

VILNIAUS GEDIMINO TECHNIKOS UNIVERSITETAS

Vytenis SURBLYS

**NELYGIA KELIO DANGA VAŽIUOJANČIO
LENGVOJO AUTOMOBILIO PUSIAU
AKTYVIOS PAKABOS VALDYMO
ALGORITMAI**

DAKTARO DISERTACIJA

TECHNOLOGIJOS MOKSLAI,
TRANSPORTO INŽINERIJA (T 003)



Vilnius LEIDYKLA TECHNICA 2020

Disertacija rengta 2015–2020 metais Vilniaus Gedimino technikos universitete.

Vadovas

prof. dr. Edgar SOKOLOVSKIJ (Vilniaus Gedimino technikos universitetas, transporto inžinerija – T 003).

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

Pirmininkas

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

Nariai:

doc. dr. Algirdas JANULEVIČIUS (Vytauto Didžiojo universitetas, transporto inžinerija – T 003),

habil. dr. Dariusz MAZURKIEWICZ (Liublino technologijos universitetas, Lenkija, mechanikos inžinerija – T 009),

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

prof. habil. dr. Konstantinas PILECKAS (Vilniaus universitetas, matematika – N 001).

Disertacija bus ginama viešame Transporto inžinerijos mokslo krypties disertacijos gynimo tarybos posėdyje **2020 m. birželio 19 d. 9 val.** Vilniaus Gedimino technikos universiteto senato posėdžių salėje.

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

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

Pranešimai apie numatomą ginti disertaciją išsiųsti 2020 m. gegužės 18 d.

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

VGTU leidyklos TECHNIKA 2020-003-M mokslo literatūros knyga
<http://leidykla.vgtu.lt>

© VGTU leidykla TECHNIKA, 2020

© Vytenis Surblys, 2020

vytenis.surblys@vgtu.lt

VILNIUS GEDIMINAS TECHNICAL UNIVERSITY

Vytenis SURBLYS

SEMI-ACTIVE SUSPENSION CONTROL
ALGORITHMS OF A CAR MOVING ON
ROUGH ROAD PAVEMENT

DOCTORAL DISSERTATION

TECHNOLOGICAL SCIENCES,
TRANSPORT ENGINEERING (T 003)



Vilnius LEIDYKLA
TECHNIKA 2020

Doctoral dissertation was prepared at Vilnius Gediminas Technical University in 2015–2020.

Supervisor

Prof. Dr Edgar SOKOLOVSKIJ (Vilnius Gediminas Technical University, Transport Engineering – T 003).

The Dissertation Defence Council of Transport Engineering of Vilnius Gediminas Technical University:

Chairman

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

Members:

Assoc. Prof. Dr Algirdas JANULEVIČIUS (Vytautas Magnus University, Transport Engineering – T 003),

Habil. Dr Dariusz MAZURKIEWICZ (Lublin University of Technology, Poland, Mechanical Engineering – T 009),

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

Prof. Dr Habil. Konstantinas PILECKAS (Vilnius University, Mathematics – N 001).

The dissertation will be defended at the public meeting of the Dissertation Defence Council of Transport Engineering in the Senate Hall of Vilnius Gediminas Technical University at **9 a. m. on 19 June 2020**.

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

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

A notification on the intend defending of the dissertation was send on 18 May 2020.

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

Reziუმэ

Disertacijoje nagrinėjamos elektroniniu būdu reguliuojamos lengvųjų automobilių pakabos. Automobiliuose dažniausiai naudojamos pasyvios pakabos, kurios turi gamintojo nustatytas pastovias slopinimo charakteristikas. Tačiau sparčiai tobulėjant elektroninių sistemų valdymo technologijoms, į automobilius vis dažniau montuojami pakabos slopinimo elementai, kuriais galima keisti slopinimo charakteristikas. Pagrindinis tokių sistemų trūkumas paaiškėja automobiliui užvažiavus ant didesnių kelio nelygumų. Kadangi amortizatorius yra elektroninė sistema, turi veikimo uždelsimą, tad pageidaujamos slopinimo reikšmės pakeičiamos per vėlai.

Disertaciją sudaro įvadas, trys skyriai, bendrosios išvados, naudotos literatūros ir autoriaus publikacijų disertacijos tema sąrašai bei penki priedai.

