

KLAIPĖDOS UNIVERSITETAS

Paulius RAPALIS

DYZELINIŲ VARIKLIŲ PEREINAMŲJŲ
EKSPLOATACINIŲ REŽIMŲ KOMPLEKSINIAI
TYRIMAI, DIDINANT ENERGETINĮ
EFEKTYVUMĄ

DAKTARO DISERTACIJA

TECHNOLOGIJOS MOKSLAI,
TRANSPORTO INŽINERIJA (03T)

Klaipėda 2017

Mokslo daktaro disertacija rengta 2012–2016 metais, ginama Klaipėdos universitete pagal suteiktą Vilniaus Gedimino technikos universitetui kartu su Aleksandro Stulginskio universitetu ir Klaipėdos universitetu Lietuvos Respublikos švietimo ir mokslo ministro 2011 m. birželio 8 d. įsakymu Nr. V-1019 ir 2011 m. rugsėjo 29 d. įsakymu Nr. V-1748 Transporto inžinerijos mokslo krypties doktorantūros teisę.

Mokslinė vadovė

doc. dr. Galina LEBEDEVA (Klaipėdos universitetas, Transporto inžinerija – 03T).

Transporto inžinerijos mokslo krypties disertacijos gynimo taryba:

Pirmininkas

prof. dr. Saugirdas Pukalskas (Vilniaus Gedimino technikos universitetas, transporto inžinerija 03T).

Nariai:

dr. Laurencas Raslavičius (Kauno technologijos universitetas, transporto inžinerija 03T),
prof. dr. Gintautas Bureika (Vilniaus Gedimino technikos universitetas, transporto inžinerija 03T),
prof. dr. Stasys Slavinskas (Aleksandro Stulginskio universitetas, transporto inžinerija 03T),
prof. dr. Jacek Eliaz (Ščecino Vakarų Pamario techninių mokslų universitetas, Lenkija, mechanikos inžinerija 09T).

Disertacija bus ginama viešame Transporto inžinerijos mokslo krypties disertacijos gynimo tarybos posėdyje 2017 m. vasario 24 d. 13 val. Klaipėdos universitete, Aula Magna korpuso Konferencijų salėje.

Adresas: Herkaus Manto g. 84, LT-92294, Klaipėda, Lietuva.

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

Pranešimai apie numatomą ginti disertaciją išsiųsti 2017 m. sausio 24 d.

Disertaciją galima peržiūrėti interneto svetainėje <http://www.ku.lt/mokslas/doktorantura/ginamos-apgintos-disertacijos> ir Vilniaus Gedimino technikos universiteto, Aleksandro Stulginskio universiteto bei Klaipėdos universiteto bibliotekose.

ISBN 978-9955-18-872-8

© Klaipėdos universiteto leidykla, 2017

© Paulius Rapalis, 2017

pauliusrapalis@gmail.com

KLAIPĖDA UNIVERSITY

Paulius RAPALIS

**DIESEL ENGINE TRANSIENT OPERATIONAL
PERFORMANCE RESEARCH TO IMPROVE
EFFICIENCY**

DOCTORAL DISSERTATION

TECHNOLOGICAL SCIENCES,
TRANSPORT ENGINEERING (03T)

Klaipėda 2017

Doctoral dissertation was prepared in 2012–2016, is defended at Klaipėda University according to the right to deliver doctoral studies in Transport Engineering, which was granted for Vilnius Gediminas Technical University together with Aleksandras Stulginskis University and Klaipėda University by the Act of the Minister of Education and Science (Republic of Lithuania) No. V-1019, signed on 8 June 2011 and No. V-1748, signed on 29 September 2011.

Scientific Supervisor

Assoc. prof. dr. Galina LEBEDEVA (Klaipėda University, Transport Engineering – 03T)

The Dissertation Defense Council of Scientific Field of Transport Engineering:

Chairman

prof. dr. Saugirdas PUKALSKAS (Vilnius Gediminas Technical University, Transport Engineering – 03T)

Members

dr. Laurencas RASLAVIČIUS (Kaunas university of technology, Transport Engineering – 03T),
prof. dr. Gintautas BUREIKA (Vilnius Gediminas Technical University, Transport Engineering–03T),
prof. dr. Stasys SLAVINSKAS (Aleksandras Stulginskis university, Transport Engineering – 03T),
prof. dr. Jacek ELIASZ (West Pomeranian University of Technology, Szczecin, Poland, Mechanical engineering – 09T).

The dissertation will be defended at the public meeting of the Dissertation Defence Council of Transport Engineering, in Aula Magna Conference room, Klaipėda University, at 1 p.m. on 24 February 2017.

Address: Herkaus Manto Str. 84, LT-92294, Klaipėda, Lithuania. Phone. (+370 46) 398 936; fax (+370 46) 398 999; e-mail ingrida.borisenko@ku.lt

A notifications of intend defending of the dissertation was send on 24 January 2017.

A copy of the doctoral dissertation is available for review at the internet website <http://www.ku.lt/mokslas/doktorantura/ginamos-apgintos-disertacijos> and at the Libraries of Vilnius Gediminas Technical University, Aleksandras Stulginskis University and Klaipėda University.

Rezumė

Disertacijoje nagrinėjamos sunkiujų transporto paskirties dyzelinių variklių darbo pereinamaisiais eksploataciniais režimais problemos. Pagrindinis tyrimų objektas yra dyzelinių variklių eksploataciniai energetiniai rodikliai ir pereinamųjų eksploatacinių režimų dinaminiai parametrai. Šie parametrai reikšmingai veikia variklio energijos panaudojimo efektyvumą realios eksploatacijos metu. Detali šių parametru analizė leidžia įvertinti variklio darbo ekonomiškumą jo realios eksploatacijos sąlygomis. Tačiau joms nustatyti reikalingi standiniai tyrimai ir specializuota tyrimų infrastruktūra. Todėl reikalingi metodai, suteikiantys galimybę be specialios įrangos nustatyti dinaminių parametru įtaką variklių realios eksploatacijos sąlygomis. Pagrindinis disertacijos tikslas – atlikti sunkiojo transporto dyzelinių variklių darbo parametru eksperimentinius bei matematinio modeliavimo tyrimus eksploatacijos sąlygomis, siekiant sudaryti ir adaptuoti dyzelinių variklių energetinių ir eksploatacinių rodikliu gerinimo metodiką.

Darbe sprendžiami keli pagrindiniai uždaviniai:

1) suformuoti praktikoje paplitusių dyzelinių varikliu eksploatacinių parametru tyrimo racionalią metodiką ir jos pagrindu sukurti bei adaptuoti eksperimento duomenims tyrimo technologines priemones, jas taikant pereinamiesiems darbo režimams;

2) ištirti sunkiuju dyzelinių varikliu eksploatacinio apkrovos ciklo struktūrą, nustatant energetinio efektyvumo didinimo rezervus bei jų racionalaus panaudojimo būdus siekiant pagerinti energetinius rodiklius;

3) sukurti ir adaptuoti eksperimento duomenims dyzelinio variklio eksploatacinių darbo parametru matematinio modeliavimo priemones.

Disertaciją sudaro įvadas ir keturi skyriai, naudotos literatūros ir autoriaus publikacijų disertacijos tema sąrašai ir šeši priedai.

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

Pirmasis skyrius skirtas literatūros apžvalgai. Jame pateikta Lietuvos ir pasaulio mokslininku tyrimu disertacijos tema apžvalga, pateikiamos šiuolaikinėje praktikoje naudojamos pereinamųjų režimų tyrimu ir modeliavimo metodikos. Skyriaus pabaigoje formuluojamos išvados ir tikslinami disertacijos uždaviniai.

Antrajame skyriuje pateikta pereinamųjų darbo režimų įtakos variklio eksploataciniams parametrams tyrimų metodika, eksploatacinių duomenų apdorojimo metodika, pereinamosios apkrovos parametrų vertinimo metodika ir technologiniai duomenų apdorojimo aspektai.

Trečiajame skyriuje pateikta analizuojamų variklių eksploatacinio apkrovos ciklo struktūra, įvertinama pereinamųjų režimų dalis tiriamų variklių apkrovos cikle.

Ketvirtajame skyriuje pateikti VDV pereinamosios apkrovos režimų matematinio modelio sukūrimo etapai, AVL *Boost* ir dirbtinių neuroninių tinklų modelių suformavimas ir metodikos adaptavimas variklio naudingo veikimo koeficientams (η_i, η_e, η_m).

Abstract

The dissertation deals with the heavy diesel engines performance problems during transient operation. The main object of research is a diesel engine operating energy indicators and dynamic parameters of transient operating modes. These parameters significantly influence the energy efficiency of the engine in real operation conditions. Detailed analysis of these parameters allows to evaluate the cost-effectiveness of engine real operating conditions. However specialized research facilities and test bed experiments are needed to perform diesel engine transient operation studies. Therefore, methods are needed that allow to determine the dynamic parameters without special equipment, during real operating conditions. The main aim of the work – to carry out the heavy vehicle diesel engine operating conditions and operating parameters by experimental and mathematical modeling studies to establish and adapt methodology for diesel engine energy performance improvements in transient operation modes.

The main tasks: to form a rational methodology for determination of diesel engines operating parameters and on that basis, develop and adapt technological measures to experimental data and transient operating modes. To investigate the heavy-duty diesel engines operating load cycle structure, determining the energy efficiency reserves and ways of improving the rational use of energy indicators. And develop and adapt mathematical modeling tools to the experimental data of diesel engine operating parameters.

The dissertation consists of an introduction and four chapters, references and list of author publications on the dissertation topic and six appendices.

Žymėjimai

Simboliai

- I_{TC} – turbokompresoriaus darbinio rato inercijos momentas;
- a_t – sutapimo koeficientas;
- n_i^{MTU} – variklio sistemos registruojamas sūkių dažnis;
- n_i^{SIBAS} – lokomotyvo sistemoje registruojamas variklio sūkių dažnis;
- t_{nus}^{opt} – optimali nusistovėjusio apkrovos režimo trukmė;
- λ_f – sienelių trinties koeficientas;
- v_m – srauto greitis pripūtimo kanale;
- ω_{TC} – turbokompresoriaus sūkių dažnis;
- $\Delta\alpha_c$ – degimo trukmė;
- AF – oro ir degalų santykis;
- b_e – specifinis degalų sunaudojimas;

d	– cilindro skersmuo;
F	– srauto vektorius;
G_f	– valandinis degalų suvartojimas;
i_d	– indukcijos periodas;
$Index_{ref}$	– žinomo darbinio taško indeksas;
M	– variklio sukimo momentas;
M	– <i>Vibe form</i> faktorius;
n	– variklio sūkių dažnis;
P_c	– kompresoriaus galia;
P_e	– variklio galia;
$P_{e\ maks}$	– maksimali variklio galia nagrinėjamo nusistovėjusios apkrovos ciklo metu;
$P_{e\ min}$	– minimali variklio galia nagrinėjamo nusistovėjusios apkrovos ciklo metu;
P_{eel}	– elektrinės sistemos galia;
P_{IVC}	– slėgis po pripūtimo vožtuvo užsidarymo;
P_k	– pripūtimo slėgis;
P_{kart}	– slėgis variklio karteryje;
P_t	– turbinos galia;
q_{cikl}	– ciklinė degalų porcija;
S	– leistinas variklio eksploatacinių parametų svyravimas nusistovėjusio apkrovos režimo metu;
S^{opt}	– optimalus leistinas variklio eksploatacinių parametų svyravimas nusistovėjusio apkrovos režimo metu;
t	– laikas;
T_{IVC}	– temperatūra cilindre po pripūtimo vožtuvo užsidarymo;
$t_{nus.}$	– variklio darbinių parametų nusistovėjimo laikas;

- t_{reg} – parametų registravimo dažnis;
- T_T – išmetamųjų dujų temperatūra;
- U – būsenos vektorius;
- x_{ep} – pereinamųjų režimų įtakos įvertinimo koeficientas;
- ΔP_k – pripūtimo slėgio pasikeitimas;
- ep_{nusist} – eksploatacinis parametras nusistovėjusio apkrovos ciklo metu;
- ep – eksploatacinis parametras;
- α – šilumos perdavimo koeficientas;
- φ – trinties koeficientas.

Santrumpos

- AVS – automatinio valdymo sistema;
- NSM – nuoseklus simpleksinis metodas.

Turinys

ĮVADAS	1
Tiriamoji problema.....	1
Darbo aktualumas.....	2
Tyrimų objektas.....	3
Darbo tikslas.....	3
Darbo uždaviniai	3
Tyrimų metodika	3
Darbo mokslinis naujumas ir jo reikšmė	4
Praktinė reikšmė	5
Ginamieji teiginiai.....	5
Darbo rezultatų aprobavimas.....	5
Disertacijos struktūra.....	8
1. SUNKIOJO TRANSPORTO DYZELINIŲ VARIKLIŲ EKSPLOATACIJOS IR MOKSLINIŲ TYRIMŲ ANALIZĖ.....	9
1.1. Sunkiojo transporto darbo analizė	9
1.2. Transporto energijos suvartojimo efektyvumo analizė	11

1.3. Transporto dyzelinių variklių energetinių ir ekologinių rodiklių mokslinių tyrimų analizė	13
1.3.1. VDV tyrimai esant nusistovėjusiai apkrovai	13
1.3.2. Variklių testavimo ciklai	15
1.3.3. Pagrindiniai pereinamojo režimo rodikliai	16
1.3.4. Pereinamųjų apkrovos režimų eksperimentiniai ir matematinio modeliavimo tyrimai	21
1.3.5. Elektroninių variklio valdymo sistemų panaudojimo galimybių apžvalga	26
1.4. Skyriaus apibendrinimas	27
1.5. Pirmojo skyriaus išvados	28
2. PEREINAMŪJŲ APKROVOS REŽIMŲ ĮTAKOS VARIKLIO EKSPLOATACINIAMS PARAMETRAMS TYRIMŲ METODIKA.....	29
2.1. Eksploatacinių duomenų apdorojimo metodika	29
2.2. Pereinamosios apkrovos parametrų vertinimo metodika.....	35
2.3. Technologiniai duomenų apdorojimo aspektai	37
2.3.1. CAT 3512B-HD variklio duomenų pradinio apdorojimo algoritmas	37
2.3.2. MTU 16V4000 R41 variklio pradinių duomenų apdorojimo algoritmas	37
2.4. CAT 3512B-HD ir MTU 16V4000R41 reostatiniai bandymai	40
2.5. Antrojo skyriaus išvados	42
3. EKSPLOATACINIO APKROVOS CIKLO STRUKTŪROS TYRIMAS	43
3.1. Sunkiojo transporto paskirties dyzelinių variklių apkrovos ciklo analizė	43
3.1. Pereinamosios apkrovos režimų įtakos tyrimas.....	47
3.3. Trečiojo skyriaus išvados	52
4. VDV PEREINAMOSIOS APKROVOS REŽIMŲ MATEMATINIO MODELIO PARENGIMAS	54
4.1. Variklio darbo nusistovėjusia apkrova matematinio modelio sukūrimas.	54
4.1.1. Darbo proceso cilindre matematinis modeliavimas	55
4.1.2. Kitų VDV sistemos elementų parinkimas.....	56
4.1.3. Nusistovėjusios apkrovos modeliavimo rezultatai.....	58
4.2. Pereinamosios apkrovos matematinio modelio parinkimas	59

4.2.1. Dirbtinių neuroninių tinklų modelio parinkimas	59
4.2.2. <i>Boost</i> modelio papildymo paruošimas	63
4.2.3. Metodologijos adaptavimas tiriant energijos efektyvumo rodiklius DV pereinamuosiuose režimuose	66
4.3. Ketvirtąjo skyriaus išvados	72
BENDROSIOS IŠVADOS	74
LITERATŪRA IR ŠALTINIAI	77
AUTORIAUS PUBLIKACIJOS DISERTACIJOS TEMA	85
SUMMARY IN ENGLISH	89
PRIEDAI	105
A priedas. VDV išmetamųjų dujų sudėties analizatoriaus parametrai	105
B priedas. Įranga, naudota lokomotyvų degalų tyrimams	106
C priedas. „Dialogo“ programos lango išsaugojimo aukšta rezoliucija algoritmas ..	107
D priedas. Reostatinių bandymų rezultatai	109
E priedas. CAT3512B-HD <i>Boost</i> modelio parametrai	110
F priedas. XGf parametro matematinio modeliavimo rezultatų fragmentas	118

Contents

INTRODUCTION	1
Relevance	1
Topicality of the thesis	2
Research object.....	3
Objective	3
Tasks.	3
Research methodology	3
Scientific novelty.....	4
Practical significance.....	5
Defended statements.....	5
Approbation.....	5
Structure of the dissertation.....	8
1. HEAVY VEHICLES DIESEL ENGINE OPERATION AND RESEARCH ANALYSIS	9

1.1. Heavy vehicles diesel engine operation	9
1.2. Transportation energy consumption analysis	11
1.3. Transport means diesel engines energy and environmental indicators research analysis	13
1.3.1. Engine tests at the steady-state load.....	13
1.3.2. Engine testing cycles	15
1.3.3. The main indicators of transient operation	16
1.3.4. The transient load modes experimental and mathematical modeling studies	21
1.3.5. Electronic engine management system review	26
1.4. Chapter summary	27
1.5. Findings of the first chapter.....	28
2. THE TRANSIENT OPERATION INFLUENCE ON ENGINE OPERATING PARAMETERS RESEARCH METHODOLOGY	29
2.1. Operational data processing technologies	29
2.2. Transient load parameter estimation metho	35
2.3. Technological aspects of data processing.....	37
2.3.1. CAT 3512B-HD engine data processing algorithm.....	37
2.3.2. MTU 16V4000 R41 engine initial data processing algorithm.....	37
2.4. CAT 3512B-HD and MTU 16V4000R41 rheostat tests	40
2.5. Findings of the second chapter.....	42
3. INVESTIGATION OF THE OPERATIONAL LOAD CYCLE STRUCTURE	43
3.1. Heavy vehicle diesel engine load cycle analysis	43
3.1. Transient load mode operation influence research.....	47
3.3. Findings of the third chapter.....	52
4. DIESEL ENGINE TRANSIENT LOAD MATHEMATICAL MODEL PREPARATION	54
4.1. Engine operation in steady-state mode mathematical model creation. 54	
4.1.1. in-cylinder process mathematical modeling	55
4.1.2. Selection of other elements of the system elements	56
4.1.3. Steady-state load simulation results.....	58
4.2. Transientl operation mathematical model selection	59

4.2.1. Artificial neural network model selection.....	59
4.2.2. <i>Boost</i> mathematical model addition preparation.....	63
4.2.3. Methodology adaptation for researching energy efficiency performance, in engine transient operation.....	66
4.3. Findings of the fourth chapter	72
GENERAL CONCLUSIONS.....	74
REFERENCES	77
LIST OF THE AUTHOR’S SCIENTIFIC PUBLICATIONS ON THE TOPIC OF DISSERTATION	85
SUMMARY IN ENGLISH	89
ANNEXES	105
Annex A. Engine exhaust gas analyzer parameters.....	105
Annex B. Equipment used in locomotive fuel research	106
Annex C. „Dialoco“ window high resolution screenshot algorithm	107
Annex D. Rheostat Test Results.....	109
Annex E. CAT3512B-HD <i>Boost</i> model parameters.....	110
Annex F. Fragment of XGf parameter mathematical modeling results.....	118

Įvadas

Tiriamoji problema

Vienas iš svarbiausių pasaulio ekonomikos sektorių – transportas. Ypač tai galima pasakyti apie sunkųjį krovinių transportą – laivybą ir geležinkelius. ES geležinkelių transporto darbas auga vidutiniškai po 9 % per metus ir 2030 metais planuojama, kad geležinkelių transportas išaugs iki 93 % lyginant su 2010 metų lygiu, o bendros transporto energijos suvartojimo prognozės 2050 metais žada padvigubėjimą (Eurostat, transport energy and CO₂). Dėl bendro transporto darbo balanso ES strateginės plėtros dokumentuose numatoma toliau didinti geležinkelių dalį, kadangi geležinkelių transportas daugeliu atveju yra vienintelė kelių transporto alternatyva. Siekiama, kad gabejant krovinius toliau nei 300 km iki 2030 metų 30 %, o iki 2050 metų daugiau nei 50 % kelių transporto būtų pakeista kitomis transporto priemonėmis, taip pat ir geležinkelių transportu (Brukselis, 2011.3.28KOM(2011)). Tuo tikslu ES per paskutinį dešimtmetį ženkliai padidino kelių transporto mokesčius, tokiu būdu paskatindama alternatyvių transporto priemonių, visų pirma vandens ir geležinkelių, naudojimą (White paper 2011). Lygiagrečiai šiam sprendimui tarptautinė geležinkelių asociacija (Lingaitis et al. 2014) (CER, UITP, UNIFE) priėmė sprendimą iki 2020 metų padidinti geležinkelio transporto užimamą rinkos dalį nuo 6 % iki 10 %, tokiu būdu sumažinant oro aplinkos taršą iki 50 %. Šią geležinkelio transporto plėtros tendenciją lemia geležinkelio transporto ypatumai. Palyginus su kitomis transporto rūšimis, geležinkelių transportas pasižymi geresniais ekologiniais parametrais – išmeta į aplinką žymiai mažiau kenksmingų

komponentų, taip pat šiltnamio efektą sukeliančių dujų, vertinant tiek absoliučiais vienetais, tiek ir atlikto darbo vienetu – pervežtų krovinių bei atstumo sandauga (t·km). Tokie sprendimai priimami ir laivyboje: ES strateginiuose dokumentuose numatomi siekiniai mažinti laivybos teršalų emisijas įvedant modernias technologijas ir alternatyvius degalus. Tokiu būdu iki 2050 metų jūrų transporto sektoriuje CO₂ išmetimą norima sumažinti iki 40 %, o jei įmanoma, net iki 50 % (Baltoji knyga 2011). Šiems tikslams pasiekti reikalinga daug technologinių sprendimų, taip pat ir susijusių su dyzelinių variklių eksploatacinių, energetinių rodiklių gerinimu, apkrovos ciklo optimizavimo technologijomis. Tačiau jų tyrimus ir įdiegimus labai riboja tyrimų kaštai ir laiko sąnaudos, kai transportas nedirba. Pastaroji sąlyga ypač aktuali geležinkelių ir laivybos transportui, kur kiekviena transporto parko išlaikymo diena reikalauja didelių lėšų, todėl išsamių tyrimų vykdymas būna beveik neįmanomas. Ypač tai yra būdinga pereinamųjų apkrovos režimų tyrimams, kur paprastai naudojama sudėtinga ir brangi įranga (Rakopoulos et. al. 2010). Ribotas infrastruktūros prieinamumas ženkliai apribojo sunkiojo transporto dyzelinių variklių pereinamųjų apkrovos režimų tyrimus ir lėmė santykinai mažą temos iširtumą.

Darbo aktualumas

Transporto dyzeliniai varikliai didžiąją eksploatacinio laiko dalį dirba pereinamaisiais darbo režimais, kurie charakterizuojami energetiniu, ekologiniu ir patikimumo rodiklių pablogėjimu, palyginus su atitinkamais nusistovėjusio darbo režimo rodikliais.

Pereinamųjų režimų metu, lyginant su nusistovėjusios apkrovos režimais, pastebimai didėja eksploatacinių degalų suvartojimas, šiltnamio dujų (CO₂) bei kenksmingų elementų (NO_x, CO, HC, PM) emisija išmetamosiose dujose.

Reikšmingą įtaką energetiniams rodikliams DV darbo pereinamųjų režimų metu turi elektroninės valdymo sistemos (EVS) dinaminių parametrų nustatymas, dažnai ribotai atitinkantis realiomis eksploatacijos sąlygomis susidarantiems pereinamuosius darbo režimams. Kita vertus, transporto DV pereinamųjų darbo režimų tyrimams apsunkena riboti pradiniai duomenys: eksperimentiniams tyrimams reikalingi energetinio efektyvumo rodikliai nefiksuojami sunkiųjų transporto priemonių EVS; adekvatiems matematinio modeliavimo tyrimams trūksta išsamių variklio sistemų ir mazgų (visų pirma degalų įpurškimo ir oro padavimo sistemų) konstrukcijos ir funkcionavimo charakteristikų techninių duomenų. Ne mažiau svarbus yra ir mechaninių nuostolių įvertinimas pereinamųjų darbo režimų metu, kai inercijos jėgos tiesiogiai veikia DV energetinius rodiklius. Visa tai lemia ribotas galimybes tirti sunkiojo transporto dyzelinių variklių eksploatacinius rodiklius pereinamuosiuose režimuose.

Šiuo pagrindu aktualu ir racionalu suformuoti metodiką ir parengti jos realizavimo priemones, leidžiančias vykdyti sunkiųjų dyzelinių variklių nusistovėjusių ir pereinamųjų režimų eksperimentinius, eksploatacinius ir matematinio modeliavimo tyrimus, remiantis tik DV su EVS eksploatacijoje prieinamais duomenimis. Pagrindiniu tyrimo objektu turi tapti dyzelinių variklių eksploataciniai energetiniai rodikliai susiejant juos su pereinamųjų darbo režimų dinaminiais parametrais.

Tyrimų objektas

Darbo tyrimų objektas – sunkiojo transporto dyzelinių variklių eksploataciniai energetiniai rodikliai ir pereinamųjų darbo režimų dinaminiai parametrai.

Darbo tikslas

Darbo tikslas – atlikti sunkiojo transporto dyzelinių variklių darbo parametrų eksperimentinius bei matematinio modeliavimo tyrimus eksploatacijos sąlygomis, siekiant sudaryti ir adaptuoti dyzelinių variklių energetinių ir eksploatacinių rodiklių gerinimo metodiką.

Darbo uždaviniai

Darbo tikslui pasiekti darbe reikia spręsti šiuos uždavinius:

1. Ištirti praktikoje paplitusių dyzelinių variklių eksploatacinių parametrų tyrimo priemones, jas taikant pereinamiesiems darbo režimams.
2. Suformuoti racionalią tyrimų metodiką ir jos pagrindu sukurti bei adaptuoti eksperimento duomenims tyrimo technologines priemones.
3. Ištirti sunkiojo transporto dyzelinių variklių eksploatacinio apkrovos ciklo struktūrą, nustatant energetinio efektyvumo didinimo rezervus bei jų racionalių panaudojimo būdus siekiant pagerinti energetinius rodiklius.
4. Sukurti ir adaptuoti eksperimento duomenims dyzelinio variklio eksploatacinių darbo parametrų matematinio modeliavimo priemones.

Tyrimų metodika

Tyrimų metodika apima atliktų kompleksinių tyrimų analitinius, eksperimentinius bei matematinio modeliavimo metodus:

- Analitinių tyrimų adekvatumas užtikrinamas atliekant šiuolaikinių literatūros šaltinių disertacijos tema lyginamąją analizę remiantis klasikinės VDV teorijos praktikoje plačiai adaptuotais bei paplitusiais sprendimais, matematinės statistikos metodais;
- Eksperimentiniai tyrimai atlikti su skirtingais tyrimų objektų modeliais (prekinių šilumvežių serijomis 2M62M ir ER20CF/2ER20CF) tiek eksploatacijos sąlygomis, tiek AB „Lietuvos geležinkeliai“ reostatinių bandymų metu, panaudojant šiuolaikinę aukštos klasės DV matavimų įrangą ir aparatūrą, užtikrinančią matuojamų parametrų paklaidą, neviršijančią 1,5 %.

Matematinio modeliavimo tyrimai atlikti naudojant šiuolaikinius, plačiai paplitusius matematinio modeliavimo programinius kompleksus ir programavimo aplinkas (AVL *Boost* VDV darbo proceso matematinio modeliavimo programinį kompleksą, „National Instruments Labview“ programavimo aplinką, „Statistica“ duomenų analizės ir matematinio modeliavimo programinio komplekso dirbtinių neuroninių tinklų (DNT) paprogramį) bei variklių firmų gamintojų techninę dokumentaciją. Matematinų modelių sprendimų adekvatumas užtikrinamas derinant gautus rezultatus su eksperimento duomenimis, vertinant paklaidas bei matematinio modelio tobulinimo aspektus.

Tyrimų programa, apimanti daugelį tyrimų metodų, suformuota ir realizuota logine seka pagal iškeltus ir sprendžiamus disertacinio darbo uždavinius. Vykdamas eksperimentinius tyrimus, priklausomai nuo tyrimų objektų eksploatacinių sąlygų bei strateginės geležinkelio transporto reikšmės šalyje, bandymų programos buvo derinamos ir tvirtinamos AB „Lietuvos Geležinkeliai“ kiekvienam tyrimų programos etapui.

Darbo mokslinis naujumas ir jo reikšmė

Rengiant disertaciją buvo gauti šie transporto inžinerijos mokslui nauji rezultatai:

1. Suformuota dyzelinių variklių su EVS (elektroninė valdymo sistema) energinio efektyvumo parametrų nustatymo bei analizės metodika.
2. Remiantis eksploataciniais EVS duomenimis, suformuota eksperimentiniais ir matematinio modeliavimo tyrimais aprobuota pereinamųjų darbo režimų matematinio modeliavimo metodika.
3. Gauti nauji pereinamųjų režimų, išibėgėjimo ir stabdymo, įtakos sunkiojo transporto dyzelinių variklių energetiniams parametrams duomenys.

Praktinė reikšmė

- Sukurta DV pereinamųjų režimų tyrimų metodika su eksploatacija susijusiems praktiniams uždaviniams spręsti, taip pat ir transporto eksploatacinio apkrovos ciklo struktūrai optimizuoti, energetiniams rodikliams eksploatacijos sąlygomis gerinti, degalų sąnaudoms mažinti.
- Matematinio modeliavimo *Boost* programos panaudojimo papildymas įtraukiant dirbtinių neuroninių tinklų (DNT) priemones sudaro galimybes adekvačiai, esant ribotam tyrimų objekto pradinių duomenų masyvui, tirti DV energetinius rodiklius pereinamųjų režimų metu, taupant laiko ir finansines išlaidas.
- Gauti nauji eksperimentiniai dyzelinių variklių darbo pereinamųjų režimų metu įtakos energetiniams parametrams duomenys.

Ginamieji teiginiai

- Sunkiojo transporto dyzelinių variklių elektroninės valdymo sistemos registruojami duomenys sudaro pagrindą toliau tirti dyzelinio variklio eksploatacinį ciklą ir variklio energetinius rodiklius be reostatinių bandymų.
- Transporto priemonės didžiają dalimi dirba pereinamaisiais darbo režimais. Tai lemia reikšmingą energetinių rodiklių gerinimo rezervą, susijusį su pereinamųjų darbo režimų tyrimų ir jų dinaminių rodiklių optimizavimu.
- Naudojant dirbtinių neuroninių tinklų matematinį modelį ir eksploatacinius duomenis, atlikti adekvatūs dyzelinio variklio, dirbančio realiomis eksploatacijos sąlygomis, parametrų adekvatus matematinis modeliavimas, analizė ir racionalių tobulinimo krypčių vertinimas.

Darbo rezultatų aprobavimas

Straipsniai Mokslinės informacijos instituto (ISI) pagrindinio sąrašo leidiniuose (ISI Web of Science, turinčiuose citavimo indeksą).

Lebedevas S., Lebedeva G., Žaglinskis J., Rapalis P., Gudaitytė I. Research of characteristics of working cycle of high speed diesel engine operating on biodiesels RME-E and D-RME-E: II. Indicators and characteristics of heat release in diesel cylinder // Transport. – 2013, Vilnius: VGTU; Taylor&Francis Group; Vol. 28 (3), p. 217–223, ISSN 1648-4142, e-ISSN 1648-3480.

Makarevičienė V., Lebedevas S., Rapalis P., Gumbytė M., Skorupskaitė V., Žaglinskis J. Performance and emission characteristics of diesel fuel containing microalgae oil methyl esters // FUEL. – 2014, Volume 120, Pages 233–239.

Rimkus A., Žaglinskis J., Rapalis P., Skačkauskas P. Research on the combustion, energy and emission parameters of diesel fuel and a biomass-to-liquid (BTL) fuel blend in a compression-ignition engine // Energy Conversion and Management. – 2015, Oxford: Pergamon-Elsevier Science Ltd; vol. 106, p. 1109-1117, ISSN 0196-8904.

Lebedevas S., Dailydka S., Jastremskas V., Rapalis P. The influence of locomotive diesel engine transient operating modes on energy usage // Transportation Research Part D. – 2015, Elsevier; No. 34, p. 219-229, ISSN 1361–9209.

Lebedevas S., Dailydka S., Jastremskas V., Rapalis P. Research of energy efficiency and reduction of environmental pollution in freight rail transportation // Transport. – 2016, Vilnius: VGTU; p. 1–11, Taylor & Francis Group; ISSN 1648-4142, e-ISSN 1648-3480, doi:10.3846/16484142.2016.1230888

Straipsniai kituose Mokslinės informacijos instituto (ISI) duomenų bazėse referuojamuose leidiniuose [Proceedings ir kt.].

Smailys V., Rapalis P., Strazdauskienė R., Ešmantaitė V. Air pollution by NO_x from ships passing Klaipėda port channel // Transport Means 2013: proceedings of the 17th international conference. – 2013 October 24-25, Kaunas: Technologija; p. 97–100, ISSN 1822-296X.

Straipsniai tarptautinėse duomenų bazėse referuojamuose leidiniuose:

Žaglinskis J., Vėgneris R., Rimkus A., Rapalis P., Melaika M. Turbokompresorinės oro pripūtimo sistemos nesandarumo įtakos 1.9 tdi dyzelinio variklio išoriniams darbo parametrams tyrimai // Mokslas – Lietuvos ateitis. – 2013, Vilnius: VGTU; Nr. 5 (5), p. 546–551, ISSN 2029-2341 (print), e-ISSN 2029-2252.

Žaglinskis J., Rapalis P., Daukšys V. Daugiakomponenčių camelina sativa ir rapso metilesterio biodegalų palyginamieji tyrimai // Mokslas – Lietuvos ateitis. – 2012, Vilnius: VGTU; Nr. 4 (4), p. 391–396, ISSN 2029-2341 (print), ISSN 2029-2252 (online).

Žaglinskis J., Lukąs K., Bereczky A., Rapalis P. 1,9 TDI dyzelinio variklio šilumos išsiskyrimo parametrų nustatymo supaprastinimo tyrimas // Mokslas – Lietuvos ateitis. – 2014, Vilnius: VGTU 1-kl. „Technika“; Nr. 6 (5), p. 570–576, ISSN 2029-2341, e-ISSN 2029-2252.

Straipsniai kituose recenzuojamuose mokslo leidiniuose: Konferencijų pranešimų medžiagoje.

Rapalis P., Lebedeva G., Gudaitytė I. Comparative analysis of diesel engine mathematical modelling packages for practical use on transport diesel engine operating on biodiesel // Transbaltica 2013. Proceedings of the 8th International Scientific Conference.

– 2013 May 9–10, Vilnius Gediminas Technical University; p. 173–178, ISSN 2029-2376 (print), ISSN 2029-2384 (online).

Rapalis P., Smailys V., Strazdauskienė R. Baltijos jūros uostą lyginamoji charakteristika pagal oro taršą iš apsilankančių laivų // Jūros ir krantų tyrimai – 2013. Konferencijos medžiaga. – 2013 m. balandžio 3–5 d., Klaipėda: BPATPI; p. 207–211, ISBN 978-9986-31-379-3.

Rapalis P., Smailys V., Daukšys V., Zamiatina N., Djačkov V. Vandens – dujų šilumos mainai gaz-lifto tipo skruberyje // Technologijos mokslo darbai Vakarų Lietuvoje : [konferencijos medžiaga]. Klaipėda: Klaipėdos universiteto leidykla. ISSN: 1822-4652. 2014, [T.] 9, p. 159–162.

Rapalis P., Lebedeva G. Transporto paskirties dyzelinio variklio pereinamųjų režimų tyrimas eksploatacijos sąlygomis // Technologijos mokslo darbai Vakarų Lietuvoje IX. – 2014, Klaipėda: KU 1-kl.; p. 155–158, ISSN 1822-4652.

Rapalis P., Lebedeva G. Sunkiojo transporto variklio eksploatacinių rodiklių matematinio modeliavimo tyrimai // Mobile Machines 2014. International Scientific Conference Proceedings. – 2014 September 25–26, Kaunas, ASU; p. 24–29, ISBN 978-609-449-067-5.

Rapalis P., Lebedeva G. Pereinamųjų režimų įtakos transporto paskirties dyzelio eksploataciniams parametrams vertinimas remiantis realios eksploatacijos duomenimis // 17-oji jaunųjų mokslininkų konferencija „Mokslas – Lietuvos ateitis“. Straipsnių rinkinys. – 2014 m. gegužės 8 d., Vilnius: VGTU; p. 16–20, ISSN 2029-7157, ISBN 978-609-457-714-7

Zamiatina N., Žaglinskis J., Rapalis P. Kelių transporto priemonėms skirtą aukštesnės kokybės dyzelino rūšių cheminių ir fizikinių savybių tyrimai // 18-osios jaunųjų mokslininkų konferencijos „Mokslas – Lietuvos ateitis“ teminė konferencija „Transporto inžinerija ir vadyba“. Straipsnių rinkinys. – 2015 m. gegužės 6 d., Vilnius: VGTU; p. 13–18, e-ISSN 2029-7149, e-ISBN 978-609-457-853-3.

Žaglinskis J., Daukšys V., Rapalis P., Melaika M. Deginių recirkuliacijos įtaka dyzeline ir B30 mišiniu dirbančio variklio darbo rodikliams // 18-osios jaunųjų mokslininkų konferencijos „Mokslas – Lietuvos ateitis“ teminė konferencija „Transporto inžinerija ir vadyba“. Straipsnių rinkinys. – 2015 m. gegužės 6 d., Vilnius: VGTU; p. 1–5, e-ISSN 2029-7149, e-ISBN 978-609-457-853-3.

Smailys V., Rapalis P., Daukšys V., Zamiatina N., Šilas G., Jonika L. ZERO emission ship concept – oily water and sludge // Transport Means 2015. Proceedings of the 19th International scientific conference. – 2015 October 22–23, Kaunas: KTU; p. 83–86, ISSN 1822-296X, e-ISSN 2351-7034.

Lebedevas S., Lebedeva G., Rapalis P., Dailys S., Liudvinavičius L., Vaičiūnas G. Complex improvement research of the operating indicators of diesel locomotive diesel engines // Transport Problems 2015. VII International Scientific Conference. IV International Symposium of Young Researchers. – 2015, Silesian University of Technology; p. 320–331, ISBN 978-83-935232-6-9.

Rapalis P., Lebedeva G., Lebedevas S. Heavy transport diesel engine operational energy parameter mathematical modelling research // Procedia Engineering. 9th International Scientific Conference Transbaltica 2015. – 2016, Elsevier; Vol. 134, p. 371–376, ISSN 1877-7058, doi:10.1016/j.proeng.2016.01.022

Stazuotės

„AVL advanced simulation technologies“, Gracas, Austrija
Wärtsilä BLRT Estonia (Lietuva-Estija)

Disertacija pristatyta tarptautiniame doktorantų seminare (International PhD seminar in Maritime Science) Linėjaus universitete (Švedija 2015 m. birželio 10–12 d.).

Disertacijos struktūra

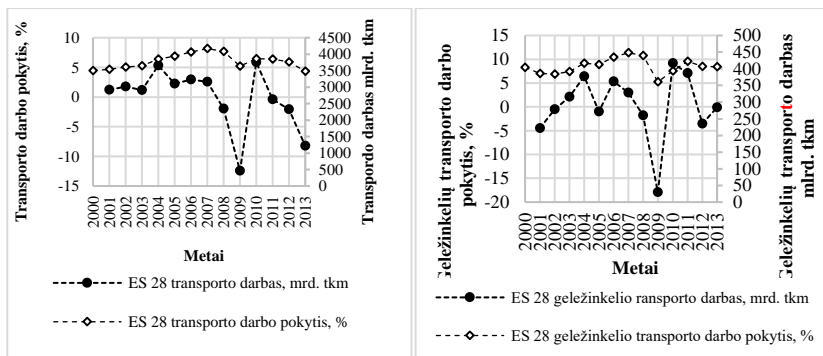
Disertaciją sudaro įvadas, keturi skyriai ir rezultatų apibendrinimas. Taip pat yra šeši priedai.

Darbo apimtis yra 77 puslapių, neskaitant priedų, tekste panaudotos 16 formulių, 56 paveikslai ir 8 lentelės. Rašant disertaciją buvo panaudota 103 literatūros šaltiniai.

Sunkiojo transporto dyzelinių variklių eksploatacijos ir mokslinių tyrimų analizė

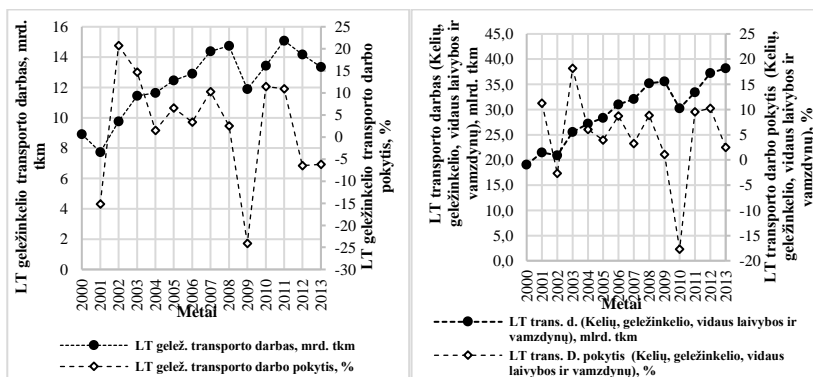
1.1. Sunkiojo transporto darbo analizė

Intensyvėjant pasaulinei prekybai, neišvengiamai auga krovinių gabenimo mastai. Nuo 2000 iki 2007 metų transporto darbas ES vidutiniškai augo po 2,46 % per metus (Eurostat). Geležinkelių transportui šis rodiklis tuo pačiu laikotarpiu buvo permainingas, tačiau vidutiniškai sudarė 1,54 % per metus (Eurostat). Po ekonomikos nuosmukio 2008 metais transporto darbo (2008–2009 metais) bendra apimtis krito 12,46 %, o geležinkelių transporto 18 %. Bendras transporto darbas Europoje augo 5,85 %, geležinkelių 9,14 %, o iki 2013 metų krito net -8,23 % bendras ir -0,12 % geležinkelių (1 pav.) (Eurostat). Tačiau Europos transporto augimo prognozės teigiamos – bendras krovinių transporto darbo augimas ES iki 2030 metų turėtų padidėti 93 %, lyginant su 2010 metų lygiu (EU 25 energy and transport outlook to 2030).



1 pav. ES (ES 28) bendro transporto darbo ir geležinkelių transporto darbo kaita 2000–2013 metų periodu (Eurostat)

Lietuvoje transporto darbas (suminis kelių, vidaus vandens, geležinkelio ir vamzdinių) 2000 metais sudarė 19 mlrd. tkm, geležinkelių – 8,918 mlrd. tkm per metus, nuo 2001 metų transporto darbas augo vidutiniškai po 4,86 %, geležinkelių – 2,33 % per metus (2 pav.). 2013 metais bendras transporto darbas Lietuvoje sudarė 38,2 mlrd. tkm (49 % daugiau lyginant su 2000 metų lygiu), geležinkelių 13,44 mlrd. tkm per metus (49,6 % daugiau lyginant su 2000 metų lygiu) (Eurostat). Remiantis statistikos departamento duomenimis, geležinkeliai yra ant-ras didžiausią krovinių gabenimo transporto darbą atliekantis transporto sektorius Lietuvoje, kuriam tenka 33,3 % (2014 metų duomenys) viso atlikto transporto darbo (atitinkamai kelių transportas – 65,4 %, likę transporto sektoriai – 1,3 %) (Statistikos departamentas).



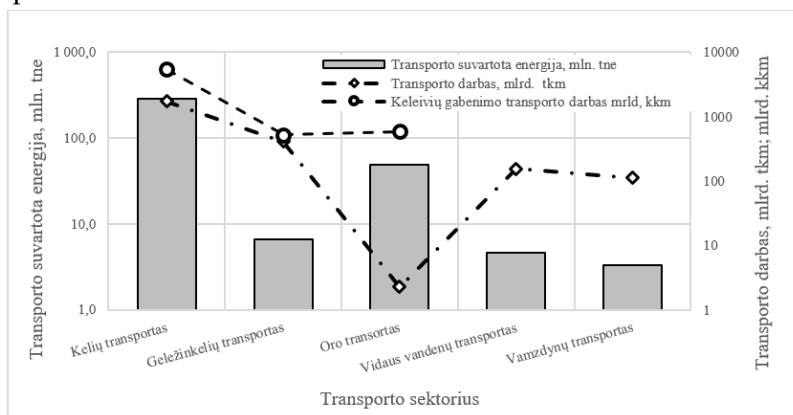
2 pav. Lietuvos Respublikos bendro (suminis kelių, vidaus vandens, geležinkelio ir vamzdinių) transporto darbo ir geležinkelių transporto darbo kaita 2000–2013 metų periodu (Eurostat)

Geležinkelių transportas ES sudaro vidutiniškai apie 10,78 % nuo bendro transporto darbo (remiantis 2000–2013 metų duomenimis). ES Baltojoje knygoje (Bruselis, 2011.3.28KOM(2011)) skatinamas geležinkelio linijų vystymas, siekiant užtikrinti didesnę geležinkelio transporto dalį. Užsibrėžtas tikslas, kad iki 2030 m. daugiau kaip 30 %, o iki 2050 metų – 50 % visų toliau nei 300 km atstumu gabenamų krovinių turėtų

būti gabenami geležinkeliais (Bruselis, 2011.3.28KOM(2011)). Siekiant įvykdyti šiuos tikslus ES ir Lietuvos mastu, geležinkelių transporto rodikliai turėtų sparčiai augti.

