MM lyginamųjų analizių šaltiniais (pvz., Valladolid et al., 2017), vienas iš labiausiai paplitusių yra skaičiuojamosios skysčių dinamikos (angl. *Computational Fluid Dynamics* – CFD) matematinis modelis

1. Dvejopu kuru veikiančių variklių jėgainių energijos naudojimo efektyvumo ir aplinkosaugos rodiklių mokslinių tyrimų analizė

(Maurya et al., 2017; Mishra et al., 2017), taikomas preliminarus dujų susimaišymo prieš tiekiant į cilindrą atvejais. Sumaišytų dujų atveju, esant aukštos temperatūros ir slėgio sąlygoms, naudojamos patikslintos M. Metghalchi ir J. C. Kecho lygtys (Janbozorgi et al., 2009). Vienas iš pagrindinių daugiazonių MM praktinio naudojimo privalumų yra susijęs su plačiomis galimybėmis išsamiai tirti variklio cilindre greitai vykstančių energijos transformavimo ir kenksmingų komponentų susidarymo fizikinius procesus. Būtent šių fizikinių procesų optimizavimas ir yra GD veikiančių variklių energinio efektyvumo bei ekologinių parametrų gerinimo pagrindas (Valladolid et al., 2017; Nithyanandan et al., 2016b; Hosmath et al., 2016; Li et al., 2016; Wang et al., 2017). Pavyzdžiui, literatūroje (Valladolid et al., 2017) matematiniais modeliavimo metodais dvejopo kuro variklyje ištirta dujinės ir kuro skystosios fazės fizikinės sąveikos dinamika – dyzelinio kuro porcijos pasiskirstymo cilindre struktūros įtaka GD degimo procesui. Pagrįsta, kad dyzelinio kuro porcijos įpurškimo pasakubos kampas lemia darbo mišinio užsidegimo reakcines savybes, vertinamas pagal oro naudojimo koeficiento β pasiskirstymą cilindre, taip pat vertinant degimo kameros termodinaminių parametrų įtaką. Tačiau sprendžiant techninius uždavinius, susijusius su eksploatuojamų variklių pervedimu veikti dvejopu kuru (D-GD), vertinant prognozuojamus variklio veikimo parametrus, svarbus variklio stūmoklinės dalies ir kombinuotas variklio ir turbokompresoriaus uždarojo balanso darbo matematinis modeliavimas. Praktikoje atliekant dyzelinių variklių tyrimus, būtent vienazoniai matematiniai modeliai pasižymi šiomis modeliavimo galimybėmis. Tačiau siekiant vienazonių matematinių modelių naudojimo efektyvumo, konvertuojant DV veikti dvejopu D-GD kuru, būtina įvertinti jų naudojimo sąlygas, kas šiuo metu nėra plačiai ištirta.

Tyrimuose (Singh et al., 2007) su vieno cilindro varikliu 137,2/105,1, su degalų įpurškimo CR akumuliacine sistema nustatyti du skirtingi darbo mišinio degimo fizikiniai mechanizmai, atsižvelgiant į ACS. Tyrimai atlikti esant 25 proc. variklio daliai apkrovai, dujinės fazės santykinė daliai, kurios energinė vertė δ GD ~75 proc. (δ GD – degant dalyvaujančių gamtinių dujų santykinė dalis, angl. *Co-combustion ratio of natural gas*). Esant pavėluotai dyzelino įpurškimo momento (DIP) (angl. *Diesel injection time* – DIT) pradžiai, kuri neviršija 30 °a.v.p.k. PVRT, pastebima įsiliepsnojimo ir degimo dinamika, būdinga dyzelinių variklių veikimo procesui: laisvieji OH radikalai grupuojasi arti ACS fakelo, sukeldami intensyvų degimą pagal kinetinį mechanizmą. Liepsna pradeda skverbtis į periferines degimo kameros zonas. Dėl santykinai nedidelio užsiliepsnojimo gaišties periodo didėjimo, ankstinant DIP 4–5 °a.v.p.k. PVRT, degimo procesas nukeliamas į ankstesnius alkūninio veleno pasukimo kampus; pastebimas maksimalaus slėgio p_{max} ir maksimalios degimo temperatūros T_{max} padidėjimas, kuris savo ruožtu lemia NO_x emisijos ir indikatorinio NVK (η_e) padidėjimą. Ištirtame DIP diapazone 30–50 °a.v.p.k. PVRT darbo mišinio termodinaminės sąlygos cilindre tampa nepakankamos, kad ACS greitai įsiliepsnotų. Užsiliepsnojimo gaišties periodo dvigubas didėjimas pranoksta ACS didėjimą, grąžindamas degimo procesą prie VRT. Aktyvūs įsiliepsnojimo OH centrai apima didelį degimo kameros (OK) (angl. *Combustion chamber* – CC) tūrį, o

1. Dvejopu kuru veikiančių variklių jėgainių energijos naudojimo efektyvumo ir aplinkosaugos rodiklių mokslinių tyrimų analizė

darbinio dujų ir oro mišinio degimas tampa vienfazis. Lokalinis temperatūrų laukas OK išsilygina, todėl sumažėja NO_2 emisija. Lygiagretus degimo neapimtų periferinių zonų OK sumažėjimas taip pat palankus ir nevisiško degimo produktų CO ir KD išmetimui sumažėti. Tyrimais (Chen et al., 2016) gauti kokybiški analogiški rezultatai, tiriant aukštų apsukų (85/90) variklį su daugiapakope įpurškimo (angl. *Common rail* – CR) sistema, esant DIP matavimo diapazone nuo -50 °a.v.p.k. PVRT už 5 °a.v.p.k. UVRT. Taip pat patvirtinti aukštesnio DIP įtakos ypatumai ekologinėms ir energinėms variklio charakteristikoms. Tyrimo autoriai papildė tyrimus aukšto cetaninio skaičiaus kuro įpurškimo slėgio parametro didinimu, jį keisdami diapazone $500\text{--}1\,000$ bar, tuo pat metu optimizuodami DIP kampą, suskirstydami ACS įpurškimą į atskirus etapus ir optimizuodami įpurškimo slėgio reikšmę. Patvirtinta, kad ACS įpurškimas ankstesnėse fazėse yra efektyvi dvejopų degalų mišiniu veikiančių variklių energijos ekologijos ir efektyvumo rodmenų gerinimo priemonė. Buvo tiriama vieno cilindro laivo paskirties vidutinių sūkių dyzelinio variklio „Wärtsilä“ 20 DF 200/280 su CR sistema (Valladolid et al., 2017). Buvo siekiama nustatyti ACS pasiskirstymo ir struktūros, taip pat suspaudimo proceso cilindre termodinaminių sąlygų įtaką ACS užsiliepsnojimui ir darbo mišinio degimo procesui. Tyrimai atlikti varikliui veikiant vidutine, nominalia apkrovomis ($p_{me} = 19$ bar) esant pastovių sūkių dažniui $n = 1\,000\text{ min}^{-1}$; ACS įpurškimo slėgis buvo keičiamas diapazone nuo $1\,300$ iki $2\,100$ bar; DIP dydis sudarė nuo -15 iki -50 °a.v.p.k. PVRT. Nustatyta, kad DIP diapazone iki 30 °a.v.p.k. PVRT ACS reakcinis įsiliepsnojimo gebėjimas, vertinamas pagal lokalių reikšmių oro naudojimo koeficiento β ekvivalentiškumo santykį (kitaip – pagal ACS „equivalence ratio“), yra aukštas, o tai koreliuoja su tyrimų rezultatais. Vyraujantis β reikšmių diapazonas $0,2\text{--}0,8$ lemia palyginti trumpą užsiliepsnojimo gaišties periodą $10\text{--}17$ °a.v.p.k. ir intensyvią degimą. Vėlesnį DIP lydį pastebimas $\beta = 0,2\text{--}0,8$ dalies sumažėjimas, sukeliantis homogeninio darbinio mišinio degimo procesą prie VRT. Degimo pobūdis „švelnėja“, išsilygina lokalių temperatūrų laukai ir išmetama mažiau NO_x . Be to, matyti, kad darbinio mišinio termodinaminių parametrų pakeitimai cilindre (pavėlinant įsiurbimo vožtuvų uždarymo fazę) yra ne mažiau efektyvūs ilginant ACS užsiliepsnojimo gaišties periodą. Svarbu, kad šiuo atveju būtino DIP nustatymo diapazonas gerokai susiaurinamas: atliktuose tyrimuose – nuo 45 °a.v.p.k. PVRT iki 32 °a.v.p.k. PVRT, NO_x išmetimai sumažėja iki MARPOL 73/78 Tier III standarte reglamentuojamos reikšmės, kuri yra $0,5\text{ g/m}^3$. Panašus rezultatas gautas tiriant (Maurya et al., 2017) 6 cilindrų variklį 11,2/13,2 su CR sistema, ankstinant DIP iki -32 °a.v.p.k. PVRT (δ GD ~ 90 proc.), veikiant mažos apkrovos režimu, NO_x emisija mažėja. Kitais tyrimais (Carlucci et al., 2014; Ramadhas et al., 2008; Papagiannakis et al., 2010) nustatyta priešingai, kad variklio parametrai pablogėja: angliavandenilių CH emisija padidėja, o efektinis NVK (η_e) sumažėja.

Literatūros šaltiniuose trūksta duomenų apie variklius su tradicine kuro įpurškimo sistema, konvertuotus veikti dvejopu D-GD kuru. Didžioji dalis mokslinių tyrimų atlikta su varikliais, turinčiais daugiapakopę akumuliacinio tipo „common rail“ kuro įpurškimo sistemą. Šio tipo sistema suteikia galimybę reguliuoti variklio veikimo pro-

1. Dvejopu kuru veikiančių variklių jėgainių energijos naudojimo efektyvumo ir aplinkosaugos rodiklių mokslinių tyrimų analizė

cesą, o tai suteikia pranašumą energinių ir ekologinių rodiklių gerinimo procese, naudojant gamtines dujas dvejopo kuro sistemose. Daugiapakopio kuro įpurškimo sistemos yra plačiai paplitusios lengvojo ir sunkiojo kelių transporto, savaeigių mašinų transporto parkuose. Tokių transporto parkų amortizacija, griežti aplinkosaugos ir techninės būklės reikalavimai skatina reguliariai juos atnaujinti. Jūrų transporto sektoriui minėtos sąlygos ne tokios būdingos, o laivų ir jų variklių eksploatacija vidutiniškai siekia 15 metų ir daugiau (EMSA report No MPU 2008). Tokie jūrų transporto sektoriaus ypatumai ir šiam sektoriui taikomi vis griežtesni ekologiniai standartai verčia orientotis į tradicinę kuro įpurškimo sistemą naudojančių jūrinės paskirties variklių, veikiančių kogeneraciniame cikle dvejopu kuru D-GD, ekologinių ir energinių rodiklių gerinimo tyrimus.

Siekiant pagrįsti, kodėl tyrimui pasirinkti varikliai su konvencine kuro įpurškimo sistema, ir aprašyti šios sistemos skirtumus, lyginant su daugiapakope kuro įpurškimo sistema, bei apibendrinti atliktos literatūros analizės duomenis, toliau pateikiamas dyzelinių variklių su konvencine kuro įpurškimo sistema stiprybių, silpnųjų, galimybių ir grėsmių (toliau – SSGG) (angl. SWOT) metodo taikymas.

1. *Stiprybės.* Konvencinės kuro įpurškimo sistemos iki šiol yra gana plačiai naudojamos jūrinio transporto jėgainėse. Tokių sistemų konvertavimas veikti gamtinių dujų (GD) kuru yra aktualus, kadangi palyginti su akumuliacinio tipo, įskaitant pakopinio įpurškimo, sistemomis CR, konvencinės kuro įpurškimo sistemos pasižymi santykinai didele tarša dėl kenksmingos medžiagos, patenkančios į aplinką su išmetamosiomis dujomis, ir didesnėmis kuro sąnaudomis.
2. *Silpnybės.* Naujos kartos variklių modeliai kuriami su CR sistemomis, dėl to konvencinių kuro įpurškimo sistemų naudojimas transporto jėgainėse vis mažėja.
3. *Galimybės.* Konvertuojant eksploatuojamo transporto parko jėgainių konvencines kuro įpurškimo sistemas veikti dvejopu kuru, galima sumažinti iš naftos išgaunamo kuro sąnaudas ir kenksmingų išmetamųjų dujų komponentų emisijas. Taip pat atsiranda galimybė užtikrinti lankstų kogeneracinių jėgainių – alternatyviosios energijos šaltinių – eksploatavimą, siekiant didinti energijos naudojimo efektyvumą.
4. *Grėsmės.* Konvencinę kuro įpurškimo sistemą turinčių variklių konvertavimas veikti dvejopu D-GD kuru yra susijęs su senos technologijos vystymu, todėl poveikis gali būti laikinas. Norint tai įvertinti, būtina atlikti išsamią ekonominę ir jūrinio verslo socialinės erdvės poreikių analizę, vertinant variklių su konvencine kuro įpurškimo sistema konvertavimą veikti dvejopu D-GD kuru. Varikliams su konvencine kuro įpurškimo sistema sukurtų metodologinių pagrindų pritaikymas taip pat yra racionalus tiriant ir variklius su CR tipo sistemomis.

1. Dvejopu kuru veikiančių variklių jėgainių energijos naudojimo efektyvumo ir aplinkosaugos rodiklių mokslinių tyrimų analizė

Atlikus trumpą tyrimų apžvalgą, matyti reikšmingi šiuolaikinių variklių ekologinių rodiklių gerinimo rezultatai, keičiant jų veikimą dvejopu kuru dyzelinas-gamtinės dujos. Tačiau konvertuojant atskiras DV kategorijas veikti gamtinėmis dujomis, susiduriama su tam tikrais sunkumais. Pirmiausia tam tikrų sunkumų atsiranda konvertuojant modelius su konvencine (tradicine) mechaninio tipo degalų tiekimo sistema (angl. *Conventional fuel injection system*), kuriai būdingas DIP diapazono keitimo galimybės ribotumas ir gerokai mažesnis dyzelinių degalų įpurškimo slėgis palyginti su CR sistema. Kita vertus, iki šiol eksploatuojamų DV su tradicine mechanine degalų įpurškimo sistema yra gana daug. Todėl transporto aplinkos taršos mažinimo uždavinys yra neatsiejamas nuo šios kartos variklių modernizavimo veikti GD. Taip pat reikėtų pažymėti, kad daugelis atliktų tyrimų yra sukoncentruoti į atskirų greičio ir apkrovos variklio darbo režimų tyrimus, esant fiksuotam δ GD dujiniam komponentui, tad trūksta duomenų apie darbo mišinio sudėties racionalų pasirinkimą plačiame variklio darbo režimų diapazone, taip pat apie dvejopo kuro sudėties racionalų pasiskirstymą realiame darbo režimų diapazone. Paprastai darbų, atliekamų vertinant dyzelių rodmenų pokyčius eksploatacijos sąlygomis, pobūdis yra pasyvus, neįgyvendinant aktyvaus eksperimento (Yousefi et al., 2017; Zhang et al., 2017; Li et al., 2015), t. y. dėl eksploatacinės saugos reikalavimų reguliavimo parametrų pakeitimai, kuriais apribojami greitai vykstantys procesai, neregistruojami.

1.7. Pirmojo skyriaus išvados

1. Naujų, suprojektuotų veikti gamtinėmis dujomis (GD) variklių modelių ir eksploatuojamų dyzelinių variklių, konvertuojamų veikti GD, tendencijos yra viena iš efektyvių priemonių, siekiant sumažinti standartais ir tarptautiniais susitarimais reglamentuojamą šiltnamio efektą skatinančių dujų emisiją. Be to, dėl didelio kiekio eksploataavimo privalumų labiausiai paplitę yra dvejopu dyzelino-gamtinių dujų kuru veikiančių variklių tipai.

2. Šiuolaikiniai dvejopu D-GD kuru veikiantys varikliai su akumuliacine degalų įpurškimo sistema (CR) (angl. *common rail*) energinio efektyvumo parametrais nenusileidžia dyzeliniams varikliams, o ekologiniai rodikliai atitinka pačius griežčiausius galiojančius ir įsigaliosiančius standartų reikalavimus. Vykdomi didelės apimties eksperimentiniai ir skaitinio matematinio modeliavimo šio tipo variklių tyrimai. Vis dėlto varikliams su konvencine kuro įpurškimo sistema skiriamas nepalyginamai mažesnis dėmesys, nors tokio tipo varikliai sudaro didelę dalį šiuo metu eksploatuojamų, visų pirma laivų, variklių, taip pat kogeneracinių mažosios energetikos jėgainių.

3. Vienas pagrindinių dvejopu dyzelino-gamtinių dujų kuru veikiančių variklių eksploataavimo sunkumų yra gamtinių dujų savybės, tokios kaip aukšta savaiminio užsiliepsnojimo temperatūra, mažas liepsnos sklaidimo greitis ir kt., kurios lemia ir pagrindinius vykdomų tyrimų akcentus – indikatorinio NVK gerinimą plačiame variklių eksploataavimo diapazone, įskaitant ir kogeneracines jėgaines, ypač esant mažai ir vidutinei apkrovoms.

1. Dvejomu kuru veikiančių variklių jėgainių energijos naudojimo efektyvumo ir aplinkosaugos rodiklių mokslinių tyrimų analizė

4. Matematinio modeliavimo taikymas konvertuojamiems veikti dvejomu dyzelinogamtinių dujų kuru varikliams užtikrina galimybę išplėsti indikatorinį procesą veikiančių parametrų tarpusavio priklausomybių analizę ir pasirinkti racionalias energinių bei ekologinių rodiklių gerinimo kryptis. Tačiau šiuolaikinių daugiazoninių matematinių modelių taikymas reikalauja išsamių pradinių variklio konstrukcijos ir parametrų priklausomybių kitimo duomenų, realizuojamų konkrečiuose atskirų variklių modelių tyrimuose, tačiau šiuo metu tokie eksploatuojamų variklių skirtingų modelių tyrimai dėl minėtų duomenų trūkumo praktiškai nerealizuojami. Viena iš alternatyvų – pritaikyti ir adaptuoti vienzonius MM, sprendžiant konvertuojamų veikti dvejomu D-GD kuru variklių praktinius uždavinius.

5. Vykdomi dvejomu kuro variklių rodiklių gerinimo tyrimai ir jų metu gauti duomenys bei siūlomos technologinės rekomendacijos, skirtos variklius gaminančių įmonių kuriamiems dujinių variklių modeliams, kuriems taikomi metodologiniai sprendimai, yra praktinė patirtis. Dėl šios priežasties moksliniu ir praktiniu požiūriais tikslinga sukurti ir adaptuoti konvertuojamų veikti dvejomu D-GD kuru variklių indikatorinio proceso optimizavimo, racionalių kryptių, tyrimų metodologiją.

Šių išvadų ir apibendrinimų pagrindu, siekiant išsikelti tikslo, suformuluoti disertacinio tyrimo uždaviniai.

Gamtinių dujų naudojimo variklio kogeneraciniame cikle energinių ir ekologinių tyrimų metodika

Studijų laikotarpiu gamtinių dujų naudojimo, DV veikiant dvejopu kuru, eksperimentiniai tyrimai atlikti dviejuose variklių stenduose. GD tiekimas varikliui veikiant dvejopu kuru buvo vykdytas žemu slėgiu į variklio oro įsiurbimo kolektorių, naudojant komercinę dujų įrangą. Šis gamtinių dujų tiekimo būdas pasirinktas dėl praktiškai mažiausios variklio rekonstrukcijai reikalingos intervencijos, nekeičiant variklio galimybės dirbti vien dyzelinu ir išlaikant gamintojo nurodytus ekologinius bei energinius rodiklius ir dėl tokios dujų tiekimo įrangos paplitimo rinkoje. Žemo slėgio gamtinių dujų maišymo su oru variklio įsiurbimo kolektoriuje būdu pasiekiami nereikšmingai blogesni ekologinio ir energinio efektyvumo rodikliai palyginti su daug brangesnėmis ir sudėtingesnėmis gamtinių dujų tiekimo aukštu 250 bar slėgiu arba skystos dujų fazės įpurškimo sistemomis. Tyrimuose naudotas aukšto cetaninio skaičiaus kuras, atitinkantis EN 590 standartą, ir gamtinės dujos, atitinkančios ISO 6976:1995 standartą. Eksperimento metu buvo užtikrinamas variklio darbas pastoviais sūkliais ir galia, taip pat keičiant ACS tiekimo paskubos kampą $\varphi_{ip} = -1, -4, -7, -10, 13$ °a.v.p.k. PVRT ir pagal energinį santykį reguliuojant dvejopo kuro sudėtį diapazone nuo gryno dyzelino (D) iki D20/GD80, 0,8 degant dalyvaujančio santykio (δ GD) gamtinių dujų (GD). Ištirtas kogeneracinio ciklo elementų šilumos ir eksergijos balansų pokytis, varikliui veikiant dvejopu dyzelino ir gamtinių dujų kuru,

2. Gamtinių dujų naudojimo variklio kogeneraciniame cikle energinių ir ekologinių tyrimų metodika

siekiant didinti energinį ir ekologinį teigiamą efektą, lyginant su variklio veikimu vien tik grynu dyzelinu. Kompleksiniai eksperimentinių tyrimų rezultatai papildyti ir išplėsti, taikant matematinį modeliavimą variklio veikimo efektinių parametrų pasikeitimui įvertinti.

Gamtinių dujų naudojimo variklio kogeneraciniame cikle energinių ir ekologinių rodiklių tyrimai atlikti bendradarbiaujant su VGTU Transporto inžinerijos fakulteto Automobilių katedros mokslininkų kolektyvu. Tyrimai atlikti VGTU variklių bandymų stende. Siekiant išspręsti disertacijoje iškeltus uždavinius, dyzelinio variklio bandymo stendas buvo konvertuotas veikti dvejopu dyzelino ir gamtinių dujų kuru. Dvejopo kuro variklio eksperimentinių tyrimų metodika parengta atsižvelgiant į mokslinių eksperimentinių tyrimų bazę, Lietuvos ir užsienių mokslininkų darbus. Mokslinių šaltinių analizės metu pastebėta ribota dvejopo kuro variklio eksperimentinių tyrimų, atliktų plačiame galios ir apkrovos diapazone, apimtis. Ypač vertinant konvecinę kuro įpurškimo sistema aprūpintų, plačiai paplitusių laivybos srities ir sunkiasvorio kelių ir ne kelių transporto variklių, veikiančių dvejopu D-GD kuru, tyrimus.

2.1. Eksperimentinio tyrimo metodika

Variklio bandymo stendas, atsižvelgiant į analizuotą dvejopo kuro mokslinių eksperimentinių tyrimų literatūrą, buvo paruoštas tyrimams su gamtinių dujų saugojimo, slėgio reguliavimo, maišymo su oru, kiekio matavimo ir tiekimo į variklio oro įsiurbimo kolektorių, sistemomis. Taip pat variklio bandymų stendo išmetimo ir aušinimo sistemose sumontuoti slėgio bei temperatūros matavimo prietaisai, skirti kogeneracijos ciklui vertinti varikliui veikiant dvejopu kuru.

Dyzelinio variklio, konvertuoto veikti dvejopu D-GD kuru, bandymai buvo atlikti laikantis šių sąlygų:

1. Tyrimai atlikti varikliui veikiant nusistovėjusiais darbo režimais.
2. Kiekviename bandymų režime stabilizavus variklio šiluminę būklę pagal alyvos temperatūrą, varikliui veikiant 3–5 min. nustatytomis sąlygomis prieš pradėdant matuoti parametrus.
3. Visuose darbo režimuose parametrai matuoti bent tris kartus, tolesniame gautų matavimo duomenų apdorojimo procese naudojant tyrimo rezultatų vidurkio reikšmes (š paklaidos vertinimą atlikus pagal matematinės statistikos duomenis).
4. Indikatorinės diagramos slėgio duomenų masyvai buvo nustatomi kaip iš eilės registruotų 100 indikatorinių diagramų vidurkiai.
5. Bandymų metu, siekiant kontroliuoti tinkamą techninę variklio būklę, vieną du kartus bandymų pradiname ir galiniame etapuose buvo registruojami variklio darbo parametrai jam veikiant dyzelinu.

2. Gamtinių dujų naudojimo variklio kogeneraciniame cikle energinių ir ekologinių tyrimų metodika

Variklio bandymai jam veikiant dvejopu kuru atlikti plačiuose galios ir sūkių diapazonuose, esant vidutiniam efektyviajam slėgiui $p_{me} = 1,98$ bar arba (ŽAR), $p_{me} = 3,99$ bar arba (VAR), $p_{me} = 5,97$ bar arba (AAR), o sūkiams $n = 1600 \text{ min}^{-1}$, $n = 2000 \text{ min}^{-1}$, $n = 2500 \text{ min}^{-1}$. Apkrova $p_{me} = 5,97$ bar nėra aukšta tyrimo objekto projektinė apkrova, tačiau tyrimo metu atliekant bandymus aukšta apkrova su dvejopu kuru variklio veikimas buvo netinkamas, dėl to vykdant tyrimą apsiribota žemos ir vidutinės apkrovų režimais, laikant, kad $p_{me} = 5,97$ bar disertaciniame darbe atliktų tyrimų atveju laikoma fiziškai realizuota aukšta apkrova. Bandymų metu naudotos kuro įpurškimo paskubos kampo reikšmės buvo: $\varphi_{ip} = -1, -4, -7, -10, -13$ °a.v.p.k. PVRT. Dyzelinio kuro tikroji įpurškimo pradžia buvo fiksuojama pagal purkštuko adatos pakėlimo signalą, kuris elektroniniu būdu buvo sujungtas su alkūninio veleno pasukimo kampo davikliu, šiuos duomenis atvaizduojant ir užrašant programiškai. Dvejopo kuro santykis pagal energinę vertę buvo keičiamas nuo gryno dyzelino (D) iki 20 proc. dyzelino ir 80 proc. gamtinių dujų (D20/GD80). Eksperimentą pradedant nuo 60 proc. dyzelino ir 40 proc. gamtinių dujų (D60/GD40), 40 proc. dyzelino ir 60 proc. gamtinių dujų (D40/GD60) bei 20 proc. dyzelino ir 80 proc. gamtinių dujų (D20/GD80). Dujų purkštukai buvo valdomi elektroninio dujų įpurškimo valdymo bloku, kuriame programinės išvesties būdu buvo reguliuojamas tiekiamų dujų kiekis ir trukmė. Eksperimento metu taip pat buvo įrašomi duomenys apie išmetamųjų dujų temperatūrą, į variklį įeinančio ir išeinančio aušinimo vandens temperatūrą. Tai buvo daroma siekiant įvertinti dvejopo kuro kogeneracinės sistemos šilumos balansą. Dyzelino ir gamtinių dujų santykis pagal energinę vertę sukalibruotas išlaikant fiksuotą variklio galią. Eksperimentinių tyrimų planas pateikiamas 2.1 lentelėje. Remiantis daugumos mokslinių eksperimentinių tyrimų duomenimis, dyzeliniams varikliams veikiant dvejopu dyzelino-gamtinių dujų kuru, pastebimas kietųjų dalelių (KD) ir jas rodančio parametro – dūmingumo – sumažėjimas iki 80 proc., o kai kuriais atvejais ir daugiau. Vadovaujantis tuo, taip pat dėl technologinių kliūčių, konvertuoto veikti dvejopu D-GD kuru variklio eksperimentinių tyrimų metu kietųjų dalelių emisijos matavimai atlikti ribotame galios ir sūkių diapazone, esant vidutiniam efektyviajam slėgiui $p_{me} = 2,99$ bar arba (ŽAR*), $p_{me} = 3,99$ bar arba (VAR) ir $p_{me} = 5,97$ bar arba (AAR), o sūkiams $n = 2000 \text{ min}^{-1}$, bandymų metu kuro įpurškimo paskubos kampo reikšmę keičiant nuo $\varphi_{ip} = -1$ °a.v.p.k. iki $\varphi_{ip} = -6$ °a.v.p.k.

2. Gamtinių dujų naudojimo variklio kogeneraciniame cikle energinį ir ekologinį tyrimų metodika

2.1 lentelė. Eksperimentinių tyrimų planas

Table 2.1. Experiment execution plan

p_{me} , bar	φ_{ip}	$n = 2500 \text{ min}^{-1}$				$n = 2000 \text{ min}^{-1}$				$n = 1600 \text{ min}^{-1}$			
		D-GD				D-GD				D-GD			
		D	D60/ G40	D40/ G60	D20/ G80	D	D60/G 40	D40/G 60	D20/G 80	D	D60/G 40	D40/G 60	D20/G 80
5,97	-1					√	√	√	√				
	-4					√	√	√	√				
	-7					√	√	√	√				
	-10					√	√	√	√				
	-13					√	√	√	√				
3,99	-1	√	√	√	√	√	√	√	√				
	-4	√	√	√	√	√	√	√	√				
	-7	√	√	√	√	√	√	√	√				
	-10	√	√	√	√	√	√	√	√				
	-13	√	√	√	√	√	√	√	√				
2,99	-1					√	√	√	√	√	√	√	√
	-4									√	√	√	√
	-6					√	√	√	√				
	-7									√	√	√	√
	-10									√	√	√	√
	-13									√	√	√	√
1,98	-1	√				√	√	√	√	√	√	√	√
	-4	√				√	√	√	√	√	√	√	√
	-7	√				√	√	√	√	√	√	√	√
	-10	√				√	√	√	√	√	√	√	√
	-13	√				√	√	√	√	√	√	√	√

2. Gamtinių dujų naudojimo variklio kogeneraciniame cikle energinių ir ekologinių tyrimų metodika

Pastabos: variklio parametrai ištirti esant $\varphi_{ip} = -1, -4, -7, -10, -13$ °a.v.p.k. PVRT; rezultatų analizėje pateikti duomenys charakteringuose $\varphi_{ip} = -1, -7, -13$ °a.v.p.k. PVRT. *Dūmingumo tyrimų rezultatai pateikti specifiskai esant $p_{me} = 2,99$ bar ir $\varphi_{ip} = -6$ –iki -1 °a.v.p.k., kurie kitų parametru analizei nebuvo naudoti. PVRT duomenys, esant variklio sūkiams $n = 3\,000\text{ min}^{-1}$, nepateikti dėl bandymų metu nustatyto nestabilaus, pulsuojančio variklio veikimo.

Kuriant tyrimų metodiką, buvo numatyti du etapai (eksperimentinis ir skaitinis modeliavimas). Eksperimentinių tyrimų etape išspręsti šie uždaviniai:

1. Racionalus dvejopo dyzelino-gamtinių dujų kuro sudėties nustatymas, pagrindžiant sprendimus pagal energinius, ekologinius, patikimumo rodiklius, varikliui veikiant plačiame eksploatacinių režimų diapazone.
2. Degalų įpurškimo paskubos kampo pasikeitimo charakteringame tradicinės kuro tiekimo sistemos diapazone įtakos variklio indikatorinio proceso charakteristikoms tyrimai.
3. Konvertuojamo dvejopu kuru DV indikatorinio proceso vykdymo racionalių krypčių vertinimas, siekiant energinio ir aplinkosaugos efektyvumo.
4. Dyzelinio variklio eksergijos balanso pasikeitimo nustatymas, atsižvelgiant į dvejopo D-GD kuro santykį ir variklio apkrovą.

Matematinio modeliavimo tyrimų etape, taikant vienzonį matematinį modelį, buvo sprendžiami šie uždaviniai:

1. Vienzonio matematinio modelio tiesioginio taikymo racionalumo aspektų dvejopu D-GD kuru veikiančiame variklyje tyrimas.
2. Vienzonio matematinio modelio indikatorinio proceso parametru skaičiavimo tikslumo nustatymas, modeliuojant konvertuoto veikti dvejopu kuru variklio, veikiančio plačiame kuro sudėties ir variklio apkrovos diapazone, indikatorinį procesą.
3. Eksperimentinių tyrimų rezultatų analitinės matematinio panašumo teorijos pagrindu paremtų metodinių principų suformulavimas ir adaptavimas dvejopo kuro variklio indikatorinio proceso parametrų skaičiavimui.
4. Variklio indikatorinio proceso parametru matematinio panašumo teorijos metodinių principų pritaikymas varikliui, veikiančiam dvejopu D-GD kuru.

Tyrimuose pasirinkto matematinio modelio (MM), realizuoto IMPULS programoje, taikymą pagrindžia šie esminiai aspektai: MM algoritmu įgyvendintas „uždaros“ variklio cilindre ir oro tiekimo sistemos įrenginiuose (kompresoriuje, turbinoje, tarpiniame oro aušintuve ir kt.) vykstančių fizikinių procesų modeliavimas, paremtas energijos ir masės tvarumo dėsniais; papildžius programos versiją realizuota galimybė keisti kuro elementinę sudėtį pagal bandomojo kuro rūšies faktinius duomenis; didžiausią įtaką modeliavimo tikslumui turinčio programoje naudojamo I. Vibės modelio šilumos išsiskyrimo charakteristikai nustatyti platus taikymas VDV praktikoje ir daugelis kitų praktinio naudojimo programinių patogumų.

2.1.1. Eksperimentinių tyrimų variklio stendo aprašas

Eksperimentiniams tyrimams naudotas keturių cilindrų dyzelinis variklis, turintis atvirą degimo kamerą ir konvencinę kuro įpurškimo sistemą BOSCH VP37 bei turbokompresorių (AHU & 1Z). Pagrindinės variklio charakteristikos pateiktos 2.2 lentelėje.

2.2 lentelė. DV variklio pagrindinės charakteristikos

Table 2.2. Engine specification

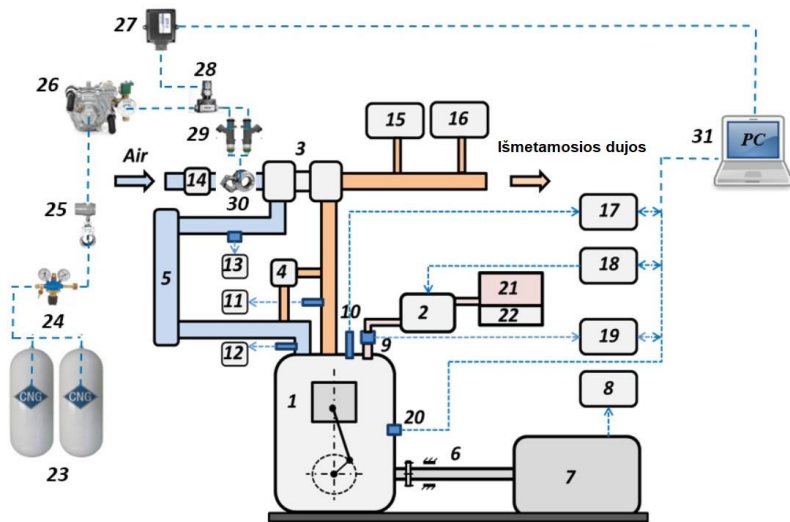
Modelis	D/S 79,5/95,5
Darbinis tūris, [cm ³]	1 896
Stūmoklio skersmuo ir eiga, [mm]	79,5 x 95,5
Maksimali galia prie sūkių, [kW]/[min ⁻¹]	66/4 000
Maksimalus sukimo momentas prie sūkių, [N·m]/[min ⁻¹]	180/2 000–2 500
Aušinimo tipas	Aušinamas vandeniu
Kuro įpurškimo tipas	Tiesioginio įpurškimo sistema BOSCH VP37
Cilindrų skaičius	4 iš eilės
Suspaudimo laipsnis	19.5:1
Oro tiekimo tipas	Turbokompresorius (AHU & 1Z)

Eksperimentinių bandymų variklių stendo schema parodyta 2.1 paveiksle.

Variklio apkrovai sudaryti ir alkūninio veleno sūkiams nustatyti naudotas standymo stendas KI-5543, kurio sukimo momento matavimo paklaida sudaro $\pm 1,23$ N·m, o sūkių paklaida yra 1 proc. Dyzelino sąnaudos buvo matuojamos svors-tyklėmis SK-5000 ir chronometru, matavimų tikslumas – 0,5 proc. Gamtinių dujų sąnaudų matavimui naudotas RHEONIK RHM 015 Koriolio (angl. *Coriolis*) tipo masės srauto matuoklis, kurio matavimo diapazonas 0,004–0,6 kg/min, o tikslumas $\pm 0,10$ proc. GD sąnaudos matuotos dujų tiekimo linijos atkarpoje tarp aukšto slėgio cisternos ir dujų reduktoriaus, mažinančio dujų slėgį iki 1,5 bar. Cilindro slėgis (p) matuotas kaitinimo žvakėje įmontuotu pjezoelektriniu jutikliu AVL GH13P (kurio jautrumas $16 \pm 0,09$ pC/bar). Slėgio matavimo reikšmės buvo įrašomos 100 ciklų dažnumu, naudojant AVL DiTEST DPM 800 osciloskopą, 1 proc. matavimo tikslumu, duomenis atvaizduojant ir įrašant „LabView Real“ programinėje įrangoje. Į variklio kolektorių įsiurbiamo oro srautas matuotas BOSCH HFM 5 oro srauto debitmačiu, kurio matavimo tikslumas – 2 proc. Variklio įsiurbimo kolektoriuje oro slėgis matuotas Delta OHM HD 2304.0 oro slėgio matuokliu, kurio jutiklio TP704-2BAI matavimo paklaida yra $\pm 0,0002$ MPa. Išmetamųjų deginių, įsiurbiamo oro temperatūra, įeinančio į variklį vandens temperatūra matuotos K-tipo termoporomis $\pm 1,5$ °C tikslumu. Degalų įpurškimo pradžią standartiniame variklyje kontroliuoja elektroninis blokas, įpurškimo reguliavimo algoritmas buvo pritaikytas skirtingoms kuro rūšims. Įpurškimo laikas buvo kontroliuojamas naudojant moduliavimo PWM

2. Gamtinių dujų naudojimo variklio kogeneraciniame cikle energinių ir ekologinių tyrimų metodika

(impulsų pločio moduliacija) algoritmą, o signalo generatorius buvo valdomas impulsų valdikliu TMW1. Šis prietaisas buvo tiesiogiai prijungtas prie paskirstymo tipo degalų siurblio ir atjungtas nuo variklio elektroninio valdymo bloko. Degimo proceso pokyčiai priklauso nuo kuro fizikinių ir cheminių savybių, taip pat nuo maksimalios energijos analizės, naudojant skirtingus algoritmus. Vienas iš pagrindinių degalų įpurškimo indikatorių yra degalų įpurškimo laiko pradžia, matuojama alkūninio veleno kampe ($^{\circ}$ a.v.p.k.) prieš viršutinį rimties centro (VRT) tašką. Degalų įpurškimo pradžia buvo kontroliuojama naudojant PWM, suformuojant elektroninį degalų siurblio valdymo signalą (Rimkus ir kt., 2016; Rimkus ir kt., 2017).



2.1 pav. Eksperimentinių bandymų schema

Fig. 2.1. Scheme of the engine testing equipment

Pirmiau pateiktoje eksperimentinių tyrimų schemoje esantys elementai: 1 – D/S 79,5/95,5 variklis; 2 – aukšto slėgio kuro siurblys; 3 – turbokompresorius; 4 – EGR vožtuvas (bandymų metu nenaudotas); 5 – oro aušintuvas (bandymų metu nenaudotas); 6 – jungiamasis velenas; 7 – variklio stabdymo įrenginys; 8 – variklio sukimo momento ir sukimosi greičio registravimo įranga; 9 – degalų įpurškimo laiko jutiklis; 10 – cilindro slėgio jutiklis; 11 – išmetamųjų dujų temperatūros matuoklis; 12 – įsiurbiamųjų dujų temperatūros matuoklis; 13 – oro slėgio matuoklis; 14 – oro tūrio matuoklis; 15 – išmetamųjų dujų analizatorius; 16 – deginių neskaidrumo analizatorius; 17 – cilindro slėgio registravimo įranga; 18 – degalų įpurškimo laiko kontrolės įranga; 19 – degalų įpurškimo laiko apskaitos įranga; 20 – alkūninio veleno padėties jutiklis; 21 – degalų bakas; 22 – degalų sąnaudų matavimo įranga; 23 – suslėgtų GD bakas; 24 – slėgio reguliavimo vožtuvas; 25 – dujų srauto matuoklis; 26 – slėgio

2. Gamtinių dujų naudojimo variklio kogeneraciniame cikle energinių ir ekologinių tyrimų metodika

reduktorius; 27 – variklio valdymo blokas; 28 – dujų dozavimo vožtuvas; 29 – dujų purkštukai; 30 – oro ir dujų maišytuvas; 31 – kompiuteris.

Skaičiuojamųjų (netiesioginių matavimų) variklio parametrų P_e , b_e , η_e , α paklaidų vertinimas atliktas pagal (JCGM 100: 2008) paklaidų vertinimo metodinius nurodymus. Pagrindinių variklio darbo parametrų reikšmės apskaičiuotos pagal toliau pateiktas formules:

Variklio galia:

$$P_e = \frac{M_t \cdot n}{9549} [\text{kW}] \quad (2.1)$$

Efektyvusis specifinis kuro sunaudojimas:

$$b_e = \frac{G_f \cdot 9549}{M_t \cdot n} [\text{g/kWh}] \quad (2.2)$$

Efektyvusis naudingojo veikimo koeficientas, varikliui veikiant viena kuro rūšimi:

$$\eta_e = \frac{3600 \cdot M_t \cdot n}{9549 \cdot G_f \cdot H_z} [-] \quad (2.3)$$

Efektyvusis naudingojo veikimo koeficientas, varikliui veikiant dvejopu kuru:

$$\eta_e = \frac{3600 \cdot M_t \cdot n}{9549 \cdot (G_{fD} \cdot H_{zD} + G_{fGD} \cdot H_{zGD})} [-] \quad (2.4)$$

Oro pertekliaus koeficientas, varikliui veikiant viena kuro rūšimi:

$$\alpha = \frac{G_{oro}}{G_f \cdot L} [-] \quad (2.5)$$

Oro pertekliaus koeficientas, varikliui veikiant dvejopu kuru:

$$\alpha = \frac{G_{oro}}{G_{fD} \cdot L_D + G_{fGD} \cdot L_{GD}} [-] \quad (2.6)$$

kur: M_t – eksperimento metu išmatuotas variklio sukimo momentas, [N·m]; G_f – eksperimento metu išmatuotos variklio kuro sąnaudos, [kg/val]; G_{fD} ir G_{fGD} – dyzelino ir gamtinių dujų eksperimento metu išmatuotos variklio kuro sąnaudos, [kg/val]; G_{oro} – eksperimento metu išmatuotos variklio oro sąnaudos, [kg/val]; n – eksperimento metu išmatuoti variklio sūkliai, [min^{-1}]; α – oro pertekliaus koeficientas, [-]; L – kuro stochiometrinė konstanta, [kg oro/kg kuro]; L_D ir L_{GD} – dyzelino ir gamtinių dujų stochiometrinės konstantos [kg oro/kg kuro]. Daroma prielaida, kad du pastarieji parametrai nustatyti be paklaidų ir neturi didelės įtakos vertinant netiesioginių paklaidų reikšmes.

2.1.2. Netiesioginių parametrų paklaidų vertinimo skaičiavimai

$P_e = \frac{M_t \cdot n}{9549}$; $b_e = \frac{G_f}{P_e}$; $\eta_e = \frac{3600 \cdot P_e}{H_z \cdot G_f}$ – ir kt. paklaidos, atsižvelgiant į analitinių priklausomybių struktūrą, nustatomos pagal išraišką:

$$\delta y = \mp \sqrt{(\delta x_1)^2 + (\delta x_2)^2 + \dots (\delta x_n)^2}, \quad (2.7)$$

kur: δy – santykinė funkcijos y paklaida; $\delta x_1 \dots \delta x_n$ – analitinės priklausomybės argumentų santykinės paklaidos

$$\delta P_e = \mp \sqrt{(\delta M_t)^2 + (\delta n)^2} = \mp \sqrt{(2,5)^2 + (1,0)^2} = \sqrt{1,25} = 2,69\%, \text{ arba } 0,0269 \text{ vnt.}$$

$$(\delta M_t = 2,5 \% ; \delta n = 1,0 \%).$$

Kitų netiesioginio matavimo parametrų paklaidos nustatytos analogiškai.

2.1.3. Ekologinių parametrų matavimo įranga

Išmetamųjų deginių matavimai atlikti naudojant išmetamųjų deginių analizatorių AVL DiGas 4000 / AVL DiCom 4000. Išmetamųjų deginių skaidrumo matavimai atlikti naudojant analizatorių AVL DiSmoke 4000 / AVL DiCom 4000 (žr. 2.3 lentelę).

2.3 lentelė. AVL DiGas 4000 / AVL DiSmoke 4000 ir AVL DiSmoke 4000 / AVL DiCom 4000 analizatorių matavimo diapazonas ir tikslumas

Table 2.3. Measurement range and resolution of AVL DiCom 4000 / AVL DiSmoke 4000 and AVL DiSmoke 4000 / AVL DiCom 4000 gas analysers

Parametras	Matavimo diapazonas	Matavimo tikslumas
Azoto oksidai (NO _x)	0–5000 ppm (tūr.)	1 ppm
Angliavandeniliai (CH)	0–20,000 ppm (tūr.)	1 ppm
Anglies monoksidas (CO)	0–10 % (tūr.)	0,01 % (tūr.)
Anglies dioksidas (CO ₂)	0–20 % (tūr.)	0,1 % (tūr.)
Degūonis (O ₂)	0–25 % (tūr.)	0,01 % (tūr.)
Dūmingumas (K-reikšmė)	0–99,99 m ⁻¹	0,01 m ⁻¹
Alyvos temperatūra	0–150 °C	1 °C

Eksperimente naudoto dvejopo D-GD kuro komponentų dyzelino ir gamtinių dujų savybės atitinka EN 590 ir ISO 6976:1995 standartus (žr. 2.4 lentelę).

2. Gamtinių dujų naudojimo variklio kogeneraciniame cikle energinį ir ekologinį tyrimų metodika

2.4 lentelė. Kuro parametrai

Table 2.4. Fuel properties

Kuro tipas	Gamtinės dujos	Dyzelinas
Tankis [kg]/[m ³]	0,74	832,0
Cetatinis skaičius [–]	–	51,3
Žemutinė energinė vertė [MJ]/[kg]	51,7	42,8
Klampus [mm ²]/[s 40°C]	–	2,72
H/C santykis [–]	–	0,163
Komponentai [tūr.,%]	Metanas: 91,97 Etanas: 5,75 Propanas: 1,30 Butanas: 0,281 Azotas: 0,562 Anglies dioksidas: 0,0	Anglis: 86,0 Vandenilis: 13,6 Deguonis: 0,4

2.2. Matematinis modeliavimas

Skaitinių tyrimų rezultatų adekvatumą lemia pagrįstas matematinio modelio parinkimas, atsižvelgiant visų pirma į matematinio modelio praktinio naudojimo ribines sąlygas, t. y. metodo technologines galimybes, su tam tikromis prielaidomis, taip pat į tyrimo objekto matematinio modeliavimo technologines ypatybes.

Tyrimuose pasirinkto matematinio modelio, realizuoto IMPULS programoje, tyrimą pagrindžia šie esminiai aspektai:

1. Tiriant skirtingų kuro rūšių variklines savybes, svarbiausias yra „uždaras“ variklio cilindre ir oro tiekimo sistemos įrenginiuose (kompresoriuje, turbinoje, tarpiniame oro aušintuve ir kt.) vykstančių fizikinių procesų modeliavimas, pagrįstas energijos ir masės tvarumo dėsniais.
2. Disertaciniame darbe papildžius IMPULS programos versiją, įgyvendinta galimybė keisti kuro elementinę sudėtį pagal bandomojo kuro rūšies faktinius duomenis.
3. Didžiausią įtaką modeliavimo tikslumui turinčio programoje naudojamo I. Vibės modelio šilumos išsiskyrimo charakteristikai nustatyti platus taikymas VDV praktikoje ir daugelis kitų praktinio naudojimo programinių patogumų.

Eksperimentinių indikatorinių diagramų analizei naudota TEPLM kompiuterinė programa (Lebedevas ir kt., 2019), kuri realizuoja uždarojo termodinaminio ciklo energijos balanso modelį, vertinant šilumos perdavimą per cilindro detalių sienes. Programos pradinių duomenų skaičiavimams naudoti eksperimentinių tyrimų metu išmatuoti ir iš sertifikatų imti parametrai. Dyzelinio kuro elementinė sudėtis imta remiantis statistiniais duomenimis, kurie apibūdinami nedideliu skirtumu mokslin-

2. Gamtinių dujų naudojimo variklio kogeneraciniame cikle energinį ir ekologinį tyrimų metodika

niuose šaltiniuose, taigi ir darbe naudojami nustatyti tikslumu. GD elementinė sudėtis imta iš sertifikatų, nurodančių gamtines dujas sudarančių elementų sudėtį. Siekiant užtikrinti parametrų tikslumą, atlikti ir kontroliniai šių parametrų nustatymo skaičiavimai pagal metodines formules. Kuro ciklinė porcija (q_c), žemutinė energinė vertė (H_z) cheminė elementinė sudėtis (C, H, O, N, S) nustatomi pagal formules:

Kuro sąnaudos per ciklą:

$$q_c = \frac{q_{cD} \cdot H_{zD} + q_{cGD} \cdot H_{zGD}}{H_z}, [\text{g/cikl}] \quad (2.8)$$

kur: q_c – kuro ciklinė porcija, [g/cikl]; q_{cD} – dyzelino ciklinė porcija, [g/cikl]; q_{cGD} – gamtinių dujų ciklinė porcija, [g/cikl]; H_{zD} – žemutinė dyzelino energinė vertė (iš sertifikato), [MJ/kg]; H_{zGD} – žemutinė gamtinių dujų energinė vertė (iš sertifikato), [MJ/kg].

Dvejopo kuro žemutinė energinė vertė apskaičiuojama naudojant dvejopo kuro elementinės sudėties duomenis (C, H, O, N, S):

H_z – priklausomai nuo darbo režimo (dyzelinu ar dvejopu kuru), kontroliuojant parametrų patikimumą, žemutinė energinė vertė apskaičiuota pagal Mendelejevo formulę (ISO 8217; Cheremisinoff et al., 2005), MJ/kg:

Skystiems degalams:

$$H_z = 8100 \cdot C + 30000 \cdot H + 2600 \cdot (S - O) - 600 \cdot (9 \cdot H + W), [\text{kkal/m}^3] \quad (2.9)$$

Supaprastinus pirmiau pateiktą formulę:

$$H_z = 337,5 \cdot C + 1025 \cdot H - 108,3 \cdot O, [\text{kW/kg}] \quad (2.10)$$

Dujiniams degalams:

$$H_z = 8570 \cdot CH_4 + 15300 \cdot C_2H_6 + 22250 \cdot C_3H_8 + 29400 \cdot C_4H_{10} + 29200 \cdot C_4H_{10} + 34920 \cdot C_5H_{12}, [\text{kkal/m}^3] \quad (2.11)$$

kur:

$$\begin{aligned} C &= C_D \cdot (1 - \delta GD) + C_{GD} \cdot \delta GD, \\ H &= H_D \cdot (1 - \delta GD) + H_{GD} \cdot \delta GD, \\ O &= O_D \cdot (1 - \delta GD) + O_{GD} \cdot \delta GD, \\ \delta GD \cdot (1 - \delta GD) &= \frac{q_{cGD} \cdot H_{zGD}}{q_{cGD} \cdot H_{zGD} + q_{cD} \cdot H_{zD}} \cdot 100\%, [\%] \end{aligned} \quad (2.12)$$

2. Gamtinių dujų naudojimo variklio kogeneraciniame cikle energinį ir ekologinį tyrimų metodika

kur: δGD – degant dalyvaujanti dujų dalis, [-]; C_D – dyzelino elementinės anglies kiekis, [%]; C_{GD} – gamtinių dujų elementinės anglies kiekis, [%]; H_D – dyzelino elementinio vandenilio kiekis, [%]; H_{GD} – gamtinių dujų elementinio vandenilio kiekis, [%]; O_D – dyzelino elementinio deguonies kiekis, [%]; O_{GD} – gamtinių dujų elementinio deguonies kiekis, [%]; C, H, O – dvejopo kuro anglies, vandenilio ir deguonies elementinė sudėtis, [%]; q_{cGD} – gamtinių dujų ciklinė porcija, [g/cikl]; q_{cD} – dyzelino ciklinė porcija, [g/cikl].

Energijos efektyvumo parametrai:

Efektyvusis NVK (η_e) nustatomas pagal klasikinę išraišką $\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m$,

kur: η_i – indikatorinio proceso energinio efektyvumo koeficientas, gautas degimo proceso analizės metu ir kontroliuotas pagal eksperimentinių tyrimų metu nustatytus P_e ir P_m ; η_m – mechaninio pasipriešinimo koeficientas, nustatomas pagal kombinuo-tą metodą, įvertinus variklio mechaninius nuostolius; P_m – mechaninės galios pasi-keitimas, el. variklyje nustatytas analizuojant eksperimentines indikatorinio proceso diagramas.

2.3. Indikatorinio proceso parametrų modeliavimas

Tyrimuose taikytas vienzonis matematinis modelis realizuotas IMPULS progra-moje (Ivanchenko et al., 1989b). Programoje numatomas uždaras dyzelinio variklio be pripūtimo ir su juo indikatorinio proceso modeliavimas, pagrįstas kvazistatinėmis termodinamikos ir dujų dinamikos lygtimis, atsižvelgiant į dujų išmetimo sistemos konstrukcijos parametrus, kintamąjį dujų turbino ir kompresoriaus NVK, šilumos nuostolius į variklio aušinimo sistemą, aplinkos oro parametrus. Variklio cilindre vykstantys procesai aprašomi diferencialinių lygčių sistema, susidedančia iš energi-jos (2.13) ir masės (2.14) tvermės dėsnių bei darbo kūno termodinaminės būsenos (2.15) lygčių:

$$\frac{dU}{d\tau} = \frac{dQ_{i\bar{s}}}{d\tau} - \frac{dQ_{mai}}{d\tau} - p \cdot \frac{dV}{d\tau} + h_{pad} \cdot \frac{dm_{pad}}{d\tau} - h_{i\bar{s}m} \cdot \frac{dm_{i\bar{s}m}}{d\tau}, \text{ [kJ/s]} \quad (2.13)$$

$$\frac{dm}{d\tau} = \frac{dm_{pad}}{d\tau} + \frac{dm_{i\bar{s}p}}{d\tau} - \frac{dm_{i\bar{s}m}}{d\tau}, \text{ [kg/s]} \quad (2.14)$$

$$\frac{dp}{d\tau} = \frac{m \cdot R}{V} \cdot \frac{dT}{d\tau} + \frac{m \cdot T}{V} \cdot \frac{dR}{d\tau} + \frac{R \cdot T}{V} \cdot \frac{dm}{d\tau} - \frac{p}{V} \cdot \frac{dV}{d\tau}, \text{ [Pa/s]}, \quad (2.15)$$

kur: U – vidinė energija, [J]; $Q_{i\bar{s}}$ ir Q_{mai} – šilumos išskyrimas ir šilumos mainai, [J]; p – slėgis, [bar]; V – tūris, [m³]; h_{pad} – tiekiamo oro entalpija [J/kg]; $h_{i\bar{s}m}$ – išmetamų dujų entalpija [J/kg]; m – bendra masė, [kg]; m_{pad} – tiekiamo oro masė, [kg];

2. Gamtinių dujų naudojimo variklio kogeneraciniame cikle energinį ir ekologinį tyrimų metodika

m_{mai} – išpurškiamo kuro masė, [kg]; $m_{išm}$ – išmetamųjų dujų masė, [kg]; τ – laikas, [s]; R – dujų konstanta, [J/(kg K)]; T – temperatūra, [K].

Šilumos išskyrimas nustatytas I. Vibės modeliu (2.16) su G. Woschni papildymais (2.17), (2.18) (Merker et al., 2004), kurie dažnai naudojami VDV indikatoriaus proceso modeliavimo tyrimuose.

$$X = 1 - e^{-6,908 \cdot \left(\frac{\varphi}{\varphi_z}\right)^{m+1}}, [-] \quad (2.16)$$

kur: φ – ciklo einamasis kampas [$^{\circ}$ a.v.p.k.], skaičiuojamas nuo šilumos išskyrimo pradžios; m – šilumos išskyrimo charakteristikos formos faktorius [-]; φ_z – šilumos išskyrimo trukmė [$^{\circ}$ a.v.p.k.].

$$m = m_0 \cdot \left(\frac{\varphi_{g0}}{\varphi_g}\right)^{a_2} \cdot \left(\frac{p_{osc0}}{p_{osc}}\right) \cdot \left(\frac{T_{osc0}}{T_{osc}}\right) \cdot \left(\frac{n_0}{n}\right)^{a_1}, [-] \quad (2.17)$$

$$\varphi_z = \left(\frac{\alpha_0}{\alpha}\right)^{a_3} \cdot \left(\frac{n_0}{n}\right)^{a_4}, [^{\circ}\text{a.v.p.k.}], \quad (2.18)$$

kur: a_1, a_2, a_3, a_4 – konstantos, dyzelinio variklio cikle sudaro atitinkamai 0,8; 0,5; 0,6; 0,5 – šilumos išskyrimo charakteristikos formos faktorius, [-]; φ_g – savaiminio užsiliepsnojimo gaišties periodas, [$^{\circ}$ a.v.p.k.]; p_{osc} ir T_{osc} – cilindro oro slėgis ir temperatūra [bar] ir [K]; n – variklio apskukos, [min^{-1}]; α – oro pertekliaus koeficientas, [-]; $\varphi_{a0}, p_{osc0}, T_{osc0}, \alpha_0, n_0, m_0$ – anksčiau išvardytų parametrų nominalios reikšmės.