Įvadinėje dalyje nagrinėjama tiriamoji problema ir darbo aktualumas. Aprašomas tyrimų objektas, suformuluojamas tikslas ir darbo uždaviniai, pristatoma tyrimų metodika, darbo mokslinis naujumas, rezultatų praktinė reikšmė ir ginamieji teiginiai. Įvado pabaigoje pateikiamos disertacijos tema autoriaus paskelbtos publikacijos, pranešimai mokslinėse konferencijose ir seminaruose bei disertacijos struktūra.

Pirmajame skyriuje apžvelgiama mokslinė literatūra disertacijos tema. Pateikiama mokslinių tyrimų su lengvųjų automobilių pakabomis analizė, taip pat naudojamų pakabų valdymo principų apžvalga. Aptariami kelio paviršiaus nelygumų nustatymo būdai, atliekama virpesių, veikiančių vairuotoją, keleivius ir automobilio elementus, analizė.

Antrajame skyriuje pristatomas automobilio su sumontuotu lazeriniu atstumo jutikliu matematinis modelis, modelio patikrinimas. Aprašomas sukurtas kėbulo svyravimų kompensavimo modelis ir elektroniniu būdu valdomos pakabos algoritmas. Pateikiami rezultatai gauti atliekant tyrimus su pasyvia ir pusiau aktyvia pakabomis.

Trečiajame skyriuje pateikta eksperimentinių tyrimų metodika ir naudota įranga. Pristatomi lazerinio jutiklio optimalios montavimo vietos ir padėties paieškos eksperimentiniai tyrimai, jų rezultatai. Pateikiami automobilio amortizuotos masės svyravimų kompensavimo modelio ir sukurto pakabos valdymo algoritmo eksperimentiniai tyrimai.

Disertacijos tema paskelbti aštuoni moksliniai straipsniai: trys mokslo žurnaluose įtrauktuose į *Clarivate Analytics Web of Science* duomenų bazę, penki – kituose recenzuojamuose žurnaluose. Disertacijos tema skaityti keturi pranešimai mokslinėse konferencijose.

Abstract

The dissertation investigates the electronically adjustable car suspension. In cars, the most widely used passive suspensions have the manufacturer's fixed damping characteristics. However, the fast development of electronic control systems technology, the cars are increasingly fitted damping elements with the ability to change the damping characteristics. The main drawback of such systems is when the car comes on a high road bump. Since shock absorbers, like other electronic systems, have a time delay in operation, the desired damping values are changed too late.

The thesis includes introduction, three chapters, general conclusions, the list of references, the list of publications of the author on the subject of the thesis and five annexes.

In the introduction chapter reviews the research problem and the relevance of the thesis. The object of research and the aim of the thesis are described; the tasks of the thesis are formulated; the research methods, the scientific novelty of the thesis, the practical significance of the achieved results and the defended statements are described. The introduction is finished with author's publications concerning investigated topic, presentations at conferences and seminars and the structure of the thesis are provided.

Sources of scientific literature on the subject of the thesis are reviewed in the first chapter. An analysis of suspension used in passenger cars, as well as an overview of the principles of suspension control are presented. Methods for road surface irregularities identification are reviewed; vibrations that affect driver, passengers and car elements are analyzed.

The second chapter presents the mathematical car model with mounted laser distance sensor, also model validation is performed. The developed model of compensation of body oscillations and the algorithm of electronically controlled suspension are described. The results are compared with passive and semi-active suspension.

The methods of experimental research and used equipment are presented in the chapter three. Experimental tests of laser sensor optimal mounting location and their results are presented. Experimental research of sprung mass oscillations compensation model and the developed suspension control algorithm are presented as well.

Eight scientific papers on the subject of the thesis have been published: three publications have been included in the Clarivate Analytics Web of Science journals, five – were published in other peer-reviewed journals. Four reports on the subject of the thesis have been presented at scientific conferences.