1.2. Transporto energijos suvartojimo efektyvumo analizė

Intensyvėjantys globalaus ir nacionalinio transporto mastai lemia nuolat augantį transporto energijos suvartojimą. Nemažą dalį šios energijos suvartoja sunkusis, ne kelių, transportas – laivyba, geležinkelio transportas (ES-28). ES bendras energijos suvartojimas 2013 metais sudarė 1033,8 tne, iš jų 32 % sudarė transporto sektoriaus suvartota energija. Transporto sektoriuje ES energijos suvartojimo pasiskirstymas buvo toks: 82 % kelių transportas, 6,7 % geležinkelių, 14 % oro transportas, 1 % vidaus vandenų laivyba ir 1 % vamzdinių transportas. Lyginant transporto sektorių energijos suvartojimą su atliktu transporto darbu (krovinių ir keleivių gabenimu), mažiausiu energetiniu efektyvumu pasižymi oro (21,84 kgne/tkm) ir kelių (0,17 kgne/tkm), geresni rodikliai vidaus vandenų laivybos (0,04 kgne/tkm), vamzdinių (0,03 kgne/tkm) ir geriausias – geležinkelių (0,016 kgne/tkm). Lyginamasis transporto sektorių grafikas pateiktas 3 pav.

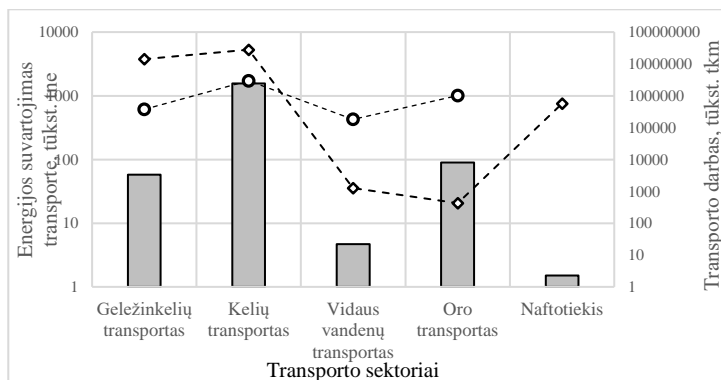


3 pav. Transporto sektorių palyginimas pagal energijos panaudojimo efektyvumą (Eurostat)

Didelis skirtumas tarp kelių ir geležinkelio transporto energijos panaudojimo efektyvumo neabejotinai yra vienas iš pagrindinių geležinkelio transporto sektoriaus vystymą ir atitinkamus ES planus (Baltoji knyga 2011) skatinančių veiksnių. Lietuvoje nuo 2000 iki 2008 metų bendras transporto energijos suvartojimas augo po 7,4 % per metus, beveik 2 kartus greičiau nei apibendrintas energijos suvartojimo augimas tuo pačiu laikotarpiu – 3,8 %. 2009 metais energijos suvartojimas krito 18,5 % bendras ir 9,4 % transporto. Nuo 2009 iki 2014 metų bendras energijos suvartojimas Lietuvoje

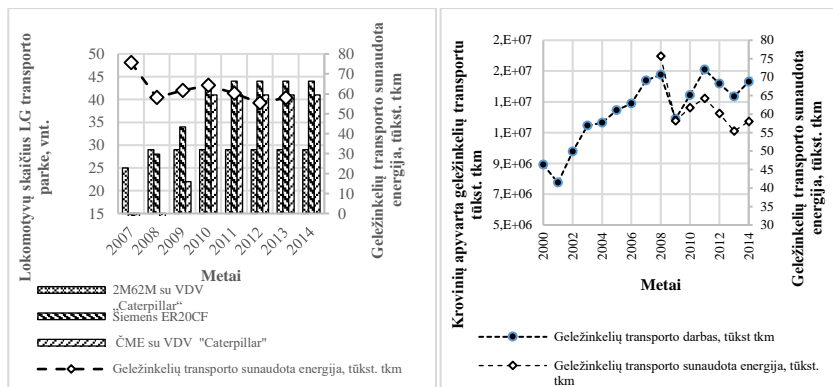
augo apie 4,63 % per metus, po žymaus kritimo 2008–2009 m. (-22 % lyginant su 2008 m.) transporto energijos suvartojimas augo po 2,9 % (Statistikos departamentas).

2014 metais transporto suvartojama energija sudarė 20 % nuo bendro energijos suvartojimo, o prognozuojamas augimas iki 2050 metų siekia iki 31,2 % nuo bendro suvartojimo (Nagevičius; Statistikos departamentas). Energijos panaudojimo efektyvumo atžvilgiu Lietuvoje kaip ir ES pirmauja naftotiekis (neatsižvelgiant į jūrų transportą) – 0,0027 kgne/tkm, antroje vietoje geležinkeliai – 0,004 kgne/tkm, toliau yra kelių transportas – 0,055 kgne/tkm (4 pav.). Kitų transporto sektorių tokiu būdu lyginti netikslinga, nes didelę sektoriaus dalį sudaro ne krovinių, o keleivių gabenimo transporto darbas.



4 pav. Lietuvoje transporto suvartojamos energijos ir atliekamo transporto darbo santykis

Geležinkelių transporto darbo efektyvumas Lietuvoje padidėjo, kai buvo atnaujintas krovinių ir manevrinių lokomotyvų parkas. Į eksploataciją buvo įvesti modernizuoti (2M62) ir nauji (Siemens ER20CF) prekiniai lokomotyvai bei manevriniai lokomotyvai su moderniais „Caterpillar“ ir MTU kompanijų varikliais (LG metinės ataskaitos 2008–2014 m.). Padidėjęs energijos panaudojimo efektyvumas akivaizdžiai matomas 5 paveiksle, kur atlikto transporto darbo ir energijos suvartojimo kreivės juda lygiagrečiai nuo 2008 iki 2009 metų, kai modernizuotų ir naujų lokomotyvų, esančių eksploatacijoje, skaičius tampa pakankamas, kad padarytų apčiuopiamą įtaką bendro Lietuvos geležinkelių parko energijos suvartojimo efektyvumo rodikliui.



5 pav. Lokomotyvų parko atnaujinimo įtaka bendram parko energijos suvartojimui

Atotrūkis tarp transporto darbo ir energijos suvartojimo kinta, kol kinta atnaujinamo parko dydis. Kai naujų ir modernizuotų lokomotyvų skaičius tampa pastovus, atotrūkis tarp transporto darbo ir energijos suvartojimo lieka pastovus.

1.3. Transporto dyzelinių variklių energetinių ir ekologinių rodiklių mokslinių tyrimų analizė

1.3.1. VDV tyrimai esant nusistovėjusiai apkrovai

Šiandien dyzeliniai varikliai su pripūtimu yra labai populiarūs beveik visose transporto priemonėse (kelių, geležinkelių, jūros transporto) dėl aukšto efektyvumo ir mažo išmetamų teršalų kiekio (Rakopoulos; Giakoumis 2009). Dyzeliniai varikliai plačiai nagrinėjami mokslinėje literatūroje daugeliu įvairių aspektų, taip pat ir analizuojant galimybes naudoti alternatyvius, biologinės kilmės, degalus ir tokiu būdu pasiekiamus ekologinius ir energetinius efektus: Millo atliko lyginamąją įvairių biodegalų (rapsų metilo esterio ir hidrinimu valyto augalinio aliejaus) naudojimo automobilių vidaus degimo varikliuose aspektų analizę, taip pat tyrė hidraulinius parametrus „Comon rail“ degalų padavimo sistemoje, variklio darbą esant maksimaliai apkrovai bei degalų jautrumą variklio reguliuojamų parametru pokyčiams (Millo et. al. 2015); be to, buvo nagrinėjami variklio nusistovėjusio darbo proceso (Lebedevas et. al. 2011; 2013; Benajes et. al. 2016) ir kenksmingų išmetimų (Maroteaux, Saad 2015; Fayyazbakhsh, Pirouzfard 2016) matematinių modelių kūrimas ir taikymas, optimizacija (Pedrozo et. al. 2016; Baldi et. al. 2015) atsižvelgiant į ekonominius ir ekologinius parametrus bei jų įtakos aspektus. Biodegalų panaudojimo vidaus degimo varikliuose galimybės plačiai nagrinėjamos Lietuvos mokslininkų. Bandymai atliekami su įvairių tipų biodegalų mišiniais: Marius Mažeika ir Jonas Matijošius atliko bandymus su bevandenio bioetanolio ir benzino mišiniu (90 % benzinas, 10 % bioetanolis). Tyrimų rezultatai parodė perspektyvų iki 50 % CO emisijos sumažėjimą, variklio sūkių dažniui atitinkamai sumažėjant

tik 1,67–3,2 %, atitinkamai esant 1400 min^{-1} ir 1800 min^{-1} sūkių dažniui (Mažeika, Matijošius 2009). Taip pat šie mokslininkai nagrinėjo ir galimybes naudoti trikomponentčius biodegalų (dyzelino, biodyzelino ir propanolio) mišinius. Mokslininkai bandymus atliko nuosekliai keisdami komponentų koncentracijas (dyzelinas 20 %, biodyzelinas 60–70 %, propanolis 10–20 %). Gauti rezultatai parodė 20 % mažesnes emisijas ir 4 % mažesnę galią (Matijošius et. al. 2010). Alfredas Rimkus ir kt. nagrinėjo alternatyvą – dujinių degalų (Brauno dujų) ir dyzelino arba rapsų aliejaus lygiagretų naudojimą dyzeliniame variklyje. Tyrimo rezultatas – gauta mažesnė anglies monoksido (CO) emisija ir dūmingumas, tačiau didesnė azoto oksidų (NOx) emisija (Rimkus et. al. 2012). Be to, autorių gauti rezultatai parodė didesnę lyginamąjį degalų suvartojimą esant mažai variklio apkrovai. Panašūs rezultatai buvo gauti ir naudojant biodujas, kai buvo nagrinėjama CO₂ koncentracijos biodujose ir variklio reguliuojamų parametrų įtaka variklio darbui. CO₂ koncentracijos mažinimas kartu su degalų įpurškimo pradžios ankstinimu lėmė mažesnes CO ir LOJ koncentracijas išmetamosiose dujose, tačiau didesnes NOx koncentracijas (Makarevičienė et. al. 2013).

Ieškodami eksploatacijai tinkamų biodegalų, Butkus ir kt. nagrinėjo dyzelino su terpentinu mišinių įtaką VDV darbui. Tyrimo metu buvo naudojamas 95 % dyzelino ir 5 % terpentino mišinys. 5 % terpentino naudojimas lėmė 10–20 % mažesnę dūmingumą ir mažesnę specifinį degalų suvartojimą (Butkus et. al. 2010). Lebedevas nagrinėjo dyzelinio VDV darbo energetinius ir ekologinius aspektus ėmus naudoti biodegalus (Rapsometilo esterį ir Camelina Sativa metilo esterį) (Lebedevas et. al. 2011; 2011). Žaglinskis taip pat nagrinėjo galimybę dyzeliniuose transporto paskirties vidaus degimo varikliuose naudoti biodegalus su metanolio priedu ir atliko biodegalų panaudojimo galimybių transporto paskirties dyzeliniuose varikliuose apibendrinimą. Mokslininkas įvertino I ir II kartos biodegalų charakteristikas remdamasis 2009–2014 metais atliktų bandymų rezultatais. Rezultatas, apibendrinus vidutiniškai: išaugusi azoto oksidų emisija ($3 \div 5$ %), sumažėjęs dūmingumas ($20 \div 30$ %) ir anglies monoksido ($5 \div 16$ %) emisijos bei didesnis specifinis degalų suvartojimas ($3 \div 8$ %) ir pagerėjęs energijos panaudojimo efektyvumas ($2 \div 4$ %) (Žaglinskis 2014; Žaglinskis et. al. 2016).

Be alternatyvių degalų, kitas ne mažiau svarbus tyrimų aspektas, darantis įtaką vidaus degimo variklio (VDV) energetiniams ir ekologiniams parametrams, yra variklio darbo proceso tyrimas. Tiriant dyzelinių variklių darbo procesus, dėmesys dažniausiai skiriamas vienam iš dviejų galimų darbo proceso tipų: variklio darbui nusistovėjusiu režimu, kai variklio apkrova ir sūkių dažnis išlieka pastovūs ilgą laiko tarpą, arba variklio darbui pereinamosios apkrovos režimu, kai variklio sūkių dažnis ir apkrova nuolat kinta. Tikrosios variklių darbo sąlygos transporto paskirties dyzeliniuose (ypač kelių ir geležinkelių transporto) dažnai būna nepastovios – variklis dirba pereinamosios apkrovos režimais. Tačiau projektavimo stadijoje varikliai optimizuojami pastovios apkrovos sąlygoms (Rakopoulos, Giakoumis 2009) ir atskirais atvejais pagal numatytus atitinkamai paskirčiai standartizuotus pereinamosios apkrovos ciklus, kurie ne visada gali atitikti variklio realios eksploatacijos sąlygas.

Dėl realios eksploatacijos sąlygų susiduriama su daugeliu problemų. Pereinamojo režimo metu smarkiai didėja oro teršalų, triukšmo emisijos, neužtikrinama reikalinga

galia, smarkiai padidėja degalų suvartojimas, mažėja variklio motoresursas ir kt. (Rakopoulos, Giakoumis 2009; 2006). Kita vertus, pasauliui siekiant sumažinti oro teršalų emisijas, įvedami griežtesni reikalavimai bei sudaromi planai, siekiant sumažinti kenksmingų teršalų emisijas iš transporto. (Baltoji knyga 2011). Griežtinant reikalavimus keičiasi jų testavimo ciklai. Tas pats variklis priklausomai nuo jo paskirties privalo atitikti standarto reikalavimus tiek esant pastoviam režimui, tiek esant pereinamajam darbo režimui. Pavyzdžiui, dyzelinis variklis, skirtas naudoti bekelės sunkiajam transportui, testuojamas nusistovėjusiais režimais, o jei šis variklis skiriamas darbui kitomis sąlygomis (kelių transportui), naudojami pereinamųjų režimų testai (Dieselnet Emission test cycles). Tuo atveju variklio valdymo sistema turi organizuoti variklio darbą taip, kad pereinamosios apkrovos metu variklis neprarastų galios ir sukimo momento ir kartu neišmestų per daug kenksmingų teršalų arba neprarastų ekonomiško (Rakopoulos, Giakoumis 2009). Projektuojant variklius, variklio elgesys, esant pereinamiesiems režimams, taip pat skiriasi priklausomai nuo jo paskirties, pavyzdžiui, dyzeliniams generatoriams pagrindinis akcentas keičiantis apkrovai yra neprarasti greičio (sūkių dažnio), avariniams – greitas užsivedimas ir perėjimas į pastovią apkrovą, automobilineis dyzeliams siekiama staigaus galios didėjimo ir ribotos dūmų emisijos. Lokomotyvuose siekiama sinchronizuoto elektrinės ir dyzelinio variklio sistemų darbo, išvengiant greičio sumažėjimo ir dūmingumo padidėjimo (Rakopoulos, Giakoumis 2009).

1.3.2. Variklių testavimo ciklai

Vidaus degimo variklių darbas ekologiniu požiūriu griežtai standartizuojamas ir kontroliuojamas. Emisijų matavimai, skirti variklių sertifikavimui, atliekami pagal emisijų testavimo ciklus. Specifiniai ciklai priklauso nuo variklio paskirties ir yra reglamentuojami standartais. Yra išskiriamos šios standartų kategorijos (Europoje) (Dieselnet; DIRECTIVE 97/68/EC; Marpol; ICCT):

- Automobilių ir lengvųjų sunkvežimių (EURO 0-6) (ICCT; Delphi 2016; Weiss 2012);
- Vilkikų, sunkvežimių ir autobusų (EURO 0-6) (ICCT; Weiss 2012);
- Ne kelių transporto varikliai (NRMM) (Directive 97/68/EC);
- Lokomotyvai (NRMM) (DIRECTIVE 97/68/EC);
- Jūrinės paskirties varikliai (MARPOL73/78) (Marpol);
- Stacionarūs dyzeliniai varikliai (NRMM) (Directive 97/68/EC).

Kuriant griežtesnius standartus, siekiama sukurti emisijų matavimo testus, kuo labiau atspindinčius variklio kasdieninio darbo apkrovos ciklus. Didžiausia pažanga, lyginant su kitų transporto priemonių VDV, šiuo klausimu daroma automobiliams skirtų VDV standartų tobulinime. Tokių normų pavyzdys gali būti EURO 6 standartas automobiliams ES. EURO 6 standarto normos turi pakeisti EURO 5 standartą, priartinant emisijų testų reikalavimus realios eksploatacijos sąlygoms (Weiss 2012). Planuojame unifikuotame pasauliniame emisijų sertifikavimo cikle numatytos trys galios ir

masės santykio kategorijos: trečios klasės, antros klasės ir pirmos klasės. Emisijų ciklai padalinti į atskiras dalis: žemą, vidutinę, didelę ir labai didelę. Tai greičio ir variklio apkrovos fazės. Šie pereinamaisiais variklio darbo režimais pagrįsti emisijų sertifikavimo testai turi ateityje pakeisti šiuo metu galiojančius ciklus (Dieselnet; ICCT).

Unifikuoti sunkiųjų automobilių testavimo ciklai skiriami į du pogrupius: pastovios apkrovos ir pereinamųjų režimų. Abu šie testai sukurti taip, kad atspindėtų tipiškas važiavimo sąlygas ES, JAV, Japonijoje ir Australijoje. Pirmą kartą toks testavimas panaudotas EURO VI standarto reikalavimams užtikrinti.

Ne kelių paskirties trečio lygio (Stage III A/B ir IV) reikalavimai Europoje įsigaliojo 2004 m. Be griežtesnių normų, jie taip pat numato ir variklių bandymus pereinamųjų režimų metu taikant ne kelio mašinų pereinamąjį ciklą (NKMPC (NRTC – ang.)). Pereinamojo režimo bandymai atliekami du kartus – su šaltu ir pašildytu varikliu. Tačiau pereinamųjų režimų testų taikymui egzistuoja išimtis – testas netaikomas lokomotyvų varikliams (Dieselnet; Yanowitz 2016). Sunkiųjų transporto priemonių srityje, skirtingai nei automobilių, pereinamųjų režimų įvertinimą tik pradėdama vystyti. Ne kelių technikai skirtų standartų sugriežtinimas (5 lygis) buvo pasiūlytas Europoje 2014 metais. Standartas apimtų platesnį variklių galios ir tipo diapazoną, būtų įvesta daugiau variklių klasifikacinių klasių ir būtų reikšmingai sugriežtinti išmetimų reikalavimai (Dieselnet; Gudaitytė 2014). Tačiau sunkiojo transporto dyzeliai (laivai, lokomotyvai ir kt.) skiriasi nuo kelių transporto dyzelinečių variklių gabaritais, tai taip pat trukdo pritaikyti pereinamųjų režimų įvertinimų metodikas, skirtas lengvosioms transporto priemonėms (Gudaitytė 2014). Net ir 5 lygio reikalavimuose lokomotyvų varikliai nepatenka į kategoriją, kuri Europoje būtų testuojama pereinamųjų režimų ciklu, nors mokslinėje literatūroje pateikiamų tyrimų rezultatai rodo pereinamųjų apkrovos režimų reikšmingą dalį lokomotyvų variklių apkrovos cikluose ir padidėjusias (iki 40 % kiektųjų dalelių emisijų padidėjimas) dėl to kenksmingų teršalų emisijas (Yanowitz 2016; Steven, Fritz 2000).

1.3.3. Pagrindiniai pereinamojo režimo rodikliai

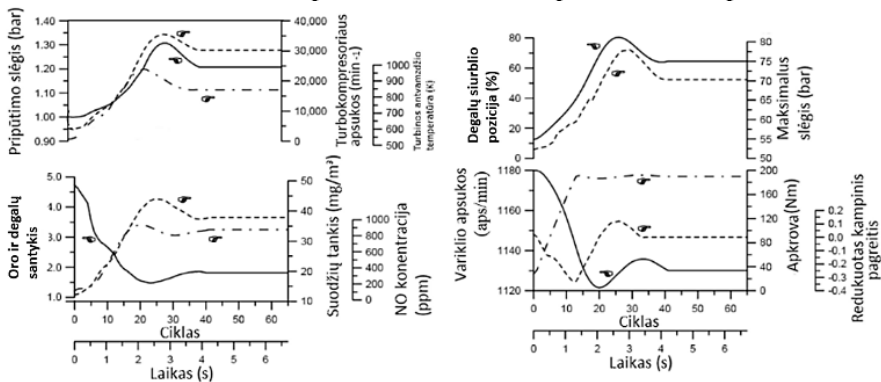
Eksploatuojant dyzelinius variklius (laivų, elektros generatorių paskirties), siekiama optimizuoti procesą taip, kad jie pasiektų maksimalią galią ir sukimo momentą, automobiliniuose – dažniausiai mažą specifinį degalų suvartojimą esant nusistovėjusios apkrovos sąlygoms (Rakopoulos, Giakoumis 2006). Tačiau kintant apkrovai, dėl variklio eksploatacinių parametrų disbalanso variklio charakteristikos nukrypsta nuo normalios eksploatacijos ribų. Ypač šią problemą sunkina faktas, kad daugumoje modernių dyzelinečių variklių naudojamos turbokompresorinės pripūtimo sistemos. Turbokompresoriaus pritaikymas varikliui yra apribotas trimis pagrindiniais faktoriais: minimaliomis ir maksimaliomis srauto reikšmėmis, kai kompresorius gali tapti nestabilus arba neužtikrinti būtino oro srauto ir maksimaliu kompresoriaus sūkių dažniu, kurį viršijus pažeidžiamos kompresoriaus darbinės detalės. Šiuolaikiniai turbokompresoriai turi išmetamųjų dujų srauto reguliavimo vožtuvą, atsidarantį išmetamųjų dujų srautui viršijus optimalias ribas. Atsižvelgiant į minėtus apribojimus, turbokompresoriai parenkami

taip, kad dirbtų didžiausio našumo zonoje. Ši zona tiesiogiai priklauso nuo variklio apkrovos ir sūkių dažnio, todėl parenkant turbokompresorių, parenkamas ir tipinis variklio apkrovos ciklas, kuriame kompresorius turi užtikrinti tinkamą pripūtimą. Tačiau tuo atveju pereinamojo režimo metu turbokompresoriaus darbas yra netinkamas, o bandymas išvengti neigiamo efekto pereinamojo režimo metu blogina darbo sąlygas nusistovėjusio režimo metu ir padidina VDV specifinį degalų suvartojimą (Terlich). Be to, tokie turbokompresoriaus parametrai kaip maksimalus sūkių dažnis ir darbinio rato dydis lemia kompresoriaus inerciją ir lėtą prisitaikymą prie greitų apkrovos pokyčių (Rakopoulos, Giakoumis 2006). Turbokompresorius taip pat turi užtikrinti pakankamą oro padavimą į cilindrus net esant maksimaliai apkrovai, o tai lemia didelę kompresoriaus inerciją ir lėtą prisitaikymą prie apkrovos pokyčių (Rakopoulos, Giakoumis 2006). Pagrindiniai variklio darbo pereinamųjų režimų metu aspektai yra susiję su jų energetinių ir ekologinių parametrų nukrypimu, lyginant su darbu pastovia apkrova. J. Galindo variklio darbo pereinamosios apkrovos metu vykstančius darbo pokyčius skirsto į tris grupes: mechaninius, šiluminius ir skysčių dinamikos. Pirmajai grupei priskiriami variklio detalių trinties pokyčiai, turbokompresorinės sistemos ir kitų variklio detalių inercija, o terminiai ir skysčių dinamikos pokyčiai yra susiję su masės ir energijos perdavimu nuo išmetimo vožtuvo iki turbinos ir nuo kompresoriaus iki pripūtimo vožtuvo (Galindo et. al. 2003). Varikliui dirbat nusistovėjusia apkrova, alkūninio veleno sūkių dažnis (mechaninių pokyčių grupė), paduodamas degalų kiekis (terminių ir skysčių dinamikos pokyčių grupė) ir kiti variklio ir turbokompresoriaus darbiniai parametrai išlieka pastovūs, tačiau kai vykdomas perėjimas iš vieno režimo į kitą, tiek variklio sūkių dažnis, tiek paduodamas degalų kiekis nuolatosis kinta. Be to, laikas, per kurį turi būti užpildyti pripūtimo ir išmetimo kolektoriai, yra ribotas. Kuo didesnis pripūtimo kolektorius, tuo daugiau laiko reikia jam užpildyti ir pasiekti nusistovėjusį pripūtimo režimą. Identiškai kuo didesnis išmetimo kolektorius, tuo ilgiau truks jo užpildymas išmetamomis dujomis ir bus pasiektas pakankamas energijos, perduodamos turbinai, kiekis (Terlich). Šiluminė inercija taip pat turi įtakos pereinamajam režimui. Pereinamojo režimo metu turbinos detalės įkaista ir sumažėja temperatūrinis gradientas tarp išmetamųjų dujų ir detalių sienelių, sumažėja šilumos perdavimo intensyvumas tarp turbinos elementų ir išmetamųjų dujų (Benajes et al. 2002). Dėl to kinta energijos kiekis išmetamosiose dujose, sumažėja entalpija turbinoje, kinta pripūtimo slėgis ir oro kiekis paduodamas į cilindrus. Susiformuoja oro ir degalų kiekių disbalansas. Dėl to kinta variklio sukuriama galia ir oro teršalų emisija, o specifinis degalų suvartojimas gali padidėti iki 40 % ir daugiau, lyginant su nusistovėjusia apkrova (Rakopoulos, Giakoumis 2009; Orlin et al. 1971). Pereinamojo režimo metu kinta ne tik variklio energetiniai parametrai, tačiau ir mechaniniai nuostoliai dėl trinties tarp variklio elementų pasikeitimo ir detalių deformacijos, taip pat ir alkūninio veleno sukamosios deformacijos dėl greito sukimo momento pasikeitimo ir įvairių jėgų poveikio stūmoklio-švaistiklio grupei, didesnės guolių apkrovos. Mokslinėje literatūroje taip pat minima, kad variklio trintis kinta per 720 laipsnių alkūninio veleno apsisukimo periodą keturtakčiuose varikliuose. Trinties įvertinimą apsunkina didelis variklio detalių skaičius ir skirtingi trin-

ties tipai. Pereinamojo režimo metu trintį įvertinti tampa dar sudėtingiau, kadangi trinties parametrai kinta netiesiniu būdu ir smarkiai skiriasi nuo atitinkamų nusistovėjusios apkrovos rodiklių (Rakopoulos et al. 2007; Chakrabarti et al. 2012). Pasak literatūros, vienas iš pereinamąjį režimą charakterizuojančių parametru yra alkūninio veleno kampinis pagreitis. Ne kelių paskirties mašinoms maksimalus rekomenduojamas pagreitis yra $\pm 50 \frac{1}{s^2}$, o aukšto sūkių dažnio dyzeliniuose generatoriuose iki $\pm 250 \frac{1}{s^2}$ (Orlin et al. 1971).

Tyrimuose dažniausiai charakterizuojami du pagrindiniai pereinamieji darbo režimai – apkrovos padidėjimas ir variklio greičio padidėjimas (Rakopoulos, Giakoumis 2009). Kiekviena iš šių operacijų sukelia įvairių nepastovumų.

Apkrovos padidėjimas yra apibūdinamas kaip staigus energijos vartotojo sukimo momento padidėjimas, kuris lemia variklio sūkių dažnio sumažėjimą ir priverčia variklio valdymo sistemą didinti paduodamų degalų porciją. Tačiau dėl turbokompresoriaus vėlavimo variklio pripūtimo sistema nepateikia pakankamai oro į cilindrą ir oro bei degalų santykis gali pasiekti mažesnę nei stochiometrinę vertę (Rakopoulos, Giakoumis 2009; Orlin et al. 1971). Greitai didėjant apkrovai didesniu slėgiu paduodama degalų porcija patenka į cilindrą, kuriame oro kiekis yra išlikęs praktiškai nepasikeitęs nuo nusistovėjusios apkrovos būsenos. Didesnis degalų fakelo greitis nėra suderintas su atitinkamu dujų judėjimo intensyvumu, ir degalų lašelių susidūrimas su šaltomis cilindro sienelėmis suintensyvėja, dėl to prastėja degalų ir oro mišinio kokybė ir didėja heterogeniškumas (Giakoumis 2016). Padidėja cilindro vidinių sienelių ir stūmoklio darbinio paviršiaus temperatūros ir temperatūrinis paviršių gradientas (Voznickij, Punda 2008). Greito apkrovos pasikeitimo pavyzdys pateiktas 5 paveiksle. Jame įvertinamas 236 kW galios 1500 min⁻¹ sūkių dažnio dyzelinio variklio staigus apkrovos pasikeitimo nuo 10 % iki 85 % poveikis variklio eksploataciniams parametrams.

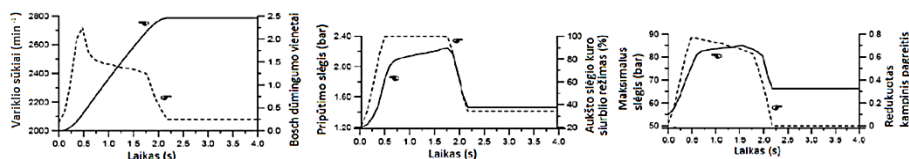


5 Pav. Variklio energetiniai parametrai jam dirbant pereinamaisiais režimais (Rakopoulos, Giakoumis 2009)

Pasikeitus apkrovai (nuo 35 iki 190 Nm), variklio sukimo momentas negali iš karto prisiderinti, todėl pradeda mažėti variklio sūkių (nuo 1180 min⁻¹ iki 1120 min⁻¹). Mažėjant variklio sūkiams, priklausomai nuo valdymo sistemos, variklio reguliatorius didina

paduodamų degalų kiekį, kol ciklinė degalų porcija pasiekia reikiamą, ir variklio darbas normalizuojasi. Lygiagrečiai šiam procesui keičiasi ir pripūtimo sistemos darbas – pasikeitus išorinei apkrovai, matomas turbokompresorinės sistemos vėlavimas – paduodamo oro kiekis ir pripūtimo slėgis neužtikrina padidėjusiai degalų porcijai efektyviai sudegti reikalingo oro kiekio, degalų ir oro santykis tokiais atvejais gali nukristi žemiau stochiometrinės ribos, todėl smarkiai didėja nevisiško degimo produktų ir azoto oksidų emisijos (5 pav.).

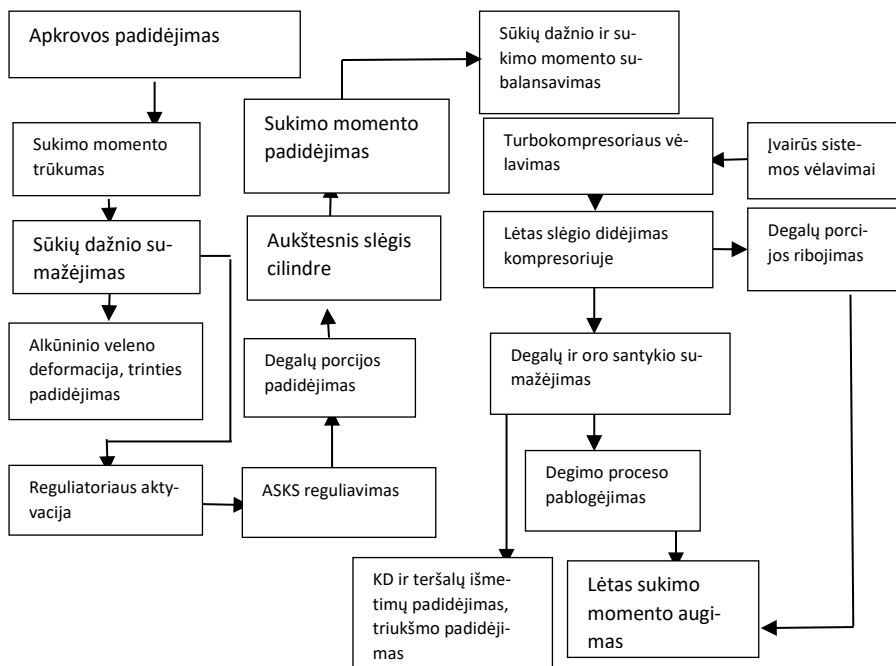
Kitas pereinamosios apkrovos režimo atvejis – ciklinės degalų porcijos padidėjimas dėl išorinio valdymo signalo (akceleratoriaus ar valdiklio rankenos paspaudimo). Tokiu atveju turbokompresoriaus sistemos vėlavimo poveikis laikomas mažiau kenksmingu, nes išmetamųjų dujų kiekis ir energija padidėja dėl didesnės degalų porcijos (Rakopoulos, Giakoumis 2009). 6 paveiksle pateiktas automobilinio dyzelinio variklio darbas esant žemai pavarai – iš pradžių yra variklio galios ir apkrovos pusiausvyra. Paspaudus akceleratorių, degalų padavimas beveik iš karto pasiekia maksimalią reikšmę. Tačiau pripūtimo slėgio padidėjimas vėluoja dėl turbokompresorinės sistemos inercijos, ir nepakankamas oro kiekis degimui lemia ženklų (iki 9 kartų) dūmingumo padidėjimą, aukštesnes išmetamųjų dujų temperatūras ir NO_x emisiją (Rakopoulos, Giakoumis 2009). Maksimalaus slėgio cilindre padidėjimas taip pat vėluoja dėl neefektyvaus degalų sudeginimo, ir maksimali galia variklyje pasiekama tik susibalansavus pripūtimo slėgio ir degalų porcijos parametrams (ties 1,8 s, 6 pav.).



6 Pav. Variklio energetiniai ir ekologiniai parametrai jam dirbant pereinamais režimais (Rakopoulos, Giakoumis 2009)

Be minėtų pereinamųjų apkrovos operacijų, yra variklio sūkių sumažėjimas dėl valdymo signalo nulemtos degalų porcijos sumažėjimo, variklio valdymo sistemos (varikliuose su automatinio valdymu) sukiamo sukimo momento svyravimas (Orlin et al. 1971) ir variklio paleidimas iš išjungtos būsenos. Išjungto arba „šalto“ variklio paleidimo metu susiduriama su daugeliu tų pačių problemų. Paleidžiant variklį iš išjungtos „šaltos“ būsenos į didelę apkrovą (paleidžiant didelės galios variklius (laivo, lokomotyvo ar ne kelių paskirties technikos)) variklio stūmoklinio švaistiklinio mechanizmo grupė bei alkūninis velenas patiria perkrovas, lemiančias detalių deformacijas ir intensyvų dilimą. Formuojasi detalių, kurios veikiamos aukštos temperatūros, šiluminis nuovargis, atsiranda įtrūkimų. Neigiamai veikiamas ir šilumos išsiskyrimo procesas – paleidimo metu cilindre esančios nepalankios sąlygos pasunkina savaiminį užsiliepsnojąmą. Degimo metu susidaro itin aukštas slėgis ir slėgio didėjimo greitis, formuojasi staigūs galios šuoliai (Voznickij, Punda 2008).

Detalus visų variklio elementų sąveikos algoritmas pereinamosios apkrovos metu pateiktas 7 pav. Pirmuoju atveju toks pereinamosios apkrovos režimas yra toks pat dažnas kaip ir kiti, tačiau neigiamas poveikis yra laikomas ne tokių reikšmingu, todėl mokslinėje literatūroje yra mažai duomenų apie variklio darbą mažinant degalų porciją.



7 pav. Variklio sistemų reakcija į apkrovos pasikeitimą (Rakopoulos, Giakoumis 2009)

Be minėtų akivaizdžių eksploatacinių parametru pokyčių pereinamosios apkrovos metu, literatūroje minimi ir kiti neigiami efektai, atsirandantys dėl pereinamosios apkrovos įtakos (Rakopoulos, Giakoumis 2009):

- Sukimo deformacijos aukšto slėgio degalų padavimo siurblių valdančiose sistemose;
- Degalų padavimo vėlavimas;
- Degalų ir oro santykio padidėjimas iki aukštesnių nei stochiometrinės vertės;
- Išpurškiamų degalų lašelių skersmens padidėjimas;
- Degalų ir oro maišymosi pablogėjimas;
- Padidėjęs degalų užsiliepsnojimo vėlavimas;
- Alkūninio veleno įlinkiai, atsirandantys staigaus apkrovos padidėjimo / sumažėjimo metu ir lemiantys padidėjusią trintį;
- Dideli mechaniniai ir šiluminiai cilindro sienelių ir vožtuvų įtempimai;
- Turbokompresoriaus paduodamo oro kiekio ir slėgio šuoliai;

- Padidėjęs triukšmas;
- Variklio sustojimas įvykus dideliame apkrovos šuoliui.

Akivaizdu, kad greitesnis degalų porcijos didinimas turėtų pagreitinti variklio pereinamąjį procesą ir parametrų nusistovėjimą. Tačiau didesnė degalų porcija lemia ir didesnę suodžių emisiją, todėl degalų porcijos didinimas gali būti netiesiogiai apribotas suodžių emisijai taikomų standartų. Be to, tam tikrais atvejais per didelė degalų porcija gali pabloginti variklio reakcijos greitį dėl netinkamo degalų išpurškimo arba oro ir degalų santykio (Terdich).

Variklio apkrovos ciklo struktūra reikšmingai veikia ir variklio motoresursą. Žinoma, kad varikliui dirbant pereinamaisiais režimais, jo motoresursas reikšmingai sumažėja – nuo 50 % iki 85 % lyginant su varikliais, kurie visą laiką dirba nusistovėjusia apkrova (Orlin et. al. 1971).

1.3.4. Pereinamųjų apkrovos režimų eksperimentiniai ir matematinio modeliavimo tyrimai

Literatūroje dažniausiai minimi pereinamųjų režimų tyrimų objektai yra lengvojo transporto (pavyzdžiui, lengvųjų automobilių) varikliai. Kur kas mažiau literatūroje išnagrinėti yra sunkiojo transporto dyzeliniai varikliai (jūrų transporto, lokomotyvų arba kitų ne kelių mašinų varikliai), analizuojami tik jiems dirbant nusistovėjusia apkrova (Bolla 2014; Katsanos et al. 2013) Benajes 2014). Tačiau tam tikrose paskirtyse šie varikliai dirba pereinamąja apkrova (Gudaitytė 2014). Dyzelinio variklio, sumontuoto lokomotyvo pereinamosios apkrovos sąlygomis, darbą nagrinėjo C. Arcoumanis ir M. S. Baniasad (Arcoumanis, Baniasad 1995). Šiame tyrime jie išskirtinai izoliavo ir nagrinėjo aukšto slėgio degalų sistemos darbą. Tyrime buvo imituojamos dvi pereinamosios apkrovos situacijos: degalų porcijos didinimas pastoviu greičiu nuo minimalios iki maksimalios per 13 sekundžių, nekeičiant degalų siurblio sūkių ir degalų siurblio sūkių didinimas nekeičiant valdiklio padėties. Nustatyta, kad pereinamojo režimo metu pasiekiamas nepilnas purkštuko adatos pakilimas ir mažesnis degalų slėgis, o tai gali lemti prastesnį degalų išpurškimą ir nepilno degimo produktų susidarymą bei ekonomiško paradimą (Arcoumanis, Baniasad 1995). Išsamią dyzelinių variklių darbo pereinamųjų režimų metu analizę atliko Tobias Nüescha (Nüescha et al. 2014). Šiame tyrime atlikta hibridinio automobilio dyzelinio variklio darbo pereinamaisiais režimais analizė, siekiant pagerinti degimo procesą ir turbokompresoriaus veikimą pereinamųjų režimų metu. Turbokompresoriaus valdymo patobulinimo pereinamųjų režimų metu galimybes taip pat analizavo Niklas Winkler (Winkler 2008). Dyzelinių variklių darbo proceso modeliavimą pereinamųjų apkrovos režimų metu plačiai nagrinėjo C. D. Rakopoulos (Rakopoulos; Giakoumis 2006). Mokslininkų pasiūlytas matematinis modelis buvo parengtas vienam dyzelinio variklio be pripūtimo cilindriui, atsižvelgiant į variklio trintį, inerciją bei aukšto slėgio degalų siurblio ir regulatoriaus dinaminis parametrus (Rakopoulos, Giakoumis 1998), po to autoriai patobulino modelį pagal 6 cilindrų dyzelinį variklį su pripūtimu. Modelis buvo išskirtinis tuo, kad apėmė daugiacylinčio variklio darbą (Rakopoulos, Giakoumis 2004; Rakopoulos et. al. 1998). Šis modelis tapo

pagrindiniu tolimesnių tyrimų objektu, taip pat modeliavimo supaprastinimų įtakos rezultatų paklaidoms tyrimuose ir kt. (Rakopoulos, Giakoumis 2006; 2006). Lygiagrečiai automobilinio dyzelinio variklio matematinio modeliavimo tyrimus vykdė ir G. Zhang ir kt. (Zhang et. al. 1997). Jie patobulino D. N. Assanis (Assanis 1986) sukurtą vidaus degimo variklio matematinę modelį papildydami jį variklio dinamikos įtakos įvertinimu bei pervedė jį į lengvai konfigūruojamą ir į kitų sistemų modelius įtraukiamą formatą („Matlab Simulink“ formą) (Zhang et. al. 1997). Apibendrinant: didžiausias dėmesys literatūroje buvo skiriamas varikliams, kuriems naudojami užpildymu bei ištuštinimu paremti ir pusiau linijiniai modeliai dėl jų didelės skaičiavimo spartos, o pagrindiniu tyrimų objektu dažniausiai buvo 4 cilindrų dyzelinis variklis su pripūtimu (Rakopoulos, Giakoumis 2006). Kietųjų dalelių emisijų susidarymą sunkiųjų dyzelinių variklių cilindruose tyrinėjo M. Bolla ir kt. Tyrimo metu buvo suformuotas dviejų lygčių matematinis modelis, aprašantis KD formavimąsi dyzelio cilindre (Bolla 2014). Sunkiojo transporto dyzelinių variklių išmetamųjų dujų utilizavimo galimybes naudojant charakteristikų kreives bei matematinio modeliavimo metodus tyrė C. O. Katsanos ir kt. (Katsanos et al. 2014). J. Benajes ir kt. analizavo išmetamųjų dujų recirkuliacijos ir Milerio ciklo naudojimą sunkiojo transporto dyzeliniuose varikliuose, tyrimui naudodami matematinio modeliavimo metodus (Benajes 2014).

Pastaruoju metu pereinamųjų režimų tyrimams pradėta naudoti skaitinius vidaus degimo variklių modelius: *GT Power*, *AVL Boost*, *AVL Fire*, *Ricardo*, *OpenWam* ir kt. (Yelvington 2013; Willermark, Smith 2009; Winkler 2008; Florián et. al. 2006; Bermúdez et al. 2011) bei neuroninių tinklų aproksimacijos modelius, galinčius aproksimuoti funkcijas, priklausančias nuo daugelio kintamųjų (Willermark, Smith).

Viena iš populiarių vidaus degimo variklių darbo proceso skaitinio modeliavimo priemonių yra AVL įmonės programinis paketas – *Boost*. *Boost* galima modeliuoti įvairių variklių, 4 taktų arba 2 taktų VDV, nuo mažos galios motociklų variklių iki didelių jūrinių laivų variklių. VDV programos pagrindą sudaro grafinė sąsaja su pagrindiniais vidaus degimo variklio funkciniais elementais – cilindro-stūmoklio grupė, turbokompresorius, jungiamieji dujų vamzdynai, variklio valdymo blokas ir kt. – kiekvieno elemento darbo proceso modeliavimui naudojant vieną ar kelis (pasirinktinai) matematinius modelius, kurių pradinių duomenų bazę, priklausomai nuo sudėtingumo, sudaro tam tikras kiekis duomenų. Tokią pagrindinę struktūrą turi ir kiti VDV skaitinio modeliavimo paketai – *GT Power*, *Ricardo*, *OpenWam*. Pradinių duomenų kiekis, reikalingas sukurti VDV skaitiniam modeliui, tiesiogiai priklauso nuo pasirinktų prielaidų, metodų ir norimo pasiekti rezultato – dažniausiai literatūroje randamas variantas – vieno cilindro variklio be pripūtimu darbo proceso modeliavimas, neįvertinant nuostolių vamzdynuose (ribinės sąlygos nurodomos iškart už vožtuvų), o šilumos išsiskyrimui naudojama *Vibe* funkcija. Šis variantas pasižymi racionalių būtinų pradinių duomenų kiekiu ir adekvačiais rezultatais modeliuojant variklio darbą esant nusistovėjusios apkrovos sąlygoms. Vidaus degimo variklio skaitinio modelio parengimui reikalingų duomenų sąrašas pateiktas 1 lentelėje.

Sistema tampa sudėtingesnė sudarant modelį su pripūtimu. *AVL Boost* atveju turbokompresoriaus darbas gali būti apskaičiuojamas dviem pagrindiniais metodais:

- supaprastintas modelis;
- pilnas modelis.