Modeliuojant, indikatorinį ciklą, svarbus savaiminio užsiliepsnojimo indukcijos periodas, nustatomas suspaudimo takte:

$$\varphi_i = 6 \cdot n \cdot \tau_g, [^{\circ}\text{a.v.p.k.}] \quad (2.19)$$

$$\tau_g = K_{\tau} \cdot 10^{-5} \cdot \left(\frac{T}{p}\right)^{0,5} \exp\left(\frac{E}{R_m \cdot T}\right), [\text{s}] \quad (2.20)$$

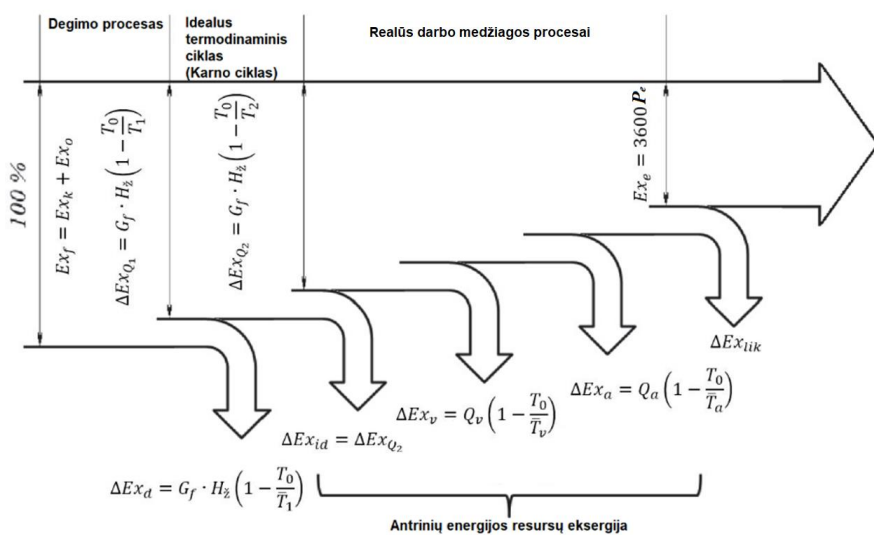
$$\frac{1}{6 \cdot n} \cdot \int_0^{\varphi_{\tau_g}} \frac{d\varphi}{\tau_g} = 1, [-] \quad (2.21)$$

kur: T – ciklo vidutinė temperatūra, [K]; p – ciklo vidutinis slėgis [bar]; K_{τ} – konstanta, [-], E – aktyvacijos energija, [J/mol]; R_m – molinė dujų konstanta, [J/kg·K]; τ_g – užsiliepsnojimo gaišties periodo trukmė, [s]; φ_{τ_g} – užsiliepsnojimo gaišties periodo pabaiga [$^{\circ}$ a.v.p.k.].

2.4. Dveju kuru veikiančio variklio eksergijos balanso nustatymas

Varikliui, veikiančiam dveju D-GD kuru, sukurta metodika, apimanti klasikinius analitinius sprendimus, skirtus dyzelino ir dujų naudojimo atvejams (žr. 5.1.2 poskyrį). Pagrindiniai skirtumai yra susiję su išmetamųjų dujų šilumos nustatymu, vertinant dvejos dyzelino-gamtinių dujų sudėties įtaką šilumos balanso vertinimo rezultatams. Detali metodika pateikta 5 skyriuje.

Eksergijos balanso sudedamosios dalys nustatytos pagal mokslininkų (Erofeev et al., 2017) siūlymus ir grafiškai pavaizduotos 2.2 paveiksle:



2.2. pav. Eksergijos balanso diagrama

Fig. 2.2. Scheme of exergy balance

Paveiksle: Ex_f – naudojamo kuro (Ex_k) ir oksidatoriaus energija (Ex_o), [kW]; Ex_e – mechaninio darbo eksergija, [kW]; Ex_d – degimo eksergija, [kW]; Ex_{id} – išmetamųjų deginių eksergija, [kW]; Ex_v – aušinimo kontūro vandens eksergija, [kW]; Ex_a – alyvos eksergija, [kW]; Ex_{lik} – eksergijos likutis, [kW]; G_f – kuro valandinis sunaudojimas, [kg/val]; H_z – žemutinė energinė vertė, [MJ/kg]; T_0 – aplinkos oro temperatūra, [K]; T_1 – aukštutinė idealaus degimo ciklo temperatūra, [K]; T_2 – žemutinė idealaus degimo produktų temperatūra, [K]; $\bar{T}_1$ – vidutinė degimo ciklo temperatūra (nustatoma iš individualių indikatorinių diagramų), [K]; Ex_{Q_1} – idealaus termodinaminio ciklo degimo eksergija, [kW]; Ex_{Q_2} – idealaus termodinaminio ciklo degimo produktų eksergija, [kW]; Q_v – aušinimo vandens šilumos balanso energija, [kW]; Q_a – alyvos šilumos balanso energija, [kW]; $\bar{T}_a$ – vidutinė alyvos temperatūra, [K].

2. Gamtinių dujų naudojimo variklio kogeneraciniame cikle energinių ir ekologinių tyrimų metodika

ra, [K]; $\bar{T}_v$ – vidutinė aušinimo vandens temperatūra, [K]; P_e – variklio efektyvioji galia, [kW].

Nustačius visų eksergijos balanso dedamųjų vertes (žr. 2.2 paveikslą), įvertinamas eksergijos balanso naudingumo koeficientas (jėgainės kogeneracijos efektyvumo koeficientas).

$$\eta_{eks} = \frac{EX_e + EX_{id} + EX_v}{G_f \cdot H_z}, [-] \quad (2.22)$$

Literatūroje paplitęs degimo proceso temperatūros $\bar{T}_1$ nustatymas atliekamas naudojant degimo pradžios temperatūros T_1 ir degimo pabaigos temperatūros T_2 vidurkio duomenis. Toks vertinimo būdas turi sąlyginai didelę paklaidą, nes skaičiuojant $\bar{T}_1$ pagal formulę $\bar{T}_1 = \frac{(T_1 - T_2)}{\ln(\frac{T_1}{T_2})}$ rezultatas daugiausia priklauso nuo $(T_1 - T_2)$

skirtumo. Varikliui veikiant žemos apkrovos režimu (ŽAR) dvejopu D-GD kuru, esant užsitęsusiam degimo procesui (skirtingai nuo D atvejo), pagal gautus rezultatus (eksperimento duomenis) pasikeitimas siekia 200–150 K, dėl to $\bar{T}_1 \cong 200$ –300 K. Realiam kuro degimo procese reikšminga šilumos dalis išsiskiria esant darbo medžiagos temperatūrai 900–1100 K. Todėl $\bar{T}_1$ parametro skaičiavimui atlikti, remiantis eksperimento indikatorinėmis diagramomis, sukurti ir 3.5 poskyryje realizuoti skaičiavimai.

2.5. Antrojo skyriaus išvados

Sukurta metodika racionaliai derina eksperimentinių bei skaitinio matematinio modeliavimo tyrimų vykdymo metodus ir būdus pagal disertaciniame darbe iškeltus uždavinius. Eksperimentiniams tyrimams buvo parengtas variklis ir bandomoji energinių bei ekologinių parametrų matavimo įranga, atitinkanti galiojančių standartų reikalavimus. Nagrinėti tyrimo objekto parametrų registravimo metrologiniai duomenys, skaitinių parametrų nustatymo tikslumas. Remiantis atliktais analitiniais lyginamaisiais vertinimais, skaitiniams tyrimams parinktas vienzonis matematinis modelis, indikatorinio proceso tyrimo ir optimizavimo metodai, papildyti ir patikslinti disertacijos autoriaus originaliais sprendimais, juos taikant dvejopu D-GD kuru veikiančiam varikliui:

1. Šilumos balanso skaičiavimo metodikos.
2. Šilumos išsiskyrimo charakteristikos masės centro dinaminio pasikeitimo metodai.
3. Degimo proceso temperatūros, skaičiuojant eksergiją.

Tyrimo rezultatų ir padarytų sprendimų patikimumo vertinimas atliktas užtikrinant eksperimento, skaitinių tyrimų ir analitinės analizės duomenų tarpusavio suderinamumą.

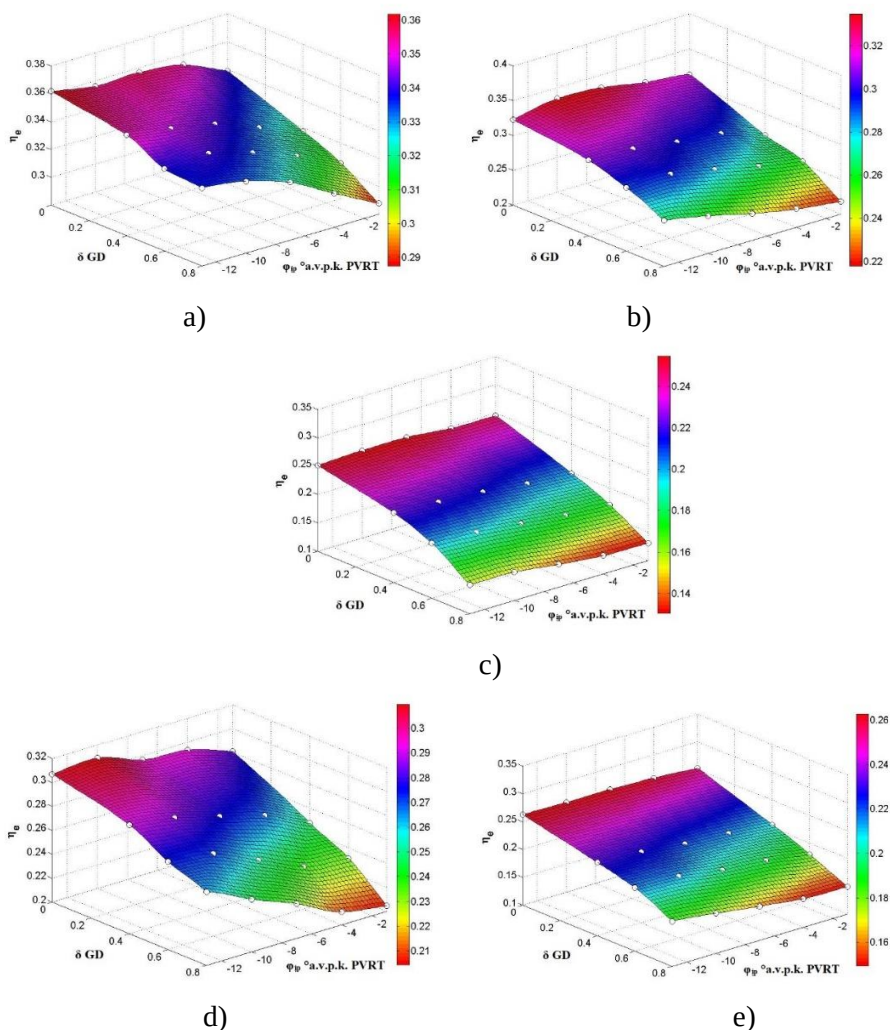
Variklio, konvertuojamo veikti dvejopu D-GD kuru, energinių ir ekologinių rodiklių tyrimai

3.1. Eksperimentinio tyrimo rezultatai ir jų aptarimas

Dyzelinio variklio konvertavimo veikti gamtinėmis dujomis tyrimai apima energinių, ekologinių ir patikimumo bei kogeneracinio ciklo rodiklių vertinimą, eksperimentinio tyrimo duomenis papildant matematiniu modeliavimu. Pirmiau išvardyti etapai skirti disertacijos tikslui pasiekti: parengti metodologiniais principais grįstas rekomendacijas, kaip konvertuoti dyzelinį variklį su konvencine kuro įpurškimo sistema veikti dvejopu D-GD kuru, remiantis sugretinta matematinio panašumo analize.

Energinio efektyvumo rodikliams vertinti naudotas efektinis naudingojo veikimo koeficientas η_e ir indikatorinis variklio naudingojo veikimo koeficientas η_i . Parametro η_e pasikeitimas, didinant δ GD skirtingos apkrovos p_{me} ir apsukų n režimuose bei ištirtame įpurškimo paskubos kampo φ_{ip} diapazone, pateiktas 3.1 paveiksle.

3. Variklio, konvertuojamo veikti dvejopu D-GD kuru, energinių ir ekologinių rodiklių tyrimai



3.1 pav. Variklio η_e pasikeitimo priklausomybė nuo δ GD ir φ_{inj} : a) AAR, $n = 2000 \text{ min}^{-1}$; b) VAR, $n = 2000 \text{ min}^{-1}$; c) ŽAR, $n = 2000 \text{ min}^{-1}$; d) VAR, $n = 2500 \text{ min}^{-1}$; e) ŽAR, $n = 1600 \text{ min}^{-1}$. Grafikuose taškais pažymėti eksperimentiniai duomenys

Fig. 3.1. Influence of CCR NG and φ_{inj} on engine η_e at (a) HLM, $n = 2000 \text{ min}^{-1}$; (b) MLM, $n = 2000 \text{ min}^{-1}$; (c) LLM, $n = 2000 \text{ min}^{-1}$; (d) MLM, $n = 2500 \text{ min}^{-1}$; (e) LLM, $n = 1600 \text{ min}^{-1}$. The experimental data are denoted by dots in the graph

Pažymėtina, kad gautos grafinės priklausomybės $\eta_e = f(p_{me}, \varphi_{ip}, \delta \text{ GD})$ yra kokybiškai ir kiekybiškai identiškos varikliui veikiant visame ištirtame variklio sūkių diapazone, kai $n = 1600 \text{ min}^{-1}$, $n = 2000 \text{ min}^{-1}$, $n = 2500 \text{ min}^{-1}$ (žr. 3.1 paveikslą).

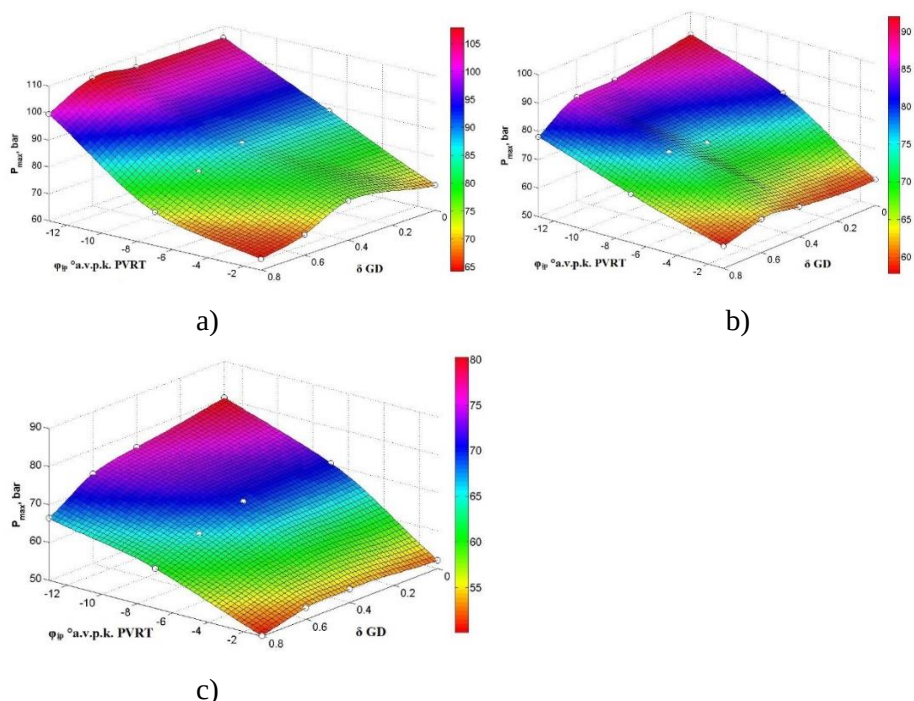
Tuo remiantis δ GD pasikeitimo įtaka variklio parametrams yra sukoncentruota apkrovos charakteristikai $n = 2000 \text{ min}^{-1}$. Apkrovos charakteristikų $n = 1600 \text{ min}^{-1}$

3. Variklio, konvertuojamo veikti dvejopu D-GD kuru, energinių ir ekologinių rodiklių tyrimai

ir $n = 2500 \text{ min}^{-1}$ analizės duomenys atskleidė atitinkamas tendencijas, tad analizė išryškino jiems būdingų ypatumų rezultatus.

Tačiau δ GD kiekybinė įtaka η_e stipriai skiriasi esant skirtingiems apkrovos režimams (žr. 3.3 poskyrio 3.9 paveikslą).

Visuose variklio apkrovos režimuose dyzelino savaiminio užsiliepsnojimo gaisties fazė φ_g praktiškai nepriklauso nuo δ GD dalies visame dvejopo kuro diapazone nuo 0 iki 0,8. Gauti skirtumai sudaro 26 proc. Tačiau savaiminio užsiliepsnojimo gaisties periodas φ_g , be abejonės, priklauso nuo variklio apkrovos ir φ_{ip} . Atliktuose tyrimuose didėjant apkrovai, φ_g sutrumpėjo 33 proc. Taigi, p_{max} sumažėjimas yra tiesiogiai susijęs su šilumos išskyrimo dinamikos pasikeitimu didinant δ GD.



3.2 pav. Įpurškimo paskubos kampo φ_{ip} įtaka maksimaliam ciklo slėgiui p_{max} ($n = 2000 \text{ min}^{-1}$): a) AAR; b) VAR; c) ŽAR. Grafikuose taškais pažymėti eksperimentiniai duomenys

Fig. 3.2. Injection timing φ_{inj} influence on maximum cycle pressure p_{max} ($n = 2000 \text{ min}^{-1}$): (a) HLM; (b) MLM; (c) LLM. The dots in the graph represent the experimental data

AAR, kai δ GD sudaro 0,2, o η_e pablogėjimui kompensuoti φ_{ip} didinamas 3 °a.v.p.k. PVRT, maksimalus ciklo slėgis didėja 7–10 bar (žr. 3.2 paveikslą). VAR φ_{ip} paankstinimas 6 °a.v.p.k. PVRT lemia p_{max} padidėjimą 15–25 bar. Taigi, p_{max} viršija lygį varikliui veikiant grynu dyzelinu (δ GD = 0).

3.2. Variklio ekologinių rodiklių pokyčiai

Variklio ekologinių charakteristikų vertinimo akcentai yra tiesiogiai susiję su variklio paskirtimi. Automobilų varikliams taikomi tarptautiniai standartai reglamentuoja apribojimus visai pagrindinių kenksmingųjų komponentų gamai: NO_x , CO , C_nH_m , SO_x , taip pat kietosioms dalelėms (KD) (Daisho et al., 1995; Dishyet et al., 1995; Faghani et al., 2017; Papagiannakis et al., 2010; ir kt.). Laivo paskirties dyzeliniams varikliams MARPOL 73/78 konvencijos VI priedas riboja kenksmingų NO_x ir SO_x išmetimo kiekius. Tačiau skirtingai nei kitos paskirties dyzeliniams varikliams, laivų jėgainėms TJO (angl. IMO) sprendimu apribojama šiltnamio efektą sukeliančių CO_2 dujų emisija (GHG outlook, 2017). Todėl konvertuojamo veikti dvejopais degalais variklio ekologinių rodiklių vertinimas atliktas, atsižvelgiant į variklio paskirtį.

Apibendrinant galima teigti, kad variklio, konvertuoto veikti D-GD kuru, kenksmingųjų komponentų emisijos rezultatai iš esmės atitinka klasikinę jų susidarymą aprašančią VDV teoriją (Daisho et al., 1995; Dishy et al., 1995; Faghani et al., 2017; Papagiannakis et al., 2010; ir kt.). Daugelį pastebėtų ypatumų lemia energinio efektyvumo rodiklių pablogėjimas varikliui veikiant ŽAR.

Sieros oksidų SO_x emisija tiesiogiai priklauso nuo kure esančios sieros kiekio ir kuro sunaudojimo, o dujinio kuro sudėtyje sieros komponento nėra, tad galimybė SO_x formuotis priklauso tik nuo dyzelinio kuro sudėties. Disertacinių tyrimų metu buvo naudotas EN 590 standartą atitinkantis dyzelinas, kurio sudėtyje sieros kiekis neviršija 10 ppm, tad darbe SO_x emisijos dėl jų mažo kiekio nebuvo pateiktos.

Anglies dioksido CO_2 emisijos kiekis taip pat priklauso nuo kuro sąnaudų ir elementinės anglies kiekio kure. Kuo didesnės kuro sąnaudos ir C dalis elementinėje kuro sudėtyje, tuo daugiau susidaro CO_2 . Gamtinės dujos turi mažesnę elementinės anglies kiekį nei dyzelinas, apytiksliai 20–25 proc., dėl to CO_2 emisijos dvejopo D-GD kuro varikliuose mažėja priklausomai nuo GD dalies dvejopame kure. Kuo GD dalis didesnė, tuo mažesnė CO_2 emisija. Disertacijoje atliktų eksperimentinių tyrimų metu nustatytas CO_2 emisijos padidėjimas iš esmės yra susijęs su energinių rodiklių pablogėjimu, atsiradusiu dėl padidėjusios šilumos išsiskyrimo trukmės ir atitinkamo energinio efektyvumo parametrų pablogėjimo. Taigi degimo fazę perstumiant už VRT į išsiplėtimo taktą, kuro sąnaudų padidėjimas lemia ir CO_2 padidėjimą, kas savo ruožtu turi įtakos ir nevisiško degimo produktų, tokių kaip CO , padidėjimui. Akcentuojant CO_2 emisijos mažinimą, labai svarbus veiksnys yra variklio energinių rodiklių gerinimas, tuo užtikrinant CO_2 emisijos mažinimą.

Anglies monoksido CO emisijos, kaip ir **angliavandenilių CH** emisijos, yra susijusios su dvejopo kuro degimo metu esančio mažo oksidacijos reakcijos greičio, dėl nevienodo degiojo mišinio pasiskirstymo pagal stochiometrinį santykį cilindre. Dyzelino porcijos degimo liepsna mažai oksiduoja degimo kameros periferijos zonoje esančias dujas, dėl to pagrindinė dujų dalis, užsitęsęs degimo procesui, dega palankiomis CH emisijos susidarymo sąlygomis, esant mažėjančiai cilindro temperatūrai, o ypač ribiniame sluoksnyje prie cilindro sienelių. Labiausiai tai pastebima

3. Variklio, konvertuojamo veikti dvejopu D-GD kuru, energinių ir ekologinių rodiklių tyrimai

ŽAR metu, kai dėl cilindro mažėjančio temperatūrinio lauko degiojo darbo mišinio oksidacijos dinamika dar labiau blogėja, o CO ir CH emisijų padidėjimas palyginti su dyzelinu išauga net kelias dešimtis kartų.

Azoto oksidų NO_x emisijų tyrimo rezultatai atskleidžia dvi tendencijas:

- ◇ didinant GD dalį dvejopame kure, NO_x emisija sumažėja;
- ◇ ankstinant dyzelino (D) porcijos įpurškimo paskubos kampą φ_{ip} , azoto oksidų emisija didėja.

Skirtingai nuo variklio veikimo dyzelinu, GD darbo mišinio susidarymas ir degimas variklio cilindre charakterizuojamas temperatūros lauko suvienodinimu. Sumažėjus aukštų lokalinių temperatūrų zonų kiekiui, NO_x emisija mažėja. Antras svarbus veiksnys NO_x emisijos mažinimui yra oro pertekliaus koeficientas α , kuris, varikliui veikiant dvejopu D-GD kuru, mažai skiriasi nuo varikliui veikiant tik dyzelinu. Tad NO_x emisijos mažėjimą dvejopo D-GD kuro varikliuose lemia būtent maksimalių lokalinių degimo temperatūrų sumažėjimas. Kita vertus, φ_{ip} paankstinimas NO_x emisijai daro dvejopą įtaką. Visų pirma, didina bendrą cilindro temperatūrą ir lokales maksimalių temperatūrų zonas. Be to, daugeliu eksperimentinių bei skaitinių tyrimų rezultatai nustatyta koreliacija NO_x emisijos kiekio su šilumos išsiskyrimo trukme, kol pasiekiamas maksimalus cilindro slėgis. Didinant φ_{ip} , didėja užsiliepsnojimo gaisties periodas φ_g , kuris lemia $Q_{p_{max}}$ padidėjimą ir tuo pat metu NO_x emisijų maksimalias reikšmes. Darbo ciklo išsiplėtimo metu maksimali NO_x reikšmė dėl vykstančio vadinamojo NO_x „užgrūdinimo“ praktiškai nesikeičia iki išmetimo vožtuvo atidarymo. Dėl to, optimizuojant φ_{ip} , didinamas energinis efektyvumas, kuris privalo būti derinamas su maksimaliu ciklo slėgio p_{max} ir NO_x emisijų kitimu. Šiuo principu remiantis, ketinama parengti disertacinio darbo racionalių variklio reguliavimo parametrų rekomendacijas (žr. 3.3 poskyrio 3.9 paveikslą).

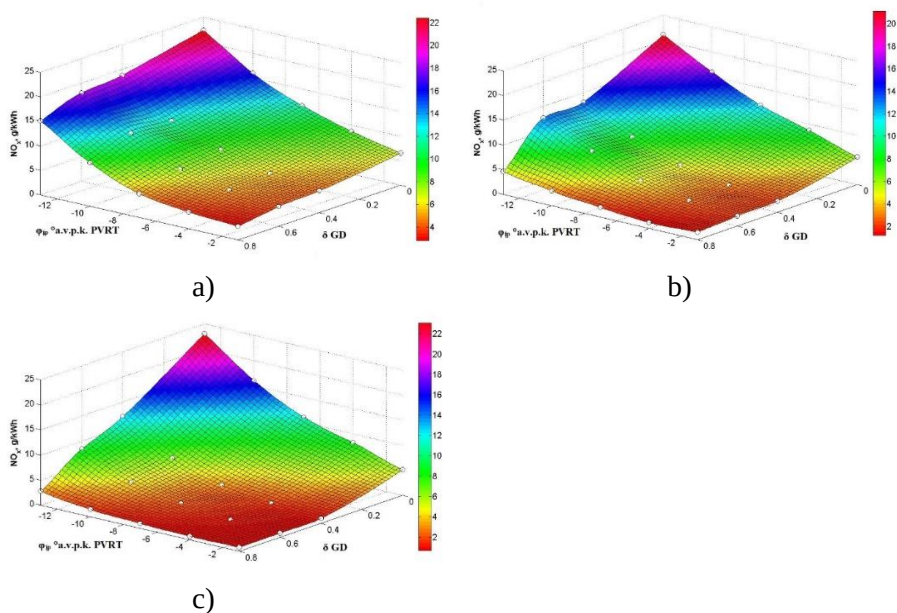
Azoto oksidai

Daugelis tyrimų liudija, kad dyzelinio variklio konvertavimas veikti gamtinėmis dujomis iš esmės mažina NO_x emisiją dėl darbo mišinio degimo temperatūrinio lauko cilindre išsilyginimo, pasireiškiančio aukštos temperatūros degimo zonų sumažėjimu (Abdelghaffar et al., 2011; Daisho et al., 1995; Dishy et al., 1995; Faghani et al., 2017; Papagiannakis et al., 2010). Disertacijos tyrimo metu gauti rezultatai atitinka moksliniuose šaltiniuose nustatytą tendenciją. NO_x emisijos sumažėjimas didinant δ GD yra ne linijinis, o maksimalus efektas visuose ištirtuose variantuose, stebimas δ GD $\geq 0,4$ diapazone. NO_x emisija labiausiai mažėja, varikliui veikiant ŽAR $p_{me} = 1,98$ bar.

Priklausomai nuo bazinio φ_{ip} veikiant dyzelinu, kiekvieną δ GD padidinus 10 proc., NO_x emisija mažėja AAR 7–3 proc., VAR ir ŽAR – 9–10 proc. (ankstesnes φ_{ip} reikšmes atitinka mažesnis NO_x emisijos pokytis). Taigi pakeitus dyzeliną gamtinėmis dujomis, NO_x sumažėjimas sudaro ~65 proc. veikiant AAR, o veikiant VAR ir ŽAR režimais, NO_x sumažėjimas siekia 90–95 proc. (žr. 3.3 paveikslą).

3. Variklio, konvertuojamo veikti dvejopu D-GD kuru, energinių ir ekologinių rodiklių tyrimai

Tačiau δ GD didinimo lydimas η_e sumažėjimas siekia atitinkamai iki 20 proc. veikiant vidutinės ir apie 45 proc. veikiant mažos apkrovos režimais. Akivaizdu, kad būtina derinti η_e ir NO_x pasikeitimą tarpusavyje, taikant, pavyzdžiui, ϕ_{ip} paankstinimo metodą (žr. 3.3 paveikslą).



3.3 pav. Dvejopo kuro variklio δ GD ir ϕ_{ip} keitimo įtaka NO_x emisijai ($n = 2000 \text{ min}^{-1}$):

a) AAR; b) VAR; c) ŽAR. Grafikuose taškais pažymėti eksperimentiniai duomenys

Fig. 3.3. Influence of dual-fuel CCR NG portion and ϕ_{inj} on NO_x emissions ($n = 2000 \text{ min}^{-1}$): (a) HLM; (b) MLM; (c) LLM. The dots in the graph represent the experimental data

δ GD didinimas iki 0,2 AAR yra realizuojamas praktiškai be jaučiamo energinio efektyvumo rodiklių pablogėjimo, o tai reiškia, kad santykinai nedidelis – 3 a.v.p.k. – paankstinimas kompensuoja efektinio koeficiento pablogėjimą iki variklio veikimo dyzelinu lygio, o įtaka NO_x emisijai atitinkamo ϕ_{ip} paankstinimo atveju nėra reikšminga. NO_x emisijos padidėjimas nėra ženklus. Didinant δ GD iki 0,4, racionalus yra kompromisinis riboto ϕ_{ip} paankstinimo sprendimas, kurį įgyvendinus pasiekiamas nedidelis η_e ir NO_x emisijos sumažėjimas. Pavyzdžiui, veikiant AAR režimais ϕ_{ip} paankstinimas 3 °a.v.p.k. PVRT vietoje reikalingo 6 °a.v.p.k. PVRT užtikrina η_e ir NO_x sumažėjimą atitinkamai 3 proc. ir 0,9 g/kWh, arba 43 proc., palyginti su dyzelinu. Nekeičiant ϕ_{ip} , η_e mažėjo 6,5 proc, o NO_x emisija – 1,2–1,7 g/kWh, arba 35 proc., palyginti su variklio veikimu dyzelinu.

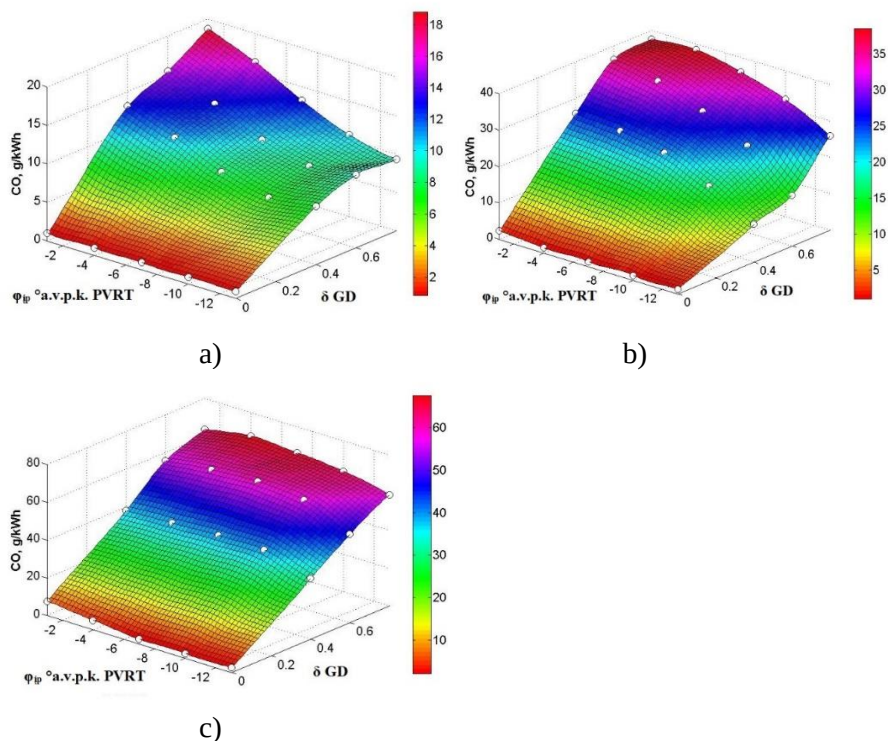
Veikiant vidutinės apkrovos režimais, dalinis η_e pablogėjimo kompensavimas ϕ_{ip} keitimu taip pat užtikrina NO_x mažėjimą 0,7–1,1 g/kWh, arba ~15 proc. Veikiant

3. Variklio, konvertuojamo veikti dvejopu D-GD kuru, energinių ir ekologinių rodiklių tyrimai

mažos apkrovos režimu, keičiant dyzeliną δ GD 0,2 gamtinėmis dujomis ir nereguliuojant φ_{ip} , pasiekiamas NO_x emisijos sumažėjimas 2–3,3 g/kWh, arba 50 proc.

Anglies monoksidas

Remiantis daugeliu tyrimų, dyzelinių variklių konvertavimas veikti gamtinėmis dujomis yra susijęs su reikšmingu kenksmingų nevisiško degimo produktų – anglies monoksido (CO) ir angliavandenilių (C_nH_m arba CH) – emisijos padidėjimu (Zhang et al., 2015; Mittal et al., 2014; Carlucci et al., 2009; Taniguchi et al., 2012). Disertacijoje atliktais tyrimais nustatyta tokia pati šių komponentų didėjimo tendencija. Pasiekus δ GD 0,8, CO emisija veikiant AAR padidėja 8–30 kartų nuo bazinio lygio veikiant dyzelinu 0,5 g/kWh, VAR – 20–30 kartų nuo ~ 1 g/kWh, ŽAR – 10–20 kartų nuo ~ 2 –6 g/kWh, esant skirtingai indiktorinio proceso dinamikai (žr. 3.4 pav.).



3.4 pav. Dvejopo kuro variklio δ GD ir φ_{ip} keitimo įtaka CO emisijai ($n = 2000 \text{ min}^{-1}$): a) AAR; b) VAR; c) ŽAR. Grafikuose taškais pažymėti eksperimentiniai duomenys

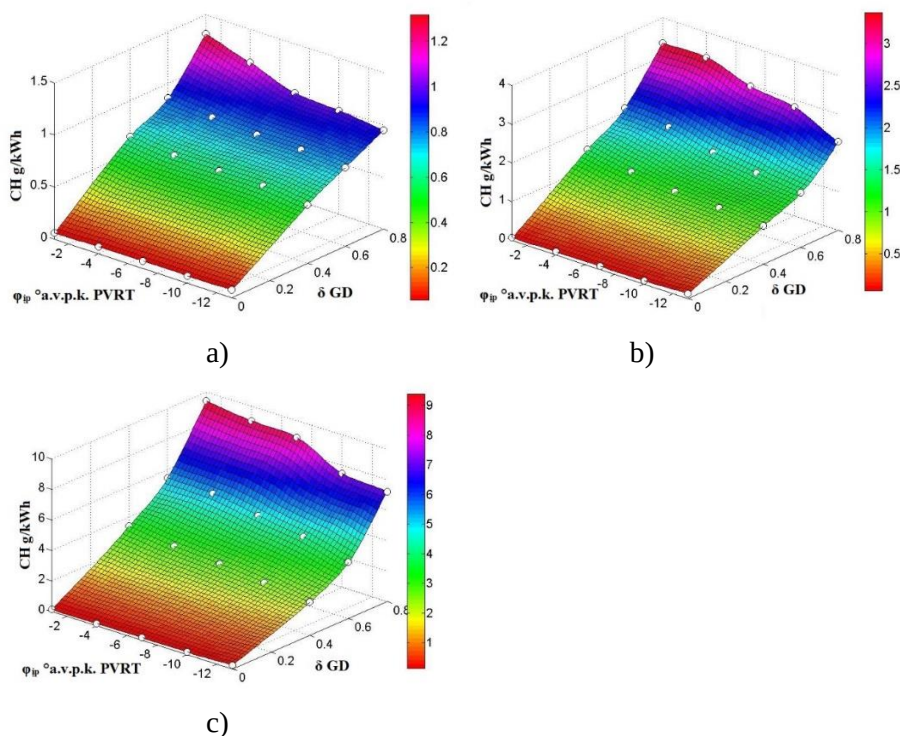
Fig. 3.4. Influence of dual-fuel CCR NG portion and φ_{inj} on CO emissions ($n = 2000 \text{ min}^{-1}$): (a) HLM; (b) MLM; (c) LLM. The dots in the graph represent the experimental data

3. Variklio, konvertuojamo veikti dvejopu D-GD kuru, energinių ir ekologinių rodiklių tyrimai

Ištirtame CO priklausomybės nuo φ_{ip} diapazone φ_{ip} paankstinimas, kaip priemonė sumažinti CO emisiją, nėra efektyvus. Taigi, esant δ GD 0,2 ir 0,4 stebimas CO emisijos padidėjimas AAR 3–5 g/kWh ir 5,5–10 g/kWh; atitinkamai VAR, esant δ GD 0,2, CO padidėjimas sudaro 7–10 g/kWh.

Angliavandeniliai

Ne mažiau intensyvus yra angliavandenilių C_nH_m arba CH padidėjimas, varikliui veikiant GD (žr. 3.5 paveikslą).



3.5 pav. Dvejopo kuro variklio δ GD ir φ_{ip} keitimo įtaka CH emisijai ($n = 2000 \text{ min}^{-1}$): a) AAR; b) VAR; c) ŽAR. Grafikuose taškais pažymėti eksperimentiniai duomenys

Fig. 3.5. Influence of dual-fuel CCR NG portion and φ_{inj} on HC emissions ($n = 2000 \text{ min}^{-1}$): (a) HLM; (b) MLM; (c) LLM. The dots in the graph represent the experimental data

Angliavandenilių CH emisija didėja, mažėjant variklio apkrovai, φ_{ip} paankstinimo įtaka CH emisijos mažinimui yra nedidelė. AAR kiekvieną δ GD padidinus 10 proc., CH emisijos padidėjimas sudaro apie ~0,1 g/kWh, kai δ GD yra diapazone 0,6–0,8, CH emisija didėja 0,15–0,4 g/kWh, arba 13 kartų. VAR analogiškai CH emisijos padidėjimas sudaro apie ~0,6 g/kWh, kai δ GD 0,6–0,8, CH emisija

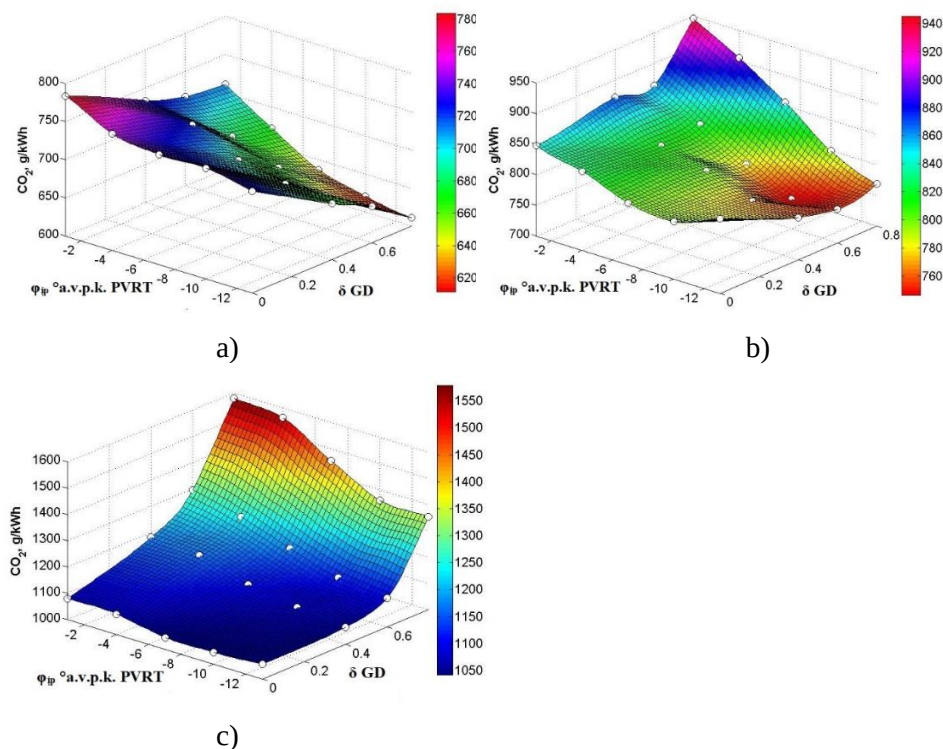
3. Variklio, konvertuojamo veikti dvejopu D-GD kuru, energinių ir ekologinių rodiklių tyrimai

didėja 0,7–1,5 g/kWh, arba 32 kartus; analogiškai ŽAR – 1–1,5 g/kWh ir 2,5–3,0 g/kWh, kas sudaro apie 100 kartų CH emisijos padidėjimą.

Anglies dioksidas

Šiltnamio efektą sukeliančių dujų CO_2 emisija VDV išmetamosiose dujose priklauso nuo dviejų veiksnių: C dalies elementinėje kuro sudėtyje ir degalų sunaudojimo (GHG outlook, 2017; Abdelghaffar et al., 2011; Daisho et al., 1995; Dishy et al., 1995; Faghani et al., 2017; Papagiannakis et al., 2010). Gamtinių dujų elementinėje sudėtyje C dalis yra mažesnė palyginti su dyzelinu: 75 proc. ir 85–86 proc. atitinkamai. Todėl variklį konvertavus veikti GD, esant tam pačiam η_e arba degalų sunaudojimui, CO_2 emisija mažėja.

Atliktuose tyrimuose CO_2 sumažėjimas yra pasiektas tikrai esant AAR $p_{me} = 5,97$ bar visame δ GD pasikeitimo diapazone nuo 0 iki 0,8 (žr. 3.6 paveikslą).



3.6 pav. Variklio konvertavimo veikti GD įtaka CO_2 emisijai ($n = 2000 \text{ min}^{-1}$): a) AAR; b) VAR; c) ŽAR. Grafikuose taškais pažymėti eksperimentiniai duomenys

Fig. 3.6. Influence of dual-fuel CCR NG portion and ϕ_{inj} on CO_2 emissions ($n = 2000 \text{ min}^{-1}$): (a) HLM; (b) MLM; (c) LLM. The dots in the graph represent the experimental data

3. Variklio, konvertuojamo veikti dvejopu D-GD kuro, energinių ir ekologinių rodiklių tyrimai

Be to, φ_{ip} paankstinimas didina CO₂ sumažėjimo efektą δ GD diapazone nuo 0 iki 0,8: esant $\varphi_{ip} = -1$ a.v.p.k. PVRT, CO₂ emisija mažėja 3,5 proc., esant $\varphi_{ip} = -13$ a.v.p.k. PVRT, CO₂ emisija mažėja iki 7,0 proc. VAR ir ŽAR CO₂ emisijos padidėjimą lemia energinio efektyvumo pablogėjimas. Kai veikiama režimu $p_{me} = 3,99$ bar, δ GD pasikeitęs iki 0,6, CO₂ emisija praktiškai nesikeičia, o toliau δ GD didėjant 0,6–0,8 mažos apkrovos režimu, CO₂ padidėjimas sudaro 30–45 proc.

Taigi ne mažiau svarbus variklio energinio efektyvumo gerinimo rezultatas – kartu su degalų sunaudojimu mažėja šiltnamio efektą sukeliančių dujų – CO₂ – emisija.

Dūmingumas

Dvejopo D-GD kuro varikliuose dūmingumo sumažėjimas grindžiamas tuo, kad dujiniam kurui degant tomis pačiomis stochiometrinėmis sąlygomis kaip ir dyzelinui, ypač AAR, dyzelinio kuro degimo atveju dūmingumui esant didžiausiam, D-GD kuras geriau susimaišo su cilindre esančiu oru, apribodamas „riebias“ darbo mišinio zonas, tada, kai trūksta oro, oro pertekliaus koeficiento reikšmė žemesnė negu 1,0. Taigi dvejopo kuro D-GD degiamam mišiniui pakankamai susimaišius su oru, dvejopo kuro varikliuose dūmingumo sumažėjimas, pagal literatūros šaltinių duomenis, siekia apie 80 proc. (Mustafi et al., 2013; Nithyanandan et al., 2016a). Susidarantis dūmingumas labiausiai priklauso nuo dyzelinio kuro dalies, dalyvaujančios degimo procese. Tokia pat tendencija nustatyta ir disertaciniame darbe vykdytais dūmingumo tyrimais, kurių metu gauti rezultatai atitinka panašių mokslinių tyrimų analizės rezultatus.

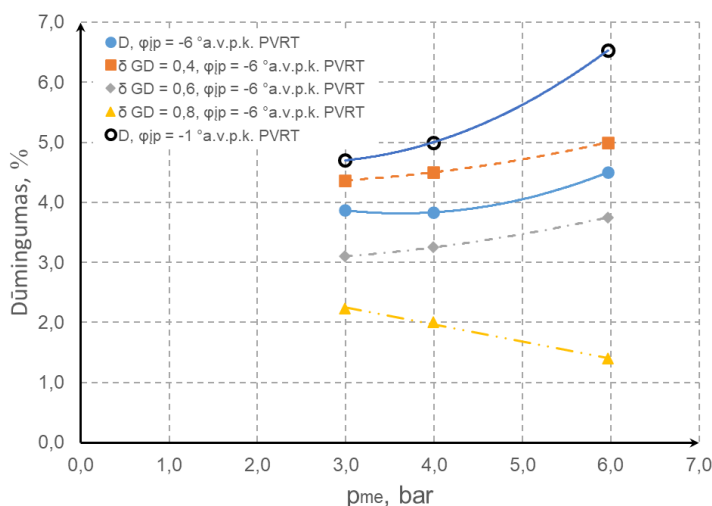
Eksperimentiniai tyrimai, susiję su išmetamųjų dujų pralaidumo šviesai matavimais, buvo atlikti ribotame galios, sūkių ir įpurškimo paskubos kampo keitimo diapazone. Tiriant variklio dūmingumo pasikeitimą AAR $p_{me} = 5,97$ bar, VAR $p_{me} = 3,99$ bar ir ŽAR* $p_{me} = 2,99$ bar režimų sąlygomis su visais dvejopo D-GD kuro santykiais: D, D60/GD40, D40/GD60, D20/GD80. Dyzelino įpurškimo paskubos kampą φ_{ip} keičiant nuo nominalaus, kuris, priklausomai nuo apkrovos režimo AAR, VAR ir ŽAR*, svyruoja nuo $\varphi_{ip} = -1,5$ iki 0 a.v.p.k. PVRT, iki fiksuoto $\varphi_{ip} = -6$ a.v.p.k. PVRT (žr. 3.7 paveikslą).

Pažymėtina, kad didėjant δ GD, keičiasi dūmingumo priklausomybė nuo p_{me} (variklio apkrovos): D atveju – tiesioginė priklausomybė, o D20/GD80 – priklausomybė įgauna atvirkščią charakterį. Tokia „netradicinė“ dūmingumo priklausomybė nuo p_{me} esant didelei GD daliai yra susijusi su intensyviu energinio efektyvumo pablogėjimu veikiant mažos apkrovos režimais, kas lemia reikšmingą kuro sunaudojimo padidėjimą. Lygiagrečiai su dvejopo D-GD kuro sąnaudų padidėjimu didėjo ir D dalis, kuri ir lemia pastebėtą dūmingumo pasikeitimo ypatumą. Tuo remiantis galima prognozuoti, kad optimizuojant indikatorinį procesą mažos apkrovos režimuose, gerinant energinio efektyvumo parametrus, galimas dūmingumo lygis šiame apkrovos diapazone siekia apie 1 proc. pagal Hartridžo (angl. *Hartridge*) matavimų skalę. Tada dūmingumo sumažėjimas, keičiant veikimą iš D į veikimą dvejopu D20/GD80 kuro, sumažėja apie 80 proc. Prognozė gerai koreliuoja su kitais moksliniais

3. Variklio, konvertuojamo veikti dvejopu D-GD kuru, energinių ir ekologinių rodiklių tyrimai

nių tyrimų duomenimis (Daisho et al., 1995; Dishy et al., 1995; Faghani et al., 2017; Papagiannakis et al., 2010). Eksperimentiniais tyrimais nustatytame variante, esant maksimaliam dvejopo kuro santykiui δ GD 0,8, dūmingumas sumažėjo apie 65 proc.

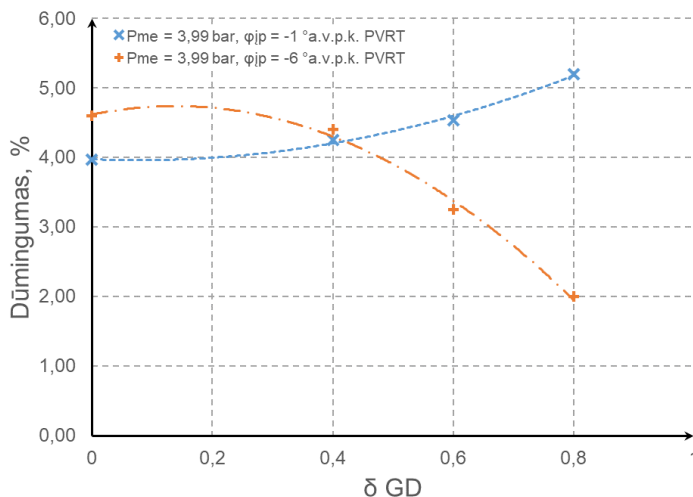
Atliktoje dūmingumo analizėje vertinant dyzelino įpurškimo paskubos kampo φ_{ip} įtaką variklio dūmingumui, nustatyta, kad ankstinant φ_{ip} iki -6° a.v.p.k. PVRT, varikliui veikiant dyzelinu, palyginti su φ_{ip} reikšme, kai $\varphi_{ip} = 1^\circ$ a.v.p.k. PVRT, vidutinės ir didelės apkrovos diapazone dūmingumas mažėjo (žr. 3.8 paveikslą), o ypač AAR. Vertinant φ_{ip} ankstinimo ir dvejopo kuro D-GD santykio įtaką variklio dūmingumui, nustatyta, kad didžiausias teigiamas dūmingumo mažinimo, ankstinant φ_{ip} , rezultatas pasiekiamas esant maksimaliai gamtinių dujų daliai δ GD 0,8. Paankstinus φ_{ip} iki -6° a.v.p.k. PVRT nuo $\varphi_{ip} = 1^\circ$ a.v.p.k. PVRT ir esant δ GD 0,8, VAR režimo metu dūmingumas sumažėja apie 65 proc. (žr. 3.8 paveikslą). Praktiškai tokį pat dūmingumo lygį, varikliui veikiant $p_{me} = 3,99$ bar diapazone, taip pat lemia reikšmingas energinio efektyvumo pablogėjimas, kurio pagerinimas siejamas tik su φ_{ip} paankstinimu. Remiantis statistiniais duomenimis, φ_{ip} paankstinimas lemia geriausią dūmingumo mažinimo rezultatą, varikliui veikiant AAR, o variklio apkrovai mažėjant, φ_{ip} įtaka taip pat mažėja.



3.7 pav. Variklio konvertavimo veikti GD įtaka dūmingumui ($n = 2000 \text{ min}^{-1}$): AAR; VAR ir ŽAR*, esant $\varphi_{ip} = 1^\circ$ a.v.p.k. PVRT ir φ_{ip} iki -6° a.v.p.k. PVRT

Fig. 3.7. Opacity of engine converted to work with NG ($n = 2000 \text{ min}^{-1}$): HLM; MLM and LLM*, when $\varphi_{inj} = 1^\circ \text{CA BTDC}$ and φ_{inj} to -6°CA BTDC

3. Variklio, konvertuojamo veikti dvejopu D-GD kuru, energinių ir ekologinių rodiklių tyrimai



3.8 pav. Variklio konvertavimo veikti GD įtaka dūmingumui ($n = 2000 \text{ min}^{-1}$): VAR, esant $\phi_{ip} = 1^\circ \text{ a.v.p.k. PVRT}$ ir ϕ_{ip} iki $-6^\circ \text{ a.v.p.k. PVRT}$ su visomis D-GD santykio variacijomis

Fig. 3.8. Opacity of engine converted to work with NG ($n = 2000 \text{ min}^{-1}$): MLM, when $\phi_{inj} = 1^\circ \text{ CA BTDC}$ and ϕ_{inj} to -6° CA BTDC with all CCR NG variations

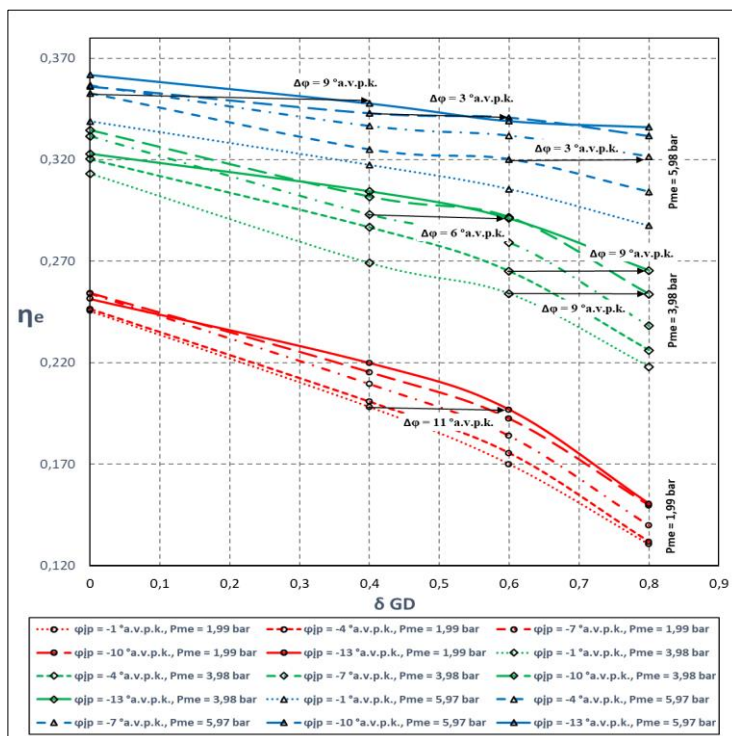
3.3. Energinų rodiklių gerinimas optimizuojant kuro įpurškimo parametrus

Ištirtame didžiausios galios režime $p_{me} = 5,97 \text{ bar}$ δ GD didinimo įtaka η_e parametrai yra minimali: η_e sumažėja 0,8–1,8 proc. kiekvieną kartą δ GD padidinus 10 proc. Diapazono viršutinės ribos reikšmės gautos esant santykinai žemai indikatorinio proceso dinamikai, kai ϕ_{ip} yra nuo -1 iki $-4^\circ \text{ a.v.p.k. PVRT}$; žemutinės ribos reikšmės būdingos indikatoriniam procesui vykstant esant aukštai jo dinamikai, kai ϕ_{ip} yra nuo -1 iki $-13^\circ \text{ a.v.p.k. PVRT}$ (žr. 3.9 paveikslą).

Veikiant vidutinės apkrovos režimu, arba VAR $p_{me} = 3,99 \text{ bar}$, parametro η_e sumažėjimas, kiekvieną kartą δ GD padidinus 10 proc., sudaro 2,5–3,5 proc., o veikiant žemos apkrovos režimu, arba ŽAR $p_{me} = 1,99 \text{ bar}$, η_e sumažėjimas sudaro 4,7–6,0 proc. Parametro ϕ_{ip} galimas reguliavimas, siekiant pagerinti η_e , veikiant GD skirtingais apkrovos režimais, p_{me} skiriasi iš esmės. Varikliui veikiant AAR, ϕ_{ip} paankstinimas ($\Delta\phi_{ip}$) 3° a.v.p.k. kompensuoja η_e pablogėjimą dėl δ GD didinimo, varikliui veikiant aukštos apkrovos režimu (žr. 3.9 paveikslą).

Taigi kiekvieną kartą δ GD padidinus 20 proc., racionalu paankstinti ϕ_{ip} 3° a.v.p.k. Rezultatas būdingas visam ištirtam ϕ_{ip} diapazonui, vadinasi, variklių modeliams su skirtinga indikatorinio proceso dinamika: ištirtame objekte slėgio padidėjimo laipsnis p_{max}/p_s , kur p_s – suspaudimo pabaigos slėgis, keičiasi diapazone nuo 0,9 iki 1,6.

3. Variklio, konvertuojamo veikti dvejopu D-GD kuru, energinių ir ekologinių rodiklių tyrimai



3.9 pav. Gamtinių dujų δ GD didinimo įtaka variklio η_e

Fig. 3.9. Influence of CCR NG portion increase on diesel engine η_e

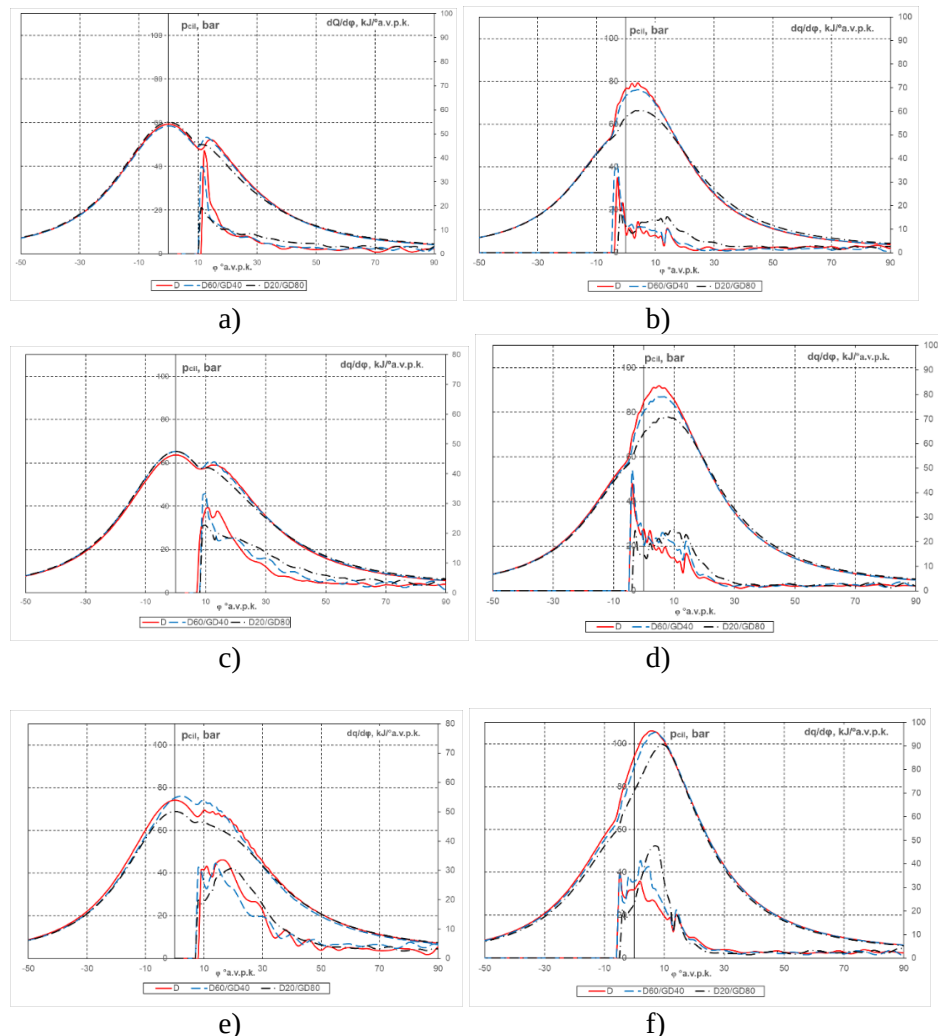
Veikiant vidutinės apkrovos režimu $p_{me} = 3,99$ bar, parametro φ_{ip} įtaka η_e mažėja. Siekiant kompensuoti η_e sumažėjimą, varikliui veikiant GD, jau būtina φ_{ip} paankstinti ($\Delta\varphi_{ip}$) 3–6 °a.v.p.k. kiekvieną kartą padidinus 20 proc. δ GD: apatinės ribos reikšmės būdingos žemos dinamikos darbo procesui. Esant ŽAR $p_{me} = 1,98$ bar, parametro φ_{ip} būtinas paankstinimas ($\Delta\varphi_{ip}$) jau siekia 9–12 °a.v.p.k. ir daugiau.