Žymėjimai

Simboliai

b – ratų bazė;

c – pasipriešinimo koeficientas;

f – priekinė ašis;

F_d – amortizatoriaus slopinimo jėga;

F_k – spyruoklės standumo jėga;

$\varphi, \dot{\varphi}, \ddot{\varphi}$ – sukimosi apie skersinę ašį kampas, kampinis greitis, kampinis pagreitis;

k – standumo koeficientas;

m – neamortizuotoji masė;

M – amortizuotoji masė (pusės automobilio);

r – galinė ašis;

t – laikas;

v – greitis;

z, \dot{z}, \ddot{z} – poslinkis, greitis, pagreitis;

z_l – lazerinio jutiklio signalas;

$\Delta z_t, \Delta \dot{z}_t$ – padangos eigos poslinkis, greitis;

$\Delta z, \Delta \dot{z}$ – pakabos eigos poslinkis, greitis;

δ – logaritminis dekrementas.

Santrumpos

ADD – pakabos amortizatoriaus pagreičių valdymo principas (angl. *acceleration driven damper control*);

CDC – amortizatorių tipas su nepertraukiamu slopinimo valdymu (angl. *continuous damping control*);

DOF – laisvės laipsnis (angl. *degree of freedom*);

EH – elektrohidraulinis slopintuvas (angl. *electrohydraulic damper*);

ER – elektrorheologinis skystis (angl. *the electrorheological fluid*);

HIL – realiu laiku uždara sistema atliekamų skaičiavimų įrenginys (angl. *hardware in the loop*);

IMU – inercinis matavimo įrenginys (angl. *inertial measurement units*);

IRI – tarptautinis kelio nelygumo indeksas (angl. *international roughness index*);

MR – magnetorheologinis skystis (angl. *the magnetorheological fluid*);

PDD – pakabos amortizatoriaus jėgos valdymo principas (angl. *power driven damper control*);

PTU – Poznanės technologijos universitetas (Lenkija) (lenk. *Politechnika Poznańska*);

RMS – vidutinis kvadratinis nuokrypis (angl. *root mean square*);

RMSE – vidutinė kvadratinė paklaida (angl. *root mean square error*);

SSE – liekamųjų paklaidų kvadratų suma (angl. *sum of squares error*);

VDV – virpesių dalies vertė (angl. *vibration dose value*);

VG TU – Vilniaus Gedimino technikos universitetas.

Sąvokos

Matematinis modelis – automobilio judėjimo dinamiką atitinkanti fizinė sistema, aprašyta matematine kalba.

Nelygi kelio danga – asfalto danga su paviršiaus vertikalia nelygumo kliūtimi.

Pakaba (angl. *suspension*) – transporto priemonės mechanizmai ir tamprieji elementai, jungiantys atramines dalis (ratus) su rėmu arba laikančiuoju kėbulu.

Pasyvi pakaba (angl. *passive suspension*) – papildomais energijos šaltiniais nereguliuojama automobilio pakaba.

Pusiau aktyvi pakaba (angl. *semi-active suspension*) – pakaba turinti kintamo slopinimo elektriniais signalais valdomus elementus.

Svyravimai – pasikartojantis tam tikros vertės kitimas laike.

Turinys

ĮVADAS.....	1
Problemos formulavimas	1
Darbo aktualumas	2
Tyrimų objektas	2
Darbo tikslas	3
Darbo uždaviniai.....	3
Tyrimų metodika	3
Darbo mokslinis naujumas	4
Darbo rezultatų praktinė reikšmė.....	4
Ginamieji teiginiai	5
Darbo rezultatų aprobavimas	5
Disertacijos struktūra	6
1. LENGVOJO AUTOMOBILIO SU PUSIAU AKTYVIA PAKABA	
VALDYMO ALGORITMŲ APŽVALGA	7
1.1. Lengvuosiuose automobiliuose naudojamų pakabų analizė	8
1.2. Pusiau aktyvios pakabos valdymo principų analizė.....	15
1.3. Pakabos valdymo principas su kelio paviršiaus nelygumų nustatymu.....	21
1.4. Kelio paviršiaus nelygumų nustatymo būdų apžvalga	22
1.5. Kelio nelygumų nustatymo metodai	23
1.5.1. Japonijoje naudojamas nustatymo metodas	23
1.5.2. Simetrinis nustatymo metodas	24
1.5.3. Asimetrinis nustatymo metodas.....	25