Supaprastinto modelio atveju nurodomas suspaudimo laipsnis kompresoriuje, ir programa apskaičiuoja būtiną pasipriešinimą turbinoje, kol nusistovi energijos balansas turbokompresoriuje, alternatyviai pripūtimo slėgis gali būti apskaičiuojamas iš nurodyto turbino dydžio, kol turbokompresoriuje nusistovi energijos balansas

1 lentelė. AVL *Boost* VDV matematinio modeliavimo programos elementų pradinį duomenų lentelė

Variklio duomenys	Cilindro, stūmoklio, cilindro galvos, vožtuvų ir kt. detalūs techniniai duomenys
Pripūtimo sistemos duomenys	Detalios pripūtimo sistemos charakteristikos, sistemos elementų NVK, oro ir išmetamųjų dujų masiniai srautai
Degalų duomenys	Žemutinis degalų šilumingumas, stochiometrinis oro ir degalų santykis
Ribinės sąlygos	Išorinės eksploatacijos sąlygos: temperatūra, slėgis, drėgmė ir kt.
Eksperimentiniai duomenys	Variklio darbinės charakteristikos, indikatorinės diagramos, dujų srautai ir kt.
Pereinamosios apkrovos režimai	Variklio detalių inercija, trinties rodikliai, EVS algoritmai

Supaprastintam variante taip pat galima apskaičiuoti turbino perteklinio slėgio vožtuvo parametrus, tuo atveju pradinis duomenis sudaro turbino dydis ir suspaudimo laipsnis kompresoriuje. Tačiau šiame modelyje nėra įvertinamas turbokompresoriaus mechaninio efektyvumo koeficiento kitimas priklausomai nuo turbino darbo taško. Taip pat nėra atsižvelgiama į turbokompresorinės sistemos inerciją, todėl modeliuojant variklio darbo procesą pereinamosios apkrovos sąlygomis rekomenduojama naudoti pilną turbokompresoriaus modelį. Pilno modelio atveju prie pradinį duomenų įtraukiama ir turbokompresoriaus universali darbinė charakteristika. Šilumos išsiskyrimas variklio cilindre gali būti skaičiuojamas vienu iš daugelio *Boost* programoje pateiktų modelių (*Vibe*, *Woshni/Anisits*, AVL MCC ir kt.) (AVL).

Remiantis apžvelgtais VDV matematinio modeliavimo tyrimais, dažniausiai naudojami *Vibe* ir *Woshni/Anisits* šilumos išsiskyrimo modeliai. Tai greičiausiai lemia modelių panaudojimo paprastumas ir santykinai nedidelis pradinį duomenų kiekis, kuriems dažnu atveju, pvz., naudojant daugiazonius AVL MMC, *Hiroyasu* modelius, reikalingi detalūs degalų padavimo sistemos duomenys gali būti nustatomi tik variklio projektavimo metu demontuojant VDV ir atliekant tyrimus specializuotose laboratorijose. Dar sudėtingesnis šių modelių panaudojimas būtų taikant juos pereinamosios apkrovos režimų tyrimuose.

Formuojant VDV modelį AVL *Boost* programoje, be minėtų atskirų VDV elementų (cilindro stūmoklinės grupės, pripūtimo sistemos, vamzdynų), reikalingas modeliuojamo VDV inercijos momentas, tepimo sistemos parametrai bei VDV valdymo bloko duomenys. Į sistemą taip pat įtraukiamas ir mechaninis energijos vartotojas, formuojantis VDV apkrovą. Tada kiekvienu pereinamosios apkrovos režimo momentu atliekamas variklio sukimo momento ir mechaninės galios vartotojo sukimo momentų iteravimas, kuris kartu su VDV valdymo bloko parametrais nulemia variklio būseną (apskaičiuojama paduodama degalų porcija, pripūtimo slėgis ir kt.). Turint pakankamą

pradinių duomenų kiekį, toks modelis suteikia plačias tyrimų galimybes, tačiau dėl iteracijos kiekviename modeliavimo žingsnyje skaičiavimų trukmė gali užimti neracionalų laiko tarpą – 1 sekundės variklio darbo modelyje apskaičiavimas gali trukti iki ~15 min. ir daugiau, priklausomai nuo modelio sudėtingumo, be to, adekvatiems rezultatams pasiekti pradžioje reikia bent 10–15 sekundžių variklio darbo modelyje pradinei variklio būsenai nusistovėti.

Praktikoje visapusiškos, laisvai modelį rengti leidžiančios VDV matematinio modeliavimo programos DV pereinamojo darbo režimų tyrimuose pradėtos plačiau naudoti nuo 2006 m. (Florián et. al. 2006). Didėjant pereinamų programų skaičiui ir efektyvumui, šių tyrimų apimtys didėjo (Winkler 2008; Bermúdez et al. 2011): VDV darbo pereinamaisiais darbo režimais tyrimuose Yelvington naudojo skaitinio modeliavimo programinę įrangą *Ricardo*. Tyrimų tikslas buvo sukurti hibridinį elektrinį turbokompresorių, kompensuojantį pereinamųjų režimų neigiamus efektus karinėse transporto priemonėse. Tyrimo rezultatai parodė, kad variklis su sukurta pripūtimo sistema tenkino išskeltus reikalavimus. Yelvington taip pat pažymi, kad matematinio modeliavimo programiniai kompleksai yra geras įrankis, padedantis paspartinti variklių dizaino kūrimo procesą (Yelvington 2013). *OpenWam* skaitinį modelį kietųjų dalelių filtro darbo pereinamųjų režimų metu analizei taikė V. Bermúdez. Šiame tyrime buvo analizuojama galimybė įmontuoti kietųjų dalelių filtrą prieš turbiną ir vertinama jo įtaka variklio darbui ir pereinamųjų apkrovos režimų metu. Nustatyta, kad filtro montavimas prieš turbiną turi tris privalumus: mažesnius slėgio nuostolius kietųjų dalelių filtre, efektyvesnį filtro regeneravimą ir pereinamųjų režimų slopinimą mažinant slėgio pokyčius (Bermúdez et al. 2011). Matematinį modeliavimą, siekiant sumažinti oro teršalų emisijas iš hibridinio (dyzelinio-elektrinio) automobilio pereinamųjų apkrovos režimų metu, taikė T. Nüescha ir kt. Suformuoti du matematiniai modeliai emisijų ir energijos panaudojimo efektyvumui numatyti: pirmasis buvo paremtas variklio darbo planais ir dinaminiu programavimu, o antrasis – dinaminiu programavimu, variklio darbo planais ir kietųjų dalelių emisijos pereinamųjų režimų metu modeliu. Efektyviam variklio valdymui buvo tinkamas tik antrasis modelis (Nüescha et al. 2014). *Mitsubishi* kompanija naudojo matematinio modeliavimo technologijas, siekdama sumažinti bandymų skaičių, tobulindama pripūtimo, degalų padavimo sistemas ir degimo kameros formą. Tyrimuose buvo naudojamas specialus Viskonsino universitete sukurtas daugiazonis (skaičiuojamosios skysčių dinamikos) matematinis modelis. Modelis leidžia tiksliai nustatyti modeliuojamus degalų įpurškimo ir šilumos išsiskyrimo bei NOx susidarymo mechanizmus plačiame variklių galios diapazone (10–80000 kW), nusistovėjusios apkrovos režimuose (Imamori et al. 2011). Pripūtimo įtaką sunkiojo transporto paskirties dyzelinių variklių parametrams, naudojant matematinio modeliavimo priemones, tyrė N. Winkler. Pagrindinis tyrimų aspektas čia buvo turbokompresoriaus ir išmetamųjų dujų recirkuliacijos sistemos darbo tyrimas pereinamojo režimo metu. Tyrimų vykdymui buvo pasirinktas *GT Power* variklio darbo proceso matematinio modeliavimo programinis kompleksas. Tyrimo metu pastebėta, kad prognozuoti turbokompresoriaus darbą pereinamųjų režimų metu labai sudėtinga. Winkler taip pat pažymėjo, kad šiuo atveju sistema labiau tinkama pradinio turbokompresoriaus dizaino kūrimo procese, kai

nereikalingas aukštas tikslumo lygis (Winkler 2008). Ne kelių paskirties dyzelinių variklių pereinamųjų režimų tyrimus, remiantis matematinio modeliavimo priemonėmis, vykdė M. Kotus, M. Pexa ir K. Kubin. Tyrimo metu buvo atlikti eksperimentiniai bandymai (naudojant ne kelių transporto pereinamąjį testavimo ciklą) ir jų pagrindu suformuotas interpoliacinis kenksmingų elementų emisijų matematinis modelis. Apibendrinant tyrimo rezultatus pažymėta, kad modelis pasižymi geru pakartojamumu, tačiau dėl interpoliacinio pagrindo gali turėti paklaidų tam tikrų pereinamųjų režimų metu (Kotus et al. 2013). Analizuojant vidaus degimo variklių pereinamosios apkrovos režimų matematinio modeliavimo darbus galima pastebėti, kad dažnai modeliai tikslingai supaprastinami iki ribotų pradinių duomenų, apimančių viso variklio sistemas, ir yra naudojami tik konkretaus VDV elemento tyrimui (Bermúdez et al. 2011) arba naudojami projektuojant, kai prieinami detalūs projektiniai duomenys, tačiau net ir tada bus susiduriama su ilga skaičiavimų trukme (Imamori et al. 2011).

Vienas iš galimų sprendimų yra dirbtinių neuroninių tinklų modelių pritaikymas VDV pereinamosios apkrovos režimų eksploatacinių parametrų modeliavimui.

Dirbtiniai neuroniniai tinklai – veikiausiai viena iš sėkmingiausių per paskutinius du dešimtmečius pasirodžiusių plačiai pritaikomų technologijų. Viena iš krypčių, kur pastaruoju metu buvo pradėta taikyti neuroninių tinklų technologija, yra vidaus degimo variklių tyrimai (Florián et al. 2006; Galindo 2004 Nikzadfar 2014; Winkler 2008; Brahma et al. 2004; Wu et al. 2004; Maass et al., 2009).

Sudėtingėjančios variklių valdymo technologijos – daugiapakopis įpurškimas, kintamos geometrijos turbina, kintamas vožtuvų atsidarymo kampas ir kt. – gerina VDV darbo proceso parametrus, tačiau šių sistemų naudojimas didina variklio laisvės laipsnių skaičių, jų valdymas ir sinerginių efektų numatymas tampa vis labiau komplikotas. Ypač tai galima pasakyti apie fenomenologinių modelių taikymą. Lygiagrečiai vystoma pereinamosios apkrovos tyrimų kryptis dar labiau komplikuoja tyrimus, kai ne tik rezultatų tikslumas, tačiau ir auganti skaičiavimų apimtis tampa problemiška. Neuroninių tinklų aproksimacinių mechanizmų taikymas ir nelinejinių funkcijų naudojimas neuroniniuose tinkluose siūlo gerą sprendimą, padedantį išvengti didelių duomenų lentelių, o greičiu ir tikslumu, atliekant pereinamosios apkrovos tyrimus, lenkia fenomenologinius modelius. Šie „juodosios dėžės“ modeliai gali nustatyti ryšius tarp kelių pavienių (viena įvestis – viena išvestis) ir daugelio (daug įvesčių – daug išvesčių) parametrų (Deng et al. 2011). Tai tiesiogiai taikytina pereinamosios apkrovos parametrų modeliavimui, kai bendrą efektą lemia daugelis tarpusavyje susijusių faktorių, kurie nebūtinai gali būti aiškiai matomi ir išmatuojami. Pvz., trinties padidėjimas variklyje pereinamosios apkrovos metu savaime yra sudėtingas, daugelio veiksnių veikiamas procesas (Giakoumis 2016). Neuroninius tinklus variklių tyrimuose taiko daugelis tyrėjų tam, kad sukurtų dinaminių variklio parametrų (tokių kaip dūmingumas, pripūtimo sistemos parametrai) matematinis modelius (Brahma et al. 2004; Wu et al. 2004; Maass et al. 2009). Dyzelinio variklio šilumos išsiskyrimo procesą pereinamųjų apkrovos režimų metu modeliavo J. Galindo ir kt. Šiame tyrime dėl sudėtingos darbo proceso prigimties pereinamųjų režimų metu modeliavimui buvo naudojami neuroniniais tink-

lais paremti savireguliacijos galimybę turinys matematiniai modeliai. Tyrimo metu sukurtas DNT paremtas modelis tyrimo autorių buvo pripažintas kaip adekvatus ir tinkamas naudoti pereinamiesiems režimams modeliuoti (Galindo 2004). M. Florián GT *Power* skaitinį modelį naudojo norėdamas sukurti greitai veikiančią pereinamųjų apkrovos režimų modeliavimą galintį vykdyti matematinį modelį (Florián et al. 2006).

Matematinio modeliavimo priemonės pereinamųjų režimų tyrimuose naudojo K. Nikzadfar ir A. H. Shamekhi. Jie savo tyrimuose naudojo AVL *Boost* vidaus degimo variklio darbo proceso skaitinio modeliavimo programinę įrangą. Norėdami suformuoti universalų ir greitai apskaičiuojamą matematinį modelį, autoriai panaudojo neuroninius tinklus variklio parametrų pasikeitimui apibendrinti ir kenksmingų emisijų formavimosi matematiniam modeliui kurti (Nikzadfar 2014). Panašų darbą su kitu skaitiniu modeliu vykdė ir D. Willermark ir N. Smith, norėdami apmokyti neuroniniais tinklais parentą ir nereikalaujantį didelių skaičiavimo resursų matematinį modelį *Volvo* variklių darbui modeliuoti pereinamųjų režimų metu (Smith) bei tirti turbokompresoriaus darbą pereinamosios apkrovos metu (Winkler 2008). Dizelinio variklio CAT C66 pripūtimo sistemos darbą naudodamas dirbtinius neuroninius tinklus tyrė J. Deng. Šiame tyrime neuroniniai tinklai buvo apmokyti eksperimento duomenimis – turbokompresoriaus parametrais, išmetamųjų dujų recirkuliacijos parametrais, kintamomis vožtuvų atsidarymo fazėmis ir dirbo pereinamąja apkrova 600–2000 min⁻¹ diapazonu. Iš apmokytų neuroninių tinklų gauti modeliavimo rezultatai parodė 0,9925 koreliacijos koeficientą su eksperimento duomenimis, 0,9995–0,9999 koreliacijos koeficientai buvo pasiekti ir šio autoriaus tyrimų metu analizuojant išmetamųjų dujų emisijas (NOx, dūmingumas) (Deng et al. 2011).

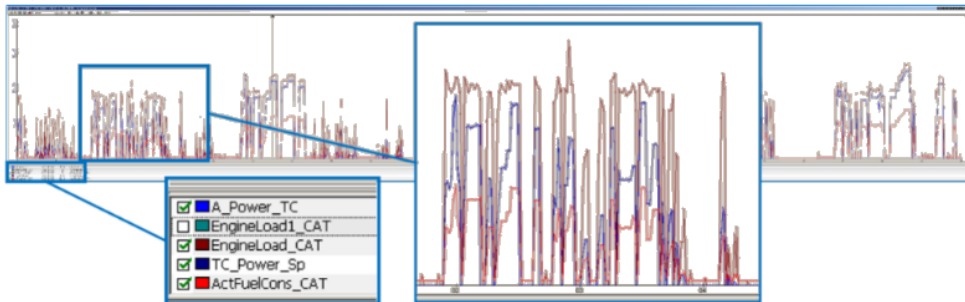
1.3.5. Elektroninių variklio valdymo sistemų panaudojimo galimybių apžvalga

Šiuolaikiniuose vidaus degimo varikliuose, taip pat ir CAT bei MTU, plačiai taikoma elektroninio variklio valdymo bloko technologija. VDV valdomi naudojant elektroninį valdymo bloką (ECM – *electronic control module*), kuriame užprogramuoti variklio valdymo parametrai: degalų padavimo porcijos dydis, degalų įpurškimo paskubos kampas, variklio klaidų nustatymo funkcijos, ribinės parametrų reikmės ir daugelis kitų (Bosh 2005, CAT diesel engine control systems). Šios sistemos pagal valdymo tipą skirstomos į tris grupes:

- Atviro ciklo – sistema vykdo komandą pagal gauto signalo nurodytą vertę. Įvykdymo rezultatai netikrinami (Rakopoulos, Giakoumis 2009; Bosh 2005);
- Uždaro ciklo – sistema vykdo duotas komandas ir palygina nurodytas vertes su atliktų veiksmų rezultatais (Rakopoulos, Giakoumis 2009; Bosh 2005);
- Uždaro ciklo su papildomų duomenų įvedimu – sistema, kurioje įvedami papildomi veiksmai, skirti kompensuoti nurodytų realizuoti parametrų verčių ir realizuotų verčių nesutapimus (Rakopoulos, Giakoumis 2009; Bosh 2005).

Variklio elektroninė valdymo sistema valdymą atlieka pagal iš anksto nurodytas variklio valdymo lenteles, kurios realizuojamos 3D planų forma. Be to, skirtingai nuo

mechaninių valdymo sistemų, elektroninės sistemos gali vykdyti valdymo korekcijas priklausomai nuo tokių parametru kaip aplinkos oro temperatūra, darbas dideliame aukštyje arba pereinamosios apkrovos režimai (Rakopoulos, Giakoumis 2009). Be to, pažangesnės sistemos ne tik valdo variklio darbą, bet gali ir stebėti parametru pasikeitimus, nustatyti leistinų ribų viršijimą bei įrašinėti ir išsaugoti variklio davikliu parametrus vėlesnei analizei (Bosh 2005). Moderniose sistemose šie parametrai įrašomi dideliu dažniu – 1 įrašas per sekundę. Šie duomenys paprastai naudojami variklio triukčių nustatymui, parametru kritinių verčių nustatymui, degalų suvartojimo apskaitai ir kt. (8 pav.).



8 pav. CAT 3512B-HD duomenys, įrašyti su variklio valdymo bloku

1.4. Skyriaus apibendrinimas

Remiantis AB „Lietuvos geležinkeliai“ ataskaitomis galima pastebėti, kad lokomotyvų VDV ekonomiškumas turi esminę įtaką geležinkelių transporto darbo efektyvumui. Siekiant vykdyti ES direktyvas tikslinga didinti geležinkelių transporto patrauklumą, o tai toliau gali būti vykdoma gerinant geležinkelių transporto ekonominį patrauklumą. Kadangi lokomotyvų transporto parkas atnaujintas, tolimesnis energetinių rezervų gerinimas gali būti pasiekiamas tik analizuojant ir optimizuojant esamo parko dyzelinių varikliu eksploataciją. Vertinant galimus lokomotyvų energijos suvartojimo resursų gerinimo metodus nustatyti du galimi keliai – naudojamų degalų keitimas ir variklio eksploatacinio apkrovos ciklo gerinimas. Pirmasis variantas – biodegalų panaudojimas – turėtų gerą ekologinį efektą, tačiau, atsižvelgiant į apžvelgtų tyrimu rezultatus, ekonominis efektas nebūtų reikšmingas lyginant su, ko gero, didelėmis investicijomis, reikalingomis užtikrinti parko VDV suderinamumą su parinkta degalų rūšimi, be to, esant dideliu degalų poreikiui, gali būti sudėtinga užtikrinti pakankamą degalų tiekimą. Antrasis kelias – eksploatacinio ciklo rodikliu gerinimas – nereikalauja investiciju į lokomotyvų VDV modifikavimą, tačiau suteikia galimybę reikšmingai pagerinti ekonominius rodiklius. Remiantis apžvelgtų tyrimu rezultatais galima deklaruoti, kad dauguma eksploatacijos atvejų dyzeliniai varikliai dirba pereinamaisiais režimais ir beveik nepriklausomai nuo variklio techniniu charakteristikų pereinamojo režimo metu reikšmingai padidėja degalų suvartojimas ir oro teršalų emisijos. Siekiant

įvertinti lokomotyvų VDV eksploatacijos optimizavimo potencialą būtina atlikti realios eksploatacijos režimo tyrimus, bet, atsižvelgiant į tyrimų infrastruktūros stygių bei realaus ciklo tyrimų poreikį, esamos pereinamųjų režimų tyrimų bei matematinio modeliavimo metodikos arba negali būti arba tik dalinai gali būti taikomos lokomotyvų VDV tyrimams. Kadangi šiuolaikiniai transporto VDV yra aprūpinti EVS, kurios turi efektyvias variklio energetinių parametrų įrašymo eksploatacijos metu priemones, tikslinga suformuoti metodiką, leidžiančią vykdyti tyrimus naudojant EVS duomenis, ir jų pagrindu suformuoti adekvatų pereinamųjų režimų matematinį modelį. Modelis turi remtis tik eksploatacijoje prieinamais pradiniais duomenimis ir tuo pačiu suteikti galimybę efektyviai vykdyti pereinamųjų režimų tyrimus.

1.5. Pirmojo skyriaus išvados

1. Remiantis apžvelgtais tyrimais nustatyta, kad pereinamųjų režimų metu pasireiškia ryškus (iki 40 %) energetinių rodiklių pablogėjimas.
2. Pagrindinis dėmesys pereinamųjų režimų tyrimuose ir standartizuojant skiriamas santykinai nedidelės galios automobilių arba ne kelių paskirties varikliams, tačiau pereinamąją apkrova dirba ir daugelis sunkiojo transporto dyzelinių variklių ir pereinamųjų režimų įtakos jų darbui iširtumas yra nepalyginamai mažesnis.
3. Norint vykdyti sunkiojo transporto dyzelinių variklių darbo pereinamaisiais režimais tyrimus, tikslinga sukurti naują kompleksinę metodiką, apimančią VDV EVS registravimą, jų formato pakeitimą tolimesnei analizei, technologijas bei matematinio modeliavimo priemones.
4. Naudojant matematinio modeliavimo metodus DV pereinamųjų režimų tyrimams racionalu sugretinti praktikoje pasiteisinusius modelius (AVL *Boost* ir kt.) ir eksperimentinių duomenų statistinės analizės bei aproksimacijos metodus (dirbtiniai neuroniniai tinklai). Pernelyg sudėtingų modelių, kurių pradinių duomenų parengimas yra atskiras uždavinys, tikslinga vengti.

Pereinamųjų apkrovos režimų įtakos variklio eksploataciniams parametrams tyrimų metodika

2.1. Eksploatacinių duomenų apdorojimo metodika

Pagal apibrėžimą literatūroje nusistovėjęs apkrovos režimas yra tada, kai variklio sūkiiai, degalų porcija ir turbokompresoriaus parametrai išlieka pastovūs (Rakopoulos, Giakoumis 2009). Įprastai daugelis variklio testų atliekami nusistovėjusios apkrovos sąlygomis, specialiai tam skirtuose testavimo stenduose, pagal iš anksto numatytą ciklą. Stendiniai bandymai leidžia įvertinti variklių techninę būklę, tiksliai įvertinti degalų suvartojimo padidėjimą, nustatyti gedimus, įvertinti variklio sureguliuojamumą. Tačiau su eksploatuojamais, didelės galios dyzeliniais varikliais tokių tyrimų vykdymas yra komplikuoatas dėl keleto pagrindinių priežasčių:

- Eksploatacijoje esančių variklių išmontavimas yra sudėtingas, brangus ir daug laiko užimantis procesas;
- Didelės galios (1500–2000 kW) varikliams reikalingi didelės galios bandymo stendai, kurių dažnai neturi parkus eksploatuojančios įmonės;
- Didelės galios variklių stendinių bandymų vykdymas labai brangus, reikalingas aukštos kvalifikacijos personalas, o variklis ilgą laiką nebūna eksploatuojamas.

Dėl išvardintų techninių sąlygų, nesant galimybių vykdyti stendinius bandymus, reikalingas kitas variklio parametru šaltinis. Kaip buvo aptarta pirmajame skyriuje,

daugelyje šiuolaikinių dyzelinių VDV yra įdiegtos elektroninės variklio valdymo sistemos. Be pagrindinės funkcijos – valdyti VDV darbą – kai kuriose sistemose būna įdiegtos technologinės galimybės įrašinėti variklio eksploatacinius parametrus, matuojamus variklyje integruotais sensoriais. Įrašomi variklio eksploataciniai duomenys sistemoje išsaugomi kaip funkcija nuo laiko: $x = f(t)$.

CAT 3512B-HD tipo varikliai, kaip ir daugelis modernių VDV, yra valdomi naudojant elektroninį valdymo bloką, kuriame užprogramuoti variklio valdymo parametrai. CAT 3512B-HD variklio valdymo blokas turi minėtą variklio vidinių sensorių duomenų įrašymo galimybę. Eksploatuojamų UAB „Lietuvos geležinkeliai“ lokomotyvų parke CAT3512B-HD variklių duomenys įrašomi į duomenų laikmeną nenutrūkstamai 1 sekundės dažniu, kol variklis eksploatuojamas. Nukopijavus failą, jis šifruojamas ir gali būti atidaromas naudojant specialią programą – „Dialogo“ (10 pav.).

Įrašomų duomenų masyvą sudaro 203 variklio ir lokomotyvo parametrai. Parametrai, naudojami šiems tyrimams, pateikti 2 lentelėje.

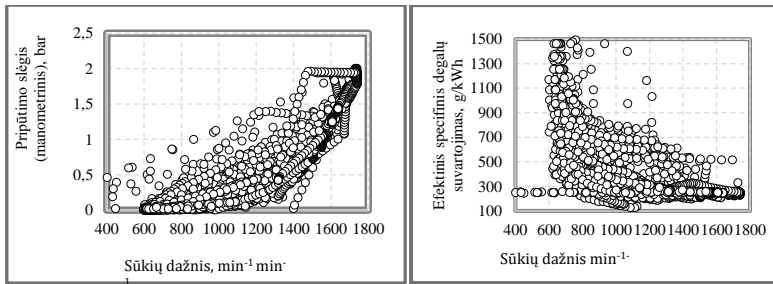
2 lentelė. Tyrimams aktualūs CAT 3512B-HD ir MTU 16R4000R41 variklių parametrai

Parametras	Dimensija
Elektrinė galia P_{eel} , (CAT ir MTU)	kW
Variklio sūkliai, n (CAT ir MTU)	min^{-1}
Valandinis degalų suvartojimas, G_f (CAT ir q_{cikl} MTU)	l/h
Pripūtimo sistemos slėgis, P_k (CAT ir MTU)	bar
Išmetamųjų dujų temperatūra, T_T (CAT ir MTU)	°C
Slėgis karteryje, P_{kart} (CAT ir MTU)	bar
Lokomotyvo greitis (CAT ir MTU)	km/h

Dėl riboto „Dialogo“ programos funkcionalumo parametrai pateikiami tik paviršutiniškai analizei tinkamu grafiniu formatu. Formato pakeitimui į analizei priimtina skaitmeninį masyvą naudojamas autoriaus sukurtas specialus algoritmas (D priedas).

Tokias pat galimybes turi ir kitas AB „Lietuvos geležinkeliai“ lokomotyvuose įdiegtas variklio modelis MTU4000R41. MTU variklio valdymo blokas įrašo 238 parametrus, taip pat ir degalų ciklinės porcijos duomenis, degalų padavimo paskubos kampą ir daugelį kitų. Tačiau skirtingai nei *Caterpillar* variklio atveju, MTU4000R41 variklio apkrovą įvertina atskira lokomotyvo elektroninė valdymo sistema. Kaip ir *Caterpillar* variklio atveju MTU variklio įrašytų duomenų naudojimui būtinos papildomos korekcijos, atliekamos autoriaus sukurtu algoritmu.

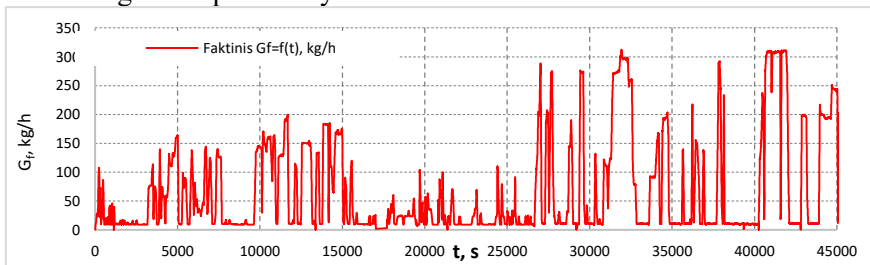
Tiek CAT, tiek ir MTU gali būti naudojami VDV tyrimams. Tačiau vienas iš eksploatacinių duomenų trūkumų yra jų chaotiškumas (9 pav.) – kasdieninės eksploatacijos metu VDV dirba pereinamosios apkrovos režimais, skirtingu apkrovos diapazonu, o tai labai apriboja tyrimų galimybes (CAT 3512B-HD variklio išvykų duomenys pateikti 10 pav.).



9 pav. CAT 3512B-HD variklio parametrai, išmatuoti variklio valdymo sistemos davikliais, pateikti $P_k=f(n)$ ir $b_e=f(n)$ grafikų formose

Akivaizdu, kad šioje formoje tolimesnė duomenų analizė būtų neproduktyvi, todėl duomenų apdorojimui reikalinga speciali autoriaus suformuota metodika, pateikta metodikos skyriuje. Skirtingai nei kontroliuojamų stendinių tyrimų metu, eksploatacijos sąlygomis variklio apkrovos diapazonas būna labai platus, o sąlygos variklio parametrams nusistovėti (apkrovos, sūkių dažnio, išmetamųjų dujų temperatūros ir kt.) susidaro esant ne visiems apkrovos lygiams ir išlieka pastovios per kintamą laiką (10 pav.).

Tam, kad detalai būtų galima nagrinėti variklio eksploatacinius parametrus, reikalingos variklio charakteristikos, kaip ir atliekant įprastus VDV stendinius bandymus. Siekiant atrinkti iš šių duomenų masyvų patikimus, variklio darbą nusistovėjusia apkrova atspindinčius duomenis, reikalingas filtras, galintis atmesti visus nusistovėjusios apkrovos atžvilgiu nereprezentatyvius duomenis.



10 pav. CAT 3512B-HD eksploatacinių duomenų pavyzdys

Tuo tikslu autoriaus suformuotas algoritmas, analizuojantis variklio apkrovos kintamą funkcijose $Peel = f(t)$ ir atrenkantis registruojamų variklio duomenų masyvo dalis, kai variklio apkrova išlieka pastovi leistinose svyravimo ribose S duotu laiku t_{nus} . (11 pav.).

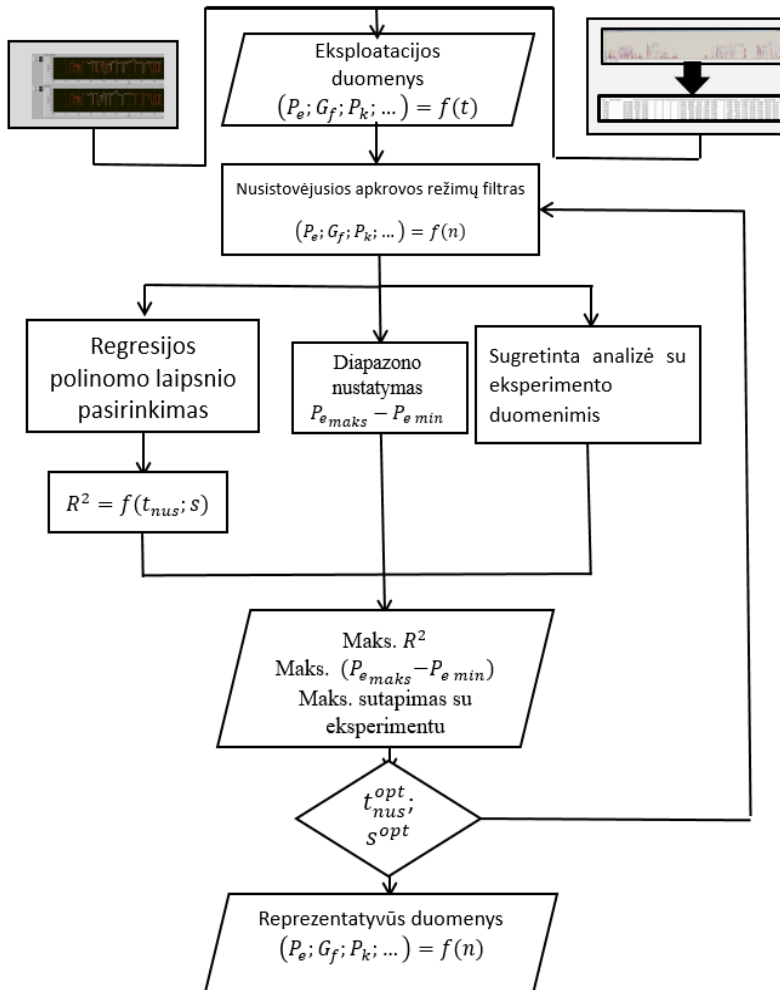
Pirmame etape užduodami bet kokie galimi t_{nus} ir s atliekamas nusistovėjusios apkrovos parametru filtravimas pagal sąlygą (2), nurodytą formulėje:

$$\frac{\sum_{i=m}^a P_{e_{m...m+a}}}{m+a} \cdot S_{leist} > P_{e_{m...m+a}} > \frac{\sum_{i=m}^a P_{e_m}}{m+a} / S_{leist}; \quad (1)$$

$$a = \frac{t_{nus}}{t_{reg}}; (2)$$

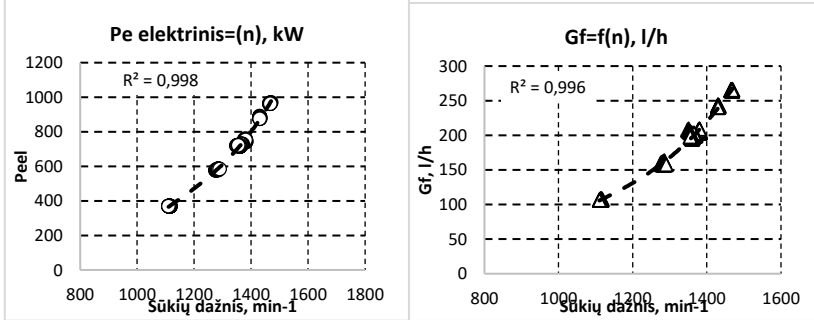
čia t_{nus} – nusistovėjusio apkrovos režimo trukmė, s ; t_{reg} – parametų registravimo dažnis, s ; P_{em} – elektrinė galia, užregistruota momentu m ; a – užregistruotų reikšmių skaičius, kurio vidurkis lyginamas su verte laiko momentu m ; S_{leist} – leistinas parametų svyravimo dydis – vieneto dalimis.

Po pirmos iteracijos gaunami pirmieji variklio nusistovėjusios apkrovos režimai iš eksploatacijos duomenų esant parametrams S_{leist} ir t_{nus} .



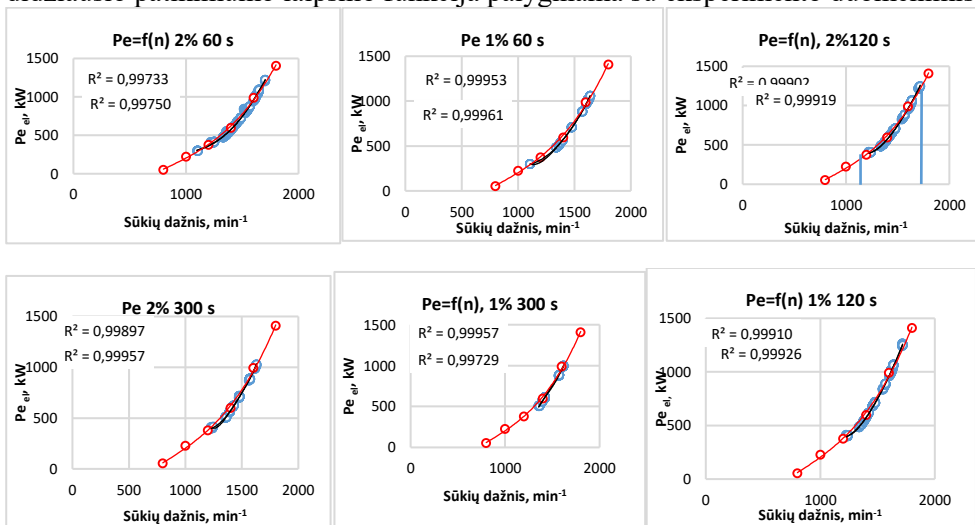
11 pav. EVS eksploatacinių duomenų apdorojimo algoritmas

Gaunami stipria funkcinė priklausomybė pasižymintys ($R \approx 0,99$) variklio eksploatacinių parametru duomenys iš realios eksploatacijos sąlygų (12 pav.).



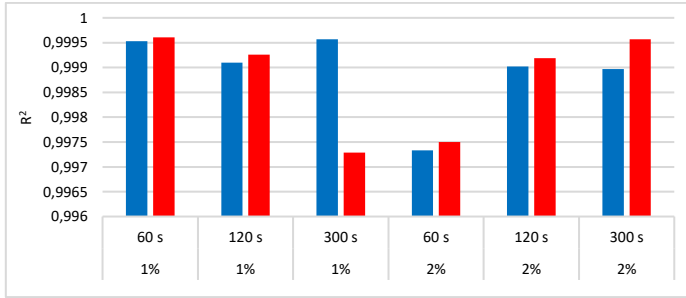
12 pav. Variklio darbo nusistovėjusios apkrovos duomenys iš eksploatacijos sąlygų

Po pirmos iteracijos pasirenkamas regresijos lygties laipsnis, nustatomas statistinio patikimumo koeficientas R , nusistovėjusio apkrovos režimo duomenų diapazonas ir įvertinamas duomenų sutapimas su eksperimentiniais duomenimis. Iteracija kartojama, surenkant duomenis nuo $S_{leist\ min}$ iki $S_{leist\ maks}$ ir nuo $t_{nus\ min}$ iki $t_{nus\ maks}$. Gauti rezultatai aproksimuojami pasirinkto laipsnio kreivėmis. Atliekama duomenų analizė ir pasirenkama geriausia patikimumą ir didžiausią duomenų diapazoną apimanti nusistovėjusios apkrovos rodiklių aproksimacija (13 pav., 14 pav.). Pasirinkto didžiausio diapazono ir didžiausio patikimumo laipsnio funkcija palyginama su eksperimento duomenimis.



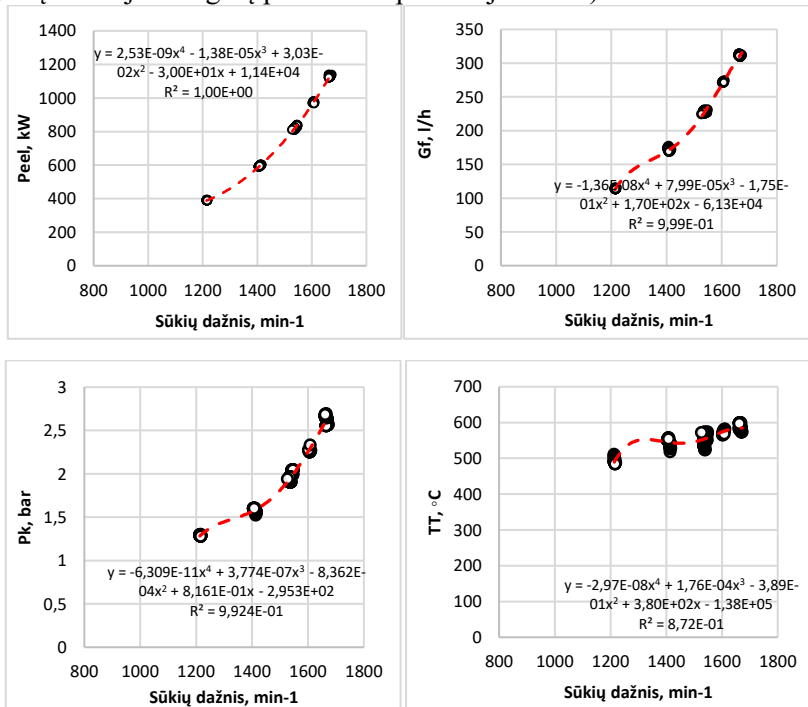
13 pav. Atrinktų nusistovėjusios apkrovos režimų taškų palyginimas esant skirtingiems regresijos funkcijos laipsniams, leistinai parametru kitimo ir nusistovėjimo trukmei

Gavus patikimą $P_{eel}=f(n)$ funkciją, fiksuojami S_{leist} ir t_{nus} parametrai (14 pav.). Pagal šiuos parametrus atliekamas parametų atrinkimas visam duomenų masyviui: nusistovėjusios apkrovos metu fiksuojami kiti variklio eksploataciniai parametrai G_f , P_k , T_T , P_{kart} , ir kt.



14 pav. Regresijos patikimumo koeficiento palyginimas esant skirtingai nusistovėjusių parametų trukmei ir leistinam parametų svyravimui.

Sudaromi $(P_{eel}; G_f; P_k; \dots) = f(n)$ (15 pav.) grafikai, formuojamos regresinės parametų funkcijos, su kuriomis galima detalai nagrinėti variklio parametrus, vertinti variklio naudingo veikimo koeficientą, vertinti parametų pokyčius (pvz., degalų suvartojimo sumažėjimą naudojant degalų priedus eksploatacijos metu).



15 pav. Nusistovėjusios apkrovos režimų parametrai (P_{eel} , G_f , P_k , ir T_T)

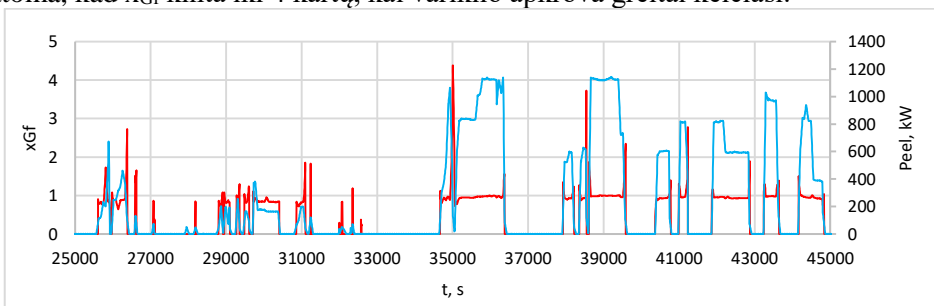
2.2. Pereinamosios apkrovos parametrų vertinimo metodika

Pereinamosios apkrovos įtakos variklio eksploataciniams parametrų pokyčiams vertinimas iš eksploatacijos duomenų taip pat yra sudėtingas dėl, kaip jau buvo aptarta, didelio kiekio veikiančių parametrų, kurių bendras poveikis pastebimas ne individualiai, o kaip bendras variklio naudingo veikimo koeficiento sumažėjimas. Be to, eksploatacinių parametrų pokytis gali vykti ne dėl pereinamosios apkrovos įtakos, o dėl variklio detalių nusidėvėjimo (pvz., turbokompresoriaus nusidėvėjimo, alyvos kiekio sumažėjimo ar sandarumo sumažėjimo vožtuvuose), o analizuojant eksploatuojamo dyzelinių variklių parko duomenis, atskirų variklių nusidėvėjimo lygis gali būti skirtingas, todėl vertinant absoliučiais dydžiais pereinamosios apkrovos įtaką rezultatas gali būti nekorektiškas. Kad to būtų išvengta, pereinamosios apkrovos įtaka vertinama santykiniais dydžiais (3):

$$x_{ep} = \frac{ep}{ep_{nustist}} \quad (3)$$

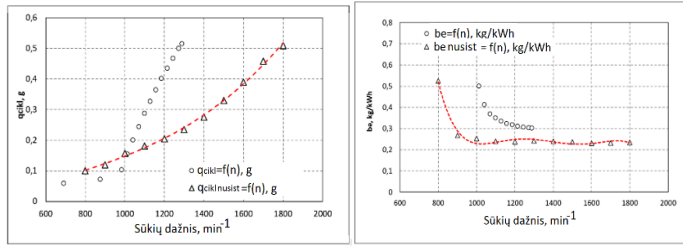
čia x_{ep} – santykinis eksploatacinis parametras; ep – eksploatacinio parametro duomenys; $ep_{nustist}$ – eksploatacinis parametras esant nusistovėjusiai apkrovai, gautas iš regresijos lygties $ep_{nustist} = f(n)$, kuri parengta pagal nusistovėjusios apkrovos atrinkimo metodiką.

Kadangi nusistovėjusios apkrovos regresinės lygtys gaunamos iš tos pačios išvykos, variklio techninė būklė išlieka tokia pati ir nusistovėjusio, ir pereinamosios apkrovos režimo metu, todėl vertinimas išlieka korektiškas, o esant reikšmingam variklio darbo sutrikimui, nusistovėjusios apkrovos režimais taip pat bus matomas duomenų iškreipimas lyginant su likusio parko duomenimis. CAT 3512B-HD variklio eksploatacinių duomenų vertinimo fragmentas pateiktas 17 pav. Čia lygiagrečiai vertinama variklio apkrova (pažymėta mėlsvai) ir $x_{Gf} = \frac{Gf}{Gf_{nustis}}$ parametras. Iš 16 pav. akivaizdžiai matoma, kad x_{Gf} kinta iki 4 kartų, kai variklio apkrova greitai keičiasi.



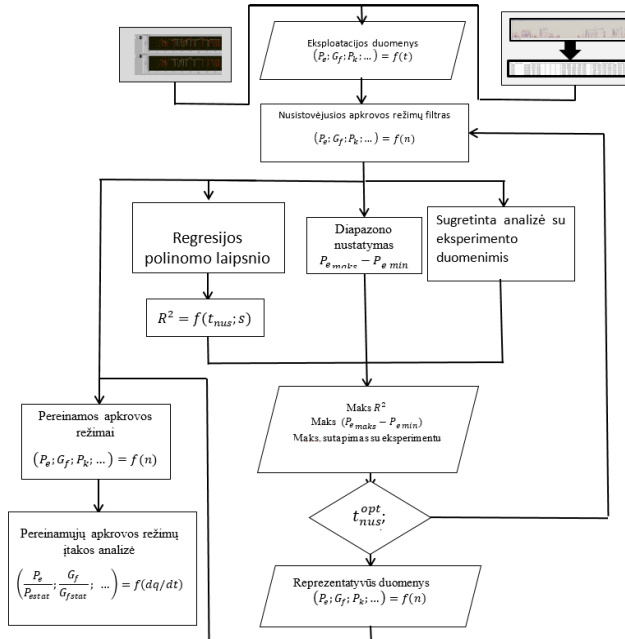
16 pav. x_{Gf} parametro kitimas eksploatacijos metu lygiagrečiai keičiantis variklio apkrovai

Individualūs apkrovos pasikeitimo momentai taip pat gali būti nagrinėjami lyginant ne su santykiniu parametru, o su nusistovėjusia to paties parametro charakteristika esant nusistovėjusios apkrovos režimams (17 pav.).