Reguliavimo parametro φ_{ip} naudojimas kaip η_e pagerinimo priemonė, varikliui veikiant dvejopu kuru, neatsiejama nuo būtinybės kontroliuoti indikatorinio proceso dinaminis rodiklius, visų pirma maksimalų ciklo slėgį, siekiant išvengti detalių mechaninio perkrovimo. Bendra visų tirtų variklio apkrovos variantų p_{max} pasikeitimo tendencija, didinant δ GD, charakterizuojama p_{max} sumažėjimu ($\varphi_{ip} = \text{idem}$ sąlygomis) (žr. 3.10 paveikslą). Kaip žinoma, p_{max} dydį lygiomis darbo mišinio sudarymo sąlygomis lemia šilumos išskyrimo variklio cilindre kiekis $Q_{p_{max}}$ nuo degimo pradžios iki maksimalaus slėgio pasiekimo fazės $\varphi_{p_{max}}$ (Mollenhauer et al., 2010; Merker et al., 2004; Guzzella et al., 2010). Daugiausia $Q_{p_{max}}$ dydį formuoja šilumos išskyrimas pirmoje – kinetinėje – fazėje, kurią savo ruožtu veikia savaiminio užsiliepsnojimo gaisties periodas φ_g . Degalų, įpurškiamų per indukcijos periodą, mažinimas, arba periodo trukmės τ_g mažinimas, užtikrina p_{max} sumažėjimą (Heywood et al., 1988; Lieuwen et al., 2010; Boehman et al., 2008). p_{max} priklausomybė

3. Variklio, konvertuojamo veikti dvejopu D-GD kuru, energinių ir ekologinių rodiklių tyrimai

nuo keičiamo δ GD yra nelinijinė: δ GD didėjimo diapazone iki $0,4 p_{max}$ keičiasi nedaug, tačiau padidėjus δ GD ir viršijus $0,4$ ribą iki $0,8, p_{max}$ sumažėja iki $10\text{--}15$ bar. Todėl didinant δ GD ir kompensuojant η_e nuostolius φ_{ip} padidiniu, tikslinga p_{max} pasikeitimą vertinti, atsižvelgiant į skirtingos DV konversijos veikimą GD: δ GD $0\text{--}0,2$; $0\text{--}0,4$ ir t. t.

3.10 paveiksle pateiktos tiriamo variklio indikatorinės diagramos kartu su šilumos išskyrimo greičio charakteristikomis $dQ/d\varphi$.



3.10 pav. Indikatorinio proceso diagramos ir šilumos išsiskyrimo dinamika šid $dQ/d\varphi$, esant skirtingiems φ_{ip} ($\varphi_{inj} = -1$ a.v.p.k. ir -13 a.v.p.k. ($n = 2000 \text{ min}^{-1}$): a) ir b) atitinka ŽAR; c) ir d) atitinka VAR; e) ir f) atitinka AAR

Fig. 3.10. Combustion process indicator diagrams and heat release dynamics $dQ/d\varphi$ for different φ_{inj} ($\varphi_{inj} = -1$ and -13 °CA), ($n = 2000 \text{ min}^{-1}$): (a) and (b) correspond to LLM; (c) and (d) correspond to MLM; (e) and (f) correspond to HLM

3. Variklio, konvertuojamo veikti dvejopu D-GD kuru, energinių ir ekologinių rodiklių tyrimai

Dėl dyzelino dalies, dalyvaujančios degimo procese, sumažėjimo atitinkamai mažėja ir šilumos išsiskyrimas heterogeninio degimo charakteristikos kinetinėje fazėje, nes šilumos balanse padidėja šilumos kiekis, išsiskiriantis dėl tūrinio pobūdžio GD dalies degimo (Boretti et al., 2017; Yousefi et al., 2017; Wang et al., 2017). Degimo procesas perkeliamas į išsiplėtimo taktą, todėl p_{max} mažėjimas vyksta lygiagrečiai su energinio efektyvumo ciklo η_e blogėjimu.

φ_{ip} paankstinimas stumia degimo procesą prie VRT, kompensuoja efektinio naudingumo koeficiento η_e pasikeitimą, susijusį su δ GD padidiniu. Tačiau φ_{ip} paankstinimas nagrinėjamame šių sistemų diapazone varikliuose su konvencine kuro įpurškimo sistema turi ribotas galimybes. Viena iš priemonių gerinti η_e yra susijusi su degimo proceso pagreitinimu antroje – pagrindinėje – degimo fazėje, kuri formuoja ciklo energinio efektyvumo rodiklius. VDV praktikoje tuo tikslu naudojami degalų priedai ir didinamas į cilindrą tiekiamo oro kiekis, didinant pripūtimą, taip pat didinant darbo mišinio sukūrimo judėjimo laipsnį (įvairiais technologiniais būdais) ir kt. (Lieuwen et al., 2010; Boehman et al., 2008).

ŽAR p_{max} didėjimas siekia 20–25 bar. Nors p_{max} yra mažesnis VAR ir ŽAR palyginti su režimu, artimu nominaliam apkrovos režimui (NAR), o variklis veikia AAR ribotą laiką tarpą eksploataciniame apkrovos cikle, gautas reikšmingas p_{max} padidėjimas gali gerokai sumažinti variklio patikimumo rodiklius. Todėl jis vertintinas kaip neracionalus norint įgyvendinti praktiškai. Δ GD didinimas veikiant aukštos apkrovos režimu iki 0,4 kartų su φ_{ip} paankstinimu 6 °a.v.p.k. PVRT sukelia 15–25 bar p_{max} padidėjimą.

Esant VAR p_{max} didėjimas sudaro 30 bar ir daugiau. Pažymėtina, kad p_{max} pasikeitimai nustatyti varikliui veikiant dyzelinu, esant etatiniam φ_{ip} nuo –1 iki –4 °a.v.p.k. PVRT, arba esant mažai indikatorinio proceso dinamikai. Esant aukštesniam etatiniam φ_{ip} nuo –7 iki –13 °a.v.p.k. PVRT, arba DV veikimo procesui vykstant didesne dinamika, φ_{ip} nebėra tikslinga taikyti ankstinimo metodą: mažą η_e atstatymo efektą atliepia per didelis p_{max} augimas.

Apibendrinant galima konstatuoti, kad realus įvertinto φ_{ip} paankstinimo metodo taikymas, siekiant kompensuoti energinio efektyvumo pablogėjimą, varikliui veikiant dvejopais degalais, yra ribotas, esant AAR ir δ GD nuo 0 iki 0,4. Dyzelino pakeitimas GD ir δ GD taikymas apkrovos diapazone iš esmės praplečiamas, taikant φ_{ip} paankstinimo metodą, kartu esant kompromisiniam η_e sumažėjimui apytiksliai 3 proc. Veikiant aukštos apkrovos režimu δ GD praplečiamas iki 0,4, o vidutinės apkrovos – galima δ GD taikyti iki 0,2 esant η_e sumažėjimui atitinkamai 3–4 proc. ir 6 proc. p_{max} padidėjimas virš ribos, varikliui veikiant dyzeliniu kuru, yra lygus 7 bar ir lieka nepakitęs.

Dyzelino įpurškimo kampo ankstinimas φ_{ip} dvejopu kuru veikiančiuose varikliuose, kaip priemonė energiniams rodikliams atstatyti iki lygiaverčių dyzelinu veikiančiuose varikliuose, plačiai taikomas moksliniuose tyrimuose. Disertacijoje vykdyti tyrimai statistiškai atitinka kitų mokslininkų vykdytų tyrimų rezultatus. Energinų rodiklių gerinimo tendencijos rodo, kad dyzelino įpurškimo kampo ankstinimas geriausią energinį efektą turi veikiant aukštos apkrovos režimais, kur neženklus

3. Variklio, konvertuojamo veikti dvejomis D-GD kuru, energinių ir ekologinių rodiklių tyrimai

dyzelino įpurškimo kampo paankstinimas be nuostolių sumažina dėl GD naudojimo atsiradusį degimo proceso užsitęsimą už VRT ir pagerina indikatorinio proceso energinį efektyvumą η_e . Tačiau šio būdo taikymas yra ribotas veikiant žemos apkrovos režimais, nes energiniai rodikliai smarkiai blogėja, o drastiškesnis, siekiantis $\varphi_{ip} = -50$ °a.v.p.k. PVRT, plačiai naudojamas „common rail“ kuro įpurškimo sistemą turinčiuose varikliuose, mūsų tiriamame objekte – dyzeliniame variklyje su konvencine kuro įpurškimo sistema – yra neberealizuojamas.

Kuro įpurškimo kampo ankstinimas φ_{ip} energiniams rodikliams gerinti dyzelinių variklių praktikoje naudojamas gana seniai, tačiau jo keitimas yra susijęs su išaugusiais mechaniniais cilindro grupės detalių įtempiais dėl padidėjusio maksimalaus ciklo slėgio. Gamtinių dujų naudojimo dyzeliniame variklyje atveju dėl pasikeitusios kuro degimo dinamikos maksimalaus ciklo slėgio didėjimas, ankstinant kuro įpurškimo kampą, neturi staigaus didėjimo tendencijos, todėl atsiranda galimybė, nebloginant variklio patikimumo rodiklių, gerinti ir energinius dvejopo kuro variklio rodiklius.

Žinoma, kad dyzelino įpurškimo kampo ankstinimas taip pat susijęs ir su ekologinių rodiklių blogėjimu, o ypač azoto oksidų (NO_x). Tad natūralu, kad kilus klausimui dėl tokio metodo taikymo adekvatumo ir pagrįstumo ekologiniams rodikliams gerinti prireikė išsamios išmetamųjų dujų komponentų analizės, kurios rezultatai, apimančios ir kitų kenksmingų medžiagų emisijas, pateikti 3.1 lentelėje.

Keičiant dyzeliną gamtinėmis dujomis (δ GD 0,2), varikliui veikiant AAR, racionalusis nedidelis φ_{ip} paankstinimas – preliminarai nuo -1 iki -4 °a.v.p.k. PVRT (siekiant η_e atstatyti iki pasiekiamo varikliui veikiant dyzelinu), nes esant didesniai φ_{ip} paankstinimui, ženkliai išauga NO_x emisija. Režime $p_{me} = 5,97$ bar, kai varikliui eksploatuoti priimtinas η_e sumažėja 3–3,5 proc, p_{max} padidėjimas neviršija 5 bar.; gana reikšmingai sumažėja NO_x – 1,2 g/kWh, arba 18 proc.; CH padidėjimas neviršija 0,2 g/kWh, o CO_2 emisija mažėja 3,3 proc. Vidutinės apkrovos režime $p_{me} = 3,99$ bar η_e pablogėjimas taip pat neviršija 3–3,5 proc.; p_{max} didėja 7–9 bar, o CO_2 mažėja 7 proc.

δ GD padidėjus iki 0,4, AAR ir VAR taip pat racionaliau φ_{ip} šiek tiek paankstinti. Santykiniai variklio parametrų pokyčiai nedaug skiriasi nuo δ GD 0,2 varianto. Jaučiamas efektas yra CO_2 emisijos sumažėjimas – ~7 proc. nuo variklio veikimo dyzelinu.

Kita vertus, CH emisijos padidėjimas nėra kritinis, nes galiojantis standartas reglamentuoja suminę $\text{NO}_x + \text{CH}$ emisiją (angl. *Emission Standards*). Tiriamo variklio konvertavimo veikti gamtinėmis dujomis suminė NO_x ir CH emisija mažėja, kadangi absoliutus NO_x sumažėjimas viršija CH emisijos padidėjimą (žr. 3.1 lentelę).

Taigi didžiausias neigiamas tiriamo dyzelinio variklio konvertavimo veikti gamtinėmis dujomis rodiklis yra CO emisijos padidėjimas. Tačiau kelių transporto variklių CO emisija mažinama iki galiojančių standartų reikalavimų, taikant antrines kenksmingų komponentų emisijos išmetamosiose dujose mažinimo technologijas (mažinančias nevisiško degimo produktų emisijas) (GHG outlook, 2017; Abdelghaffar et al., 2011; Daisho et al., 1995; Dishy et al., 1995; Faghani et al., 2017; Papagiannakis et al., 2010). Tuo tarpu laivo paskirties galingų jėgainių CO emisija nereguluojama. Tačiau bet kuriuo atveju dyzelinio variklio konvertavimo veikti

3. Variklio, konvertuojamo veikti dvejopu D-GD kuru, energinių ir ekologinių rodiklių tyrimai

gamtinėmis dujomis tikslas yra apskritai gerinti energinius ir ekologinius eksploatacijos rodiklius tiriant ir identifikuojant racionalius šio uždavinio sprendimo būdus.

Vertinimas apima skirtingus η_e kompensavimo variantus φ_{ip} paankstinimu nuo visiško η_e atstatymo, varikliui veikiant dvejopu kuru, iki to pačio lygio $\varphi_{ip} = \text{idem}$, pasiekiamo varikliui veikiant dyzelinu.

3.1 lentelė. Tiriamo variklio D/S 79,5/95,5 konvertavimo veikti gamtinėmis dujomis įtaka energiniams ir ekologiniams parametrams

Table 3.1. Influence of investigated engine (4ČN79.5/95.5) conversion to operation with NG fuel feed on energy efficiency and emission parameters

Darbo režimas AAR $p_{me} = 5,97$ [bar]							
Variklio parametų pasikeitimas δ GD didinant nuo 0 iki 0,2							
Etaloninis φ_{ip} , [°a.v.p.k.]	Paankstintas iki φ_{ip} , [°a.v.p.k.]	$\Delta\eta_e$, [%]	Δp_{max} , [bar]	ΔNO_x , [g/kWh]	ΔCO , [g/kWh]	ΔCH , [g/kWh]	ΔCO_2 , [g/kWh]
-1	-4	0	+10	-0,2	+4	+0,22	-47
-1	-1	-3	+5	-1,2	+5	+0,25	-25
-4	-7	~0,7	+7	+0,2	+3	+0,21	-34
-4	-4	-3,5	0	-1,7	+4	+0,22	-16
Darbo režimas AAR $p_{me} = 5,97$ [bar]							
Variklio parametų pasikeitimas δ GD didinant nuo 0 iki 0,4							
Etaloninis φ_{ip} , [°a.v.p.k.]	Paankstintas iki φ_{ip} , [°a.v.p.k.]	$\Delta\eta_e$, [%]	Δp_{max} , [bar]	ΔNO_x , [g/kWh]	ΔCO , [g/kWh]	ΔCH , [g/kWh]	ΔCO_2 , [g/kWh]
-1	-4	-2,9	+9	-0,9	+6	+0,45	-63
-1	-1	-6,5	+4	-1,7	+10	+0,5	-49
-4	-10	-1,3	+23	+2,6	+5,5	+0,42	-72
-4	-7	-3,5	+7	-0,6	+6	+0,45	-60
-4	-4	-6,4	0	-1,2	+8	+0,45	-32
Darbo režimas VAR $p_{me} = 3,99$ [bar]							
Variklio parametų pasikeitimas δ GD didinant nuo 0 iki 0,4							
Etaloninis φ_{ip} , [°a.v.p.k.]	Paankstintas iki φ_{ip} , [°a.v.p.k.]	$\Delta\eta_e$, [%]	Δp_{max} , [bar]	ΔNO_x , [g/kWh]	ΔCO , [g/kWh]	ΔCH , [g/kWh]	ΔCO_2 , [g/kWh]
-1	-7	+1,5	+24	+1,1	+9,0	+0,36	-50
-1	-4	~0	+9	-0,7	+9,7	+0,43	-32
-1	-1	-6,5	+1	-1,7	+10	+0,50	+24
-4	-10	0	+13	+2,1	+7,0	+0,30	-56
-4	-7	-1,5	+10	-1,1	+9,0	+0,35	-30
-4	-4	-4	0	-3,0	+9,9	+0,43	-12

3.4. Indikatorinio proceso parametrų ir charakteristikų tyrimai, siekiant energinio efektyvumo

Pagal atliktų tyrimų rezultatus, aukštą cetaninį skaičių (ACS) turinčio kuro įpurškimo paankstinimas ribotame diapazone nuo -1 iki -13 °a.v.p.k. PVRT, taikomas kaip priemonė dyzelinio variklio, konvertuoto veikti dvejopais degalais, darbui pagerinti yra mažai efektyvus, nes susijęs su intensyviu p_{max} ir NO_x padidėjimu.

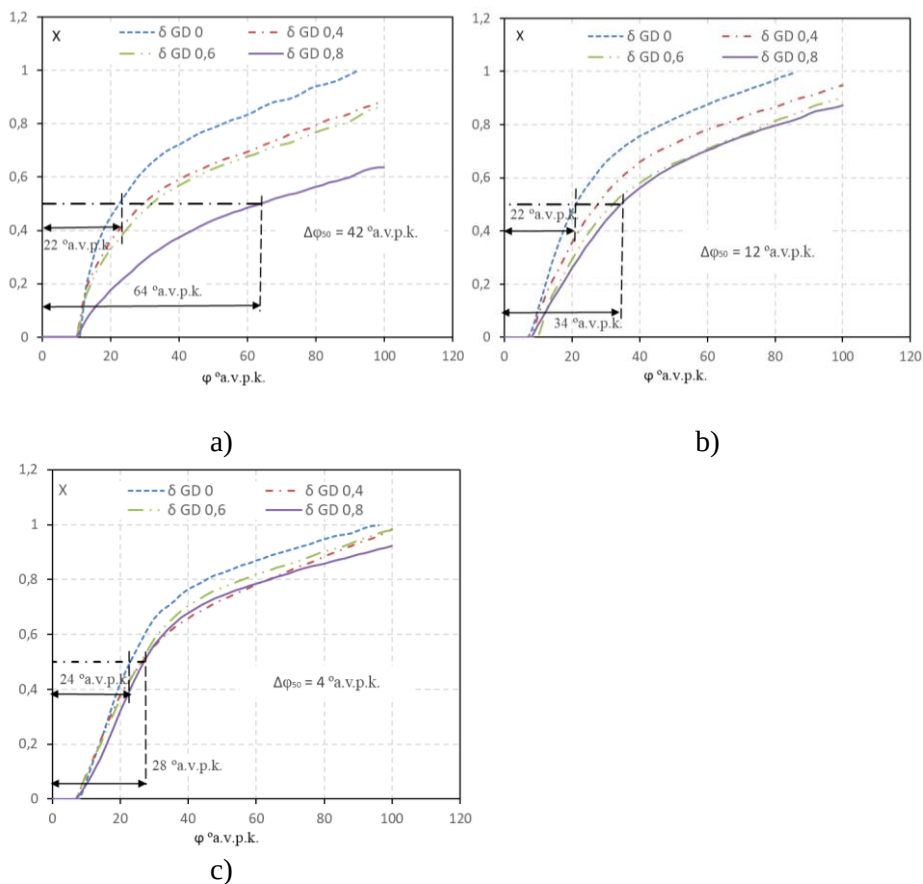
Variklio parametrų gerinimo racionalios krypties paieška sukoncentruota į energinio efektyvumo parametrus – visų pirma į indikatorinio proceso naudingojo veikimo koeficientą NVK (η_i). Remiantis VDV klasikinės teorijos nuostatais (Merker et al., 2004; Guzzella et al., 2010; Krasovskij, 1983; Kruggel, 1989), η_i pasikeitimas ir jo gerinimo galimybės, nustatytos tyrimo rezultatų analizės metu, yra labai glaudžiai susiję su šilumos išsiskyrimo variklio cilindre dinamika bei indikatorinio proceso vykdymo pagrindiniais parametrais (oro pertekliaus koeficientu α , dinamikos parametru p_{max} , savaiminio užsiliepsnojimo gaisties periodu ϕ_g ir kt.). Varikliui veikiant dvejopu kuru δ GD 0,8, ŽAR, VAR ir AAR užsiliepsnojimo gaisties periodas atitinkamai sudaro $\phi_g = 9 \pm 0,1$ °a.v.p.k. ŽAR; $\phi_g = 8 \pm 0,5$ °a.v.p.k. VAR; $\phi_g = 7 \pm 0,3$ °a.v.p.k. AAR.

Nustatyta, kad δ GD didinimas, esant $\phi_{ip} = idem$ sąlygoms, veikia degimo proceso pasislinkimą į išsiplėtimo taktą, didina degimo proceso trukmę – vieną iš pagrindinių η_i lemiančių veiksnių (žr. 3.11 paveikslą). Grafike pateikti integralinės šilumos išsiskyrimo charakteristikos duomenys santykinė forma $X = f(\phi)$ liudija reikšmingą X dalies sumažėjimą išsiplėtimo takto metu: kuo didesnė δ GD dalis, tuo mažesnė variklio apkrova.

Didesni $X = f(\phi)$ pasikeitimai būdingi žemos dinamikos darbo procesui (ϕ_{ip} nuo -1 iki -4 °a.v.p.k. PVRT). Esant ankstesniems ϕ_{ip} , skirtumas tarp $X = f(\phi)$ charakteristikų mažėja.

Siekiant kokybiško šilumos išsiskyrimo charakteristikos pokyčių vertinimo, kartu su η_i naudota 50 proc. išskirtos šilumos fazė °a.v.p.k.₅₀ (toliau ϕ_{50}) praktikoje plačiai taikoma indikatorinio proceso energiniam efektyvumui vertinti (Yousefi et al., 2017; Zhang et al., 2017). δ GD ir ϕ_{50} parametrų sąveikai yra būdingas tiesioginis ryšys: δ GD padidėjimas nuo 0 iki 0,8 AAR ϕ_{50} padidino 4 °a.v.p.k., VAR iki -12 °a.v.p.k., ŽAR iki -42 °a.v.p.k. Didėjant indikatorinio proceso dinamikai ($\phi_{ip} = -13$ °a.v.p.k. PVRT), ϕ_{50} pasikeitimas lygiomis δ GD intensyviai mažėja, pavyzdžiui, iki 6 °a.v.p.k. ir iki 14 °a.v.p.k. atitinkamai VAR ir ŽAR apkrovos režimuose.

3. Variklio, konvertuojamo veikti dvejopu D-GD kuru, energinių ir ekologinių rodiklių tyrimai



3.11 pav. Dvejopo kuro variklio δ GD padidėjimo įtaka šilumos išskyrimo charakteristikai ($n = 2000 \text{ min}^{-1}$): a) ŽAR; b) VAR; c) AAR

Fig. 3.11. Dual-fuel engine CCR NG fuel portion influence on heat release characteristics: (a) LLM; (b) MLM; (c) HLM

Remiantis VDV teorijos postulatu apie reikšmingą šiluminės degimo trukmės (φ_z – vertinant I. Vibės šilumos išskyrimo modelį) įtaką η_i (Vibe, 1962; Woschni, 1970; Zinner, 1953), ištirtas tarpusavio ryšys tarp φ_z ir indikatorinio proceso parametrų. Tuo tikslu panaudota prof. G. Woschni matematinio modeliavimo I. Vibės degimo trukmės φ_z analitinė priklausomybė nuo indikatorinio proceso vykdymo parametrų (Woschni, 1970):

3. Variklio, konvertuojamo veikti dvejopu D-GD kuru, energinių ir ekologinių rodiklių tyrimai

$$\varphi_z = \varphi_{z_0} \left(\frac{n}{n_0} \right)^m \left(\frac{\alpha_0}{\alpha} \right)^k,$$

kur: „0“ – indeksas, priskirtas atitinkamo parametro reikšmėms vadinamajame „baziniame“ variklio darbo režime, kuriuo dažniausiai laikomas nominalios galios režimas; n – variklio apsukos, α – oro pertekliaus koeficientas; m ir k – konstantos varikliui veikiant plačiu degalų rūšių diapazonu (Woschni, 1973). Pažymėtina, kad φ_z parametro priklausomybė nustatyta remiantis didelės apimties dyzelinių variklių eksperimentiniais duomenimis.

Pagal φ_z parametro G. Voschni išraišką, esant $n = \text{idem}$, oro pertekliaus koeficientas (α) yra pagrindinis φ_z trukmei įtaką darantis veiksnys, o vertinant η_i ir φ_z sąsają – taip pat ir energinio efektyvumo indikatorinio proceso parametrai η_i (Kavtaradze, 2008; Voschni, 1970).

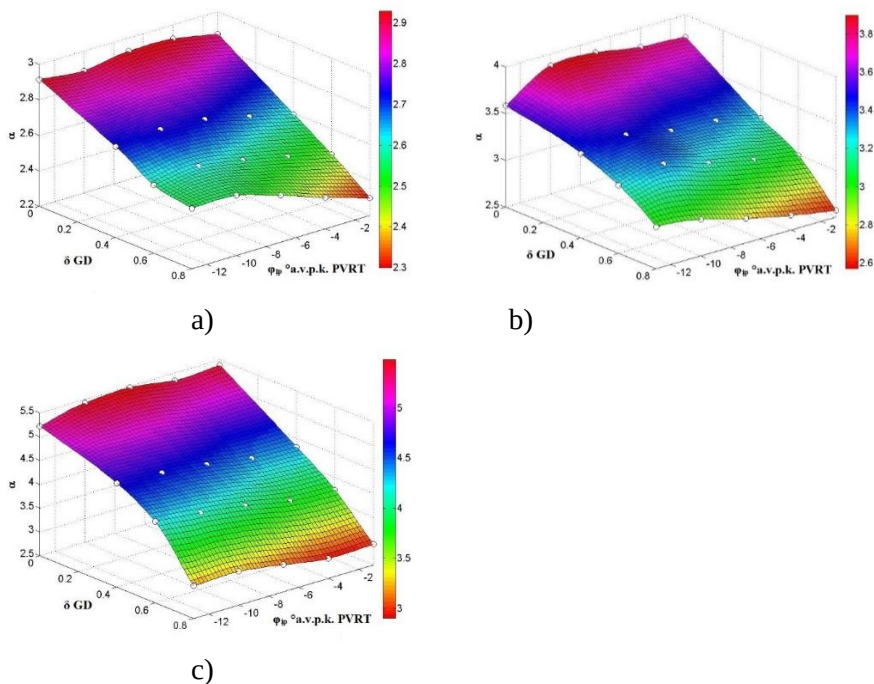
Parametro α pasikeitimas, keičiant δ GD skirtinguose apkrovos režimuose, liudija gerą koreliaciją su energinio efektyvumo parametru – indikatoriniu NVK η_i (žr. 3.12 paveikslą):

1. lygiagrečiai su δ GD didinimu α reikšmė mažėja, tai paaiškinama cilindro oro kiekio daliniu pakeitimu GD bei padidėjusia GD degimo stochiometrine konstanta, palyginus su dyzelinu – 17 kg oro/kg GD prieš 14,6 kg oro/kg dyzelino (varikliui veikiant skirtingais δ GD, bet esant nekintančiam pripūtimo slėgiui p_k);
2. didžiausia pastebėta δ GD įtaka α parametrai charakteringa ŽAR ir pastebimai mažėja ankstinant φ_{ip} .

Parametro α pokyčiai gerai koreliuoja su η_i pasikeitimais dėl tų pačių veiksnių: δ GD ir φ_{ip} (žr. 3.13 paveikslą ir palyginti su 3.12 paveikslu).

Tuo remiantis sudarytos grafinės η_i ir α priklausomybės (žr. 3.14a paveikslą) patvirtina reikšmingą α įtaką indikatorinio proceso η_i . Ištirtiems variklio apkrovos režimams $p_{me} = \text{idem}$ nustatytos praktiškai vienodos $\eta_i = f(\alpha)$ priklausomybės, nepriklausomai nuo δ GD ir φ_{ip} reikšmių. Determinacijos koeficientas $R^2 = 0,8\text{--}0,994$ liudija „stiprų“ koreliacinį ryšį tarp η_i ir α parametru.

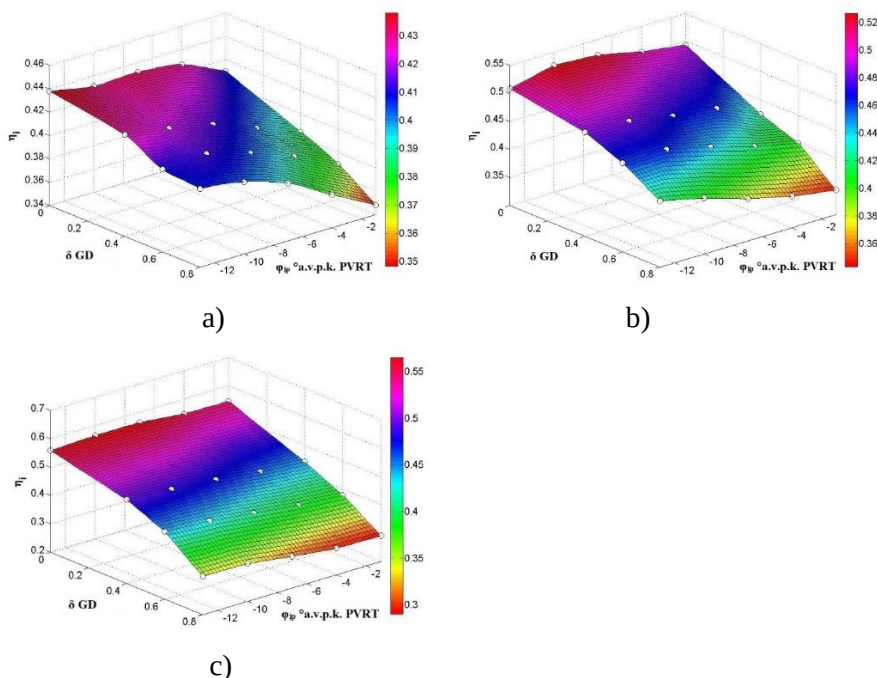
3. Variklio, konvertuojamo veikti dvejopu D-GD kuru, energinių ir ekologinių rodiklių tyrimai



3.12 pav. Variklio konvertavimo veikti GD ir φ_{inj} ankstinimo įtaka oro pertekliaus koeficientui α ($n = 2000 \text{ min}^{-1}$): a) AAR; b) VAR; c) ŽAR. Grafikuose taškais pažymėti eksperimentiniai duomenys

Fig. 3.12. Influence of dual-fuel CCR NG portion and φ_{inj} on α ($n = 2000 \text{ min}^{-1}$): (a) HLM; (b) MLM; (c) LLM. The dots in the graph represent the experimental data

3. Variklio, konvertuojamo veikti dvejopu D-GD kuru, energinių ir ekologinių rodiklių tyrimai



3.13 pav. Dvejopo kuro variklio δGD ir φ_{inj} ankstinimo įtaka parametrai η_i ($n = 2000 \text{ min}^{-1}$): a) AAR; b) VAR; c) ŽAR. Grafikuose taškais pažymėti eksperimentiniai duomenys

Fig. 3.13. Influence of dual-fuel CCR NG portion and φ_{inj} on η_i ($n = 2000 \text{ min}^{-1}$): (a) HLM; (b) MLM; (c) LLM. The dots in the graph represent the experimental data

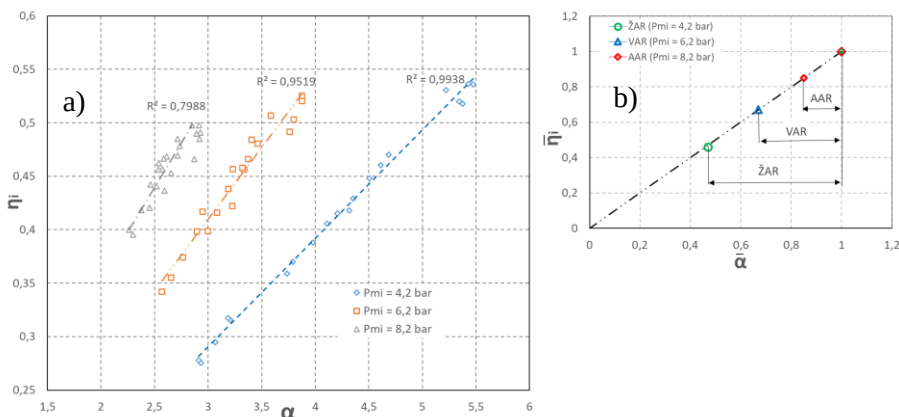
Parametrų $\bar{\eta}_i$ ir $\bar{\alpha}$ santykių pokyčio priklausomybė artėja prie funkcinės su $R^2 \approx 1,0$ (žr. 3.14b paveikslą).

Praktiniu požiūriu parametro α didinimas nuo konvertuojamo dyzeliniam varikliui atitinkamo lygio nėra technologiniu atžvilgiu sudėtingas. VDV indikatorinio proceso aprūpinimas oru didinamas keičiant pripūtimo agregatą didesnio našumo modeliu arba modifikuojant etatinio pripūtimo agregato charakteristikas (Krasovskij, 1983).

Nustatytas tarpusavio ryšio η_i ir α pobūdis liudija, kad ne vien tik α reikšmė formuoja η_i . Indikatorinio proceso energinį efektyvumą lemia ir kiti veiksniai, nes grafikuose matyti, kad kuo didesnė variklio apkrova, tuo didesnė ir η_i reikšmė, esant toms pačioms α reikšmėms (žr. 3.14a paveikslą). Papildomi η_i įtakos turintys veiksniai taip pat yra indikatorinio proceso dinamikos rodikliai: p_{max} , slėgio padidėjimo laipsnis $\lambda = p_{max}/p_s$ (kur p_s – slėgis cilindre suspaudimo takto pabaigoje prieš VRT) (Kavtaradze, 2008). Didėjant apkrovai, didėja indikatorinio proceso dinamikos parametrai. Taip pat tikėtina, kad didėjančios darbo medžiagos makro- ir mikroturbulencijos teigiamai veikia degimo intensyvumą (Kavtaradze, 2008; Guzzella et al., 2010). Veikiant didesnės apkrovos režimais didėja pripūtimo slėgis ir atitinkamai

3. Variklio, konvertuojamo veikti dvejopu D-GD kuru, energinių ir ekologinių rodiklių tyrimai

oro bei GD mišinio ištekejimo per įsiurbimo vožtuvą greitis, spartinantis pagrindinę difuzinę kuro degimo fazę, dėl to didėja η_i (Lebedev et al., 2003).



3.14 pav. Dvejopo kuro variklio tarpusavio η_i ir α ryšys, varikliui veikiant skirtingomis apkrovomis δ GD ir φ_{ip} (δ GD = 0–0,8; φ_{ip} = –1 iki –13 °a.v.p.k. PVRT (a). Dvejopo kuro variklio tarpusavio $\bar{\eta}_i$ ir $\bar{\alpha}$ ryšys, varikliui veikiant skirtingomis apkrovomis δ GD ir φ_{ip} (b)

Fig. 3.14. Relationship between η_i and α during dual-fuel engine operation with different loads of CCR NG and φ_{inj} (CCR NG = 0 to 0,8; φ_{ip} = –1 to –13 °CA. BTDC (a). Relationship between $\bar{\eta}_i$ and $\bar{\alpha}$ with dual-fuel engine operating on different loads of CCR NG and φ_{inj} (b)

Makro- ir mikroturbulencijos spartina aktyviųjų radikalų OH ir lokaliųjų degimo centrų sklaidą į cilindro periferiją, užtikrindamos tūrinio pobūdžio degimo procesą (Lebedev et al., 2000; Guzzella et al., 2010).

Analogiškas energinio efektyvumo didinimo rezultatas pasiektas (Nithyanandan et al., 2016b; Zhang et al., 2017) netradiciškai ankstinant DV ciklinės ACS įpurškimo paskubos kampą iki –50 °a.v.p.k. PVRT.

Kaip minėta, variklio, konvertuojamo veikti dvejopais D-GD degalais, energinio efektyvumo didinimas pasireiškia lygiagrečiai kaip priemonė ekologiniams rodikliams gerinti veikiant gamtinėmis dujomis. Iš tiesų, didinant indikatorinio proceso aprūpinimą oru, mažinama nevisiško degimo produktų CO ir CH emisija (Zhang et al., 2015; Mittal et al., 2014; Carlucci et al., 2009; Taniguchi et al., 2012). Kartu cilindre degimo metu išlyginamas temperatūros laukas, cilindre mažėja aukštų temperatūrų degimo centrų koncentracija ir galiausiai mažėja NO_x emisija (Zhang et al., 2017; Papagiannakis et al., 2010; Taniguchi et al., 2012). Bus pasiektas svarbus η_i pagerinimo efektas – sumažės šiltnamio efektą sukeliančių dujų CO₂ emisijos, visų pirma veikiant ŽAR ir VAR apkrovos režimais, iki tokio lygmens, kai mažesnė anglies dalis sieks GD ~0,75 prieš ~0,86 D.

3.5. Kogeneracinio ciklo antrinių šilumos šaltinių energijos naudojimo efektyvumo rodiklių ir potencialo tyrimai

Kogeneracinio ciklo taikymas VDV užtikrina bendrą energinio efektyvumo didinimą, kadangi, be variklio atlikto efektyvaus darbo, panaudojama šiluma iš išmetamųjų dujų bei variklio aušinimo sistemos. Šios technologijos pritaikymas taip pat aktualus varikliams, konvertuojamiems veikti dvejopu D-GD kuru, nes blogėja efektyvus koeficientas, dvejopo kuro varikliui veikiant VAR ir ŽAR (Ramos da Costa et al., 2012; Feidt et al., 2012). Kogeneracinio ciklo racionalus naudojimas, atpažįstant apkrovos režimus, priklausomai nuo dvejopo D-GD kuro sudėties variacijų, yra efektyvi priemonė, siekiant pagerinti energinius rodiklius. Šiuo tikslu kompleksiniais eksperimentiniais ir skaitinio matematinio modeliavimo metodais ištirti tiriamo objekto šilumos ir eksergijos balansai. Šilumos balanso vertinimas padėjo nustatyti energijos persiskirstymą palyginti su variklio veikimu dyzeliniu kuru, o eksergijos balanso vertinimas atskleidė realiai galimą naudoti antrinės energijos šaltinį varikliui veikiant dvejopu kuru.

Atsižvelgiant į skirtingą dyzelino ir gamtinių dujų elementinę sudėtį, tyrimuose taikyta patikslinta klasikinė VDV šilumos balanso vertinimo metodika (Chiodi, 2011) – įvestas originalus analitinis išmetamųjų dujų šilumos skaičiavimo algoritmas, vertinant skirtingą dvejopo D-GD kuro sudėtį (išsamiau žr. 5.1.2 poskyrį).

Taip pat dėl tyrimų metu nustatyto stipriai užsitęsusio šilumos išsiskyrimo charakteristikos, varikliui veikiant dvejopu kuru (žr. 3.4 poskyrį), buvo patikslintas degimo proceso vidutinės temperatūros nustatymas skaičiuojant degimo proceso eksergiją. Toliau pateikiamas degimo proceso vidutinės temperatūros nustatymas.

VDV degimo proceso eksergija (Ex_d):

$$Ex_d = Q \cdot \left(1 - \frac{T_0}{\bar{T}_1}\right) = G_f \cdot H_z \cdot \left(1 - \frac{T_0}{\bar{T}_1}\right), \quad (3.1)$$

kur: Q – degimo metu išsiskyrusi šiluma, [kJ]; T_0 – aplinkos oro temperatūra, [K]; $\bar{T}_1$ – vidutinė degimo proceso temperatūra, [K]; G_f – valandinis kuro sunaudojimas, [kg/val]; H_z – žemutinė energinė vertė, [kJ/kg].

Paprastai (žr. lygtį (3.3)) $\bar{T}_1$ nustatomas pagal formulę: $\bar{T}_1 = \frac{(T_1 - T_2)}{\ln\left(\frac{T_1}{T_2}\right)}$,

kur: T_1 ir T_2 – atitinkamai degimo temperatūra degimo proceso pradžioje ir pabaigoje.

Dėl užsitęsusio degimo proceso T_1 ir T_2 reikšmės tampa panašios, dėl to Ex_d praranda esmę. Būtent toks degimo procesas nustatytas atliktuose dvejopu D-GD kuru veikiančio variklio tyrimuose. Akivaizdu, kad nustatant $\bar{T}_1$ būtina įvertinti degimo proceso temperatūros pasikeitimą, priklausančią nuo šilumos išsiskyrimo charakteristikos.

3. Variklio, konvertuojamo veikti dvejopu D-GD kuru, energinių ir ekologinių rodiklių tyrimai

Tuo tikslu lygtis (3.1) išreiškiama tokia forma:

$$Ex_d = Q - T_0 \int_1^2 \frac{dQ}{T} = Q - T_0 \cdot Q \int_1^2 \frac{dx}{T} = Q \cdot \left(1 - T_0 \int_1^2 \frac{dx}{T} \right), [kW], \quad (3.2)$$

kur: 1, 2 degimo proceso pradžios ir pabaigos fazės, [-]; $dx/d\varphi$ – šilumos išsiskyrimo dinamikos parametras [$J/^\circ a.v.p.k.$]; T – esama degimo proceso temperatūra, [K] (nustatyta iš eksperimentinių tyrimų indikatorių diagramų).

Apskritai vertinant faktinį $X < 1,0$ išsiplėtimo fazės pabaigoje, galutinė $\bar{T}_1$ išraiška praktiniam naudojimui atrodo taip:

$$\bar{T}_1 = X_{\varphi_{is.pr.}} \int_{\varphi_{deg.pr.}}^{\varphi_{is.pr.}} \frac{T}{dx/d\varphi}, [K], \quad (3.3)$$

kur: $\varphi_{is.pr.}$ – išmetimo vožtuvo atidarymo pradžios fazė, [$^\circ a.v.p.k.$]; $\varphi_{deg.pr.}$ – degimo pradžia, [$^\circ a.v.p.k.$].

Pagrindiniai skaičiavimų rezultatai pateikti 3.2 lentelėje.

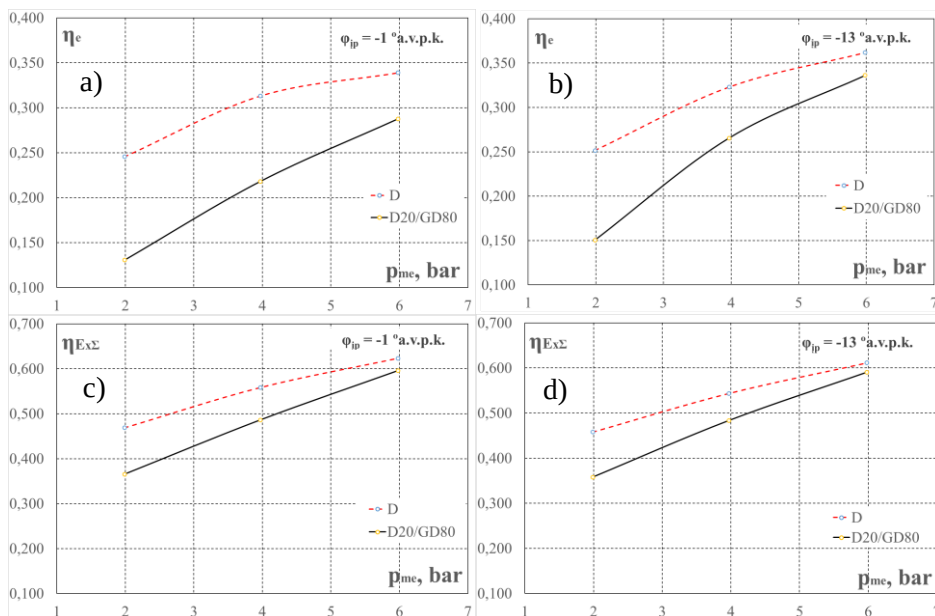
3.2 lentelė. Energijos ir eksergijos balanso skaičiavimo rezultatai

Table 3.2. Results of energy and exergy balance calculation

Kuras	$Q_e = Ex_e$	Ex_Σ	p_{me}	$\eta_{Ex\Sigma}$	φ_{ipr}	$Ex_{id} + Ex_v$	T_t	T_v'	T_v''	Q_f	Ex_d	Q_{id}	Ex_{id}	Q_v	Ex_v	G_f	H_2	α_Σ	$\eta_e = \eta_{Exe}$	I_k
	kW	kW	bar		$^\circ a.v.p.k.$	kW	K	K	K	kW	kW	kW	kW	kW	kW	kg/val	MJ/kg			EUR
DYZELINAS	6,28	12,0	1,99	0,469	-1	5,7	536,5	293,0	356,5	25,67	6,7	11,83	4,40	7,56	1,3	2,15	42,92	5,4	0,245	3,26
	12,57	22,5	3,97	0,558	-1	9,9	620,7	295,0	359,0	40,25	9,3	20,48	8,57	7,20	1,3	3,38	42,92	3,8	0,313	5,11
	18,85	34,8	5,98	0,623	-1	15,9	703,3	296,3	366,0	55,77	11,5	33,21	15,17	3,71	0,7	4,68	42,92	2,9	0,339	7,08
	6,28	11,5	1,99	0,458	-13	5,2	524,0	291,3	351,7	25,06	6,1	10,44	3,80	8,34	1,4	2,10	42921,7	5,2	0,251	3,18
	12,57	21,2	3,97	0,544	-13	8,6	594,3	292,3	355,3	39,02	8,6	17,44	7,06	9,02	1,6	3,27	42,92	3,6	0,323	4,95
D20/GD80	18,85	31,9	5,98	0,611	-13	13,1	658,5	295,5	365,5	52,25	10,4	27,09	11,84	6,30	1,3	4,38	42,92	2,9	0,362	6,63
	6,28	17,5	1,99	0,365	-1	11,2	571,3	294,0	356,5	47,9	20,4	17,7	6,95	23,9	4,3	3,50	49,28	2,9	0,131	3,82
	12,57	27,9	3,97	0,486	-1	15,3	660,5	297,8	360,0	57,4	14,6	27,7	12,14	17,1	3,2	4,19	49,28	2,6	0,218	4,57
	18,85	38,8	5,98	0,596	-1	20,0	750,0	300,0	367,0	65,1	14,2	38,8	18,46	7,4	1,5	4,74	49,45	2,3	0,288	5,15
	6,28	14,8	1,99	0,358	-13	8,6	516,5	299,0	357,5	41,5	12,4	12,3	4,44	22,8	4,1	3,01	49,55	3,18	0,150	3,27
	12,57	22,7	3,97	0,483	-13	10,2	582,3	298,3	357,0	47,0	10,8	18,2	7,25	16,3	2,9	3,42	49,49	2,95	0,265	3,71
	18,85	32,9	5,98	0,591	-13	14,1	675,3	301,3	366,7	55,7	10,9	27,3	12,15	9,6	1,9	4,07	49,34	2,54	0,336	4,43

Šilumos ir eksergijos balanso efektinis naudingojo veikimo koeficientas (NVK $\eta_e = \eta_{Exe}$) mažėja, didėjant energinei GD daliai dvejopame kure, o ypač veikiant žemos apkrovos režimais ($p_{me} = 1,98$ bar). Dyzelino porcijos įpurškimo paskubos kampo paankstinimas nuo $-1^\circ a.v.p.k.$ iki $-13^\circ a.v.p.k.$ prieš VRT nedidele dalimi kompensuoja energinio efektyvumo rodiklius $\eta_e = \eta_{Exe}$. Rezultatai pateikti 3.15 paveiksle.

3. Variklio, konvertuojamo veikti dvejopu D-GD kuru, energinių ir ekologinių rodiklių tyrimai



3.15 pav. Efektinio ir suminio eksergijos naudingojo veikimo koeficientų palyginimas kogeneracinei jėgainei veikiant dyzelinu ir dvejopu D-GD kuru; a) ir c) kai $\varphi_{ip} = -1$ °a.v.p.k. PVRT; b) ir d) kai $\varphi_{ip} = -13$ °a.v.p.k. PVRT

Fig. 3.15. Comparison of effective work and total exergy efficiency coefficients of a cogeneration power plant running on diesel and dual D-NG fuel; a) and c) when $\varphi_{inj} = -1$ °CA BTDC; b) and d) when $\varphi_{inj} = -13$ °CA BTDC

Pateikti duomenys leidžia racionaliai derinti dvejopo kuro sudėtį, jėgainei veikiant plačiame apkrovos diapazone, gaminant elektros energiją esant panašiam efektyvumui, jai funkcionuojant D, nominalios galios režimais naudoti dvejopą kurą su kuo didesne GD dalimi, o mažos apkrovos režimais – atvirkščiai, pageidautina veikti grynu dyzelinu arba minimalia GD dalimi.

Analogiška tendencija būdinga suminės eksergijos NVK ($\eta_{Ex\Sigma}$) pasikeitimui.

$$\eta_{Ex\Sigma} = \left(\frac{Ex_{id} + Ex_v + Ex_e}{Ex_f} \right), \quad (3.4)$$

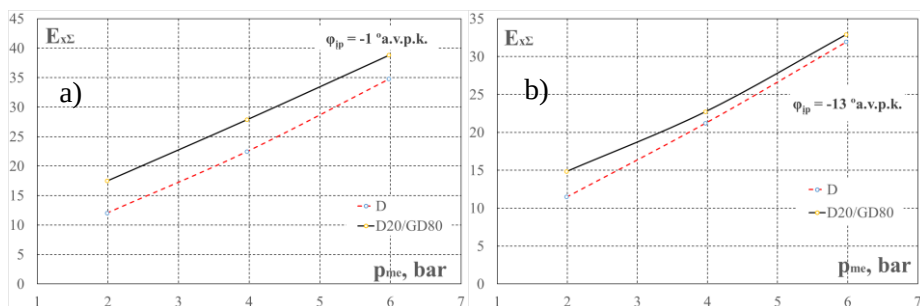
kur: Ex_{id} – išmetamųjų deginių eksergija, kW; Ex_v – aušinimo kontūro vandens eksergija, kW; Ex_e – mechaninio darbo eksergija, kW; $Ex_f = Q_f$ – naudojamo kuro ir oksidatoriaus energija, kW.

Mažos apkrovos režimuose ($\eta_{Ex\Sigma}$) reikšmė veikiant dyzelinu 0,458–0,469 yra ~ 22 proc. didesnė, nei veikiant dvejopu kuru D20/GD80. Didelės apkrovos režimuose

3. Variklio, konvertuojamo veikti dvejopu D-GD kuru, energinių ir ekologinių rodiklių tyrimai

$\eta_{Ex\Sigma}$ reikšmės nedaug skiriasi: naudojant dyzeliną, sudaro 0,611–0,623, o naudojant D20/GD80 sudaro 0,591–0,596. Taigi kogeneracinio ciklo bendras elektros ir šilumos energijos gaminimo efektyvumas, veikiant didele GD energine dalimi dvejopame kure (D20/GD80 ir daugiau), veikiant aukštos apkrovos režimais praktiškai nenusileidžia, kai variklis veikia dyzelinu.

Kita vertus, absoliutusias kogeneracinio ciklo efektyvumas, išreikštas suminės eksergijos vienetais ($Ex_e + Ex_{id} + Ex_v$), visame ištirtame apkrovos diapazone yra reikšmingai didesnis, varikliui veikiant dvejopu kuru D20/GD80: nuo 3–18 proc. veikiant aukštos apkrovos režimais ir iki 14–58 proc. veikiant žemos apkrovos režimais (žr. 3.16a paveikslą). Palyginti su dyzelino naudojimo atveju, didėja energinis potencialas, išmetamųjų deginių ir aušinimo kontūro vandens, antrinės energijos naudojimas (žr. 3.16b paveikslą).



3.16 pav. Suminės eksergijos efektyvumo palyginimas kogeneracinei jėgainei veikiant dyzelinu ir dvejopu D-GD kuru: a) kai $\varphi_{ip} = -1$ °a.v.p.k. PVRT; b) kai $\varphi_{ip} = -13$ °a.v.p.k. PVRT

Fig. 3.16. Comparison of total exergy efficiency of a CHP running on diesel and dual D-NG fuel: a) when $\varphi_{inj} = -1$ °CA BTDC; b) when $\varphi_{inj} = -13$ °CA BTDC

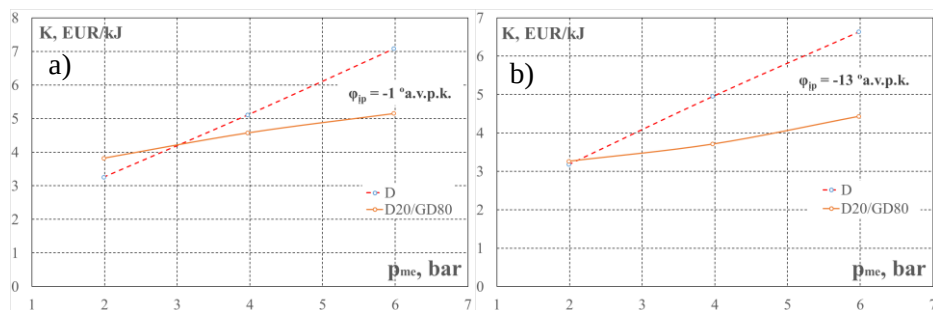
Gautų rezultatų analizė rodo, kad esant mažesnei dinamikai pasiekiamas geresnis Ex efektas, o tai reiškia gerą efektą praktiniu aspektu, nors η_e ir $\eta_{Ex\Sigma}$ rodikliai yra blogesni.

Kadangi $Ex\Sigma = Ex_e + Ex_{(id+v)}$, tai $Ex\Sigma$ padidėjimo efektas gaunamas dėl išmetamųjų deginių ir aušinimo sistemos eksergijos $Ex_{(id+v)}$ didėjimo, o tai aktualu naudojant kogeneracinę jėgainę šaltuoju metų sezonu.

Turint $Ex\Sigma$, $\eta_{Ex\Sigma}$, $Ex_{(id+v)}$ duomenis ($p_{me} = 1,98$ – $5,97$ bar) ir D20/GD80, grafiko lauke užtikrinamos plačios kogeneracinės jėgainės veikimo būdo pasirinkimo galimybės tiek D, tiek ir D-GD (su konvencine kuro įpurškimo sistema), pvz., šaltuoju metų laikotarpiu, kai daugiau šilumos energijos sunaudojama patalpoms šildyti, racionalu nedidinant jėgainės P_e (galios elektros energijos gamybai) ją konvertuoti veikti D-GD, nes jėgainei veikiant dvejopu D-GD kuru smarkiai didėja $Ex_{(id+v)}$, kas sudaro apie 31 proc.

3. Variklio, konvertuojamo veikti dvejopu D-GD kuru, energinių ir ekologinių rodiklių tyrimai

Kogeneracinės jėgainės ekonominį rentabilumą daugiausia lemia išlaidos kurui. Todėl jėgainės kogeneraciniame cikle, remiantis nuostata, kad $p_{me} = idem$ tiek D, tiek D-GD, η_e kitimas yra susijęs su skirtingomis kuro sąnaudomis. Vertinant finansinę išraišką, reikia remtis D ir GD kuro kainų skirtumu. Variklį konvertuojant veikti dvejopu kuru, suminės eksergijos Ex_s ir išlaidų kurui (I_k) pasikeitimo dinamika skiriasi. Tam įtakos turi bent du veiksniai: dyzelino ir dvejopo D-GD kuro kainos kitimo santykis, kuris priklauso nuo dvejopo kuro sudėties bei skirtingos suminės eksergijos ir kuro sąnaudų G_f pasikeitimo dinamikos. Todėl dvejopu kuru veikiančios kogeneracinės jėgainės ekonominiam rentabilumui vertinti naudota suminės eksergijos vieno vieneto kaina (K). Interneto šaltinių (degalukainos.lt ir SGdujos.lt, žr. 2019 07 14) duomenimis, dyzelino ir gamtinių dujų kainos atitinka 1,04 EUR/l ir 0,77 EUR/m³, apskaičiuota kogeneracinio ciklo suminės eksergijos ($Ex_e + Ex_{id} + Ex_v$) vieneto kaina (K), EUR/kJ dviem atvejais: funkcionuojant D ir D20/GD80 (3.17 paveikslas).

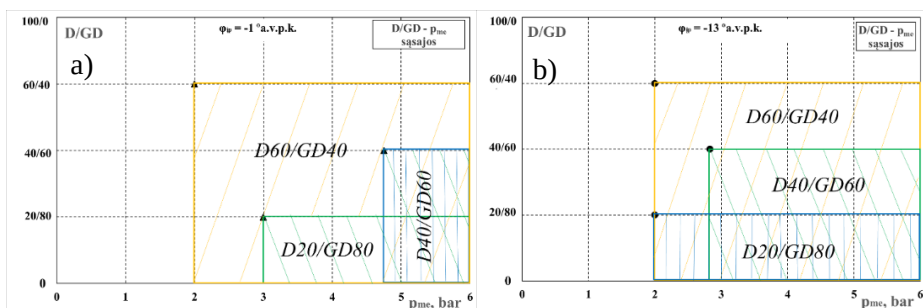


3.17 pav. Suminės eksergijos vieneto kaina (K), EUR/kJ dviem atvejais: varikliui veikiant D ir D20/GD80; a) kai $\phi_{ip} = -1$ °a.v.p.k. PVRT; b) kai $\phi_{ip} = -13$ °a.v.p.k. PVRT

Fig. 3.17. Total exergy unit price (K), EUR/kJ in two cases: engine running D and D20/NG80; a) when $\phi_{inj} = -1$ °CA BTDC; b) when $\phi_{inj} = -13$ °CA BTDC

Apibendrinant (K) skaičiavimus, plačiai dvejopo kuro sudėčiai (D-GD – 100/0; 60/40; 40/60; 20/80) sudarytas ekonominio efektyvumo lauko grafikas p_{me} ir D-GD koordinačių sistemoje (3.18 paveikslas).

3. Variklio, konvertuojamo veikti dvejopu D-GD kuru, energinių ir ekologinių rodiklių tyrimai



3.18 pav. Dvejopo D-GD kuro racionalios sudėties laukas, priklausomai nuo suminės eksergijos vieneto (K), varikliui veikiant D60/GD40, D40/GD60, D20/GD80 dvejopu kuru, esant skirtingiems dyzelino įpurškimo paskubos kampams, pateiktas variklio galios ir dvejopo kuro sudėties koordinatinių sistemoje: a) kai $\varphi_{ip} = -1$ °a.v.p.k. PVRT; b) kai $\varphi_{ip} = -13$ °a.v.p.k. PVRT

Fig. 3.18. The rational composition field of the dual-fuel D-NG as a function of the total exergy unit (K) when the engine is running on D60/NG40, D40/NG60, D20/NG80 dual fuel at different diesel injection acceleration angles is given in the coordinate system of engine power and dual fuel composition: a) when $\varphi_{inj} = -1$ °CA BTDC; b) when $\varphi_{inj} = -13$ °CA BTDC

3.18 paveiksle linijų taškų kombinacijos D-GD – p_{me} apibūdina dvejopo kuro racionalios sudėties nustatymą, kai pasiekama vienoda kogeneracinio ciklo praktinio naudojimo suminės eksergijos vieneto kaina, atitinkanti dyzelino naudojimo atvejį. Praktiniam naudojimui, siekiant sumažinti vartotojams tiekiamos kogeneracinio ciklo energijos savikainą, būtina rinktis D-GD – p_{me} kombinacijas, išdėstytas 3.18 paveiksle.