1.6. Moksliniuose darbuose naudojamų matematinių modelių apžvalga ir pritaikymo galimybės	26
1.7. Automobilį veikiantys virpesiai ir jų nustatymo būdai	27
1.8. Tarptautinis kelio nelygumo indeksas	29
1.9. Teorinių ir eksperimentinių tyrimų prielaidos	30
1.10. Pirmojo skyriaus išvados ir disertacijos uždavinį formulavimas	31
2. LENGVOJO AUTOMOBILIO SU PUSIAU AKTYVIA PAKABA IR KELIO NELYGUMŲ NUSTATYMO SISTEMA DINAMINIŲ SAVYBIŲ SKAITINĖ ANALIZĖ.....	33
2.1. Automobilio su sumontuotu lazeriniu atstumo jutikliu matematinis modelis.....	33
2.2. Standumo ir slopinimo elementų charakteristikų netiesiškumas	37
2.3. Amortizatorių suveikimo uždelsimas	42
2.4. Pavieniai ir ištisiniai kelio paviršiaus nelygumai	43
2.5. Matematinio pusės automobilio su sumontuotu lazeriniu atstumo jutikliu modelio validavimas	46
2.6. Automobilio, važiuojančio per kelio nelygumus, su skirtingomis amortizatoriaus slopinimo savybėmis analizė.....	48
2.7. Pasyvios ir pusiau aktyvios pakabos, valdomos „Skyhook“ principu, analizė	56
2.8. Automobilio amortizuotos masės svyravimų kompensavimas	58
2.8.1. Amortizuotos masės vertikalaus poslinkio svorio centro taške kompensavimas	59
2.8.2. Amortizuotos masės sukimosi apie skersinę ašį kompensavimas..	59
2.8.3. Lazerinio jutiklio montavimo padėties kompensavimas.....	60
2.9. Kompensavimo algoritmo rezultatų analizė	60
2.10. Pusiau aktyvios pakabos su nelygumų nustatymu valdymo principų algoritmai.....	62
2.10.1. Amortizatorių pasipriešinimo jėgų parinkimo algoritmas pagal nustatytų nelygumų aukštį	63
2.10.2. Amortizatorių pasipriešinimo jėgų parinkimo algoritmas pagal nustatytų nelygumų pobūdį.....	64
2.10.3. Amortizatorių pasipriešinimo jėgų parinkimo algoritmas pagal maksimalų nelygumo aukštį ir pobūdį, atsižvelgiant į judėjimo greitį.....	66
2.11. Pusiau aktyvios pakabos valdymo principų rezultatų analizė	67
2.12. Valdymo principų apibendrinimas.....	74
2.13. Antrojo skyriaus išvados.....	78
3. AUTOMOBILIO SU PUSIAU AKTYVIA PAKABA EKSPERIMENTINIAI TYRIMAI.....	79
3.1. Eksperimentinių tyrimų metodika.....	79
3.2. Automobilio dinaminių parametrų matavimo įranga	82
3.3. Eksperimentinių duomenų apdorojimas.....	86
3.4. Kelio nelygumų nustatymo metodų eksperimentiniai tyrimai	87

3.5. Pusės sinusoidės formos nelygumas eksperimentiniuose tyrimuose	90
3.6. Lazerinio atstumo jutiklio montavimo vietos nustatymo eksperimentiniai tyrimai.....	91
3.7. Kompensavimo algoritmo eksperimentinių tyrimų rezultatų analizė	93
3.8. Pusiau aktyvios pakabos su nelygumų nustatymu eksperimentinių tyrimų rezultatų analizė.....	94
3.9. Trečiojo skyriaus išvados.....	97
BENDROSIOS IŠVADOS.....	99
LITERATŪRA IR ŠALTINIAI	101
AUTORIAUS MOKSLINIŲ PUBLIKACIJŲ DISERTACIJOS TEMA SĄRAŠAS	111
SUMMARY IN ENGLISH	113
PRIEDAI ¹	129
A priedas. Programinio paketo <i>Matlab</i> kodas pradinių pusės automobilio modelio duomenų įvesčiai	131
B priedas. Eksperimentiniuose tyrimuose naudotų jutiklių specifikacija	133
C priedas. Disertacijos autoriaus sąžiningumo deklaracija	137
D priedas. Bendraautorių sutikimai teikti publikacijose skelbtą medžiagą disertacijoje.....	138
E priedas. Autoriaus mokslinių publikacijų disertacijos tema kopijos	147

¹ Priedai pateikiami pridėtoje kompaktinėje plokštelėje.