17 pav. Staigaus apkrovos padidėjimo pavyzdys – ciklinė porcija ir specifinis degalų suvartojimas smarkiai viršija reikšmes esant nusistovėjusiai apkrovai

Kadangi eksploatacijos metu tiek CAT 3512B-HD, tiek MTU 16V4000R41 variklių charakteristikos kinta pagal lokomotyvo apkrovos ciklą, kinta ir variklio sūčiai, ir galia. Kokybiniam pereinamosios apkrovos charakterizavimui pasirinktas ciklinės porcijos pasikeitimo greitis, gerai charakterizuojantis bendros variklio būsenos kitimą. Pritaikius registravimo sistemos sprendimus, kiekybinės ir kokybinės pereinamosios apkrovos analizės metodus 11 paveiksle pateiktam algoritmui gauname MTU ir CAT variklių pereinamosios apkrovos tyrimų algoritmą (18 pav.).



18 pav. CAT ir MTU variklių EVS sistemų duomenų apdorojimo ir pereinamosios apkrovos režimų analizės algoritmas

2.3. Technologiniai duomenų apdorojimo aspektai

2.3.1. CAT 3512B-HD variklio duomenų pradinio apdorojimo algoritmas

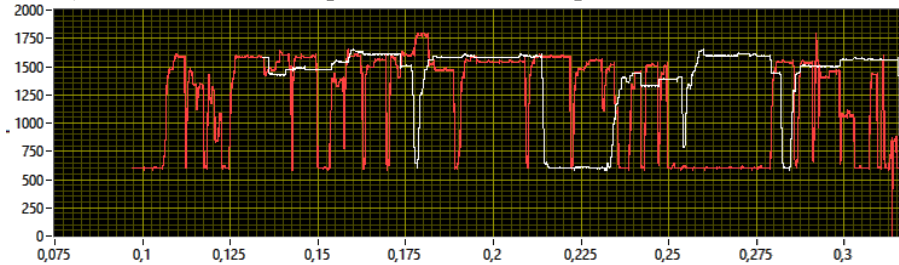
Daugeliu atvejų esamos variklių EVS sukurtos duomenų įrašymo priemonės gali būti sėkmingai adaptuojamos VDV pereinamųjų apkrovos režimų tyrimams be papildomo tarpinio duomenų apdorojimo, tačiau dėl gamintojo sukurtų apribojimų (ribojant vartotojo teises prieiti prie duomenų, kurie vienu ar kitu atveju galėtų atskleisti gamintojo nenorimą informaciją arba stengiantis užtikrinti tik gamyklinį variklio reguliavimą / remontą) arba dėl techninio kelių duomenų įrašymo sistemų nesuderinamumo gali atsirasti tam tikrų problemų, kurios turi būti sprendžiamos kiekvieno individualaus atvejo metu. CAT3512B-HD atveju M62M lokomotyvuose sumontuotuose varikliuose duomenys įrašomi ir atidaromi tik naudojant specialią gamintojo įdiegtą programinę įrangą („Dialogo“), kuri nesuteikia čia galimybės iškelti ar atskirai išsaugoti parametrus nešifruotu duomenų masyvo formatu. O išvykos parametrai programoje rodomi tik kaip $x=f(t)$ funkcijos grafikai, kurių vertės galima peržiūrėti, bet ne kopijuoti ar perversi į kitą formatą. Programinėje įrangoje nesant galimybės eksportuoti duomenis, buvo sukurtas duomenų išsaugojimo ir transformavimo algoritmas.

Iš „Dialogo“ variklio duomenų apdorojimo programos pasirenkamas vienas grafikas $x=f(t)$ (paprastai programoje galima peržiūrėti n grafikų vienu metu). Visi kiti grafikai pašalinami, kad netrukdytų tolesniam procesui. Nustatomi grafiko ašų masteliai ir pasirenkama reikiama grafiko dalis. Grafikas kartu su visu programos langu išsaugomas dviejų spalvų, nespaustu paveikslu formatu (*monochrome BMP*). Grafiko vaizdas (naudojant atviro kodo programinę įrangą „ImageJ“) transformuojamas į dvejetainį tekstinį failą, atitinkantį paveikslą. Konvertuotame dvejetainiame faile skirtumas tarp abscisės koordinatčių (matuojant laiko ašį) rodo taškų (pikselių) skaičių vienoje laiko ašies atkarpoje. Turimą grafiką tekstinio formatu toliau galima apdoroti įvairiomis skaičiuoklėmis, pvz., MS *Excel*. Gautas duomenų masyvas, nurodantis taško aukštį pagal ordinačių (parametro vertės) ašį, o duomenų stulpelių skaičius nurodo taško poziciją pagal abscisės ašį. Tada galima apskaičiuoti santykį tarp taškų skaičiaus vienoje grafiko atkarpoje ir grafiko vienos atkarpos reikšmės. Taip apskaičiuojama vieno taško vertė x ir y ašyse. Duomenų masyvas padauginamas iš šių reikšmių ir gaunamos tikrosios grafiko reikšmės duomenų masyvo pavidalu. „Dialogo“ failo pervedimo į skaitmeninį formatą tikslumas priklauso nuo grafiko išsaugojimo raiškos (vaizdo taškų skaičiaus ordinačių ir abscisės ašyse (žr. C priedą). Esant išsaugojamo lango rezoliucijai 15840x1050 gaunama vaizdo grafiko rezoliucija yra 15534x834 vaizdo taškų. Esant tokiai raiškai gaunama pervedimo į skaitmeninį formatą paklaida yra ~0,12 %.

2.3.2. MTU 16V4000 R41 variklio pradinių duomenų apdorojimo algoritmas

AB „Lietuvos Geležinkeliai“ eksploatuojamuose ER20CF/2ER20CF šilumvežiuose su dyzeliniais MTU 16V4000 R41 varikliais įdiegtos lokomotyvo ir variklio eksploatacinių parametrų registravimo sistemos SIBAS. Lokomotyvo ir variklio duomenų registravimo sistemos įdiegtos atskirai: lokomotyvo valdymo bloke ir variklio valdymo bloke. Abi šios sistemos

veikia nepriklausomai viena nuo kitos, tiesiogiai prijungiant kompiuterį su specialia programine įranga prie įrenginio (variklio arba lokomotyvo). Tačiau dėl sistemų techninių trūkumų (lokomotyvo sistemoje duomenų kiekis galimai viršija jungties duomenų perdavimo galimybes) lokomotyvo ir variklio sistemų duomenys praranda tarpusavio sinchronizaciją pagal laiką (atsiranda vėlavimas tarp duomenų, žiūrėti 19 pav.).



19 pav. Sūkių dažnio $n_{\text{sibas}}=f(t)$ ir $n_{\text{MTU}}=f(t)$ nesutapimas. Tamsesnė (raudona) linija žymi variklio fiksuojamą sūkių dažnį, balta linija žymi sūkių dažnį, fiksuojamą lokomotyvo valdymo bloke

Duomenų nesuderinamumas sudaro trys elementai:

- Registravimo pradžios laiko neatitikimas;
- Registravimo laiko progresuojantis vėlavimas SIBAS sistemoje;
- Absoliučių registruojamų parametrų verčių neatitikimas.

Registravimo pradžios laiko neatitikimą lemia skirtingi kompiuteriai ir sistemos, naudojamos parametrms registruoti. Kadangi naudojami atskiri kompiuteriai, tarp kurių nėra laiko sinchronizacijos, be to, nėra ir laiko sinchronizacijos tarp variklio valdymo bloko ir kompiuterių, gaunama duomenų registravimo pradžia gali nesutapti. Neatitikimas tiesiogiai priklauso nuo žmogiškojo faktoriaus ir rankinio sistemų sinchronizavimo prieš parametrų registravimą, todėl yra visiškai atsitiktinis ir negali būti iš anksto nuspėtas.

Registravimo laiko progresuojantis vėlavimas, lyginant su ankstesne problema, yra sudėtingesnio tipo techninė problema. Šį vėlavimą lemia didelis duomenų srautas – SIBAS sistemoje duomenys registruojami 0,05 s⁻¹ dažniu. Kadangi duomenys rašomi iš sisteminio bloko tiesiai į kompiuterį, esama duomenų įrašymo programinė įranga nespėja jų tinkamu būdu išsaugoti, sudarydama duomenų eilę. Kadangi duomenims priskiriamas kompiuterio laikas įrašymo į failą metu, dėl augančios duomenų srauto eilės susidaro vis didėjantis laiko atsilikimas.

Absoliučių registruojamų parametrų verčių neatitikimas papildomai apsunkina duomenų sinchronizaciją. Tiek MTU valdymo blokas, tiek SIBAS sistema įrašo variklio sūkių dažnio (1/min) duomenis, kurie galėtų sudaryti sinchronizacijos pagrindą. Tačiau dėl skirtingų registravimo daviklių absoliučios duomenų reikšmės nesutampa (neatitikimas ~1,5 min⁻¹). Todėl neįmanoma nustatyti laiko paklaidos, tiesiogiai lyginant sūkių dažnių vertes.

Priimtas sprendimas – laiko neatitikimus nustatyti lyginant viso duomenų masyvo parametrų vertes vienu metu. Nustatymas atliekamas paeiliui ir yra įdiegtas naudojant „National instruments LabView“ programavimo aplinką.

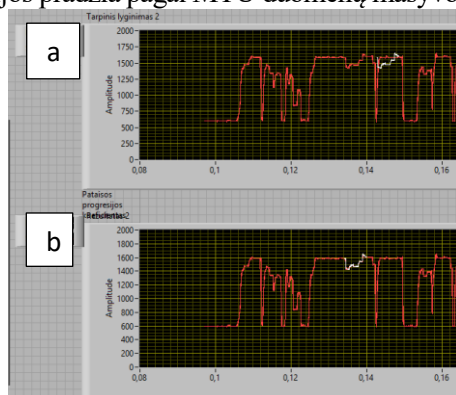
1. Pirmame etape būtina nustatyti teisingą parametrų registravimo pradžią. Kadangi MTU variklio valdymo blokas parametrus registruoja nepertraukiamai ir be laiko paklaidos, MTU masyvas priimamas kaip pagrindas, su kuriuo sinchronizuojamas SIBAS masyvas.

- 1.1. SIBAS duomenų registravimo pradžia (pagal MTU masyvo laiką) nustatyti iš SIBAS masyvo pradžios atskiriama dalis, turinti i elementų. Tada ji palyginama su i elementu iš MTU masyvo pradžios, pagal mažiausios kvadratų sumos principą:

$$\overline{|n_i^{SIBAS} - n_i^{MTU}|} = a_t$$

čia n_i^{SIBAS} – SIBAS sūkių dažnio registravimo i-toji reikšmė, 1/min; n_i^{MTU} – MTU sūkių dažnio registravimo i-toji reikšmė, 1/min; a_t – sutapimo koeficientas (esant idealiam sutapimui, $a_t=0$), esant laiko korekcijos vertei t ; t – pradžios laiko koregavimo reikšmė.

Pradedant nuo 0, t reikšmė palaipsniui didinama, kol pasiekama MTU masyvo pabaiga. To rezultatas – funkcijos $a = f(t)$ reikšmių masyvas. Nustatomas $a = f(t)$ minimumas, kai a_t yra artimiausia nuliui (0 niekada nepasiekiamas dėl minėtos paklaidos tarp skirtingų registravimo sistemų naudojamų sensorių), skirtumas tarp suderintų reikšmių gali būti iki 2 min^{-1} arba iki 0,33 %, esant minimaliam 600 min^{-1} sūkių dažniui, priimamas kaip tikroji SIBAS duomenų registracijos pradžia pagal MTU duomenų masyvo laiką (20 pav.).

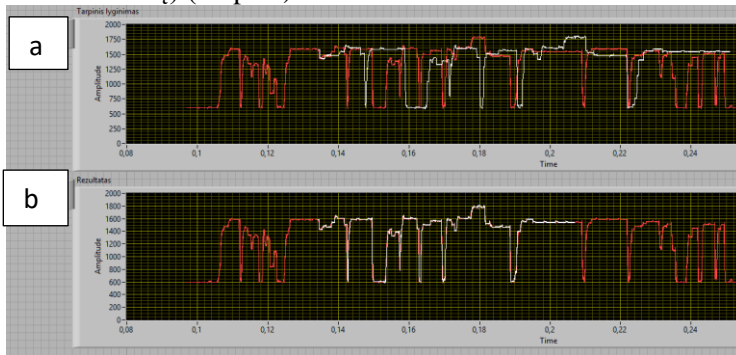


20 pav. Masyvo registravimo pradžios sinchronizavimas:
a – prieš sinchronizaciją, b – po sinchronizacijos

Taikant 1 punkte numatytą metodiką, nustačius duomenų registravimo pradžią pagal vieną laiką, pereinama prie antro etapo. Į duomenų apdorojimą traukiamas visas SIBAS duomenų masyvas. Priimta duomenų registravimo pradžia nebekeičiama ($t=\text{const}$), tačiau įvedama duomenų registravimo laiko pataisa τ geometrinės progresijos forma. Palaipsniui iš anksto numatyto diapazono ($\tau = 0 - z$; kur z – imamas mažesnis nei duomenų registravimo dažnis) ribose keičiama τ vertė. Masyvai palyginami pagal identišką 1 formulę:

$$\overline{|n_i^{SIBAS} - n_i^{MTU}|} = a_\tau; \quad (3)$$

Gaunama funkcija $a = f(\tau)$ diapazone 0 iki z . Nustatomas šios funkcijos minimumas. Gauta minimumo reikšmė priimama kaip teisinga laiko pataisa su mažesnei minimalus duomenų registravimo dažnis paklaida (<1 s paklaida pagal MTU duomenų registravimo dažnį) (21 pav.).



21 pav. Visas masyvo sinchronizavimas: a – prieš sinchronizavimą, b – po sinchronizavimo.

2.4. CAT 3512B-HD ir MTU 16V4000R41 reostatiniai bandymai

Siekiant patikrinti metodikos adekvatumą nusistovėjusios apkrovos atveju buvo atlikti reostatiniai bandymai:

- Radviliškio lokomotyvų depe vykdyti MTU R4000R41 variklio reostatiniai bandymai;
- Vilniaus lokomotyvų remonto depe vykdyti CAT 3512B-HD variklio reostatiniai bandymai.

Eksperimentiniai tyrimai su CAT 3512B-HD varikliu buvo atliekami dviem būdais.

3 lentelė. CAT 3512B-HD ir MTU R4000R41 variklių duomenys

Modelis	MTU R4000R41	CAT 3512B-HD
Galia, kW	2000	1700
Sūkliai, min^{-1}	1800	1800
Cilindrų skaičius	16	12
Cilindro skersmuo, mm	165	170
Stūmoklio eiga, mm	190	215

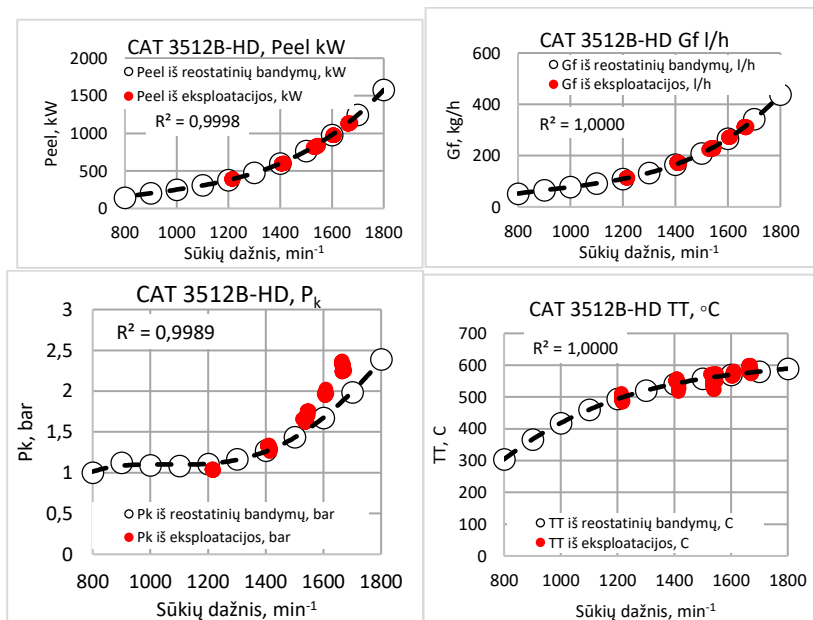
Eksperimentai, bandymai VLRD vykdomi kaip ir eksploatacijos metu įrašant variklio eksploatacinius parametrus su EVS bei lygiagrečiai matuojant parametrus su Klaipėdos universiteto Jūros tyrimų atviros prieigos centro Jūros chemijos laboratorijos (KU JTAPC JCL) įranga. Naudotos įrangos parametrai pateikti B priede.

Bandymų metu paimti degalų mėginiai ištirti KU JTAPC Jūros chemijos laboratorijoje. Degalų parametrai pateikti 4 lentelėje ir atitinka degalų sertifikato duomenis. Matavimo įrangos parametrai pateikti A priede.

4 lentelė. CAT ir MTU varikliuose naudojamų degalų tyrimų rezultatai

Parametras	CAT3512B-HD	MTU R4000R41	Dimensija
Žemutinis šilumingumas, Q_z	42106,8	42240	kJ/kg
Tankis, ρ	825,5	825,9	kg/m ³
Elementinė sudėtis			
C	85,08	85,374	%
H	13,82	13,78	%
N	0,425	0,0786	%
S	0,528	0,5858	%

Reostatiniai bandymai vykdyti apkraunant variklius pagal lokomotyvo charakteristiką nuo minimalios apkrovos – 600 min⁻¹ CAT 3512B-HD atveju ir 800 min⁻¹ MTU 16R4000R41 atveju iki maksimalios apkrovos 1800 min⁻¹ ir 2000 min⁻¹ atitinkamai. Tyrimų metu suformuotos CAT3512B-HD ir MTU 16R4000R41 variklių nusistovėjusios apkrovos režimais paremtos greitinės eksploatacinės, arba kitaip vadinamos greitinės, charakteristikos. Tyrimų rezultatai palyginti su iš eksploatacijos paimtais ir pagal metodiką apdorotais duomenimis pateikti 22 paveiksle. Detalūs tyrimų reostatinių bandymų rezultatai pateikti D priede.



22 pav. Eksperimentinių reostatinių tyrimų rezultatų fragmentas

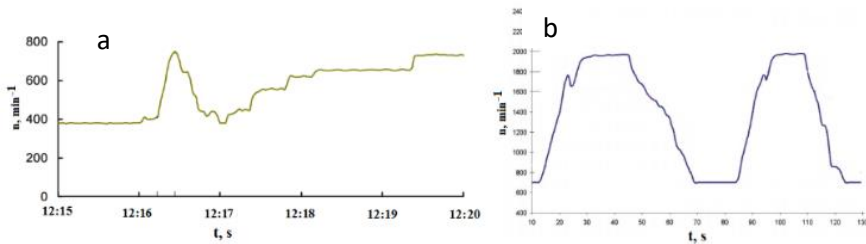
2.5. Antrojo skyriaus išvados

1. Šiuolaikinių transporto dyzelinių variklių elektroninės valdymo sistemos, registruojančios pagrindinius darbo režimus bei jų energetinius rodiklius, sudaro pagrindą, pritaikius šių duomenų apdorojimo bei analizės technologijas, vykdyti DV pereinamųjų procesų tyrimus eksploatacijos sąlygomis.
2. Pereinamųjų režimų tyrimams sukurta ir panaudota realios eksploatacijos sąlygomis reostatinių bandymų duomenų apdorojimo metodika ir jos realizavimo priemonės:
 - 2.1. MTU variklio dviejų duomenų registravimo sistemų įrašymo laiko sinchronizavimo programa, sukurta „National Instruments LabView“ programavimo aplinkoje. Duomenys sinchronizuojami tikslumu iki 1 s;
 - 2.2. *Caterpillar* variklių duomenų įrašymo programos „Dialogo“ duomenų formato perdarymo iš grafinio į skaitmeninį formatą technologija. Pervedimo paklaida – 0,12 %;
 - 2.3. EVS registruojamų duomenų variklio darbo nusistovėjusia apkrova režimų atrinkimo ir nusistovėjusios eksploatacinės charakteristikos formavimo algoritmas.
3. Sukurtų technologijų adaptacija atlikta vykdant DV energetinių parametų tyrimą, varikliui dirbant pereinamaisiais režimais nustatyta, kad valandinio degalų suvartojimo reikšmės pereinamojo darbo režimo metu yra iki 400 % didesnės nei esant atitinkamam nusistovėjusios apkrovos darbo režimui.

Eksploatacinio apkrovos ciklo struktūros tyrimas

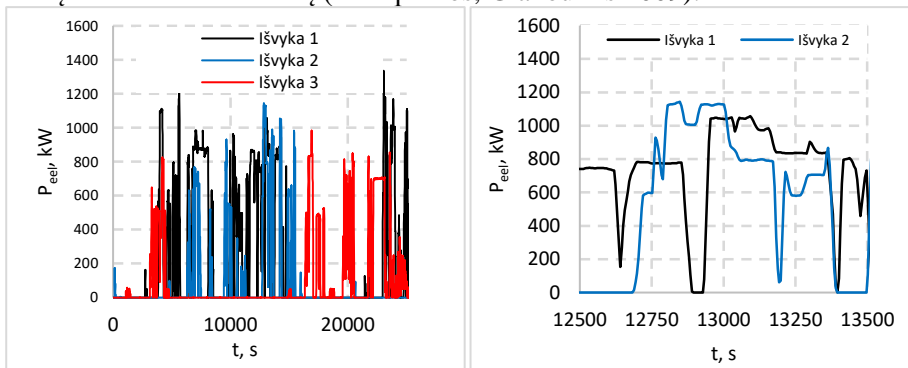
3.1. Sunkiojo transporto paskirties dyzelinių variklių apkrovos ciklo analizė

Dyzelinių variklių darbas pereinamaisiais režimais vyksta įvairios paskirties transporte: lokomotyvuose, spec. paskirties laivyne, pvz., laivuose vilkikuose, kurie vykdo laivų vedimo uoste, pristūmimo prie krantinės, atitraukimo nuo krantinės ir kitas operacijas. Tipinį vilkiko apkrovų ciklą daugiausia sudaro mažos apkrovos režimai (nepriklausomai nuo operacijos tipo iki 60 % darbo trukmės sudaro 20 % nominalios galios neviršijančios apkrovos, o aukštos apkrovos režimai, viršijantys 50–60 %, sudaro < 10 %) (Varalakshmi 2010). Kaip ir kitais analizuotais atvejais, vilkikuose įdiegti varikliai taip pat dirba pereinamaisiais apkrovos režimais daugelio operacijų metu, be to, vilkikų varikliams taip pat keliamas greitos reakcijos į apkrovos pasikeitimą reikalavimas (Schwarzcase B. et al.). Staigaus variklio apkrovos pasikeitimo pavyzdžiai vilkiko jėgainės variklyje pateikti 23 paveiksle. Pav. (a) dalyje pateiktas vieno iš dviejų nedidelės galios (800 kW) variklio apkrovos šuolis nuo ~50 % apkrovos iki artimos maksimaliai apkrovai ir atgal per mažiau nei 60 sekundžių. Pav. (b) dalyje pateiktas vilkike įdiegto MTU 16V4000M71 variklio sūkių dažnio pasikeitimas nuo 600 iki beveik 2000 min⁻¹ per 60 sek.



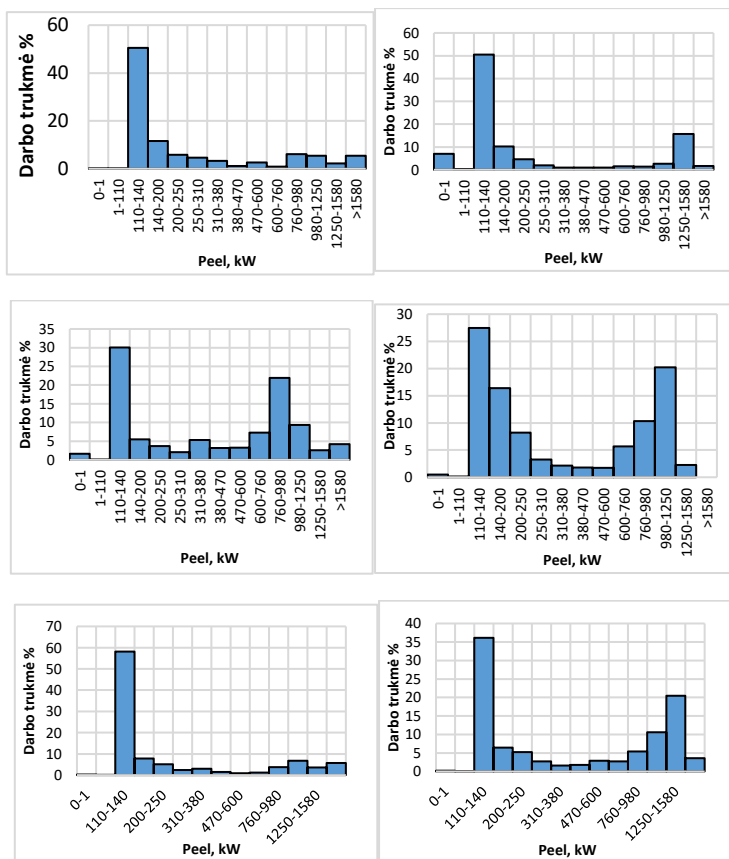
23 pav. Vilkikų dyzelinių variklių pereinamosios apkrovos ciklo pavyzdžiai (Kazuhiro; Schwarzcse et al.)

Lietuvos geležinkelio linijose dirbančių krovinių lokomotyvų dyzelinių variklių apkrovos ciklams charakteringa didelė darbo pereinamaisiais apkrovos režimais trukmė lyginant su bendra darbo trukme. Tipinių apkrovos ciklų pavyzdys pateiktas 24 paveiksle. Lyginant skirtingas išvykas taip pat galima pastebėti, kad eksploatacinio ciklo struktūra kinta santykinai nedaug – vyrauja pereinamieji režimai, kai apkrova kinta nuo tuščios eigos iki artimos vidutinei ar net nominaliai galiai. Toks didelis apkrovos svyravimas lemia didesnę degalų suvartojimą, kenksmingų teršalų emisijas ir mažesnę variklio motoresursą (Rakopoulos, Giakoumis 2009).



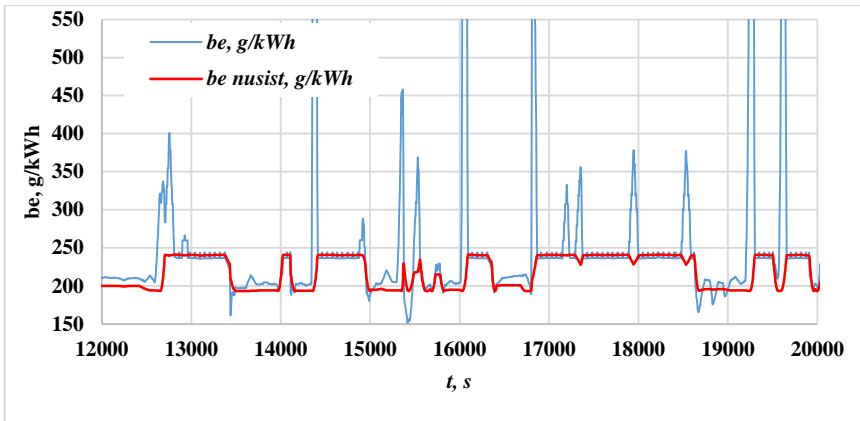
24 pav. Apkrovos ciklo fragmentas

Variklio apkrovos lygis eksploatacijos metu susideda iš darbo apkrovos artimos tuščia eiga ir didelės apkrovos, kai pasiekama iki ~80 % nominalios variklio galios. 25 paveiksle pateiktas 6 skirtingų išvykų CAT3512B-HD variklio eksploatacinių ciklų apkrovos pasiskirstymas. Kaip galima pastebėti, nepriklausomai nuo išvykos (pateikti duomenys Kena–Vaidotai, Vaidotai–Kybartai ir Vaidotai–Radviliškis) 30–60 % viso laiko variklis dirba 1–100 kW (600–700 min⁻¹ sūkių dažnio) elektrinės galios (P_{eel}) diapazone ir daugeliu atveju beveik visiškai praleidžiant diapazonus 300–500 kW (800–1200 min⁻¹ sūkių dažnio) elektrinės galios ir vėl didėjant eksploataciniam laikui, o elektrinė galia siekia 1300–1500 kW (sūkių dažnis 1501700 min⁻¹) diapazone nuo 6 iki 20 % eksploatacijos laiko.



25 pav. Lokomotyvo variklių eksploatacinio apkrovos ciklo struktūra

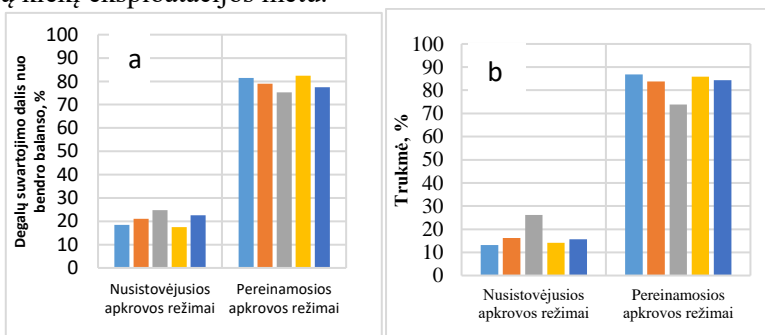
Pagrindinis paaiškinimas dėl didelio darbo laiko tuščia apkrova galėtų būti charakteringi lokomotyvo valdymo bruožai – lokomotyvo išibėgėjimas ir įgreitinimas, kai variklis dirba didelėmis apkrovomis (1300–1500 kW). Traukiniui išibėgėjus, variklio apkrova sumažinama, o traukinys juda varomas inercinių jėgų. Greičiui mažėjant variklis vėl greitai apkraunamas traukinio greičiui padidinti. Tai taip pat patvirtina ir pereinamųjų režimų analizės duomenys, kadangi apkrova dažnai keičiama dideliame diapazone. Tokiu būdu sutaupoma degalų – išnaudojamos traukinio inercinės jėgos ir reljefo (nuokalnių) teigiama įtaka, tačiau neįvertinamas apkrovos keitimo indėlis į suminį degalų suvartojimą, lyginant su darbu nusistovėjusia apkrova. Iš literatūros žinoma, kad pereinamojo režimo metu smarkiai padidėja degalų suvartojimas (Rakopoulos, Giakoumis 2009). Žymiai didesnis degalų suvartojimas matomas lokomotyvų eksploatacijos metu, 26 paveiksle pateiktas specifinio degalų suvartojimo duomenų fragmentas iš eksploatacijos. Čia $b_{\text{nusist.}}$ – degalų suvartojimas nusistovėjusio darbo režimo metu.



26 pav. Specifinio degalų suvartojimo nusistovėjusiu režimu ir faktinių duomenų iš eksploatacijos palyginimas

Faktinis specifinis degalų suvartojimas nusistovėjusiu darbo režimu išlieka normaiose ribose, tačiau pereinamojo režimo metu padidėja 300 %.

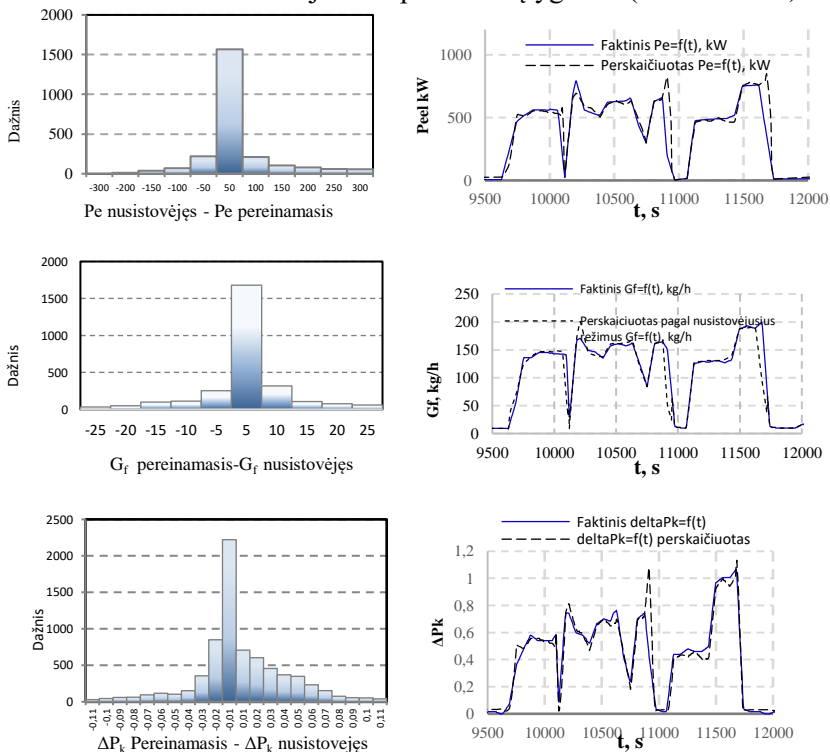
Lokomotyvo variklio apkrovos ciklo, 5 skirtingų išvykų, struktūra pagal degalų suvartojimą pateikta 27 pav. Čia pereinamųjų režimų metu vykstantis degalų suvartojimas sudaro iki 80 % nuo viso bendro degalų suvartojimo eksploatacijos metu. Atsižvelgiant į faktą, kad pereinamosios apkrovos metu dažnu atveju variklio naudingo veikimo koeficientas yra mažesnis nei dirbant nusistovėjusia apkrova, galima daryti išvadą, kad didelis pereinamosios apkrovos režimų kiekis eksploatacijoje nulemia didesnę suminių degalų suvartojimą ir didesnę suminę CO₂ emisiją išvykai. Tačiau tai taip pat leidžia pagrįstai teigti, kad tipinis lokomotyvo variklio eksploatacinis ciklas turi potencialius energijos taupymo rezervus, atitinkamai sumažinus pereinamosios apkrovos režimų kiekį eksploatacijos metu.



27 pav. Apkrovos ciklo analizės pagal nusistovėjusios ir pereinamosios apkrovos santykį: a – pagal suvartotus degalus, b – pagal darbo trukmę

3.1. Pereinamosios apkrovos režimų įtakos tyrimas

Analizuojant transporto paskirties dyzelinio variklio CAT3512B-HD eksploatacinio ciklo duomenis, CAT3512B-HD variklio vidutinis elektrinės galios pasikeitimo greitis yra 8,9 kW/s. Vidutinis greitis išlieka toks pat tiek didinant, tiek mažinant apkrovą (+8,9 kW/s arba -8,9 kW/s). Maksimalus apkrovos padidėjimas siekia 81 kW/s didinant apkrovą (tai sudaro apie 4,7 % nuo nominalios apkrovos) ir apie -88 kW/s mažinant apkrovą (apie 5,2 % nuo nominalios galios) Atitinkamai sūkių dažnio pokytis sudaro vidutiniškai $0,175 \text{ s}^{-2}$, maksimalus sūkių dažnio pokytis sudaro $1,66 \text{ s}^{-2}$. Ciklinės porcijos pasikeitimo vidurkis yra apie 0,003 g/s, maksimali reikšmė siekia iki 0,075 g/s didinant ir mažinant apkrovą. Eksploatacinių parametrų nuokrypius pereinamųjų režimų metu patogiu analizuoti lyginant juos su variklio parametrais dirbant nusistovėjusios apkrovos sąlygomis. Palyginimas atliekamas lyginant parametrų reikšmes esant tam pačiam sūkių dažniui (n-idem). Tokio palyginimo pavyzdys pateiktas 28 pav. dešinėje, kur mėlyna kreivė žymi faktines parametro reikšmes, o juoda brūkšninė kreivė – teoretines parametro reikšmes nusistovėjusios apkrovos sąlygomis (esant n-idem).



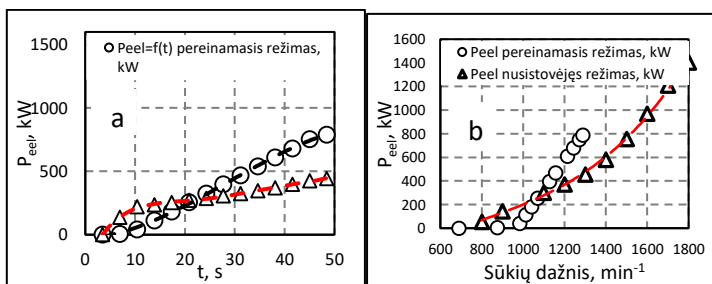
28 pav. Eksploatacinių parametrų nuokrypiai pereinamųjų režimų metu: kairėje – parametrų nuokrypių (eksploatacinio ciklo metu) histograma, dešinėje – parametrų palyginimo fragmentas

Įvertinti variklio elektrinės galios, valandinio degalų suvartojimo, pripūtimo slėgio nuokrypiai realaus eksploatacinio ciklo metu.

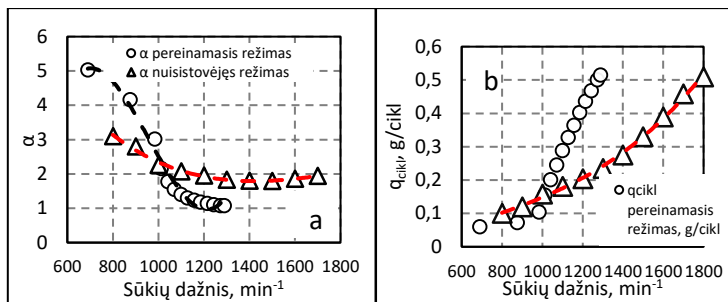
Galios skirtumas lyginant su nusistovėjusios apkrovos režimais siekia net iki 300 kW (~18 % nuo nominalios galios), o dažniausiai pasitaikantis nuokrypis yra 50 kW arba ~3 % mažesnė galia nei atitinkamos nusistovėjusios apkrovos sąlygomis. Pripūtimo parametrų nuokrypis atskirais atvejais sudarė iki 0,11 bar. Labiausiai vyraujantis ΔP_k nuokrypis buvo 0,01 bar (didesnis nei nusistovėjusio režimo metu) ir 0,02 bar (mažesnis nei nusistovėjusio režimo metu). Valandinis degalų suvartojimas dažniausiai buvo iki 5 kg/h didesnis nei nusistovėjusios apkrovos režimo metu. Maksimalios ir minimalios suvartojimo reikšmės gali siekti iki 25 kg/h daugiau nei nusistovėjusios apkrovos metu.

Apibendrinant 29, 30 ir 31 paveiksluose pateiktus rezultatus akivaizdu, kad Lietuvos geležinkelių linijose dirbančių lokomotyvų eksploatacinis ciklas susideda iš nuolat kintančios apkrovos, tarp tuščios eigos ir artimos nominaliai galiai, režimų, kurių metu vyksta santykinai nedidelis degalų suvartojimo padidėjimas lyginant su nusistovėjusia apkrova.

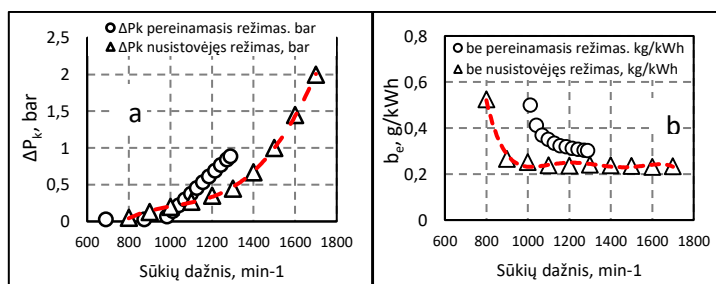
Tačiau atskirais atvejais, priklausomai nuo variklio būsenos pasikeitimo greičio, gali būti gaunami kur kas didesni parametrų svyravimai. Vykstant išibėgėjimui (30 pav.), valdiklis progresyviai ir greitai didina ciklinę porciją iki beveik maksimalios ribos (31 pav.). Turbokompresorius tuo pat metu negali atitinkamai didinti paduodamo oro kiekio. Kol degalų ciklinė porcija yra žemesniame nei nusistovėjusios apkrovos lygyje, paduodamas oro kiekis yra pakankamas normaliam variklio darbui. Sūkių dažniui padidėjus daugiau nei 1000 min^{-1} (31 pav.), degalų ciklinė porcija padidėja daugiau nei normalus nusistovėjusiai apkrovai lygis, ir turbokompresoriaus paduodamo oro kiekio didėjimas pradeda atsilikti nuo augančios degalų porcijos. Proceso pabaigoje pripūtimo slėgis pasiekia tik ~30 % nuo atitinkamo nusistovėjusios apkrovos lygio (32 pav.), degalų porcijai siekiant maksimalios degalų porcijos ribą. Tuo pat metu oro pertekliaus koeficientas (α) sumažėja (nuo 2,25 esant 1000 min^{-1} iki 1,08 esant 1400 min^{-1}). Nepakankamas oro kiekis efektyviam degalų sudeginimui cilindre lemia žymiai didesnes specifinio degalų suvartojimo reikšmes (nuo 26 % esant 1288 min^{-1} iki 58 % esant 1040 min^{-1}) (32 pav.).



29 pav. CAT 3512B-HD galia išibėgėjimo metu $P_{eel}=f(t)$ (a) ir $P_{eel}=f(n)$ (b)



30 pav. CAT 3512B-HD oro pertekliaus koeficientas (a) ir ciklinė degalų porcija (b) išibėgėjimo metu

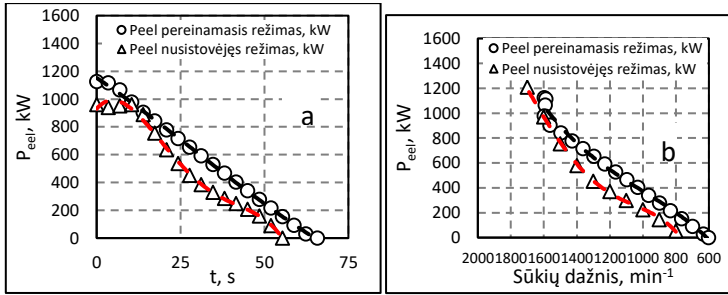


31 pav. CAT 3512B HD pripūtimo slėgis (a) ir specifinis degalų suvartojimas (b) išibėgėjimo metu.

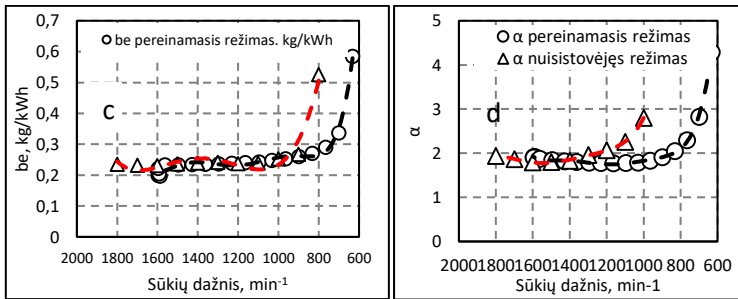
Be minėto padidėjusio degalų suvartojimo iš kitų mokslininkų atliktų darbų žinoma, kad toks oro trūkumas lemia padidėjusią suodžių emisijas ir dūmingumą (Rakopoulos, Giakoumis 2009).

Apkrovos sumažėjimas, kai valdiklis sumažina vidaus degimo variklio ciklinę degalų porciją, literatūroje nagrinėjamas kur kas mažiau nei apkrovos padidėjimas, nes mažėjant degalų porcijai nesusidaro kenksmingų oro ir degalų santykių. Mažėjant apkrovai, degalų ciklinė porcija palaipsniui mažinama (32 pav.). Dėl tos priežasties, priešingai nei išibėgėjimo atveju, turbokompresoriaus vėlavimas lemia didesnę nei esant nusistovėjusiai apkrovai oro padavimą, užtikrinamas pakankamas efektyviam degimui oro pertekliaus vertes.

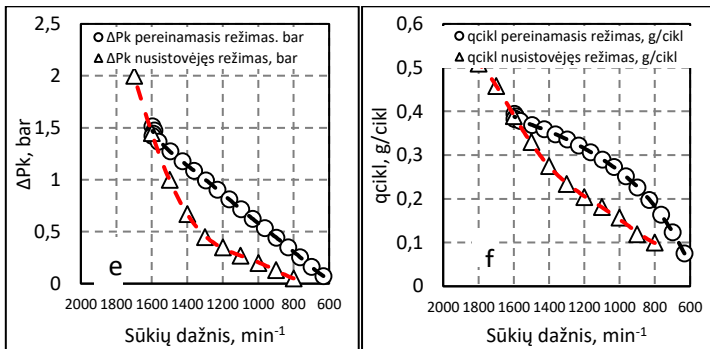
Rezultatas – tiek oro pertekliaus koeficientas, tiek ir specifinis degalų suvartojimas reikšmingai skiriasi nuo nusistovėjusios apkrovos reikšmių tik esant mažai apkrovai (33 pav).