3.6. Trečiojo skyriaus išvados

1. Dyzelinio variklio konvertavimas veikti dvejopu D-GD kuru, be konstrukcinių reguliavimo parametrų optimizavimo, yra susijęs su energinio efektyvumo parametrų reikšmingu pablogėjimu, didėjant GD daliai (δ GD) kuro sudėtyje, tokia tendencija pastebima ir daugelio nagrinėtų mokslinių šaltinių tyrimų rezultatuose:
 - 1.1. veikiant aukštos apkrovos režimu (AAR, $p_{me} = 5,97$ bar), kiekvienam δ GD 10 proc. padidėjimui η_e sumažėja 0,8–1,8 proc.; veikiant vidutinės apkrovos režimu (VAR, $p_{me} = 3,99$ bar), η_e sumažėja 2,5–3,5 proc., o veikiant žemos apkrovos režimu (ŽAR, $p_{me} = 1,98$ bar), η_e sumažėja 4–6 proc.
 - 1.2. Neigiama δ GD didinimo įtaka mažiausiai jaučiama varikliui veikiant su didesne indikatorinio proceso dinamika (slėgio padidėjimo laipsnis $\lambda = 1,4$ –1,6, esant φ_{ip} nuo -7 iki -13 °a.v.p.k. PVRT). Esant mažesnei

3. Variklio, konvertuojamo veikti dvejopu D-GD kuru, energinių ir ekologinių rodiklių tyrimai

dinamikai (φ_{ip} nuo -4 iki -1 °a.v.p.k. PVRT), kurui degant už VRT, η_e sumažėjimui būdinga nurodytų diapazonų viršutinė riba.

2. Dyzelinio kuro porcijos įpurškimo paskubos kampo φ_{ip} paankstinimas ištirtame diapazone φ_{ip} nuo -1 iki -13 °a.v.p.k. PVRT charakterizuojamas ribotomis η_e pagerinimo galimybėmis:
 - 2.1. Kiekvienam δ GD padidimui 20 proc. būtinas φ_{ip} paankstinimas 3°a.v.p.k., siekiant pagerinti η_e iki ribos, lygios varikliui veikiant dyzelinu; esant VAR 3–6 °a.v.p.k., o ŽAR 9–12 °a.v.p.k.
 - 2.2. Taigi ekstrapoliacijos pagrindu galima prognozuoti, kad siekiant užtikrinti $\eta_e \approx \text{const}$, variklį konvertuojant veikti iš D į D20/GD80 dvejopu kuru, φ_{ip} paankstinimo didinimas sudaro: AAR ~ 12 °a.v.p.k.; VAR $\sim 12 \div 24$ °a.v.p.k.; ŽAR $\sim 36 \div 48$ °a.v.p.k. (viršutinė riba taikoma žemo-
mis indikatorinio proceso vykdymo sąlygomis). Prognozuojamas rezultatas ŽAR režimu gerai koreliuoja su atliktais skaitiniais tyrimais.
3. Esant vienodam apkrovos režimui, ankstinant φ_{ip} varikliui veikiant dyzelinu, p_{max} didėja, bet varikliui veikiant dvejopu D20/GD80 kuru tomis pačiomis apkrovomis, ankstinant φ_{ip} iki tolygaus lygio kaip varikliui veikiant vien tik dyzelinu, p_{max} lygis sumažėja: AAR veikiant tiek D, tiek D20/GD80, kiekvienam φ_{ip} paankstinimui 3 °a.v.p.k., p_{max} padidėja iki 9 bar; VAR veikiant D – 8 bar, o D20/GD80 – 5 bar; ŽAR veikiant D – 7 bar, o D20/GD80 – 4 bar.
4. Indikatorinio proceso tyrimais nustatyta p_{max} sumažėjimo priežastis yra susijusi su kuro degimo proceso pasikeitimais: šilumos išskyrimo padidėjimas difuzinėje degimo fazėje, sutrumpinant kinetinę degimo fazę, ir atitinkamos Qp_{max} reikšmės, lemiančios p_{max} reikšmę, sumažėjimas. Tuo remiantis formuojamos palankios sąlygos siekiant iš dalies kompensuoti energinio efektyvumo rodiklių pablogėjimą optimizuojant φ_{ip} . Lygiagrečiai siekiant gerinti ciklo energinį efektyvumą (indikatorinį NVK η_i), tikslinga paspartinti dvejopo D-GD kuro degimą difuzinėje fazėje, kur vienas iš pagrindinių veiksnių yra oro pertekliaus koeficientas α ir sukurinis cilindro užtaiso judėjimo intensyvumas.
5. Variklio, veikiančio dvejopu D-GD kuru, ekologinių rodiklių pasikeitimo vertinimas apima visų pagrindinių kenksmingų komponentų emisijas, nors jų svarbą lemia transporto priemonėms taikomų normatyvų reikalavimai:
 - 5.1. Atliktuose tyrimuose reikšmingas e_{NOx} sumažėjimas kiekvieno δ GD santykio dvejopame kure padidėjimui sudaro: AAR – 3–7 proc.; VAR ir ŽAR – 9–10 proc. (ankstesniems φ_{ip} atitinka apatinę e_{NOx} sumažėjimo ribą).
 - 5.2. Nustatytas anglies monoksido emisijos e_{CO} padidėjimas AAR ir VAR siekia iki 30 kartų, ŽAR – iki 20 kartų, pakeičiant D į D20/GD80; angliavandenilių emisijos e_{CH} padidėjimas, veikiant AAR režimu, siekia apie 13 kartų, veikiant dvejopu D20/GD80, kur atitinkamai VAR ir

3. Variklio, konvertuojamo veikti dvejopu D-GD kuru, energinių ir ekologinių rodiklių tyrimai

ŽAR e_{CH} didėjo 32 ir 100 kartų, veikiant dvejopu D20/GD80 kuru. Šių teršalų emisijai ϕ_{ip} įtaka nedidelė.

- 5.3. Šiltnamio efektą sukeliančių anglies dioksido dujų emisija e_{CO_2} varikliui veikiant dvejopu kuru lemia anglies dalis kure ir kuro sąnaudos, kurios yra tiesiogiai susijusios su variklio veikimo energiniu efektyvumu: AAR e_{CO_2} ištirtame D-GD kuro sudėties diapazone sumažėjo 3,5–7 proc., VAR vidutiniškai liko nepakitęs, o ŽAR padidėjo 30–45 proc. Todėl energinio efektyvumo rodiklių gerinimo uždavinys varikliui veikiant dvejopu D-GD kuru svarbus siekiant mažinti šiltnamio efektą sukeliančių dujų išmetimą.
- 5.4. Dūmingumo tyrimų analizės metu nustatyta, kad esant maksimaliam dvejopo kuro santykiui δ GD 0,8 dūmingumas sumažėjo apie 65 proc., dyzelino įpurškimo paskubos kampą keičiant diapazone ϕ_{ip} esant nuo –1 iki –6 °a.v.p.k. PVRT.
6. Apibendrinant eksperimento duomenis, identifikuoti racionalūs variklio energinių ir ekologinių rodiklių gerinimo diapazonai, optimizuojant ϕ_{ip} ir keičiant dvejopo D-GD kuro sudėtį:
 - 6.1. veikiant AAR ir VAR režimais racionalu naudoti dvejopo kuro su GD dalimi iki 40 proc. alternatyvą, siekiant gerinti energinius arba ekologinius rodiklius.
 - 6.2. ŽAR eksperimente ištirtas ϕ_{ip} yra nuo –1 iki –13 °a.v.p.k. PVRT. Diapazonas yra nepakankamas siekiant nustatyti racionalias gerinimo ribas; eksperimento duomenys papildyti ir išplėsti matematinio modeliavimo tyrimais (žr. 5 skyrių).
7. Sukurtas analitinis sprendimas, tiksliau įvertinantis indikatorinio proceso vidutinę temperatūrą $\overline{T}_1$, kurios naudojimas patikslino eksergijos balanso degimo proceso metu susidarančių nuostolių vertinimą ΔEx_d .
8. Kogeneracinės dyzelinės jėgainės su konvencine kuro tiekimo sistema konvertavimas veikti dvejopu D-GD kuru lemia reikšmingus eksergijos balanso pokyčius ir energinių sudedamųjų, mechaninės ir šiluminės energijos persiskirstymą:
 - 8.1. Ištirtame dvejopo kuro sudėties D-GD = 100/0–20/80 diapazone eksergijos balanso efektinis naudingojo veikimo koeficientas (η_{Exe}), charakterizuojantis energijos naudojimo efektyvumą elektros energijos gamybai, mažėja nuo 7–15 proc. veikiant aukštos apkrovos režimais, o esant žemai apkrovai, mažėja apie 40–48 proc., palyginti su D naudojimo atveju.
 - 8.2. Eksergijos balanso suminio naudingojo veikimo koeficiento ($\eta_{Ex\Sigma}$), įvertinančio elektros ir šiluminės energijos naudojimo efektyvumą, sumažėjimas neviršija 3–4 proc. ir 22 proc. atitinkamai veikiant aukštos ir žemos jėgainės apkrovos režimais.
 - 8.3. Mažėjant eksergijos naudojimo efektyvumo rodikliams (η_{Exe} , $\eta_{Ex\Sigma}$), absoliutus eksergijos potencialas praktiniam naudojimui dėl šiluminės e-

3. Variklio, konvertuojamo veikti dvejopu D-GD kuru, energinių ir ekologinių rodiklių tyrimai

nergijos sudedamosios augimo didėja nuo 3–18 proc. veikiant aukštos apkrovos režimais ir iki 14–58 proc. veikiant žemos apkrovos režimais.

- 8.4. Nustatyta, kad santykinai mažesni absoliučių eksergijos balanso rodiklių pasikeitimai būdingi dyzelinėms jėgainėms su didesne indikatorinio proceso dinamika. Tai leidžia kalbėti apie kogeneracinio ciklo energinių sudedamųjų gerinimo potencialą, didinant indikatorinio proceso dinaminčius rodiklius (pvz., ankstinant dyzelino įpurškimo paskubos kampą φ_{ip}).
9. Nustatyta, kad dėl dyzelino (D) ir gamtinių dujų (GD) rinkos kainų skirtumo kogeneracinėse jėgainėse, veikiančiose dvejopu D20/GD80 kuru, praktinio naudojimo eksergijos savikaina, palyginti su D atveju, mažėja 27 proc. žemos ir 33 proc. aukštos jėgainės apkrovos eksploatacinio režimo diapazone. Praktiniam naudojimui, siekiant sumažinti eksploatacijos išlaidas, sudarytos racionalios dvejopo kuro sudėties pasirinkimo, priklausomai nuo jėgainės darbo režimo, diagramos (D-GD – p_{me}).

Vienzonio matematinio modelio racionalus taikymas, tiriant dvejopo kuro variklio energinius rodiklius

Dabartiniuose variklių tyrimuose naudojami daugiazoniai matematiniai modeliai, taikomi varikliui veikiant plačia kuro gama. Tačiau jų naudojimas susijęs su išsamiomis techniniais variklio konstrukcijos ir darbo charakteristikų duomenimis, kurie ne visais atvejais prieinami. Siekiant prognozuoti variklio parametrų pasikeitimą, jį konvertavus veikti dvejopu kuru, būtų racionaliau naudoti vienzonius matematinius modelius, tačiau jų pritaikymas šiam tikslui nėra ganėtinai ištirtas. Atlikta vienzonio modelio (žr. 2 skyrių) pritaikymo variklio energinių parametrų tyrimams analizė, varikliui veikiant dvejopu dyzelino (D) ir gamtinių dujų (GD) kuru.

Vienzonių matematinių modelių pritaikomumui dvejopo kuro variklių tyrimams įvertinti naudota IMPULS programa, atsižvelgiant į jos efektyvumą, tiriant variklio su konvencine kuro įpurškimo sistema energinius rodiklius plačiame variklio darbo režimų diapazone. Taip pat buvo vertinta dyzelinio kuro porcijos įpurškimo fazės pasikeitimo įtaka. Skaitinio matematinio modeliavimo rezultatai lyginami su variklio motorinių bandymų duomenimis. Į IMPULS programą įvestus duomenis sudaro: geometriniai variklio parametrai, kompresoriaus ir turbinos suslėgimo charakteristikos, kuro elementinės sudėties ir savaiminio užsiliepsnojimo savybių, apibūdinančių kuro įpurškimo pasiskirstymo mechanines fazes, duomenys, energijos ir masės tvarkumo lygčių konstantos, nustatomos derinant matematinį variklio modelį su eksperimento duomenimis, ir kt.

4. Vienzonio matematinio modelio racionalus taikymas, tiriant dvejo kuro variklio energinius rodiklius

Matematinis modelis priderintas prie tyrimo objekto pagal variklio AAR parametrus jam veikiant dyzeliniu kuru. Modeliuojant variklio parametrus, varikliui veikiant skirtingos sudėties dvejo kuro dalinės apkrovos režimais, taip pat φ_{ip} variacijomis, variklio suderinimo matematinio modelio parametrai nebuvo keičiami. Suminė šilumos išsiskyrimo charakteristika buvo įvertinta 2.13–2.15 lygčių pagrindu (žr. 2 skyrių), atsižvelgiant į indikatorinių diagramų analizės arba sintezės uždavinį. Abiem atvejais į X yra įskaityta šilumos mainų dalis (nustatyta pagal G. Woschni praktikoje plačiai aprobuotas lygtis).

Pradiniam tyrimų etape matematinis modelis buvo derinamas su tiriamo objekto eksperimentinio tyrimo duomenimis, varikliui veikiant AAR dyzelino kuru ($\varphi_{ip} = -13$ °a.v.p.k. PVRT). Vykdamas variklio parametrų modeliavimą, matematinio modelio algoritme naudojamos konstantos, įskaitant esančias G. Woschni lygtyse, ir turbokompresoriaus charakteristikos VAR ir ŽAR, keičiant φ_{ip} diapazone nuo -1 iki -13 °a.v.p.k. PVRT, nebuvo pakeistos. Gauti rezultatai lyginami su eksperimento duomenimis 4.1 lentelėje.

4.1 lentelė. Variklio D/S 79,5/95,5, veikiančio dyzelinu, eksperimento ir matematinio modelio parametrų palyginimas ($n = 2000 \text{ min}^{-1}$)

Table 4.1. Comparison of the D/S 79.5/95.5 diesel engine parameters functioning in the diesel fuel experiment and MM parameters ($n = 2000 \text{ min}^{-1}$)

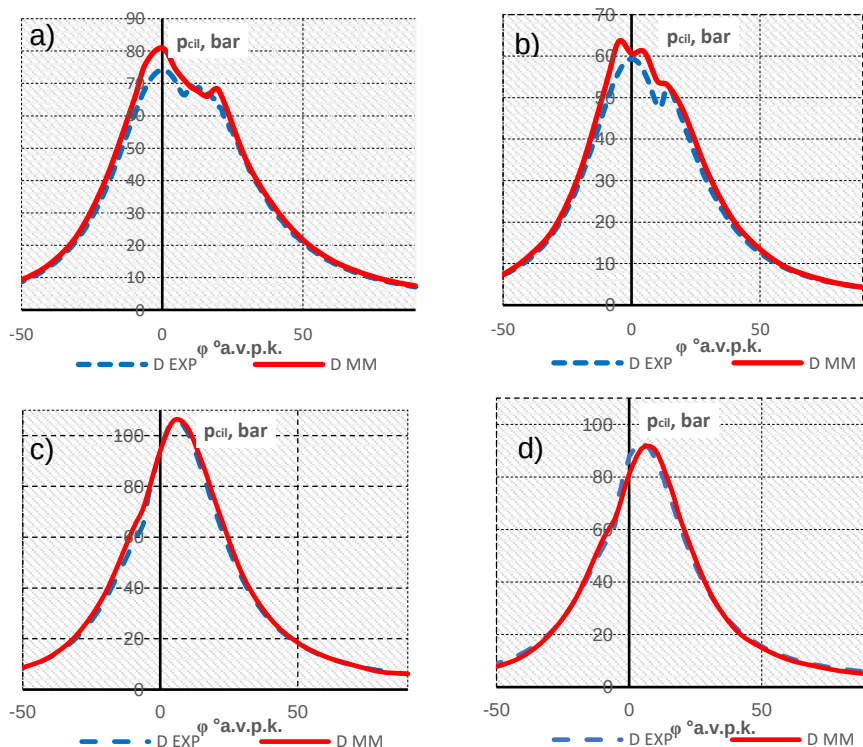
Kuras: Dyzelinas						
	$p_{me} = 5,97 \text{ [bar]}$		$p_{me} = 3,99 \text{ [bar]}$		$p_{me} = 1,98 \text{ [bar]}$	
φ_{ip} , [°a.v.p.k.] PVRT	-1	-13	-1	-13	-1	-13
p_k , [bar]	1,52/1,53	1,42/1,42	1,36/1,36	1,267/1,27	1,19/1,21/1,22*	1,17/1,17/1,17*
α , [-]	2,87/2,58	2,92/2,55	3,76/3,27	3,59/3,14	5,38/4,81/4,56*	5,22/4,62/4,36*
T_t , [K]	703/719	659/646	621/619	594/579	535/515/525*	524/490/582*
T_k , [K]	338/345	333/332	326/326	323/322	316/310	319/318/318*
p_{at} , [bar]	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
T_{at} , [K]	278	277	275	281	278	281
q_c , [g/cikl]	0,01949	0,01826	0,01407	0,01364	0,00897/0,0095*	0,00876/0,0093*
p_{max} , [bar]	69,4/66,4	105,8/105,4	59,1/57,4	92,0/94,0	52,2/50,0/52*	80,3/83,6/83,7*
φ_{dp} , [°a.v.p.k.]	8/8,6	-6/-6	7/7	-5/-5	11/9/9*	-4/-4/-4*
φ_{pmax} , [°a.v.p.k.]	11/10	5/6	10/9	5/5	13/12/12*	2/2/2*
p_{me} , [bar]	0,596/0,567	0,596/0,580	0,398/0,385	0,398/0,385	0,199/0,175/0,198*	0,199/0,170/0,195*
p_{mi} , [bar]	0,820/0,780	0,820/0,795	0,624/0,600	0,624/0,600	0,442/0,390/0,415*	0,442/0,386/0,41*
η_{ms} , [-]	0,73/0,73	0,73/0,73	0,635/0,64	0,635/0,64	0,45/0,45/0,45*	0,45/0,44/0,45*
η_e , [-]	0,339/0,330	0,362/0,352	0,313/0,304	0,323/0,313	0,245/0,216/0,23*	0,251/0,215/0,23*
η_i , [-]	0,477/0,456	0,509/0,483	0,493/0,472	0,492/0,488	0,545/0,482/0,425*	0,559/0,488/0,49*

Pastaba: eksperimento rezultatai / MM rezultatai; *5 proc. padidinta q_c , vertinant cilindro apkrovos netolygumą.

4. Vienzonio matematinio modelio racionalus taikymas, tiriant dvejopo kuro variklio energinius rodiklius

Pagrindinių variklio parametrų modeliavimo paklaida visame tirtame diapazone nevirsija 15 proc. ir sudaro vidutiniškai 2,5–8 proc. Tai liudija matematinio modelio gerą suderinamumą tolesniuose variklio tyrimuose jam veikiant dvejopu D-GD kuru.

Vykdam variklio parametrų tyrimus jam veikiant skirtingu kuru, ne mažiau svarbu adekvačiai modeliuoti indikatorinio proceso charakteristikas, visų pirma šilumos išsiskyrimo dėsnį ir indikatorinio proceso parametrus. 4.1 paveiksle pateiktas modeliavimo ir eksperimento indikatorinių diagramų parametrų ($p_{cil} = f(\varphi)$) palyginimas.



4.1 pav. Variklio D/S 79,5/95,5, veikiančio dyzelinu, eksperimento ir matematinio modeliavimo indikatorinių diagramų parametrų palyginimas: a) $D/p_{me} = 5,97 \text{ bar}/\varphi_{ip} = -1^\circ \text{ a.v.p.k.}$ PVRT; b) $D/p_{me} = 1,98 \text{ bar}/\varphi_{ip} = -1^\circ \text{ a.v.p.k.}$ PVRT; c) $D/p_{me} = 5,97 \text{ bar}/\varphi_{ip} = -13^\circ \text{ a.v.p.k.}$ PVRT; d) $D/p_{me} = 3,99 \text{ bar}/\varphi_{ip} = -13^\circ \text{ a.v.p.k.}$ PVRT

Fig. 4.1. Comparison of the experiment and mathematical modelling indicator diagram parameters of the D/S 79.5/95.5 engine functioning on diesel fuel: a – D100, $p_{me} = 5.97 \text{ bar}$, $\varphi_{inj} = -1^\circ \text{ CA BTDC}$; b – D100, $p_{me} = 1.98 \text{ bar}$, $\varphi_{inj} = -1^\circ \text{ CA BTDC}$; c – D100, $p_{me} = 5.97 \text{ bar}$, $\varphi_{inj} = -13^\circ \text{ CA BTDC}$; d – D100, $p_{me} = 3.99 \text{ bar}$, $\varphi_{inj} = -13^\circ \text{ CA BTDC}$

Geras atitikimas tarp $p_{cil} = f(\varphi)$ variklio charakteristikų eksperimento ir matematinio modeliavimo rezultatų, varikliui veikiant dyzelinu, liudija statistiškai nustatytas

4. Vienzonio matematinio modelio racionalus taikymas, tiriant dvejojo kuro variklio energinius rodiklius

geras analitinės sąsajos (Woschni, 1970) tarp šilumos išsiskyrimo m ir φ_z faktorių ir indikatorinio proceso parametrų (φ_a , α , p_a , T_k , n).

Patvirtinant matematinio modelio naudojimo adekvatumą, variklį konvertuojant veikti dvejoju D-GD kuru, atliktas variklio modeliavimas AAR, VAR, ŽAR, esant φ_{ip} nuo -1 iki -13 °a.v.p.k. PVRT, δ GD 0,8 (arba varikliui veikiant D20/GD80 kuru). Modeliavimo rezultatai pateikti 4.2 lentelėje.

Iš gautų rezultatų teigiamai vertinamas vien tik modeliavimas AAR. Gauti eksperimento ir modeliavimo parametrų skirtumai neviršija 2–6 proc. (žr. 4.3 lentelę). Dalinės apkrovos VAR ir ŽAR modeliavimo paklaida siekia iki 50 proc. (žr. 4.4 lentelę). Pabrėžtina, kad svarbiausių energinių parametrų p_{me} , p_{mi} , η_e , η_i neatitiktis sudaro 15–52 proc.

4.2 lentelė. Variklio D/S 79,5/95,5, veikiančio dvejoju D-GD kuru, eksperimento ir matematinio modelio parametrų palyginimas ($n = 2000 \text{ min}^{-1}$)

Table 4.2. Comparison of the experimental and MM parameters of the D/S 79.5/95.5 diesel engine in DF D/NG mode ($n = 2000 \text{ min}^{-1}$)

Dvejojas kuras D20/GD80				
	$p_{me} = 5,97 \text{ [bar]}$	$p_{me} = 3,99 \text{ [bar]}$	$p_{me} = 1,98 \text{ [bar]}$	
φ_{ip} , [°a.v.p.k.] PVRT	-1	-13	-1	-1
p_k , [bar]	1,47/1,45	1,35/1,34	2,38/1,36	1,25/1,28
α , [-]	2,30*/2,28**	2,54*/2,23**	2,57*/2,54**	2,93*/3,0**
T_t , [K]	750/783	661/690	661/793	571/720
T_k , [K]	343/342	333/335	329/336	319/325
q_c , [g/cikl]	0,01975/	0,01695	0,01746	0,01457
p_{max} , [bar]	64,2/62,8	99,7/99,5	57,8/74,1	50,1/70,5
φ_{dp} , [°a.v.p.k.]	7/7	-5/-5	8/9,5	11/11
p_{me} , [bar]	5,964/6,00	5,964/6,08	3,976/5,18	1,988/4,1
p_{mi} , [bar]	8,204/8,14	8,204/8,25	6,242/7,32	4,194/6,25
η_m , [-]	0,727/0,73	0,727/0,73	0,637/0,71	0,474/0,65
η_e , [-]	0,288/0,310	0,366/0,348	0,218/0,293	0,131/0,27
η_i , [-]	0,396/0,42017	0,462/0,473	0,342/0,415	0,275/0,424

*/** – suminis oro pertekliaus koeficientas / realus oro pertekliaus koeficientas.

4. Vienzonio matematinio modelio racionalus taikymas, tiriant dvejopo kuro variklio energinius rodiklius

4.3 lentelė. Variklio D/S 79,5/95,5, veikiančio D20/GD80, AAR, $p_{me} = 5,97$ bar, eksperimento ir matematinio modelio parametrų palyginimas ($n = 2000 \text{ min}^{-1}$)

Table 4.3. Comparison of the experimental and MM parameters of the D/S 79.5/95.5 diesel engine operating in D20/NG80 HLM $p_{me} = 5.97$ bar ($n = 2000 \text{ min}^{-1}$)

	p_k , [bar]	α , [–]	T_i , [K]	T_k , [K]	p_{me} , [bar]	p_{mi} , [bar]	η_e , [–]	η_i , [–]
$\varphi_{ip} = -13$ [°a.v.p.k.] PVRT	1,35/1,35	2,54/2,67	661/686	333/324	5,964/5,71	8,204/7,82	0,366/0,333	0,462/0,456
Paklaidą, [%]	0	+5,1	+3,6	–2,8	–4,5	–4,9	–10,0	–1,3
$\varphi_{ip} = -1$ [°a.v.p.k.] PVRT	1,47/1,44	2,30/2,41	750/808	343/342	5,964/6,00	8,204/8,14	0,288/0,310	0,396/0,417
Paklaidą, [%]	–2,1	+4,78	+7,18	–0,3	+0,6	–0,8	+7,1	5,0

4.4 lentelė. Variklio D/S 79,5/95,5 veikiančio dalinės apkrovos VAR ir ŽAR, eksperimento ir matematinio modelio parametrų palyginimas ($n = 2000 \text{ min}^{-1}$)

Table 4.4. Comparison of the experimental and MM parameters of the D/S 79.5/95.5 diesel engine operating in D20/NG80 in partial load modes MLM and LLM ($n = 2000 \text{ min}^{-1}$)

	p_k , [bar]	α , [–]	T_i , [K]	T_k , [K]	p_{max} , [bar]	p_{me} , [bar]	p_{mi} , [bar]	η_e , [–]	η_i , [–]
$p_{me} = 3,99$ [bar]	1,38/1,36	2,57/2,54	661/793	329/336	57,8/74,1	3,976/5,18	6,242/7,32	0,218/0,293	0,342/0,415
Paklaidą, [%]	–1,5	–1,2	+16,6	+2,1	+22,0	+23,0	+14,7	+25,6	+17,6
$p_{me} = 1,98$ [bar]	1,25/1,28	2,93/3,0	571/720	319/325	50,1/70,5	1,988/4,1	4,194/6,25	0,131/0,27	0,275/0,424
Paklaidą, [%]	+2,3	+2,4	+20,7	+1,8	+29,0	+51,5	+32,9	+51,5	+35,1

Nustatyta, kad didelį modeliujamų rodiklių skirtumą, gautą esant praktiškai vienodoms indikatorinio proceso vykdymo ir modeliavimo sąlygoms (φ_{dp} , p_k , T_k , φ_g , q_c), lemia reikšmingas šilumos išskyrimo trukmės charakteristikos padidėjimas veikiant D20/GD80. Tuo remiantis keliama hipotezė, kad modeliavimo rezultatų nukrypimai nuo eksperimento, esant nedideliame p_k , vertinamuosiuose režimuose susiję su prapūtimo fazės metu prarandama dujinių degalų dalimi. Veikiant AAR ($p_{me} = 5,97$ bar), prarandama dujinio kuro dalis nėra santykinai didelė, tačiau jos dydis veikiant ŽAR ($p_{me} = 1,98$ bar) didėja. Antra vertus, η_e ir η_i rodiklių nukrypimai yra susiję su reikšminga dvejopo kuro degimo trukmės padidėjimo įtaka.

4. Vienzonio matematinio modelio racionalus taikymas, tiriant dvejojo kuro variklio energinius rodiklius

Vertinant atliktus kenksmingų komponentų emisijos matavimus, pirmasis įtariamas nepasitvirtino. Perskaičiuota pagal CH_4 emisiją, kad dujinio kuro dalis išmetamosiose dujose neviršija 42 g/h VAR, o ŽAR – 60 g/h, arba atitinkamai 1,3 proc. ir 2,2 proc. nuo panaudoto GD dvejojo kuro D20/GD80. Kita vertus, reikšmingas šilumos išskyrimo charakteristikos trukmės padidėjimas veikiant D20/GD80 kuru patvirtina eksperimento duomenis. Pavyzdžiui, šilumos išskyrimo 50 proc. dalies ϕ_{50} AAR padidėja tikrai 4 °a.v.p.k., tuo tarpu veikiant VAR ir ŽAR padidėja atitinkamai 12 °a.v.p.k. ir 42 °a.v.p.k. Taigi atlikti variklio indikatorinio proceso modeliavimo rezultatai patvirtina pastebėtą ypatumą.

Šilumos išsiskyrimo proceso matematinis modeliavimas atliktas variaciniu T. Bulaty ir W. Glansmano metodu (Bulaty et al., 1984). Individualiai kiekvieno AAR, VAR ir ŽAR veikimo atveju, vadovaujantis variaciniu T. Bulaty ir W. Glansmano metodu, apdorojant eksperimentinių tyrimų metu gautas indikatorines diagramas, nustatytos tikrosios m ir ϕ_z reikšmės pateiktos 4.5 lentelėje.

4.5 lentelė. Variklio D/S 79,5/95,5 šilumos išskyrimo dėsnio I. Vibės modelio parametrai ($n = 2000 \text{ min}^{-1}$)

Table 4.5. D/S 79.5/95.5 diesel engine Vibe heat release law model parameters ($n = 2000 \text{ min}^{-1}$)

	$p_{me} = 5,97 \text{ [bar]}$		$p_{me} = 3,99 \text{ [bar]}$		$p_{me} = 1,98 \text{ [bar]}$	
	$p_{mi} = 8,2 \text{ [bar]}$		$p_{mi} = 6,2 \text{ [bar]}$		$p_{mi} = 4,4 \text{ [bar]}$	
	Dyzelinas	D20/GD80	Dyzelinas	D20/GD80	Dyzelinas	D20/GD80
m [–]	0,8	0,6	0,7	0,6	0,64	0,6
ϕ_z [°a.v.p.k.]	50	65	44	110	35	200
p_{k_1} [bar]	1,421	1,35	1,27	1,25	1,17	1,18
T_{k_1} [K]	333	333	323	318	319	318
ϕ_{q_1} [°a.v.p.k.]	7	8	8	9	9	10
$\alpha_{\text{eksp}} / \alpha_{\text{MM}}$ [–]	2,92/2,55	2,54/2,23	3,59/3,14	2,95/2,49	5,22/4,62	3,19/2,71

Skirtingai nuo variklio funkcionavimo dyzelinu, sumažėjus apkrovai ϕ_z nuo 65 °a.v.p.k. veikiant AAR, šilumos išsiskyrimo trukmė didėjo iki 110 °a.v.p.k. ir 200 °a.v.p.k. atitinkamai veikiant VAR ir ŽAR, nors oro pertekliaus koeficientas α atitinkamai didėjo nuo 2,3–2,5 vnt. iki 2,93. Pagal analitinę G. Woschni priklausomybę (žr. 2.1 poskyrio 2.18 formulę), ϕ_z reikšmė turėtų ne padidėti, o sumažėti iki 61 °a.v.p.k. ir 56 °a.v.p.k. atitinkamai. Varikliui veikiant dyzelinu, didėjant α , dalinės apkrovos režimais ϕ_z mažėja, atitinkamai didėjant energijos naudojimo efektyvumo parametrams, visų pirma η_i .

Matyti akivaizdi neatitiktis tarp ϕ_z reikšmių, gautų eksperimento pagrindu ir pagal analitinę formulės (žr. 2.1 poskyrio formulę (2.16)) išraišką. Todėl vertėtų patikslinti analitinį ϕ_z nustatymo būdą, varikliui veikiant dvigubu kuru.

4. Vienzonio matematinio modelio racionalus taikymas, tiriant dvejojo kuro variklio energinius rodiklius

Šio fakto fizikinė priežastis, nustatyta remiantis daugeliu eksperimentinių tyrimų rezultatais (Zhang et al., 2017; Yousefi et al., 2017), atskleidžia dvejojo kuro degimo proceso struktūros ir fazių pasikeitimo ypatumus, palyginus su D indikatoriniu procesu. Praėjus kinetinei ACS fazei, tolesnę degimo fazę sudaro kinetinė ir difuzinė dujinio kuro degimo fazės. GD degimo intensyvumas priklauso nuo aktyvių radikalų išsidėstymo cilindre. Nesant pakankamai laiko pasiruošti difuzinei GD degimo fazei, t. y. esant nepakankamai ACS užsiliepsnojimo gaišties periodo trukmei, GD degimo procesas išsitiesia su visomis regimomis η_i įtakos pasekmėmis. Dyzelino porcijos aktyvių deginių radikalų atsiradimas ir tolygus pasiskirstymas visame cilindro tūryje tiesiogiai priklauso nuo indukcijos periodo trukmės: jam ilgėjant, GD fazės užsidegimas nuo dyzelino porcijos tapo dinamiškesnis, kas daro teigiamą įtaką energijos efektyvumo rodikliams ir cilindro temperatūros lauko tolygumui bei tuo pat metu NO_x emisijų sumažėjimui. Visos šios aplinkybės yra būdingos tyrimo objektui – varikliui su konvencine kuro įpurškimo sistema – dėl ribotų φ_{ip} paankstinimo technologinių galimybių.

4.6 lentelėje pateikti D/S 79,5/95,5 variklio, veikiančio dvejoju D20/GD80 kuru, modeliavimo rezultatai, naudojant patikslintus m ir φ_z parametrus su koreliacine priklausomybe nuo α , p_k , T_k , n .

4.6 lentelė. Variklio D/S 79,5/95,5, veikiančio dvejoju D20/GD80 kuru, rodiklių matematinis modeliavimas, naudojant patikslintus m ir φ_z parametrus ($\varphi_{ip} = -13^\circ \text{a.v.p.k.}$ PVRT)

Table 4.6. Mathematical modelling of the D/S 79.5/95.5 diesel engine functioning DF D20/NG80 mode indicators using revised m ir φ_z parameters ($\varphi_{inj} = -13^\circ \text{CA BTDC}$)

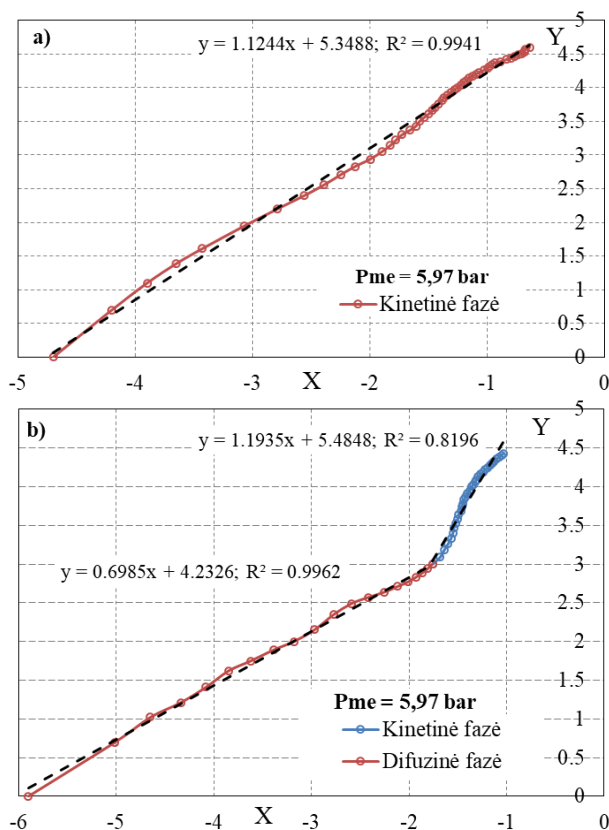
	$p_{me} = 5,97$ [bar]		$p_{me} = 3,99$ [bar]		$p_{me} = 1,98$ [bar]	
	Eksp.	MM	Eksp.	MM	Eksp.	MM
q_c , [g/cikl]	0,0169	0,0169	0,0143	0,0143	0,01255	0,01255
H_z , [MJ/kg]	48,33	48,33	48,48	48,48	48,55	48,55
p_k , [bar]	1,35	1,35	1,25	1,25	1,175	1,175
T_k , [K]	333	333	318	318	315	315
p_{max} , [bar]	100,6	100,0	79,0	76	67,3	66,3
η_e , [–]	0,345	0,345	0,273	0,276	0,155	0,157
η_i , [–]	0,475	0,473	0,433	0,438	0,330	0,333
η_m , [–]	0,726	0,730	0,630	0,630	0,470	0,470
p_{me} , [bar]	5,95	5,96	3,97	4,05	1,98	2,00
p_{mi} , [bar]	8,20	8,17	6,30	6,40	4,20	4,28
α , [–]	2,54	2,23	2,95	2,49	3,19	2,71

Išskyrus išmetamųjų dujų temperatūrą T_t , gauti dvejojo kuro variklio MM energiniai parametrai (p_{max} , η_i , η_e , p_{mi} , p_{me}) su pakankamu tikslumu 3–5 proc. atitinka eksperimento duomenis. T_t neatitiktį paaiškina dviejų stadijų realaus degimo proceso modeliavimas vienfaže šilumos išsiskyrimo charakteristikos formule (žr. 2.1 poskyrio formulę (2.16)). Kinetinė D ir GD degimo fazė, formuojanti p_{max} reikšmę, taip pat η_i ir p_{mi} , pakankamai gerai aprašomos m ir φ_z faktoriais. Tolesnė GD difuzinė laike ištęsto degimo fazė lemia T_t reikšmę. Tačiau vienfazis šilumos išsiskyrimo modelis nėra visiškai tinkamas matematiniam modeliavimui. Vadinasi, I. Vibės

4. Vienzonio matematinio modelio racionalus taikymas, tiriant dvejo kuro variklio energinius rodiklius

vienfazio degimo modelį dvejo kuro varikliams tikslinga modifikuoti į dvifazį degimo modelį (Maurya et al., 2017; Abagnale et al., 2014; Maghbouli et al., 2013).

4.2 paveiksle pateiktos eksperimentinių šilumos išskyrimo charakteristikų, varikliui veikiant D ir D20/GD80 kuru, logaritminės anamorfozės (Merker et al., 2004).



4.2 pav. Dyzelinio variklio D/S 79,5/95,5, veikiančio D ir dvejo kuru D20/GD80 kuru, šilumos išskyrimo charakteristikos logaritminės anamorfozės:

$$X_a = -\ln\left(\ln\left(1 - \frac{Q_i}{Q_f}\right) + \ln(c)\right), Y_a = \left(\frac{1}{m+1}\right) \cdot X + \ln(\varphi_z), c = -6,908 [-], \text{ a) dyzelinas; b) dvejopas D20/GD80 kuras}$$

Fig. 4.2. Logarithmic anamorphosis of D/S 79.5/95.5 DE functioning with D and DF D20/NG80 fuel heat extraction characteristics:

$$X_a = -\ln\left(\ln\left(1 - \frac{Q_i}{Q_f}\right) + \ln(c)\right), Y_a = \left(\frac{1}{m+1}\right) \cdot X + \ln(\varphi_z), c = -6.908: \text{ a - D; b - DF D20/NG80 fuel}$$

4. Vienzonio matematinio modelio racionalus taikymas, tiriant dvejopo kuro variklio energinius rodiklius

Veikiant dizelinu, šilumos išskyrimo charakteristika gerai aproksimuojasi į vieną tiesinę atkarpą, o tai reiškia vienfazę formą. Varikliui veikiant dvejopu D20/GD80 kuru, aiškiai išskiriamos dvi ryškios tiesinės atkarpos su skirtingu kampo koeficientu liudija degimo proceso dviejų stadijų charakteristiką. Viena iš priemonių, taikomų dvejopo kuro variklių energiniams rodikliams gerinti, yra susijusi su DIP optimizavimu.

Eksperimentiniais tyrimais (Valladolid et al., 2017; Wang et al., 2017; Zhang et al., 2017; Yousefi et al., 2017) išanalizuotas dvejopo variklio energinių ir ekologinių parametrų gerinimas optimizuojant DIP – ankstinant iki $-50^{\circ}\text{a.v.p.k.}$ PVRT. Šiuo atžvilgiu įvertintas vienzonio modelio naudojimo adekvatumas keičiant DIP tiek varikliui veikiant D, tiek dvejopu kuru. Veikiant D, duomenys pateikti 4.1 lentelėje, o dvejopu D20/GD80 kuru, keičiant DIP nuo -1 iki $-13^{\circ}\text{a.v.p.k.}$ PVRT, duomenys pateikti 4.7 lentelėje.

Skaitinio modeliavimo ir eksperimentinių duomenų skirtumai, sudarantys vidutiniškai 5–7 proc., leidžia konstatuoti, kad naudojant vienzonį matematinį modelį pasiekiamas pakankamas tikslumą ir šį modelį galima naudoti optimizuojant konvertuojamų veikti dvejopu kuru variklių su konvencine kuro įpurškimo sistema DIP kampą.

4.7 lentelė. Variklio D/S 79,5/95,5, veikiančio D20/GD80 DIP diapazone nuo -1 iki $-13^{\circ}\text{a.v.p.k.}$ PVRT, matematinio modeliavimo rezultatai

Table 4.7. D/S 79.5/95.5 diesel engine functioning on DF D20/NG80 fuel mode with DIT range from -1 to $-13^{\circ}\text{CA BTDC}$ mathematical modelling results

Dvejopo D20/GD80 kuro						
	$p_{me} = 5,97$ [bar]		$p_{me} = 3,99$ [bar]		$p_{me} = 1,98$ [bar]	
	Eksp.	MM	Eksp.	MM	Eksp.	MM
p_k [bar]	1,47	1,45	1,38	1,37	1,25	1,26
α , [–]	1,84	2,28	2,05	2,55	2,3	2,83
T_{k_3} [K]	343	342	333	336	323	323
q_c , [g/cikl]	0,01975	0,01975	0,01746	0,01746	0,01457	0,0150
φ_{dp} , [$^{\circ}\text{a.v.p.k.}$]	7	7	8	9	11	11
p_{me_s} , [bar]	5,96	6,00	4,00	4,30	2,00	1,87
p_{mi} , [bar]	8,20	8,12	6,24	6,6	4,20	4,00
η_m , [–]	0,730	0,730	0,640	0,640	0,470	0,430
η_{es} , [–]	0,288	0,310	0,218	0,240	0,131	0,121
η_i , [–]	0,396	0,417	0,342	0,370	0,275	0,257
p_{max} , [bar]	64,2	62,8	57,8	55,0	50,1	48,4

Vienzonių modelių skaitinio matematinio modeliavimo technologijas taip pat racionalu derinti su statistiniais eksperimento duomenimis, naudojant 4.2a paveiksle pateiktus $\eta_i = f(X, p_{me} = \text{idem})$ pagal autorių eksperimento duomenis nustatytas koreliacines grafines priklausomybes.

4. Vienzonio matematinio modelio racionalus taikymas, tiriant dvejo kuro variklio energinius rodiklius

Taigi, siekiant nustatyti variklio energinio efektyvumo rodiklius (η_i) veikiant konkrečiu apkrovos režimu tiek D, tiek ir D-GD kuru ($p_{me} = \text{idem}$), pakanka įvertinti α reikšmę. Racionalus DIP fazės parinkimas konkretizuojamas modeliavimo metodu, individualiai derinant MM kiekvienam variklio apkrovos režimui ir lyginant su eksperimento duomenimis.

4.1. Ketvirtąjį skyriaus išvados

Skaitmeniniai tyrimai, naudojant daugiazonius MM, tapo vienu iš svarbiausių komponentų, plėtojant DV konversijos į DK (D-GD) technologiją. Pradiniuose tyrimų etapuose ir sprendžiant variklio konstrukcijos modifikavimo technologines problemas, lygiagrečiai su daugiazoniais MM tikslinga taikyti ir vienzonį MM, kuris palaiko uždarą variklio cilindro ir oro pripūtimo įrenginio energijos balansą.

Atliktų tyrimų tikslas buvo papildyti literatūroje trūkstamą informaciją apie racionalaus vienzonio MM naudojimo galimybes, tiriant dvejo kuro variklio indikatorinio proceso parametrus; tyrimo objektu tapo D/S 79,5/95,5 dyzelinis variklis su tradicine degalų įpurškimo sistema.

Vis dėlto vienzonio MM su formalizuota vienfazio šilumos išsiskyrimo charakteristika pritaikymas yra ribotas. Viena pagrindinių to priežasčių – intensyvus kuro degimo proceso pailgėjimas, naudojant dvigubą kurą vidutinės ($p_{me} = 3,99$ bar) ir mažos ($p_{me} = 1,98$ bar) apkrovos režimais. Palyginti su aukštos apkrovos ($p_{me} = 5,97$ bar) režimais, skirtumas siekia atitinkamai 1,7 ir 3 kartus. Vienzonio MM naudojimas DK variklių matematiniam modeliavimui yra racionalus, numatant variklio efektyviusius energijos parametrus (p_k , T_k , η_e , p_{me} ir kt.), nes indikatorinio proceso parametrų modeliavimo paklaidos vidutiniškai siekia 5–7 proc. Taip pat būtina suderinti vienzonį MM su eksperimentiniais kiekvieno vykdyto variklio dalinės apkrovos režimo duomenimis.

Kitame tyrimų etape planuojama įvertinti vienzonio MM funkcionalumo pakankamumą, keičiant vienfazę šilumos charakteristiką į dvifazę, siekiant išplėsti vienzonio MM naudojimą modeliuojant variklio indikatorinio proceso parametrus.

Variklių, konvertuojamų veikti dvejopu D-GD kuru, metodologinių pagrindų energiniam efektyvumui gerinti kūrimas ir adaptavimas

Vienu iš svarbių metodologijos kūrimo akstinių tapo VDV teorijos šilumos ir eksergijos balanso skaičiavimo metodikos adaptavimas dvejopu kuru veikiančiam varikliui tirti. Atliktų eksperimentinių tyrimų rezultatai liudija, kad aukšto energinio efektyvumo užtikrinimas yra vienas iš svarbiausių uždavinių, variklį konvertuojant veikti gamtinėmis dujomis. GD dalies didinimas dvejopo D-GD kuro sudėtyje lemia indikatorinio NVK sumažėjimą, ypač varikliui veikiant daline apkrova: bandymų metu η_i nuo 0,55 sumažėjo iki 0,29–0,33. Atitinkamai dėl kuro sąnaudų padidėjimo 40–47 proc. padidėjo variklio toksinių komponentų ir šiltnamio dujų CO₂ emisija. Pažymėtina, kad varikliui veikiant AAR, specifinė CO₂ emisija, veikiant dujiniu kuru, sumažėjo nuo 123 iki 72 g/kWh (priklausomai nuo φ_{ip}), o veikiant daline apkrova ŽAR, atvirkščiai – padidėjo nuo 298 iki 497 g/kWh. Konvertuojant DV veikti dvejopu kuru, prarandamas vienas iš svarbių efektų – CO₂ komponento išmetimo mažinimas dėl mažesnės anglies dalies kure palyginti su dyzelinu. Taigi konvertuojant variklius veikti dujomis, kuro ekonomiško gerinimo užduotis siejama su pagrindinių eksploatacijos rodiklių kompleksišku gerinimu.

Matematinio modeliavimo metodas vertintinas kaip efektyvus įrankis, tiriant dvejopo kuro variklių veikimo procesus. Šio metodo taikymo pagrįstumas ir racionalumas paaiškinamas tuo, kad keičiant dyzelinį ciklą veikti dujiniu kuru, tampa sudėtinga racionaliai organizuoti variklio veikimo procesą, nes būtina taikyti sisteminių metodą, analizuojant tarpusavyje susijusius procesus, vykstančius cilindre ir gretimose (pirmiausia oro ir kuro tiekimo) sistemose. Kogeneracinės jėgainės atveju sug-

5. Variklių, konvertuojamų veikti dvejopu D-GD kuru, metodologinių pagrindų energiniam efektyvumui gerinti kūrimas ir adaptavimas

retinta analizė buvo papildyta susijusių sistemų energinio efektyvumo rodikliais: išmetamųjų dujų, šilumos utilizavimo ir aušinimo.

Visose VDV tyrimų stadijose – projektavimo, technologinėse, gamybos, bandymų, modernizavimo, taip pat utilizavimo – be išimčių taikomi matematiniai skaitinio modeliavimo metodai. Apibendrinus galima teigti, kad visuose gyvavimo ciklo etapuose skiriamas didelis dėmesys matematinio modeliavimo taikymo metodams (Shi et al., 2015; Jafarzadeh et al., 2017; Arteconi et al., 2010; Li et al., 2013). Praktikoje sėkmingai naudojamos integruotos programinės sistemos, kompleksiskai užtikrinančios tarpusavyje susijusių gyvavimo ciklo technologinių uždavinių realizavimą (Ricardo Wave, KIVA, AVL FIRE, GT-Power). VDV projektavimo ir tyrimų technologiniai uždaviniai sprendžiami seka, apimančia eskizinį, technologinį ir darbinį etapus, dėl to praktikoje efektyviai naudojami įvairaus detalizavimo lygio ir krypties programinės įrangos paketai.

Pavyzdžiui, indikatorinio proceso ir gretimų pripūtimo sistemų tyrimuose plačiai naudojama vienzonių matematinių modelių programinė įranga AVL BOOST, IMPULS ir kt. (Žaglinskis ir kt., 2013; Rimkus ir kt., 2020; Shojaeefard et al., 2011). Jų pagrindinis privalumas yra tai, kad modeliuojama remiantis darbo medžiagos cilindre ir gretimose pripūtimo sistemose energijos ir masės tvermės dėsniais. Tai leidžia efektyviai minimaliomis laiko sąnaudomis ir pakankamu praktinių uždavinių sprendimo tikslumu išspręsti daugiavariacinius konstrukcinių ir reguliavimo parametrų optimizavimo uždavinius. Indikatorinio proceso reikšmingiausia dedamoji – darbo mišinio degimo procesas, modeliuojamas remiantis fiziškai pagrįstais ir praktikoje gerai aprobuotais submodeliais bei statistiniais plataus eksperimento spektro apibendrintais duomenimis. Taigi išlieka aktualūs I. Vibės šilumos išsiskyrimo proceso matematinis modelis (Vibe, 1962) ir analitiniais sprendimais papildytas G. Woschni dujinių variklių tyrimų metodas (Woschni, 1970).

Priešingai, greitai vykstančių fizikinių procesų variklio cilindre gilesnės analizės daugiazoniai modeliai AVL FIRE, KIVA ir kt. (AVL – Austria, Laboratory of Energy Research, US) modeliuoja kompleksiskai tarpusavyje susijusių kuro įpurškimo, mišinio formavimo, kuro-oro mišinio degimo, kenksmingų išmetamųjų deginių komponentų susidarymo variklio cilindre dinaminį procesą. Modeliavimo tikslumą ir laiko bei finansinių išlaidų pagrįstumą ribinėmis modeliavimo sąlygomis lemia cilindro-stūmoklio grupės, kuro įpurškimo sistemos elementų konstrukcija, kuro įpurškimo dėsningumo charakteristikų, dujų dinaminės ir kitų parametrų duomenų detalumas. Iš esmės dėl santykinai didelių laiko sąnaudų, vykdant eskizinius daugiavariacinius dujinių variklių rodiklių prognozavimo ir vertinimo tyrimus, daugiazonių modelių naudojimas tapo neracionalus. Be to, šių modelių naudojimą sunkina tai, kad trūksta daug išsamios techninės informacijos apie eksploatuojamų transporto parkų variklių tipus, kurių gamyba jau nutraukta. Taigi, tikslingiau naudoti vienzonius matematinius modelius.

Disertaciniame darbe kuriant konvertuojamo veikti dvejopu D-GD kuru variklio parametrų prognozavimo metodologinius principus, naudotas vienzonis matematinis modelis, kuris įgyvendintas pritaikius tam tikrus IMPULS programinės įrangos papildymus (Lebedevas ir kt., 2004; Žaglinskis ir kt., 2013).

5. Variklių, konvertuojamų veikti dvejopu D-GD kuru, metodologinių pagrindų energiniam efektyvumui gerinti kūrimas ir adaptavimas

Remiantis klasikinių tyrimų rezultatais (Ivancenko et al., 1989), realizuotas metodologinis principas remiasi tarpusavio ryšių tarp indikatorinio NVK ir variklio indikatorinio proceso vykdymo parametų analize ir šilumos išsiskyrimo rodiklių visuma. Remiantis nustatytais ryšiais, atlikta variklio indikatorinio proceso skaitinė daugiavariacinė parametų analizė, jam veikiant dvejopu D-GD kuru, suformuoti variklio energinio efektyvumo didinimo principai.

Pasak Valladolido ir kt., sprendimai buvo įgyvendinti toliau aprašytomis aplinkybėmis. Rinkoje pasiekta reikšminga pažanga, tiriant dvejopo D-GD kuro variklius ir kuriant gamybai skirtus modelius. Pagal energinio efektyvumo rodiklius D-GD varikliai nenusileidžia dyzelinių variklių efektyvumui – palyginkime, pavyzdžiui, bendrovės „Wärtsilä“ laivų 6, 12 cilindrų L20DF serijos modifikacijų variklius, charakterizuojamus vienodu efektinio NVK (η_e) lygiu, su modeliais, veikiančiais dyzelinu ir dvejopu D-GD kuru, esant aukštai ir vidutinei apkrovai (Valladolid et al., 2017). Remiantis daugeliu eksperimentinių ir skaitinių tyrimų, kurių objektai: aukštų sūkių 85/90 variklis su „common rail“ (CR) sistema, esant DIP matavimo diapazone nuo 50 °a.v.p.k. PVRT iki –5 °a.v.p.k. UVRT, ir vieno cilindro laivo paskirties vidutinių sūkių „Wärtsilä“ 20DF 200/280 dyzelinis variklis su CR sistema (Valladolid et al., 2017; Yousefi et al., 2017), gauti technologiniai energinių ir ekologinių rodiklių gerinimo sprendimai, skirti modeliams su akumuliacine kuro tiekimo CR sistema (Carlucci et al., 2014; Chen et al., 2016; Yousefi et al., 2017). Nustatyta, kad dyzelino porcijos įpurškimo kampo paankstinimas iki 50–55 °a.v.p.k. PVRT užtikrina degimo reakcijos aktyvių centrų plėtrą, temperatūros lauko degimo kameroje vienodumą, o tai lemia kuro-oro mišinio intensyvaus degimo ciklą (Valladolid et al., 2017; Yousefi et al., 2017). Taigi, η_e padidinamas 7,5 proc., o labiausiai kenksmingo išmetamųjų deginių komponento NO_x emisija sumažėja iki 60 proc. (Yousefi et al., 2015). Be to, pasiekiamas efektas labai priklauso nuo variklio konstrukcijos ir indikatorinio proceso organizavimo ypatumų (suspaudimo laipsnio, kuro-oro mišinio formavimo ir degimo, ciklo dinamikos) bei darbo režimo (Papagiannakis et al., 2010; Zhang et al., 2017; Li et al., 2015; Valladolid et al., 2017). Be to, CR kuro sistemoje dyzelino porcijos įpurškimo kampo paankstinimas iki 50–55 °a.v.p.k. PVRT negali būti techniškai įgyvendintas varikliuose su konvencine kuro įpurškimo sistema.

Todėl metodologinių principų, skirtų variklių, konvertuojamų veikti dvejopu D-GD kuru, ypač modelių su konvencine kuro įpurškimo sistema, energiniam efektyvumui didinti, sukūrimas ir adaptavimas yra moksliniu atžvilgiu aktualus ir praktiškai paklausus uždavinys.

5.1. Dvejopu kuru veikiančio variklio šilumos balanso skaičiavimo metodika

Klasikinė variklio šilumos skaičiavimo metodika, papildyta dvejopo kuro naudojimo ypatumų analitiniais sprendimais, siekiant ją pritaikyti disertacinio darbo tyrimams. Dvejopu kuru veikiančio variklio pagrindinį šilumos balanso skaičiavimo skirtumą lemia su išmetamaisiais deginiais prarandama šilumos dalis Q_{id} , nes kitų balanso sudedamųjų nustatymas palyginti su dyzeliniu varikliu nesikeičia.

5. Variklių, konvertuojamų veikti dvejopu D-GD kuru, metodologinių pagrindų energiniam efektyvumui gerinti kūrimas ir adaptavimas

Išsamus dvejopu kuru veikiančio variklio šilumos balanso skaičiavimo metodikos išdėstymas pateiktas disertacinio darbo priede.

5.2. Indikatorinio proceso naudingumo koeficientą lemiančių veiksnių analizė

Ypač plačiai energinių rodiklių η_e , η_i gerinimo metodai buvo tyrinėjami 8-ajame praėjusio amžiaus dešimtmetyje, prasidėjus energetinei krizei (Kreienbaum, 2013). Tyrėjai η_i gerinimą siejo su suspaudimo laipsnio (ϵ), oro pertekliaus koeficiento (α), indikatorinio proceso dinamikos (slėgio padidėjimo laipsnio (λ)), maksimalaus degimo slėgio (p_{max}), slėgio (p_k), aplinkos oro (T_{at}) arba pripučiamo oro temperatūros (T_k) ir kitų antraeilių veiksnių poveikiu (Pogodin, 1978; Vasilyev-Yuzhin, 1980). Atlikti tyrimai, nustatantys analitines priklausomybes pagal linijines lygtis $\eta_i = (\epsilon, \alpha, \lambda, p_k, T_k)$ tam tikros klasės dyzeliniams varikliams (Ivanchenko et al., 1989). Linijinių lygčių konstantos, lemiančios skaičiavimo tikslumą, daugeliu atvejų buvo nustatomos pagal statistinius eksperimentinius duomenis ir pateikiant analitines arba grafines eksploatacijos parametų priklausomybių formules. Analogiški sprendimai įgyvendinti V. Južino laivų dyzeliniuose varikliuose (Vasilyev-Yuzhin, 1980). Šio metodo pagrindinis trūkumas yra poreikis nuolatos atnaujinti tobulinamų energinių rodiklių informacinę bazę.

Indikatorinio naudingumo koeficiento ir šilumos išsiskyrimo cilindre rodiklių ryšio tyrimus atliko prof. G. Woschni, akademikas B. Stečkinas, prof. K. Zinneris. Taip pat buvo atlikti ir vėlesni tyrimai (Boretti et al., 2017; Yousefi et al., 2017). Mokslininkų nustatytais ir statistiniais eksperimentinių duomenų apdorojimo metodais pagrįsta šilumos išsiskyrimo trukmės, kitimo įtaka indikatorinio proceso naudingumo koeficiento reikšmei. Tolesniame vertinime, siekiant analitiškai pagrįsti šį ryšį dvejopu kuru veikiančio variklio ciklo analizėje, tikslinga remtis akademiko B. Stečkino tyrimais.