Contents

INTRODUCTION.....	1
Formulation of the problem.....	1
Relevance of the thesis.....	2
The object of the research.....	2
The aim of the thesis.....	3
The tasks of the thesis.....	3
The reasearch methodology.....	3
Scientific novelty of the thesis.....	4
Practical value of the research findings.....	4
Defended statements.....	5
Approval of the research findings.....	5
The structure of the dissertation.....	6
1. REVIEW OF A CAR WITH SEMI-ACTIVE SUSPENSION CONTROL ALGORITHMS.....	7
1.1. Analysis of suspension used in a cars.....	8
1.2. Analysis of the principles of semi-active suspension controls.....	15
1.3. Analysis of suspension control with road surface roughness identification system.....	21
1.4. Overview of road surface roughness identification methods.....	22
1.5. Methods for identification road roughness.....	23
1.5.1. Identification method used in Japan.....	23
1.5.2. Symmetric method of identification.....	24

1.5.3. Asymmetric method of identification	25
1.6. Overview of mathematical models used in scientific works and application possibilities.....	26
1.7. The car operating vibration and their detection methods.....	27
1.8. International road roughness index	29
1.9. Theoretical and experimental research assumptions.....	30
1.10. Conclusions of the first chapter and formulation of the tasks of thesis	31
2. NUMERICAL ANALYSIS OF DYNAMIC PROPERTIES OF A CAR WITH SEMI-ACTIVE SUSPENSION AND ROAD IRREGULARITIES IDENTIFICATION SYSTEM	33
2.1. Mathematical model of a car with mounted laser distance sensor	33
2.2. Nonlinearity of damping and stiffness elements.....	37
2.3. Time delay for shock absorbers	42
2.4. Single and continuous bumps on the road surface	43
2.5. Validation of the half car mathematical model with mounted laser distance sensor	46
2.6. Analysis of a car moving through road bumps with different suspension damping characteristics.....	48
2.7. Analysis of passive and semi-active suspensions controlled by “Skyhook”	56
2.8. Compensation for a car sprung mass oscillations	58
2.8.1. Compensation of displacement of sprung mass in the vertical direction in the centre of gravity	59
2.8.2. Compensation of the pitch of sprung mass	59
2.8.3. Compensation of the fixation angle of the laser sensor	60
2.9. Analysis of compensation algorithm results	60
2.10. Algorithms of semi-active suspension control with road irregularities identification system	62
2.10.1. Shock absorbers damping value selection algorithm according the height of the irregularities	63
2.10.2. Shock absorbers damping value selection algorithm according to the irregularities nature	64
2.10.3. Shock absorbers damping value selection algorithm according to maximum irregularities height and nature, depending on the speed of movement.....	66
2.11. Analysis of the results of semi-active suspension control principles.....	67
2.12. Summary of control principles.....	74
2.13. Conclusions of the second chapter.....	78
3. EXPERIMENTAL RESEARCH OF A CAR WITH SEMI-ACTIVE SUSPENSION.....	79
3.1. Method of dynamic characteristics of a car moving through a half sinusoidal bump	79
3.2. Equipment for measuring a car dynamic parameters	82
3.3. Processing of experimental data	86

3.4. Experimental research on road roughness identification methods	87
3.5. Half sinusoidal bump in experimental research	90
3.6. Experimental research on laser sensor mounting position	91
3.7. Analysis of the results of experimental research on the compensation algorithm.....	93
3.8. Analysis of the results of experimental research on semi-active suspension with road irregularities identification system	94
3.9. Conclusion of the third chapter.....	97
GENERAL CONCLUSION.....	99
REFERENCES	101
LIST OF SCIENTIFIC PUBLICATIONS BY THE AUTHOR ON THE TOPIC OF THE DISSERTATION.....	111
SUMMARY IN ENGLISH	113
ANNEXES ²	129
Annex A. Matlab code for the input of the original half-car model.....	131
Annex B. Specification of equipment used in experimental testing	133
Annex C. Author's declaration of academic integrity	137
Annex D. The co-authors' agreements to provide publications material in the doctoral dissertation	138
Annex E. Copies of scientific publications by the author on the topic of the dissertation.....	147

² The annexes are supplied in the attached compact disc.