32 pav. CAT 3512B-HD variklio apkrovos sumažėjimas pagal laiką ir sūkių dažnį



33 pav. CAT 3512B-HD variklio apkrovos sumažėjimas:
c – specifinis degalų suvartojimas, d – oro pertekliaus koeficientas

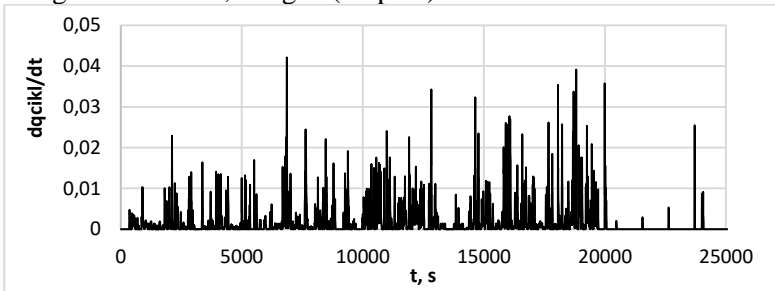


34 pav. CAT 3512B-HD variklio apkrovos sumažėjimas:
e – pripūtimo slėgis, f – ciklinė degalų porcija

Tyrimų objekto CAT 3512B-HD variklio apkrovos ciklas daugiausia susidaro iš pereinamųjų apkrovos režimų, kurie daro įtaką variklio suminiam degalų suvartojimui. Remiantis šiuo faktu tikslinga toliau analizuoti variklio apkrovos ciklus bei ieškoti būdų sumažinti neigiamą pereinamųjų apkrovos režimų įtaką. Dėl to prasminga suformuoti ir kokybiškai įvertinti skirtingų pereinamųjų apkrovos režimų įtaką, nustatyti pagrindinius neigiamą įtaką lemiančius rodiklius bei sudaryti pagrindą greitai parengti

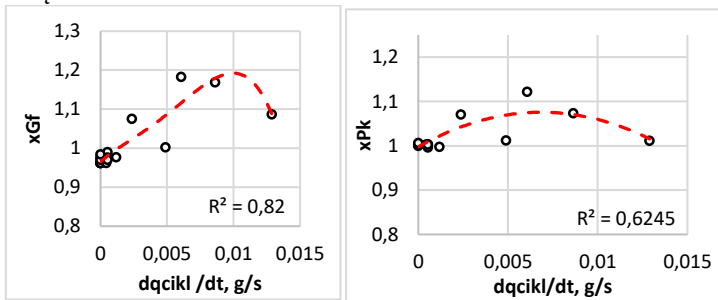
realų apkrovos ciklą vertinti galintį matematinį modelį ir ieškoti būdų sumažinti pereinamosios apkrovos režimų įtaką.

Vienas iš faktorių, lemiančių pereinamosios apkrovos įtakos stiprumą, yra parametru, taip pat ir variklio sūkių dažnio (Magnus 2004) bei apkrovos (Rakopoulos et. al. 2009), pasikeitimo greitis. Kadangi variklio galią ir sūkių dažnį diktuoja reguliatorius, keisdamas paduodamą degalų porciją, tikslinga nagrinėti parametru pokyčius pagal degalų ciklinės porcijos keitimo greitį dq_{cikl}/dt (34 pav.). Degalų porcijos pasikeitimo greitis eksploatacijos metu kinta diapazonu nuo 0 nusistovėjusios apkrovos metu iki 0,075 g/s ir nėra priklausomas nuo degalų porcijos dydžio, o vidutinis ciklinės porcijos pasikeitimo greitis siekia 0,015 g/s² (35 pav.).



35 pav. Degalų ciklinės porcijos keitimosi greitis eksploatacijos metu

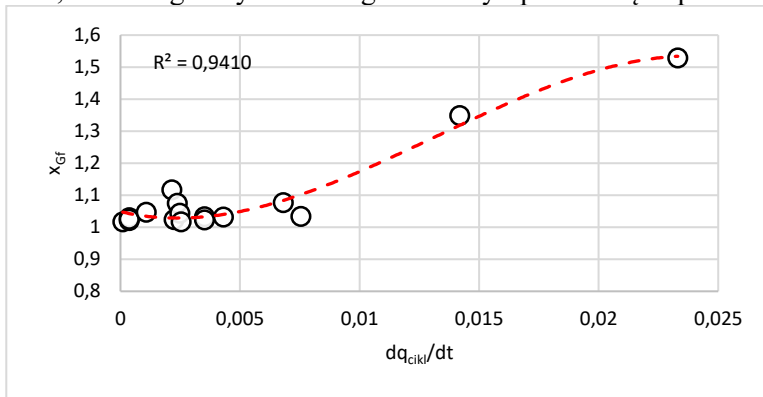
36 paveiksle pateiktos santykinų parametru $x_{Gf} = \frac{Gf}{Gf_{nusist}}$; $x_{Pe} = \frac{P_{eel}}{P_{eel\ nusist}}$; $x_{Pk} = \frac{P_k}{P_{k\ nusist}}$ priklausomybės nuo ciklinės degalų porcijos pasikeitimo greičio $\frac{dq_{cikl}}{dt}$. Iš paveikslų matyti, kad degalų porcijos keitimosi greitis turi įtakos degalų suvartojimo padidėjimui dėl pereinamosios apkrovos režimo, tačiau koreliacijos koeficiento reikšmės neaukštos, o duomenys pasižymi dideliu išsibarstymu, nes vienu metu kinta daug variklio parametru.



36 pav. Degalų suvartojimo padidėjimo priklausomybės nuo degalų įpurškimo porcijos keitimosi greičio grafikai

Vienas iš galimai lemiančių faktorių galėtų būti apkrovos pasikeitimo pradžia ir pabaiga, be to, norint įvertinti tik proceso greičio įtaką, eliminuojant padidėjusios ab-

soliučios ciklinės porcijos dydį. Tokiu atveju tikslinga analizuoti parametrus su skirtingu ciklinės degalų porcijos pasikeitimo greičiu visiems kitiems parametrams esant fiksuotiems, tačiau nagrinėjamų variklių apkrovos cikle nesuformuojami režimai, kurie leistų surinkti tokius duomenis. Kita galimybė yra nagrinėti parametrus su fiksuotu kitų parametru kitimo diapazonu ($x_{Gf} = f(d_{qcikl}/dt)$), grafikas pateiktas 37 paveiksle. Čia pateikti duomenys, kai variklio apkrova keičiasi nuo tuščios eigos iki 400 kW, degalų ciklinę porciją keičiant skirtingu greičiu. Iš grafiko akivaizdu, kad degalų suvartojimo padidėjimas lyginant su nusistovėjusia apkrova didėja iki 50 %, didėjant degalų porcijos padidėjimo greičiui nuo 0 iki 0,023 g/s². Artimus šiam rezultatui gavo ir Magnus Lindgren, kai vykdė agrotechnikoje naudojamų dyzelinių variklių darbą pereinamosios apkrovos sąlygomis. Tačiau tinkamai nustatyti ryšius reikalinga priemonė, galinti apdoroti didelius duomenų masyvus su galimybe lanksčiai interpoliuoti trūkstamas parametrų vertes, neturint galimybės tiesiogiai nustatyti parametru tarpusavio ryšių.



37 pav. Ciklinės degalų porcijos pasikeitimo įtaka degalų suvartojimui apkrovos keitimosi diapazone nuo 0 iki 400 kW

Minėtą galimybę apdoroti didelius duomenų masyvus ir su pakankamu tikslumu interpoliuoti parametru reikšmes nežinant jų tiesioginių ryšių suteikia pirmajame skyriuje aptarti dirbtiniai neuroniniai tinklai (Deng et al. 2011).

3.3. Trečiojo skyriaus išvados

1. Naudojant sukurtą metodiką ir priemones ištirta sunkių šilumvežių dyzelinių variklių eksploatacinio apkrovos ciklo struktūra:

- 1.1. Didžiąją eksploatacinio laiko dalį, vidutiniškai 83 % darbo laiko, lokomotyvų varikliai dirba pereinamaisiais darbo režimais;
- 1.2. Dirbdami pereinamaisiais režimais lokomotyvų DV suvartoja iki 80 % nuo visų eksploatacinių degalų sąnaudų;

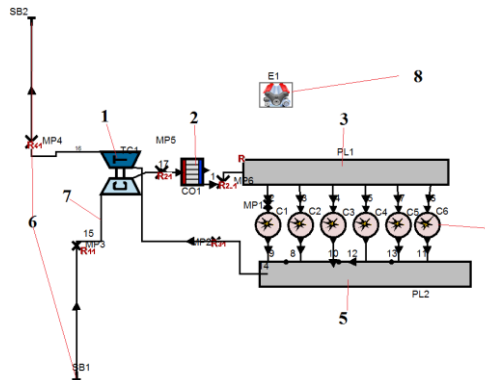
- 1.3. Darbas pereinamaisiais režimais charakterizuojamas energijos panaudojimo efektyvumo pablogėjimu: specifinis degalų suvartojimas, lyginant su nusistovėjusiu darbo režimu, yra iki 300 % didesnis.
2. Išanalizuoti pagrindiniai degalų sąnaudas eksploatacijoje lemiantys pereinamųjų režimų dinaminiai faktoriai: ciklinės porcijos greitis dq_{cikl}/dt ir pereinamojo režimo pradžios ciklinė porcija $q_{cikl, prad.}$. Nustatyta funkcinė priklausomybė tarp santykinio parametrų pasikeitimo ir dinaminių faktorių su determinacijos koeficientu $R^2=0,94$.
 3. Siekiant padidinti analizės adekvatumą kiekybiniu lygmeniu, tikslinga įvertinti kitus pereinamąjį režimą veikiančius faktorius ir jų tarpusavio ryšius panaudojant dirbtinių neuroninių tinklų aproksimacijos metodą.
 4. Siekiant padidinti matematinių sprendimų adekvatumą, papildyti DNT ir panaudoti kartu su praktikoje paplitusiais modeliais (pvz., *AVL Boost*).

Vdv pereinamosios apkrovos režimų matematinio modelio parengimas

4.1. Variklio darbo nusistovėjusia apkrova matematinio modelio sukūrimas

Viena iš populiarejančių vidaus degimo variklių matematinio modeliavimo tyrimų priemonių – specialios vidaus degimo variklių darbo proceso ir išmetamųjų dujų teršalų susidarymo matematinio modeliavimo programos. Dažniausiai tokiuose programiniuose paketuose būna įdiegta daug plačiai naudojamų matematinų modelių darbo procesui variklio cilindre modeliuoti (*AVL Boost, Ricardo, OpenWam*). Be pagrindinių šilumos išsiskyrimo matematinų modelių, šiose programose yra įdiegti įvairių variklio elementų (turbokompresoriaus, nestandartinių (perforuotų, kintančio profilio) vamzdynų, pripūtimo kolektorių) matematiniai modeliai (*Boost Users Guide*). Viena iš populiariausių vidaus degimo variklio darbo proceso matematinio modeliavimo programų, aptarta pirmajame skyriuje, yra „AVL Advanced Simulation Technologies“ kompanijos programa *AVL Boost (Boost Users Guide)*.

AVL Boost vidaus degimo variklio darbo proceso matematinio modeliavimo programa paremta intuityvia grafine vartotojo sąsaja bei sąlyginai nesudėtingu variklio modelio formavimu (38 pav.).



38 pav. CAT 3512B-HD variklio vienos sekcijos modelis *Boost* programoje (1 – turbokompresorius, 2 – tarpinis oro aušintuvas, 3 – pripūtimo kolektorius, 4 – cilindrai (6 cilindrai vienoje sekcijoje), 5 – išmetimo kolektorius, 6 – ribinių sąlygų nustatymo elementai, 7 – jungiamieji vamzdynai)

4.1.1. Darbo proceso cilindre matematinis modeliavimas

Šio tyrimo eigoje suformuotame modelyje iš esančių AVL *Boost* programos sudėtyje šilumos išsiskyrimo modelių pasirinktas gerai žinomas *Woschni/Anisits* matematinis modelis. Pasirinkimas paremtas sąlyginai nedideliu reikalingų pradinių parametru kiekiu (*Vibe* lygties parametrai, degalų įpurškimo paskubos kampas, oro bei degalų santykis ir cilindro vidiniai parametrai (slėgis ir temp.) tiriamame taške) ir modelio galimybe įvertinti *Vibe* parametrus kituose variklio sūkių dažnio ir apkrovos režimuose (*Boost theory*). *Woschni/Anisits* modelio naudojimas taip pat buvo patvirtintas kaip tinkamas pereinamosios apkrovos režimų modeliavimui Rakopoulos ir Giakoumis vykdytoje analitinėje pereinamosios apkrovos režimų matematinio modeliavimo apžvalgoje (Rakopoulos, Giakoumis 2006). Šilumos išsiskyrimas *Woschni/Anisits* skaičiuojamas pagal (4) formulę:

$$\Delta\alpha = \Delta\alpha_{c,ref} \cdot \left(\frac{AF_{ref}}{AF}\right)^{0,6} \cdot \left(\frac{n}{n_{ref}}\right)^{0,3} \quad (4)$$

$$m = m_{ref} \cdot \left(\frac{id_{ref}}{id}\right)^{0,6} \cdot \left(\frac{p_{IVC}}{p_{IVC,ref}}\right) \cdot \left(\frac{T_{IVC,ref}}{T_{IVC}}\right) \cdot \left(\frac{n}{n_{ref}}\right)^{0,3} \quad (5)$$

čia $\Delta\alpha_c$ – degimo trukmė, avpk; AF – oro ir degalų santykis; n – variklio sūkių dažnis, min^{-1} ; m – *Vibe form* faktorius; id – indukcijos periodas, avpk; P_{IVC} – slėgis po pripūtimo vožtuvo užsidarymo, Pa; T_{IVC} – temperatūra cilindre po pripūtimo vožtuvo užsidarymo, K; $Index_{ref}$ – žinomo darbinio taško indeksas; Indukcijos periodas programoje apskaičiuojamas pagal Andree ir Pachernegg.

Šilumos perdavimui pasirinktas specialus AVL *Boost* programoje esantis AVL 2000 šilumos perdavimo matematinis modelis. AVL2000 remiasi *Woschni* šilumos perdavimo koeficiento apskaičiavimo modeliu, papildant jį šilumos mainų dujų mainų

fazės metu įvertinimu (AVL *Boost* theory; Andree, Pachernegg 1969). Šilumos perdavimo koeficientas skaičiuojamas pagal (6) formulę:

$$\alpha = \text{Max} \left[\alpha_{\text{Woschni}} 0,013 d^{-0,2} p^{0,8} T^{-0,53} \left(c_4 \left(\frac{d_{in}}{d} \right)^2 |v_{in}| \right)^{0,8} \right] \quad (6)$$

čia α – šilumos perdavimo koeficientas, $\frac{J}{K \cdot m^2}$;

$C_{14} = 14$; d – cilindro skersmuo, m; T – temperatūra, K; d_m – pripūtimo kanalo skersmuo; v_m – srauto greitis pripūtimo kanale.

Detalūs modelio parametrai pateikti E priede.

4.1.2. Kitų VDV sistemos elementų parinkimas

Atsižvelgiant į ribotą eksploatacijoje esančių variklių duomenų prieinamumą, turbokompresoriaus (1 elementas 42 paveiksle) modeliavimui parinktas pirmajame skyriuje aprašytas supaprastintas AVL turbokompresoriaus modelis, kai nurodomas suspaudimo laipsnis kompresoriuje. Šis modelis tinkamas modeliuojant variklio darbą nusistovėjusiais apkrovos režimais ir jam nereikia detalių turbokompresoriaus parametrų bei darbinį charakteristikų. Turbokompresoriaus darbas apskaičiuojamas pagal pirmą termodinamikos dėsnį, vidutinė kompresoriaus galia turi atitikti vidutinę turbinos galia:

$$P_c = P_t \quad (7)$$

čia P_c – kompresoriaus galia, W; P_t – turbinos galia, W.

Turbokompresoriaus naudingo veikimo koeficientas apskaičiuojamas pagal (8) formulę:

$$\eta_{TC} = \eta_{m,TC} \cdot \eta_{s,T} \cdot \eta_{s,c} \quad (8)$$

čia η_{TC} – bendras turbokompresoriaus naudingo veikimo koeficientas.

Supaprastintame modelyje nėra vertinamos turbokompresoriaus dinaminės savybės (pvz., darbinio rato greitis), be to, turbokompresoriaus naudingo veikimo koeficientas priimamas pastovus visais darbo režimais.

Pagrindiniai turbokompresoriaus modelio parametrai pateikti E priede.

AVL *Boost* programoje taip yra ir kito svarbaus sunkiojo transporto dyzelinių variklių pripūtimo sistemos elemento – tarpinio oro aušintuvo (42 pav.)– bei dujų dinaminio pripūtimo ir išmetimo matematiniai modeliai. CAT3512B-HD variklyje yra du oro aušintuvai. *Boost* automatiškai sukuria detalių oro aušintuvo skaičiavimo modelį. Modelis įvertina dujų dinamiką oro aušintuve, taip pat slėgio kritimą priklausomai nuo faktinių srautų sąlygų. Siekiant supaprastinti modelio parengimą, *Boost* programoje parengta tik viena iš dviejų identiškių CAT 3512B-HD variklio sekcijų (42 pav. 2 elementas). Detalūs oro aušintuvo parametrai pateikti E priede.

Pripūtimo ir išmetimo kolektorių, kaip ir vamzdynų modelių, parametrai paimti pagal variklio geometrinius duomenis. Dujų judėjimas vamzdynuose *Boost* skaičiuojamas kaip vienmatis dujų srautas – pagal Oilerio lygtį (9):

$$\frac{\partial U}{\partial t} + \frac{\partial F(U)}{\partial x} = S(U) \quad (9)$$

čia U – būsenos vektorius:

$$U = \begin{pmatrix} \rho \\ \rho \cdot u \\ \rho \cdot \bar{c}_V \cdot T + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot u^2 \\ \rho \cdot w_j \end{pmatrix} \quad (10)$$

Srauto vektorius F :

$$F = \begin{pmatrix} \rho \cdot u \\ \rho \cdot u^2 + p \\ u \cdot (E + p) \\ \rho \cdot u \cdot w_j \end{pmatrix} \quad (11)$$

$$E = \rho \cdot \bar{c}_V \cdot T + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot u^2 \quad (12)$$

Dujų šaltinį dešinėje pusėje sudaro:

$$S(U) = S_A(F(U)) + S_R(U) \quad (13)$$

$S_A(F(U))$ – srautai, kuriuos sukelia ašiniai pasikeitimai vamzdynuose:

$$S_A(F(U)) = -\frac{1}{A} \cdot \frac{dA}{dx} \cdot \left(F + \begin{pmatrix} 0 \\ -p \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \right) \quad (14)$$

$$S_R(U) = \begin{pmatrix} 0 \\ \frac{F_R}{V} \\ \frac{q_W}{V} \\ MW_j \left(\sum_i^{R_{hom}} V_{i,j} \cdot \dot{r}_i \right) \end{pmatrix} \quad (15)$$

$S_R(U)$ – šaltiniai, apskaičiuoti įvertinant homogenines chemines reakcijas, šilumos ir masės mainus tarp dujų ir kietų medžiagų bei trinties šaltinių.

Trintis tarp dujų ir vamzdyno apskaičiuojama iš sienelių trinties koeficiento λ_f :

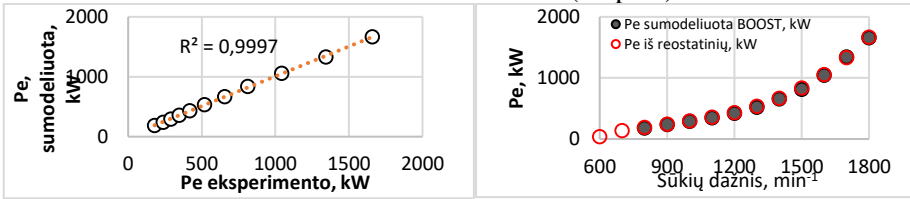
$$\frac{F_r}{V} = \varphi \frac{\lambda_f}{2 \cdot d_{hyd}} \cdot \rho \cdot u \cdot |u| \quad (16)$$

čia φ – trinties koeficientas (*Fanning factor*), kuris įvertina pokyčius, atsirandančius apvalaus kanalo skerspjūvyje. Apvaliame vamzdyne $\varphi = 1$.

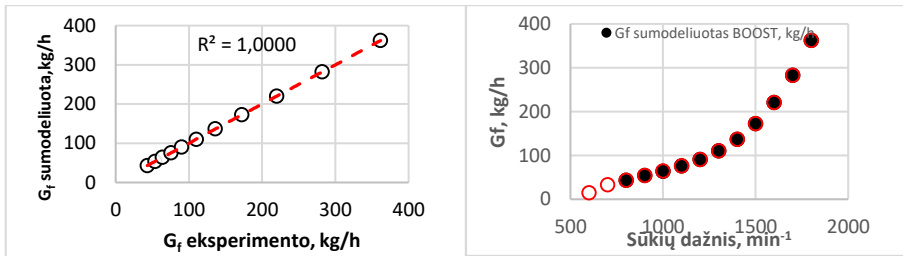
Detalūs modelio vamzdyno parametrai pateikti C priede.

4.1.3. Nusistovėjusios apkrovos modeliavimo rezultatai

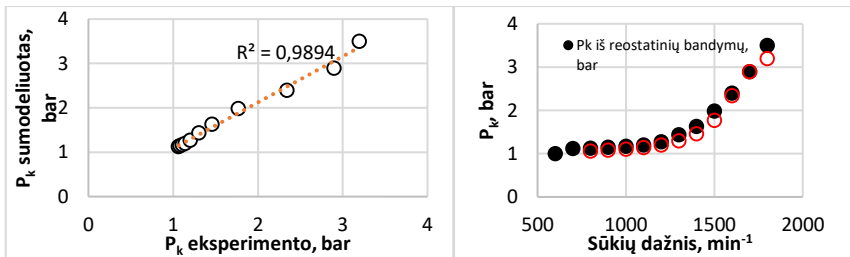
Sunkiojo transporto paskirties dyzelinio variklio CAT3512B-HD eksperimentiniai energetinių rodiklių tyrimai buvo atlikti realios eksploatacijos sąlygomis ir apdoroti pagal metodikos skyriuje aptartą algoritmą. Su algoritmu iš eksperimentinių duomenų suformuotos tiriamojo variklio nusistovėjusių apkrovų charakteristikos. Sunkiojo transporto paskirties dyzelinio variklio CAT3512B-HD techniniai duomenys pateikti 1 lentelėje, eksperimentinių tyrimų rezultatai palyginti su aprašyto AVL *Boost* programa sukurto CAT3512B-HD matematinio modelio (39 pav.) rezultatais.



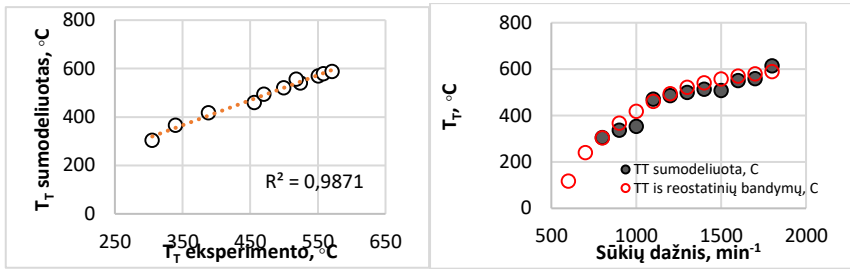
39 pav. *Boost* modelyje apskaičiuotos ir eksperimento metu išmatuotos galios palyginimas



40 pav. *Boost* modelyje apskaičiuoto ir eksperimento metu išmatuoto valandinio degalų sunaudojimo palyginimas.



41 pav. *Boost* modelyje apskaičiuoto ir eksperimento metu išmatuoto pripūtimo slėgio palyginimas

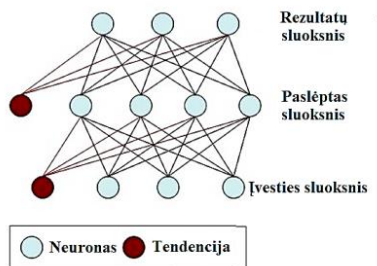


42 pav. Boost modelyje apskaičiuotos ir eksperimento metu išmatuotos išmetamųjų dujų temperatūros palyginimas

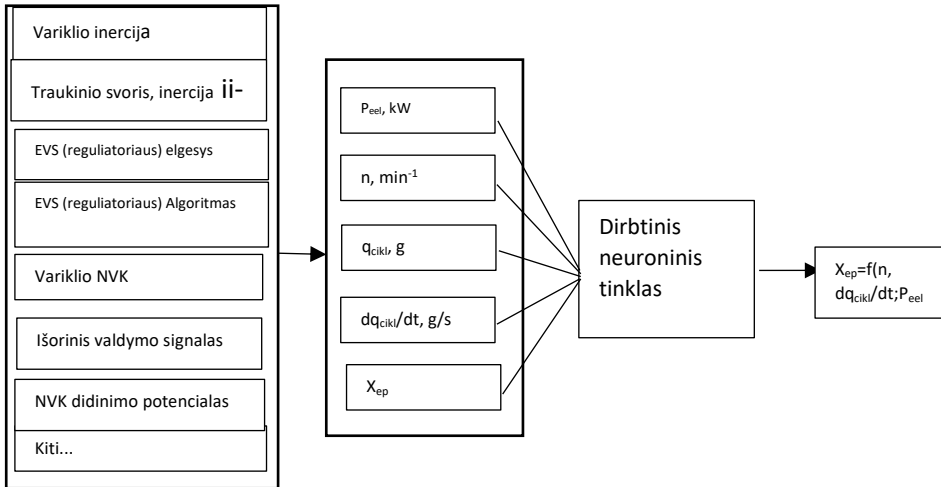
4.2. Pereinamosios apkrovos matematinio modelio parinkimas

4.2.1. Dirbtinių neuroninių tinklų modelio parinkimas

Vienas iš pagrindinių dirbtinių neuroninių tinklų naudojimo privalumų šiame tyrime yra galimybė naudoti duomenis, surinktus išvykų metu. Duomenims apdoroti pasirinktas daugiasluoksnių perceptronų metodas – dirbtinių neuroninių tinklų tipas (*Multi-Layer perseptron*). Tai vienas iš plačiausiai naudojamų dirbtinių neuroninių tinklų, galintis spręsti tiek paprastas, tiek labai sudėtingas užduotis. Daugiasluoksnių tinklo struktūrą sudaro nuosekliai sujungti sluoksniai, kur kiekvieno sluoksnio neuronas savo įėjimais susietas su ankstesnio sluoksnio neuronais, o išėjimais – su tolesnio sluoksnio neuronais. Priklausomai nuo tinklo sudėtingumo signalai daug kartų sumuojami ir netiesiškai transformuojami, kol gaunamos sudėtingos sąvokos sprendimams formuoti pagal dirbtinių neuroninių tinklų pradinuose duomenyse duotą informaciją tolimesniam neuroninio tinklo darbui. Daugiasluoksnių perceptrono dirbtinio neuroninio tinklo principinė schema pateikta 43 pav. (Studenikin 2005; *Statistica help*; Nielsen 2016).



43 pav. Daugiasluoksnių perceptronų dirbtinių neuroninių tinklų principinė schema (*Statistica help*)



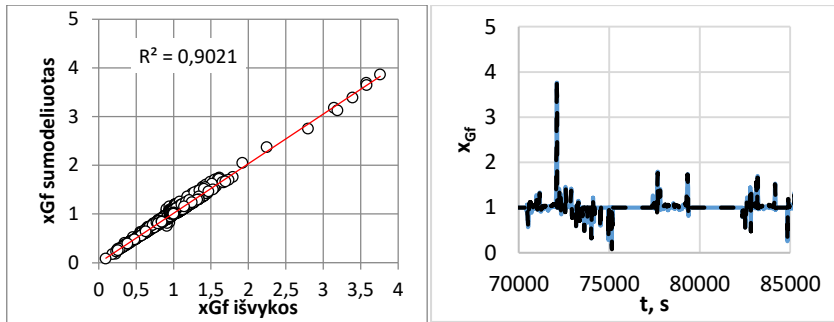
Dirbtinio neuroninio tinklo sukūrimas prasideda nuo neuroninio tinklo parinkimo, pradinių duomenų parengimo ir tinklo apmokymo. Pagrindiniam neuroniniam tinklui panaudojami keturi parametrai, atspindintys variklio sistemos būseną kartu su tiesiogiai nematuojamais parametrais (44 pav.).

44 pav. Pereinamosios apkrovos parametrų modeliavimo neuroniniais tinklais schema

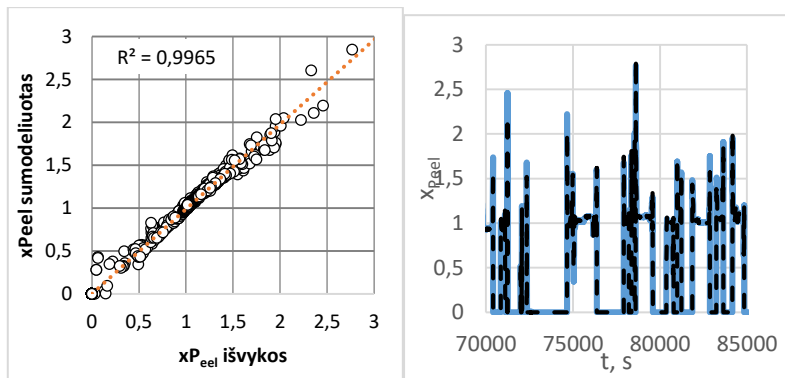
Parinkti penki parametrai: pirmieji trys parametrai skirti nusakyti variklio būseną duotu laiko momentu, ciklinės porcijos pasikeitimo greitis skirtas įvertinti variklio būsenos pastovumą duotu laiko momentu, o santykinis x_{ep} skirtas įvertinti tiriamo parametro nukrypimą nuo idealios vertės.

- P_{eel} , kW – elektrinė galia;
- n , min^{-1} – variklio sūkliai;
- q_{cikl} – ciklinė degalų porcija;
- dq_{cikl}/dt – ciklinės degalų porcijos pasikeitimo greitis;
- X_{ep} – tiriamas santykinis eksploatacinis parametras.

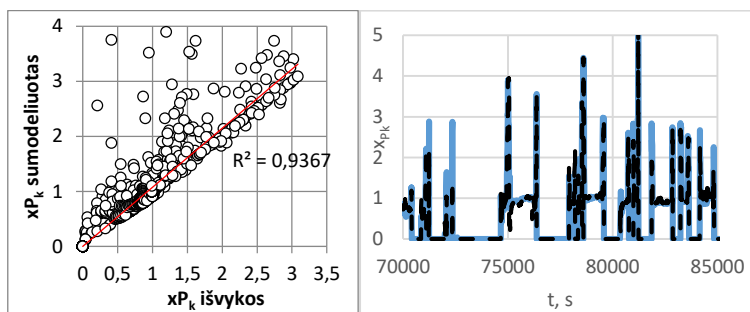
Modeliui pasirinkta regresijos funkcija, tinklų apmokymui buvo parinkti kelių išvykų duomenys, geriausiai koreliuojantys su reostatinių bandymų duomenimis. Neuroninių tinklų mokymui pateiktų duomenų variklio darbo trukmė – 24 valandos, išvykos duomenų registravimo dažnis – 5,505 sekundės. „Statistica“ programos automatizuotam dirbtinių neuroninių tinklų atrinkimo algoritmui pateikiamas minimalus ir maksimalus paslėptų sluoksnių skaičius atitinka 3 ir 10. Apmokymui skirti duomenys sudaro 80 % masyvo apimties, rezultatų tikrinimui – 20 %. Automatizuotas SANN algoritmas išbando tam tikrą kiekį skirtingų dirbtinių neuroninių tinklų derinimo galimybių atrinkdamas geriausią rezultatą davusį variantą (Statistica help). Dirbtinių neuroninių tinklų rezultatai x_{GF} santykinio degalų suvartojimo pereinamosios apkrovos metu įvertinimui pateikti 45 pav.



45 pav. Dirbtiniais neuroniniais tinklais sumodeliuoto ir išmatuoto x_{Gf} parametro palyginimas



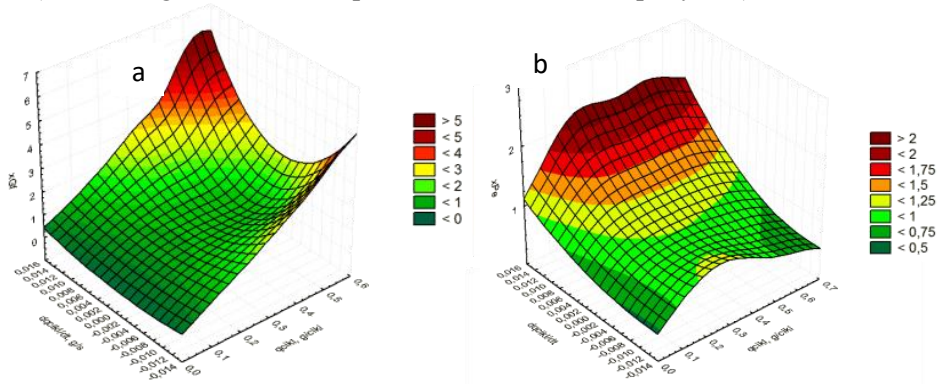
46 pav. Dirbtiniais neuroniniais tinklais sumodeliuoto ir išmatuoto x_{Peel} parametro palyginimas



47 pav. Neuroniniais tinklais sumodeliuoto ir išmatuoto x_{Pk} parametro palyginimas

Palyginus dirbtiniais neuroniniais tinklais gautus rezultatus su faktiniais eksploatacijos metu surinktais duomenimis gautas rezultatas parodė aukštą sutapimo lygį (determinacijos koeficientas R^2 nuo 0,9021 iki 0,9965). Atsižvelgiant į šiuos rezultatus galima daryti išvadą, kad neuroninių tinklų apmokymas buvo sėkmingas, o gauti tinklai

yra pajėgūs modeliuoti x_{ep} parametro reikšmės visame variklio apkrovos ir sūkių dažnio diapazone, įskaitant ir pereinamosios apkrovos režimus. Siekiant gautų tyrimų rezultatų praktinio pritaikymo, tiek formuojant eksploatuojamų transporto priemonių eksploatacinio apkrovos ciklo struktūrą, tiek adaptuojant EVS reguliuojamų parametrų nustatymus konkrečiomis DV eksploatacinėmis sąlygomis, atlikta eksperimentinių tyrimų duomenų sugretinta analizė bei apibendrinimas. Analizė atlikta, nustatant sąsają tarp DV CAT3512B-HD eksploatacinių degalų sąnaudų ir pereinamųjų darbo režimų dinamių faktorių: $G_f=f(q_{cikli.pr.},(dq_{cikli}/dt)_{vid.})$. Žemiau pateikti rezultatai apibendrina 2M62M šilumvežių duomenis pervežant krovinius AB „Lietuvos geležinkeliai“ pagrindinėmis geležinkelio tinklo linijomis. Gauti išvykos parametrų faktinių ir matematinio modeliavimo, naudojant DNT, rezultatų fragmentai pateikti F priede. 48 paveiksle (a x_{Gf} , b x_{Pe}) pateiktas apibendrintas įtakos koeficientų ryšys su q_{cikli} ir dq_{cikli}/dt reikšmėmis (neatsižvelgiant į variklio apkrovos ir sūkių dažnio pokyčius).



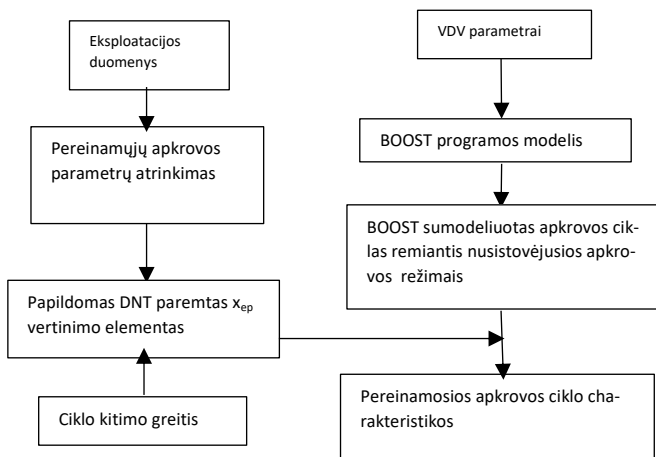
48 pav. x_{Peel} ir x_{Gf} parametrų priklausomybės nuo q_{cikli} ir dq_{cikli}/dt

Gauti rezultatai rodo neigiamą didėjančios variklio dinamikos įtaką energetiniams parametrams. Reikšmėms tostant nuo $dq_{cikli}/dt=0$, x_{Gf} ir x_{Pe} parametrų reikšmės nukrypsta nuo nusistovėjusių darbo režimų reikšmių. Tai ypač gerai pastebima x_{Gf} parametro kitimo grafike, kur ciklinės porcijos didinimo arba mažinimo greitis sukelia valandinio degalų suvartojimo reikšmingą padidėjimą (esant ciklinei degalų įpurškimo porcijai $q_{cikli}=0,2$ g/cikl kintant ciklinės porcijos nuo $-0,016$ g/s iki $0,016$ g/s kinta diapazone nuo < 1 iki < 2). Tačiau didėjant pradinės ciklinės porcijos dydžiui iki $0,5$ g/cikl, dq_{cikli}/dt didėjant iki $0,006$ g/s arba mažėjant iki $-0,006$ g/s, prasideda x_{Gf} parametro didėjimas iki didesnių reikšmių nei 2, o tai atitinkamai reiškia daugiau nei dvigubą degalų suvartojimą. Padidėjimas yra tuo didesnis, kuo didesnė yra pradinė degalų porcija. Pažymėtina, kad grafikuose neatsispiri dar dviejų parametrų – x_{Peel} ir n – įtaka. Detalūs rezultatai pateikti F priede.

4.2.2. Boost modelio papildymo paruošimas

Kaip buvo aptarta pirmame skyriuje, *Boost* VDV matematinio modeliavimo programa gali modeliuoti tiek nusistovėjusios, tiek pereinamosios apkrovos režimus, tačiau pereinamosios apkrovos modeliui paruošti reikalingi pradiniai duomenys dažnu atveju viršys tuos, kurie prieinami variklių parko eksploatuotojams ar tyrėjams, be to, modelio sudėtingumas neišvengiamai nulems ir ilgą skaičiavimo trukmę. Alternatyvus metodas galėtų būti papildomo *Boost* programos elemento sukūrimas, kurio paskirtis būtų koreguoti *Boost* programoje nusistovėjusio režimo cikle sumodeliuotus variklio parametrus pagal duotą apkrovos ciklo dinamiką. 49 pav. *Boost* programos struktūroje numatyta galimybė įtraukti papildomus vartotojo modelius naudojant *Matlab Simulink* aplinkoje parengtus *MATLAB-DLL* failus. Šiame darbe *MATLAB* priedo kūrimas ir įtraukimas į *Boost* modelį nėra nagrinėjamas (priedo parengimas ir įtraukimas į *Boost* programą numatomas kaip vienas iš autoriaus uždavinių ateityje), tačiau sukurtas teorinis pagrindas papildomam modeliui formuoti, o rezultatai gaunami perskaičiuojant *Boost* programos modeliavimo rezultatus tokia pat metodika, kokia pateikta 50 paveiksle, tik pasitelkus „Statistica“ programinę įrangą.

49 pav. Struktūrinė *Boost* modelio papildymo schema



Atsižvelgiant į platų dirbtinių neuroninių tinklų pritaikomumą, tokia schema preliminariai gali būti išplėsta ir kitiems šiame darbe nenagrinėtiems parametrams, taip pat ir kenksmingų išmetimų formavimuisi cilindre arba šilumos išsiskyrimo modelių koregavimui dėl geresnio pereinamosios apkrovos režimų atspindėjimo, tai taip pat patvirtinta mokslininkų (Willermark, Smith 2009; Winkler 2008 ir kt.). 50–52 pav. pateiktas duomenų modeliavimo pagal 49 pav. pateiktą algoritmą rezultatų fragmentas. Parinktu modeliavimui eksperimentinių taškų eksploatacinių rodiklių reikšmės pateiktos 5 lentelėje. Šie taškai, charakterizuoti cikline porcija ir sūkių dažniu, pateikiami *Boost* programoje parengtam CAT 3512B-HD variklio modeliui.

5 lentelė. *Boost* ir DNT modelių pradiniai duomenys

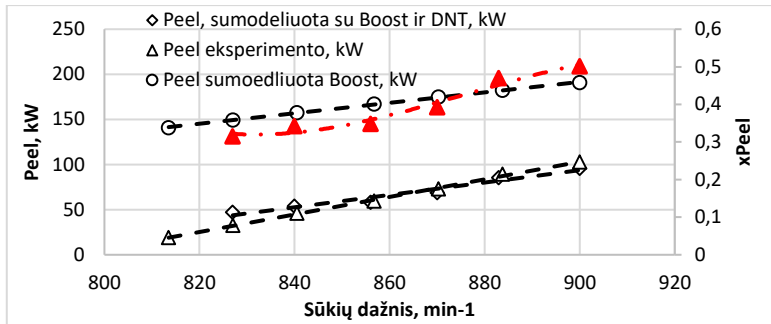
$dq_{cikl}/dt, g/s$	$q_{cikl}, g/cikl$	$G_f, kg/h$	n, min^{-1}	P_{eel}, kW
-0,00987	0,510	165	900	103
-0,00967	0,456	145	884	89
-0,01039	0,399	125	870	73
-0,01063	0,340	105	857	59
-0,01086	0,280	85	841	46
-0,01143	0,217	65	827	32

Boost programos modeliu įvertinti trys nagrinėjami eksploataciniai parametrai (P_{eel} , G_f , P_k) remiantis nusistovėjusios apkrovos skaičiavimo modeliu (pateiktu 4.1 poskyje). Rezultatas pateiktas 50–52 grafikuose. Kadangi skaičiavimas atliekamas neįvertinant dinaminių parametrų įtakos, *Boost* programos modelio rezultatas neatitinka eksperimento rezultato. Rezultato korekcijai pasitelkiamas 4.2.1 skyriuje pateiktas automatinis DNT modelis. Realios eksploatacijos duomenimis apmokyto DNT matematinio modelio pradinių duomenų masyvą sudaro *Boost* programos modelio rezultatai (P_{eel} , G_f , P_k reikšmės) ir iš eksperimento gauti duomenys (q_{cikl} ir dq_{cikl}/dt). Pagal ciklo dinamikos rodiklius ir *Boost* modelio rezultatus DNT įvertinami santykiniai pereinamojo režimo įtakos įvertinimo koeficientai: x_{Gf} , $x_{P_{eel}}$ ir x_{P_k} (50–52 grafikai ir 6–8 lentelės). Pagal šiuos koeficientus gaunamos P_{eel} , G_f , ir P_k reikšmės artimos eksperimento duomenims.

Akivaizdu, kad nekoreguotas *Boost* modelis, be detalių duomenų, kaip ir buvo aptarta pirmajame ir antrajame skyriuose, visų pateiktų parametrų atžvilgiu negali sumodeliuoti pereinamosios apkrovos režimo. Įvedus korekcinį DNT paremtą modelį, *Boost* skaičiavimo rezultatai yra kur kas artimesni (P_{eel} ir G_f atveju atitikimas labai artimas (50–52 pav), tiek absoliučiomis reikšmėmis, tiek santykinėmis, paklaidos didėja pasiekus tik artimą tuščiai eigai režimą, kai padidėja *Boost* modelio paklaidos, P_k atveju yra didelė paklaida, tačiau modelis žymiai artimesnis išmatuotoms reikšmėms nei vien naudojant *Boost* ir ateityje gali būti patikslintas) eksploatacijai nei be papildomo modelio.

6 lentelė. *Boost* modelio, *Boost* su DNT ir eksperimento rezultatų palyginimas (P_{eel} , kW)

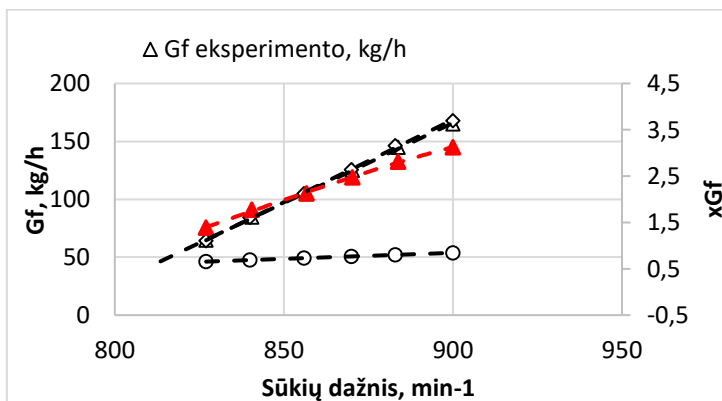
$dq_{cikl}/dt, g/s$	P_{eel}, kW	$P_{eel} (Boost), kW$	$P_{eel} (Boost ir DNT), kW$	$x_{P_{eel}}, kW$	Paklaida, %
-0,00987	103	191	96	0,5017	6,77
-0,00967	89	182	86	0,4696	4,08
-0,01039	73	175	69	0,3925	5,99
-0,01063	59	167	58	0,3480	2,21
-0,01086	46	158	54	0,3424	-17,43
-0,01143	32	149	47	0,3152	-45,11



50 pav. Variklio galia, apskaičiuota Boost modeliu be papildymo, Boost modeliu su papildymu ir išmatuota realios eksploatacijos metu

7 lentelė. Boost modelio, Boost su DNT ir eksperimento rezultatų palyginimas (G_f , kg/h)

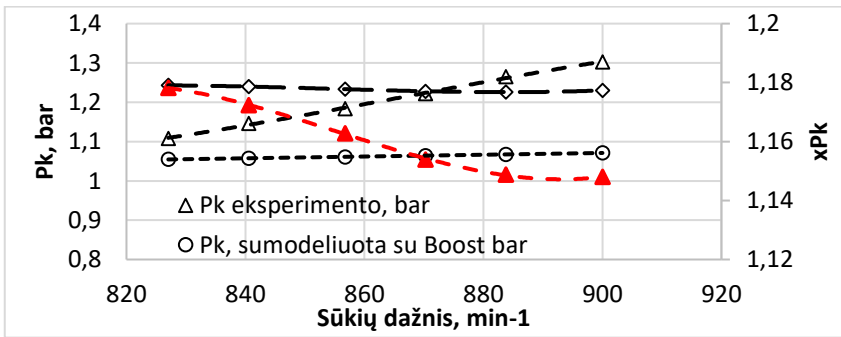
dq_{cikl}/dt , g/s	G_f , kg/h	G_f (Boost), kg/h	G_f (Boost ir DNT), kg/h	x_{Gf}	Paklaida, %
-0,00987	165	54	168	3,123	-1,674
-0,00967	145	52	146	2,813	-0,939
-0,01039	125	51	126	2,476	-0,453
-0,01063	105	49	105	2,128	0,056
-0,01086	85	48	84	1,774	0,496
-0,01143	65	46	64	1,392	0,755



51 pav. Variklio degalų suvartojimas, apskaičiuotas Boost modeliu be papildymo, Boost modeliu su papildymu ir išmatuotas realios eksploatacijos metu

8 lentelė. Boost modelio, Boost su DNT ir eksperimento rezultatų palyginimas (G , kg/h)

dq_{cikl}/dt , g/s	P_k , bar	P_k , (Boost) bar	P_k , (Boost ir DNT), bar	x_{Pk}	Paklaida, %
-0,00987	1,303	1,072	1,230	0,944	5,57
-0,00967	1,265	1,067	1,226	0,969	3,09
-0,01039	1,222	1,064	1,228	1,005	-0,50
-0,01063	1,184	1,061	1,233	1,042	-4,20
-0,01086	1,146	1,057	1,240	1,082	-8,18
-0,01143	1,108	1,055	1,243	1,122	-12,17



52 pav. Pripūtimo slėgis, apskaičiuotas Boost modeliu be papildymo, Boost modeliu su papildymu ir išmatuotas realios eksploatacijos metu

4.2.3. Metodologijos adaptavimas tiriant energijos efektyvumo rodiklius DV pereinamuosiuose režimuose

Sukurtų technologijų (žr. skyrius 2 ir 3) panaudojimas drauge sudaro metodinį pagrindą analizuoti, tirti, optimizuoti DV eksploatacinio apkrovos ciklo struktūrą siekiant energetinio efektyvumo parametru gerinimo.