B. Stečkinas ištyrė teorinio ciklo η_t ryšį su degimo proceso greičiu ir pateikė keltą analitinių sprendimų. Pateikti analitiniai sprendimai yra lyginamojo pobūdžio, įvertinantys greito degimo ciklo naudingumo koeficientą pagal termodinamikos dėsnių lygtis. Pirmojo termodinamikos dėsnių lygties integravimo rezultatai variklio ciklo charakteringosiose atkarpose pateikti šilumos išsiskyrimo dėsnių priklausomybės forma (žr. 5.2 paveikslą).

$$(1-\eta_t) \cdot \epsilon^{k-1} = \left[1 + (k-1) \frac{x_2^2}{v_0}\right] \int_2^3 F'(y) dy + (k-1) \frac{x_2^2}{v_0} \int_2^3 F'(y) y^2 dy - 2(k-1) \cdot \frac{x_2 \cdot x_t}{v_0} \int_2^3 F'(y) y dy \quad (5.1)$$

kur integralų reikšmės išreiškiamos lygtimis:

$$\int_2^3 F'(y) y dy = \int_0^1 F(y) = 1, \quad (5.2)$$

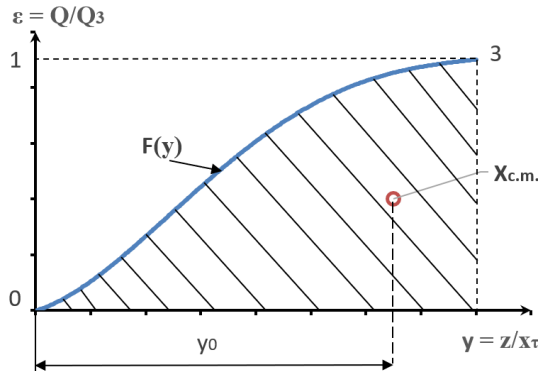
5. Variklių, konvertuojamųjų veikti dvejopu D-GD kuru, metodologinių pagrindų energiniam efektyvumui gerinti kūrimas ir adaptavimas

$$\int_2^3 F'(y)y^2 dy = \int_0^1 F(y)y^2 - 2 \int_0^1 2F(y)y dy = 1 - 2 \int_0^1 F(y)y dy, \quad (5.3)$$

$$\int_2^3 F'(y)y dy = \int_0^1 F(y)y - \int_0^1 F(y) dy = 1 - \int_0^1 F(y) dy. \quad (5.4)$$

Variklio ciklo charakteringosios atkarpos:

(1–2 adiabatinio suspaudimo; 2–3 degimo; 3–4 adiabatinio išsiplėtimo; 4–1 izobarinio šilumos nukreipimo nuo iš ciklo).



5.1 pav. Šilumos išsiskyrimo dėsnio formų parametrai (Q_3 – šilumos išsiskyrimas cikle; y_0 – lauko centro (PCM) abscisė $F(y)$; x_τ – šilumos išsiskyrimo trukmė)

Fig. 5.1. Parameters of heat release law forms (Q_3 – heat release in the cycle; y_0 – field center (PCM) abscissa $F(y)$; x_τ – heat release duration)

Priklausomybė (5.1), naudojant lygtis (5.2–5.4), transformuojama į lygtį (5.5), kuri praktinio naudojimo forma nustato η_t ir šilumos išsiskyrimo rodiklių tarpusavio ryšį:

$$\left[\left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \right) - \eta_t \right] \cdot \varepsilon^{k-1} = (k-1) \cdot \left[\frac{x_\tau^2}{v_0} + \frac{x_\tau^2}{v_0} \cdot (1 - 2\Delta y_0) - 2 \frac{x_\tau \cdot x_\tau}{v_0} \cdot (1 - \Delta) \right], \quad (5.5)$$

Teorinio ciklo su ribiniu degimo greičiu η_t ir greito degimo ciklo naudingumo koeficiento $(1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}})$ skirtumą lemia tik trys šilumos išsiskyrimo dėsnio parametrai: x_τ , Δ ir y_0 (Δ – šilumos išsiskyrimo dėsnio pokreivinis plotas; x_τ ir y_0 (žr. 5.1 paveikslą):

$$\begin{aligned} (H_{t_0} - \eta_t) \cdot \varepsilon^{k-1} &= (k-1) \cdot \frac{x_\tau^2}{v_0} \cdot 2 \cdot (1 - y_0) \cdot (2 - 2y_0 - \Delta) = \\ &= (k-1) \cdot \frac{x_\tau^2}{v_0} \cdot 2 \cdot \Omega, \end{aligned} \quad (5.6)$$

Galutinė η_t pataisa priklauso nuo x_τ^2 – degimo trukmės išraiškos degimo kameros tūrio v_0 dalimis ir parametro Ω – šilumos išsiskyrimo dėsnio reikšmės.

5. Variklių, konvertuojamų veikti dvejopu D-GD kuru, metodologinių pagrindų energiniam efektyvumui gerinti kūrimas ir adaptavimas

Akivaizdu, kad esant $\Omega = \text{invar.}$, $(\eta_{t_0} - \eta_t)$ pataisą parinktam ε lemia tik šilumos išsiskyrimo trukmė x_t . Šis teiginys disertaciniame darbe buvo naudotas kaip vienas iš atliktų daugiavariacinio matematinio modeliavimo rezultatų analizės pagrindų.

Pavyzdžiui, esant tolygiam šilumos išsiskyrimui pagal alkūninio veleno pasiskidymo kampą gauname:

$$\Delta = \frac{1}{2}; y_0 = \frac{2}{3}; \Omega = \frac{1}{18}. \quad (5.7)$$

Išreiškus η_t , gaunama formulė (5.30)

$$(\eta_{t_0} - \eta_t) = \frac{k-1}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \frac{x_t^2}{v_0} \cdot \frac{1}{9}, \quad (5.8)$$

Šiuolaikiniuose DV, kurių šilumos išsiskyrimo trukmė santykinai trumpa, pataisa nėra didelė. Tačiau x_t padidėjimas, daugiau negu keturis kartus pastebėtas vykdant eksperimentinius tyrimus su dyzeliniu varikliu D/S 79,5/95,5 (žr. 3.4 skyrių), turi reikšmingą poveikį $(\eta_{t_0} - \eta_t)$ ir η_i .

Analogišką išvadą apie vyraujančią degimo trukmės ir maksimalaus ciklo slėgio įtaką η_i padarė ir žinomas vokiečių mokslininkas prof. K. Zinneris. Daugelyje šiuolaikinių VDV tiriamųjų darbų 50 proc. degimo šilumos išsiskyrimo dalies fazė $\varphi_{50}^\circ \text{a.v.p.k.}$ dažnai naudojama kaip indikatorinio proceso energinio efektyvumo matas (Mollenhauer et al., 2010; Merker et al., 2004; Guzzella et al., 2010). φ_{50} praktinio naudojimo patogumas siejamas su parametru φ_{50} formavimu tiek šilumos išsiskyrimo dėsningumo forma, tiek ir trukmės rodikliais. Variklio η_i ir φ_{50} tarpusavio ryšio vertinimas taip pat atliktas ir disertaciniuose tyrimuose (žr. 5.4 skyrių).

5.3. Dyzelinių variklių indikatorinio proceso parametrinės analizės metodas

Prof. N. Ivančenko darbuose tarpusavio η_i ir charakteringųjų indikatorinio proceso rodiklių ryšio matematinis modelis pritaikytas praktiniam naudojimui forsuo tiems dyzeliniams varikliams su aukštu pripūtimu pagal vidutinį efektingą slėgį (p_{me}). Iš esmės metodą sudaro skaitinis daugiavariacinis eksperimentas, kuriuo remiantis sudaromos apibendrintos indikatorinio proceso parametrų grafinės priklausomybės. Įvertinama ciklo maksimalaus slėgio p_{max} apribojimo įtaka kuro ekonomiškumui ir variklio šiluminiais įtempiais, kurie atitinkamai apibūdinami η_i ir α rodikliais. Tuo pat metu sprendžiamas ir atvirkščias uždavinys – ciklo rodiklių racionalaus derinio parinkimas numatomai variklio energinio efektyvumo rodiklio η_i reikšmei pasiekti.

Funkcinė N. Ivančenko metodo paskirtis yra artima disertacinio tyrimo uždaviniams. Tuo remiantis toliau pateikiama šio metodo išsamesnė analizė.

5. Variklių, konvertuojamų veikti dvejopu D-GD kuru, metodologinių pagrindų energiniam efektyvumui gerinti kūrimas ir adaptavimas

Apibendrintoms priklausomybėms tarp indikatorinio proceso rodiklių nustatyti, esant skirtingiems forsavimo lygiams, naudojamos būvio ir pirmojo termodinamikos dėsnio diferencialinės lygtys santykinė forma 1 kg oro, tiekiamo į cilindrą. Lygčių sistemoje (5.9, 5.10) pateiktos indikatorinių procesų panašumo sąlygų užtikrinimo formulės:

$$\frac{p}{p_{as}} = \left(1 + \frac{x}{\alpha L_0}\right) \cdot \frac{T}{T_{at}} \cdot \frac{\varepsilon_0}{\varepsilon_x}; \quad (5.9)$$

$$\frac{Q_H}{\alpha L_0} \cdot \frac{dx}{d\varphi} = \frac{d}{d\varphi} \cdot \left[u' \cdot \left(1 - \frac{x}{\alpha}\right) + u' \cdot \frac{1+L_0}{L_0} \cdot \frac{x}{\alpha} \right] + \frac{RT_{at}}{\varepsilon_0} \cdot \frac{p}{p_{at}} \cdot \frac{d\varepsilon_x}{d\varphi} + \frac{\varepsilon_0-1}{\varepsilon_0} \cdot \frac{RT_{at}}{180c_m p_{at}} \cdot \frac{F_w}{F_p} \cdot \alpha_w \cdot (T - T_w). \quad (5.10)$$

kur: φ – alkūninio veleno pasisukimo kampas nuo -180 iki $+180$ °a.v.p.k. ribose; ε_x – einamasis santykinis tūris $-\varepsilon_x = 1 + (1 - \cos \varphi + 0,5\lambda_s \cdot \sin^2 \varphi) \frac{\varepsilon_0-1}{2}$; F_p – stūmoklio plotas; x – kuro degimo dėsnis pagal alkūninio veleno pasukimo kampą (naudojama B. Gončaro lygtis (5.11)) (Ivanchenko et al., 1983).

$$x = 1 - [1 + (\varphi - \theta)/\varphi_c] \exp \cdot \left(-\frac{\varphi - \theta}{\varphi_c}\right), \quad (5.11)$$

kur: θ – degimo pradžios kampas; φ_c – degimo dėsnio parametras; α_w – šilumos atidavimo nuo dujų cilindro sienelėms koeficientas.

Lygčių sistema (5.9, 5.10) apibūdina esamojo momento ciklo slėgio ir temperatūros reikšmių pokytį priklausomai nuo alkūninio veleno pasukimo kampo, tad ir ciklo indikatorinį NVK (η_i) (5.12):

$$\eta_i = \frac{L_0 R}{Q_H} \cdot \frac{\varepsilon_0-1}{\varepsilon_0} \cdot \alpha \cdot T_{at} \cdot \frac{p_i}{p_{at}}. \quad (5.12)$$

Vidutinis indikatorinis slėgis apskaičiuojamas pagal lygtį (5.35):

$$\frac{p_i}{p_{as}} = \frac{1}{\varepsilon_0-1} \int_{-180}^{180} \frac{p}{p_{as}} \cdot \frac{d\varepsilon}{d\varphi} d\varphi, \quad (5.13)$$

Remiantis lygtimis (5.9), (5.10), (5.11), (5.12) ir (5.13), darbo ciklų panašumą pagal esamas tomis pačiomis sąlygomis T ir p/p_{at} reikšmes užtikrina p_i/p_{at} ir η_i rodiklių lygybė. Tuo tarpu p/p_{at} ir η_i lemia ε_0 , S/D , λ_s , θ , φ_c , α , T_{at} parametrai.

Degimo trukmė, pagal priimtą 0,3 proc. tikslumo sąlygą, nustatoma praktiškai konstantos forma, kuri lygi $8 \varphi_c$, o φ_c laikomas lygiu $12,4 \pm 4$ °a.v.p.k. PVRT ribose. Remiantis išdėstytais pagrindais (Ivanchenko et al., 1989; Ivanchenko et al., 1983), autoriai η_i analitinės priklausomybės pateikia formulėse (5.14) ir (5.37):

$$\eta_i = f_1(\varepsilon_0, \alpha, p_{max}/p_k). \quad (5.14)$$

5. Variklių, konvertuojamų veikti dvejopu D-GD kuru, metodologinių pagrindų energiniam efektyvumui gerinti kūrimas ir adaptavimas

Atsižvelgiant į 5.13 ir 5.14 lygtis, gaunama:

$$p_{\max}/(p_i T_{\text{at}}) = f_2(\varepsilon_0, \alpha, p_{\max}/p_k). \quad (5.15)$$

Remiantis lygtimis 5.14 ir 5.15, buvo atliktas darbo ciklo variacinis modeliavimas, esant skirtingoms ε_0 , α , $p_{\max}/p_k$ reikšmėms.

Pagal matematinio modeliavimo rezultatus sudarytos apibendrintos grafinės priklausomybės, vaizduojančios sąsajas tarp indikatorinio NVK, kompleksinio forsavimo pagal p_{me} parametą, $(p_{\max}/p_{mi}) (350/T_k)$ ir α , q_w , $p_{\max}/p_k$ parametrus.

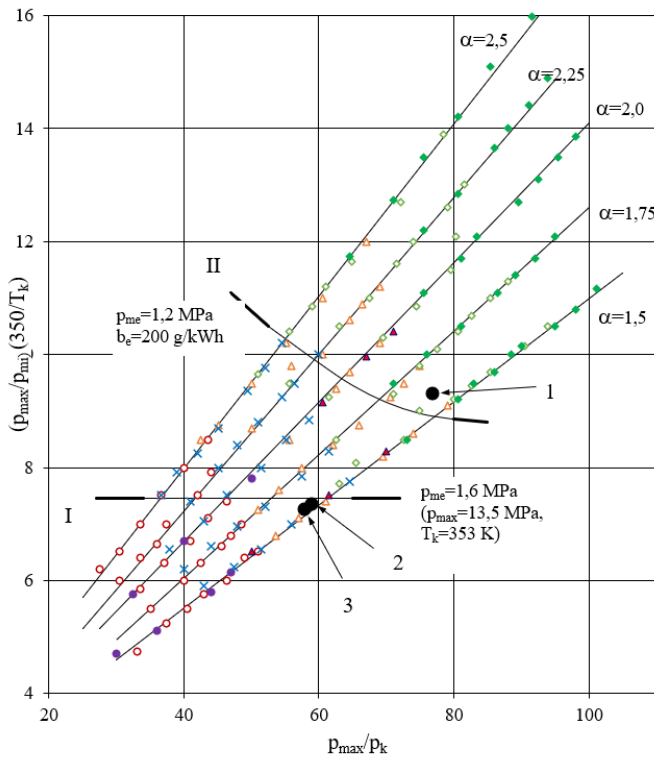
Gautų apibendrintų priklausomybių kreivių naudojimas leidžia nustatyti indikatorinio proceso parametrus, esant skirtingoms indikatorinio proceso vykdymo sąlygoms ir nustatytiems apribojimams.

Metodas pasižymi praktinio panaudojimo patogumu, tačiau vienas iš jo panaudojimo apribojimų yra priimti fiksuoti šilumos išsiskyrimo dėsnio rodikliai: šilumos išsiskyrimo trukmė ir šilumos išsiskyrimo dėsnio parametras φ_c . Iš tiesų, forsavimo lygio kitimas pagal p_{me} lemia reikšmingus šio svarbaus rodiklio pokyčius ciklo energiniam efektyvumui. Be to, ne vien tik p_{me} , bet ir indikatorinio proceso vykdymo parametrų derinys (ε , λ , α ir kt.) turi nemažą įtaką trukmei ir šilumos išsiskyrimo dėsnio formai (Ivanchenko et al., 1974).

Siekiant išplėsti metodo galimybes, jį realizuojančioje programoje IMPULS (Ivanchenko et al., 1989) šilumos išsiskyrimo dėsnis aprašomas I. Vibe modeliu, papildytu analitinėmis G. Woschni priklausomybėmis. Remiantis statistiniais tyrimų duomenimis, šilumos išsiskyrimo formos faktoriaus (m) ir šilumos išsiskyrimo trukmės (φ_z) perskaičiavimas funkcijose priklauso nuo daugelio parametrų (žr. 2.3 skyrių). Metodas panaudotas tiriant ir optimizuojant plačios gamos šiuolaikinių forsuotų dyzelinių variklių energinius rodiklius. Pavyzdžiui, metodas, pritaikytas forsuotam aukštų sūkių dyzelinių variklių ČN 16,5/18,5; ČN 15/15; ČN 15/18 (BMD) parkui (Ivanchenko et al., 1979). 5.2 ir 5.3 paveiksluose pavaizduotas metodo panaudojimo fragmentas skirtingų forsavimo lygių dyzelinių variklių ČN 16,5/18,5 šeimos modeliams. Indikatorinių rodiklių optimizavimas, reikiamam η_i lygiui pasiekti, atliekamas tokia tvarka:

1. Esant tiriamajam forsavimo lygiui $p_{me} = 1,2$ MPa ir jo praktinio naudojimo tikslais parenkamas rodiklio $\alpha = 1,5-2,5$ diapazonas, kurio diskretiškumas 0,25 vnt.
2. Nustatomos $p_{\max}$ reikšmės ir $b_e = 200$ g/(kWh) kuro ekonomiškumas, atsižvelgiant į mechaninį NVK $\eta_m = 0,87$ ($n = 1500 \text{ min}^{-1}$), indikatorinis NVK atitinka $\eta_i = 0,485$. Pagal nomogramas (žr. 5.3 ir 5.4 paveikslus) (esant $\alpha = 1,5-2,5$ diapazonui), nuosekliai atpažįstamos kompleksinės parametrų $p_{\max}/p_k$ ir $\Pi = (p_{\max}/p_{mi}) \cdot (350/T_k)$ reikšmės. Iš gautų duomenų skaičiuojamas $p_{\max}$, esant $p_{mi} = 1,2/0,87 = 1,38$ MPa ir $T_k = 353$ K.

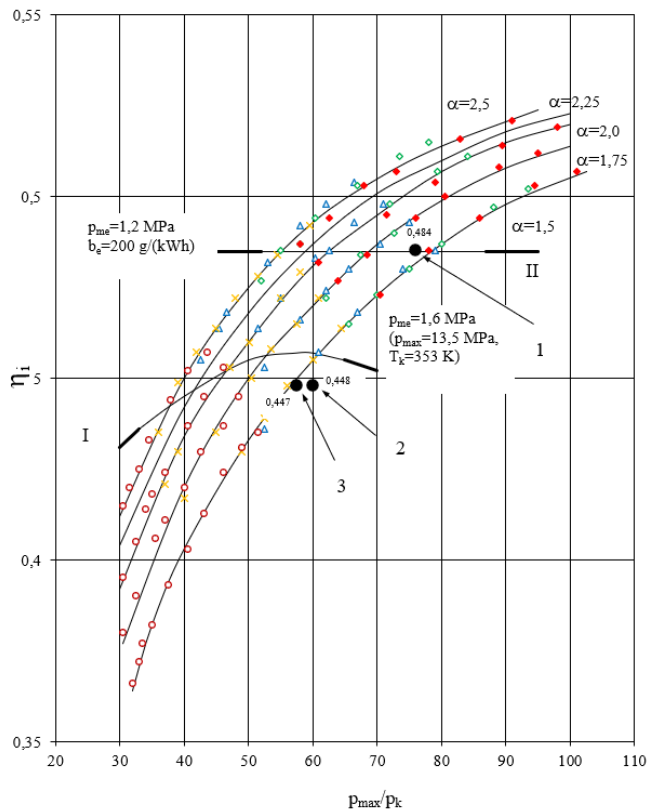
5. Variklių, konvertuojamų veikti dvejopu D-GD kuru, metodologinių pagrindų energiniam efektyvumui gerinti kūrimas ir adaptavimas



5.2 pav. Dyzelinio variklio ČN 16,5/18,5 ($n = 1500 \text{ min}^{-1}$, vienpakopio pripūtimo, rodiklio $\Pi = (p_{\max}/p_{mi}) \cdot (350/T_k)$ priklausomybė funkcijoje $p_{\max}/p_k$ ir α : $\circ, X, \Delta, \diamond, \blacklozenge$ – $\varepsilon = 11, 13, 15, 17, 19$ ($p_{me} = 1,4 \text{ MPa}$; $T_k = 353 \text{ K}$); $\blacksquare$ – $p_{me} = 1,8 \text{ MPa}$; $T_k = 333 \text{ K}$; variklių ČN 16,5/18,5 modifikacija: 1 – $p_{me} = 1,00 \text{ MPa}$; $\alpha = 1,60$; $\varepsilon = 17,8$; 2 – $p_{me} = 1,55 \text{ MPa}$; $\alpha = 1,45$; $\varepsilon = 15,1$; 3 – $p_{me} = 1,40 \text{ MPa}$; $\alpha = 1,50$; $\varepsilon = 15,1$ (Ivanchenko, 1979)

Fig. 5.2. Dependence of diesel engine ČN 16.5/18.5 ($n = 1500 \text{ min}^{-1}$, single-stage inflation, indicator $\Pi = (p_{\max}/p_{mi}) \cdot (350/T_k)$ in the function $p_{\max}/p_k$ and α : $\circ, X, \Delta, \diamond, \blacklozenge$ – $\varepsilon = 11, 13, 15, 17, 19$ ($p_{me} = 1.4 \text{ MPa}$; $T_k = 353 \text{ K}$); $\blacksquare$ – $p_{me} = 1.8 \text{ MPa}$; $T_k = 333 \text{ K}$; for engines ČN 16.5/18, Modification 5: 1 – $p_{me} = 1.00 \text{ MPa}$, $\alpha = 1.60$, $\varepsilon = 17.8$, 2 – $p_{me} = 1.55 \text{ MPa}$, $\alpha = 1.45$, $\varepsilon = 15.1$, 3 – $p_{me} = 1.40 \text{ MPa}$; $\alpha = 1.50$; $\varepsilon = 15.1$ (Ivanchenko, 1979)

5. Variklių, konvertuojamų veikti dvejopu D-GD kuru, metodologinių pagrindų energiniam efektyvumui gerinti kūrimas ir adaptavimas



5.3 pav. Dizelinio variklio ČN 16,5/18,5 ($n = 1500 \text{ min}^{-1}$), vienpakopio pripūtimo, η_i priklausomybė funkcijoje $p_{\max}/p_k$ ir α : $\circ, \times, \Delta, \diamond, \blacklozenge - \varepsilon = 11, 13, 15, 17, 19$ ($p_{me} = 1,4 \text{ MPa}$; $T_k = 353 \text{ K}$); $\blacksquare - p_{me} = 1,8 \text{ MPa}$; $T_k = 333 \text{ K}$; variklių ČN 16,5/18,5 modifikacija: 1 – $p_{me} = 1,00 \text{ MPa}$; $\alpha = 1,60$; $\varepsilon = 17,8$; 2 – $p_{me} = 1,55 \text{ MPa}$; $\alpha = 1,45$; $\varepsilon = 15,1$; 3 – $p_{me} = 1,40 \text{ MPa}$; $\alpha = 1,50$; $\varepsilon = 15,1$ (Ivanchenko, 1979)

Fig. 5.3. Diesel engine ČN 16.5/18.5 ($n = 1500 \text{ min}^{-1}$), single-stage charge, η_i dependence on $p_{\max}/p_k$ and α : $\circ, \times, \Delta, \diamond, \blacklozenge - \varepsilon = 11, 13, 15, 17, 19$ ($p_{me} = 1.4 \text{ MPa}$; $T_k = 353 \text{ K}$); $\blacksquare - p_{me} = 1.8 \text{ MPa}$; $T_k = 333 \text{ K}$; modification of engines ČN 16.5/18.5: 1 – $p_{me} = 1.00 \text{ MPa}$; $\alpha = 1.60$, $\varepsilon = 17.8$; 2 – $p_{me} = 1.55 \text{ MPa}$, $\alpha = 1.45$, $\varepsilon = 15.1$; 3 – $p_{me} = 1.40 \text{ MPa}$; $\alpha = 1.50$; $\varepsilon = 15.1$ (Ivanchenko, 1979)

Pažymėtina, kad $p_{\max}/p_k$ rodiklis iš esmės atitinka parametrų $(\varepsilon^k \lambda)$ sandaugą. Vadinasi, 5.3 pav. grafine forma yra pateiktas η_i reikšmių priklausomybės nuo pagrindinių jį veikiančių rodiklių $\varepsilon, \lambda, \alpha$ laukas.

Nustatytoms $(p_{\max}/p_k) = \varepsilon^k \lambda$ reikšmėms ir esant teoriškai realizuojamam λ diapazonui užtikrinama galimybė nustatyti racionalias ε vertes.

5. Variklių, konvertuojamų veikti dvejopu D-GD kuru, metodologinių pagrindų energiniam efektyvumui gerinti kūrimas ir adaptavimas

Rezultatai rodo, kad pasiekiamas aukštas atitikimas tarp skaitinių ir eksperimento duomenų, gautų tiriant skirtingo forsavimo lygio pagal p_{me} bei indikatorinio proceso vykdymą dyzelinių variklių modelius. Tačiau taip pat svarbu pažymėti ir tai, kad pritaikymas atliktas dyzeliniams varikliams, kurių šilumos išsiskyrimo rodiklių m ir φ_z pasikeitimą lemia statistiniais duomenimis patvirtinti indikatorinio proceso parametrai $(n, \alpha, \varphi_g, p_k, T_k)$ (Ivanchenko, 1983). Šio parametrinės analizės metodo pritaikymas dvejopu kuru veikiantiems varikliams pasižymi reikšmingais šilumos išsiskyrimo charakteristikos parametrų pasikeitimais (visų pirma φ_z – žr. 5.5 skyrių) ir turi būti pagrįstas analitiniais, eksperimento bei matematinio modeliavimo tyrimais.

5.3.1. Lyginamoji šilumos išsiskyrimo charakteristikų analizė, varikliui veikiant dyzeliniu ir dujiniu kuru

Remiantis teorine analize (5.6), B. Stečkino lygtis apibūdina variklio ciklo NVK ir šilumos išsiskyrimo charakteristikų rodiklių tarpusavio ryšį funkcijoje nuo x_t trukmės ir formos Ω parametrų.

$$(\eta_{t_0} - \eta_t) = (k - 1) \cdot \frac{x_t^2}{v_0} \cdot 2 \cdot \Omega. \quad (5.16)$$

Analogiška išvada padaryta Lebedevo ir kt. (1999) darbe, kuriame pagrindiniai veiksniai, darantys įtaką variklio darbo ciklo NVK η_i , pagrįsti kuro degimo trukmės ir maksimalus degimo slėgio cilindre p_{max} pasikeitimu. Taigi, p_{max} reikšmė, esant p_{me} , α – idem sąlygai, apibūdinama šilumos kiekiu $Q_{p_{max}}$, kuris išsiskiria laikotarpiu nuo degimo pradžios iki tol, kol pasiekiamas maksimalus ciklo slėgis, esant $\varphi_{p_{max}}$ a.v.p.k. (Lebedevas ir kt., 1999). Savo ruožtu $Q_{p_{max}}$ reikšmė, esant optimaliai degimo pradžios fazei, tiesiogiai priklauso nuo degimo proceso dinamikos arba, kitaip tariant, nuo šilumos išsiskyrimo charakteristikos formos. Tuo remiantis p_{max}/p_k reikšmė Lebedevo ir kt. (1998) darbe vaizduoja šilumos išsiskyrimo dėsnio formos įtaką η_i reikšmei. Kita vertus, p_{max}/p_k santykis yra ne kas kita, kaip $\varepsilon^k \cdot \lambda$ sandauga – dar dviejų rodiklių, kurie kartu su α lemia η_i lygį (Lebedevas ir kt., 1998). Pagal statistinius duomenis, apibendrinančius daugybę eksperimentinių tyrimų (Vibe, 1962), oro pertekliaus koeficiento α reikšmės įtaka η_i išreikšta analitine priklausomybe (5.17):

$$\varphi_z = \varphi_{z_0} \cdot \left(\frac{\alpha_0}{\alpha}\right)^{0,5} \cdot \left(\frac{n}{n_0}\right)^{0,6}, \quad (5.17)$$

kur: $\varphi_z(\varphi_{z0})$ – šilumos išsiskyrimo trukmė pagal I. Vibės modelį; dydis φ_{z_0} charakterizuoja šilumos išsiskyrimo trukmę, varikliui veikiant baziniu-skaitiu režimu, kuris paprastai visada laikomas nominalios galios režimu. Lygtis parodo φ_{z_0} kitimo priklausomybę nuo α ir n parametrų, variklio indikatorinio proceso vykdymo panašiomis

5. Variklių, konvertuojamų veikti dvejopu D-GD kuru, metodologinių pagrindų energiniam efektyvumui gerinti kūrimas ir adaptavimas

sąlygomis laipsnį. Šilumos išsiskyrimo charakteristikos formos rodiklio pasikeitimas vertinamas pagal priklausomybę (5.18):

$$m_z = m_{z_0} \cdot \left(\frac{\varphi_{g_0}}{\varphi}\right)^{a_1} \cdot \left(\frac{P_a}{P_{a_0}}\right) \cdot \left(\frac{T_{a_0}}{T_a}\right) \cdot \left(\frac{n_0}{n}\right)^{a_2}, \quad (5.18)$$

kur: φ_{g_0} – nominalaus režimo kuro užsiliepsnojimo gaisties periodas.

Indikatorinio proceso vykdymo pasikeitimas (dėl šių veiksnių: mišinio formavimo būdo pakeitimo: tūrinio, plėvelinio; kuro rūšies: dyzelino, dujinio, alternatyvaus kuro; ir kt.) daro įtaką φ_{z_0} ir m_{z_0} rodikliams. Todėl atsirado būtinybė esant indikatorinio proceso vykdymo pasikeitimams atitinkamai patikslinti φ_{z_0} ir m_{z_0} rodiklius, darant prielaidą dėl jų reikšmių didžiausio pasikeitimo atitikties (5.14) ir (5.15) analitinėms išraiškoms.

Šis teiginys buvo patvirtintas atliktais eksperimentiniais tyrimais. Atlikus tyrimus nustatyta, kad variklio, veikiančio dyzeliniu kuru, konvertuoto veikti dvejopu D-GD kuru, esant daliai apkrovai, φ_{z_0} padidėjo daugiau nei tris kartus. Varikliui veikiant vidutine apkrova, nepriklausomai nuo žemesnio α , palyginti su mažos apkrovos režimu, gauta apytiksliai du kartus mažesnė φ_{z_0} reikšmė.

Apibendrinant parametrinę analizę pagal B. Stečkino (5.6) priklausomybių lygtį, konstatuojama, kad indikatorinio proceso vykdymo parametrų (ε , α , λ , p_k , T_k) tarpusavio ryšiai ir šilumos išsiskyrimo charakteristika (Lebedevas ir kt., 1999) daro esminę įtaką η_i rodikliui. Dėl to parametrinės analizės metodologinių principų sukūrimas ir naudojimas disertacinio tyrimo tikslais yra racionalus būdas norint pagrįsti šilumos išsiskyrimo charakteristikos rodiklių panašumo vertinimo lyginamąją analizę, varikliui veikiant dyzelinu ir dujiniu kuru.

5.4. Šilumos išsiskyrimo charakteristikos masės centro nustatymas ir lyginamasis vertinimas

Nustatant šilumos išsiskyrimo charakteristikos masės centrą, naudotos matematinės priklausomybės (B. Stečkino), išreikštos mažų prieaugių forma. Anot V. V. Paliūno (1997), plokščios figūros, kaip apibūdinančios materialių taškų arba elementarių be galo mažų elementų visumą, masės centro koordinatės aprašomos 5.19 ir 5.20 lygtimis:

$$x_c = \frac{\sum x_i m_i}{\sum m_i}; y_c = \frac{\sum y_i m_i}{\sum m_i}, \quad (5.19)$$

kur: m_i – elementarieji figūros elementai; x_i ir y_i – elementariųjų elementų masių centrų koordinatės (abscisė ir ordinatė).

5. Variklių, konvertuojamų veikti dvejopu D-GD kuru, metodologinių pagrindų energiniam efektyvumui gerinti kūrimas ir adaptavimas

Lygties (5.19) sumos integravimo forma užrašomos kaip dvigubi integralai (5.20):

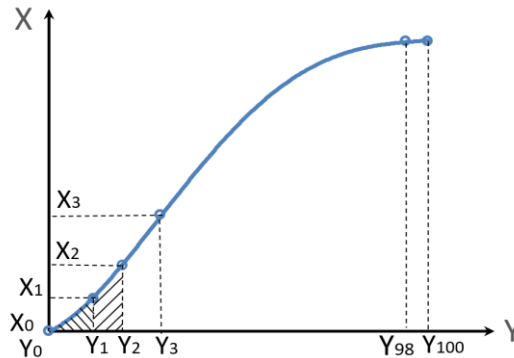
$$x_c = \frac{\iint_D x dx dy}{\iint_D dx dy}; y_c = \frac{\iint_D y dx dy}{\iint_D dx dy}. \quad (5.20)$$

Šios lygtys, išreikštos plokščioms figūroms su paviršinių tankių lygiu 1-ui, aki-vaizdu, taip pat yra tinkamos figūroms su kitu pastoviu tankiu visuose ploto taškuose. Praktinei realizacijai, įvertinus šilumos išsiskyrimo $X = f(\varphi)$ kreivę laisva forma, racionalu 5.20 lygtį transformuoti į baigtinių elementų formą (5.21), (5.22):

$$X_{\text{masės centro ordinatė}} = \left[\left(\frac{x_0 + x_1}{2} \right) \cdot (\varphi_1 - \varphi_0) \cdot \frac{(x_0 + x_1)}{2 \cdot 2} + \left(\frac{x_1 + x_2}{2} \right) \cdot (\varphi_2 - \varphi_1) \cdot \frac{(x_1 + x_2)}{2 \cdot 2} + \dots \right] \div \left[\left(\frac{x_0 + x_1}{2} \right) \cdot (\varphi_1 - \varphi_0) + \left(\frac{x_1 + x_2}{2} \right) \cdot (\varphi_2 - \varphi_1) + \dots \right], \quad (5.21)$$

$$Y_{\text{masės centro abscisė}} = \left[\left(\frac{x_0 + x_1}{2} \right) \cdot (\varphi_1 - \varphi_0) \cdot \left(\varphi_0 + \frac{(\varphi_1 - \varphi_0)}{2} \right) + \frac{x_2 + x_1}{2} \cdot (\varphi_2 - \varphi_1) \cdot \left(\varphi_1 + \frac{(\varphi_2 - \varphi_1)}{2} \right) + \dots \right] \div \left[\left(\frac{x_0 + x_1}{2} \right) \cdot (\varphi_1 - \varphi_0) + \left(\frac{x_1 + x_2}{2} \right) \cdot (\varphi_2 - \varphi_1) + \dots \right], \quad (5.22)$$

5.21 lygties išraiškoje adityvios sumos pirmojo ir antrojo daugiklių sandauga yra lygi elementariojo elemento $(\varphi_{i-1} - \varphi_i)$ plotui, trečiojo daugiklio – elementų $(\varphi_{i-1} - \varphi_i)$ masių centrų ordinatei (5.4 pav.); 5.22 lygties struktūros išraiškoje trečiasis sandaugos daugiklis lygus elementų $(\varphi_{i-1} - \varphi_i)$ masių centrų abscisei.

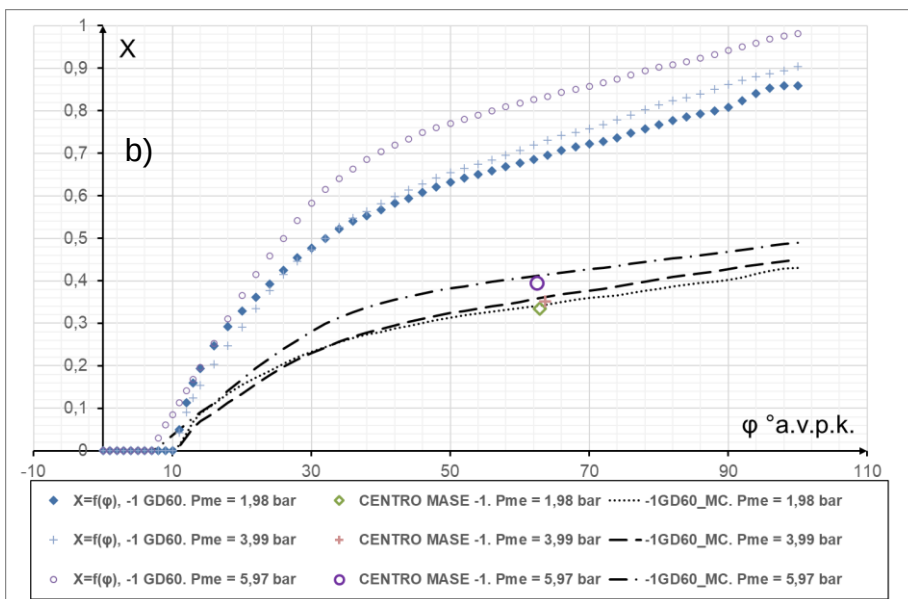
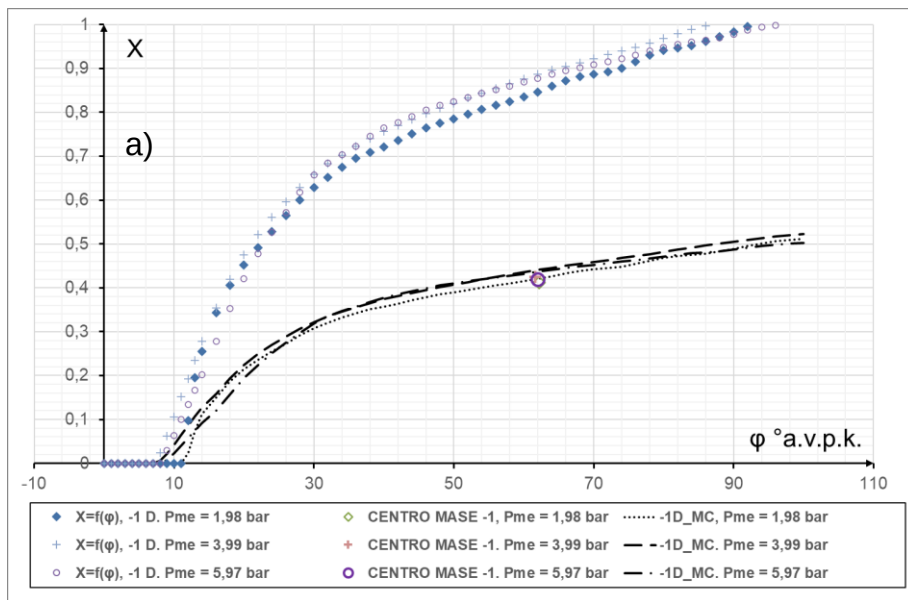


5.4 pav. Padalinto į elementarias ploto sudedamąsias $X = f(\varphi)$ schema

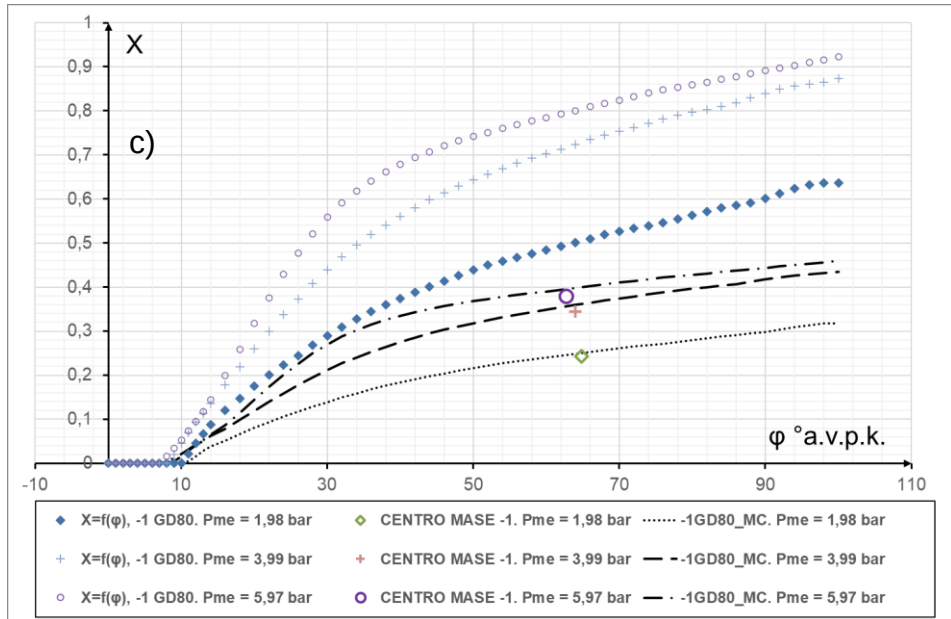
Fig. 5.4. Scheme of the area divided into elementary components $X = f(\varphi)$

5. Variklių, konvertuojamų veikti dvejopu D-GD kuru, metodologinių pagrindų energiniam efektyvumui gerinti kūrimas ir adaptavimas

Atlikti analitiniai sprendimai, pritaikyti eksperimento duomenų analizei grafine forma, atskleidžia šilumos išsiskyrimo charakteristikos, varikliui veikiant dvejopu D-GD kuru, masės centro pasikeitimo ciklo metu dinamiką (žr. 5.5, 5.6 paveikslus).



5. Variklių, konvertuojamų veikti dvejopu D-GD kuru, metodologinių pagrindų energiniam efektyvumui gerinti kūrimas ir adaptavimas

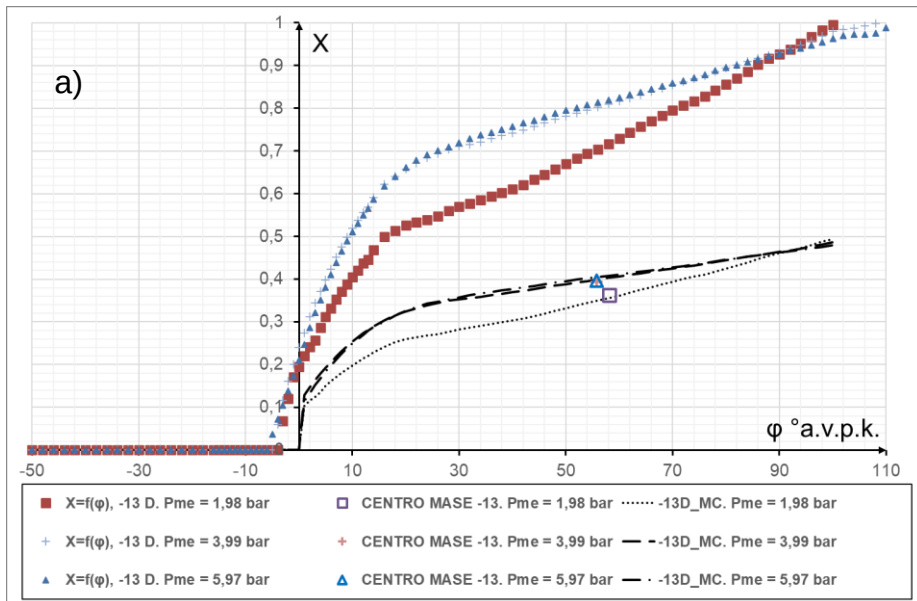


5.5 pav. Šilumos išsiskyrimo charakteristikos masių centrų koordinatų pokyčio dinamika:

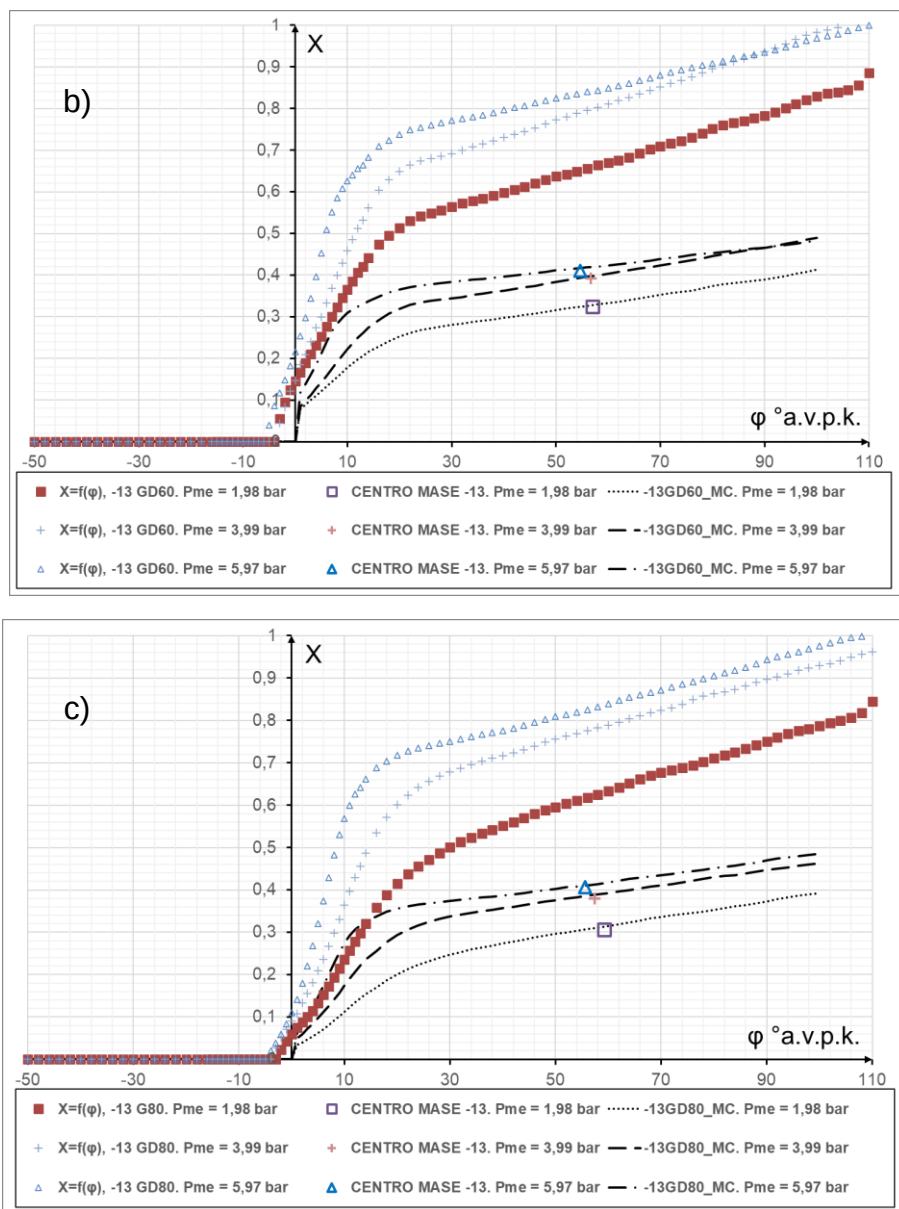
$X = f(\phi)$: $\circ$, $+$, $\diamond$ – $\phi = -1$ °a.v.p.k. PVRT: a) D, b) GD60, c) GD80

Fig. 5.5. Dynamics of change of coordinates of mass centers of heat release characteristics:

$X = f(\phi)$: $\circ$, $+$, $\diamond$ – $\phi = -1$ °CA BTDC a) D, b) GD60, c) GD80



5. Variklių, konvertuojamų veikti dvejopu D-GD kuru, metodologinių pagrindų energiniam efektyvumui gerinti kūrimas ir adaptavimas



5.6 pav. Šilumos išsiskyrimo charakteristikos masių centrų koordinatčių pokyčio dinamika.

$X = f(\varphi)$: Δ , +, $\square$ – $\varphi = -13$ °a.v.p.k. PVRT, a) D, b) GD60, c) GD80

Fig. 5.6. Dynamics of change of coordinates of mass centers of heat release characteristics.

$X = f(\varphi)$: Δ , +, $\square$ – $\varphi = -13$ °CA BTDC, a) D, b) GD60, c) GD80

5. Variklių, konvertuojamų veikti dvejopu D-GD kuru, metodologinių pagrindų energiniam efektyvumui gerinti kūrimas ir adaptavimas

Iš esmės su nedidelėmis išimtimis režimų $p_{mi} = \text{idem}$ (1,98 bar; 3,99 bar; 5,97 bar) masių centrų abscisės (y_c remiantis B. Stečkino (1960) pokyčio dinamika ir galutinė y_c reikšmė lieka pastovios visiems ištirtiems variantams nuo D iki D20/GD80. Be to, varikliui veikiant dyzelinu, $X = f(\varphi)$ masės centro koordinatų dinamikos visame ištirtame p_{mi} diapazone pokytis taip pat yra mažai reikšmingas. Disertacijos tekste pateiktos 5.6 lygties struktūra atskleidžia tris pagrindinius įtaką η_t reikšmei darančius parametrus: x_t – degimo proceso trukmė; y_0 – masės centro reikšmė ir Δ – šilumos išsiskyrimo dėsnio pokreivinis plotas. Iš išvardytų parametru didžiausią įtaką η_t reikšmei turi x_t parametras, nes jo reikšmė pakelta kvadratu. Likę du parametrai traktuojami kaip šilumos išsiskyrimo dėsnio formos faktorius Ω . Disertacijos autoriaus nuomone, parametras Ω gali būti traktuojamas kaip analogas I. Vibės modelio – m parametrai. Parametro Ω panašumo vertinimas, varikliui veikiant D ir D-GD kuru, pagal daromą prielaidą, atliktas pagal y_0 reikšmės kitimą, vykstančiame šilumos išsiskyrimo procese. Nustatytos artimos masės centro y_0 reikšmės, varikliui veikiant D ir D-GD atvejais, patvirtina pagrindinę degimo trukmės įtaką ciklo efektyvumo koeficientui. Analogiškas didžiausią įtaką ciklo efektyvumo koeficientui darančio parametro x_t poveikis gautas ir disertacijoje atliktuose tyrimuose, nustatant I. Vibės modelio m ir φ_z parametrus pagal eksperimentines indikatorines diagramas. Visais atvejais parametro m reikšmė praktiškai nesikeičia, o η_t pagrindinę įtaką daro parametro φ_z pasikeitimas. Nustatytos priklausomybės pagrindžia šilumos išsiskyrimo charakteristikos panašumo formą, esant $\varphi_{ip} = \text{idem}$, tiek proceso degimo pradžioje, tiek ir paskutinėje fazėje. Dyzelinio kuro įpurškimo fazės φ_{ip} paankstinimas reikšmingai didina šilumos išsiskyrimo dinamiką išsiplėtimo takto diapazone, kai pasiekiami darbo kūno maksimalus slėgis p_{max} ir temperatūra T_{max} . Nustatyta, kad masės centro ordinatės reikšmės, atitinkamai ir esamos x_t reikšmės, yra didesnės praktiškai per visą šilumos išsiskyrimo laikotarpį varikliui veikiant dvejopu kuru palyginti, kai variklis veikia vien dyzelinu. Varikliui veikiant dyzelinu, šilumos išsiskyrimo dinamikos padidėjimas, esant aukštesnėms φ_{ip} reikšmėms, yra būdingas pradiniam šilumos išsiskyrimo etapams. Diapazone 25–40 °a.v.p.k. už VRT, x_t reikšmės susilygina, o toliau vyrauja didesnės masės centro (x_t) reikšmių ordinatės, esant mažesnėms φ_{ip} . Taigi, varikliui veikiant dyzelinu, reikia tikėtis žemesnio η_t , lydimio ir tolesnio mažėjimo, didėjant indikatorinio proceso dinamikai. Varikliui veikiant dvejopu kuru, ypač kai GD sudaro reikšmingą energinę dalį, φ_{ip} didinimas ištirtame ir, tikėtina, platesniame diapazone gali tapti efektyviu energinio ciklo didinimo įrankiu.

Taigi gauti rezultatai pagrindžia indikatorinio proceso parametrinės analizės metodo taikymo sąsają su šilumos išsiskyrimo charakteristikos rodikliais.

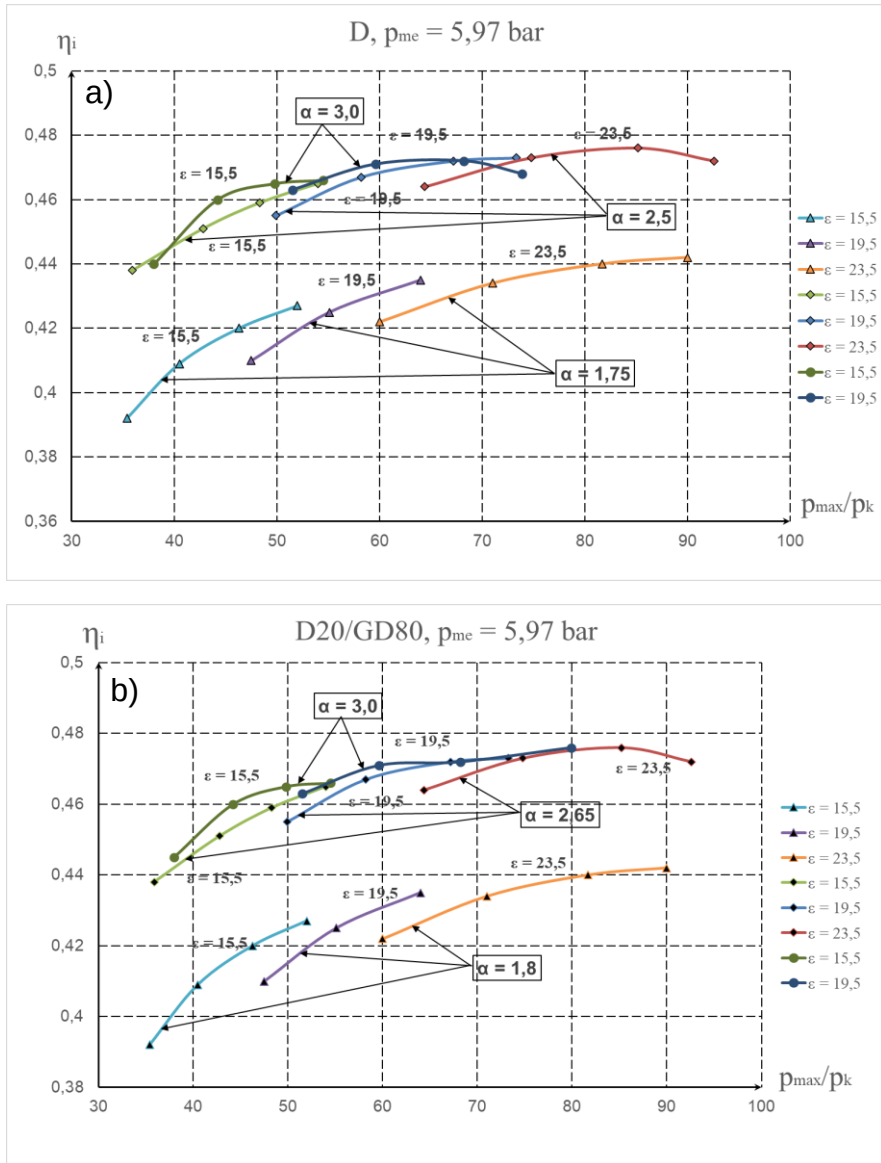
5.5. Parametrinio metodo taikymo dvejopo D-GD kuro varikliui tyrimai

Parametrinės indikatorinio proceso analizės metodo aprobacija atlikta naudojant daugiavariacinių matematinių modeliavimų IMPULS programine įranga rezultatus (žr. 4 skyrių). Ištirti pradinių duomenų pasikeitimo diapazonai: $\alpha = 1,7-4,0$; $\varepsilon = 15,5-23,5$; $\varphi_{ip} = -1$ iki -35 °a.v.p.k. (diferencijuoti skirtingoms p_{mi} reikšmėms). Atliktos parametrinės analizės rezultatai grafine forma pateikti 5.8–5.11 paveiksluose. Modeliavimo rezultatų duomenys palyginti su eksperimentinių tyrimų duomenimis (5.8–5.11 paveiksluose, žymima ženklų x).

Varikliui veikiant aukštos apkrovos režimais tiek D, tiek ir D-GD kuru, $\eta_i = f(p_{max}/p_k, \alpha = \text{invar.})$ priklausomybių grafinės formos yra artimos tradicinei, pateiktai 5.7 paveiksle, esant fiksuotam α . Atkarpos $\eta_i = f(p_{max}/p_k)$ sudaro nepertraukiamą eilę ε įtakos priklausomybių. Praktiniam naudojimui tikslinga atkarpas $\varepsilon = \text{invar.}$ sujungti į liestinę liniją. Pagal gautus $\varepsilon = \text{idem}$ ir liestinės linijos kontakto taškus nustatomos indikatorinio proceso ciklo dinaminio parametro – ciklo slėgio padidėjimo laipsnio (λ), turinčio svarbią įtaką η_i parametrai, – reikšmės (žr. 5.8 paveikslą).

5.8 ir 5.9 paveiksluose pavaizduoti indikatorinio proceso parametrinės analizės rezultatai, esant ribinėms $p_{mi} = 8,2$ bar ir $p_{mi} = 4,2$ bar apkrovos diapazono reikšmėms, varikliui veikiant dyzeliniu kuru. Gauta tradicinė, kaip ir Ivanchenko et al. (1979) darbe, tarpusavio indikatorinio NVK $\eta_i = f(p_{max}/p_k, \alpha, \varepsilon = \text{invar.})$ ir variklio forsavimo parametrų $\Pi = f(p_{max}/p_k, \alpha, \varepsilon = \text{invar.})$ ryšių forma. Kreivės $\eta_i = f(p_{max}/p_k, \alpha, \varepsilon = \text{invar.})$ skirtingiems ε pateiktos suapvalintų formų linijomis. Gauti duomenys rodo, kad esant $p_{mi} = 8,2$ bar ($n = 2000 \text{ min}^{-1}$) ir $\alpha = 2,3$, η_i reikšmė yra artima didžiausiai pasiekiamai η_i reikšmei taške 2'. O p_{max} padidinamas virš nustatytų 9 MPa (linija 1–2–3) praktiškai neturi įtakos η_i pagerinimui. Taip pat išnaudojamas ir η_i didinimo rezervas, dėl ε didinimo virš suprojektuotos varikliui 19,5 ribos. Taigi p_{max}/p_k didinimas virš 74,5 vnt. netgi didinant α reikšmę, praktiškai nedaro įtakos η_i . Galima daryti analogišką išvadą, vertinant žemos apkrovos režimą $p_{mi} = 4,2$ bar (5.9 pav.). Didinant α virš 4,5 vnt., taip pat nepastebima įtaka η_i parametro reikšmei. Parametro ε padidinimas, kaip ir p_{max} ribos išplėtimas (tiesės 1–2–3–4 poslinkis į 5–6–7–8 padėtį), netgi lemia η_i reikšmės mažinimą (linijos 1'–4' poslinkis į 5'–8' padėtį).