Mokslinių tyrimų kryptys ir rezultatai liudija, kad dirbant pereinamaisiais režimais DV energetinį efektyvumą (η_e) veikia daugelis darbo proceso faktorių bei charakteringų pasikeitimų: degalų įpurškimo, darbo mišinio sudarymo faktorių, šilumos mainų tarp darbo mišinių ir cilindro detalių sienelių, šilumos išsiskyrimo charakteristikos DV cilindre kt. Šių faktorių įtaka η_i (η_e) naudingo veikimo koeficientams yra skirtinga. Praktiniu sumetimu, sprendžiant inžinerinius dyzelinės technikos eksploatacijos uždavinius, tikslinga identifikuoti pagrindinius įtakos faktorius ir jų pagrindu vertinti DV indikatorinį NVK η_i eksploatacijos sąlygomis.

Šis principas buvo realizuotas kuriant pateiktą inžinerinę metodiką: vietoje pagrindinių η_i veikiančių faktorių priimti α -oro pertekliaus koeficientą ir ciklinę degalų įpurškimo porciją q_{cikl} , kuri sąlyginai atspindi darbo proceso pokyčius pasikeitus apkrovai.

Vienzonių matematinių modelių panaudojimas dyzelinių variklių nusistovėjusiems darbo režimams liudija, kad didžiąja dalimi modeliavimo adekvatumą lemia korektiškai pateikta šilumos išsiskyrimo charakteristika (Medica 1988). Šiuose modeliuose plačiausiai paplitęs šilumos išsiskyrimo charakteristikos analitinis aprašas I. I. Vibe (Medica 1988; Lancefield 1998), papildytas G. Woschni (Chakrabarti et. al. 2012). I. I. Vibe analitiniai sprendimai remiasi degalų degimo cheminės kinetikos pagrindais (Westlund 2009), šilumos išsiskyrimo charakteristikos formą aprašo tikrai du parametrai: m-degimo proceso formfaktorius ir degimo proceso trukmė φ_z , kurie susiję santykinai paprasta analitine forma.

Tai yra viena iš priežasčių šios analitinės formos plataus panaudojimo tiek VDV moksliniuose tyrimuose, tiek sprendžiant inžinerinio pobūdžio praktinius uždavinius (Medica 1988). I. I. Vibe aprašo panaudojimo praktinį patrauklumą praplėtė G. Woschni, kurio tyrimai remiasi DV tyrimų statistiniais duomenimis. Pasiūlyta m ir φ_z parametrų perskaičiavimo lygtis plačiai eksploatacinių režimų gamai. Nagrinėjamos tematikos kontekste svarbu, kad šis šilumos išsiskyrimo dyzelinio variklio cilindre charakteristikos analitinis aprašas paskutiniu laiku taip pat sėkmingai pritaikytas tiriant DV pereinamuosius darbo režimus (Rakopoulos, Giakoumis 2006; Chakrabarti 2012). Apskritai, galime teigti, kad adekvatus DV energetinių darbo proceso parametrų modeliavimas, naudojant Woschni analitines priemones remiasi šiais principais: eksperimento pagrindu būtina tiksliai nustatyti m_0 ir φ_{z0} parametrus skaičiuotiname DV darbo režime, kai modeliavimo rezultatai su priimtina paklaida atitiko eksperimento duomenis; DV parametrų skaičiavimuose dalinės apkrovos / apskukų darbo režimuose naudoti tikrąsias G. Woschni lygčių parametrų reikšmes.

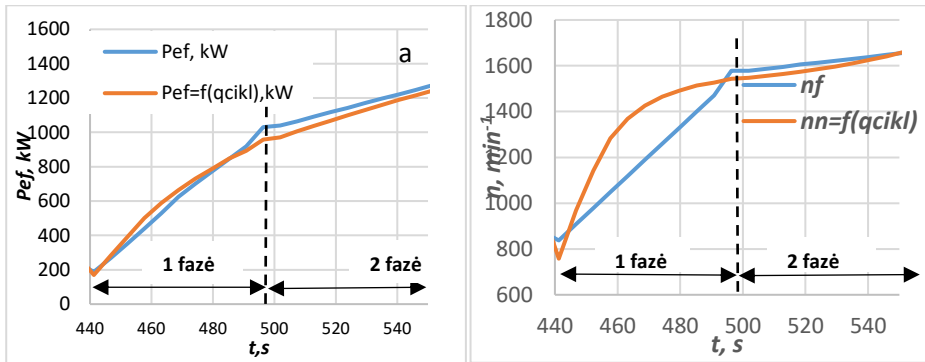
Autoriaus tyrimuose abi šios sąlygos yra korektiškai įvykdytos. Pirmajame tyrimų etape atliktas CAT3512B-HD dyzelinio variklio darbo proceso parametrų matematinis modeliavimas AVL *Boost* programiniu kompleksu (pasirenkant modelį su I. I. Vibe ir G. Woschni paprogramėmis), derinant gautus rezultatus su jo firmos gamintojos stendinių motorinių tyrimų bei kitų tyrėjų eksperimentiniais duomenimis (CAT3512b-HD). Gauti tyrimo objekto, jam dirbant šilumvežio charakteristikos nusistovėjusiais režimais, matematinio modeliavimo rezultatai 1,5–2,0 % tikslumu atitinka faktinius duomenis. Antrame tyrimo etape atliktas platus matematinio modeliavimo eksperimentas imituojant pereinamuosius režimus, kuriame nepriklausomu faktoriumi tapo degalų ciklinė porcija q_{cikl} ir oro pertekliaus koeficientas α , valdomas P_k pakitimais. Gautų duomenų masyvai yra aproksimuoti DNT (*Statistica*) ir panaudoti nustatant DV indikatorinio NVK pokyčius eksploatacijos metu pagal AVS registruojamus parametrus (P_{el} , n , α , P_k , T_K , q_{cikl} , kt.). Tokiu būdu galima konstatuoti, kad realizuotos metodologijos ir jos pagrindu atliktų tyrimų rezultatai yra adekvatūs spręsti su DV eksploatacija susijusius energetinio efektyvumo didinimo uždavinius.

Būtina pabrėžti, kad siūlomi metodiniai sprendimai, visų pirma analitinė priklausomybė $\eta_i=f(\alpha, q_{cikl})$, juos taikant kitiems DV ir netgi tam pačiam modeliui, pasikeitus

jo reguliavimo parametrams, konstrukcijai ar kt. nėra universalūs. Tačiau duotame konkrečiame DV modelyje, duotomis eksploatacijos sąlygomis vertinti energetinio efektyvumo rodiklius, siekiant imtis technologinėmis arba reguliavimo priemonėmis jų pagerinimo, metodas yra adekvatus ir efektyvus (kaip parodė žemiau pateikti jo adaptavimo rezultatai).

Įsibėgėjimo pereinamieji darbo režimai

53 pav. pateikti įsibėgėjimo dyzelinio variklio (DV) pagrindinių energetinių rodiklių pasikeitimai, nustatyti naudojant disertacijoje išdėstytą metodiką. Įsibėgėjimo dinaminiai parametrai: vidutinis efektinės jėgos agregato galios padidėjimas $(dP_{ef}/dt)_{vid}$ pirmoje atkarpoje (laiko intervalas 440–495 s) sudaro 15,5 kW/s, o antroje atkarpoje (495–550 s) sudaro 4,9 kW/s. Atitinkamai q_{cikl} vidutinis pasikeitimo greitis atkarpose sudaro 0,0036 g/s ir 0,0018 g/s. DV faktinės apskukos n_f didėja linijine priklausomybe nuo pereinamojo režimo laiko (t) (žr. 53 pav., b). Lyginant su nusistovėjusių režimų sūkių dažniu (n_n), realaus n_f padidėjimas lygiai q_{cikl} vėluoja – sūkių dažnio skirtumas $\Delta n = (n_n - n_f)$ sudaro 250 min^{-1} ; antroje atkarpoje skirtumai Δn mažėja iki 20–30 min^{-1} . Lygiagrečiai vyksta kokybiniai pasikeitimai – n_f tapo mažesnis palyginus su n_n . Parametrų n_f ir n_n išsilyginimas pasiektas pasibaigus pereinamiesiems režimams (esant t=550 s, 54 pav., b). Analogiškas pasikeitimas yra būdingas realios efektinės galios P_{ef} ir atitinkamais nusistovėjusiais ritmais galios P_{en} santykiui (žr. 53 pav., a). Skirtumai $P_{ef} - P_{en}$ siekia pirmoje pereinamojo režimo atkarpoje ~50kW, antroje – 20/30kW.



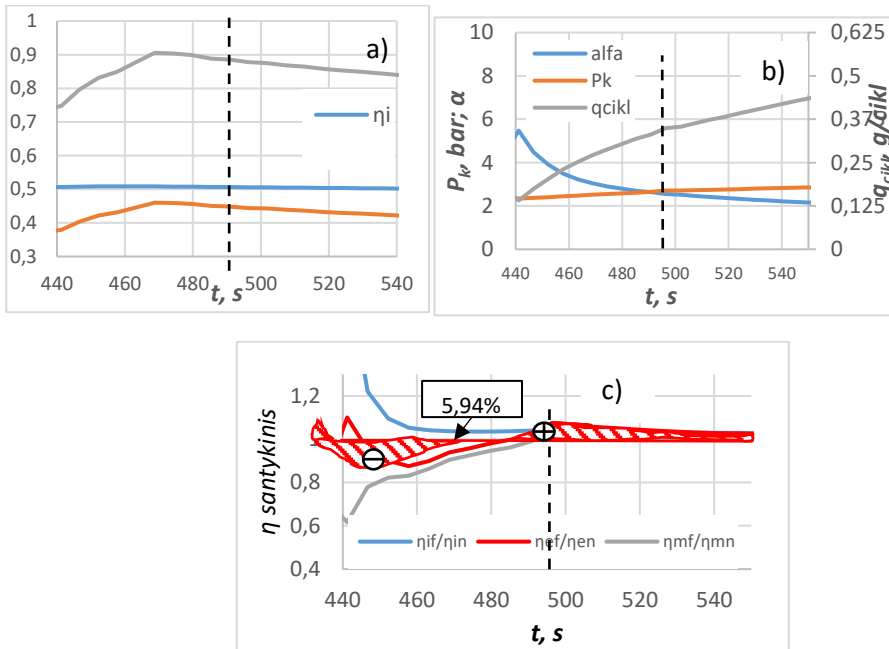
53 pav. Įsibėgėjimo pereinamasis režimas: a – galios padidėjimas, b – sūkių dažnio padidėjimas

Šių pasikeitimų dėsningumas gali būti paaiškinamas ryšiu su dyzelio generatoriaus agregato (DG) besisukančių mazgų kinetinės energijos pasikeitimais. Šie pasikeitimai savo ruožtu lemia agregato mechaninio NVK η_m pokyčius palyginus su nusistovėjusiais režimais (žr. 54 pav., c).

Pereinamojo režimo pirmoje fazėje DG įsibėgėjimui su nuolat didėjančiu pagreičiu naudojama papildoma kinetinė mechaninė energija, didinanti DG mechaninius nuostolius. Rezultatas: esant $q_{cikl} = idem$ palyginus su nusistovėjusiais režimais mažėja

sūkių dažnis ir su sūkių dažniu susijusi galia P_{ef} . Įsibėgėjimo pirmos fazės pabaigoje, prasidėjus besisukančių mazgų pagreičio sumažėjimui iki neigiamų reikšmių, sukaupta kinetinė energija lemia didesnę realų sūkių dažnį n_f palyginus su pereinamuoju procesu (atkarpa 440–495 s) žr. 54 pav., b).

Antras efektingą NVK η_{ef} lemiantis faktorius yra indikatorius η_{if} , kurio pasikeitimai daugiausia susiję su oro pertekliaus koeficiento α reikšme bei variklio apkrova, vertinta pagal q_{cikl} . Pereinamajame režime α_f nuolat mažėjo nuo ~5,5 vnt. iki 2,1 vnt. pasibaigus pereinamajam režimui, nes didėja variklio apkrova. Pereinamojo režimo įtaka α_f nėra reikšminga – skirtumai $\alpha_f - \alpha_n$ vidutiniškai neviršija 0,5–1 vnt. Tai reiškia, kad DV cilindrų oro užtaiso ir q_{cikl} nusistovėjusių režimų balansas nebepažeistas nagrinėjamame santykinai lėto įsibėgėjimo režime. α_f pasikeitimo diapazone oro pertekliaus koeficientas taip pat neturi jaučiamos neigiamos įtakos η_{if} . NVK santykiniai pokyčiai palyginus su nusistovėjusiais režimais $\frac{\eta_{if}}{\eta_{in}}$; $\frac{\eta_{ef}}{\eta_{en}}$; $\frac{\eta_{mf}}{\eta_{mn}}$ pateikti (54 pav.).



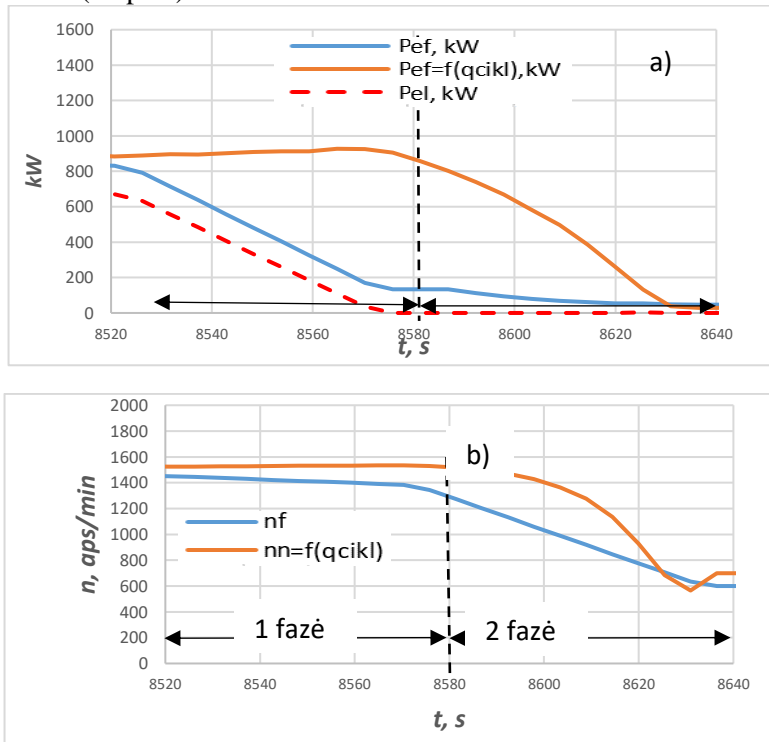
54 pav. Įsibėgėjimo pereinamasis režimas: a – santykiniai NVK; b – P_k , α ir q_{cikl} ; c – NVK pasikeitimas

Remiantis paveiksle pateiktais duomenimis galima konstatuoti, kad pagrindinius energijos panaudojimo efektyvumo rodiklių pokyčius lemia nagrinėtame pereinamajame režime mechaninio NVK pasikeitimai. Pereinamojo režimo metu maksimalus momentinis η_e reikšmių sumažėjimas siekia 83 %, o vidutinis – viso pereinamojo režimo – 5,94 %. Pagal anksčiau padarytus vertinimus (žr. 3.1 skyrių) tyrimo objekto – šilumvežio DV – degalų suvartojimas pereinamuosiuose eksploataciniuose režimuose

sudaro ~80 %. Pagal atliktus vertinimus degalų suvartojimas DV dirbant eksploatacijos sąlygomis pereinamuosiuose režimuose sudaro 20/80 %, o degalų poreikvojimas pereinamuosiuose įsibėgėjimo režimuose gali būti iki 370 %.

Galios sumažėjimo pereinamieji režimai

Pereinamųjų galios sumažėjimo režimų, vykdomų skirtingos galios pasikeitimo diapazone, skirtingų greičių analizė parodė, kad DV eksploataciniai rodikliai kokybiškai keičiasi vienodai (55 pav.).



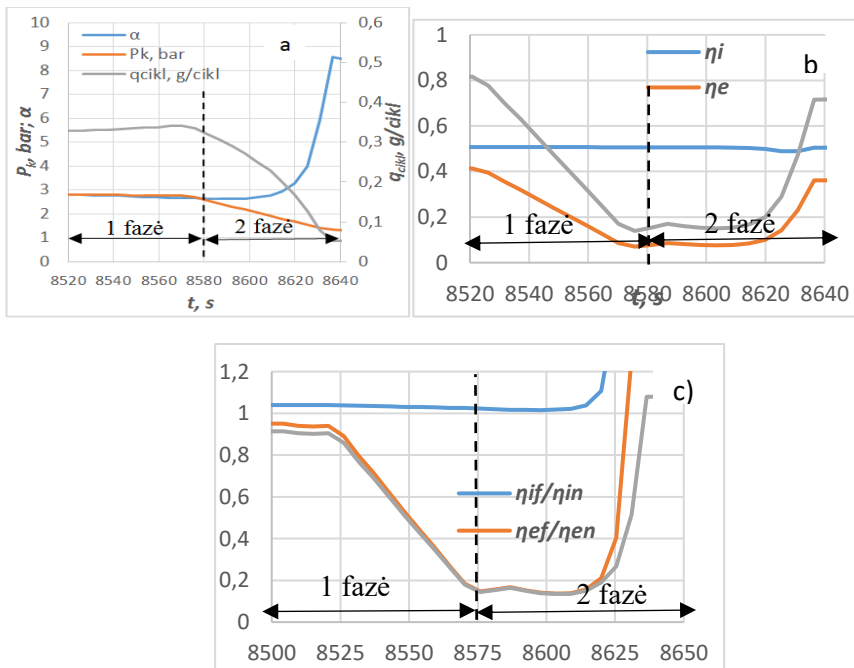
55 pav. Įsibėgėjimo pereinamasis režimas:
a – galios sumažėjimas, b – sūkių dažnio sumažėjimas

55 pav. pateiktas galios sumažėjimo režimas nuo 830 kW iki tuščios eigos (esant $n=600 \text{ min}^{-1}$). Pereinamajame režime atskiriamos dvi charakteringos atkarpos su skirtingais dinaminiais parametrais: greito efektinės galios P_e sumažėjimo nuo 630 kW iki 170 kW atkarpoje (8520–8570 s) greičiu $dP_e/dt=9,2 \text{ kW/s}$; lėto P_e sumažėjimo nuo 170 kW iki artimos tuščiai eigai (20/30 kW veikiant pagalbiniais šilumvežio agregatams) greičiu $dP_e/dt=2,9 \text{ kW/s}$ (8570–8630 s). P_{ef} n_f sąsajai būdinga skirtinga parametru sumažėjimo pradžia: P_e sumažėjimas prasideda linijine priklausomybe nuo $t=8520$ s, tuo metu, kai n_f – tik nuo 8570 s, kai jau baigiasi P_e sumažėjimo pirma intensyvioji atkarpa

(žr. 55 pav., a). Kadangi EVS variklio sūkių dažnis n_f sinchronizuoti valdiklio pozicija su degalų cikline porcija, q_{cikl} sumažėjimas taip pat prasideda nuo $t=8570$ s. Rezultatas – pagal faktinę q_{cikl} apskaičiuotas variklio atitinkančių nusistovėjusių režimų galingumas P_{en} reikšmingai skiriasi viso pereinamojo režimo laiko tarpą. Pvz., esant $t=8570$ s P_{ef} pasibaigus pirmai atkarpai sumažėjo iki 170 kW, o P_{en} sumažėjimas tiktai prasidėjo nuo 900 kW, t. y. skirtumas sudaro 730 kW. P_{en} ir P_{ef} išsilyginimas pasiektas pasibaigus pereinamajam režimui.

Toks P_{ef} ir q_{cikl} disbalansas savo ruožtu lemia efektingą NVK η_{ef} intensyvumo sumažėjimą (56 pav., b). Galios sumažėjimas savaime lemia η_e sumažėjimą, tačiau palyginus su nusistovėjusiais režimais, sumažėjimas η_e pereinamajame režime yra daug intensyvesnis (žr. 56 pav., c).

Indikatorinis NVK (η_{if}) pereinamojo režimo metu praktiškai nesikeičia (57 pav., b), nes išlaikomas optimalus santykis q_{cikl} su P_k arba su α_f (žr. 57 pav., a). Efektingo η_{ef} ir mechaninio η_{mf} NVK pasikeitimai linijine forma sudaro atitinkamai nuo 0,41 iki 0,08–0,09 ir nuo 0,80–0,81 iki 0,14–0,15. Kadangi P_{ef} dyzelinio variklio pasikeitimas išskirtinai įvyko pirmoje režimo atkarpoje, antroje atkarpoje η_{mf} ir η_{ef} reikšmės praktiškai nebesikeičia.



56 pav. Galios sumažėjimo pereinamasis režimas: a – santykiniai NVK; b – P_k , α ir q_{cikl} ; c – NVK pasikeitimas

Siekiant vertinti energetinio efektyvumo rezervus pereinamajame galios sumažinimo režime (56 pav., c) pateikti faktinių NVK ir atitinkančių nusistovėjusių režimų

NVK santykis: intensyvaus P_{ef} sumažėjimo fazėje η_{ef}/η_{en} mažėja iki 0,14–0,15, tai reiškia iki 85 % išskirtos šilumos degant kurui nebenaudojama efektyviai galiai sukurti, t. y. prarandama. Kadangi η_{it}/η_{in} režimo metu artimas 1,0, η_{ef} neigiamus pokyčius lemia mechaninio NVK atitinkamas sumažėjimas taip pat iki 0,14–0,15 vnt.

Antroje – santykiniai lėtoje režimo atkarpoje (žr. 57 pav., a) – NVK santykiai nesikeičia iki pat režimo pabaigos ir tiksliai artėjant prie 8630 s atstatomi iki reikšmių, artimų 1,0.

Potencialaus energijos panaudojimo efektyvumo praradimas įvertintas pagal η_{ef}/η_{en} santykį už visą pereinamąjį režimą, sudaro vidutiniškai %. Tačiau ši energija nepanaudojama traukai, galios mažinimo režime energija regeneruojama sąstato stabdymui jėgos elektros varikliais. Šie energetiniai nuostoliai gali būti mažinami racionaliai optimizuojant EVS ir šilumvežio valdymo sistemų parametrus, juos pritaikant prie konkrečios eksploatacijos sąsajos „krovinių vežimo linija – traukinio masė – traukinio greitis“. Realizavimui tikslinga panaudoti sukurtos ir apčiuotos metodikos sprendimus, juos realizuojančias programines priemones.

4.3. Ketvirtojo skyriaus išvados

1. Pasiūlytas ir realizuotas dyzelinių variklių energetinių ir eksploatacinių parametrų tyrimų sugretintas metodas, kuriame panaudojami tarpusavyje susiję darbo proceso modeliavimo AVL *Boost* bei dyzelinių variklių EVS eksploatacinių duomenų aproksimacijos dirbtinių neuroninių tinklų (DNT) metodai.
2. Sukurto metodo teigiamas bruožas yra realizuota galimybė adekvačiai modeliuoti transporto DV energetinius rodiklius eksploatacijos sąlygomis skirtingų dinaminių faktorių pereinamuosiuose režimuose nesant DV darbo ciklo charakteristikų, taip pat judančių mazgų ir detalių inercijos duomenų:
 - Vienzonio DV darbo ciklo matematiniu modeliu (pvz., AVL *Boost* arba analogiškais PC programomis) modeliuojami DV energetiniai parametrai nusistovėjusiuose režimuose esant $q_{cikli} = idem$ sąlyginai palyginus su realiais pereinamaisiais režimais.
3. Panaudojant metodą pasiektas aukštas gautų rezultatų adekvatumas: eksperimento ir matematinio modeliavimo metodo paklaida neviršija 7 %, o determinacijos koeficientas siekia 0,93–0,99 visuose ištirtuose DV apkrovos diapazonuose.
4. Sudarytas metodas yra racionaliai panaudojamas sprendžiant praktinius uždavinius, susijusius su transporto priemonių eksploatacija, kai adekvačiam matematiniam modeliavimui trūksta pradinių duomenų: optimizuojant transporto priemonių eksploatacinio ciklo struktūrą, derinant EVS prie konkrečių eksploatacijos sąlygų, vertinant su transporto priemonių eksploatacija susijusias infrastruktūros problemines vietas.
5. Parengtas sunkiojo transporto dyzelinio variklio matematinis modelis, naudojant supaprastintus pripūtimo sistemos modelius ir Woshni modelio pagrindu

sudarytą šilumos išsiskyrimo matematinį modelį aukštu tikslumu, jis modeliuoja CAT3512B-HD variklio eksploatacinius parametrus nusistovėjusios apkrovos sąlygomis, tačiau tikslaus pripūtimo sistemos modelio ir EVS duomenų nebuvimas nesuteikia galimybės parengti pereinamosios apkrovos tyrimui tinkamo modelio.

6. Variklio realios apkrovos režimų duomenys suteikia gerą pagrindą analizuoti visos sistemos darbą realiomis sąlygomis, tačiau didelis nematomų parametrų kiekis (variklio, lokomotyvo, turbokompresoriaus darbinio rato inercijos, trinties poveikiai) komplikuoja galimybę tiesiogiai nagrinėti parametrus. Apdorojant tokius duomenis siūloma naudoti daugiasluoksnio perceptrono dirbtinius neuroninius tinklus.
7. DNT apmokyti iš eksploatacinių duomenų aukštu patikimumo lygiu ($R^2=0,9$ iki $0,99$) leidžia sumodeliuoti VDV realios apkrovos režimus. Tuo remiantis siūloma sukurti DNT papildomą matematinį modelį, kuris gali būti įtraukiamas į *Boost* vidaus degimo variklio matematinio modeliavimo programą ir leistų be detalių VDV duomenų modeliuoti darbą pereinamaisiais apkrovos režimais. Atlikus skaičiavimus pagal numatomą papildomo modelio schemą gautas rezultatų sutapimas siekė $R^2=0,93$ determinacijos koeficientą.

BENDROSIOS IŠVADOS

1. Remiantis atliktais kompleksiniais tyrimais suformuoti eksploatuojamų sunkiojo transporto dyzelinių variklių (DV) pereinamųjų darbo režimų tyrimo bei optimizavimo metodika ir jos realizavimo priemonės, siejančios:
 - DV eksploatacinių charakteristikų iš EVS nuolat registruojamų duomenų 1,5–2,0 % tikslumu formavimo technologija:
 - DV parametrų matematinį modeliavimą pereinamuosiuose režimuose, remiantis vienzonio modelio bei dirbtinių neuroninių tinklų metodo sugretintu panaudojimu;
 - DV energetinio efektyvumo parametrų pereinamuosiuose režimuose nustatymo ir vertinimo analitinius sprendimus.
2. Eksperimentais su CAT3512B-HD ir MTU 4000R41 serijų šiuolaikiniais DV pagrįstas pereinamųjų režimų tyrimo bei optimizavimo aktualumas, siekiant transporto DV eksploatacinių energetinio efektyvumo didinimo: darbo laiko tarpas pereinamuosiuose režimuose siekia iki 83 %, degalų suvartojimo dalis – iki 82 %; momentinis degalų poreikiojimas palyginus su nusistovėjusiais režimais – iki 370 %.
3. Sukurtas ir realios eksploatacijos duomenims adaptuotas DV energetinių parametrų matematinio modeliavimo efektyvus metodas, kuriame susiję panaudoti AVL *Boost* programos vienzonis modelis ir EVS registruojamų eksperimentinių duomenų statistinio apdorojimo dirbtinių neuroninių tinklų (DNT) priemonė. Metodo efektyvumas patvirtintas paklaidomis, neviršijančiomis 5–

8 %, bei determinacijos koeficientu tarp eksperimento ir skaičiavimo rezultatų $R^2=0,97-0,99$.

4. Identifikuoti pereinamųjų režimų dinaminiai faktoriai dq_{cikl}/dt , $q_{\text{cikl pr}}$ ir ištirta jų įtaka DV energetiniams eksploataciniams rodikliams, kurių rezultatus racionalu panaudoti optimizuojant EVS reguliavimo parametrus:
 - Mažos ir vidutinės apkrovos diapazone iki $q_{\text{cikl pr}}=36$ % nominalios $q_{\text{cikl nom}}$ degalų poreikvojimas 0–10 % palyginus su nusistovėjusiais režimais mažai priklauso nuo dq_{cikl}/dt (ištirtame diapazone 0–36 %);
 - Apkrovos diapazonui esant $q_{\text{cikl pr}}=36-100$ % $q_{\text{cikl nom}}$ būtina apriboti $dq_{\text{cikl}}/dt < 0,006$ g/s, siekiant išvengti poreikvojimo iki 100 % ir daugiau.
5. Panaudojant sukurtą metodiką ištirti AB „Lietuvos geležinkeliai“ plačiai naudojamų prekinų šilumvežių CAT 3512B-HD serijos DV energetinio efektyvumo parametrų (esant $q_{\text{cikl}}=\text{idem}$) gerinimo rezervai:
 - Išibėgėjimo režime DV efektinio NVK (η_e) pablogėjimas, palyginus su nusistovėjusiais režimais, siekia 17 %. Pagrindinė DV η_e sumažėjimo ir lygiagrečiai degalų poreikvojimo priežastis yra susijusi papildomais judančių dyzelgeneratoriaus detalių ir mazgų kinetinės energijos nuostoliais, kurie visame eksploatacijos diapazone siekia 3–7 %;
 - Galios sumažėjimo pereinamajame režime DV energijos efektyvumo rodikliai mažėja vidutiniškai 75 %: energetiniai nuostoliai yra susiję su EVS sistemos valdymo ypatumais, kai DV energija yra regeneruojama sąstato dinaminiam stabdymui jėgos elektros varikliais. Šie energetiniai nuostoliai gali būti mažinami optimizuojant EVS ir šilumvežio valdymo sistemų parametrus, jiems pritaikant prie konkrečios eksploatacijos sąlygų „krovinių vežimo linija – traukinio masė – traukinio greitis“.

Literatūra ir šaltiniai

Arcoumanis C.; Baniasad M. S. 1995. Analysis of transient response of diesel fuel injection systems. Institution of Mechanical Engineers, Seminar on 'Diesel Fuel Injection Systems', 28–29:99–113.

Assanis D. N. 1985. A Computer Simulation of the Turbocharged Turbocompounded Diesel Engine System for Studies of Low Heat Rejection Engine Performance. Ph.D. Thesis. M.I.T..

Assanis, D. N.; Heywood, J.B. 1986. Development and Use of a Computer Simulation of the Turbocompounded Diesel System for Engine Performance and Component Heat Transfer Studies. SAE Technical Paper 860329.

Baldi F.; Larsen U.; Gabriellii C. 2015. Comparison of different procedures for the optimisation of a combined Diesel engine and organic Rankine cycle system based on ship operational profile. Ocean Engineering 110 (B): 85–93.

BALTOJI KNYGA Bendros Europos transporto erdvės kūrimo planas. Konkurencingos efektyvių išteklių naudojimu grindžiamos transporto sistemos kūrimas, 2011.3.28 KOM(2011) 144 galutinis.

Benajes J.; Luján J.; Bermúdez V.; Serrano J.R. 2002. Modelling of Turbocharged Diesel Engines in Transient Operation. Part 1: Insight into the Relevant Physical Phenomena. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering 216(5):431–441.

Benajes J.; Molina S.; Novella R.; Belarte E. 2014. Evaluation of massive exhaust gas recirculation and Miller cycle strategies for mixing-controlled low temperature combustion in a heavy duty diesel engine. *Energy* 71: 355–366.

Benajes J.; Novella R.; Pastor J. M.; López A. H.; Hasegawa M.; Tsuji N.; Emi M.; Uehara I.; Martorell J.; Alonso M. 2016. Optimization of the combustion system of a medium duty direct injection diesel engine by combining CFD modeling with experimental validation. *Energy Conversion and Management* 110: 212–229.

Bermúdez, V.; Piqueras, P.; Garcia Afonso, O.; Serrano Cruz, J. R. 2011. Assessment by means of gas dynamic modelling of a pre-turbo diesel particulate filter configuration in a turbocharged HSDI diesel engine under full-load transient operation. *Proceedings of the institution of mechanical engineers part d-journal* 225(9):1134–1155.

Bhaskor J. B.; Ujjwal K. S. 2016. Optimisation of injection timing and compression ratio of a raw biogas powered dual fuel diesel engine. *Applied Thermal Engineering* 92(5): 111–121.

Bolan L.; Fujun Z.; Changlu Z.; Xiaohui A.; Haijun P. 2016. A novel lambda-based EGR (exhaust gas recirculation) modulation method for a turbocharged diesel engine under transient operation. *Energy* 96:521–530.

Bosh R. 2005. *Diesel-engine management*, 4th edition. 480 p.

Brahma A., Upadhyay D., Serrani A., Rizzoni G. Modeling, identification and state estimation of diesel engine torque and NOx dynamics in response to fuel quantity and timing excitations *IEEE Xplore*: 24 January 2005

Butkus A.; Pukalskas S.; Bogdanovičius Z. 2010. The influence of turpentine additive on the ecological parameters of diesel engines. *Transport* 80-82, ISSN:1648-3480.

Capros P.; De Vita A.; Tasios N. 2013. *EU Energy, Transport and GHG Emissions trends to 2050*.

Chakrabarti A.; Kastha D.; Mohan B. M.; Das B.; Kasari P.R. 2012. Nonlinear Transient Modeling of a Diesel Engine. *Proc. of Int. Conf. on Advances in Power Electronics and Control System*, Full Paper.

Christopher S.; Weaver, P.E. 2006. *Start-up and idling emissions from two locomotives Final Report*.

Deng J.; Stobart R.; and Maass B. 2011. *The Applications of Artificial Neural Networks to Engines*. InTechOpen 15.

Diesel engine control systems, application and installation guide. 2008. Caterpillar

Diesel engine with a NLARX model, SAE Powertrains, Fuels and Lubricants Meeting,

Dieselnet variklių testavimo ciklų apžvalga <https://www.dieselnet.com/standards/cycles/#us-ld>

DIRECTIVE 97/68/EC OF THE EUROPEAN PARLIAMENT AND OF THE COUNCIL of 16 December 1997

EU 25 energy and transport outlook to 2030 part IV http://ec.europa.eu/dgs/energy_transport/figures/trends_2030/5_chap4_en.pdf

EU energy, transport and GHG emissions

EU transport in figures Statistical Pocketbook 2015 european comision <http://ec.europa.eu/transport/facts-fundings/statistics/doc/2015/pocketbook2015.pdf>

Evangelos G. Giakoumis. 2010. Lubricating oil effects on the transient performance of a turbocharged diesel engine. *Energy* 35: 864–873.

Fayyazbakhsh A.; Pirouzfard V. 2016. Investigating the influence of additives-fuel on diesel engine performance and emissions, Analytical modeling and experimental validation, *Fuel* 1: 167–177.

Florián M.; Macek J.; Polášek M.; Steinbauer P.; Šika Z.; Takats M.; Vaculín O.; Valášek M.; Vávra J.; Vítek O.; Doleček V. 2006. Improving the Engine Transient Performance using Model-based Predictive Control. THIESEL Conference on Thermo - and Fluid Dynamic Processes in Diesel Engines.

Galindo J.; Lujan M. J.; Serrano R. J.; Dolz V.; Guilain S. 2004. Design of an exhaust manifold to improve transient performance of a high-speed turbocharged diesel engine. *Experimental Thermal and Fluid Science* 28:863–875.

Giakoumis E. G. 2016. Review of Some Methods for Improving Transient Response in Automotive Diesel Engines through Various Turbocharging Configurations. *Frontiers in Mechanical Engineering* 2(4).

Global Transport Scenarios 2050 World Energy Council https://www.worldenergy.org/wp-content/uploads/2012/09/wec_transport_scenarios_2050.pdf

Gudaitytė I. 2014. Pereinamųjų procesų įtaka transporto dyzelio energetiniams ir ekologiškiems parametrams. *Jūros mokslai ir technologijos* 50, ISBN 978-9955-18-794-3.

Gudaitytė I. 2014. Transporto dyzelio variklio nusistovėjusieji režimai: įtaka darbo parametrams, normavimas, tyrimai. *Proceedings of international scientific conference Mobile machines* 66–72.

http://www.litrail.lt/documents/10291/19071/LG2012LT_metine_ataskaita.pdf/002f36c0-ba54-4eb5-8591-d888fe9eadab

Yanowitz J. 2003. Particulate Matter Emissions during Transient Locomotive Operation: Preliminary Study. *Journal of the Air & Waste Management Association* 53(10): 1241–1247.

ICCT A technical summary of Euro 6/VI vehicle emission standards the international council on clean transportation (<https://goo.gl/bI2JbR>)

Imamori Y.; Hiraoka K.; Endo H.; Oda Y. 2011. Combustion Simulations Contributing to the Development of Reliable Low-Emission Diesel Engines. *Mitsubishi Heavy Industries Technical Review* 48(1).

International transport policy http://transportpolicy.net/index.php?title=International:_Locomotives:_Emissions

Johnson G.R.; Jayaratnea E.R.; Laub J.; Thomas V.; Juwono A.M.; Kitchen B.; Morawska L. 2013. Remote measurement of diesel locomotive emission factors and particle size distributions. *Atmospheric Environment* 81:148–15.

Katsanos C.O.; Hountalasa D.T.; Zannis T.C. 2013. Simulation of a heavy-duty diesel engine with electrical turbocompounding system using operating charts for turbocharger components and power turbine. *Energy Conversion and Management* 76:712–724.

Kotus M.; Pexa M.; Kubin K. 2013. Modelling of Non-Road Transient Cycle –Comparison of Three Tractors. *Journal of Central European Agriculture* 14(4):1281-1294.

Krasowsky T.; Daher N.; Sioutas C.; Ban-Weiss G. 2015. Measurement of particulate matter emissions from in-use locomotives. *Atmospheric Environment* 113:187–196.

Lebedevas S.; Lebedeva G.; Bereišienė K. 2011. Modifying mathematical models for calculating operational characteristics of diesel engines burning RME biofuels. *Transport* 26:50–60.

Lebedevas S.; Makarevičiene V.; Sendžikienė E.; Žaglinskis J. 2013. Oxidation stability of biofuel containing *Camelina sativa* oil methyl esters and its impact on energy and environmental indicators of diesel engine. *Energy Conversion and Management* 65: 33–40.

Lietuvos geležinkelių metinė ataskaita 2007 42 psl. http://www.litrail.lt/documents/10291/19071/LG2007LT_metine_ataskaita.pdf/c2828c0c-1edf-4688-a8df-045d2142d99e

Lietuvos geležinkelių metinė ataskaita 2008 46 psl. http://www.litrail.lt/documents/10291/19071/LG2008LT_metine_ataskaita.pdf/e56bee19-14ac-4926-8200-cd6b575bd3dc

Lietuvos geležinkelių metinė ataskaita 2009 39 psl. http://www.litrail.lt/documents/10291/19071/LG2009LT_metine_ataskaita.pdf/68542d6f-cc2c-4f97-9d6a-93a8a47d7f1d

Lietuvos geležinkelių metinė ataskaita 2010 23 psl. http://www.litrail.lt/documents/10291/19071/LG2010LT_metine_ataskaita.pdf/b0f49c32-a439-4e17-949b-fa995125a6fe

Lietuvos geležinkelių metinė ataskaita 2011 44 psl. http://www.litrail.lt/documents/10291/19071/LG2011LT_metine_ataskaita.pdf/72b0f3df-60e6-4167-be64-d65a656fbb05

Lietuvos geležinkelių metinė ataskaita 2012 46 psl.

Lietuvos geležinkelių metinė ataskaita 2013 41 psl. http://www.litrail.lt/documents/10291/19071/LT_19.05_www.pdf/052d58f4-c704-4df5-b288-4e1a6d081295

Lietuvos geležinkelių metinė ataskaita 2014 42 psl. http://www.litrail.lt/documents/10291/1488090/LG_2014_LT.pdf/65260c5c-6cf9-4c0b-bdd6-aef13b389967

Lingaitis L. P.; Lebedevas S.; Liudvinavičius L. 2014. Evaluation of the operational reliability and forecasting of the operating life of the power train of the freight diesel locomotive fleet. *Maintenance and Reliability* 16(1): 73–79.

Maass B.; Stobart R. K.; Deng J. 2009. Diesel Engine Emissions Prediction Using Parallel Neural Networks. American Control Conference.

Maass B.; Stobart R. K.; Deng J. 2009. Prediction of NO_x Emissions of a Heavy Duty Diesel Engine with a NLARX Model. SEA International Journal of Engine.

Makarevičienė V.; Sendžikienė E.; Pukalskas S.; Rimkus A.; Vegneris R. 2013. Performance and emission characteristics of biogas used in diesel engine operation. Energy Conversion and Management 75:224–233.

Maroteaux F.; Saad C. 2015. Combined mean value engine model and crank angle resolved in-cylinder modeling with NO_x emissions model for real-time Diesel engine simulations at high engine speed. Energy 88:515–527.

MARPOL - International Convention for the Prevention of Pollution from Ships Amended by Resolution MEPC.111(50) Amended by Resolution MEPC.115(51) Amended by Resolution MEPC.116(51) Lloyd's Register Rulefinder 2005 – Version 9.4 (<https://goo.gl/L2IGtX>)

Matijošius J.; Mažeika M.; Rimkus A. 2010. Trikomponenčių degalų, sudarytų iš dyzelino, biodyzelino ir propanolio, taikymas dyzeliniame variklyje. Statyba ir transportas 2(6).

Mažeika M.; Matijošius J. 2009. Naftos degalų ir etilo spirito mišiniais veikiančio variklio darbo rodiklių tyrimas. Mokslas – Lietuvos ateitis 1(6).

Milloa F.; Debnath B. K.; Vlachos T.; Ciaravino C.; Postriotti L.; Buitoni G. 2015. Effects of different biofuels blends on performance and emissions of an automotive diesel engine. Fuel 159(1):614–627.

Miškinis V.; Galinis A.; Konstantinavičiūtė I.; Lekavičius V. 2014. Energijos vartojimo Lietuvoje ir ES šalyse tendencijos. Energetika 60(2):96–112.

Nagevičius M. Lietuvos energetikos strategijos gairės. <http://ateitiesenergija.lt/uploads/userfiles/Lietuvos%20energetikos%20strategijos%20gaires.pdf>

Nielsen M. 2016. Neural Networks and Deep Learning. <http://neuralnetworksanddeeplearning.com/chap1.html>

Nikzadfar K., Shamekhi A H. Investigating the relative contribution of operational parameters on performance and emissions of a common-rail diesel engine using neural network Fuel Volume 125, 1 June 2014, Pages 116–128

Nüescha T.; Wanga M.; Isenegger P.; Onder C. H.; Steiner R.; Macri-Lassus P.; Guzzellaa L. 2014. Optimal energy management for a diesel hybrid electric vehicle considering transient PM and quasi-static NO_x emissions. Control Engineering Practice 29: 266–276.

Orlin A.S.; Virubov D. N.; Ivin V.I.; Kruglov M. G.; Leonov O. B.; Mizerinjok G.N. 1971. Teorija rabočih procesov porševih dvigatelej. Mašinostrojenije,

Parallel Neural Networks, American Control Conference, June 2009.

Paul E. Yelvington. 2013. Development of a New Turbocharged Diesel Engine for Military Power Generation and Vehicle Applications. Ricardo Software Conference – Detroit, MI.

Pedrozo V. B.; May I.; Nora M. D.; 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.

Rakopoulos C. D., Giakoumis E. G. 2006. Sensitivity analysis of transient diesel engine simulation. *Automobile Engineering* 220: 89–101.

Rakopoulos C. D.; Giakoumis E. G.; Hountalas D. T. 1998. Experimental and simulation analysis of the transient operation of a turbocharged multi – cylinder idi diesel engine. *International journal of energy research* 22: 317—331.

Rakopoulos C.D.; Giakoumis E. G. 2009. *Diesel Engine Transient Operation Principles of Operation and Simulation Analysis*. Springer 390.

Rakopoulos C.D.; Giakoumis E.G. 2004. Availability analysis of a turbocharged diesel engine operating under transient load conditions. *Energy* 29:1085–1104.

Rakopoulos C.D.; Giakoumis E.G. 2006. Review of Thermodynamic Diesel Engine Simulations under Transient Operating Conditions. *SEA International Journal of Engines* 2006-01-0884 .

Rakopoulos C.D.; Giakoumis E.G. 2007. Dimaratos A.M. Evaluation of Various Dynamic Issues during Transient Operation of Turbocharged Diesel Engine with Special Reference to Friction Development. *SEA International Journal of Engines* 2007-01-0136.

Rakopoulos C.D.; Giakoumis E.G.; Hountalas D.T. 1998. Experimental and Simulation Analysis of the Transient Operation of a Turbocharged, MultiCylinder IDI Diesel Engine. *Energy Research* 21:317-332.

Rakopoulos D.C.; Dimaratos M.A.; Giakoumis G. E.; Peckham. S.M. 2010. Experimental Assessment of Turbocharged Diesel Engine Transient emissions during Acceleration, Load Change and Starting. *SEA International Journal of Engines* 2010-01-1287.

Rakopoulos, C.D.; Giakoumis E.G. 1998. Simulation and Analysis of a Naturally Aspirated, Indirect Injection Diesel Engine under Transient Conditions Comprising the Effect of Various Dynamic and Thermodynamic Parameters. *Energy Conversion and Management* 39:465–484.

Rimkus A.; Ulickas T.; Matijošius J.; Pukalskas S.; Stravinskas P. 2012. Brauno dujų naudojimas aliejumi veikiančiame dyzeliniame variklyje. *Transportas* ISSN 2029-2341.

Robert Dunn diesel fuel quality and locomotive emissions in canada 2001 TP 13783E Transportation Development Centre Transport Canada

Saadat M.; Esfahanian M.; Saket M.H. 2016. Energy-efficient operation of diesel–electric locomotives using ahead path data. *Control Engineering Practice* 46: 85–93.

Scoping Study to Evaluate Locomotive Emissions Operating in New Haven, Connecticut and Potential Control Options. 2006. Final Report .

Statistica help SANN overviews-Network types (<http://documentation.statsoft.com/STATISTICAHelp.aspx?path=SANN/Overview/SANNOverviewsNetworkTypes>)

Statistikos departamento rodiklių duomenų bazė <https://osp.stat.gov.lt/statistiniu-rodikliu-analize1>

Steven G.; Fritz P.E. 2000. Diesel Fuel Effects on Locomotive Exhaust Emissions. California Air Resources Board Stationary Source Division – Fuels Section, Final Report.

Studenikin O. 2005. Atvirkštinio skleidimo neuroniniai tinklai vaizdų atpažinimas. Magistro darbas Kauno technologijos universitetas informatikos fakultetas sisteminės analizės katedra, Kaunas.

Terdich N. Impact of electrically assisted turbocharging on the transient response of an off-highway diesel engine This thesis is submitted for the award of Doctor of Philosophy (PhD) Department of Mechanical Engineering, Imperial College London

Transient Operating Conditions School of Mechanical Engineering, National Technical University of Athens 2006-01-0884

Tziourtzioumis D. N. 2012. Experimental Investigation of the steady state and transient operation of Diesel Engines fuelled by high percentage biodiesel blends. THESIS submitted in partial fulfillment of the requirements for the degree of Doctor of Philosophy in Mechanical Engineering of the Department of Mechanical Engineering University of Thessaly 52.

Voznickij I. V.; Punda A.S. 2008. Sudovije Dvigateli Vnutrennevo sgoranija Tom 2, Morkniga, 470 p.

Weiss M.; Bonnel P.; Kühlwein J.; Provenza A.; Lambrecht U.; Alessandrini S.; Carriero M.; Colombo R.; Forni F.; Lanappe G.; Lijour P. L.; Manfredi U.; Montigny F.; Sculati M. 2012. Will Euro 6 reduce the NOx emissions of new diesel cars? - Insights from on-road tests with Portable Emissions Measurement Systems (PEMS). Atmospheric Environment ISSN 1352-2310.

Westlund A. 2009. Measuring and Predicting Transient Diesel Engine Emissions. Licentiate thesis KTH CICERO Department of Machine Design Royal Institute of Technology ISSN 1400-1179.

White paper 2011. Roadmap to a Single European Transport Area – Towards a competitive and resource efficient transport system.

WHTC World Harmonized Transient Cycle (WHTC) <https://www.dieselnet.com/standards/cycles/whtc.php>

Willermark D.; Smith N. 2009. GT-POWER Real-Time – Diesel engine model for Hardware in the Loop testing. Semcon GT-SUITE Conference.

Winkler N. 2008. Transient simulations of heavy-duty diesel engines with focus on the turbine. Technical Reports from Royal Institute of Technology KTH Internal Combustion Engines SE – 100 44 Stockholm, Sweden.

Wu B.; Filipi Z.; Assanis D.; Kramer D. 2004. Using artificial neural networks for representing the air flow rate through a 2.4 litre VVT engine. SEA International Journal of Engines 2004-01-3054.

Yelington P. E. Development of a New Turbocharged Diesel Engine for Military Power Generation and Vehicle Applications Ricardo Software Conference – Detroit, MI April 17, 2013

Zhang G.; Filipi Z.S.; Assanis D.N. 1997. A Flexible, Reconfigurable, Transient Multi-Cylinder Diesel Engine Simulation for System Dynamics Studies. *Mechanics Based Design of Structures and Machines* 25(3): 357–378.

Zhang G.; Filipiand 2.S.; Assanis D.N. 1997. A Flexible, Reconfigurable, Transient Multi-cylinder Diesel Engine Simulation for System Dynamics Studies. *Mechanics of Structures and Machines* 25(3): 357–378.

Žaglinskis J. 2014. Alternatyvių biodegalų panaudojimo dyzeliniuose varikliuose palyginamieji tyrimai. *Jūros mokslai ir technologijos* 81, ISBN 978-9955-18-794-3.

Žaglinskis J.; Lukács K.; Bereczky Á. 2016. Comparison of properties of a compression ignition engine operating on diesel–biodiesel blend with methanol additive. *Fuel* 170: 245-253.

Autoriaus publikacijos disertacijos tema

Straipsniai recenzuojamuose mokslo žurnaluose

Lebedevas S., Lebedeva G., Žaglinskis J., Rapalis P., Gudaitytė I. Research of characteristics of working cycle of high speed diesel engine operating on biodiesels RME-E and D-RME-E: II. Indicators and characteristics of heat release in diesel cylinder // *Transport.* – 2013, Vilnius: VGTU; Taylor&Francis Group; Vol. 28 (3), p. 217–223, ISSN 1648-4142, e-ISSN 1648-3480.

Makarevičienė V., Lebedevas S., Rapalis P., Gumbytė M., Skorupskaitė V., Žaglinskis J. Performance and emission characteristics of diesel fuel containing microalgae oil methyl esters // *FUEL.* – 2014, Volume 120, Pages 233–239.

Rimkus A., Žaglinskis J., Rapalis P., Skačkauskas P. Research on the combustion, energy and emission parameters of diesel fuel and a biomass-to-liquid (BTL) fuel blend in a compression-ignition engine // *Energy Conversion and Management.* – 2015, Oxford: Pergamon-Elsevier Science Ltd; vol. 106, p. 1109–1117, ISSN 0196-8904.

Lebedevas S., Dailydka S., Jastremskas V., Rapalis P. The influence of locomotive diesel engine transient operating modes on energy usage // *Transportation Research Part D.* – 2015, Elsevier; No. 34, p. 219–229, ISSN 1361-9209.

Lebedevas S., Dailydka S., Jastremskas V., Rapalis P. Research of energy efficiency and reduction of environmental pollution in freight rail transportation // *Transport.* – 2016, Vilnius: VGTU; p. 1–11, Taylor & Francis Group; ISSN 1648-4142, e-ISSN 1648-3480, doi:10.3846/16484142.2016.1230888

Straipsniai kituose leidiniuose

Smailys V., Rapalis P., Strazdauskienė R., Ešmantaitė V. Air pollution by NOx from ships passing Klaipėda port channel // *Transport Means 2013: proceedings of the 17th international conference*. – 2013 October 24-25, Kaunas: Technologija; p. 97–100, ISSN 1822-296X.

Žaglinskis J., Vėgneris R., Rimkus A., Rapalis P., Melaika M. Turbokompresorinės oro pripūtimo sistemos nesandarumo įtakos 1.9 tdi dyzelinio variklio išoriniams darbo parametrams tyrimai // *Mokslas - Lietuvos ateitis*. – 2013, Vilnius: VGTU; Nr. 5 (5), p. 546–551, ISSN 2029-2341 (print), e-ISSN 2029-2252.

Žaglinskis J., Rapalis P., Daukšys V. Daugiakomponenčių camelina sativa ir rapso metilesterio biodegalų palyginamieji tyrimai // *Mokslas – Lietuvos ateitis*. – 2012, Vilnius: VGTU; Nr. 4 (4), p. 391–396, ISSN 2029-2341 (print), ISSN 2029-2252 (online).

Žaglinskis J., Lukąs K., Berczky A., Rapalis P. 1,9 TDI dyzelinio variklio šilumos išsiskyrimo parametrų nustatymo supaprastinimo tyrimas // *Mokslas – Lietuvos ateitis*. – 2014, Vilnius: VGTU 1-kl. „Technika“; Nr. 6 (5), p. 570–576, ISSN 2029-2341, e-ISSN 2029-2252.

Rapalis P., Lebedeva G., Gudaitytė I. Comparative analysis of diesel engine mathematical modelling packages for practical use on transport diesel engine operating on biodiesel // *Transbaltica 2013. Proceedings of the 8th International Scientific Conference*. – 2013 May 9–10, Vilnius Gediminas Technical University; p. 173–178, ISSN 2029-2376 (print), ISSN 2029-2384 (online).

Rapalis P., Smailys V., Strazdauskienė R. Baltijos jūros uostą lyginamoji charakteristika pagal oro taršą iš apsilankančių laivų // *Jūros ir krantų tyrimai – 2013. Konferencijos medžiaga*. – 2013 m. balandžio 3–5 d., Klaipėda: BPATPI; p. 207–211, ISBN 978-9986-31-379-3.

Rapalis P., Smailys V., Daukšys V., Zamiatina N., Djačkov V. Vandens — dujų šilumos mainai gaz-lifto tipo skruberyje // *Technologijos mokslo darbai Vakarą Lietuvoje : [konferencijos medžiaga]*. Klaipėda: Klaipėdos universiteto leidykla. ISSN: 1822-4652. 2014, [T.] 9, p. 159–162.

Rapalis P., Lebedeva G. Transporto paskirties dyzelinio variklio pereinamųjų režimų tyrimas eksploatacijos sąlygomis // *Technologijos mokslo darbai Vakarą Lietuvoje IX*. – 2014, Klaipėda: KU 1-kl.; p. 155–158, ISSN 1822-4652.

Rapalis P., Lebedeva G. Sunkiojo transporto variklio eksploatacinių rodiklių matematinio modeliavimo tyrimai // *Mobile Machines 2014. International Scientific Conference Proceedings*. – 2014 September 25-26, Kaunas, ASU; p. 24–29, ISBN 978-609-449-067-5.

Rapalis P., Lebedeva G. Pereinamųjų režimų įtakos transporto paskirties dyzelio eksploataciniams parametrams vertinimas remiantis realios eksploatacijos duomenimis // *17-oji jaunųjų mokslininkų konferencija „Mokslas – Lietuvos ateitis“*. Straipsnių rinkinys. – 2014 m. gegužės 8 d., Vilnius: VGTU; p. 16–20, ISSN 2029-7157, ISBN 978-609-457-714-7

Zamiatina N., Žaglinskis J., Rapalis P. Kelių transporto priemonėms skirtą aukštesnės kokybės dyzelino rūšių cheminių ir fizikinių savybių tyrimai // *18-osios jaunųjų mokslininkų konferencijos „Mokslas – Lietuvos ateitis“ teminė konferencija „Transporto inžinerija ir vadyba“*. Straipsnių rinkinys. – 2015 m. gegužės 6 d., Vilnius: VGTU; p. 13–18, e-ISSN 2029-7149, e-ISBN 978-609-457-853-3.

Žaglinskis J., Daukšys V., Rapalis P., Melaika M. Deginių recirkuliacijos įtaka dyzelinu ir B30 mišiniu dirbančio variklio darbo rodikliams // *18-osios jaunųjų mokslininkų konferencijos „Mokslas – Lietuvos ateitis“ teminė konferencija „Transporto inžinerija ir vadyba“*. Straipsnių

rinkinys. – 2015 m. gegužės 6 d., Vilnius: VGTU; p. 1–5, e-ISSN 2029-7149, e-ISBN 978-609-457-853-3.

Smailys V., Rapalis P., Daukšys V., Zamiatina N., Šilas G., Jonika L. ZERO emission ship concept – oily water and sludge // *Transport Means 2015. Proceedings of the 19th International scientific conference.* – 2015 October 22–23, Kaunas: KTU; p. 83–86, ISSN 1822-296X, e-ISSN 2351-7034.

Lebedevas S., Lebedeva G., Rapalis P., Dailydka S., Liudvinavičius L., Vaičiūnas G. Complex improvement research of the operating indicators of diesel locomotive diesel engines // *Transport Problems 2015. VII International Scientific Conference. IV International Symposium of Young Researchers.* – 2015, Silesian University of Technology; p. 320–331, ISBN 978-83-935232-6-9.

Rapalis P., Lebedeva G., Lebedevas S. Heavy transport diesel engine operational energy parameter mathematical modelling research // *Procedia Engineering. 9th International Scientific Conference Transbaltica 2015.* – 2016, Elsevier; Vol. 134, p. 371–376, ISSN 1877-7058, doi:10.1016/j.proeng.2016.01.022

Summary in English

Relevance

In most cases diesel engines operate in transient load modes, which are characterized by deterioration of energy, environmental and reliability indicators compared with steady-state operating modes. Furthermore, during transient operation there are also significant increases in toxic emissions (NO_x, CO, HC, PM) and CO₂ in the exhaust gases.

In modern engines influence of transient load conditions on energy parameters of diesel engine is mitigated by electronic control unit. However due to unpredictability of real operation conditions it is still difficult if not impossible to completely avoid the negative effects. This is especially noticeable on engines that are built as a multipurpose model for operation in different types of transport means and stationary conditions. On the other side, experimental research of diesel engines transient operation is cumbered by complex and expensive equipment (especially for larger engines). Mathematical modelling research of transient operation process is also difficult because of the necessity of huge amount of initial data significant part of which cannot be obtained from engine manufacturer and is not recorded by engine control unit during operation. Just as important is the evaluation of mechanical losses caused by moments of inertia of various mechanical parts during transient operation.

All of the mentioned effects make research of transient operation very difficult. On that basis, it is relevant and reasonable to develop a methodology and means for its

implementation that would allow to perform transient and steady-state operation experimental and mathematical modelling research based only in data that is recorded by electronic control unit during regular operation of the engine. Main subject the research has to be diesel engine operational energy parameters in regard to dynamic parameters of transient operation.

Research object

The diesel engines operating energy indicators and transient modes dynamic parameters.

Objective

Perform experimental and mathematical modelling research on the transport diesel engine in order to to develop and adapt operational and energy parameter improvement methodology.

Tasks

To investigate the common practice and methods in diesel engine performance parameters investigation and their application to transient modes operation

To develop a rational methodology for research of diesel engine transient operation and on that basis develop and adapt technological means to experimental research

Investigate the diesel engine operational load cycle structure, determine energy efficiency reserves and means for their rational use.

To develop means of mathematical modeling of diesel engine operation parameters and adapt them to experimental data.

Research methodology

The research methodology includes complex analytical, experimental and mathematical modelling techniques:

Adequacy of the analytical research is ensured by comparative analysis of current literature on the dissertation topic as well as use of methods adapted to classical theory of internal combustion engines, statistical methods.

Experimental studies were carried out with different research object models (modern CAT and MTU diesel engine models) both installed in SC "Lietuvos geležinkeliai" locomotives. Research were done using rheostat trials data, daily operation data recorded by modern diesel engine measurement software and hardware with error not exceeding 1.5%;

Mathematical modelling studies were carried out using modern, widespread mathematical modelling software and programming environments (AVL Boost internal combustion engine modelling software, National Instruments LabVIEW programming environment, STATISTICA data analysis and numerical modelling complex neural network (ANN) sub-program) and engine manufacturers technical documentation.

Adequacy of mathematical modelling was ensured by comparative analysis of modelling results with the experimental data. Consistency between experiment, real operation and the mathematical model was evaluated by statistical methods.

Research program combines full range of research methods formed and realized in a logical sequence of solved challenges presented in the dissertation. Experimental research program has been consistent and approved by SC "Lietuvos geležinkeliai" for each phase of the research.

Scientific novelty

1. Developed methodology for measurement of diesel engine, with electronic control unit, energy efficiency parameters
2. On the basis of operational ECU data, diesel engine transient operation mathematical modelling methodology was developed and approved by experimental and numerical research.
3. New data on evaluation of transient operation impact on heavy-duty diesel engine energy parameters.

Practical significance

Transient operation research methodology dealing with the practical challenges including but not limited to: optimization of transport engine operational load cycle structure, improvement of operating conditions, energy indicators and reduction of fuel consumption.

Use of a mathematical modelling application "Boost" together with an artificial neural networks (ANN) application to achieve adequate energy indicators modelling results, while using limited initial data, saving time and costs.

New data of a diesel engine transient operation impact on the energy parameters.

Introduction

Transport is one of the most important energy and economy sectors in the world. Especially this is true for heavy freight transport - shipping and railways. EU rail work (carriage of goods and passengers) is growing an average of 9% a year, and in 2030 it is planned that the railway transport work will increase by 93%, compared to the 2010 level. Meanwhile, the total transport energy consumption forecasts for 2050 promises a doubling (Eurostat, transport energy and CO₂ In EU strategic development documents plans to further increase the share of rail transportation are included, because rail transport, in many cases, is the only alternative to road transport. The aim is to move 30% of all cargo transportation, exceeding the distance of 300 km, to rail by 2030 and 50% by 2050 (White Paper 2011). To achieve these goals a wide range of technological solutions, including those associated with diesel engine performance improvements and load cycle optimization, is necessary. However, their research and development is limited by the research costs and time that the engines stay out of operation. The latter condition is especially important for rail and maritime transport, where every day of fleet maintenance requires significant resources, making extensive research execution

is almost impossible. This is especially true for transient operation mode research, because of sophisticated and expensive equipment that are necessary for the research (Liu et. Al., 2016; Rakopoulos et. Al. 2010). The limited availability of infrastructure significantly limited the heavy-duty diesel engine transient operation mode research and resulted in relatively little exploration of this topic. On this basis, it is necessary to develop research methodology that will enable researchers to carry out transient testing on “in service” engines using only the available operational data.

1. Heavy vehicles diesel engine operation and research analysis

Diesel engine transient operation research studies mostly focus on assessment and prediction of energy and environmental parameters of engines used in a road vehicles (Nüescha et. Al., 2014; Arcoumanis, Baniasad 1995a; Rakopoulos; Giakoumis 2006 Exhibition; Winkler, 2008; Rakopoulos , Giakoumis 1998; 2004; 2006; Zhang et. al., 1997; assan 1986, Bolla 2014). In summary, the main research object were mostly 4-cylinder supercharged diesel engines. Mathematical models used for transient studies usually are based on filling-emptying semi-linear methods due to their high computational speed. Recently, a numeric internal combustion engine models were put into use for transient operation analysis, these include but are not limited to: GT-Power, AVL BOOST, AVL FIRE, Ricardo, OpenWam et al. (Yelvington 2013; d. Willermark Smith; Winkler, 2008 ; Florián et. al. 2006 Exhibition; Bermúdez et al. 2011) as well as neural network-based models (Willermark; Smith). The analysis of diesel engine transient operation mathematical modelling research studies shows some common trends. One of problems is a long computation time and large data volumes. As a result of that mathematical models are often purposefully reduced to cover only specific engine element or process rather than the whole engine system (Bermúdez et. Al. 2011; Imamori 2011). And even then long computation times persist (Imamori 2011). One possible solution is to adapt and use the artificial neural network models for diesel engine transient operation research. An Artificial neural network - probably one of the most successful mathematical tools in engine research that appeared over the last two decades. One of the directions that have been recently introduced in neural network technology, is the research of internal combustion engine transient operation (Florián et. Al., 2006, J. Galindo 2005; Nikzadfar K. 2014; Smith; Winkler, 2008; Brahma, et al., 2004; Wu et al., 2004; Maass et al., 2009). Neural network approximate mechanisms and non-linear functions offers a good solution to help prevent use big data tables as well as a greater speed and accuracy, than phenomenological models in the transient load tests. These "black box" models can establish the relationship between several individual (single input - single output) and many (many inputs-outputs) parameters. (Deng et. Al. 2011).

This is directly applicable to the transient operation parameter modelling where overall effect is evaluated by many interrelated factors, that may not be clearly measurable.

For example: increase of friction in the engine during the transient load is itself a complex process influenced by many factors (Giakoumis 2010). There for the researchers use the artificial neural network in order to create the mathematical models for modelling of dynamic engine parameters (Brahma, et al., 2004; Wu et al., 2004; Maass et al., 2009 Galindo 2005; Florián et. Al. 2006).

Findings of first chapter

1. Reviewed studies have shown that during transient operation energy indicators deteriorate significantly (up to 40%).
2. The focus of transient testing and standardization of transient load performance is given to the relatively low power engines. However, the transient operation in many cases occurs in heavy vehicle diesel engines and the effects of the transient load is far less analysed.
3. In order to carry out the heavy vehicle diesel engines transient operating tests, it is logical to establish a new integrated method comprising: internal combustion engine ECU registration, their format change technologies and mathematical modelling tools.

2. The transient operation influence on engine operating parameters research methodology

According to the definition of the “steady state operation” in the literature during steady-state operation mode engine speed, fuel portion and turbocharger parameters remain constant (Rakopoulos, Giakoumis 2009). Usually most of the engine tests are conducted in a consistent steady-state operation conditions, using dedicated test rigs, according to a predetermined cycle. The engine rig test allows to evaluate the technical condition of the engine, an accurate assessment of the increase in fuel consumption, diagnosis, assessment of the engine settings. However, with the existing, high-power diesel engines such investigations are complicated for several reasons:

- Disassembly of in-service engines - a difficult, expensive and time-consuming process.
- High power (1500 - 2000 kW) engines require big high power test rigs that operators and research institutions often do not have.
- Heavy-duty engine rig tests execution is a very expensive, requires a highly skilled personnel and the engine is out of operation for a long time.

The mentioned technical conditions and the absence of opportunities for engine tests show that another source of engine parameters is needed. As discussed in the first chapter, most modern diesel engines are equipped with an electronic engine management system. In addition to the basic functions - the management systems are equipped with the technological capacity to record engine performance by using integrated sensors. Recorded operating data is usually stored as a function of time: $x = f(t)$.

The CAT 3512B-HD and MTU4000R41 type engines have mentioned possibility to record internal engine sensor data. In-service SC "Lietuvos geležinkeliai" locomotive park CAT3512B-HD and MTU4000R41 engine data is recorded continuously at 1 second frequency during engine operation.

Both CAT and MTU engines can be used for research. However, the daily operational data is chaotic (Fig. 1) - the ICE operation load consists of variable transient load, which greatly limits the possibilities for research.

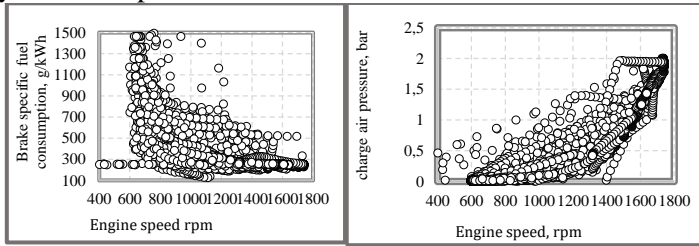


Fig. 1 CAT 3512B-HD measured engine parameters by engine control sensors and presented the graphic form.

It is obvious that this form is not suitable for further analysis. Therefore the data would be uninformative, unless a special methodology developed by the author is used. To obtain from these datasets reliable, steady-state operation, data a filter is used, that can separate all transient and steady-state operation modes (by load). At the end, formed algorithm analyzes changes in engine load functions $P_{em} = f(t)$ and the selection of registered engine data array part, when the engine load remains constant with allowed fluctuations in within a given time. (Fig. 2).

$$\frac{\sum_{i=m}^a P_{e_{m...m+a}}}{m+a} \cdot S_{leist} > P_{e_{m...m+a}} > \frac{\sum_{i=m}^a P_{e_m}}{m+a} / S_{leist} \quad (1)$$

$$a = \frac{t_{nus}}{t_{reg}} \quad (2)$$

Where: T_{nus} – steady-state load mode time, s; T_{REG} - parameter recording frequency, s; P_{em} - electrical power, recorded moments m ; a - the recorded values, the average value is compared with the time point m ; S_{leist} - permissible parameter fluctuations in size - a unit. Iteration performed by the algorithm shown in Figure 2. After the first iteration, the first engine produced consistent load modes of operation data to parameters S_{leist} and T_{nus} . The resulting engine performance shown in Figure 3.

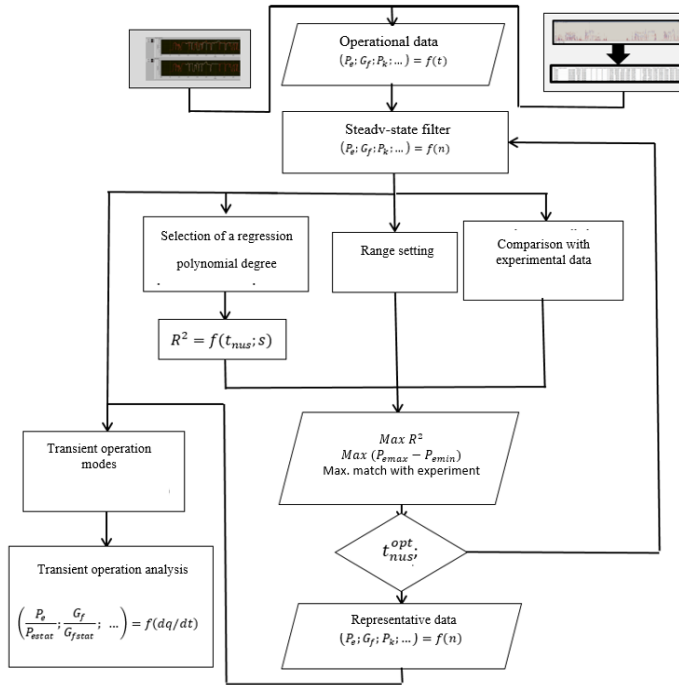


Fig. 2 CAT and MTU engines ECU data processing and load transition mode analysis algorithm

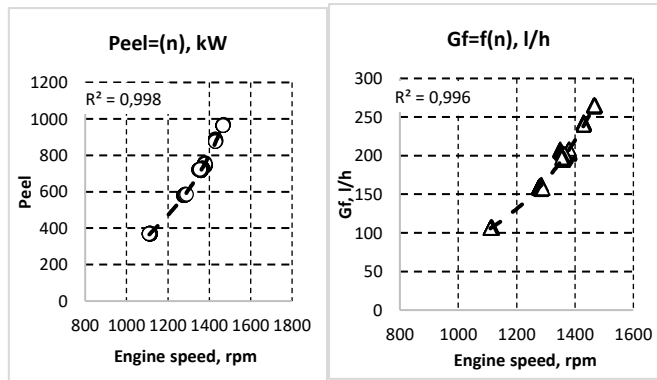


Fig. 3 Engine case-load data from the operating conditions.

Findings of the second chapter

1. Operating mode and energy indicator data, recorded by modern diesel engine electronic management systems, form the basis for the application of the data processing and analysis technology, to perform the diesel engine transient operation research.

2. The diesel engine in-service transient operation, as well as rheostat test research means, were developed and applied, they include:

2.1. The synchronization program for MTU engine two data recording systems developed in National Instruments LabView programming environment. Data is synchronized to 1 s

2.2. The Caterpillar engine data recording program data format conversion method from graphic into digital format technology. Transfer error - 0,12%.

2.3. The steady-state operation mode selection, from ECU recorded data, and steady-state operating characteristics shaping algorithm.

3. By adapting a developed technology, analysis of the diesel engine energy parameters during the transient operation mode is made, measured hourly fuel consumption values are up to 400% higher than in the corresponding steady-state operating mode.

3. Investigation of the operational load cycle structure

As it was discussed, diesel engines operate in transient conditions in many transport means: locomotives, tugboats and others. For example a typical tugboat load cycle consists mainly of low-load modes (regardless of the type of operation up to 60% of a operation time engine load reaches 20% of the nominal power, while the high-load modes in excess of 50-60% make only less than 10%) (Varalakshmi 2010). As in other cases, engines installed in tugboats also encounter transient operation modes.

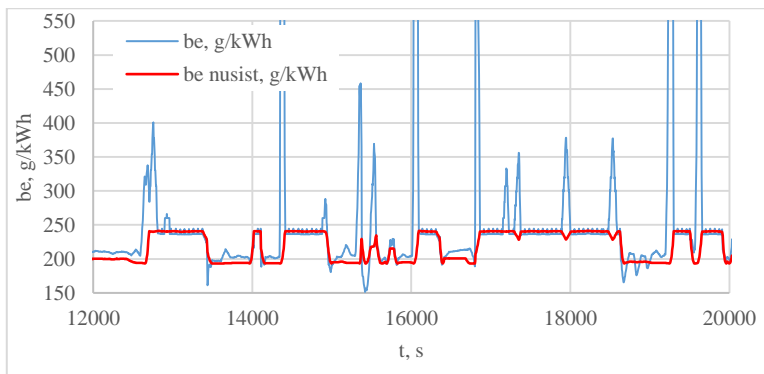


Fig. 4 Specific fuel consumption in steady state and the actual data from the operation of comparison.

This allows to reasonably argue that a typical locomotive engine cycle have the potential for energy savings, if appropriate reduction to the amount of transient operation modes will be achieved.

3.1. Transient load mode operation influence test

The analysis of transport diesel engine CAT3512B HD operating cycle data shows that CAT3512B- HD engine power average power change rate is 8.9 kW/s.

The average rate remains the same for both increasing and decreasing load (+8.9 KWS or -8,9 kW / s). A Maximum load increase rate was 81 kW/s, (which represents about 4.7% of the nominal load) and about -88 kW/s when reducing the load (approximately 5.2% of the nominal power). The cyclic fuel portion change rate in average was about 0.003 g/s with the maximum value of 0.075 g/s, for both increasing and decreasing load. The influence of change rate was evaluated by changes to the engine electric power, hourly fuel consumption, charge pressure deviation. The power difference compared to the steady-state modes reaches up to 300 kW (~ 18% of the nominal power), but the most common deviation is 50 kW or ~ 3% less power than the corresponding steady-state load conditions. The charge pressure deviation parameters, in some cases, reach up to a 0.11 bar. The most predominant ΔP_k deviation of a -0.01 bar (higher than the steady state at the time) and 0.02 bar (below the steady state at the time). The hourly fuel consumption, during transient operation mode, usually amounted to 5 kg/h higher than the steady-state load mode. The maximum and minimum fuel consumption values may reach up to 25 kg/h more than the steady-state load times.

Findings of the third chapter

By using the developed means and methodology an analysis of heavy locomotive diesel engine operational load cycle structure was made:

1.1. Most of the operational time, on average 83%, locomotive engines work in the transient operation modes.

1.2. Up to 80% of the total operational fuel consumption happens during the transient operation.

1.3. The transient operation modes are characterized by the deterioration of energy efficiency: specific fuel consumption, compared to the steady operation modes, reach up to 300% and higher.

2. The main leading dynamic factors: the cyclical portion change speed and the cyclic portion at the start of transient mode. The functional relationship between the relative change in the engine parameters and dynamic factors show a determination coefficient $R^2 = 0.94$.

3. In order to increase the adequacy level of quantitative analysis, it is appropriate to evaluate the other factors influencing the transient operation modes and relations between them. This can be done by using artificial neural network approximation method.

4. In order to increase the adequacy of mathematical solutions it is suggested to use the ANN in conjunction with common practice models (ex. AVL Boost).

4. Diesel engine transient load mathematical model preparation

In this study, the CAT3512B-HD engine numerical model in the AVL BOOST program environment was made. Out of the existing heat release mathematical models in the AVL BOOST a well-known Woschni/Anisits model was selected..

The selection is based on a relatively small amount initial of initial parameters required for calculation (Vibe equation parameters, fuel injection timing angle, air fuel ratio and cylinder internal parameters (pressure and temperature.)) and the opportunity to assess the Vibe parameters for other engine speed and load conditions (BOOST theory). The Woshni/Anisits model has also been approved as a suitable for transient load modeling (Rakopoulos, Giakoumis 2006).

For the heat transfer a special AVL 2000 model was selected (AVL BOOST theory, Andreas A., Pachernegg, S. 1969).

The heavy vehicle diesel engine CAT3512B-HD experimental energy indicators studies were conducted in real operating conditions and treated in accordance with the methodology outlined in methodology chapter.

4.1. Artificial neural network model selection

One of the main artificial neural networks use the advantage of this study is the ability to use the information collected during the trips. The data processing method selected Multilayer Perceptron - artificial neural network type (Multi-Layer perseptron). The multilayer structure of the network consists of series-layers, each layer neuron their outputs coupled to the prior layer neurons and output neurons from another layer.. Per-septron multilayer artificial neural network principal scheme presented in Figure 46. (Studenikin 2005; Statistica help, Nielsen, 2016).

Select five parameters: The first three settings allow you to define the status of the engine during the given time, while the cyclical portion of changes in the speed of the engine to assess the state of stability of a given time, and the relative XEP test parameter for assessing the deviation from the ideal value.

- P_e kW - electric power
- n min⁻¹ - engine speed
- q_{cikl} - cyclical fuel portion
- dq_{cikl}/dt - cyclical fuel portion speed changes.

- X_{EP} - measured relative operating parameter

For the networks training operational data was selected where engine operation time is 24 hours, and data recording frequency is 5.505 seconds. "Statistica" program automated artificial neural network selection algorithm was used, the minimum and maximum number of hidden layers were respectively 3 and 10. 80% of the available data were used for the training and 20% for data testing. Automated ANN algorithm tests a number of different artificial neural network harmonization options. Eventually algorithm selects a network type with the best result. (Statistica help). The artificial neural networks results for x_{gf} - the relative fuel consumption during the transient load assessment presented in Figure 5.

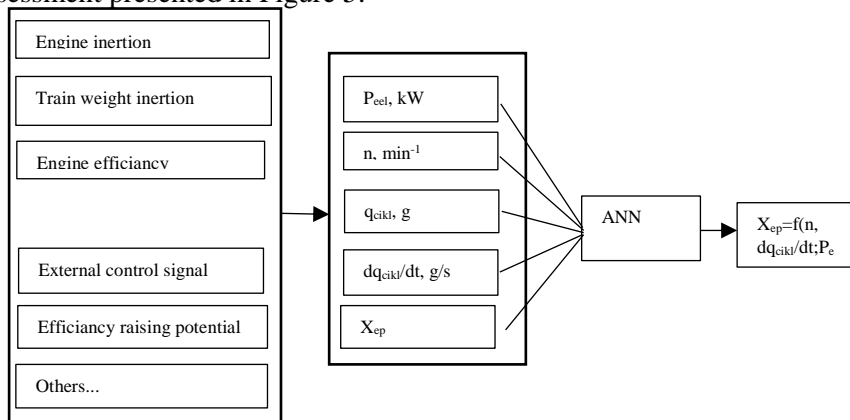


Fig. 5 Principal transient load parameters of the mathematical modeling of neural networks scheme

The performed analysis shows the relationship between the CAT3512B-HD operational fuel consumption and the transient mode dynamic factors. The following summarizes the analysis results of the CAT3512B-HD engines installed in the 2M62M locomotives transporting goods in SC "Lietuvos geležinkeliai" main railway lines. The operational parameters and numerical simulation results with ANN have a good matching (determination coefficient $R^2=0.99$), indicating a negative influence of the growing dynamics on energy parameters. Moving away from the values dq_{cikl}/dt to 0, x_{gf} and X_{Pe} parameter values deviate from the set work modes values. This is particularly obvious x_{gf} parameter value changes. The cyclic portions increase and reduction speed caused a significant hourly fuel consumption increase (at cyclical injection portion $q_{cikl} = 0.2 \text{ g/cycle}$ changing cyclical portions of -0.016 g/s to 0.016 g/s varies in the range from <1 up to <2).

The further increasing initial cyclic portion size of up to 0.5 g / cycle , even with dq_{cikl}/dt parameter up to $0,006 \text{ g / to } -0.006 \text{ g / s}$ causes increase x_{gf} to more than the value of 2, which respectively mean more double fuel consumption. It should be noted that the graphics do not reflect two other parameters - $Peel$ and n influence. Detailed results are presented in Annex F

Given the broad applicability of artificial neural networks, such a system can tentatively be extended to other work, including the formation of harmful emissions in the cylinder or heat release model adjustment for improved transient operation mode prediction, it is also confirmed by other scientists (Willermark N. Smith Winkler in 2008 and others).

Based on the Boost program model three operating parameters were evaluated (Peel, Gf, Pk) on a case-load calculation model (the Section 4.1). Because the calculation is performed without taking into account the dynamic parameters influence the Boost program model result does not match the experimental results. A correction was made by the automatic ANN model. Input data for the model consists of the actual operation data (including q_{cikl} and dq_{cikl}/dt), trained ANN mathematical model and Boost program model results (Peel, Gf, Pk values). According to the boost model results and cycle dynamics evaluated by the ANN model results of x_{gf} , x_{Peel} and x_{Pk} factors are obtained. According to these coefficients derived Peel, Gf, and Pk values are close to the experimental data (figure 6).

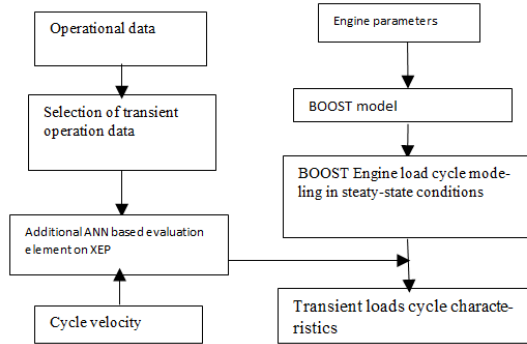


Fig. 6 Structural BOOST model replenishment scheme.

4.2. Methodology adaptation researching energy efficiency performance, the DV transient arrangements

Created technology (see. Chapter 2 and 3) utilization constitute a methodological basis to analyse, investigate and optimize internal combustion engine operational load cycle structure to improve energy efficiency parameters.

The research results show that while working in the transient modes engine energy efficiency (indicated) is influenced by many work process factors and characteristic changes: fuel injection, influencing mixture formation factors, heat exchange and heat release characteristics and etc. These factors influence η_i (indicated efficiency). For

practical reasons, solving engineering diesel equipment maintenance tasks, it is appropriate to identify the key influencing factors and assess them on the basis of the η_i operating conditions.

This principle has been realized in the development of the engineering approach: instead of the main factors influencing η_i the α (excess air ratio) and cyclic injection portion q_{cikl} , are used.

Figure 7. changes in energy indicators during acceleration of a diesel engine determined by using the methodology outlined in the dissertation Acceleration dynamic parameters: average effective power unit power increase (DPE / dt) in the first section of the middle (time interval 440 s to 495 s) is 15.5 kW / s and the second section (495 s to 550 s) is = 4.9 kW / s. The average change rate q_{cikl} sections consists of 0.0036 g/s and 0.0018 g / s.

The during the transient operation in the first phase constantly increasing acceleration energy is used for additional mechanical kinetic energy, increasing the mechanical losses. As a result, at $q_{cikl} = idem$, compared with the steady-state operation decline in speed and related power P_e can be noticed. at the end of the first phase the acceleration of rotating components ends and decrease and accumulated kinetic energy leads to the higher real revolutions in comparison compared with the steady-state.

The second effective decisive factor is the indicated efficiency factor η_i that changes mainly due to the excess air coefficient α value and the engine load, rated by q_{cikl} .

During transient operation α steadily declined from ~ 5.5 units. to 2.1 units. At the end of the transient mode - increased engine load. Influence of αf is not significant - differences $\alpha f - \alpha n$ on average do not exceed 0.5 - 1. This means that the cylinder air charge and q_{cikl} steady-state balance's are no longer effected (during a slow acceleration mode). The relative changes compared to steady state η_{if}/η_{in} ; η_{ef}/η_{en} ; η_{mf}/η_{mn} presented (Fig. 7).

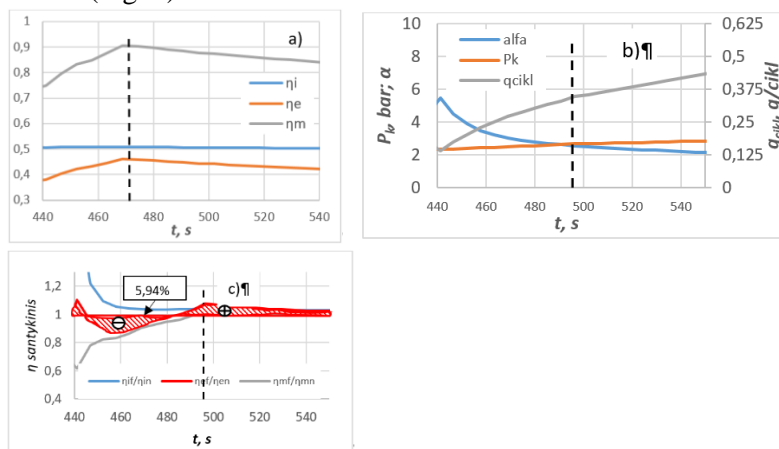


Fig. 7 Acceleration transition mode: a – relative NVK; b – Pk, α and q_{cikl} ; c –NVK change

Based on the data presented in Figure 8 it is clear that the main energy efficiency indicators as well as mechanical efficiency changes in the case of the examined transient mode. Current maximum instantaneous brake thermal efficiency decrease reaches 83%, while the average - for the whole of the transient operation - 5,94%.

During power reduction mode from 830 kW to idling (when $n = 600 \text{ min}^{-1}$) transient operation is separated by two characteristic sections with different dynamic parameters: a rapid decrease in the effective power P_e from 630 kW to 170 kW section (8520's to 8570's) speed $dP_e/dt = 9.2 \text{ kW / s}$ and slow reduction from 170 kW to close to idle speed $dP_e/dt = 2.9 \text{ kW / s}$ (8570's to 8630's). P_e and n_f interface have different decrease start moments : P_e decrease starts linearly from $t = 8520$, while n_f - just after 8570 s. Engine speed n_f is synchronized with fuel cyclic portion controller position, the q_{cicl} decrease also starts from $t = 8570$. As a result, calculated engine power the actual P_{en} (based on steady state) differ. For example, at $t = 8570$ P_{ef} at the end of the first segment decreased to 170 kW and P_{en} decline only started from 900 kW the difference is 730 kW. P_{en} and P_{ef} equalize at the end of the transient regime.

Such P_{ef} and q_{cicl} imbalance in turn leads to η_{ef} change. Power decrease automatically determines the brake thermal efficiency, but compared to the steady state, brake thermal efficiency loss is much more intense.

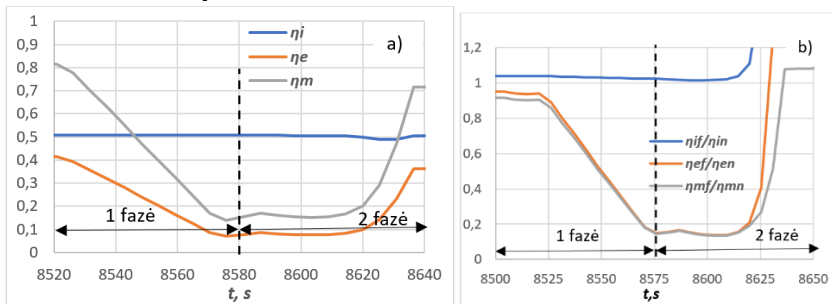


Fig. 8 Power reduction in transition mode: a) – the relative η_e ; b) – η_e change.

The fourth chapter findings

1. The proposed and implemented method for the diesel engine energy parameter research makes use of interlinked work flow modelling with the AVL Boost and diesel engines ECU performance data approximations (ANN).

2. The developed method positive feature is a possibility to adequately simulate the transport energy indicators in operating conditions, evaluating various dynamic factors, transient cycle characteristics and data about inertia of moving parts.

3. Using this method gives a high degree of adequacy: the error between experiment and mathematical modelling method does not exceed 7%, and the determination coefficient of 0.93 to 0.99 was reached in all analysed engine loads.

4. A rational approach to solve practical problems, associated with adequate mathematical modelling, when there is a lack of initial data was developed: optimisation of

engine operating cycle structure, as well as a possibility for ECU adaptation to the specific operating conditions.

5. Heavy vehicle diesel engine mathematical model was developed using simplified turbocharge system and Woshni heat release models. The results of the CAT3512B HD engine model are adequate in steady-state load conditions, but the absence of an exact model of the turbocharge system and ECU does not allow to prepare transient load testing model using just Boost application.

6. The engine real operation mode data provides a good basis for analysing overall system performance under realistic conditions, but a large number of hidden parameters (engine, locomotive, turbocharger impeller inertia, friction effects) complicates the opportunity to directly analyse engine performance. It is there for suggested to use data processing by Multilayer Perceptron neural networks.

7. The ANN trained by the use of operating data show a high level of confidence ($R^2 = 0.9$ to 0.99). On this basis, it is rational to create an ANN mathematical model, which can be added to the BOOST internal combustion engine mathematical modelling program. As result an internal combustion engine mathematical model forms that can evaluate transient operation modes. The model results show a good match with experiment (determination coefficient $R^2 = 0.93$).

General conclusions

On the basis of the performed research, study and optimization methodology was made that brings together:

- The engine performance data continuously recorded by ECU with 1.5-2.0% precision.
- The engine transient operation parameters mathematical modelling based on single zone heat release model and the artificial neural network combined use.
- The analytical solutions for assessment of engine energy efficiency parameters, during transient operations

2. The diesel engine transient operation research and optimization relevance is proven by experimental research: transient operation makes up to 83% of fuel consumption and takes up to 80% of total operation time and instantaneous fuel consumption compared with steady state operation is up to 370%.