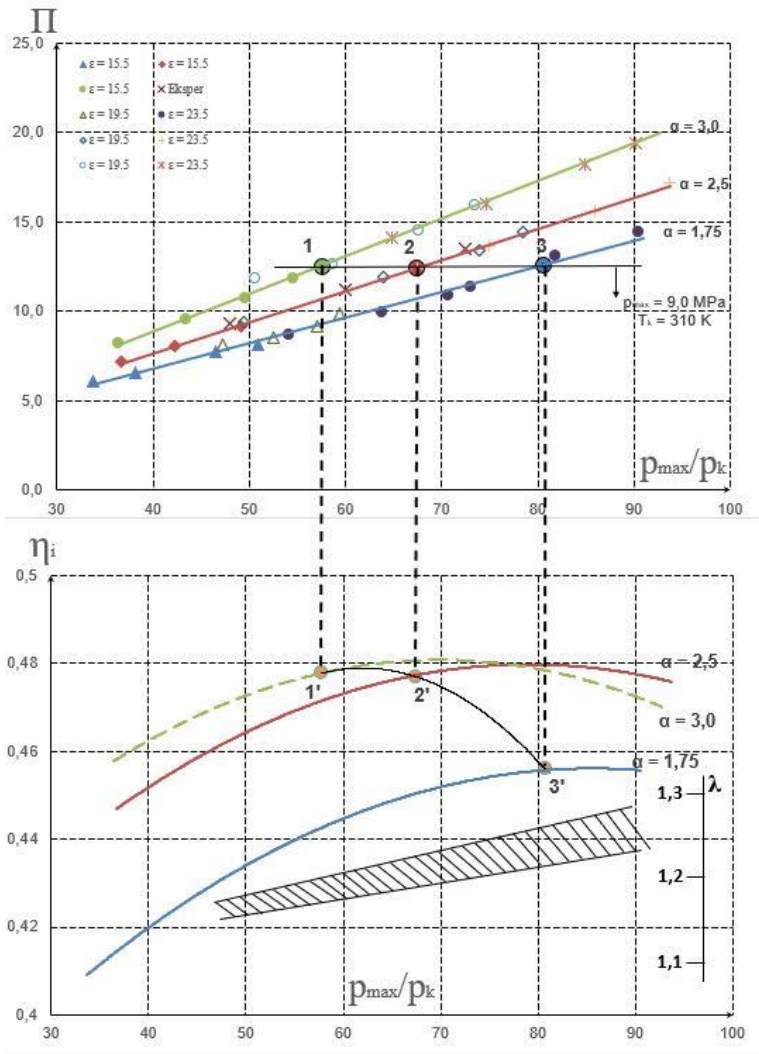
5. Variklių, konvertuojamųjų veikti dvejopu D-GD kuru, metodologinių pagrindų energiniam efektyvumui gerinti kūrimas ir adaptavimas



5.7 pav. Varikliui veikiant AAR $\eta_i = f(p_{max}/p_k, \alpha = \text{invar.})$ priklausomybių nuo suspaudimo laipsnio ϵ grafinės formos: a) D, $p_{me} = 5.97$ bar; b) D20/GD80, $p_{me} = 5.97$ bar

Fig. 5.7. Graphical forms of $\eta_i = f(p_{max}/p_k, \alpha = \text{invar.})$ dependency from compression ratio ϵ with the engine running at AAR: a) D, $p_{me} = 5.97$ bar; b) D20/NG80, $p_{me} = 5.97$ bar

5. Variklių, konvertuojamų veikti dvejopu D-GD kuru, metodologinių pagrindų energiniam efektyvumui gerinti kūrimas ir adaptavimas



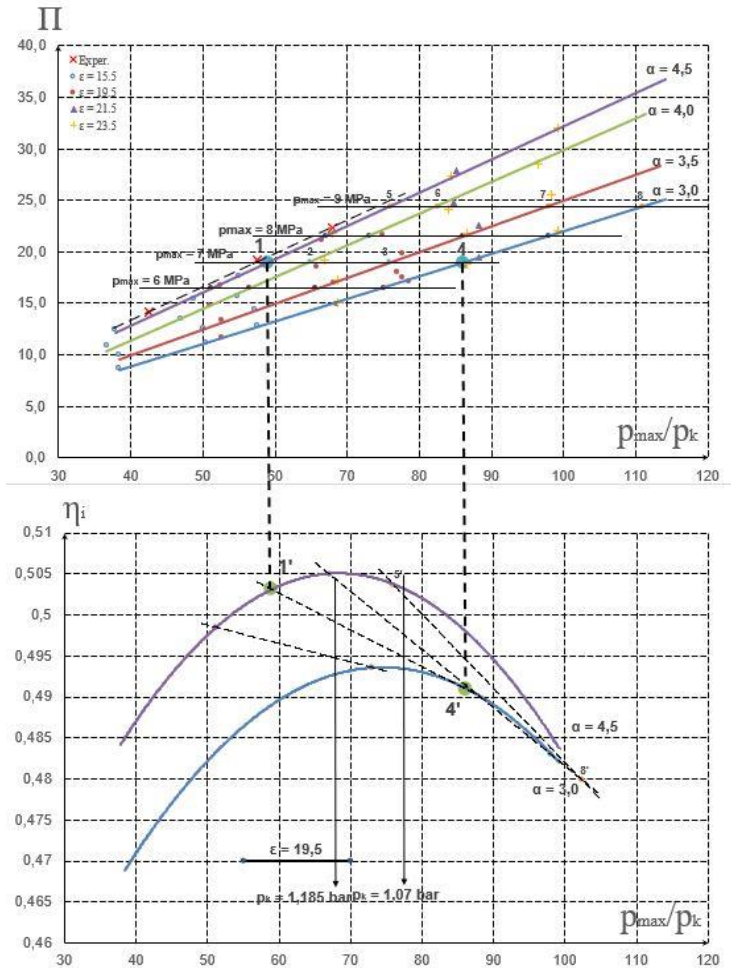
5.8 pav. Indikatorinio proceso parametrinės analizės rezultatai, varikliui veikiant dyzelinu, esant $p_{mi} = 8,2$ bar apkrovai

Fig. 5.8. Results of the parametric analysis of the work process with the engine running on diesel at $p_{mi} = 8.2$ bar load

Taigi atliktos parametrinės analizės rezultatai leidžia konstatuoti, kad esant aukštai variklio apkrovai ir variklio indikatorinio proceso vykdymo bei užduotiems p_{max} apribojimams pasiektas η_i lygis artimas optimaliam. Žinoma, kad kardinalus variklio tobulinimas, pavyzdžiui, akumuliacinės kuro įpurškimo sistemos įrengimas, pakeistų 5.8 paveiksle pavaizduotus ryšius kiekybiškai ir išplėstų energinio efektyvumo didinimo galimybes.

5. Variklių, konvertuojamų veikti dvejopu D-GD kuru, metodologinių pagrindų energiniam efektyvumui gerinti kūrimas ir adaptavimas

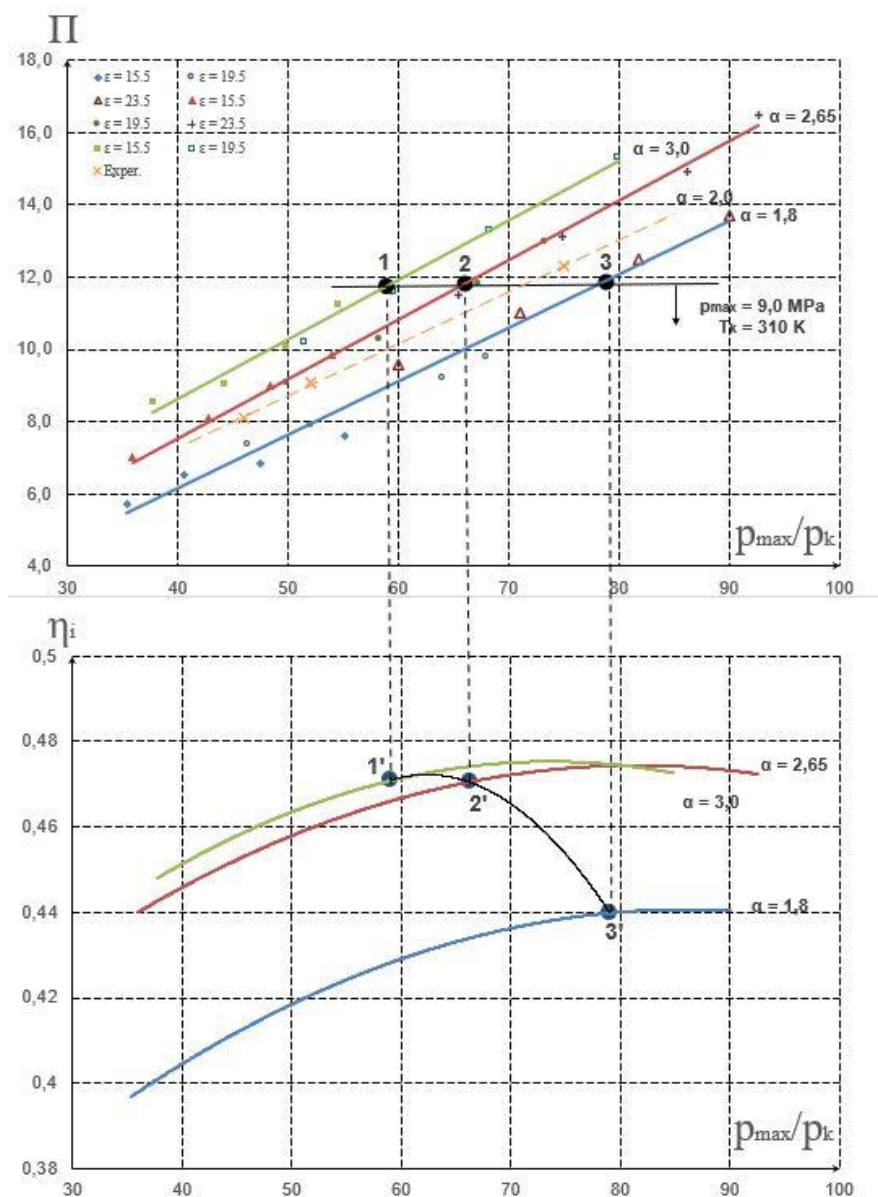
Atliktos parametrinės analizės rezultatai, varikliui veikiant dvejopu D20/GD80 kuru aukštos galios režimu ($p_{mi} = 8,2$ bar), pateikti 5.10 paveiksle. Šilumos išsiskyrimo rodikliai, gauti iš eksperimentinių indikatorinių diagramų, mažai skiriasi palyginti su variklio, veikiančio dyzeliniu kuru, parametrais. Šilumos išsiskyrimo charakteristikos $X = f(\varphi)$ formos faktorius nesikeičia – $m = 0,60$; sąlyginės degimo trukmės φ_z padidėjimas neviršija 10 proc.: 65 °a.v.p.k. prieš 60 °a.v.p.k. Taigi apibendrinti tarpusavyje susiję indikatorinio proceso grafiniai parametrai kiekybiškai kinta nereikšmingai (5.8 ir 5.10 paveikslai). Gautos parametrinės analizės išvados, varikliui veikiant dyzelinu, taip pat praktiškai nesikeičia.



5.9 pav. Indikatorinio proceso parametrinės analizės rezultatai, varikliui veikiant dyzelinu, esant $p_{mi} = 4,2$ bar apkrovai

Fig. 5.9. Results of the parametric analysis of the work process with the engine running on diesel at $p_{mi} = 4.2$ bar load

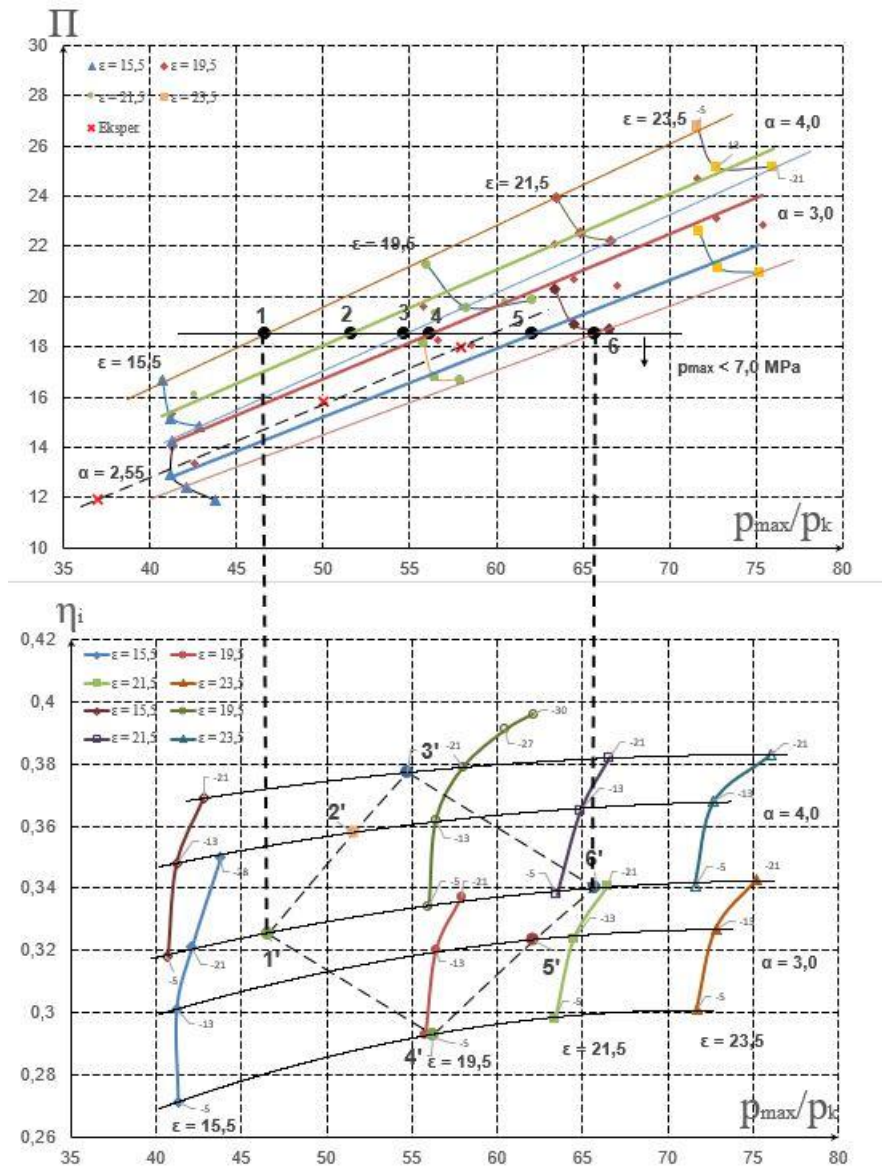
5. Variklių, konvertuojamų veikti dvejopu D-GD kuru, metodologinių pagrindų energiniam efektyvumui gerinti kūrimas ir adaptavimas



5.10 pav. Indikatorinio proceso parametrinės analizės rezultatai, varikliui veikiant dvejopu D20/GD80 kuru, esant $p_{mi} = 8,2$ bar apkrovai

Fig. 5.10. Results of parametric analysis of the work process with the engine running on dual D20/NG80 fuel at $p_{mi} = 8.2$ bar load

5. Variklių, konvertuojamų veikti dvejopu D-GD kuru, metodologinių pagrindų energiniam efektyvumui gerinti kūrimas ir adaptavimas



5.11 pav. Indikatorinio proceso parametrinės analizės rezultatai, varikliui veikiant dvejopu D20/GD80 kuru, esant $p_{mi} = 4,2$ bar apkrovai

Fig. 5.11. Results of the parametric analysis of the work process with the engine running on dual D20/NG80 fuel at $p_{mi} = 4.2$ bar load

5. Variklių, konvertuojamų veikti dvejopu D-GD kuru, metodologinių pagrindų energiniam efektyvumui gerinti kūrimas ir adaptavimas

Vertinant parametrinės analizės rezultatus, charakteringas ypatumas pastebėtas esant mažos apkrovos režimui $p_{mi} = 4,2$ bar (5.11 paveikslas).

Varikliui funkcionuojant mažos apkrovos režimu $p_{mi} = 4,2$ bar dvejopu D20/GD80 kuru, indikatorinio proceso parametrų tarpusavio sąveikos intensyvumas keičiasi palyginti su pirmiau nagrinėtais variantais (žr. 5.8–5.10 paveikslus). Parametrų tarpusavio ryšio grafinės formos 5.11 paveiksle pasikeitimo priežastis – stiprus šilumos išsiskyrimo dinamikos sumažėjimas. Todėl šilumos išsiskyrimo trukmė, pagal eksperimentinio tyrimo duomenis, nuo būdingos režimui $p_{mi} = 8,2$ bar veikiant D20/GD80 kuru, reikšmės $65^{\circ}\text{a.v.p.k.}$ padidėjo apie du kartus – iki $110^{\circ}\text{a.v.p.k.}$ (žr. 4 skyrių). Palyginti su atitinkamu mažos apkrovos režimu $p_{mi} = 4,2$ bar, varikliui veikiant D, skirtumas didėjo apie 5 kartus – iki $200^{\circ}\text{a.v.p.k.}$ palyginti su $42^{\circ}\text{a.v.p.k.}$ Kaip indikatorinio proceso dinamikos padidėjimo pasekmė įtaka η_i (ankstinant φ_{ip}) stebima visame ε pasikeitimo diapazone. Varikliui veikiant D (žr. 5.8–5.11 paveikslus), taip pat D20/GD80 aukštos apkrovos diapazone $p_{mi} = 8,2$ bar (žr. 5.10 paveikslą), φ_{ip} paankstinimas iki tam tikros ribos teigiamai veikia η_i tik esant mažai ε reikšmei – 15,5. Didėjant ε , pastebimas $\eta_i = f(\varphi_{ip}, \varepsilon = \text{invar.})$ kreivės pasikeitimo švelnus išsidėstymo pobūdis, o $p_{mi} = 4,2$ bar, veikiant D, – netgi sumažėjimas diapazone $\varepsilon > 19,5$. Lygiagrečiai keičiasi φ_{ip} padidėjimo įtaka p_{max}/p_k santykiui: φ_{ip} pasikeitimo diapazone nuo $-1^{\circ}\text{a.v.p.k.}$ iki $-13^{\circ}\text{a.v.p.k.}$ PVRT, matomas tiksliai p_{max}/p_k pasikeitimas 2–4 vnt. Varikliui veikiant D aukštos apkrovos režimu $p_{mi} = 8,2$ bar, D20/GD80 p_{max}/p_k pasikeitimo diapazonas siekia 20–30 vnt. NVK $\eta_i = f(p_{max}/p_k, \varepsilon, \alpha = \text{invar.})$ grafinės priklausomybės forma, grafiko lauke iš švelnaus pasikeitimo artėja prie vertikalios išsidėstymo (žr. 5.11 paveikslą). Suspaudimo laipsnio ε didinimas, esant $\varphi_{ip} = \text{invar.}$, teigiamai veikia η_i visame ištirtame diapazone $\varepsilon = 15,5\text{--}23,5$ vnt. Tačiau variklyje realizuota reikšmė $\varepsilon = 19,5$ atitinka η_i optimalią reikšmę. Apibendrinant atliktą nomogramos Π , $\eta_i = f(p_{max}/p_k, \alpha = \text{invar.})$, pasikeitimo analizę, konstatuojama:

1. Šilumos išsiskyrimo dinamikos reikšmingas sumažinimas, varikliui veikiant dvejopu D-GD kuru žemos apkrovos režimais, sustiprina φ_{ip} pasikeitimo įtaką parametrai η_i plačiame ε bei α diapazone ir lygiagrečiai mažina φ_{ip} įtaką parametrai p_{max}/p_k arba p_{max} .
2. Todėl φ_{ip} pasikeitimo diapazonas, siekiant gerinti η_i , gali būti išplečiamas, nesudarant rizikos pasiekti ribines patikimumo rodiklio p_{max} reikšmes.

Nustatyti ypatumai yra tiesiogiai susiję su šilumos išsiskyrimo fizikinių mechanizmų įtaka indikatorinio proceso parametrams (Vibe, 1962; Woschni, 1970). p_{max} reikšmę konkrečiame apkrovos režime lemia išsiskyręs iki p_{max} pasiekimo fazės φp_{max} šilumos kiekis, absoliučios $Q p_{max}$ arba santykinės formos $X p_{max} = Q p_{max} / Q_H q_c$. Mažėjant šilumos išsiskyrimo intensyvumui, atitinkamai mažėja ir φ_{ip} pasikeitimo įtaka $Q p_{max}$, taip pat ir p_{max} . Kai $\alpha = \text{idem}$, φ_{ip} mažai veikia p_k pasikeitimas, todėl stebimas ribotas p_{max}/p_k diapazonų pasikeitimas (esant $\varepsilon = \text{idem}$). Linijos, vaizduojančios $\eta_i = f(\varphi_{ip}, p_{max}/p_k)$, priklausomybės diagramos lauke išsidėsčiusios beveik stačiai (žr. 5.11 paveikslą). Gautas rezultatas gerai koreliuoja su atlikto eksperimento duomenimis: GD dalies dvejopame kure padidėjimas daugiau kaip 40 proc. pastebimai mažina p_{max} reikšmę ($p_{me}, \varphi_{ip} = \text{idem}$).

5. Variklių, konvertuojamų veikti dvejopu D-GD kuru, metodologinių pagrindų energiniam efektyvumui gerinti kūrimas ir adaptavimas

Skaitiniais tyrimais nustatyta stipri dyzelino įpurškimo paankstinimo fazės φ_{ip} įtaka η_i taip pat gerai koreliuoja su eksperimentinių tyrimų rezultatais. Nepriklausomai nuo apkrovos, φ_{ip} paankstinimas ištirtame diapazone nuo -1 °a.v.p.k. iki -13 °a.v.p.k. PVRT darė įtaką η_i padidėjimui skirtingu laipsniu, varikliui veikiant D ir dvejopu kuru (žr. 5.1 lentelę).

GD dalies padidėjimas dvejopame kure nuo 0 iki 80 proc. lemia skirtingą φ_{ip} poveikio įtaką: nuo 1 iki 18 proc. – $p_{me} = 1,98$ bar, nuo 4 iki 21 proc. – $p_{me} = 3,99$ bar ir nuo 7 iki 17,5 proc. – $p_{me} = 5,97$ bar apkrovos režimuose.

5.1 lentelė. φ_{ip} fazės paankstinimo įtaka η_i padidėjimui diapazone nuo -1 °a.v.p.k. iki -13 °a.v.p.k. iki VRT

	$p_{me} = 1,98$ bar				$p_{me} = 3,99$ bar				$p_{me} = 5,97$ bar			
	D	GD40	GD60	GD80	D	GD40	GD60	GD80	D	GD40	GD60	GD80
%	1	11	16	18	4	11	15	21	7	9	13	18

Kaip ir p_{max} atveju, nustatyto pasikeitimo ypatumus lemia šilumos išsiskyrimo dinamika. Žinoma (Lebedevas ir kt., 1998), kad darbo procesui, charakterizuojamam intensyviu kuro degimu arba trumpa šilumos išsiskyrimo trukme, energiniam efektyvumui užtikrinti charakteringas optimalus φ_{ip} . Šilumos išsiskyrimas vyksta arti VRT, ir bet koks nukrypimas nuo optimalaus φ_{ip} lemia η_i sumažėjimą. Per didelis φ_{ip} paankstinimas didina indikatorinės diagramos plotą, dėl ko atsiranda neigiama įtaka p_{mi} , o tuo pat metu ir η_i parametrams. Taigi φ_{ip} paankstinimas iki optimalios reikšmės charakterizuojamas η_i didėjimo sulėtėjimu, o φ_{ip} optimalios reikšmės viršijimas lemia η_i pablogėjimą. Atliktuose eksperimentiniuose tyrimuose φ_{ip} optimalią reikšmę, darančią įtaką η_i pasiekė esant $\varphi_{ip} = -7$ °a.v.p.k. PVRT. Dėl neintensyvios kuro degimo kinetikos, indikatorinio proceso santykinai didelė dalis šilumos išsiskiria vėlesnėse išsiplėtimo takto fazėse. Pavyzdžiui, atliktuose tyrimuose $20-100$ °a.v.p.k. PVRT fazėje išsiskiria $40-45$ proc. su kuru įvestos šilumos. Todėl φ_{ip} paankstinimas iki -13 °a.v.p.k. PVRT darė įtaką intensyviam η_i padidėjimui tiek eksperimente, tiek modeliavimo tyrimuose. Varikliui veikiant dyzelinu, φ_{ip} pasikeitimas darė įtaką η_i padidėjimui 2 proc. (maksimumas η_i pasiektas φ_{ip} esant -7 °a.v.p.k. PVRT), o funkcionuojant dvejopu D20/GD80 kuru, η_i didėjo 17 proc.

Skaitinio modeliavimo procese φ_{ip} paankstinimas iki -30 °a.v.p.k. PVRT taip pat darė teigiamą įtaką η_i padidėjimui, bet mažesniu intensyvumu nei η_i pasikeitimo diapazone – nuo -1 °a.v.p.k. iki -13 °a.v.p.k. PVRT (žr. 5.12 paveikslą).

Variklio indikatorinio proceso optimalios parametų kombinacijos tyrimas $p_{mi} = 4,2$ bar režime ir jo tendencija iš esmės visiškai nesiskiria nuo anksčiau nagrinėtų aukštos apkrovos $p_{mi} = 8,2$ bar tyrimo tendencijų, pvz., 5.11 pav. Racionalios ε , φ_{ip} , α kombinacijos vertinimas atliktas esant sąlygai, kad $p_{max} \leq 6,9$ MPa. Kai maksimalus ciklo slėgis $p_{max} = 6,9$ MPa, parametro Π reikšmė lygi: $\Pi = \frac{p_{max}}{p_{mi}} \cdot \frac{350}{T_k} = \frac{6,9}{0,42}$.

5. Variklių, konvertuojamų veikti dvejopu D-GD kuru, metodologinių pagrindų energiniam efektyvumui gerinti kūrimas ir adaptavimas

$\frac{350}{310} = 18,5$. Iš ordinatės $\Pi = 18,5$ braižoma horizontali linija, kertanti $\Pi = f(p_{\max}/p_k, \alpha, \varphi_{ip} = \text{idem})$ liniją taškuose 1, 2, 3, 4, 5, 6. Šiuos taškus projektuojant į apatinę nomogramos $\eta_i = f(p_{\max}/p_k, \alpha, \varphi_{ip} = \text{idem})$ dalį, atsiranda atitinkami taškai 1', 2', 3', 4', 5', 6'. Šiais taškais 1'–3'–6'–4' apribotas laukas grafiškai apibrėžia racionalias $\varepsilon, \alpha, \varphi_{ip}$ kombinacijas, užtikrinančias η_i pagerinimą. Maksimali η_i reikšmė 0,38 pasiekama esant parametų kombinacijai $\alpha = 2,6; \varphi_{ip} = -21^\circ \text{a.v.p.k. PVRT}; p_k = p_{\max}/p_c = 6,9/5,5 = 0,125 \text{ MPa} = 1,25 \text{ bar}$. Be didelės paklaidos optimalus $\varepsilon = 19,5 \text{ vnt.}$ taip pat nepasikeitė. Palyginimui – eksperimente esant $\alpha \approx 2,6; \varphi_{ip} = -13^\circ \text{a.v.p.k. PVRT}; p_k = 0,118 \text{ MPa}; p_{\max} = 6,7 \text{ MPa}$ pasiektas $\eta_i = 0,342$. Taigi vien tik optimizuojant indikatorinio proceso vykdymo pagrindinius parametrus (p_k, α , dinamika siejama su φ_{ip}), realizuojamas η_i padidavimo rezervas $\sim 10 \text{ proc.}$

Nesikeičiant kokybiniais ryšiams tarp nomogramos parametų (5.9–5.12 paveikslai), jų kokybinę tarpusavio sąveiką lemia indikatorinio proceso vykdymo ypatumus konkretaus variklio modelio atveju. Tačiau šių ypatumų pagrindu optimalios parametų kombinacijos paieška lieka nepakitusi:

1. Skaitinių tyrimų metu nustatomi šilumos išsiskyrimo charakteristikos I. Višės formos parametrai (φ_z, m_z).
2. Derinant su eksperimento duomenimis, formuojamas tyrimo objekto matematinis modelis, kurio pagrindu vykdomas variacinis skaitinis eksperimentas.
3. Iš gautų duomenų suformuota $\eta_i: \Pi = f(p_{\max}/p_k; \alpha; \varphi_{ip} = \text{idem})$ nomograma, naudojama racionalių indikatorinio proceso parametų kombinacijoms nustatyti, siekiant maksimalaus η_i esant nustatytiems $p_{\max}$ apribojimams, tiesiogiai siejamiems su variklio veikimo patikimumo rodikliais.

Taigi analitiškai pagrįstas ir praktinio naudojimo tikslais eksperimentu ir skaitiniais tyrimais aprobuotas konvertuojamo veikti dvejopu kuru variklio energinio efektyvumo parametų gerinimo parametrinis η_i ir $\frac{p_{\max}}{p_{mi}} \cdot \frac{350}{T_k} = f(p_{\max}/p_k; \alpha; \varepsilon = \text{idem})$ analizės metodas.

5.6. Penktojo skyriaus išvados

1. Remiantis atliktais kompleksiniais analitiniais ir variaciniais skaitiniais tyrimais, nustatyti variklio indikatorinio proceso energinį efektyvumą lemiantys veiksniai: šilumos išsiskyrimo charakteristikos $X = f(y)$ trukmė φ_z ir masės centro abscisė y_c , arba formos faktorius m_z , apibūdinami ciklo vykdymo parametrais $\varepsilon, \alpha, \lambda, p_k, T_k$, parametrinės analizės forma $\eta_i, \frac{p_{\max}}{p_{mi}} \times \frac{350}{T_k} = f(p_{\max}/p_k, \alpha)$.
2. Sukurtas ir pritaikytas skaitinis $X = f(y)$ charakteristikos, esant dinaminiam masės centro pasikeitimui degimo proceso metu, nustatymo metodas. Ištirtas šilumos išsiskyrimo charakteristikos masės centro y_c parametras, naudotas

5. Variklių, konvertuojamų veikti dvejopu D-GD kuru, metodologinių pagrindų energiniam efektyvumui gerinti kūrimas ir adaptavimas

vertinant dinaminį pasikeitimą lemiančius Qp_{max} ir p_{max}/p_k parametrus, varikliui veikiant dyzelinu ir dvejopu D-GD kuru. Gauti rezultatai tapo vienu iš parametrinės analizės metodo pagrindimų, pritaikytų dvejopu kuru veikiančiame variklyje.

3. Parametrinės analizės metodas pritaikytas variklio, konvertuojamo veikti dvejopu kuru, η_i pagerinimo būdams ir jų realizavimo racionalioms kryptims ištirti:
 - 3.1. AAR ($p_{mi} = 8,2$ bar) tiek D, tiek D20/GD80 naudojimo atvejais variklyje realizuoti konstrukciniai (ε) ir indikatorinio proceso vykdymo parametrai (α , ciklo dinamika, siejama su φ_{ip}) yra optimalūs ir užtikrinantys η_i reikšmes, artimas maksimalioms.
 - 3.2. ŽAR dėl sumažėjusios šilumos išsiskyrimo dinamikos (φ_z padidėjimo nuo 60°a.v.p.k. AAR iki 200°a.v.p.k. iki VRT) pagrindiniais įtaką η_i darančiais veiksniais tapo φ_{ip} ir α , o ε optimizuoti nebuvo tikslinga.
 - 3.3. Skirtingai nuo AAR, stiprūs ryšiai tarp η_i ir φ_{ip} pasireiškia visame ištirtame ε , α pasikeitimo diapazone, taip pat didinant φ_{ip} iki -30°a.v.p.k. PVRT ir daugiau.
 - 3.4. Nustatytas η_i didinimo ŽAR rezervas, optimizuojant φ_{ip} ; α ir p_k vertinamas ~ 10 proc., išlaikant nustatytą mechaninio patikimumo apribojimus lemiančio p_{max} reikšmę.
4. Patikslinta ir aprobuota klasikinė variklio išorinio šilumos balanso skaičiavimo metodika, ją taikant dvejopu kuru veikiančio variklio kogeneracinio ciklo antirinių šilumos šaltinių energinio potencialo analizei.
 - 4.1. Sudaryti ir pritaikyti išmetamųjų deginių šilumos kiekio nustatymo analitiniai sprendimai, degant skirtingai dvejopo D-GD kuro sudėčiai.
 - 4.2. Pasiūlytas eksperimentiniai vertinti naudojamos degimo proceso vidutinės temperatūros nustatymo skaitinis metodas, besiremiantis tikrąja šilumos išsiskyrimo charakteristika.

Bendrosios išvados

1. Remiantis eksperimentiniais ir skaitinio matematinio modeliavimo tyrimais, ištirti variklio su konvencine kuro įpurškimo sistema, konvertuojamo veikti dvejopu D-GD kuru, energiniai ir ekologiniai rodikliai, pristatyti jų pasikeitimą lemiantys indikatorinio proceso charakteristikų ypatumai, racionalios energetinio efektyvumo gerinimo kryptys ir būdai:
 - 1.1. Energetinio efektyvumo parametrų (η_e) pablogėjimas būdingesnis mažos apkrovos režimams, tačiau 1,5 karto mažėjo esant didesnei indikatorinio proceso dinamikai ($\lambda = 1,4\text{--}1,6$: kiekvienam δ GD 10 proc. padidėjimui η_e sumažėjimas sudaro AAR 0,8–1,8 proc., o ŽAR 4–6 proc.).
 - 1.2. Efektinio NVK pablogėjimą lemiantys degimo proceso dinamikos pasikeitimai pasižymi degimo trukmės padidėjimu 4–5 kartus, o tai užtikrina labiausiai kenksmingo emisijos komponento NO_x sumažėjimą: AAR – 3–7 proc., VAR ir ŽAR režimais – iki 9–10 proc., kiekvienam δ GD 10 proc. padidininui D-GD kure. Tai taip pat pagrindžia energetinio efektyvumo gerinimo potencialą optimizuojant dyzelinio kuro porcijos įpurškimo paskubos fazę (φ_{ip}).
 - 1.3. Siekiant užtikrinti $\eta_e \approx \text{const}$, konvertuojant variklį iš dyzelino veikti dvejopu D20/GD80 kuru, φ_{ip} fazės paankstinimas AAR sudaro $\sim 12^\circ \text{a.v.p.k.}$, o ŽAR turi būti didinamas $36\text{--}48^\circ \text{a.v.p.k.}$ iki $\varphi_{ip} \sim 50^\circ \text{a.v.p.k.}$ iki VRT (rezultatas gerai koreliuoja su daugelio tyrimų, atliktų su varikliais, turinčiais akumuliacinę kuro įpurškimo sistemą, rezultatais).
 - 1.4. Atsižvelgiant į reikšmingą CO ir CH kenksmingų komponentų padidėjimą iki 20–30 kartų dvejopo kuro variklio išmetamosiose dujose, nustatyti racionalūs φ_{ip} optimizavimo ir dvejopo kuro sudėties naudojimo diapazonai, neatliekant

- rimtos variklio modernizacijos: AAR ir VAR racionalu naudoti kurą su δ GD dalimi iki 40 proc., kaip alternatyvą naudojant φ_{ip} optimizavimą energetiniams ir ekologiniams rodikliams gerinti.
2. Variaciniais skaitinio matematinio modeliavimo tyrimais, derinant rezultatus su eksperimento duomenimis, pagrįsti vienzonių matematinių modelių, variklio, veikiančio dvejopu D-GD kuru, energetinio efektyvumo tyrimų aspektai ir racionalūs jų praktinio įgyvendinimo principai.
 3. Sukurti ir adaptuoti metodologiniai įrankiai, skirti variklio, konvertuojamo veikti dvejopu D-GD kuru, indikatorinio proceso parametrams ir charakteristikoms tarpusavyje derinti ir optimizuoti, siekiant energetinio efektyvumo. Šie įrankiai yra:
 - 3.1. pritaikytas parametrinės analizės metodas, atskleidžiant ir ištiriant indikatorinį NVK (η_i) lemiančių parametų ($\varepsilon, \lambda, \alpha, \varphi_{ip}, p_{max}, p_{mi}$), kartu su šilumos išsiskyrimo charakteristika $X = f(y)$, tarpusavio ryšių ypatumus;
 - 3.2. $X = f(y)$ charakteristikos masės centro ciklo metu dinaminio pasikeitimo nustatymo metodas;
 - 3.3. degimo proceso eksergijos vertinimo tikslais vidutinės temperatūros $\bar{T}_1$ nustatymo metodas;
 - 3.4. šilumos balanso skaičiavimo metodikos analitiniai papildymai, ją taikant dvejopo D-GD kuro varikliui.
 4. Parametrinės analizės metodu nustatyta, kad realizuotas indikatorinio proceso vykdymas, varikliui veikiant dyzelinu, taip pat tinkamas variklio veikimo dvejopu D-GD kuru aukštos apkrovos režimais. Tuo pat metu optimizuojant $\alpha, \varphi_{ip}, p_k$ parametrus, pasiekiamas η_i padidinimas 10 proc.
 5. Nustatyti ir ištirti kogeneracinio ciklo energetinių rodiklių pokyčiai, pagrindžiantys variklio konvertavimo veikti dvejopu D-GD kuru racionalumą:
 - 5.1. eksergijos balanso suminio naudingumo koeficiento ($\eta_{ex\Sigma}$), įvertinančio elektros ir šiluminės energijos naudojimo efektyvumą, sumažėjimas neviršija 3–4 proc. ir 22 proc. atitinkamai aukštos ir žemos jėgainės apkrovos režimais;
 - 5.2. mažėjant eksergijos naudojimo efektyvumo rodikliams ($\eta_{ex\epsilon}, \eta_{ex\Sigma}$), absoliutus eksergijos potencialas praktiniam naudojimui dėl šiluminės energijos sudedamosios augimo didėja 3–18 proc. aukštos apkrovos režimais ir iki 14–58 proc. žemos apkrovos režimais.
 6. Nustatyta, kad variklio veikimas dvejopu D-GD kuru, lyginant su veikimu vien dyzelinu, charakterizuojamas 18 proc. didesne sumine į mechaninį darbą paverčiama ir antrinių šaltinių eksergija. Dėl to varikliui veikiant AAR dvejopu D-GD kuru eksploatacijos išlaidos sumažėja 33 proc., o ŽAR – 27 proc. Praktinio naudojimo tikslais, siekiant sumažinti eksploatacijos išlaidas, sudarytos racionalios dvejopo kuro sudėties parinkimo, priklausomai nuo jėgainės darbo režimo, diagramos (D-GD – p_{me}).

Literatūros šaltiniai

- Abagnale, C.; Cameretti, M.; De Simio, L.; Gambino, M.; Iannaccone, S.; Tuccillo, R. **2014**. Numerical Simulation and Experimental Test of Dual Fuel Operated Diesel Engines. *Applied Thermal Engineering*, 65, 403–417.
- Abdelaal, M. M.; Rabee, B. A.; Hegab, A. H. **2013**. Effect of adding oxygen to the intake air on a dual-fuel engine performance, emissions, and knock tendency. *Energy*, 61, 612–620.
- Abdelghaffar, W. **2011**. Performance and Emissions of a Diesel Engine Converted to Dual Diesel-CNG Fuelling. *European Journal of Scientific Research*, 56, 279–293.
- Adomavičius, V.; Žukienė, L. **2010**. Mažosios kogeneracinės elektrinės ir jų plėtros perspektyvos. *Lietuvos taikomųjų mokslų akademijos mokslo darbai*, 6, 56–69.
- Air Pollution. Available online: <http://www.imo.org/en/OurWork/Environment/PollutionPrevention/AirPollution/Pages/Air-Pollution.aspx> [žiūrėta 2019 04 03].
- Anderson, M.; Salo, K.; Fridell, E. **2015**. Particle- and gaseous emissions from an LNG powered ship. *Environmental Science & Technology*, 49 (20), 12568–12575.
- Antunes, J. M. G.; Mikalsen, R.; Roskilly, A. p. **2012**. Conversion of large-bore diesel engine for heavy fuel oil and natural gas dual fuel operation. *Maritime engineering and technology*, 5, 121–126.

- Arango Gomez, J. E.; Sierra Vargas, F. E.; Sua, S. P. **2014**. Performance of a dual-fuel natural gas/diesel engine in oil fields. *Informador Tecnico*, 78(1), 25 p.
- Arteconi, A.; Brandoni, C.; Evangelista, D.; Polonara, F. **2010**. Life-Cycle Greenhouse Gas Analysis of LNG As A Heavy Vehicle Fuel in Europe. *Applied. Energy*, 87, 2005–2013.
- Athenstaedt, G. **1993**. *Entwicklung Stationärer Gasmotoren Seit Dem Inkrafttreten Der TA-Luft*; Springer Fachmedien Wiesbaden: Wiesbaden, Germany: 4-5 p.
- Attah, E. E.; Bucknall, R. **2015**. An analysis of the energy efficiency of LNG ships powering options using the EEDI. *Ocean Engineering*, 110, 62–74.
- Baburina, O.N.; Khekert E.V.; Nikulina J.L. 2017. Mirovoy **morskoy** trgovyy flot: dinamika, struktura, perspektivy. Transport business in *Russia*, 1, 88-93. [rusų k.]
- Banapurmath, N.; Budzianowski, W.; Basavarajappa, Y.; Hosmath, R.; Yaliwal, V.; Tewari, P. **2013**. Effects of Compression Ratio, Swirl Augmentation Techniques and Ethanol Addition on the Combustion Of CNG–Biodiesel In A Dual-Fuel Engine. *International Journal of Sustainable Engineering*, 7, 55–70.
- Banapurmath, N.; Tewari, P.; Yaliwal, V.; Kambalimath, S.; Basavarajappa, Y. **2009**. Combustion Characteristics of A 4-Stroke CI Engine Operated on Honge Oil, Neem and Rice Bran Oils When Directly Injected and Dual Fuelled with Producer Gas Induction. *Renewable Energy*, 34, 1877–1884.
- Bicalho Carvalhaes, B.; Alvarenga Rosa, R.; Almeida D’Agosto, M.; Mattos Ribeiro, G. **2017**. A method to measure the eco-efficiency of diesel locomotive. *Transportation Research Part D*, 51, 29–42.
- Boehman, A.; Corre, O. **2008**. Combustion of Syngas in Internal Combustion Engines. *Combustion Science and Technology*, 180 (6), 1193–1206.
- Boretti, A. **2017**. Numerical Study of The Substitutional Diesel Fuel Energy in a Dual Fuel Diesel-LPG Engine with Two Direct Injectors Per Cylinder. *Fuel Processing Technology*, 161, 41–51.
- Bosch, R. **2002**. *Dieselmotor-Management*. Vieweg+Teubner Verlag. Wiesbaden GmbH. Germany. 479 p.
- Breitbach, H. **2002**. Fuel Injection Systems Overview. Delphi Corporation, Gillingham, UK.
- Brozicevic, M.; Martinovic, D.; Kralj, P. **2017**. Techno-economic analysis of the cogeneration process on board ships. *Journal of Sustainable Development of Transport and Logistics*, 2(1), 6–15.
- Bulaty, T.; Glanzmann, W. **1984**. Bestimmung der Wiebe-Verbrennungsparameter, *MTZ – Motortechnische Zeitschrift*, 45(7–8), 299–303 (vokiečių k.).
- Carlucci, A.; Colangelo, G.; Ficarella, A.; Laforgia, D.; Strafella, L. **2015**. Improvements in Dual-Fuel Biodiesel-Producer Gas Combustion at Low Loads Through Pilot Injection Splitting. *Journal of Energy Engineering*, 141, C4014006.
- Carlucci, A.; Ficarella, A.; Laforgia, D. **2014**. Potentialities of A Common Rail Injection System for The Control of Dual Fuel Biodiesel-Producer Gas Combustion and Emissions. *Journal of Energy Engineering*, 140(3), A4014011.

- Carlucci, A.; Ficarella, A.; Laforgia, D.; Strafella, L. **2017**. Improvement of Dual-Fuel Biodiesel-Producer Gas Engine Performance Acting on Biodiesel Injection Parameters and Strategy. *Fuel*, 209, 754–768.
- Carlucci, A.; Laforgia, D.; Saracino, R. **2009**. Combustion Development and Exhaust Emissions of a Dual-Fuel DI Diesel Engine With Variable in-Cylinder Bulk Flow and Methane Supply Strategies. In *Proceedings of the ASME 2009 Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference*, Lucerne, Switzerland, 27–30 p.
- Carlucci, A.; Laforgia, D.; Saracino, R. **2009**. Effects of In-Cylinder Bulk Flow and Methane Supply Strategies on Charge Stratification, Combustion and Emissions of a Dual-Fuel DI Diesel Engine; *SAE Technical Paper Series*; *SAE International*: Detroit, USA, 12 p.
- Chala, G.T.; Abd Aziz, A.R.; Hagos, F.Y. **2018**. Natural Gas Engine Technologies: Challenges and Energy Sustainability Issue. *Energies*, 11, 2934.
- Cheenkachorn, K.; Poompipatpong, C.; Ho, C. **2013**. Performance and Emissions of a Heavy-Duty Diesel Engine Fuelled With Diesel and LNG (Liquid Natural Gas). *Energy*, 53, 52–57.
- Chen, Z.; Yao, C.; Wang, Q.; Han, G.; Dou, Z.; Wei, H.; Wang, B.; Liu, M.; Wu, T. **2016**. Study of Cylinder-to-Cylinder Variation in a Diesel Engine Fueled with Diesel/Methanol Dual Fuel. *Fuel*, 170, 67–76.
- Cheremisinoff, N. P. **2005**. *Industrial solvents handbook. Secon edition*. Marcel Dekker, INC, New York, Basel. 333 p.
- Chiodi M. 2011. Engine Energy-Balance. In: *An Innovative 3D-CFD-Approach towards Virtual Development of Internal Combustion Engines*. Vieweg+Teubner; 25–28 p.
- Daisho, Y.; Yaeo, T.; Koseki, T.; Saito, T.; Kihara, R.; Quiros, E. **1995**. *Combustion and Exhaust Emissions in a Direct-Injection Diesel Engine Dual-Fueled with Natural Gas*; *SAE Technical Paper Series*; *SAE International*: Detroit, USA. 15 p.
- Dietrich, W. **1999**. Die Gemischbildung Bei Gas- Und Dieselmotoren Sowie Ihr Einfluss auf die Schadstoffemissionen-Rückblick und Ausblick Teil 1. *Mtz-Motortechnische Zeitschrift*, 60, 28–38. (vokiečių k.)
- Dincer, I.; Zamfirescu, C. **2016**. A review of novel energy options for clean rail applications. *Journal of Natural Gas Science and Engineering*, 28, 461-478.
- Directive 2014/94/EU of the European Parliament and of the Council of 22 October 2014 on the deployment of alternative fuels infrastructure. *Official Journal of the European Union*: L 307/1.
- Dishy, A.; You, T.; Iwashiro, Y.; Nakayama, S.; Kihara, R.; Saito, T. **1995**. *Controlling Combustion and Exhaust Emissions in A Direct-Injection Diesel Engine Dual-Fueled with Natural Gas*; *SAE Technical Paper Series*; *SAE International*: Detroit, USA: 14 p.
- EC. **2018**. *Transport in the European Union: Current Trends and Issues*. European Commission (EC). 144 p. Available from Internet:

- <https://ec.europa.eu/transport/sites/transport/files/2018-transport-in-the-eu-current-trends-and-issues.pdf>
- Emission Standards: Europe: Nonroad Engines. Available online: <https://dieselnet.com/standards/eu/nonroad.php#vessel> [žiūrėta 2019 04 03].
- EN 590:2013+A1:2017. *Automotive Fuels. Diesel. Requirements and Test Methods*.
- Erofeev, V. L., Zhukov, V. A., Pryachin, A. S. **2017**. Energy and exergy approaches to assessment enhance the efficiency of heat engines. *Vestnik gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechno-go flota imeni admirala S. O. Makarova*, 9(5), 1017–1026 (rusų k.).
- European Environment Agency EEA Report No 13/2017. *Air quality in Europe – 2017 report*. Available online: <https://www.eea.europa.eu/publications/air-quality-in-europe-2017> [žiūrėta 2019 02 12].
- Faghani, E.; Kheirkhah, P.; Mabson, C.; McTaggart-Cowan, G.; Kirchen, P.; Rogak, S. **2017**. *Effect of Injection Strategies on Emissions From a Pilot-Ignited Direct-Injection Natural-Gas Engine-Part II: Slightly Premixed Combustion*; SAE Technical Paper Series; SAE Internanitorial: Detroit, USA. 14 p.
- Feidt M., Costea M. **2012**. Energy and exergy analysis and optimization of combined heat and power systems. Comparison of various systems. *Energies*, 5(9), 3701–3722.
- Frei, J. K.; Orenic, C.; Smith, N. **1984**. Effects of Acid Rain on Epiphytic Orchid Growth. *Studies in Environmental Science*, 25, 271–285.
- Gapiro, A. D. **2018**. O problemakh ekspluatatsii dizel'nykh DVS s sovremennymi sistemami toplivopodachi. *Voprosy nauki i obrazovaniya*, 24(36), 16-18. [rusų k.]
- García Valladolid, P.; Tunestål, P.; Monsalve-Serrano, J.; García, A.; Hyvönen, J. **2017**. Impact of Diesel Pilot Distribution on The Ignition Process of a Dual Fuel Medium Speed Marine Engine. *Energy Conversion and Management*, 149, 192–205.
- Gatts, T.; Liu, S.; Liew, C.; Ralston, B.; Bell, C.; Li. H. **2012**. An experimental investigation of incomplete combustion of gaseous fuels of a heavy-duty diesel engine supplemented with hydrogen and natural gas. *International Journal of Hydrogen Energy*, 37(9), 7848–7859.
- GHG Emissions. Available online: <http://www.imo.org/en/OurWork/Environment/PollutionPrevention/AirPollution/Pages/GHG-Emissions.aspx> [žiūrėta 2019 04 03].
- Gimbutis G. ir kt., 1993. *Šiluminė technika*. Mokslas, Vilnius: 333 p.
- Greenhouse Gas Emissions from Transport. Available online: <https://www.eea.europa.eu/data-and-maps/indicators/transport-emissions-of-greenhouse-gases/transport-emissions-of-greenhouse-gases-11> [žiūrėta 2019 05 30].
- Griljusic, M.; Medica, V.; Radica, G. **2015**. Calculation of Efficiencies of a Ship Power Plant Operating with Waste Heat Recovery through Combined Heat and Power Production. *Energies*, 8, 4273–4299.

- Guzzella, L.; Onder, C. **2010**. *Introduction to Modeling and Control. of Internal Combustion Engine Systems*; Springer: Berlin, Germany: 362 p.
- Heider, G. **1996**. *Rechenmodell zur Vorausrechnung der NO-Emission von Dieselmotoren*. Dissertation. Technische Universität München, Deutschland. 144 p. (vokiečių k.).
- Heider, G.; Woschni, G.; Zeilinger, K. **1998**. 2-Zonen Rechenmodell zur Vorausrechnung der NO-Emission von Dieselmotoren, *MTZ – Motortechnische Zeitschrift*, 59(11), 770–775 (vokiečių k.).
- Heywood, J. **1988**. *Internal Combustion Engine Fundamentals*; McGraw-Hill: New York, NY, USA: 930 p.
- Ho, C. **2012**. *Sulphur Emissions by Ships*. Sixteenth Report of Session 2010–12. Volume II. Additional Written Evidence. House of Commons (HoC), Transport Committee, London, UK. 35 p. Available from Internet: <https://publications.parliament.uk/pa/cm201012/cmselect/cmtran/1561/1561vw.pdf>
- Hosmath, R. S.; Banapurmath, N. R.; Khandal, S. V.; Gaitonde, V. N.; Basavarajappa, Y. H.; Yaliwal, V. S. **2016**. Effect of compression ratio, CNG flow rate and injection timing on the performance of dual fuel engine operated on honge oil methyl ester (HOME) and compressed natural gas (CNG). *Renewable Energy*, 93, 579–590.
- Yang, B.; Xi, C.; Wei, X.; Zeng, K.; Lai, M. C. **2015**. Parametric investigation of natural gas port injection and diesel pilot injection on the combustion and emissions of a turbocharged common rail dual-fuel engine at low load. *Applied Energy*, 143, 130–137.
- IMO. **2016**. *Studies on the Feasibility and Use of LNG as a Fuel for Shipping*. International Maritime Organization (IMO). 290 p. Available from Internet: <http://www.imo.org/en/OurWork/Environment/PollutionPrevention/AirPollution/Documents/LNG%20Study.pdf>
- IMO. **2019a**. *Greenhouse Gas Emissions*. International Maritime Organization (IMO). Available from Internet: <http://www.imo.org/en/OurWork/Environment/PollutionPrevention/AirPollution/Pages/GHG-Emissions.aspx>
- IMO. **2019b**. *Prevention of Air Pollution from Ships*. International Maritime Organization (IMO). Available from Internet: <http://www.imo.org/en/OurWork/Environment/PollutionPrevention/AirPollution/Pages/Air-Pollution.aspx>
- Yousefi, A.; Birouk, M.; Guo, H. **2017**. An Experimental and Numerical Study of The Effect of Diesel Injection Timing on Natural Gas/Diesel Dual-Fuel Combustion at Low Load. *Fuel*, 203, 642–657.
- Yousefi, A.; Birouk, M.; Lawler, B.; Ghareghani, A. **2015**. Performance and emissions of a dual-fuel pilot diesel ignition engine operating on various premixed fuels. *Energy Conversion and Management*, 106, 322–336.
- ISO 6976:**2016**. *Natural Gas – Calculation of Calorific Values, Density, Relative Density and Wobbe Indices from Composition*.

- Ivanchenko N. N. Balakin V. I. **1979**. Problemy vysokogo nadduva dizeley. Dvigatestroyeniye, 1, 11–13. (rusų k.).
- Ivanchenko N. N., Krasovskiy O. G. **1974**. Obobshchennyye zavisimosti parametrov rabochego protsessa dizeley s vysokim nadduvom. Energomashinostroyeniye, 1, 12–15 (rusų k.).
- Ivanchenko, N. **1983**. *Visokii Nadduv Dizelei*. Leningrad. 198 p. (rusų k.).
- Ivashchenko, N. A., Gorbunova, N. A. 1989a. Metodika i rezultaty identifikatsii matematicheskoy modeli rabochego protsessa dizelya. Dvigatestroyeniye, 4, 13–15 (rusų k.).
- Ivashchenko N. A., Gorbunova N. A. **1989b**. Metodika i rezultaty matematicheskoy optimizatsii rabochego protsessa teplovoznogo dizelya. Dvigatestroyeniye, 5, 8–12 (rusų k.).
- Jafarzadeh, S.; Paltrinieri, N.; Bouwer Utne, I.; Ellingsen, H. **2017**. LNG-fuelled fishing vessels: A systems engineering approach. *Transportation Research Part D*, 50, 202–222.
- Janbozorgi, M.; Ugarte, S.; Metghalchi, H.; Keck, J. C. **2009**. Com-Bustion modeling of mono-carbon fuels using the rate-controlled constrained-equilibrium method, *Combustion and Flame*, 156(10), 1871–1885.
- Kakae, A.-H.; Rahnama, P.; Paykani, A. **2015**. Influence of fuel composition on combustion and emissions characteristics of natural gas/diesel RCCI engine, *Journal of Natural Gas Science and Engineering*, 25, 58–65.
- Kavtaradze, R. **2008**. *Teorija Porshnevnyh Dvigatelių. Special'nye Glavy: Uchebnik Dlja Vuzov*; MGTU of N. E. Bauman: Moscow, Russia. 720 p.
- Khan, M.I., Yasmin, T.; Shakoor, A. **2015**. International experience with compressed natural gas (CNG) as environmental friendly fuel. *Energy Systems*, 6, 507–531.
- Korakianitis, T.; Namasivayam, A. M.; Crookes, R. J. **2011**. Natural-gas fueled spark-ignition (SI) and compression-ignition (CI) engine performance and emissions. *Progress in Energy and Combustion Science*, 37(1), 89–112.
- Krasovskij, I. **1983**. *Izdatel'stvo: Mashinostroenie*. Leningrad, Russia: 52–65 p.
- Kreienbaum, J. **2013**. *The Energy Crises of the 1970s as Challenges to the Industrialized World*. Historisches Institut, Universität Rostock.
- Krishnan, S. R.; Srinivasan, K. K. **2010**. Multi-zone modelling of partially premixed low-temperature combustion in pilot-ignited natural-gas engines. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 224(12), 1597–1622.
- Krugel, O. **1989**. *Untersuchungen Zur Stickoxidminderung an Schnelllaufenden Großdieselmotoren*; VEB Verlag Technik: Berlin, Germany: 29–36 p.
- Kumar, S.; Cho, J.; Park, J.; Moon, I. **2013**. Advances in Diesel–Alcohol Blends and Their Effects on The Performance and Emissions of Diesel Engines. *Renewable Sustainable Energy Reviews*, 22, 46–72.

- Lebedev S. V. **1998**. Inzhenernaya metodika kompleksnoy raschetnoy optimizatsii parametrov forsirovannykh vysokooborotnykh dizeley. *Dvigatelistroyeniye*, 3, 5–12. (rusų k.).
- Lebedev S. V., Nechayev L. V. **1999**. Sovershenstvovaniye pokazateley vysokooborotnykh dizeley unifitsirovannogo tiporazmera. *Akademiya transporta RF, AltG-TU im. I. I. Polzunova*. Barnaul: 112 p. (rusų k.).
- Lebedev, S.; Lebedeva, G.; Matievskij, D.; Reshetov, V. **2003**. *Formirovanie Konstruktivnogo Rjada Porshnej Dlja Tipaza Vysokooborotnykh Forsirovannykh Dizelej*; Akademiya Transporta RF: Barnaul, Russia: 89 p. (rusų k.).
- Lebedev, S.; Matievskij, D. **2000**. Analiz Indikatornogo KPD I Harakteristiki Teplovydelenija Dizelej Tiporazmera CN16,518,5 Pri Ih Forsirovanii Do Pme = 2,0 MPa; *Vestnik Altajskogo Tehnicheskogo Universiteta*: Barnaul, Russia: 103–107 p. (rusų k.).
- Lebedevas, S.; Lebedeva, G. **2004**. Mathematical Model of Combined Parametrical Analysis of in Indicator Process and Thermal Loading on the Diesel Engine Piston. *Transport*, 19, 108–118.
- Lebedevas, S.; Pukalskas, S.; Daukšys, V.; Rimkus, A.; Melaika, M.; Jonika, L. **2019**. Research on fuel efficiency and emissions of converted diesel engine with conventional fuel injection system for operation on natural gas. *Energies* 12(12): 2413.
- Li, J.; Wu, B.; Mao, G. **2015**. Research on The Performance and Emission Characteristics of the LNG-Diesel Marine Engine. *Journal of Natural Gas Science and Engineering*, 27, 945–954.
- Li, W.; Liu, Z.; Wang, Z. **2016**. Experimental and theoretical analysis of the combustion process at low loads of a diesel natural gas dual-fuel engine, *Energy*, 94: 728–741.
- Lieuwen, T.; Yang, V.; Yetter, R. **2010**. *Synthesis Gas Combustion*; CRC Press: Boca Raton, FL, USA: 384 p.
- Liu, J.; Zhang, X.; Wang, T.; Zhang, J.; Wang, H. **2015**. Experimental and Numerical Study of The Pollution Formation in a Diesel/CNG Dual Fuel Engine. *Fuel*, 159, 418–429.
- Lounici, M. S.; Boussadi, A.; Loubar, K.; Tazerout, M. **2014**. Experimental investigation on NG dual fuel engine improvement by hydrogen enrichment. *International Journal of Hydrogen Energy*, 39(36), 21297–21306.
- Ma, B.; Yao, A.; Yao, C.; Wu, T.; Wang, B.; Gao, J.; Chen, C. **2020**. Exergy loss analysis on diesel methanol dual fuel engine under different operating parameters. *Applied Energy*, 261, 114483.
- Maghbouli, A.; Saray, R.; Shafee, S.; Ghafouri, J. **2013**. Numerical Study of Combustion and Emission Characteristics of Dual-Fuel Engines Using 3D-CFD Models Coupled With Chemical Kinetics. *Fuel*, 106, 98–105.
- Maurya, R.; Mishra, P. **2017**. Parametric Investigation on Combustion and Emissions Characteristics of a Dual Fuel (Natural Gas Port Injection and Diesel Pilot Injection) Engine Using 0-D SRM and 3D CFD Approach. *Fuel*, 210, 900–913.

- Merker, G.; Schwarz, C.; Stiesch, G.; Otto, F. **2004**. *Simulating Combustion. Simulation of combustion and pollutant formation for engine-development*. Springer: Berlin, Germany: 423 p.
- Mittal, M.; Donahue, R.; Winnie, P.; Gillette, A. **2015**. Exhaust Emissions Characteristics of a Multi-Cylinder 18.1-L Diesel Engine Converted to Fueled With Natural Gas and Diesel Pilot. *Journal of the Energy Institute*, 88(3), 275–283.
- Mohammadkhani, F.; Khalilarya, S.; Mirzaee, I. **2012**. Energetic and Exergetic Analysis of Internal Combustion Engine Cogeneration System. *The Journal of Energy: Engineering & Management*, 2(4), 24–31.
- Mollenhauer, K.; Tschöke, H. **2010**. *Handbook of Diesel Engines*; Springer: Berlin, Germany: 634 p.
- Mustafi N.N., Agarwal A.K. **2020**. Biogas for Transport Sector: Current Status, Barriers, and Path Forward for Large-Scale Adaptation. Springer, Singapore: 229–271 p.
- Mustafi, N.; Raine, R.; Verhelst, S. **2013**. Combustion and Emissions Characteristics of a Dual Fuel Engine Operated on Alternative Gaseous Fuels. *Fuel*, 109, 669–678.
- Nisar Hossain, S.; Bari, S. **2014**. Waste heat recovery from exhaust of a diesel generator set using organic fluids. *10th International Conference on Mechanical Engineering, ICME 2013*, 90, 439–444.
- Nithyanandan, K.; Lin, Y.; Donahue, R.; Meng, X.; Zhang, J.; Lee, C. **2016a**. Characterization of Soot From Diesel-CNG Dual-Fuel Combustion In A CI Engine. *Fuel*, 184, 145–152.
- Nithyanandan, K.; Zhang, J.; Li, Y.; Meng, X.; Donahue, R.; Lee, C.; Dou, H. **2016b**. Diesel-Like Efficiency Using Compressed Natural Gas/Diesel Dual-Fuel Combustion. *Journal of Energy Resources Technology*, 138(5), 052201.
- Noor, A.M.; Putehc, R.C.; Martinez-Botas, R.; Rajoo, S.; Romagnolie, A.; Basheera, U.M.; Sallehb, S.H.S.; Saha, M.H.M. **2015**. Technologies for Waste Heat Energy Recovery from Internal Combustion Engine: A Review. In *Proceedings of the International Conference on New Trends in Multidisciplinary Research & Practice*. Istanbul, Turkey: 16 p.
- Osorio-Tejada, J., Llera-Sastresa, E., Scarpellini, S., **2017**. A multi-criteria sustainability assessment for biodiesel and liquefied natural gas as alternative fuels in transport systems. *Journal of Natural Gas Science and Engineering*, 42, 169–186.
- Paliūnas V. **1997**. *Teorinė mechanika*. Kaunas. Technologija. 482 p.
- Papagiannakis, R.; Rakopoulos, C.; Hountalas, D.; Rakopoulos, D. **2010**. Emission Characteristics of High Speed, Dual Fuel, Compression Ignition Engine Operating in a Wide Range of Natural Gas/Diesel Fuel Proportions. *Fuel*, 89, 1397–1406.
- Park, C.; Kim, C.; Choi, Y.; Lee, J. **2013**. Operating strategy for exhaust gas reduction and performance improvement in a heavy-duty hydrogen-natural gas blend engine. *Energy*, 50, 262–269.
- Park, S. H.; Yoon, S. H. **2016**. Effect of dual-fuel combustion strategies on combustion and emission characteristics in reactivity controlled compression ignition (RCCI) engine. *Fuel*, 181, 310–318.

- Pedrozo, V.; May, I.; Dalla Nora, M.; Cairns, A.; Zhao, H. **2016**. Experimental Analysis of Ethanol Dual-Fuel Combustion in a Heavy-Duty Diesel Engine: An Optimisation at Low Load. *Applied Energy*, 165, 166–182.
- Pogodin S. I. 1978. Rabochiye protsessy transportnykh turboporshnevnykh dvigateley. *Mashinostroyeniye*, 311 p. (rusų k.).
- Ramadhass, A.; Jayaraj, S.; Muraleedharan, C. 2008. Dual Fuel Mode Operation in Diesel Engines Using Renewable Fuels: Rubber Seed Oil and Coir-Pith Producer Gas. *Renewable Energy*, 33, 2077–2083.
- Ramos da Costa Y. J., Barbosa de Lima G. A., Bezerra Filho C. R., Lima L. A. **2012**. Energetic and exergetic analyses of a dual-fuel diesel engine. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16(7), 4651–4660.
- Rapalis, P.; Lebedeva, G.; Gudaitytė, I. **2013**. Comparative analysis of diesel engine mathematical modelling packages for practical use on transport diesel engine operating on biodiesel. *Transbaltica 2013: the 8th International Conference: Selected Papers*, 9–10 May 2013, Vilnius, Lithuania, 173–178 p.
- Resitoglu, I.A., Altinisik, K. & Keskin, A. **2015**. The pollutant emissions from diesel-engine vehicles and exhaust aftertreatment systems. *Clean Technologies Environmental Policy*, 17, 15–27.
- Rimkus, A.; Berioza, M.; Melaika, M.; Juknelevičius, R.; Bogdanovičius, Z. 2016. Improvement of the compression-ignition engine indicators using dual fuel (diesel and liquefied petroleum gas). *Procedia Engineering*, 134, 30–39.
- Rimkus, A.; Melaika, M.; Matijošius, J. **2017**. Efficient and ecological indicators of CI engine fuelled with different diesel and LPG mixtures. *Procedia Engineering*, 187, 504–512.
- Rimkus, A.; Stravinskas, S.; Matijošius, J. **2020**. Comparative Study on the Energetic and Ecologic Parameters of Dual Fuels (Diesel-NG and HVO-Biogas) and Conventional Diesel Fuel in a CI Engine. *Applied Sciences*, 10(1), 359 p.
- Sahoo, B.B.; Sahoo, N.; Saha U.K. 2009. Effect of engine parameters and type of gaseous fuel on the performance of dual-fuel gas diesel engines – A critical review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 13, 1151–1184.
- Schinas, O.; Butler, M. **2016**. Feasibility and commercial consideration of LNG-fueled ships. *Ocean Engineering*, 122, 84–96.
- Seyyedvalilu, M. H.; Mohammadkhani, F.; Khalilarya S. **2015**. A Parametric Study on Exergy and Exergoeconomic Analysis of a Diesel Engine based Combined Heat and Power System. *International Journal of Engineering*, 28(4), 608–617.
- Selim, M. Y. E. **2003**. A Study of Some Combustion Characteristics of Dual Fuel Engine Using EGR. *SAE International Journal of Engines*, 01-0766.
- Shia, J.; Lia, T.; Liua, Z.; Zhanga, H.; Penga, S.; Jianga, Q.; Yind, J. **2015**. Life Cycle Environmental Impact Evaluation of Newly Manufactured Diesel Engine and Remanufactured LNG Engine. *The 22nd CIRP conference on Life Cycle Engineering*, 29, 402–407.

- Shojaeefard, M.H.; Sohrabi-asl, I., & Sarshari, E. 2011. Investigation the effect of inlet ports design on combustion characteristics and emission levels of diesel engine. *International Journal of Automotive Engineering*, 1(2), 31-35.
- Singh, R.; Singh, S.; Pathak, B. **2007**. Investigations on Operation of CI Engine Using Producer Gas and Rice Bran Oil in Mixed Fuel Mode. *Renewable Energy*, 32, 1565–1580.
- Sohret, Y.; Gurbuz, H.; Akcay, I. H. **2019**. Energy and exergy analyses of a hydrogen fueled SI engine: Effect of ignition timing and compression ratio. *Energy*, 175, 410–422.
- Srinivasan, K. K.; Krishnan, S. R.; Qi, Y. **2013**. Cyclic Combustion Variations in Dual Fuel Partially Premixed Pilot-Ignited Natural Gas Engines. *Journal of Energy Resources Technology*, 136(1), 133–144.
- Standard JCGM 100: **2008**. *Evaluation of measurement data – Guide to the expression of uncertainty in measurement*, 132 p.
- Sun, L.; Liu, Y.; Zeng, K.; Yang, R.; Hang, Z. **2014**. Combustion performance and stability of a dual-fuel diesel–natural-gas engine. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 229 (2), 235–246.
- Tang, Q.; Fu, J.; Liu, J.; Zhou, F.; Yuan, Z.; Xu, Z. 2016. Performance improvement of liquefied natural gas (LNG) engine through intake air supply. *Applied Thermal Engineering*, 103, 1351–1361.
- Taniguchi, S.; Masubuchi, M.; Kitano, K.; Mogi, K. **2012**. *Feasibility Study of Exhaust Emissions in a Natural Gas Diesel Dual Fuel (DDF) Engine*; SAE Technical Paper Series; SAE International: Detroit, USA: 13 p.
- Thomson, H.; Corbett, J. J.; Winebrake, J. J. **2015**. Natural gas as a marine fuel. *Energy Policy*, 87: 153–167.
- Van Basshuysen, R.; Schäfer, F. **2007**. *Handbuch Verbrennungsmotor*; Springer: Berlin, Germany: 1032 p.
- Vasilyev-Yuzhin R. M. **1980**. Chislennoye modelirovaniye ekspluatatsionnykh kharakteristik dizeley. *Dvigatelistroyeniye*, 4, 34–36. (rusų k.).
- Vibe, I. **1962**. *Novoe O Rabochem Cikle Dvigatелеj*; Moskva-Sverdlovsk: Moscow, Russia: 272 p. (rusų k.)
- Wakui, T.; Yokoyama, R. **2011**. Optimal sizing of residential gas engine cogeneration system for power interchange operation from energy-saving viewpoint. *Energy*, 36, 3816–3824.
- Wang, B.; Li, T.; Ge, L.; Ogawa, H. **2016**. Optimization of Combustion Chamber Geometry for Natural Gas Engines with Diesel Micro-Pilot-Induced Ignition. *Energy Conversion and Management*, 122, 552–563.
- Wang, T.; Zhang, X.; Zhang, J.; Hou, X. **2017**. Numerical Analysis of The Influence of The Fuel Injection Timing and Ignition Position in a Direct-Injection Natural Gas Engine. *Energy Conversion and Management*, 149, 748–759.
- Wannatong K, Akarapanyavit N, Siengsanorh S, Chanchaona S. **2007**. Combustion and **knock** characteristics of natural gas-diesel dual fuel engine. SAE Paper. 01-2047.

- Wei, L.; Geng, P. **2016**. A review on natural gas/diesel dual fuel combustion, emissions and performance. *Fuel Processing Technology*, 142, 264–278.
- White Paper on transport 2011. *Roadmap to a single European transport area – Towards a competitive and resource-efficient transport system*. Luxembourg: Publications Office of the European Union: 28 p.
- Wiebe, I. **1970**. *Brennverlauf Und Kreisprozesse Vonverbrennungsmotoren*; VEB Verlag Technik: Berlin, Germany: 280 p.
- Woschni, G. **1970**. *Die Berechnung Der Wandverluste Und Der Thermischen Belastung Von Dieselmotoren*; Springer Fachmedien Wiesbaden: Wiesbaden, Germany: 12, 491–499
- Woschni, G. **1973**. *Eine Methode Zur Vorausberechnung Der Änderung Des. Brennvverlaufs Mittelschnellaufender Dieselmotoren Bei Geanderten Betriebsbedingun-gen*; Springer Fachmedien Wiesbaden: Wiesbaden, Germany: 106–110 p.
- Woschni, G. **1988**. *Verbrennungsmotoren*; TU Munchen: Munchen, Germany: 303 p.
- Zagala, M.; Abdelaal, H. **2017**. Flue Gas Cleaning Systems - A Review Paper. *Conference: Proceedings of the 5th Conference on Contemporary Problems of Power Engineering and Environmental Protection* : Gliwice, Poland; pp. 75–82.
- Zhang, C.; Song, J. **2016**. Experimental Study of Co-Combustion Ratio on Fuel Consumption and Emissions of NG–Diesel Dual-Fuel Heavy-Duty Engine Equipped with a Common Rail Injection System. *Journal of Energy Institute*, 89, 578–585.
- Zhang, C.; Zhou, A.; Shen, Y.; Li, Y.; Shi, Q. **2017**. Effects of Combustion Duration Characteristic on the Brake Thermal Efficiency and NOx Emission of a Turbo-charged Diesel Engine Fueled with Diesel-LNG Dual-Fuel. *Applied. Thermal Engineering*, 127, 312–318.
- Zhang, Q.; Li, M.; Shao, S. **2015**. Combustion Process and Emissions of A Heavy-Duty Engine Fueled With Directly Injected Natural Gas And Pilot Diesel. *Applied Energy*, 157, 217–228.
- Zhou, L.; Liu, Y. F; Wu, C. B.; Sun, L.; Wang, L.; Zeng, K.; Huang, Z. H. **2013**. Effect of the diesel injection timing and the pilot quantity on the combustion characteristics and the fine-particle emissions in a micro-diesel pilot-ignited natural-gas engine. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 227(8), 1142–1152.
- Zinner, H. **1953**. *Eingereicht in der Mathematisch-Naturwissenschaftlichen. Fakultät der Universität Jena*, 86(6) 817–824.
- Žaglinskis, J.; Rapalis, P.; Lazareva, N. **2018**. An overview of Natural Gas Use in Ships: Necessity and Engine Supply. *Periodica Polytechnica Transportation Engineering*. 46(4), 185–193.
- Žaglinskis, J.; Vėgneris, R.; Rimkus, A.; Rapalis, P.; Melaika, M. **2013**. Turbo-kompresorinès oro pripūtimo sistemos nesandarumo įtakos 1.9 TDI dyzelinio variklio išoriniams darbo parametrams tyrimai. *Mokslas – Lietuvos ateitis*, 5(5): 546–551.

Autoriaus mokslinių publikacijų disertacijos tema sąrašas

Straipsniai recenzuojamuose mokslo žurnaluose

Lebedevas, S.; Pukalskas, S.; **Daukšys, V.**; Rimkus, A.; Melaika, M., Jonika, L., 2019. Research on fuel efficiency an emissions of converted diesel engine with conventional fuel injection system for operation on natural gas. *Energies*, 12, 2413; doi:10.3390/en12122413.

Daukšys, V.; Lebedevas, S. 2019. Dvejopo kuro variklio eksergijos balanso palyginamieji tyrimai. *Energetika*, 65(2–3), 113–121.

Lebedevas, S.; Pukalskas, S.; **Daukšys, V.** 2020. Mathematical modelling of indicative process parameters of dual-fuel engines with conventional fuel injection system. *Transport*, 34(1), 57–67.

Straipsniai recenzuojamoje tarptautinių konferencijų medžiagoje, referuojamoje duomenų bazėje *Proceedings*

Daukšys, V.; Lebedevas, S.; Linas, J. 2019. Adapting a one-dimensional mathematical model to the dual fuel engine in-cylinder processes modeling. *11th international scientific conference Transbaltica 2019, Transportation science and technology, Procedia engineering*, pp. 407–414.

Linas, J.; Lebedevas, S.; **Daukšys, V.** 2019. Modeling of diesel engine energy efficiency parameters and evaluation of different combustion models. *11th international scientific conference Transbaltica 2019, Transportation science and technology, Procedia engineering*, pp. 369–376.

Daukšys, V.; Račkus, M.; Zamiatina, N. 2017. Energy efficiency improvement adding various amounts of CNG in the naturally aspirated compression ignition engine. *10th international scientific conference Transbaltica 2017, Transportation science and technology, Procedia engineering*, 187, 222–228.

Straipsniai kitoje tarptautinių ir nacionalinių konferencijų medžiagoje

Daukšys, V.; Lebedevas, S. 2017. Dyzelino ir suslėgtų gamtinių dujų mišiniu dirbančio variklio darbo proceso skaitinis modeliavimas. *Jūros ir krantų tyrimai 2017, 10-oji nacionalinė jūros mokslų ir technologijų konferencija*, 58–60.

Zamiatina, N.; **Daukšys, V.** 2016. Kuro aktyvacijos energijos nustatymo svarba modeliuojant VDV darbo procesą. *Jūros ir krantų tyrimai 2016, 9-oji nacionalinė jūros mokslų ir technologijų konferencija*, 214–218.

Summary

Introduction

Formulation of the Problem

Transport as one of key components of a country's economy plays a significant role in the global economy and social life. Transport sector is the major energy consumer with its energy consumption accounting for about 31% of the total global energy balance. Nonetheless, with its 25% and 40% share in the total greenhouse gas emissions and nitrogen oxides and particulate matter, respectively, transport sector is one of the major polluters compared to other sectors. Directive 2009/28/EC of the European Parliament and of the Council sets out to reach the 20% target for the share of energy from renewable sources in the total energy balance and reduce energy consumption by 20% under the EU 2020 strategy. The most recent EU strategy MEMO/11/197 projects 60% reduction in consumption of the fossil fuels originating from petroleum and 40% increase in the use of less GHG intensive fuels in aviation, as well as 40% reduction in the maritime emissions. Biofuels and liquefied natural gas (LNG) are expected to carry the greatest potential as alternative fuels for maritime transport. One of the factors to successful implementation of the strategy is the reduction of energy consumption or more efficient energy use backed by development of technological combined heat and power (CHP), or cogeneration, systems providing up to 90% increase in the energy indicators. The International Maritime Organization (IMO) has introduced a rating scheme for assessment of energy effi-

ciency (*Energy Efficiency Design Index – EEDI*; *Ship Energy Efficiency Management Plan – SEEMP*), which is expected to contribute to the goal of cutting the CO₂ emissions from ships by 50% (IMO) by the year 2050 compared to the year 2008. Combined heat and power, or cogeneration, used more extensively in increasing the energy efficiency of the ship propulsion systems is among the technologies to be employed for achievement of the goal. LNG is also expected to be the best option to meet the IMO Tier III requirement in the coming 20 years in the maritime sector, as the sulphur content in LNG is as low as 5 ppm, i.e. even 1000 times lower than provided for by the IMO (0.5% under the IMO Tier III requirements). Moreover, compared to fuel oils, the use of LNG results in up to 95% reduction of the harmful nitrogen oxide emission and up to 99% reduction of the particulate matter (PM) emissions (Life Cycle GHG Emission Study on the Use of LNG as Marine Fuel, 2019; VesselsValue, 2018). About 60 thousand marine vessels, 746 of which are LNG-powered and another 243 are on order, are currently in use globally (International Council on Clean Transportation, 2019).

Besides the development of modern diesel/natural gas dual-fuel engines, diesel to natural gas (NG) conversion of the diesel engine fleets currently in use is equally important.

Diesel engines already in use in the transport means are characterised by high energy efficiency, easy maintenance and reliability. Majority of these engines feature a conventional fuel injection system (Baburina et al, 2017; Gapirov, 2018), which is characterised by limited possibilities for optimization of the indicator process for NG-fuelled operation, compared to the accumulation common-rail (CR) system used in modern engines. Hence, it would be reasonable to follow certain methodological solutions principally applicable to different types of engine models to forecast the energy and environmental efficiency of the engine conversion to NG-powered operation. Application of the methodological solutions would enable assessment and substantiation of the rational solutions to implementation of the indicator process as well as of the energy potential of the secondary heat sources of the cogeneration dual-fuel propulsion systems. The aim of the dissertation thesis and the appropriate objectives with the view towards the aim have been set to contribute to solution of the issue.

Relevance of the thesis

Due to high energy efficiency and reliability, diesel engines (DE) are among the most popular autonomous sources of energy used in transport, primarily, heavy-duty vehicles (ships, locomotives), as well as in agricultural and construction machinery and small-scale energy (SSE). Nonetheless, they are also one of the major contributors to NO_x, PM, SO_x and other harmful pollution. Increasingly stringent requirements are being applied to the ecological indicators of the diesel engines, including CO₂, in view of the strategic environmental goals specified in the White Paper 2011 and the environmental regulations of the EU Parliament and in accordance with the

international treaties and regulations under MARPOL 73/78 Annex VI of the IMO. Diesel to natural gas conversion of the diesel engine fleets currently in use is one of the international directions of the strategic environmental development of transport. The market of modern diesel/natural gas dual-fuel engines has been expanding. For example, Wärtsilä, MAN Diesel&Turbo, IVECO, etc. have been manufacturing the models which are as good as DE models in terms of their energy efficiency. Nonetheless, a number of models comprising the DE fleets currently in use are fitted with the conventional fuel injection system characterised by limited possibilities for parameter optimisation with the view towards greater energy and environmental efficiency (Baburina et al., 2017; Gapirov, 2018). Majority of the auxiliary engines in the propulsion systems of ships, same as the engines in the SSE sector, operate under the cogeneration cycle conditions, using the heat from the exhausts and engine cooling system for auxiliary operations (premise heating, etc.). The rating schemes for assessment of energy efficiency introduced by the International Maritime Organization (*Energy Efficiency Design Index – EEDI* and *Ship Energy Efficiency Management Plan – SEEMP*) establish even more stringent requirements to energy use and environmental aspects, primarily, reduction of the GHG emissions. The greater share of the requirements to the transport sector are implemented effectively by conversion of the diesel engines in use to D/NG-fuelled engines.

Prior to actual diesel to diesel/natural gas conversion of the DE, it would be scientifically and practically relevant and reasonable to perform the forecasting of the changes in energy and environmental parameters in order to identify the rational methods for implementation of the conversion for the improvement effect to be achieved. It is reasonable to investigate their improvement directions and potential related to the parameters and characteristics of the indicator process and the composition of the diesel/natural gas dual fuel. In this context, it is also important to assess the efficiency potential of the secondary energy sources of the cogeneration cycle. Nonetheless, according to company AVL, one of the global pioneers in implementation of the innovative ICE technologies, lack of open access to the methodological solutions is the main obstacle to development of the NG use technologies (AVL, Austria, Laboratory of Energy Research, US; Park et al., 2016). The investigations conducted for the purpose of the dissertation were aimed at developing the methodological principles and their practical application tools for forecasting and improvement of the energy indicators of the diesel to diesel/natural gas dual-fuel conversion of the DE. In view of the aim, the methods for improvement of the energy and environmental indicators of dual-fuel engines were identified and the mathematical modelling method was employed.

Research object

Research object: energy, ecological indicators of the DE converted to D/NG dual-fuel operation and the relationships thereof with the parameters and characteristics of the indicator process. The research included analysis of one of high RPM

diesel engine models fitted with the conventional fuel injection system and used in transport as main and auxiliary power plants.

Aim of the thesis

The aim of the thesis is to analyse and substantiate the methods for improvement of the energy and ecological indicators of the diesel engine with the conventional fuel injection system converted to dual-fuel operation and develop the methodological tools for practical application thereof using the integrated analytical, experimental and numerical research methods.

Objectives of the thesis

The following objectives have been formulated on the basis of the generalisations and conclusions made with the view towards the research aim:

1. To perform experimental investigation of the energy and ecological indicators of the diesel engine with the conventional fuel injection system converted to diesel/natural gas (D/NG) dual-fuel operation using different D/NG compositions;
2. To investigate the efficiency of optimisation of the injection timing phase for the pilot portion of diesel in order to improve the energy efficiency and ecological indicators of the D/NG dual-fuel engine;
3. To identify and investigate the indicator process parameters, characteristics and their relationships determining the performance indicators of the D/NG dual-fuel engine;
4. To determine the aspects of rational application of the single-zone mathematical model to investigation of the energy indicators of the dual-fuel engine by the numerical experiment;
5. To develop, adapt the methodological tools, developed for selection and optimization of the indicator process parameters with the view towards greater energy efficiency of the D/NG dual-fuel engine, and tailor them to practical application;
6. To investigate the energy indicators of the secondary heat sources of the co-generation cycle in the D/NG dual-fuel engine and the improvement potential thereof.

Research methodology

The thesis includes the research methods of experimental and numerical mathematical analysis. The experiments were performed using the equipment available at the VGTU Internal Combustion Engine Test Laboratory and KU Waterborne Transport and Air Pollution Laboratory. The equipment used conforms to the test cycle

requirements under MARPOL 73/78 Annex VI and ISO 8178 (engine loading test bench, recording equipment for the engine indicator process parameters, measurement equipment for liquid fuel and gaseous fuel consumption, equipment for measurement of exhaust concentrations, etc.). The liquid fuel (diesel fuel) used in the experiments conforms to EN 590 standard, and gaseous fuel (natural gas) – to ISO 6976:1995 standard. The research results were processed using the research methods of mathematical statistics and mathematical similarity. The numerical mathematical investigations were performed using the IMPULSAS application implementing the methods widely used in the engine research practice and developed by prominent scholars G. Woschni, I. Vibe, T. Bulaty, W. Glanzman K. Zinner, etc.

Scientific novelty and significance of the thesis

The follow findings new to the science of transport engineering have been generated in preparation of the dissertation:

1. New knowledge on the effect of the injection timing phase of the pilot portion of diesel in the engine with conventional fuel injection system on the energy and ecological indicators, its optimisation results depending on the load mode and diesel/natural gas dual fuel composition on the basis of the integrated experimental and numerical research.
2. Specifics of the parameters of heat release characteristic $X = f(Y)$ were identified by experiment and investigated using the numerical methods, including the period after dynamic change $Y_c = f(Y)$ of the centre of mass of the curvilinear area, in view of the relationship with the indicator process parameters and energy efficiency parameters of the dual-fuel engine with conventional fuel injection system.
3. The results of application of the parametric analysis method for the indicator process to the dual-fuel engines supporting many principle aspects of improvement of energy efficiency of the dual-fuel engine, including the priority influence of the indicator process parameters within a wide range of engine loads. The results were used as the basis in development of the methodological principles for application of the method.
4. The numerical investigations supported the rationale behind the aspects of rational application of the single-zone mathematical model in investigation and optimization of the energy efficiency indicators of the DE converted to D/NG dual-fuel operation.

Practical value of the research findings

1. The determined fuel injection timing influence on energy and ecological parameters of the dual-fuel engine running on wide range of diesel/natural gas

Summary

D/NG dual fuel composition comprises the knowledge base for conversion of the existing diesel engines to operate on natural gas.

2. The method for determination of the dynamic change in the centre of mass of the heat release characteristic during the cycle was developed and adapted in order to expand the range of available methods for analysis of the indicator process characteristics and analytical tools for the optimisation.
3. Rational aspects of application of the single-zone mathematical model were identified and analysed, expanding the range of available methods for investigation of D/NG dual-fuel engines applicable at different stages of the technological process of conversion.
4. Application of the parametric analysis method for the indicator process to the DE converted to D/NG dual fuel operation enables forecasting and improvement of the energy indicators. For this purpose, optimisation of the indicator process parameters was performed.
5. The methodology for calculation of the heat and exergy balance of the D/NG dual-fuel engine using a wide range of D/NG fuel compositions was used in assessment of the energy efficiency parameters and energy potential of the cogeneration cycle.

Statements to be defended

The following statements are presented for defence of the main content of the dissertation thesis.

1. Optimization of the diesel injection phase of an engine with a conventional fuel injection system converted to dual-fuel operation by improving energy performance is rational in a limited range of high and medium load and dual fuel composition of the engine.
2. The application of a single-zone mathematical model to engines converted for operation with D/NG dual fuel must be combined with the experimental data of the heat release characteristic of the indicator process in the investigated engine load mode.
3. Dual-fuel engine cylinder heat release duration and its interface with the process of execution of indicator parameters (α , ε , λ , T_0 , etc.) is the main factor determining the energy efficiency.
4. The developed methodological bases allow rationally combining the parameters of the indicator process performance in order to achieve the energy efficiency of the diesel-natural gas engine.
5. The total exergy of mechanical energy and cogeneration secondary heat sources (exhaust and cooling systems) converted to dual-fuel operation without engine modifications exceeds the relevant parameters of the diesel engine. The cost-effectiveness of practical use was determined in the range of engine load and dual fuel composition identified in the studies.

Approval of the findings

3 scientific articles were published on the topic of the research under the dissertation: 2 of which – in the ISI listed publications (*ISI Web of Science*, with the citation index) (Lebedevas S., Pukalskas S., Daukšys V., Rimkus A., Melaika M., Jonika, L., 2019; Lebedevas S., Pukalskas S., Daukšys V., 2020); and 1 – in a periodical peer-reviewed scientific journal (Daukšys V., Lebedevas S., 2019).

The results of the research conducted during preparation of the dissertation thesis were presented at 6 scientific conferences in Lithuania: 2 presentations were delivered at the 11th International Scientific Conference “Transbaltica 2019”, Vilnius; 10th International Scientific Conference “Transbaltica 2017”, Vilnius; 10th National Scientific and Technology Conference “Jūros ir krantų tyrimai 2017” (“Marine and Coastal Research 2017”), Palanga; 9th National Scientific and Technology Conference “Jūros ir krantų tyrimai 2016” (“Marine and Coastal Research 2016”), Palanga; 19th International Scientific Conference “Transport Means 2015”, Kaunas. On 24/04/2020, key results of the research conducted under the dissertation were presented at the West Pomeranian University of Technology in Szczecin, Poland.

Structure of the dissertation

The dissertation consists of the introduction, five sections, and conclusions. Annexe is enclosed. The volume of the work: 184 pages without Annexes, the body text contains 46 formulae (numbered), 52 figures and 17 tables. 154 scientific references were used in preparation of the dissertation.

Acknowledgements

The author is grateful to his research supervisor, Prof. Dr Habil. S. Lebedevas for the valuable scientific consultations and assistance in preparation of the dissertation. He also extends his gratitude to the colleagues at the VGTU: Prof. Dr S. Pukalskas, Assoc. Prof. Dr A. Rimkus, Assoc. Prof. Dr Mindaugas Melaika for the warm welcome and the provided opportunity to use the existing engine testing facilities at the VGTU Transport Engineering Faculty during the experimental research. The author expresses his gratitude to Ms A. Minkevičienė for the mediation in preparation of the internship agreement at Wärtsilä BLRT Estonia OÜ, UAB and Mr S. Glebauskas, the CEO of the company, for the consultations and opportunity to undergo the internship at Wärtsilä BLRT Estonia OÜ, UAB in Estonia. He also appreciates the comprehensive support during his internship at the biogas power plant of Dumpiai Wastewater Treatment Plant, provided by Mr Leonas Makūnas, the CEO of Klaipėdos vanduo, UAB and Ms K. Bereišienė, chief wastewater technologist, and her colleagues. The author is also grateful to his family for the patience and support in preparation of the dissertation.

1. Analysis of developments in the use of natural gas in the transport sector

Current technology-related developments in transport are characterised by the following phenomena: GHG reduction, increasing the efficiency of energy use, development of generation and use of energy from renewable and more environmentally friendly resources (White Paper, 2011; EU MEMO/11/197, 2019; GHG Outlook, 2017). For example, rating schemes for energy efficiency assessment have been introduced into the international maritime sector. The strategy sets the target of 50% reduction of the CO₂ emissions by ships in the year 2050 compared to the year 2008 (IMO). The EU's sustainable transport development policy sets out to reduce the emissions by 60% (80–95%) below the 1990 post-industrial levels by 2050 (White Paper, 2011).

Use of low-carbon fuels (natural gas (NG), biogas (BG) with hydrogen, Brown's gas additives) and secondary energy sources of power plants in the cogeneration cycle has become one of the most proven measures to achieve environmental improvements and increase the efficiency of energy use in heavy-duty transport (ships and locomotives), as well as small-scale energy (SSE). Diesel to gaseous fuel conversion of the popular diesel engines (DE) leads to reduction of NO_x emission by 90–85%, CO₂ emission – 20–10%, almost completely eliminating the particulate matter (PM) and sulphur oxides SO_x from the exhausts (Sahoo et al., 2009; Kakaee et al., 2015; Gatts et al, 2012; Yang et al., 2015). More than 1.2% of the vessels of different kinds (passenger ships, tankers, towing vessels, multipurpose vessels, short-range vessels) in use, comprising the global shipping fleet, except for the gas carriers, are fitted with dual-fuel and NG-fuelled propulsion systems, and their numbers have been showing a growing pattern (International Council on Clean Transportation, 2019). Although the liquid and gaseous dual-fuel heavy-duty engines of the world's leading manufacturers (Wärtsilä, MAN Diesel&Turbo, etc.) conform to the effective and prospective indicator requirements of the environmental directives (Valladolid et al., 2017; Shinas et al., 2016), the transport and SSE sectors still contain a relatively large share of operating engines which require solutions for improvement of their ecological indicators and efficiency of energy use. The old generation of power plants in heavy-duty transport and high-power SSE (diesel generators) are characterised by high level of environmental pollution (Hossain et al., 2012; Merker et al., 2004). According to the global leader in DE design and research, AVL, there is one crucial gap in the efforts to improve the ecological and energy efficiency potential of such power plants, namely, lack of the methodological principles for the conversion and engine management strategy for different types of engine models (Kakaee et al., 2015; Liu et al., 2015; Rapalis et al., 2013). The methodological solutions would be useful at the initial stage of design of new models and relevant for the companies specializing in conversion of DE to dual-fuel operation. In particular, this applies to the Eastern European region and Lithuania (Baburina et al., 2017; Žaglinskis et al., 2018).

The environmentally effective technological features of the modern dual-fuel engines, primarily, high-pressure (up to 2000-3000 bar) fuel injection systems, are infeasible in the still operating DE fleet models with conventional fuel injection systems converted to dual-fuel operation (Valladolid et al., 2017; Yang et al., 2015).

For this reason, it would be scientifically and practically reasonable to develop and adapt a rationally directed research methodology for optimisation of the indicator process of engines converted to D/NG dual-fuel operation. The materials of the analytical research conducted are essentially dedicated to diesel engines used in transport; however, the aim of the dissertation research falls in line with the development aspects of the “small-scale energy” related to improvement of the energy potential parameters of the secondary heat sources of the cogeneration cycle.

The objectives of the dissertation research have been formulated with the view towards the aim, on the basis of the conclusions of the analytical research conducted and the generalisations made (see page 4).

2. Experimental research methodology

The engine power testing was performed on the test bench in accordance with the nomenclature of the parameters measured and accuracy provided for by the valid standards. In view of the set aim of the dissertation thesis, high-profile scientific equipment was used for the research, including: exhaust gas analyzers AVL DiGas 4000 / AVL DiCom 4000, HORIBA PG-250 and TESTO 350 Maritime, MDO-2 LON fumes meter, RHEONIK RHM 015 Coriolis mass flow meter for NG, etc. were used for measurement of the ecological parameters. Piezoelectric sensor AVL GH13P, AVL DiTEST DPM 800 system recording 100 duty cycles, programming environment LabView Real for data analysis, and other equipment were used for investigation of the indicator process parameters of the engine. Engine tests under dual-fuel operation were performed in the wide power and RPM ranges, under average effective pressure $p_{me} = 1.98$ bar (or LLM), $p_{me} = 3.99$ bar (or MLM), $p_{me} = 5.97$ bar (or HLM), and revolutions $n = 1600 \text{ min}^{-1}$, $n = 2000 \text{ min}^{-1}$, $n = 2500 \text{ min}^{-1}$. The values for the angle of fuel injection timing: $\phi_{inj} = -1, -4, -7, -10, -13$ °CA BTDC. The used ratios of the D and NG components of the dual fuel ranged by calorific value from pure diesel fuel D to 20% diesel and 80% natural gas (D20/NG80).

A four-stroke four-cylinder diesel engine (D/S) 79.5 x 95.5 with open combustion chamber and conventional fuel injection system BOSCH VP37 and turbocharger (AHU & 1Z) was selected as the research object.

Application of the single-zone mathematical model, implemented in the IMPULS software application, to the numerical investigation is supported by the following key aspects: ‘closed-loop’ type modelling of the physical processes taking place in the engine cylinder and air supply system components (compressor, turbocharger, intercooler, etc.) implemented by the algorithm and based on the laws of conserva-

tion of energy and mass; the possibility to change the elemental composition of fuel using the software version add-in in accordance with the actual data on the type of the test fuel, and its wide applicability to the ICE tests.

The series of methodological aspects of the planned and performed tests have become the objectives addressed by the thesis and are described in detail in the respective sections of the dissertation.

3. Investigation of the energy and ecological indicators of the diesel engine converted to D/NG dual-fuel operation

3.1. Changes in the energy parameters of the engine

Effective coefficient of performance (COP) η_e and indicated COP η_i of the engine were used for assessment of the energy efficiency indicators. It shall be noted that the resulting graphic dependencies $\eta_e = f(p_{me}, \varphi_{inj}, \delta GD)$ are qualitatively identical to the engine operating throughout the investigated range of the engine revolutions at $n = 1600 \text{ min}^{-1}$, $n = 2000 \text{ min}^{-1}$, $n = 2500 \text{ min}^{-1}$. On this basis, the influence of the change in CCR NG on the parameters is focused on the load characteristic $n = 2000 \text{ min}^{-1}$.

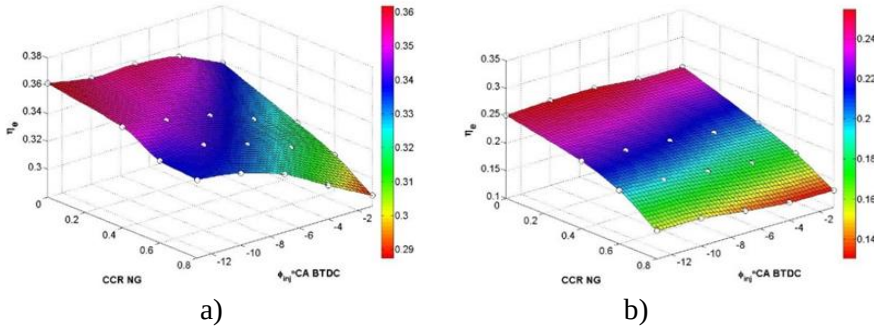


Fig. 3.1. Influence of CCR NG and φ_{inj} on engine η_e in (a) HLM, $n = 2000 \text{ min}^{-1}$; (b) LLM, $n = 2000 \text{ min}^{-1}$

Significant deterioration in the energy efficiency parameters was found at increase in the share of NG (CCR NG) in the fuel composition. For each 10% increase of the CCR NG, η_e decreases by 0.8–1.8% in high load mode (HLM, $p_{me} = 5.97 \text{ bar}$); by 2.5–3.5% in medium load mode (MLM, $p_{me} = 3.99 \text{ bar}$), and by 4–6% in low load mode (LLM, $p_{me} = 1.98 \text{ bar}$). Negative effect of increase in CCR NG is the least evident when the engine operates under higher dynamics of the indicator process (pressure increase rate $\lambda = 1.4\text{--}1.6$ at $\varphi_{inj} = -7\text{--}13 \text{ }^\circ\text{CA BTDC}$). Under lower dynamics ($\varphi_{inj} = -4\text{--}1 \text{ }^\circ\text{CA BTDC}$), with the ATDC burning of the fuel, the upper limit of the indicated ranges is characteristic of η_e .

3.2. Changes in the ecological indicators of the engine

The results of investigation of NO_x emission, the most harmful component, have demonstrated two patterns (Fig. 3.2.). The NO_x emission decreases with increase in the NG portion in the dual fuel. Nitrogen oxide emission increases with advancement of the diesel D pilot portion injection angle φ_{inj} . Decrease in e_{NO_x} emission for each increase in CCR NG in the dual fuel is: in HLM – 3–7%; in MLM and LLM – 9–10% (for the former, φ_{inj} corresponds to the lower limit of decrease in e_{NO_x}).

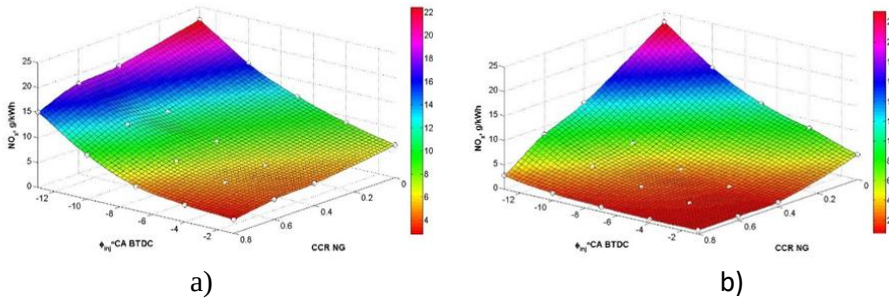


Fig. 3.2. Influence of dual-fuel CCR NG portion and φ_{inj} on NO_x emissions ($n = 2000 \text{ min}^{-1}$): (a) HLM; (b) LLM. The dots in the graph represent the experimental data

In contrast to the diesel-powered engine operation, formation of the NG fuel mixture and its burning in the engine cylinder are characterised by equalisation of the temperature field (Abdelghaffar et al., 2011; Daisho et al., 1995; Dishy et al., 1995; Faghani et al., 2017; Papagiannakis et al., 2010). Hence, it is the decrease in the maximum local combustion temperatures that determines decrease in the NO_x emission in the D/NG dual-fuel engines. On the other hand, φ_{inj} advancement has dual effect on the NO_x emissions. Primarily, the advancement leads to the increase in the overall temperature of the cylinder and local zones of maximum temperatures. Moreover, considerable amounts of the results generated by the experimental and numerical investigations have shown correlation of the level of NO_x emission to the heat release duration before the maximum cylinder pressure is reached. The increase of φ_{inj} leads to increase of the $Q_{p_{max}}$ and, at the same time, maximum values of NO_x emission maximum values during the cycle (Lebedevas et al., 1999). Hence, φ_{inj} optimisation should be combined with maximum change in the cycle pressure p_{max} and NO_x emissions. Following this principle, the dissertation thesis also develops the guidelines on optimisation of the rational engine adjustment parameters.

Carbon monoxide (CO) emission originates from the lack of air in the combustion zones, while hydrocarbon (CH) emissions are related to the low oxidation reaction rate during combustion of the dual fuel, unequal distribution of the fuel-air mixture according to the stoichiometric ratio in the cylinder (Zhang et al., 2015; Mittal et al., 2014; Carlucci et al., 2009; Taniguchi et al., 2012). In the prolonged combustion process, the main portion of gas burns under conditions favourable for

Summary

CH emission, with the cylinder temperature decreasing, in particular, in the boundary layer near the cylinder walls. This is the most evident in LLM, when, due to the reducing temperature field of the cylinder, the oxidation dynamics of the fuel-air mixture deteriorates even further, while the CO and CH emissions are several dozens of times higher compared to those of the diesel fuel. In case of replacement of D with D20/NG80, the measured increase in e_{CO} emission was up to 30-fold in HLM and MLM, up to 20-fold in LLM; and e_{CH} emission increase was about 13-fold in HLM, while e_{CH} increase was 32- and 100-fold in MLM and LLM, respectively. The influence of ϕ_{inj} on these emissions is negligible.

The level of carbon dioxide (CO_2) emissions also depends on the fuel consumption and elemental carbon content in the fuel (Fig. 3.3.). Natural gas contains lower elemental carbon content than diesel fuel, about 20–25%; therefore, reduction in the CO_2 emissions in D/NG dual-fuel engines is determined by the NG share in the dual fuel. Increase in the CO_2 emission determined during the research is essentially related to deterioration of the energy indicators resulting from deterioration of the energy efficiency parameters. Movement of the fuel combustion phase ATDC into the expansion stroke determines increase in CO_2 , as well as in the products of incomplete combustion, such as CO.

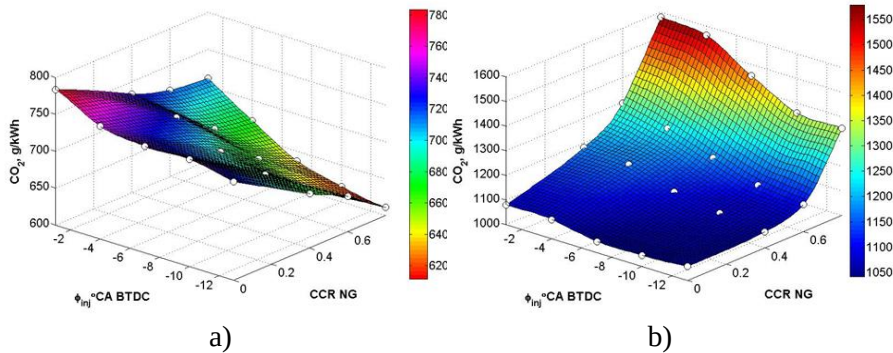


Fig. 3.3. Influence of dual-fuel CCR NG portion and ϕ_{inj} on CO_2 emissions ($n = 2000 \text{ min}^{-1}$): (a) HLM; (b) LLM. The dots in the graph represent the experimental data

As a result, e_{CO_2} decreased in HLM by 3.5–7%, in MLM – did not change on average, while in LLM, increased by 30–45%.

Sulphur oxide SO_x emission depends directly on the fuel sulphur content and fuel consumption. A sulphur component is absent from the gaseous fuel composition; hence, the possibilities for SO_x formation depend only on the pilot portion of the diesel fuel in the dual fuel composition. Diesel fuel with the sulphur content not exceeding 10 ppm and conforming to EN 590 standard was used in the research conducted in preparation of the dissertation; hence, SO_x emission was not investigated due to the low content.

3.2.1. Smoke opacity

Reduction in smoke opacity of the D/NG dual-fuel engines is essentially based on reduction of the “rich” zones of the fuel-air mixture in the cylinder, when the air excess ratio is below 1.0. According to a number of references, reduction in smoke opacity reaches about 80% (Daisho et al., 1995; Dishy et al., 1995; Faghani et al., 2017; Papagiannakis et al., 2010), and the resulting opacity largely depends on the portion of the diesel fuel involved in combustion. In the studies conducted, the smoke opacity decreased by 65% at 0.8 CCR NG with the D injection φ_{inj} changed within the range -1 – -6 °CA BTDC.

3.3. Improvement of the energy indicators for optimisation of the fuel injection parameters

The influence of increase in CCR NG on the η_e parameter is minimal in HLM $p_{me} = 5.97$ bar: η_e decreased by $0.8 - 1.8\%$ for each 10% increase in CCR NG. The values for upper limit of the range were obtained at $\varphi_{inj} = -1$ to -4 °CA BTDC; bottom limit – under high work process dynamics at $\varphi_{inj} = -10$ to -13 °CA BTDC (see Fig. 3.4). Advancement of injection timing φ_{inj} within the range analysed $\varphi_{inj} = -1$ to -13 °CA BTDC is characterised by limited possibilities for improvement of η_e :

1. Each 20% increase in CCR NG requires φ_{inj} advancement by 3 °CA in order to improve η_e to the limit equal to that under the diesel-fuelled engine operation; in MLM – 3–6 °CA, in LLM – 9–12 °CA.
2. Hence, on the basis of extrapolation with mathematical modelling, to provide $\eta_e \approx \text{const}$ for the diesel engine converted to D20/NG80-fuelled operation, φ_{inj} advancement is: HLM – approximately 12 °CA; MLM – approximately 12–24 °CA; LLM – approximately 36–48 °CA (the upper limit applies under low conditions of the indicator process).

For the adjustment parameter φ_{inj} to be used as the means for η_e improvement under dual-fuel operation of the engine, dynamic indicators, primarily maximum cycle pressure P_{max} , of the work process need to be controlled so as to avoid mechanical overloading of the parts.

Summary

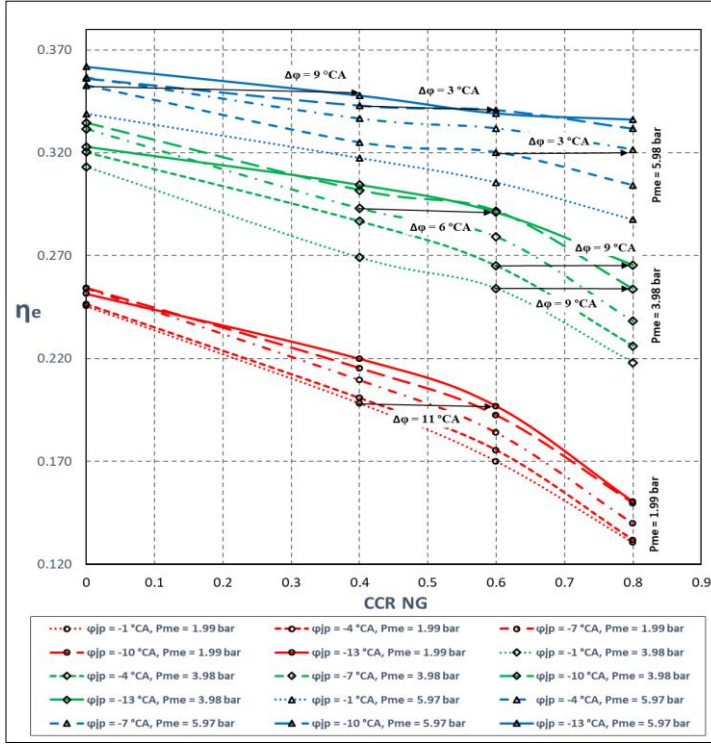


Fig. 3.4. Influence of CCR NG portion increase on diesel engine η_e

General $p_{\max}$ decrease pattern at increase of the CCR NG (under $\phi_{inj} = \text{idem}$ conditions) has been registered (see Fig. 3.5). $p_{\max}$ value is known to be determined by the amount of $Q_{p_{\max}}$. The $Q_{p_{\max}}$ value is largely formed by heat release at the first kinetic phase which, in turn, is under the influence of the auto-ignition delay period ϕ_g . Fig. 3.5 provides fragmented demonstration of the engine indicator diagrams and heat release rate characteristics $dq/d\phi$.

Pressure $p_{\max}$ increase dynamics of the research object decreases in parallel to ϕ_{inj} advancement under D/NG dual-fuel operation of the engine: in HLM, $p_{\max}$ increases by up to 9 bar for each 3 °CA advancement of ϕ_{inj} both for D- and D20/NG80-fuelled operation; in MLM, it increases by 8 bar for D-fuelled operation, and 5 bar for D20/NG80-fuelled operation; in LLM, by 7 bar for D-fuelled operation, and 4 bar for D20/NG80-fuelled operation.

Rational results of the energy, ecological and reliability indicators related to ϕ_{inj} advancement have been investigated (see Table 3.1). For diesel fuel replacement with NG (CCR NG 0.2), partial ϕ_{inj} advancement is more rational. In $p_{me} = 5.97$ bar mode, the increase in $p_{\max}$ does not exceed 5 bar for 3 to 3.5% decrease in η_e acceptable for engine operation. Significant NO_x reduction by 1.2 g/kWh or 18% is achieved; CH increase does not exceed 0.2 g/kWh, while CO_2 emission decreases by 3.3% (see Table 3.1 for fragments of the research results).

Summary

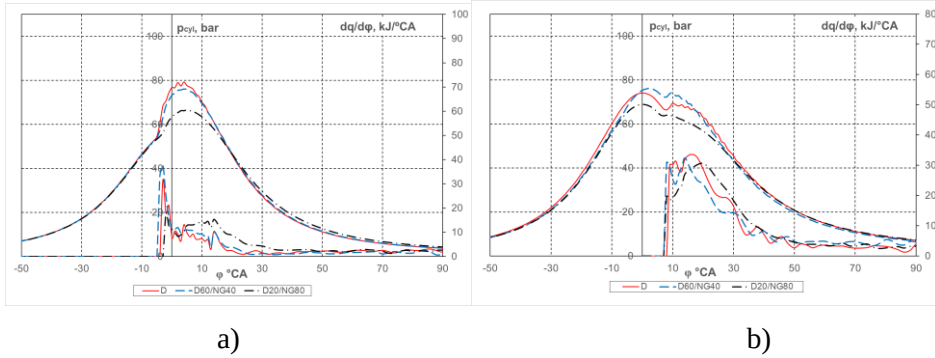


Fig. 3.5. Combustion process indicator diagrams and heat release dynamics $dQ/d\varphi$ for different φ_{inj} ($\varphi_{inj} = -1$ and -13 °CA), ($n = 2000$ min $^{-1}$): (a) $\varphi_{inj} = -13$ °CA correspond to LLM; (b) $\varphi_{inj} = -1$ °CA correspond to HLM

Table 3.1. Influence of investigated engine conversion to operation with NG fuel feed on energy efficiency and emission parameters.

Operating mode HLM $p_{me} = 5.97$ [bar]							
Change of the engine parameters when CCR NG is increased from 0 to 0.2							
Reference φ_{inj} , [°CA]	Advanced to φ_{inj} , [°CA]	$\Delta\eta_e$, [%]	Δp_{max} , [bar]	ΔNO_x , [g/kWh]	ΔCO , [g/kWh]	ΔCH , [g/kWh]	ΔCO_2 , [g/kWh]
-1	-4	0	+10	-0.2	+4	+0.22	-47
-1	-1	-3	+5	-1.2	+5	+0.25	-25
-4	-7	~0.7	+7	+0.2	+3	+0.21	-34
-4	-4	-3.5	0	-1.7	+4	+0.22	-16
Operating mode MLM $p_{me} = 3.99$ [bar]							
Change in the parameters for CCR NG increase from 0 to 0.4							
Reference φ_{inj} , [°CA]	Advanced to φ_{inj} , [°CA]	$\Delta\eta_e$, [%]	Δp_{max} , [bar]	ΔNO_x , [g/kWh]	ΔCO , [g/kWh]	ΔCH , [g/kWh]	ΔCO_2 , [g/kWh]
-1	-7	+1.5	+24	+1.1	+9.0	+0.36	-50
-1	-4	~0	+9	-0.7	+9.7	+0.43	-32
-1	-1	-6.5	+1	-1.7	+10	+0.50	+24
-4	-10	0	+13	+2.1	+7.0	+0.30	-56
-4	-7	-1.5	+10	-1.1	+9.0	+0.35	-30
-4	-4	-4	0	-3.0	+9.9	+0.43	-12

In MLM $p_{me} = 3.99$ bar, deterioration η_e also does not exceed 3–3.5%; p_{max} increases by 7–9 bar, while CO_2 decreases by 7%. With CCR NG increased to 0.4, partial φ_{inj} advancement is also rational. Relative changes of the engine parameters are not very different from the CCR NG 0.2 scenario. The evident effect is approximately 7% reduction of CO_2 emission under diesel-fuelled operation of the engine. The sum of the NO_x and CH emissions decreases in the investigated engine, as the absolute decrease of NO_x is greater than the increase in CH emissions.

3.4. Examination of the indicator process parameters and characteristics with the view towards energy efficiency

It has been found that the increase of CCR NG under $\varphi_{inj} = idem$ conditions determines movement of the combustion process into the expansion stroke and increases the combustion process period, which is one of the key factors determining η_i (see Fig. 3.6). The results suggest the significant decrease of the X share during the expansion stroke: also considering the fact that the greater the CCR NG share, the lower the engine load.

For qualitative assessment of the change in the heat release characteristic, η_i has been used with 50% of the released heat phase $^{\circ}CA$ (hereinafter – φ_{50}). Direct relationship exists between CCR NG and φ_{50} parameters: increase of the CCR NG from 0 to 0.8 in HLM has led to 4 $^{\circ}CA$ increase in φ_{50} , in MLM – 12 $^{\circ}CA$, in LLM – 42 $^{\circ}CA$. Under the increasing work process dynamics ($\varphi_{inj} = -13$ $^{\circ}CA$. BTDC), the change of φ_{50} with equal CCR NG decreases intensively, for example, to 6 $^{\circ}CA$ and 14 $^{\circ}CA$ under MLM and LLM, respectively.

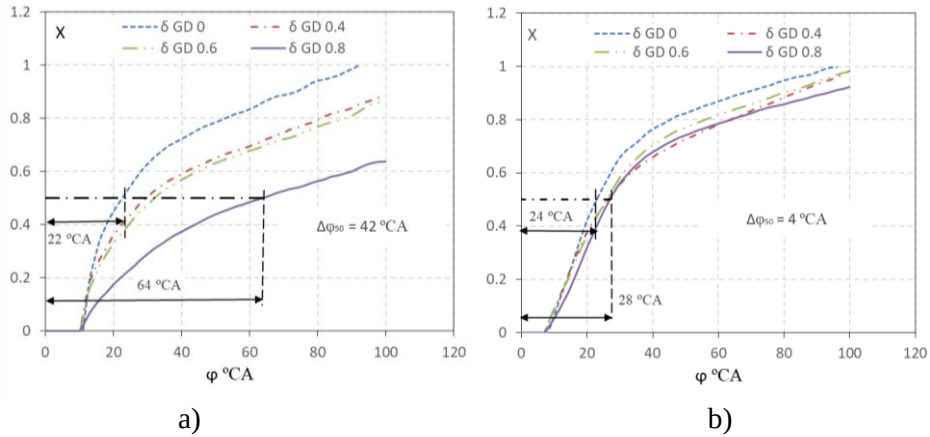


Fig. 3.6. Dual-fuel engine CCR NG fuel portion influence on heat release characteristics: (a) LLM; (b) HLM

Based on the ICE theory postulate that ignition duration φ_z has significant influence on η_i (Vibe, 1962; Zinner, 1953; Woschni, 1970 et al.), the relationship between φ_z and work process parameters has been assessed. According to G. Woschni's analytical expression of the φ_z parameter, under $n = idem$, air excess ratio (α) is the main factor having influence on the φ_z duration, and, in assessment of the relationship between η_i and φ_z – on the energy efficiency parameter η_i of the work process.