3. A mathematical modelling method was suggested that combines AVL BOOST program single zone model, ECU recorded experimental data and statistical processing by the artificial neural networks (ANN). The errors of this method do not exceed 5 to 8%, and the determination coefficient between experiment and calculation results of $R^2 = 0.97$ to 0.99 .

4. The dynamic factors (dq_{cikl} , dtq_{ciklpr}) and their effect on the engine energy and performance indicators was identified. Results can be used for the optimisation engine control parameters:

- Small and medium load range up to $q_{cikl} = 36\%$ of the nominal $q_{cikl\ nom}$ measured fuel overuse of 0 to 10% was determined in comparison to the steady-state and depends little on dq_{cikl}/dt (analysed in the range of 0 to 36%).

•The load range at $q_{cikl\ pr} = 36\%$ to 100% $q_{cikl\ nom}$ necessary to limit $dq_{cikl}/dt < 0.006\ g/s$ in order to avoid the overuse of fuel up to 100% and more.

5. Using developed methodologies to investigate SC "Lietuvos geležinkeliai" widely used in freight locomotives series of CAT 3512B-HD series engines identified energy efficiency parameters (at $q_{cikl} = idem$) that are rational for use in order to improve the use of energy reserves:

6. During engine acceleration, efficiency (η_e) deterioration compared with the steady state reaches 17% . Main engine η_e decrease and parallel fuel overuse is related to the additional diesel-generators moving parts kinetic energy loss and for the whole operating range consists of $3-7\%$

7. During the power reduction in transient mode diesel energy efficiency indicators decrease at an average of 75% : energy losses are associated with the engine system management features, where energy is recovered by dynamic braking power of train electric motors. These energy losses can be reduced by optimizing the ECU and locomotive control system parameters, adapting them to the specific operating conditions "freight line - Train weight - train speed"

Priedai

A priedas. VDV išmetamųjų dujų sudėties analizatoriaus parametrai

Testo *Maritime* išmetamųjų dujų sudėties analizatorius

Matuojamas parametras	Matavimo diapazonas	Matavimo paklaida
CO	0...500 ppm	± 5 %
CO ₂	0...50 %	± 0,3 vol % + 1 %
NO	0...300 ppm	± 5 %
NO ₂	0...500 ppm	± 5 ppm
SO ₂	0...5000 ppm	± 5 %
O ₂	0...25 %	± 0,2 %

B priedas. Įranga, naudota lokomotyvų degalų tyrimams

Elementinės sudėties analizatorius (CHNS) *Vario macro elementar*

1.	Parametras	vertė
2.	Matavimo diapazonas	<i>C (0,002–100) % arba 100 mg abs. N (0,004–100) % arba 100 mg abs. H (0,015–100) % arba 15 mg abs. S (0,004–100) % arba nr mažiau nei 15 mg abs. O 0,05 % iki 5 mg abs.</i>
3.	Tikslumo charakteristikos	<i>Paklaida / standartinis nuokrypis < 0,5 % 100 mg mėginiui</i>

Kalorimetras IKA C5000 (degalų šilumingumo nustatymas)

1.	Matavimo diapazonas	<i>0–40000 J</i>
2.	Tikslumo charakteristikos	<i>pakartojamumas (%RSD) : adiabatinis – 0,05 dinaminis – 0,1 isoperibolinis – 0,05</i>

C priedas. „Dialogo“ programos lango išsaugojimo aukšta rezoliucija algoritmas

Kokybiškas grafiko konvertavimas į skaitmeninį masyvą, neprarandant duomenų, tiesiogiai priklauso nuo grafiko failo rezoliucijos. „Dialogo“ programa, skirta CAT3512B-HD variklio duomenų failams nuskaityti, turi daug apribojimų, iš jų verta paminėti, kad programa veikia tik viso ekrano režimu ir tik per vieną ekraną, griežtai pririšdama grafiko lango rezoliuciją prie naudojamo ekrano rezoliucijos. Verta paminėti, kad grafikai nepraranda formos ir rezoliucijos, nepriklausomai nuo lango rezoliucijos. Tam, kad „būtų apgauta“ programa, panaudojama atviro kodo virtualios mašinos programinė įranga „Oracle virtual box“ (toliau OVB). Programoje sukuriamas virtualus kompiuteris su operacine sistema. OVB aplinkoje virtualiai operacinei sistemai galima sukurti virtualius monitorius, kuriuos vartotojas matys kaip atskirus langus, o operacinė sistema – kaip atskirus fizinius monitorius su rezoliucija, atitinkančia fizinio monitoriaus suminę rezoliuciją. Sistema lieka veiksminga tol, kol virtualių monitorių skaičius atitinka fizinių monitorių skaičių. Tyrimo metu buvo naudojami trys fiziniai monitoriai iš sumine 5280x1050 vaizdo taškų rezoliucija.

Antrame etape OVB sistemoje esančioje virtualioje operacinėje sistemoje dar kartą įrašoma OVB sistema ir sukuriama virtuali operacinė sistema su vienu monitoriumi, kurio rezoliucija atitinka 3 virtualių monitorių rezoliuciją pagal horizontalią ašį:

$5280 \cdot 3 = 15840$ vaizdo taškų (57 pav.).



57 pav. Virtualus operacinės sistemos langas su horizontalia rezoliucija 15840

Tokiu būdu dirbtinai patrigubinama efektyvi ekrano rezoliucija, kurios šiuo metu neįmanoma pasiekti su vienu monitoriumi. Į antrąją operacinę sistemą įrašoma programa „Dialogo“, kur, jai veikiant viso ekrano režimu, fiksuojamas grafikų paveikslas su 15840x1050 rezoliucija tolesniam transformavimui į skaitmeninį masyvą.

D priedas. Reostatinių bandymų rezultatai

CAT3512b-HD variklis

Sūkliai	Pel	Gf	Pk	Oro aušintuvo temperatūra	CO2	H _u	NVK generatoriaus	α
min ⁻¹	kW	kg/h	bar	C	vol%	kJ/kg		
600	1	14,50	1,00	25,00		42106,8	0,925	5,00
700	107	33,00	1,12	29,00		42106,8	0,93	2,82
800	143	43,17	1,13	32,96	3,89	42106,8	0,935	2,50
900	201	53,75	1,15	31,83	5,97	42106,8	0,94439	2,02
1000	248	64,06	1,18	33,65	7,42	42106,8	0,952	2,00
1100	307	75,66	1,20	36,54	8,30	42106,8	0,95329	1,57
1200	378	90,29	1,28	39,19	8,72	42106,8	0,958	1,71
1300	473	109,85	1,44	40,83	8,87	42106,8	0,95897	1,67
1400	600	136,47	1,63	41,25	8,80	42106,8	0,96	1,69
1500	764	172,41	1,98	40,79	8,60	42106,8	0,96235	1,90
1600	978	220,15	2,40	40,35	8,44	42106,8	0,962	1,77
1700	1246	282,33	2,89	41,37	8,49	42106,8	0,96437	1,86
1800	1579	361,80	3,50	45,87	8,86	42106,8	0,966	1,71

MTU R4000R41

Sūkliai	Pe su pagalbine įranga	Pel elekt-rine galia	Gf	Pk	CO2	H _u	NVK generatoriaus	α
aps/s	kW	kW	kg/h	bar	ppm	kJ/kg		
600,02	58,83	35,00	21,68	1,02	50428,91	42240,00	0,91	2,88
773,31	196,88	166,74	51,78	1,05	61707,73	42240,00	0,95	2,36
1008,79	354,29	317,91	77,55	1,13	80905,52	42240,00	0,95	1,82
1211,58	547,65	503,92	116,37	1,28	96285,56	42240,00	0,96	1,54
1414,35	837,31	781,60	171,41	1,61	97418,23	42240,00	0,96	1,52
1406,15	797,79	743,74	163,68	1,55	94790,06	42240,00	0,96	1,56
1587,08	1421,93	1343,08	277,17	2,35	99456,91	42240,00	0,96	1,63
1797,30	1927,47	1831,40	386,12	3,04	96345,80	42240,00	0,96	1,68

E priedas. CAT3512B-HD *Boost* modelio parametrai

System Boundary ,SB1'

Boundary Conditions

- Preference Set 1
- Pressure 1
- Fuel Vapour 0
- Combustion Products 0
- Ratio Type A/F – Ratio
- Ratio Value 14.7

System Boundary ,SB2'

Boundary Conditions

- Preference Set 1
- Pressure 1
- Gas Temperature 506.85
- Fuel Vapour 0
- Combustion Products 0.54137931
- Ratio Type A/F – Ratio
- Ratio Value 14.7

Plenum 'PL1'

General

- Volume 28

Initialization

- Preference Set 1
- Pressure 2.6
- Gas Temperature 66.85
- Fuel vapour 0
- Combustion Products 0
- Ratio Type A/F – Ratio

- Ratio Value 10000

Plenum 'PL2'

General

- Geometry Definition Volume
- Volume 30

Initialization

- Preference Set 1
- Pressure 2.4
- Gas Temperature 596.85
- Fuel vapour 0
- Combustion Products 0
- Ratio Type A/F – Ratio
- Ratio Value 28

Flow Coefficients

- Pipe 9 inflow 1
- Pipe 10 inflow 1
- Pipe 11 inflow 1
- Pipe 14 inflow 0.9
- Pipe 8 inflow 0.9
- Pipe 12 inflow 0.9
- Pipe 13 inflow 1
- Pipe 9 inflow 1
- Pipe 10 inflow 1
- Pipe 11 inflow 1
- Pipe 14 inflow 0.9
- Pipe 8 inflow 0.9
- Pipe 12 inflow 0.9
- Pipe 13 inflow 1

Heat Transfer

- Plenum surface 41768

- Wall temperature 200
- Heat transfer coefficient 35
- Wall thickness 5
- Conductivity 40
- Heat capacity 3532.5
- Coolant air
- Ambient temperature 25
- Char. Velocity of coolant 0.3

Cylinder ‘C1’

General

- Bore 170
- Stroke 215
- Compression ratio 15.5
- Con-Rod length 380
- Piston pin offset 0
- Effective blow by gap 0
- Mean crankcase press 1
- Scavenge model perfect mixing

Initialization

- Pressure 4.5
- Temperature 726.85
- Ratio Type A/F – Ratio
- Ratio Value 14.7
- Fuel Vapour 0
- Combustion products 0.628

Combustion

- Heat release Woschni/Anisits
- Fuel temperature 25

Woschni/Anisits

- Start of injection -6
- Ignition delay 2
- Combustion duration 60
- Shape parameter m 0.65
- Parameter a 6.9
- A/F – ratio 24.99
- Engine speed 1800
- Pressure 10
- Temperature 600

Heat transfer

- Cylinder AVL2000
- Ports none
- Surface area 27617
- Wall temperature 276.85
- Piston calibration factor 1
- Surface area 22698
- Wall temp. 246.85
- Head calibration factor 1
- Surface area (piston at TDC) 7406
- Wall temp. (piston at TDC) 176.85
- Wall temp.(piston at BDC) 86.85
- Liner calibration factor 1
- Incylinder swirl ratio nD/nM 1.9
- Scavenge model perfect mixing
- 0.628

Measuring Point ‘MP1’

General

- Author user
- Date 28.sep 2015
- Location of Measuring Point from Upstream Pipe End 200 mm
- Output Extent: Extended

Measuring Point ‘MP2’

General

- Author user
- Date 31.Mar 2016
- Location of Measuring Point from Upstream Pipe End 20 mm
- Output Extent: Extended

Engine ‘E1’

General

- Author user
- Date 31.Mar 2016 18:21

Firing angle

- 1-0
- 2-480
- 3-240
- 4-600
- 5-120
- 6-360

Engine friction 1

- Engine friction table
- Friction multiplier 1

Friction set

- BMEP 16.5

	Engine speed (x) rpm	FMEP (Y) bar
1	1800	4.5
2	1700	3.39
3	1600	2.8
4	1500	2.1
5	1400	1.39

Measuring Point 'MP3'**General**

- Author user
- Date 26.Jan 2014
- Location of Measuring Point from Upstream Pipe End 50 mm
- Output Extent: Extended

Measuring Point 'MP4'**General**

- Author user
- Date 26.Jan 2014

- Location of Measuring Point from Upstream Pipe End 20 mm
- Output Extent: Extended

Cooler 'CO1'**General**

- Author user
- Date 31.Mar 2016
- Total Air Cooler Volume 30
- Inlet Collector Volume 10
- Outlet Collector Volume 10
- Length of Cooling Core 800

Reference operating conditions

- Friction specification target pressure drop
- Heat transfer specification target outlet temperature
- Mass flow 2.45
- Inlet air temperature 100
- Inlet pressure 3.2
- Target pressure drop 0.05
- Coolant temperature 46
- Target outlet temperature 55.9

Flow coefficients

- Pipe 1 inflow 1
- Pipe 17 inflow 1
- Pipe 1 outflow 1
- Pipe 17 outflow 1

Turbocharger 'TC1'**Simplified model**

- Calculation mode waste gate calculation

Compressor

- Corrected volume flow m3/s
- Compressor efficiency 0.18
- Pressure 1
- Temperature 25

Turbine

- Flow Type Discharge Coefficient
- Equiv. Turbine Discharge Coeff. 0.1
- Pipe Area Scaling Factor 1
- Turbine size multiplier 1
- Turbocharger overall efficiency 0.9
- Mechanical efficiency 0.98

Measuring Point 'MP5'**General**

- Author user
- Date 31. Mar 2016
- Location of Measuring Point from Upstream Pipe End 25 mm
- Output Extent: Standard

Measuring Point 'MP6'**General**

- Author user
- Date 31. Mar 2016
- Location of Measuring Point from Upstream Pipe End 25 mm
- Output Extent: Standard

Connection '1'**General**

- Author user
- Pipe length 800
- Diameter 200
- Lam. Friction coeff. 64
- Friction coefficient 0.02
- Gas/wall heat transfer re – analogy
- Heat transfer factor 1
- Wall temperature 46.85

Initialization

- Preference set 1
- Pressure 2.6
- Gas temperature 66.85
- Fuel vapour 0
- Combustion products 0
- Ratio type A/F – Ratio
- Ratio value 10000

Connection '2'**General**

- Author user
- Pipe length 200
- Lam. Friction coeff. 64
- Friction coefficient 0.02
- Gas/wall heat transfer re – analogy
- Heat transfer factor 1
- Wall temperature 46

Diameter table

	Location (x)mm	Diameter (y)mm
1	0	170
2	200	170

Initialization

- Preference set 1
- Pressure 2.6
- Gas temperature 66.85
- Fuel vapour 0
- Combustion products 0
- Ratio type A/F – Ratio
- Ratio value 10000

Connection '3'**General**

- Author user
- Pipe length 200
- Lam. Friction coeff. 64
- Friction coefficient 0.02

- Gas/wall heat transfer re – analogy
- Heat transfer factor 1
- Wall temperature 46

Diameter table

	Location (x)mm	Diameter (y)mm
1	0	170
2	200	170

Initialization

- Preference set 1
- Pressure 2.6
- Gas temperature 66.85
- Fuel vapour 0
- Combustion products 0
- Ratio type A/F – Ratio
- Ratio value 10000

Connection '4'

General

- Author user
- Pipe length 200
- Lam. Friction coeff. 64
- Friction coefficientm 0.02
- Gas/wall heat transfer re – analogy
- Heat transfer factor 1
- Wall temperature 46

Diameter table

	Location (x)mm	Diameter (y)mm
1	0	170
2	200	170

Initialization

- Preference set 1
- Pressure 2.6
- Gas temperature 66.85
- Fuel vapour 0
- Combustion products 0
- Ratio type A/F – Ratio

- Ratio value 10000

Connection '5'

General

- Author user
- Pipe length 200
- Lam. Friction coeff. 64
- Friction coefficientm 0.02
- Gas/wall heat transfer re – analogy
- Heat transfer factor 1
- Wall temperature 46

Diameter table

	Location (x)mm	Diameter (y)mm
1	0	170
2	200	170

Initialization

- Preference set 1
- Pressure 2.6
- Gas temperature 66.85
- Fuel vapour 0
- Combustion products 0
- Ratio type A/F – Ratio
- Ratio value 10000

Connection '6'

General

- Author user
- Pipe length 200
- Lam. Friction coeff. 64
- Friction coefficientm 0.02
- Gas/wall heat transfer re – analogy
- Heat transfer factor 1
- Wall temperature 46

Diameter table

	Location (x)mm	Diameter (y)mm
1	0	170
2	200	170

Initialization

- Preference set 1
- Pressure 2.6
- Gas temperature 66.85
- Fuel vapour 0
- Combustion products 0
- Ratio type A/F – Ratio
- Ratio value 10000

Connection '7'**General**

- Author user
- Pipe length 200
- Lam. Friction coeff. 64
- Friction coefficient 0.02
- Gas/wall heat transfer re – analogy
- Heat transfer factor 1
- Wall temperature 46

Diameter table

	Location (x)mm	Diameter (y)mm
1	0	170
2	200	170

Initialization

- Preference set 1
- Pressure 2.6
- Gas temperature 66.85
- Fuel vapour 0
- Combustion products 0
- Ratio type A/F – Ratio
- Ratio value 10000

Connection '8'**General**

- Author user
- Pipe length 250
- Diameter 170
- Lam. Friction coeff. 64
- Friction coefficient 0.02

- Gas/wall heat transfer re – analogy
- Heat transfer factor 1
- Wall temperature 226.85

Initialization

- Preference set 1
- Pressure 2.4
- Gas temperature 596.85
- Fuel vapour 0
- Combustion products 0
- Ratio type A/F – Ratio
- Ratio value 28

Connection '9'**General**

- Author user
- Pipe length 250
- Diameter 170
- Lam. Friction coeff. 64
- Friction coefficient 0.02
- Gas/wall heat transfer re – analogy
- Heat transfer factor 1
- Wall temperature 226.85

Initialization

- Preference set 1
- Pressure 2.4
- Gas temperature 596.85
- Fuel vapour 0
- Combustion products 0
- Ratio type A/F – Ratio
- Ratio value 28

Connection '10'**General**

- Author user
- Pipe length 250
- Diameter 170
- Lam. Friction coeff. 64
- Friction coefficient 0.02

- Gas/wall heat transfer re – analogy
- Heat transfer factor 1
- Wall temperature 226.85

Initialization

- Preference set 1
- Pressure 2.4
- Gas temperature 596.85
- Fuel vapour 0
- Combustion products 0
- Ratio type A/F – Ratio
- Ratio value 28

Connection '11'

General

- Author user
- Pipe length 250
- Diameter 170
- Lam. Friction coeff. 64
- Friction coefficient 0.02
- Gas/wall heat transfer re – analogy
- Heat transfer factor 1
- Wall temperature 226.85

Initialization

- Preference set 1
- Pressure 2.4
- Gas temperature 596.85
- Fuel vapour 0
- Combustion products 0
- Ratio type A/F – Ratio
- Ratio value 28

Connection '12'

General

- Author user
- Pipe length 250
- Diameter 170
- Lam. Friction coeff. 64
- Friction coefficient 0.02

- Gas/wall heat transfer re – analogy
- Heat transfer factor 1
- Wall temperature 226.85

Initialization

- Preference set 1
- Pressure 2.4
- Gas temperature 596.85
- Fuel vapour 0
- Combustion products 0
- Ratio type A/F – Ratio
- Ratio value 28

Connection '13'

General

- Author user
- Pipe length 250
- Diameter 170
- Lam. Friction coeff. 64
- Friction coefficient 0.02
- Gas/wall heat transfer re – analogy
- Heat transfer factor 1
- Wall temperature 226.85

Initialization

- Preference set 1
- Pressure 2.4
- Gas temperature 596.85
- Fuel vapour 0
- Combustion products 0
- Ratio type A/F – Ratio
- Ratio value 28

Connection '14'

General

- Author user
- Pipe length 800
- Diameter 170
- Lam. Friction coeff. 64

- Friction coefficient 0.02
- Gas/wall heat transfer re – analogy
- Heat transfer factor 1.5
- Wall temperature 196.85

Initialization

- Preference set 1
- Pressure 2.4
- Gas temperature 596.85
- Fuel vapour 0
- Combustion products 0
- Ratio type A/F – Ratio
- Ratio value 28

Connection '15'**General**

- Author user
- Pipe length 500
- Diameter 340
- Lam. Friction coeff. 64
- Friction coefficient 0.019
- Gas/wall heat transfer re – colburn
- Heat transfer factor 1
- Wall temperature 26.85

Initialization

- Preference set 1
- Pressure 1
- Gas temperature 60
- Fuel vapour 0
- Combustion products 0
- Ratio type A/F – Ratio
- Ratio value 200

Connection '16'**General**

- Author user
- Pipe length 50
- Diameter 220
- Lam. Friction coeff. 64

- Friction coefficient 0.02
- Gas/wall heat transfer re – analogy
- Heat transfer factor 1
- Wall temperature 176.85

Initialization

- Preference set 1
- Pressure 10.5
- Gas temperature 506.85
- Fuel vapour 0
- Combustion products 0.54137931
- Ratio type A/F – Ratio
- Ratio value 14.7

Connection '17'**General**

- Author user
- Pipe length 800
- Diameter 200
- Lam. Friction coeff. 64
- Friction coefficient 0.02
- Gas/wall heat transfer re – analogy
- Heat transfer factor 1
- Wall temperature 76.85

Initialization

- Preference set 1
- Pressure 2.6
- Gas temperature 141.85
- Fuel vapour 0
- Combustion products 0
- Ratio type A/F – Ratio
- Ratio value 14.7

F priedas. XGf parametro matematinio modeliavimo rezultatų fragmentas

Galia, kW	Sūkių dažnis, min ⁻¹	G _f , kg/h	G _f dirbant nusist. apkrova	Q _{reiki.} , g/cikl	dq _{cikl} /dt, g/s	x _{Gf}	x _{Gf} DNT
3	3	1,4	0,0	1,1465	0,208270	0,000	0,000
24	59	8,1	0,0	0,3127	-0,151469	0,000	0,000
73	184	27,0	0,0	0,3372	0,004455	0,000	0,000
122	305	44,6	0,0	0,3348	-0,000434	0,000	0,000
170	430	62,2	0,0	0,3317	-0,000568	0,000	0,000
219	551	81,1	0,0	0,3372	0,001002	0,000	0,000
270	676	98,6	0,0	0,3348	-0,000441	0,000	0,000
319	800	116,2	30,6	0,3331	-0,000304	3,793	3,403
368	922	135,1	57,7	0,3362	0,000565	2,343	2,017
416	1046	152,7	83,8	0,3348	-0,000264	1,822	1,805
465	1168	170,3	110,7	0,3344	-0,000067	1,538	1,604
543	1357	200,0	163,3	0,3380	0,000657	1,224	1,299
541	1354	198,6	162,4	0,3364	-0,000293	1,223	1,297
492	1338	190,5	157,1	0,3266	-0,001784	1,213	1,287
397	1308	174,3	147,9	0,3056	-0,003815	1,179	1,258
305	1278	158,1	139,2	0,2836	-0,003993	1,136	1,226
246	1235	144,6	127,4	0,2684	-0,002754	1,135	1,230
224	1181	133,8	113,9	0,2597	-0,001581	1,174	1,255
203	1127	123,0	101,4	0,2502	-0,001733	1,213	1,269
181	1073	112,2	89,6	0,2397	-0,001907	1,252	1,272
159	1019	100,0	78,1	0,2250	-0,002662	1,280	1,247
138	965	89,2	66,8	0,2120	-0,002377	1,335	1,225
116	908	78,4	54,8	0,1979	-0,002552	1,431	1,193
95	854	67,6	43,0	0,1814	-0,002997	1,572	1,139
73	800	55,4	30,6	0,1588	-0,004106	1,808	1,039
51	746	44,6	0,0	0,1371	-0,003946	0,000	0,000
30	692	33,8	0,0	0,1120	-0,004563	0,000	0,000
3	611	12,2	0,0	0,0457	0,000922	0,000	0,000
49	697	60,8	0,0	0,2000	-0,005328	0,000	0,000
38	676	50,0	0,0	0,1697	-0,005502	0,000	0,000
27	657	37,8	0,0	0,1321	-0,006826	0,000	0,000
16	638	27,0	0,0	0,0972	-0,006348	0,000	0,000
5	616	16,2	0,0	0,0603	-0,006688	0,000	0,000
51	654	24,3	0,0	0,0853	0,004530	0,000	0,000
154	751	51,4	0,0	0,1567	0,012977	0,000	0,000
257	849	78,4	41,8	0,2118	0,010002	1,876	1,332
359	946	105,4	62,8	0,2555	0,007944	1,678	1,495
462	1041	132,4	82,7	0,2918	0,006600	1,602	1,583
568	1138	160,8	103,8	0,3241	0,005855	1,549	1,613
670	1235	187,8	127,4	0,3487	0,004477	1,474	1,577
773	1330	214,9	154,6	0,3705	0,003960	1,390	1,506
876	1427	241,9	188,9	0,3887	0,003300	1,281	1,390
978	1524	268,9	232,1	0,4045	0,002879	1,159	1,241
1138	1673	312,2	321,4	0,4279	0,004237	0,971	0,964
1135	1670	310,8	319,5	0,4267	-0,000211	0,973	0,966
1135	1670	310,8	319,5	0,4267	0,000000	0,973	0,966
1135	1670	310,8	319,5	0,4267	0,000000	0,973	0,966
1135	1668	310,8	317,5	0,4274	0,000126	0,979	0,975

Galia, kW	Sūkių dažnis, min ⁻¹	Gr, kg/h	Gr dirbant nu-sist. aprova	q _{cikl} , g/cikl	dq _{cikl} /dt, g/s	x _{Gr}	x _{Gr} DNT
1135	1668	310,8	317,5	0,4274	0,000000	0,979	0,975
1135	1668	310,8	317,5	0,4274	0,000000	0,979	0,975
1132	1668	310,8	317,5	0,4274	0,000000	0,979	0,974
1132	1668	310,8	317,5	0,4274	0,000000	0,979	0,974
1132	1668	310,8	317,5	0,4274	0,000000	0,979	0,974
1132	1665	310,8	315,6	0,4281	0,000126	0,985	0,983
1135	1668	312,2	317,5	0,4293	0,000212	0,983	0,979
1132	1665	310,8	315,6	0,4281	-0,000212	0,985	0,983
1132	1665	310,8	315,6	0,4281	0,000000	0,985	0,983
1132	1665	310,8	315,6	0,4281	0,000000	0,985	0,983
1130	1665	310,8	315,6	0,4281	0,000000	0,985	0,982
1130	1665	310,8	315,6	0,4281	0,000000	0,985	0,982
1130	1665	310,8	315,6	0,4281	0,000000	0,985	0,982
1130	1665	310,8	315,6	0,4281	0,000000	0,985	0,982
1130	1665	310,8	315,6	0,4281	0,000000	0,985	0,982
1130	1665	310,8	315,6	0,4281	0,000000	0,985	0,982
1127	1665	310,8	315,6	0,4281	0,000000	0,985	0,981
1130	1668	312,2	317,5	0,4293	0,000212	0,983	0,977
1127	1665	310,8	315,6	0,4281	-0,000212	0,985	0,981
1127	1665	310,8	315,6	0,4281	0,000000	0,985	0,981
1127	1665	310,8	315,6	0,4281	0,000000	0,985	0,981
1124	1665	310,8	315,6	0,4281	0,000000	0,985	0,979
1124	1665	310,8	315,6	0,4281	0,000000	0,985	0,979
1124	1665	310,8	315,6	0,4281	0,000000	0,985	0,979
1124	1665	309,5	315,6	0,4262	-0,000338	0,980	0,975
1124	1665	309,5	315,6	0,4262	0,000000	0,980	0,975
1124	1665	309,5	315,6	0,4262	0,000000	0,980	0,975
1122	1665	309,5	315,6	0,4262	0,000000	0,980	0,974
1124	1668	310,8	317,5	0,4274	0,000212	0,979	0,970
1122	1665	309,5	315,6	0,4262	-0,000212	0,980	0,974
1122	1665	309,5	315,6	0,4262	0,000000	0,980	0,974
1122	1665	310,8	315,6	0,4281	0,000338	0,985	0,978
1122	1665	310,8	315,6	0,4281	0,000000	0,985	0,978
1122	1665	312,2	315,6	0,4299	0,000338	0,989	0,982
1122	1665	312,2	315,6	0,4299	0,000000	0,989	0,982
1119	1662	313,5	313,8	0,4325	0,000466	0,999	0,995
1119	1662	313,5	313,8	0,4325	0,000000	0,999	0,995
1119	1662	314,9	313,8	0,4344	0,000339	1,004	0,999
1119	1662	314,9	313,8	0,4344	0,000000	1,004	0,999
1122	1665	317,6	315,6	0,4374	0,000548	1,006	0,999
1119	1662	316,2	313,8	0,4362	-0,000209	1,008	1,003
1119	1662	316,2	313,8	0,4362	0,000000	1,008	1,003
1119	1662	314,9	313,8	0,4344	-0,000339	1,004	0,999
1119	1662	314,9	313,8	0,4344	0,000000	1,004	0,999
1119	1662	314,9	313,8	0,4344	0,000000	1,004	0,999
1119	1662	313,5	313,8	0,4325	-0,000339	0,999	0,995
1119	1662	313,5	313,8	0,4325	0,000000	0,999	0,995
1119	1662	312,2	313,8	0,4306	-0,000339	0,995	0,990
1119	1662	312,2	313,8	0,4306	0,000000	0,995	0,991
1119	1662	312,2	313,8	0,4306	0,000000	0,995	0,991
1122	1665	312,2	315,6	0,4299	-0,000127	0,989	0,982
1119	1662	310,8	313,8	0,4288	-0,000212	0,991	0,986
1119	1662	310,8	313,8	0,4288	0,000000	0,991	0,986
1119	1662	310,8	313,8	0,4288	0,000000	0,991	0,986
1119	1662	312,2	313,8	0,4306	0,000339	0,995	0,991
1119	1662	312,2	313,8	0,4306	0,000000	0,995	0,991
1119	1662	312,2	313,8	0,4306	0,000000	0,995	0,991

Galia, kW	Sūkių dažnis, min ⁻¹	Gr, kg/h	Gr dirbant nu-sist. apkrova	q _{cikl} , g/cikl	dq _{cikl} /dt, g/s	x _{Gr}	x _{Gr} DNT
1119	1662	312,2	313,8	0,4306	0,000000	0,995	0,991
1119	1662	312,2	313,8	0,4306	0,000000	0,995	0,991
1119	1662	312,2	313,8	0,4306	0,000000	0,995	0,991
1119	1662	313,5	313,8	0,4325	0,000339	0,999	0,995
1122	1665	314,9	315,6	0,4337	0,000211	0,998	0,991
1119	1662	313,5	313,8	0,4325	-0,000211	0,999	0,995
1119	1662	313,5	313,8	0,4325	0,000000	0,999	0,995
1119	1662	313,5	313,8	0,4325	0,000000	0,999	0,995
1122	1662	313,5	313,8	0,4325	0,000000	0,999	0,996
1122	1662	313,5	313,8	0,4325	0,000000	0,999	0,996
1122	1662	313,5	313,8	0,4325	0,000000	0,999	0,996
1122	1665	313,5	315,6	0,4318	-0,000128	0,993	0,986
1122	1665	313,5	315,6	0,4318	0,000000	0,993	0,986
1122	1665	313,5	315,6	0,4318	0,000000	0,993	0,986
1124	1665	313,5	315,6	0,4318	0,000000	0,993	0,988
1127	1668	314,9	317,5	0,4330	0,000210	0,992	0,984
1124	1665	313,5	315,6	0,4318	-0,000210	0,993	0,988
1124	1665	313,5	315,6	0,4318	0,000000	0,993	0,988
1127	1665	313,5	315,6	0,4318	0,000000	0,993	0,989
1127	1665	313,5	315,6	0,4318	0,000000	0,993	0,989
1127	1665	313,5	315,6	0,4318	0,000000	0,993	0,989
1127	1665	313,5	315,6	0,4318	0,000000	0,993	0,989
1130	1665	314,9	315,6	0,4337	0,000338	0,998	0,995
1130	1665	314,9	315,6	0,4337	0,000000	0,998	0,995
1130	1665	314,9	315,6	0,4337	0,000000	0,998	0,995
1130	1665	314,9	315,6	0,4337	0,000000	0,998	0,995
1135	1668	316,2	317,5	0,4348	0,000210	0,996	0,992
1132	1665	314,9	315,6	0,4337	-0,000210	0,998	0,996
1132	1665	314,9	315,6	0,4337	0,000000	0,998	0,996
1135	1665	314,9	315,6	0,4337	0,000000	0,998	0,997
1135	1665	314,9	315,6	0,4337	0,000000	0,998	0,997
1135	1665	314,9	315,6	0,4337	0,000000	0,998	0,997
1135	1665	314,9	315,6	0,4337	0,000000	0,998	0,997
1138	1662	313,5	313,8	0,4325	-0,000211	0,999	1,004
1138	1662	313,5	313,8	0,4325	0,000000	0,999	1,004
1138	1662	313,5	313,8	0,4325	0,000000	0,999	1,004
1138	1662	313,5	313,8	0,4325	0,000000	0,999	1,004
1143	1665	314,9	315,6	0,4337	0,000211	0,998	1,002
1141	1662	313,5	313,8	0,4325	-0,000211	0,999	1,006
1138	1662	313,5	313,8	0,4325	0,000000	0,999	1,004
1138	1662	313,5	313,8	0,4325	0,000000	0,999	1,004
1135	1662	313,5	313,8	0,4325	0,000000	0,999	1,003
1135	1662	313,5	313,8	0,4325	0,000000	0,999	1,003
1132	1662	313,5	313,8	0,4325	0,000000	0,999	1,001
1132	1665	312,2	315,6	0,4299	-0,000466	0,989	0,987
1130	1665	312,2	315,6	0,4299	0,000000	0,989	0,986
1130	1665	312,2	315,6	0,4299	0,000000	0,989	0,986
1127	1665	312,2	315,6	0,4299	0,000000	0,989	0,985
1127	1668	313,5	317,5	0,4311	0,000211	0,987	0,980
1124	1665	312,2	315,6	0,4299	-0,000211	0,989	0,983
1124	1665	312,2	315,6	0,4299	0,000000	0,989	0,984
1124	1665	312,2	315,6	0,4299	0,000000	0,989	0,984
1124	1665	312,2	315,6	0,4299	0,000000	0,989	0,984
1124	1665	312,2	315,6	0,4299	0,000000	0,989	0,984
1122	1662	310,8	313,8	0,4288	-0,000212	0,991	0,988
1122	1662	310,8	313,8	0,4288	0,000000	0,991	0,988

Galia, kW	Sūkių dažnis, min ⁻¹	Gr, kg/h	Gr dirbant nu-sist. apkrova	q _{cikl} , g/cikl	dq _{cikl} /dt, g/s	x _{Gr}	x _{Gr} DNT
1122	1662	310,8	313,8	0,4288	0,000000	0,991	0,988
1122	1662	310,8	313,8	0,4288	0,000000	0,991	0,988
1124	1665	312,2	315,6	0,4299	0,000212	0,989	0,984
1122	1662	310,8	313,8	0,4288	-0,000212	0,991	0,988
1122	1662	310,8	313,8	0,4288	0,000000	0,991	0,988
1122	1662	310,8	313,8	0,4288	0,000000	0,991	0,988
1122	1662	312,2	313,8	0,4306	0,000339	0,995	0,992
1122	1662	312,2	313,8	0,4306	0,000000	0,995	0,992
1122	1662	312,2	313,8	0,4306	0,000000	0,995	0,992
1124	1662	312,2	313,8	0,4306	0,000000	0,995	0,993
1124	1662	312,2	313,8	0,4306	0,000000	0,995	0,993
1124	1662	312,2	313,8	0,4306	0,000000	0,995	0,993
1124	1662	313,5	313,8	0,4325	0,000339	0,999	0,998
1127	1665	314,9	315,6	0,4337	0,000211	0,998	0,993
1124	1662	313,5	313,8	0,4325	-0,000211	0,999	0,997
1105	1651	308,1	306,3	0,4278	-0,000849	1,006	1,009
1068	1635	297,3	295,5	0,4169	-0,001983	1,006	1,012
1030	1619	287,8	285,1	0,4077	-0,001675	1,010	1,019
992	1603	277,0	275,1	0,3964	-0,002060	1,007	1,019
957	1586	267,6	265,5	0,3867	-0,001748	1,008	1,024
919	1568	256,8	254,8	0,3756	-0,002025	1,008	1,029
881	1551	245,9	246,0	0,3635	-0,002190	1,000	1,024
846	1535	236,5	237,5	0,3532	-0,001869	0,996	1,023
808	1519	225,7	229,4	0,3407	-0,002280	0,984	1,013
770	1503	216,2	221,6	0,3299	-0,001954	0,976	1,008
732	1486	205,4	214,0	0,3169	-0,002376	0,960	0,994
719	1478	201,4	210,4	0,3123	-0,000827	0,957	0,996
719	1478	201,4	210,4	0,3123	0,000000	0,957	0,997
722	1481	202,7	211,6	0,3138	0,000277	0,958	0,997
722	1481	202,7	211,6	0,3138	0,000000	0,958	0,997
724	1481	202,7	211,6	0,3138	0,000000	0,958	0,997
724	1481	202,7	211,6	0,3138	0,000000	0,958	0,997
727	1481	202,7	211,6	0,3138	0,000000	0,958	0,997
727	1481	202,7	211,6	0,3138	0,000000	0,958	0,997
730	1484	204,1	212,8	0,3153	0,000276	0,959	0,998
735	1486	205,4	214,0	0,3169	0,000275	0,960	0,998
732	1484	204,1	212,8	0,3153	-0,000275	0,959	0,997
700	1451	198,6	198,7	0,3139	-0,000271	1,000	1,049
638	1392	189,2	175,6	0,3117	-0,000395	1,078	1,141
576	1332	178,4	155,4	0,3070	-0,000853	1,148	1,219
514	1273	168,9	137,7	0,3043	-0,000491	1,227	1,301
451	1214	159,5	121,9	0,3013	-0,000539	1,308	1,378
392	1154	150,0	107,6	0,2980	-0,000594	1,395	1,449
330	1095	140,5	94,2	0,2944	-0,000659	1,491	1,515
268	1035	129,7	81,5	0,2874	-0,001278	1,591	1,559
205	976	120,3	69,1	0,2827	-0,000857	1,741	1,611
143	916	110,8	56,5	0,2773	-0,000968	1,961	1,656
108	876	101,4	47,8	0,2654	-0,002167	2,122	1,634
97	849	93,2	41,8	0,2519	-0,002444	2,232	1,582
86	824	85,1	36,3	0,2368	-0,002747	2,347	1,514
32	749	24,3	0,0	0,0745	0,002531	0,000	0,000
54	778	29,7	0,0	0,0876	0,002376	0,000	0,000
76	808	35,1	32,5	0,0997	0,002201	1,080	0,649
100	841	39,2	40,0	0,1069	0,001310	0,981	0,679
122	870	44,6	46,6	0,1175	0,001924	0,958	0,730
143	900	50,0	53,0	0,1274	0,001797	0,943	0,774
168	932	54,1	60,0	0,1329	0,001006	0,901	0,787

Galia, kW	Sūkių dažnis, min ⁻¹	Gr, kg/h	Gr dirbant nu-sist. apkrova	q _{cikl} , g/cikl	dq _{cikl} /dt, g/s	x _{Gr}	x _{Gr} DNT
189	962	59,5	66,2	0,1417	0,001594	0,898	0,820
211	992	64,9	72,5	0,1500	0,001498	0,895	0,847
249	1043	74,3	83,2	0,1634	0,002436	0,893	0,885
246	1041	73,0	82,7	0,1608	-0,000464	0,883	0,872
246	1041	73,0	82,7	0,1608	0,000000	0,883	0,872
246	1041	73,0	82,7	0,1608	0,000000	0,883	0,872
246	1041	73,0	82,7	0,1608	0,000000	0,883	0,872
246	1041	73,0	82,7	0,1608	0,000000	0,883	0,872
246	1041	73,0	82,7	0,1608	0,000000	0,883	0,872
246	1043	74,3	83,2	0,1634	0,000464	0,893	0,884
246	1043	74,3	83,2	0,1634	0,000000	0,893	0,884
246	1043	74,3	83,2	0,1634	0,000000	0,893	0,884
249	1046	75,7	83,8	0,1659	0,000461	0,903	0,896
249	1049	74,3	84,4	0,1625	-0,000614	0,881	0,875
254	1059	74,3	86,7	0,1609	-0,000301	0,857	0,858
259	1070	74,3	89,0	0,1592	-0,000295	0,835	0,841
265	1081	73,0	91,3	0,1548	-0,000810	0,799	0,810
273	1095	73,0	94,2	0,1529	-0,000347	0,774	0,790
278	1105	73,0	96,6	0,1514	-0,000272	0,755	0,774
284	1116	73,0	99,0	0,1499	-0,000266	0,737	0,759
292	1130	73,0	102,0	0,1481	-0,000326	0,715	0,740
297	1141	73,0	104,5	0,1467	-0,000255	0,699	0,726
303	1151	71,6	106,9	0,1426	-0,000739	0,670	0,697
316	1173	73,0	112,0	0,1427	0,000002	0,652	0,683
314	1170	71,6	111,3	0,1403	-0,000421	0,643	0,673
316	1170	74,3	111,3	0,1456	0,000962	0,668	0,700
319	1170	77,0	111,3	0,1509	0,000962	0,692	0,726
324	1173	79,7	112,0	0,1559	0,000897	0,712	0,748
327	1173	82,4	112,0	0,1611	0,000960	0,736	0,774
330	1173	85,1	112,0	0,1664	0,000960	0,760	0,799
332	1173	86,5	112,0	0,1691	0,000480	0,772	0,811
335	1173	89,2	112,0	0,1744	0,000960	0,796	0,837
341	1173	91,9	112,0	0,1796	0,000960	0,821	0,862
343	1176	94,6	112,6	0,1845	0,000883	0,840	0,883
351	1178	100,0	113,3	0,1946	0,001834	0,883	0,930
354	1176	98,6	112,6	0,1924	-0,000398	0,876	0,919
365	1178	98,6	113,3	0,1920	-0,000080	0,871	0,914
376	1178	100,0	113,3	0,1946	0,000478	0,883	0,927
386	1181	100,0	113,9	0,1941	-0,000081	0,878	0,921
397	1181	100,0	113,9	0,1941	0,000000	0,878	0,920
408	1184	101,4	114,6	0,1963	0,000395	0,885	0,928
419	1184	101,4	114,6	0,1963	0,000000	0,885	0,928
430	1186	101,4	115,2	0,1959	-0,000081	0,880	0,923
441	1186	101,4	115,2	0,1959	0,000000	0,880	0,923
462	1192	104,1	116,5	0,2002	0,000783	0,893	0,938
459	1189	102,7	115,9	0,1980	-0,000391	0,886	0,930
454	1189	102,7	115,9	0,1980	0,000000	0,886	0,930
446	1189	102,7	115,9	0,1980	0,000000	0,886	0,930
438	1192	104,1	116,5	0,2002	0,000391	0,893	0,938
430	1192	104,1	116,5	0,2002	0,000000	0,893	0,938
422	1192	104,1	116,5	0,2002	0,000000	0,893	0,938
414	1192	104,1	116,5	0,2002	0,000000	0,893	0,938
408	1192	104,1	116,5	0,2002	0,000000	0,893	0,939
400	1192	104,1	116,5	0,2002	0,000000	0,893	0,939
392	1195	105,4	117,2	0,2023	0,000389	0,899	0,947
384	1197	106,8	117,9	0,2045	0,000387	0,906	0,955

Galia, kW	Sūkių dažnis, min ⁻¹	G _r , kg/h	G _r dirbant nu-sist. apkrova	q _{cikl} , g/cikl	dq _{cikl} /dt, g/s	x _{G_r}	x _{G_r} DNT
376	1195	105,4	117,2	0,2023	-0,000387	0,899	0,948
357	1173	105,4	112,0	0,2061	0,000677	0,941	0,988
330	1135	105,4	103,2	0,2129	0,001248	1,021	1,060
300	1095	105,4	94,2	0,2208	0,001433	1,119	1,141
273	1057	105,4	86,1	0,2287	0,001436	1,224	1,221
243	1016	104,1	77,6	0,2348	0,001104	1,342	1,297
214	978	104,1	69,6	0,2439	0,001649	1,494	1,388
186	941	104,1	61,7	0,2537	0,001782	1,687	1,486
157	900	105,4	53,0	0,2686	0,002701	1,987	1,620
130	862	104,1	44,8	0,2767	0,001488	2,323	1,716
111	832	98,6	38,1	0,2717	-0,000909	2,588	1,724
100	811	90,5	33,2	0,2561	-0,002849	2,730	1,652
89	789	82,4	0,0	0,2395	-0,003005	0,000	0,000
78	768	74,3	0,0	0,2220	-0,003174	0,000	0,000
68	746	64,9	0,0	0,1994	-0,004113	0,000	0,000
57	724	56,8	0,0	0,1797	-0,003582	0,000	0,000

Paulius RAPALIS

DYZELINIŲ VARIKLIŲ PEREINAMŲJŲ EKSPLOATACINIŲ REŽIMŲ
KOMPLEKSINIAI TYRIMAI, DIDINANT ENERGETINĮ EFEKTYVUMĄ

Daktaro disertacija

Technologijos mokslai,
Transporto inžinerija (03T)

DIESEL ENGINE TRANSIENT OPERATIONAL PERFORMANCE RESEARCH TO IMP-
ROVE EFFICIENCY Doctoral Dissertation

Technological Sciences,
Transport Engineering (03T)

Klaipėda 2017