Change of parameter α by the change of CCR NG in different load modes and φ_{inj} suggests stable correlation of the parameter to the indicated COP η_i (Fig. 3.7b).

Summary

Virtually uniform $\eta_i = f(\alpha)$ dependencies have been found irrespective of CCR NG and φ_{inj} values with coefficients of determination $R^2 = 0.8$ to 0.99 . The dependency of change of the relationships between parameters $\bar{\eta}_i$ and $\bar{\alpha}$ approaches functional dependency with $R^2 \approx 1.0$.

The identified relationship evidences that η_i is formed not only by α value. Energy efficiency of the work process is also determined by other factors, as the diagrams show that the higher the engine load under the same α values, the higher the η_i value. Other factors acting on η_i are the indicators of the work process dynamics: p_{max} , pressure increase rate $\lambda = p_{max}/p_s$ (where p_s is the in-cylinder pressure at the end of the compression stroke). With the load increasing, the parameters of the work process dynamics increase as well. It is also probable that the increase in the fuel macro- and micro-turbulence influences the combustion.

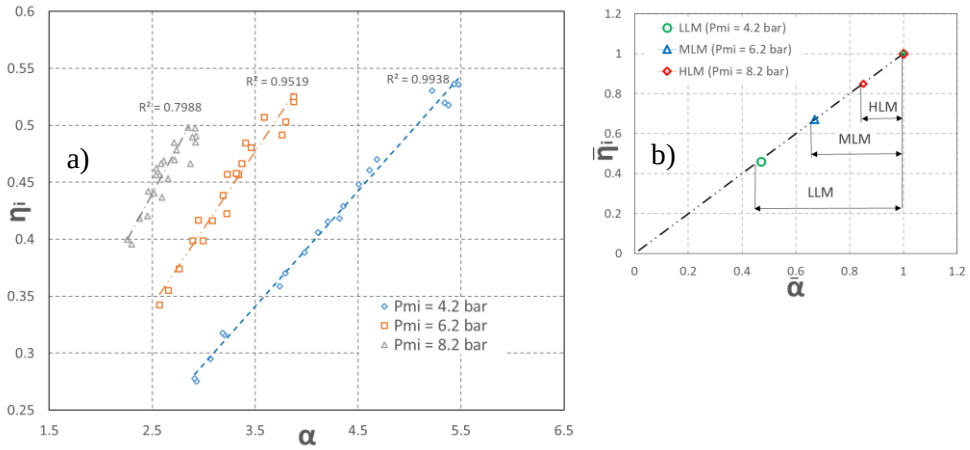


Fig. 3.7. (a) Relationship between η_i and α during dual-fuel engine operation with different loads of CCR NG and φ_{inj} (CCR NG = 0 to 0.8; φ_{inj} = -1 to -13 °CA BTDC). **(b).** Relationship between $\bar{\eta}_i$ and $\bar{\alpha}$ with dual-fuel engine operating under different loads of CCR NG and φ_{inj}

3.5. Examination of the efficiency indicators and potential of the use of energy from the secondary heat sources of the cogeneration cycle

Rational use of the cogeneration cycle by identification of the load modes, in view of different dual-fuel combination options, is assessed with regard to its effect on improvement of the energy indicators. Considering the diversity of elemental compositions of diesel and natural gas, the adjusted classical methodology for assessment of ICE heat balance has been used in the research: original analytical algorithm for calculation of the exhaust gas heat has been introduced into assessment of diverse compositions of dual D/NG fuel. Moreover, another parameter important for the research has been adjusted: average temperature $\bar{T}_1$ of the combus-

tion process is determined by calculation of the combustion process exergy (Ex_c) (see Fig. 3.1).

The adjustment is presented in equation (3.2). $\bar{T}_1$ is usually determined by formula $\bar{T}_1 = \frac{(T_1 - T_2)}{\ln(\frac{T_1}{T_2})}$, where T_1 and T_2 are the combustion temperatures at the beginning and end of the combustion process, respectively. Due to the prolonged combustion process, T_1 and T_2 values become similar; therefore, Ex_c is no longer of any relevance. In determination of $\bar{T}_1$, it is obviously necessary to assess the change of the combustion process temperature that depends on the heat release characteristic:

$$Ex_c = Q - T_0 \int_1^2 \frac{dQ}{T} = Q - T_0 \cdot Q \int_1^2 \frac{dx}{T} = Q \cdot \left(1 - T_0 \int_1^2 \frac{dx}{T} \right), [\text{kW}], \quad (3.1)$$

where 1, 2 start and end phases of the combustion process, [–]; T – current combustion process temperature, [K] (determined on the basis of the experimental indicator diagrams). In general assessment of the actual $X < 1.0$ at the end of the expansion phase, final $\bar{T}_1$ expression for practical application is as follows:

$$\bar{T}_1 = X_{\varphi_{st.exh.}} \int_{\varphi_{st.comb.}}^{\varphi_{st.exh.}} \frac{T}{dx/d\varphi}, \quad (3.2)$$

where $\varphi_{st.exh.}$ – start phase of opening of the exhaust valve, [°CA]; $\varphi_{st.comb.}$ – start of combustion, [°CA]; $dx/d\varphi$ is a parameter of heat release dynamics [J/°CA]. The results provide evidence that both effective and exergy coefficients of efficiency are

equal $\eta_e = \eta_{Exe}$, and the sum exergy coefficient of performance $\eta_{EX\Sigma} = \left(\frac{Ex_{id} + Ex_v + Ex_e}{Ex_f} \right)$ is equal as well under dual-fuel engine operation, which is lower throughout the load range analysed (in particular, under LLM) compared to diesel-fuelled engine operation (Ex_{id} – exergy of the exhausts, [kW]; Ex_v – exergy of the cooling loop water, [kW]; Ex_e – mechanical work exergy, [kW]; Ex_f – energy of the fuel and oxidizer used, [kW]).

In low load mode, ($\eta_{EX\Sigma}$) value when using diesel 0.458–0.469 is approximately 22% higher than under dual-fuel D20/NG80 operation. On the other hand, absolute efficiency of the cogeneration cycle, expressed by sum exergy units ($Ex_e + Ex_{id} + Ex_v$), is significantly higher throughout the analysed load range under dual-fuel D20/NG80 operation of the engine: from 3–18% in high load modes to 14–58% in low load modes. Compared to the case of diesel-fuelled operation, there is the increase in the energy potential, the use of exhausts and cooling loop water, secondary energy $Ex_\Sigma = Ex_e + Ex_{(id+v)}$, and the effect of increase in Ex_Σ results from the increase in the exhaust gas and cooling system exergy $Ex_{(id+v)}$, which is relevant when using the cogeneration power plant during the cold season. With the data on Ex_Σ , $\eta_{EX\Sigma}$, $Ex_{(id+v)}$ ($p_{me} = 1.98$ – 5.97 bar) and D20/NG80 available, there are wide possibili-

ties for choosing the mode of operation of the cogeneration power plant within the diagram field both for D- and D/NG-fuelled operation. For example, during the cold season, when premise heating requires more heat energy, it is rational to convert the power plant to D/NG operation without increasing N_e (corresponds to P_e) (power for electric power generation) of the power plant, because $Ex_{(id+v)}$ increases by 31% under dual-fuel operation of the power plant.

Unit price of sum exergy (K) has been used for evaluation of the cost-effectiveness of the dual-fuel powered cogeneration power plant. Unit price (K), EUR/kJ, of sum exergy of the cogeneration cycle ($Ex_e + Ex_{id} + Ex_v$) has been calculated for the two cases: D- and D20/NG80-fuelled operation.

It has been found that, due to the difference between the market prices of diesel (D) and natural gas (NG), the cost of practical use of exergy of the cogeneration power plant powered by D20/NG80 dual fuel decreases by 27% in LLM and 33% in HLM compared to the use of diesel only. To reduce the operational costs, rational dual fuel selection diagrams depending on the operational mode of the power plant, diagram (D/NG – p_{me}) have been developed for practical application (Fig. 3.8).

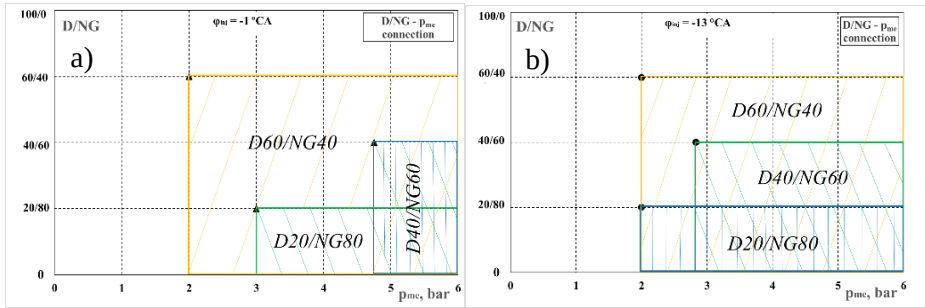


Fig. 3.8 Rational composition field of D/NG dual fuel, depending on the sum exergy unit (K) under D60/NG40, D40/NG60, D20/NG80 dual-fuel operation using different diesel injection timing, presented in the coordinate system of engine power and dual fuel composition; a) when $\phi_{inj} = -1$ °CA BTDC; b) when $\phi_{inj} = -13$ °CA BTDC.

4. Rational application of the single-zone mathematical model in examination of energy indicators of the dual-fuel engine

Multi-zone mathematical models used generally in current engine-related research works are effectively applicable for wide range of fuel used to power engine operation. However, their application is related to comprehensive technical data on engine design and operational characteristics, which may not necessarily be available. For forecasting of the changes in engine parameters during its conversion to dual-fuel operation, use of single-zone mathematical models would be more rational. Nonetheless their application for this purpose has not been studied sufficiently.

At the initial stage of the research, single-zone mathematical model was adapted to the experimental data of the object analysed during HLM diesel-fuelled operation ($\varphi_{inj} = -13$ °CA BTDC). The constants used in the algorithm of the mathematical model (G. Woschni's equations, turbocharger characteristics, etc.) were not changed during the engine parameter modelling under partial MLM and LLM modes, with φ_{inj} subject to changes within the -1 to -13 °CA BTDC range.

The error of modelling of the key engine parameters throughout the analysed range is 2.5–8% on the average, suggesting good compatibility of the mathematical model with further research on dual D/NG fuel.

To support the rationale behind application of the mathematical model in engine conversion to D/NG dual-fuel operation, engine modelling in HLM, MLM, LLM load modes at $\varphi_{inj} = -1$ to -13 °CA BTDC, CCR NG 0,8 was performed during the second stage of the research. The modelling results are presented in Fig. 4.1. Of all the results, positive assessment results have been generated only for modelling in HLM load modes. The resulting differences between the experiment and modelling parameters do not exceed 2–6%. Modelling error in partial MLM and LLM load modes is up to 50%. It shall be emphasized that non-correspondence of key energy parameters p_{me} , p_{mi} , η_e , η_i is 15–52%. It has been found that the large difference in the indicators modelled in the partial load modes is determined by considerable increase in the period of heat release characteristic under D20/NG80-fuelled operation, as confirmed by the experimental data. As the load decreased, φ_z increased from 65 °CA, to 110 °CA in HLM and 200 °CA in MLM and LLM, respectively, although air excess ratio α increased from 2.3 to 2.5 units and to 2.93, respectively. Pursuant to G. Woschni's analytical dependence, φ_z value would be expected to decrease to 56 °CA and 48 °CA, respectively, under diesel-fuelled engine operation.

According to a number of contemporary experimental research results (Zhang et al., 2017; Yousefi et al., 2017), after the kinetic HRF phase is completed, the following combustion phase consists of the kinetic and diffusion phase of gaseous fuel combustion. The intensity of NG combustion depends on the spread of active radicals of the D fuel component in the cylinder. In the absence of sufficient time to prepare for the NG diffusion phase of combustion, i.e. with insufficient HRF induction period duration, the NG combustion process extends, bringing all the evident consequences of the influence of η_i . All these circumstances are characteristic of the research object – of the engine with conventional fuel injection system, due to limited technological possibilities for φ_{inj} advancement.

Table 4.1 presents the results of modelling of the diesel engine powered by D20/NG80 dual fuel, using the adjusted m and φ_z with correlational dependency on α , p_k , T_k , n parameters.

Summary

Table 4.1. Mathematical modelling of the indicators of the diesel engine functioning in D20/NG80 mode ($\varphi_{inj} = -13$ °CA BTDC)

	$p_{me} = 5.97$ [bar]		$p_{me} = 3.99$ [bar]		$p_{me} = 1.98$ [bar]	
	Exp.	MM	Exp.	MM	Exp.	MM
q_c , [g/cycle]	0.0169	0.0169	0.0143	0.0143	0.01255	0.01255
H_L , [MJ/kg]	48.33	48.33	48.48	48.48	48.55	48.55
Δp_{max} , [bar]	1.35	1.35	1.25	1.25	1.175	1.175
T_k , [K]	333	333	318	318	315	315
p_{max} , [bar]	100.6	100.0	79.0	76	67.3	66.3
η_{es} , [–]	0.345	0.345	0.273	0.276	0.155	0.157
η_{is} , [–]	0.475	0.473	0.433	0.438	0.330	0.333
η_{ms} , [–]	0.726	0.730	0.630	0.630	0.470	0.470
p_{me} , [bar]	5.95	5.96	3.97	4.05	1.98	2.00
p_{mi} , [bar]	8.20	8.17	6.30	6.40	4.20	4.28
α , [–]	2.54	2.23	2.95	2.49	3.19	2.71

Except for the exhaust gas temperature T_t , the resulting energy parameters of the mathematical model of the dual-fuel engine (p_{max} , η_i , η_e , p_{mi} , p_{me}) correspond to the experiment data fairly accurately (3–5% accuracy). The non-correspondence of T_t is explained by the fact that the actual bi-phase combustion process is modelled using a single-phase formula for heat release characteristic. The kinetic D and NG combustion phase forming the p_{max} value as well as η_i and p_{mi} are described by factors m and φ_z fairly well.

Subsequent diffusion phase of the time-extended NG combustion determines the T_t value. However, single-phase heat release model is not fully appropriate for this case of modelling. Hence, it is reasonable to modify I. Vibe's single-phase combustion model to a bi-phase combustion model for it to be applicable to the dual-fuel engines. To confirm this, Fig. 4.2 demonstrates the logarithmic anamorphosis fragments for the experimental heat release characteristics of the engine under the diesel- and D20/NG80-fuelled operation.

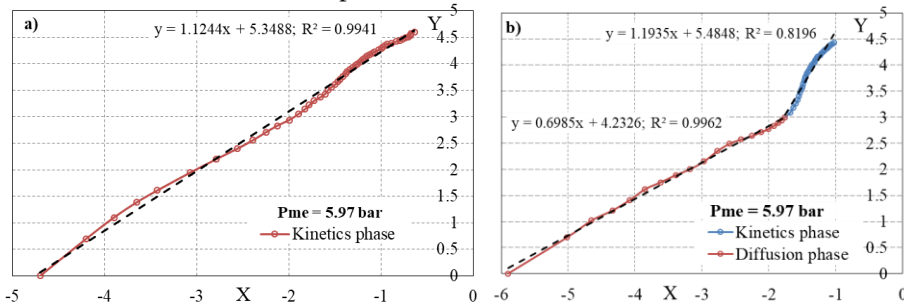


Fig. 4.2. Logarithmic anamorphosis of high-speed DE functioning with D and DF D20/NG80 fuel heat release characteristics:

$$X_a = -\ln\left(\ln\left(1 - \frac{Q_i}{Q_f}\right) + \ln(c)\right), Y_a = \left(\frac{1}{m+1}\right) \cdot X + \ln(\varphi_z), c = -6.908: \text{a) D; b) D20/NG80 fuel}$$

Under diesel-fuelled operation, the heat release characteristic approximates well a single linear segment, meaning the single-phase mode. Under dual-fuel D20/NG80 operation, two distinct linear segments with different angular coefficients are indicative of the bi-phase characteristic of the combustion process.

Rationale behind application of the single-phase model is also supported when φ_{inj} is changed within the range -1 to -13 °CA BTDC both for diesel-fuelled operation and for HLM dual-fuel operation (the modelling error does not exceed 5–7%). It would also be rational to combine the numerical mathematical modelling technologies for single-zone models with statistical experimental data by using the above dependencies $\eta_i = f(\alpha, p_{me} = \text{idem})$.

5. Development and adaptation of the methodological foundation for improvement of energy efficiency of the engines converted to D/NG dual-fuel operation

5.1. Heat balance calculation methodology for the dual-fuel engine

Analytical solutions specific for the dual-fuel application have been added to the classical methodology for engine heat calculation. The main difference of the dual-fuel engine operation versus the diesel-fuelled operation in terms of calculation of the heat balance is determined exclusively by the share of heat Q_{id} lost with the exhausts. Comprehensive description of the methodology is presented in Annex XX.

5.2. Analysis of the factors determining the COP of the indicator process

Research of the characteristic of the physical process – heat release – taking place within the cylinder and determining the COP of the indicator process and, largely, the energy efficiency, were performed by Prof. G. Woschni, academic B. Stechkin, Prof. K. Zinner, and later (Boretti et al., 2017; Yousefi et al., 2017; Wang et al., 2017). The methods developed by the above scholars and the statistical methods for processing of experimental data have served as the grounds for identification of the influence of heat release duration, variation on the value of the COP of the indicator process. Further, to substantiate this relationship analytically for analysis of the cycle of the dual-fuel engine, research by academic B. Stechkin should be used for reference.

B. Stechkin investigated the relationship between the theoretical cycle η_t with the combustion process rate and provided a series of analytical solutions. The provided analytical solutions are comparable by their nature and enable evaluation of the COP for the rapid combustion cycle in accordance with the analytical equations of the law of thermodynamics:

Summary

$$(1 - \eta_t) \cdot \varepsilon^{k-1} = \left[1 + (k-1) \frac{x_2^2}{v_0} \right] \int_2^3 F'(y) dy + (k-1) \frac{x_t^2}{v_0} \int_2^3 F'(y) y^2 dy - 2(k-1) \cdot \frac{x_2 \cdot x_t}{v_0} \int_2^3 F'(y) y dy, \quad (5.1)$$

where the integrals depict the subcurve area of the integral curve for heat release during individual strokes of the cycle. As a result a series of simplifications, the following final expression has been generated: $(\eta_{t_0} - \eta_t) \cdot \varepsilon^{k-1} = \frac{x_t^2}{v_0} \cdot 2 \cdot \Omega$. Under $\Omega = \text{invar.}$, $(\eta_{t_0} - \eta_t)$ correction for the selected ε is obviously determined only by the heat release duration x_t . This statement has been used in the dissertation thesis as one of the grounds for the analysis of the multivariate mathematical modelling results.

In modern DE with a relative short heat release duration, the correction is not significant. However, more than four-fold increase in x_t noticed during the experimental study of the diesel engine analysed (see Section 3.4) has significant effect on $(\eta_{t_0} - \eta_t)$ and η_i . Summarizing the performed parametric analysis, the dissertation thesis has, on the basis of dependency (5.1), supported that the relationships between the work process parameters (ε , α , λ , p_k , T_k) and heat release characteristic have essential effect on energy efficiency indicator η_i .

Hence, the task of assessment of the similarity between the indicators of heat release characteristic (Ω of the parameter) has become one of the main components in development of the methodological principles for the parametric analysis for the D/NG dual-fuel engine.

5.4. Determination and comparative assessment of the centre of mass of the heat release characteristic

Finite element method (FEM) has been used for determination of the centre of mass of the heat release characteristic. The coordinates of the centre of mass of a plane shape which defines the totality of material points and elementary infinitely small elements are described by equations 5.3 and 5.4 (Paliūnas, 1997):

$$x_c = \frac{\sum x_i m_i}{\sum m_i}; y_c = \frac{\sum y_i m_i}{\sum m_i}, \quad \text{or the shape of the proposed finite elements} \quad (5.2)$$

$$X_{\text{centre of mass ordinate}} = \left[\left(\frac{x_0 + x_1}{2} \right) \cdot (\varphi_1 - \varphi_0) \cdot \frac{(x_0 + x_1)}{2 \cdot 2} + \left(\frac{x_1 + x_2}{2} \right) \cdot (\varphi_2 - \varphi_1) \cdot \frac{(x_1 + x_2)}{2 \cdot 2} + \dots \right] \div \left[\left(\frac{x_0 + x_1}{2} \right) \cdot (\varphi_1 - \varphi_0) + \left(\frac{x_1 + x_2}{2} \right) \cdot (\varphi_2 - \varphi_1) + \dots \right] \quad (5.3)$$

Summary

$$y_{\text{centre of mass abscissa}} = \left[\left(\frac{x_0 + x_1}{2} \right) \cdot (\varphi_1 - \varphi_0) \cdot \left(\varphi_0 + \frac{(\varphi_1 - \varphi_0)}{2} \right) + \frac{x_2 + x_1}{2} \cdot (\varphi_2 - \varphi_1) \cdot \left(\varphi_1 + \frac{(\varphi_2 - \varphi_1)}{2} \right) \right] \div \left[\left(\frac{x_0 + x_1}{2} \right) \cdot (\varphi_1 - \varphi_0) + \left(\frac{x_1 + x_2}{2} \right) \cdot (\varphi_2 - \varphi_1) \dots \right], (5.4).$$

in the expression of the equation, the product of the first and second factors of the additive sum equals to the area of the elementary element $(\varphi_{i-1} - \varphi_i)$, of the third factor – to the ordinate of the centres of mass of the elements $(\varphi_{i-1} - \varphi_i)$; in the structural expression of equation 5.3, the third factor of the product equals to the centres of mass of the elements $(\varphi_{i-1} - \varphi_i)$.

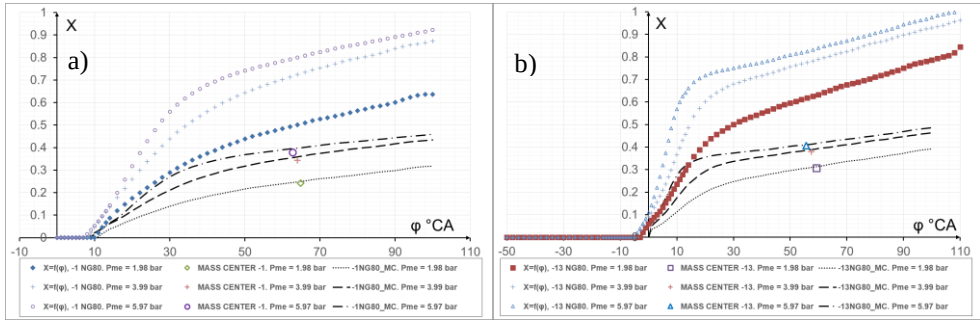


Fig. 5.1 The dynamics of change of the coordinates for the centres of mass of the heat release characteristic: a) NG80 $x = f(\varphi)$: $\circ, +, \diamond - \varphi = -1$ °CA BTDC, b) NG80 $x = f(\varphi)$: $\circ, +, \diamond - \varphi = -13$ °CA BTDC

The implemented analytical solutions applied graphically to the analysis of the experiment data demonstrate the dynamics of the change in the centre of mass of the heat release characteristic during the cycle. (see Fig. 5.1 (a and b) for the fragments). Essentially, the dynamics of change in the abscissa (y_c according to B. Stechkin) of the centres of mass for modes $p_{mi} = \text{idem}$ (1.98 bar; 3.99 bar; 5.97 bar) and the final value of y_c remain constant for virtually all variants examined from D to D20/NG80, with certain minor exclusions. The analysis of the diagrams for the centres of mass has shown that, with the engine operating under the dual-fuel mode, in particular, where NG accounts for a significant share of energy, increasing φ_{inj} within the range analysed, and possibly within a wider range, may become an effective tool for increase of the energy cycle.

Thus, the generated results support application of the method of parametric analysis of the indicator process in association with the indicators of the heat release characteristic.

5.5. Investigation of application of the parametric analysis method for the indicator process of the D/NG dual-fuel engine

In the works by Prof. N. Ivanchenko (Ivanchenko et al., 1989a; Ivanchenko et al., 1983; Ivanchenko et al., 1979; Ivanchenko et al., 1974), the mathematical model of the relationship between η_i and characteristic indicators of the indicator process was applied to high supercharged diesel engines forced according to p_{me} . Practical application of the model essentially consists of a numerical multivariate experiment that serves as the basis to develop the generalised graphic dependences of the indicator process parameters. The influence of maximum pressure p_{max} limitation of the cycle on the fuel cost-efficiency and engine heat stresses described by indicators η_i and α , respectively, is assessed. Simultaneously, the opposite task is addressed, namely, selection of the rational combination of the cycle indicators to achieve the anticipated value of the engine energy efficiency indicator η_i .

The method is characterised by the convenience of its practical application; however, one of the limitations to its application is the set of accepted fixed indicators of the heat release law: the heat release duration and heat release shape parameter. In fact, the variation of the forcing rate according to p_{me} determines significant changes in this important indicator in relation to energy efficiency of the cycle. Moreover, it is not only p_{me} , but also the combination of the work process parameters (ε , λ , α etc.) that have a fairly big influence on the heat release duration and shape. Application of this parametric analysis method to the dual-fuel engines in relation to the significant changes in the parameters of the heat release characteristic should be backed by analytical, experimental, and mathematical modelling research.

The method of parametric analysis of the work process has been approved by the multivariate numerical research using the IMPULS software.

In diesel-fuelled operation in all load modes, and in D/NG-fuelled operation in high load mode, the graphical shapes of dependencies $\eta_i = f(p_{max}/p_k, \alpha = \text{invar.})$ are close to the traditional shape with the α fixed (see Fig. 5.2).

Summary

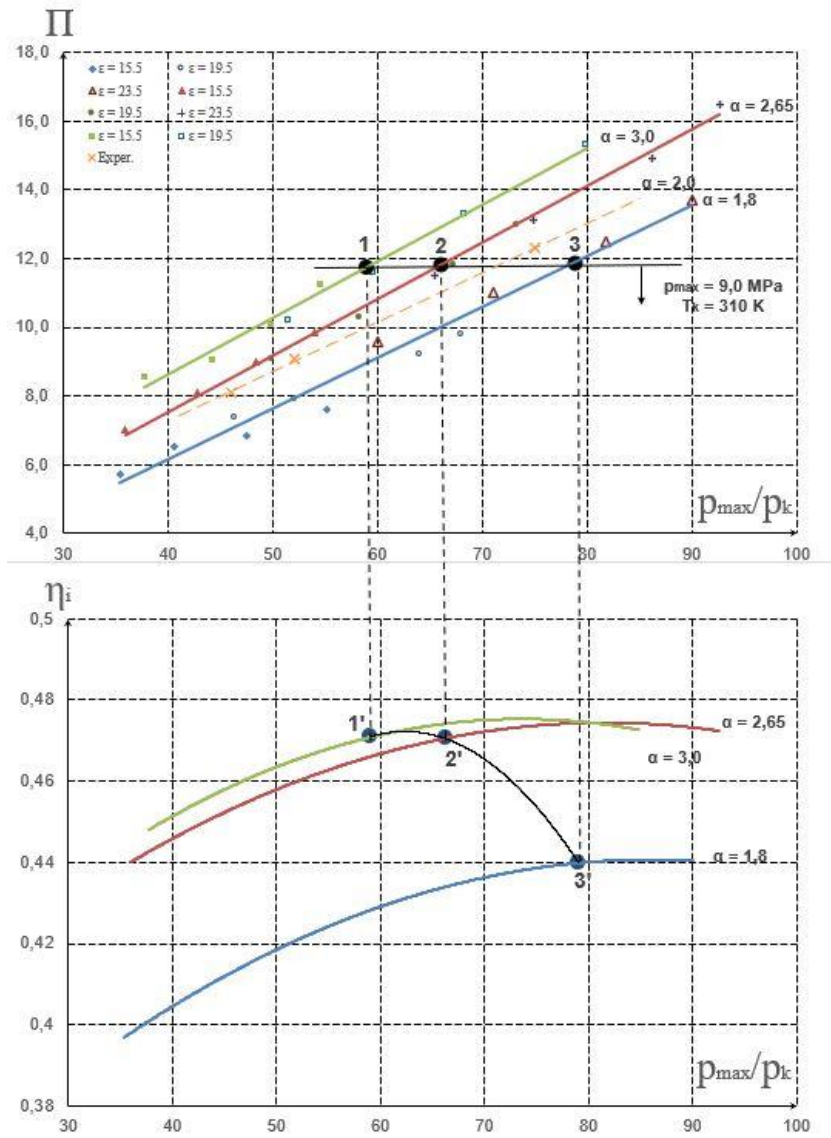


Fig. 5.2. Results of parametric analysis of the work process with the engine running on D20/NG80 dual fuel at $p_{mi} = 8.2 \text{ bar}$ load

Summary

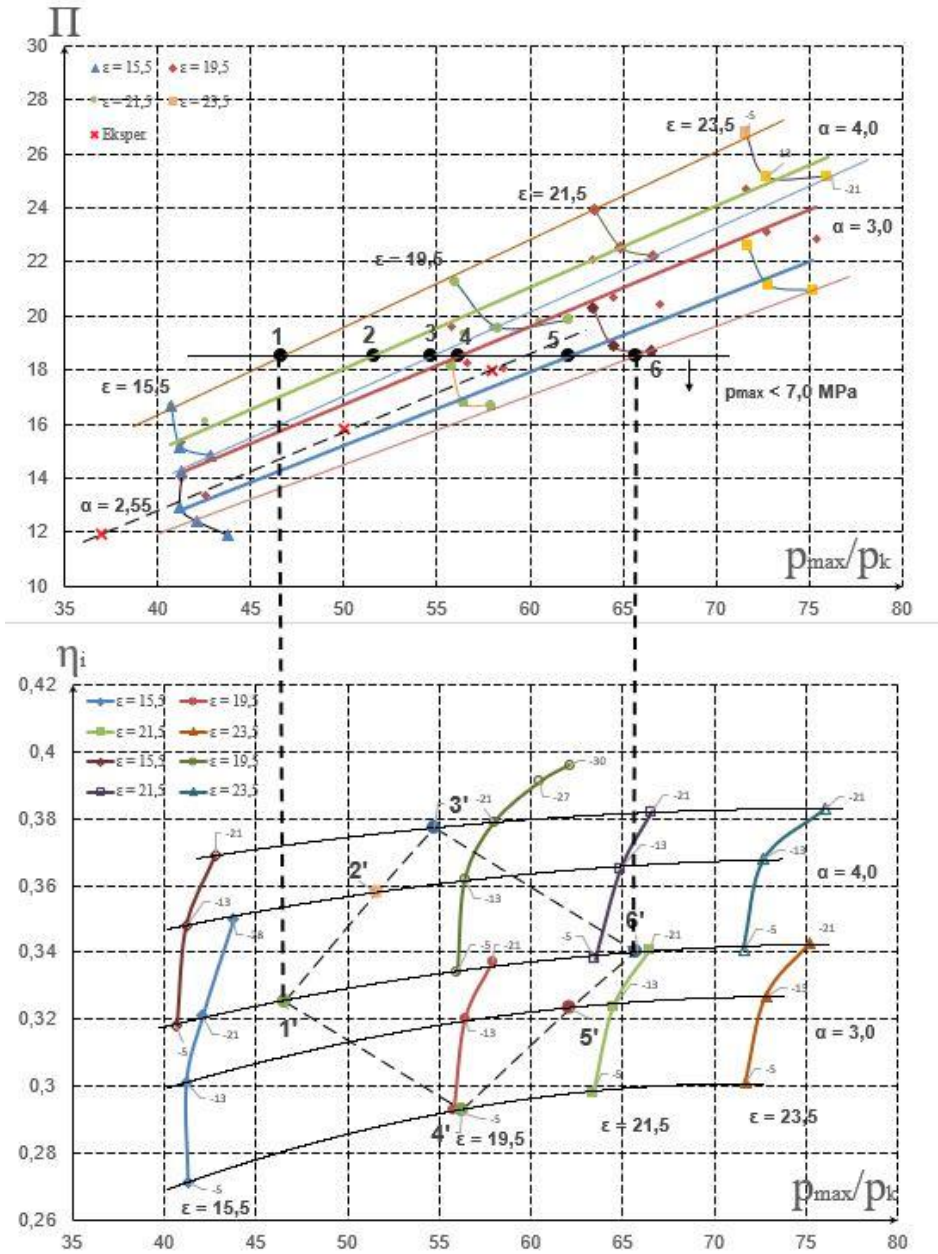


Fig. 5.3. Results of the parametric analysis of the work process with the engine running on D20/NG80 dual fuel at $p_{mi} = 4.2$ bar load

In assessment of the parametric analysis result, a characteristic feature has been noticed under LLM $p_{mi}=4.2$ bar for D/NG-fuelled engine operation (Fig. 5.3). Under this mode,

the relationship between the indicator process parameters is subject to significant change. The cause behind the change is related to the evident decrease in the heat release dynamics. Compared to the respective low load mode $p_{mi} = 4.2$ bar during diesel-fuelled engine operation, the different increased about 5-fold: from 42 °CA to 200 °CA. As a consequence of the increase in the work process dynamics, the influence of η_i (in φ_{inj} advancement) may be observed throughout the variation range of ε . Under diesel -fuelled engine operation and under D20/NG80 high load range $p_{mi} = 8.2$ bar, φ_{inj} advancement up to a certain limit has positive effect on η_i only at low value of $\varepsilon - 15.5$. With ε increasing, smooth nature of the layout of the change in $\eta_i = f(\varphi_{inj}, \varepsilon = \text{invar.})$ curve, and with $p_{mi} = 4.2$ bar, under diesel-fuelled operation, reduction within the range $\varepsilon > 19.5$ may be observed. The influence of the increase in φ_{inj} on the p_{max}/p_k ratio changes in parallel: within the range of φ_{inj} change from -1 °CA to -13 °CA BTDC, only the change of p_{max}/p_k from 2 to 4 units may be observed in diesel-fuelled engine operation in high load mode $p_{mi} = 8.2$ bar, while range of change D20/NG80 p_{max}/p_k is up to 20–30 units. In terms of the shape of graphic dependency of COP $\eta_i = f(p_{max}/p_k, \varepsilon, \alpha = \text{invar.})$, it approaches vertical layout compared to the former smooth change in the diagram field (see Fig. 5.2). Increasing the compression rate ε under $\varphi_{inj} = \text{invar.}$ positively influences η_i throughout the range analysed $\varepsilon = 15.5...23.5$ units. However, the value implemented in the engine $\varepsilon = 19.5$ corresponds to the optimum value of η_i . In summary of the performed analysis of change of the nomogram II, $\eta_i = f(p_{max}/p_k, \alpha = \text{invar.})$, the following shall be stated:

1. Considerable reduction of the heat release dynamics under D/NG dual-fuel LLM operation of the engine leads to strengthening of the influence of the change in φ_{inj} on parameter η_i within the wide range of ε and α , and to parallel reduction in the influence of φ_{inj} on parameter p_{max}/p_k or p_{max} .
2. Hence, the range of change of φ_{inj} may be expanded with the aim of improving η_i without posing a risk of reaching limit values of the reliability indicator p_{max} .

The numerical analyses, which have shown strong influence of the fuel injection timing phase φ_{inj} on η_i , also correlate well to the experimental research results. Irrespective of the load, advancement of injection timing φ_{inj} within the range analysed $\varphi_{inj} = -1$ to -13 °CA BTDC influences the increase in η_i at different levels under diesel-fuelled versus dual-fuel operation of the engine. Increase in the NG portion in the dual fuel from 0 to 80% determines different effect of the change in φ_{inj} : 1% to 18% under $p_{me} = 1.98$ bar, 4% to 21% under $p_{me} = 3.99$ bar, and 7% to 17.5% under $p_{me} = 5.97$ bar load modes.

Due to the low intensity of the fuel combustion kinetics and work process under D/NG-fuelled engine operation, a relatively high share of heat is released at later phases of the expansion stroke. Hence, φ_{inj} advancement to -13 °CA BTDC led to intensive increase in η_i both during the experiment and during the modelling. Under diesel-fuelled engine operation, the change in φ_{inj} led to 2% increase in η_i (maximum η_i achieved at φ_{inj} equal to -7 °CA BTDC), while under dual-fuel D20/NG80, η_i increased by 17%. In the numerical modelling, φ_{inj} advancement to -30 °CA BTDC

had positive influence on the increase in η_i , yet at lower intensity than that of η_i within the range of change -1 °CA to -13 °CA BTDC (see Fig. 5.2).

Investigation of the combination of optimum parameters of the engine indicator process under $p_{mi} = 4.2$ bar mode essentially does not differ from the high load modes discussed above, e.g.: Fig. 5.3 Assessment of the rational combination of ε , φ_{inj} , α was performed under the condition that $p_{max} \leq 6.9$ MPa. Under maximum cycle pressure $p_{max} = 6.9$ MPa, the value of parameter Π was: $\Pi = \frac{p_{max}}{p_{mi}} \cdot \frac{350}{T_k} = \frac{6,9}{0,42} \cdot \frac{350}{310} = 18,5$. The field marked by points 1' – 3' – 6' – 4' graphically defines the combinations of ε , α , φ_{inj} which provide improvement of η_i . Hence, the parametric $\eta_i; \frac{p_{max}}{p_{mi}} \cdot \frac{350}{T_k} = f(p_{max}/p_k; \alpha; \varepsilon = idem)$ analysis method has been analytically substantiated and verified by experiment and numerical investigation for the purposes of practical application with the view towards improvement of the energy efficiency parameters of the engine converted to dual-fuel operation.

General conclusions

1. Energy and ecological parameters of the engine with conventional fuel injection system, converted to D/NG dual-fuel operation, have been examined, specifics of the characteristics of indicator process determining the change of the parameters, rational directions and methods for improvement of energy efficiency have been presented:
 - 1.1. Deterioration of the energy efficiency parameters (η_e) by 4 to 6% for each 10% increase in CCR NG is more characteristic of the low load modes, yet they decreased by 1.5 times under higher dynamics of the indicator process;
 - 1.2. Changes in the dynamics of the combustion process which determine the deterioration of η_e are characterised by 4- to 5-fold increase in the combustion duration, which, in turn, provides decrease in the NO_x , the most harmful component of the emissions: in HLM – by 3–7%, MLM and LLM – by up to 9–10% for each 10% increase in CCR NG in the D/NG fuel.
 - 1.3. To provide $\eta_e \approx const$ in diesel engine conversion to dual-fuel D20/NG80 operation, advancement of φ_{inj} phase is 12 °CA to 36–48°CA BTDC, with the engine load decreasing.
 - 1.4. In view of the significant 20- to 30-fold increase in the amount of harmful CO and CH components in the exhaust gas of the dual fuel, rational ranges for optimisation of φ_{inj} and use of the dual fuel composition have been identified.
2. Aspects of single-zone mathematical models, investigation of energy efficiency of the D/NG dual-fuel engine, and rational principles of practical implementation

Summary

thereof have been substantiated by variational numerical mathematical modelling by combining the results with the experimental data.

3. Methodological tools for combination and optimisation of the indicator process parameters and characteristics of the engine converted to D/NG dual-fuel operation have been developed and adapted with the view towards higher energy efficiency. The tools are the following:
 - 3.1. the method of parametric analysis has been applied to identification and examination of specifics of the links between parameters (ε , λ , α , φ_{inj} , p_{max} , p_{mi}) which determine the indicated coefficient of performance (η_i), and heat release characteristic $X = f(y)$;
 - 3.2. the method for determination of the dynamic change in the centre of mass of $X = f(y)$ characteristic during the cycle;
 - 3.3. the method for determination of the average temperature $\bar{T}_1$ for evaluation of the combustion process exergy;
 - 3.4. analytical extensions to the heat balance calculation methodology by applying it to the D/NG dual-fuel engine.
4. Changes in the energy indicators of the cogeneration cycle, supporting the rationale behind engine conversion to D/NG dual-fuel operation, have been determined and examined: a) with the indicators of efficiency of exergy use (η_{Exe} , $\eta_{Ex\Sigma}$) decreasing, the absolute exergy potential for practical application increases by 3–18% under high load modes due to the increase in the heat energy component, and by up to 14–58% under low load modes; the cost of exergy use of a cogeneration power plant powered by D20/NG80 dual fuel decreases by 27–33% within the operational range due to the differences in the market prices, compared to the D case.
 - 4.1. Rational dual fuel selection diagrams depending on the operational mode of the power plant, diagram (D/NG – p_{me}) have been developed for practical application. Decrease in the efficiency of energy use does not exceed 3–4% and 22% under high load and low load modes of the power plant, respectively.
 - 4.2. With the efficiency indicators of exergy use (η_{Exe} , $\eta_{Ex\Sigma}$) decreasing, the absolute exergy potential for practical application increases by 3–18% under high load modes and by up to 14–58% under low load modes due to the increase in the heat energy component.
5. It has been found that the performance of the engine powered by D/NG dual fuel compared to the operation with diesel alone is characterized by 18% higher total exergy of mechanical sources and conversion of secondary sources. This results in 33% decrease in the operating costs for HLM dual fuels and 27% decrease in LLM or MLM. For practical purposes, in order to reduce operating costs, rational diagrams for selection of dual fuel composition depending on the operating mode of the power plant have been developed (D/NG – p_{me}).

Priedas

1 priedas

Dveju kuru veikiančio variklio šilumos balanso skaičiavimo metodika

Pradiniai duomenys

Šilumos balanso skaičiavimai atliekami naudojant variklio energetinių, aušinimo, išmetamųjų dujų ir oro tiekimo sistemų veikimo parametrų duomenis, laboratoriniais tyrimais arba sertifikato pagrindu nustatytą elementinę dyzelino sudėtį: C, H, O ir H_{zD} , gamtinių dujų sudėtį (CH_4 ; CO_2 ir kt.), pateikiamą masės arba tūrio dalimis. Dujinio kuro šilumingumas H_{zGD} taip pat galėtų būti nustatytas pagal formulę (žr. P. 1 formulę) (ISO 8217; Cheremisinoff, 2005):

Dujinio kuro (GD) H_{zGD} :

$$H_{zGD} = 732 \cdot CO + 617 \cdot H_2 + 2057 \cdot CH_4 + 3209 \cdot C_2H_2 + 3408 \cdot C_2H_4 + 3672 \cdot C_2H_6 + 5340 \cdot C_3H_8 + 7056 \cdot C_4H_{10} + 7008 \cdot C_4H_{10} + 8381 \cdot C_5H_{12},$$

kJ/m³ (P.1)

Perskaičiuojant H_{zGD} į kJ/kg (P.1), lygties skaičiavimo rezultatas dalijamas iš dujinio kuro tankio ρ_{GD} . Esant būtinybei, pagal nustatytus H_{zD} ir H_{zGD} patikslinami eksperimentinių tyrimų duomenys, visų pirma η_e ir η_i (nustatytas iš indikatorinių diagramų):

$$\eta_e = \frac{P_e \cdot 3600}{(H_{zD} \cdot G_{fD} + H_{zGD} \cdot G_{fGD})}, [-] \quad (P. 2)$$

$$\alpha = \frac{G_{air}}{G_{teor}} = \frac{G_{air}}{G_{fD} \cdot L_{D0} + G_{fGD} \cdot L_{GD0}}, [-] \quad (P. 3)$$

kur P_e – efektyvioji variklio galia, [kW]; G_{fD} ir G_{fGD} – dyzelino ir dujinio kuro sąnaudos, [kg/val]; H_{zD} ir H_{zGD} – dyzelino ir metano CH_4 masinis šilumingumas, [kJ/kg]; G_{air} – valandinės variklio oro sąnaudos (matuojamos eksperimento metu), [kg/val]; G_{teor} – teorinės valandinės variklio oro sąnaudos, [kg/val]; L_{D0} ir L_{GD0} – stochiometrinės dyzelino ir dujinio kuro CH_4 konstantos, [kg oro/kg kuro]; μ_{oro} – oro molinė masė [kg/kg mol].

$$L_{D0} = L_D \cdot \mu_{oro} \text{ (kg oro/kg dyzelino); } L_D = \frac{1}{0,21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) \text{ kmol/kg kuro.}$$

Nesant dyzelino laboratorinio tyrimo duomenų, standartinio dyzelino elementinė sudėtis laikoma (ASTM D5291, EN 590) $C = 0,87$; $H = 0,126$; $O = 0,004$.

Taigi:

$$L_{D_0} = \frac{1}{0,21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{O}{32} \right) = 0,495 \cdot \mu_{oro}; [\text{kg oro/kg dyzelino}] \quad (\text{P. 4})$$

$$\mu_{oro} = 0,21 \cdot 32 + 0,79 \cdot 28 = 6,72 + 22,12 = 28,84; [\text{kg/kg mol}] \quad (\text{P. 5})$$

$$L_{D_0} = 14,3, [\text{kg oro/kg dyzelino}] \quad (\text{P. 6})$$

Metano L_{GD_0} nustatomas remiantis CH_4 oksidacijos lygtimi (P.7):



Kadangi 1 kmol CH_4 oksidacijai sunaudojami 2 kmol O_2 , o CH_4 1 kmol masė 16 kg, gauname:

$$L_{GD_0} = 0,595 \cdot 28,84 = 17,17; [\text{kg oro/1kg CH}_4] \quad (\text{P. 8})$$

$$L_{GD} = \frac{1}{0,21} \cdot \frac{2}{16} = 0,595; [\text{kg oro/1kg CH}_4] \quad (\text{P. 9})$$

Šilumos balanso struktūra

Variklio išorinį šilumos balansą apibūdina (žr. P.10) (Chiodi, 2011)

$$Q_f = Q_e + Q_v + Q_a + Q_{id} + Q_{Dn} + Q_{lik}, [\text{kJ}] \quad (\text{P. 10})$$

kur Q_f – suminis šilumos balansas, [kJ]; Q_e – efektinio darbo dedamoji [kJ/s]; Q_v – aušinimo sistemos dedamoji, [kJ]; Q_a – alyvos sistemos dedamoji, [kJ]; Q_{id} – išmetimo sistemos dedamoji, [kJ]; Q_{Dn} – nevisiško degimo nuostoliai, [kJ]; Q_{lik} – šilumos balanso likutis, [kJ].

Šilumos balanso dedamoji skaičiuojama pagal formules (žr. P. 11, P. 12, P. 13, P. 14):

$$Q_f = H_z \cdot G_f, [\text{kJ}] \quad (\text{P. 11})$$

$$Q_e = P_e \cdot 3600, [\text{kJ/s}] \quad (\text{P. 12})$$

$$Q_v = G_v(t_2 - t_1) \cdot c_v, [\text{kJ}] \quad (\text{P. 13})$$

$$Q_a = G_a(t_2 - t_1) \cdot c_a, [\text{kJ}] \quad (\text{P. 14})$$

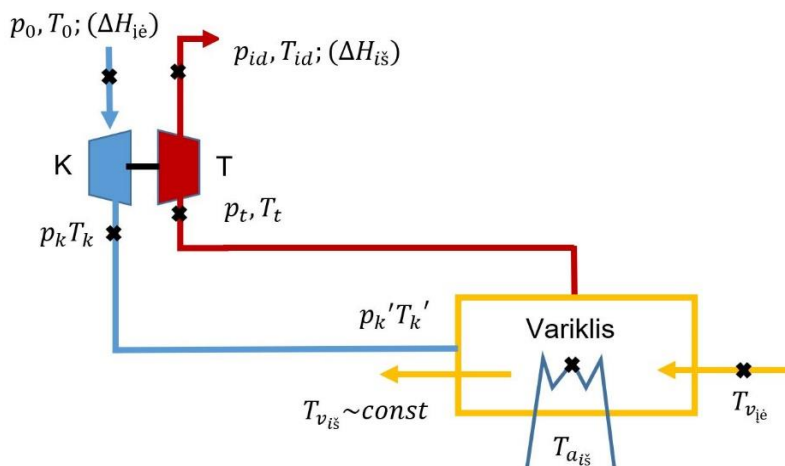
kur P_e – efektyvioji variklio galia, [kW]; H_z – žemutinis kuro šilumingumas, [kJ/kg]; G_f – valandinės kuro sąnaudos, [kg/val]; G_v – aušinimo kontūre cirkuliuojančio vandens srautas, [kg/s]; t_1 ir t_2 – išeinančio ir įeinančio į variklį vandens temperatūra, [°C]; c_v – vandens specifinė izochorinė šiluma, [kJ/kg]; G_a – tepimo kontūre cirku-

liuojančios alyvos srautas, [kg/s]; t_1 ir t_2 – išeinančios ir įeinančios į variklį alyvos temperatūra, [°C]; c_a – alyvos specifinė izochorinė šiluma, [kJ/kg].

Jeigu variklinio galios stendo sistemoje (arba objekte) alyva aušinama vidinio kontūro vandeniu, Q_v įvertina ir Q_a šiluminio balanso dalį.

Šiluma, išeinanti su išmetamosiomis dujomis kartu su nevysiško degimo nuostoliais (žr. P.1 paveikslą), susideda iš dviejų dalių:

$$Q_{i\dot{s}} = Q_{id} + Q_{Dn}, [kJ] \quad (P. 15)$$



P. 1 pav. VDV šilumos balanso vertinimo schema

Fig. P. 1. ICE heat balance evaluation scheme

Šiluma, išeinanti su išmetamosiomis dujomis (P. 16):

$$Q_{id} = M_2 \cdot G_f \cdot c_p'' \cdot t_{id} - M_1 \cdot G_f \cdot c_p' \cdot t_0, [kJ] \quad (P. 16)$$

kur t_{id} – išmetamųjų dujų temperatūra už turbinos, [°C]; t_0 – oro temperatūra prieš kompresoriaus įėjimą, [°C]; c_p'' ir c_p' – išmetamųjų dujų oro specifinė izobarinė šiluma, [kJ/kmol·°C]; M_1 ir M_2 – išmetamųjų dujų ir oro molekulių kiekis, [kmol].

Šilumos nuostoliai dėl nevysiško degimo Q_{Dn} dėl mažo kiekio galėtų būti nevertinama.

Rezultatas: $Q_{i\dot{s}} = Q_{id}$.

Šilumos, išeinančios su išmetamosiomis dujomis, nustatymas

Dvejopu kuru veikiančio variklio pagrindinį šilumos balanso skaičiavimo skirtumą lemia Q_{id} , nes kitų (P. 16) lygties parametrų nustatymas palyginti su dyzeliniu varikliu nesikeičia, Q_{id} skaičiavimų seka pateikta toliau:

1. Šviežio oro, patenkančio į cilindrą M_1 , nustatymas.

Kartu sudaro šviežio oro sumą, skirtą dyzelino-dyzelino ir dujų degimui.

Alternatyvai atliekamas trimis būdais:

- 1.1. Nustatant dyzelino ir dujų degimo šviežio oro kiekį

$$M_1 = M_1^D + M_1^{GD}, [\text{kmol/kg kuro}]. \quad (\text{P. 17})$$

- 1.2. Pagal formulę:

$$M_1 = L_{D-GD} \cdot \alpha, [\text{kmol/kg kuro}], \quad (\text{P. 18})$$

Kur L_{D-GD} – stochiometrinė dvejopo D-GD kuro konstanta.

$$L_{D-GD} = L_D \left(\frac{G_{fD}}{G_{fD} + G_{fGD} \cdot k} \right) + L_{GD} \left(\frac{G_{fGD} \cdot k}{G_{fD} + G_{fGD} \cdot k} \right), [\text{kmol/kg kuro}], \quad (\text{P. 19})$$

kur $(G_{fD} + G_{fGD} \cdot k)$ – kuro kiekis susideda iš skystųjų degalų (dyzelino) ir dujinio kuro, [kg/val]; α – oro pertekliaus koeficientas, įskaitant prapučiamo oro dalį [–]; k – metano santykinė dalis dujiniame kure (daroma prielaida, kad GD susideda iš CH_4 ir CO_2).

- 1.3. Naudojant eksperimento metu nustatytus G_{oro} duomenis:

$$M_1 = \frac{G_{oro}}{(G_{fD} + G_{fGD}) \cdot \mu_{oro}}, [\text{kmol/1kg kuro}], \quad (\text{P. 20})$$

kur G_{oro} – registruojamas bandymų metu, [kg/val]; μ_{oro} – oro molinė masė, [kg/kmol].

2. Išmetamųjų dujų kiekio M_2 skaičiavimas.

Metano elementinėje sudėtyje, kaip ir D, yra anglis C ir vandenilis H. Kaip ir skystųjų naftinės kilmės degalų degimo atveju, sudegusio kuro degimo produktai susideda iš perteklinio oro anglies dioksido ir vandens garų H_2O .

M_2 skaičiavimas atliekamas adityviu principu, vertinant, koks išmetimo komponentų kiekis susideda iš trijų sudedamųjų – skystųjų degalų M_2^D ir dujinio kuro M_2^{GD} degimo produktų bei perteklinio oro.

2.1. Skystųjų degalų G_{fD} degimo produktai

$$M_2^D = \frac{C}{12} + \frac{H}{2}, [\text{kmol/kg GD}], \quad (\text{P. 21})$$

kur $\frac{C}{12}$ – tai CO_2 kilo molių/kg G_{fD} ; $\frac{H}{2}$ – kilo molių/kg G_{fD} .

2.2. Dujinio kuro G_{fGD} degimo produktai:



arba 1 kg CH_4 ;

$$M_2^{GD} = \frac{1}{16}, \text{ kg mol CO}_2 + \frac{2}{16} \text{ kg mol H}_2\text{O}.$$

2.3. Perteklinio oro ir sudegusio oro azoto skaičiavimas:

$$M_{\text{oras}} = (\alpha - 1) \cdot L_{D-GD} + 0,79 \cdot L_{D-GD}.$$

3. Išmetamųjų dujų kiekis susideda iš skystųjų degalų ir dujinio kuro degimo produktų bei oro:

$$\begin{aligned} M_2 &= M_2^D \cdot \frac{G_{fD}}{(G_{fD} + G_{fGD} \cdot k)} + M_2^{GD} \cdot \frac{(G_{fGD} \cdot k)}{(G_{fD} + G_{fGD} \cdot k)} + (\alpha - 1) \cdot L_{D-GD} + 0,79 \cdot L_{D-GD} + \\ (1 - k) \cdot \frac{G_{fGD}}{(G_{fD} + G_{fGD} \cdot k)} \cdot M_{\text{CO}_2} &= \frac{C}{12} \cdot \frac{G_{fD}}{(G_{fD} + G_{fGD} \cdot k)} + \frac{1}{16} \cdot \frac{(G_{fGD} \cdot k)}{(G_{fD} + G_{fGD} \cdot k)} + M_{\text{CO}_2} \cdot \\ \frac{G_{fGD}}{(G_{fD} + G_{fGD} \cdot k)} \cdot \frac{(1-k)}{k} + \frac{H}{2} \cdot \frac{G_{fD}}{(G_{fD} + G_{fGD} \cdot k)} &+ \frac{2}{16} \cdot \frac{(G_{fGD} \cdot k)}{(G_{fD} + G_{fGD} \cdot k)} + 0,79 \cdot L_{D-GD} + (\alpha - 1) \cdot \\ L_{D-GD}, [\text{kg mol/kg kuro}] \end{aligned} \quad (\text{P. 23})$$

M_{CO_2} ir $M_{\text{H}_2\text{O}}$ molių skaičiai nustatomi kaip skystojo ir dujinio kuro degimo produktai:

$$M_{\text{CO}_2} = \frac{C}{12} \cdot \frac{G_{fD}}{(G_{fD} + G_{fGD} \cdot k)} + \frac{1}{16} \cdot \frac{(G_{fGD} \cdot k)}{(G_{fD} + G_{fGD} \cdot k)} + M_{\text{CO}_2} \cdot \frac{G_{fGD}}{(G_{fD} + G_{fGD} \cdot k)} \cdot \frac{(1-k)}{k}, \quad (\text{P. 24})$$

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{H}{2} \cdot \frac{G_{fD}}{(G_{fD} + G_{fGD} \cdot k)} + \frac{2}{16} \cdot \frac{(G_{fGD} \cdot k)}{(G_{fD} + G_{fGD} \cdot k)}, \quad (\text{P. 25})$$

4. c_v'' – adityvinis skaičiavimas

Q_{id} analitinėje išraiškoje t_t ir t_0 temperatūros nustatytos eksperimento metu. c_p'' ; c_p' skaičiuojami adityviu metodu pagal sudedamųjų r_{N_2} , r_{oro} , r_{MO} , r_{CO_2} , $r_{\text{pert.oro}}$ komponentus išmetamosiose dujose ir ore.

$$c_v'' = \sum r_k \cdot c_{rk}'',$$

Priedas

kur c''_{vu} – išmetamųjų dujų komponentų specifinė šiluma, [kJ/kmol·°C]; c''_{rk} – imami iš žinyų (Gimbutis ir kt., 1993), [kJ/kmol·°C]; r_k – išmetamųjų dujų komponentų tūrinė dalis, skaičiuojama pagal formules:

Pvz.: $r_{N_2} = \frac{0,79 \cdot L_D - GD}{M_2}$; $r_{oro} = \frac{(\alpha - 1) \cdot L_D - GD}{M_2}$; $r_{M_O} = \frac{M_O}{M_2}$; $r_{CO_2} = \frac{M_{CO_2}}{M_2}$; $r_{pert.oro} = \frac{(\alpha - 1) \cdot L_D - GD}{M_2}$; Patikra $\Sigma r_{M_O} = 1,0$; c''_{vu} reikšmės (M_O – degimo produktų, esant $\alpha_\Sigma = 1,0$; M_{CO_2} ir perteklinio oro – imama iš žinyų, esant užfiksuotai išmetamųjų dujų temperatūrai.

Klaipėdos universiteto leidykla

Vygintas DAUKŠYS

GAMTINĖMIS DUJOMIS VEIKIANČIO DYZELINIO VARIKLIO ENERGINIŲ
IR EKOLOGINIŲ RODIKLIŲ TYRIMAS

Daktaro disertacija

Technologijos mokslai,
transporto inžinerija (T 003)

RESEARCH OF ENERGY AND ECOLOGICAL INDICATORS
OF A NATURAL GAS OPERATED DIESEL ENGINE

Doctoral dissertation

Technological sciences,
Transport Engineering (T 003)

Klaipėda, 2020

SL 1335. 2020 05 18. Apimtis 15,65 sąl. sp. l. Tiražas 18 egz.

Išleido ir spausdino Klaipėdos universiteto leidykla, Herkaus Manto g. 84, 92294 Klaipėda
Tel. (8 46) 398 891, el. paštas: leidykla@ku.lt; interneto adresas: <http://www.ku.lt/leidykla/>