Įvadas

Problemos formulavimas

Naujos automobilių technologijos leidžia padidinti eismo saugumą bei pagerinti vairuotojų ir keleivių komfortą. Svarbus saugumo veiksnys – padangos su kelio paviršiumi kontakto buvimas automobiliui judant skirtingo lygumo dangomis ir važiuojant per įvairių formų kelio nelygumus. Tam turi įtakos padangos, pakabos standumo ir slopinimo elementai, konstrukcija bei daugelis kitų komponentų.

Automobilių gamintojai ir mokslininkai daug dėmesio skiria pakabos dinaminį procesų analizei, taip pat konstrukcijų tobulinimui. Pasyvias pakabas automobiliuose keičia pusiau aktyvios arba aktyvios, naudojami papildomi įtaisai pakabos darbui gerinti, kuriami nauji valdymo algoritmai, siekiant pagerinti pakabos elementų darbą.

Automobilių gamintojų dažnai naudojamas pusiau aktyvios pakabos valdymo algoritmas „Skyhook“ (liet. *užsikabinęs už dangaus*) leidžia automobiliui judėti saugiau ir komfortiškiau, palyginti su pasyvią pakabą turinčiu automobiliu. Pagrindinis „Skyhook“ valdymo principo trūkumas – pakabos charakteristikos keičiamos tik tada, kai ratas užvažiuoja ant nelygumo, todėl tikslinga amortizatorių pasipriešinimo jėgą keisti prieš ratui užvažiuojant ant nelygios kelio dangos. Todėl reikia naudoti papildomus jutiklius, skirtus kelio nelygumų aukščiui nustatyti. Kelio nelygumo aukštį galima nustatyti su lazeriniu atstumo jutikliu. Jutiklio

montavimo vieta galima ant amortizuotos ir neamortizuotos masės. Tačiau matuojant atstumą nuo automobilio amortizuotos masės iki kelio paviršiaus susiduriama su tam tikrais sunkumais. Greitėjančio, stabdomo ar manevruojančio automobilio kėbulas svyruoja. Dėl to jutiklio išmatuotos reikšmės gaunamos netikslios, kai automobilio ratai užvažiuoja ant nelygumo. Todėl norint panaudoti lazerinio jutiklio signalą, pirmiausia reikia jį pakoreguoti. Kitas labai svarbus etapas – signalo panaudojimas elektroniniu būdu valdomos pakabos veiklai gerinti. Reikia sukurti teisingą algoritmą, kurį naudojant pusiau aktyviose pakabose būtų galima įvertinti būsimums kelio nelygumus bei momentinę automobilio padėtį.

Darbo aktualumas

Elektroniniu būdu valdomos pakabos veikimo gerinimas glaudžiai susijęs su eismo sauga keliuose. Inovatyvių technologijų įdiegimas į naujus automobilių modelius leidžia padidinti saugumą ir vairuotojo bei keleivių komfortą.

Kelio paviršiaus nustatymas prieš automobiliui užvažiuojant ant nelygumo leidžia paruošti elektroniniu būdu valdomus slopinimo elementus pagal būsimums sąlygas. Taip įveikiami kelio nelygumai su mažesniais amortizuotos masės vertikalais svyravimais ir išlaikoma rato su kelio paviršiumi sankiba. Taip pat sukaupią informacija apie pakabos veikimą esamomis sąlygomis leidžia numatyti, kaip svyruotų amortizuotos ir neamortizuotos masės važiuojant tam tikra kelio danga.

Kelio paviršiaus nelygumo nustatymas automobiliui važiuojant leidžia kaupti informaciją apie kelių būklę, taip pat, perduodant informaciją kitoms transporto priemonėms ar infrastruktūros elementams, turėti įtakos jų veikimui. Informacija apie kelius gali būti perduodama kelius prižiūrinčioms įmonėms, taip gerinant kelių būklę.

Tyrimų objektas

Darbo tyrimų objektas – lengvojo automobilio su kelio paviršiaus nustatymo sistema ir pusiau aktyvia pakaba dinaminiai parametrai, važiuojant nelygia kelio danga.

Darbo tikslas

Ištyrus automobilio pusiau aktyvią pakabą, sukurti algoritmą, kurį naudojant būtų nustatomi kelio nelygumai, sumažinti nuo jų priklausantys vertikalieji automobilio svyravimai.

Darbo uždaviniai

Darbo tikslui pasiekti reikia spręsti šiuos uždavinius:

1. Išanalizuoti pusiau aktyvių amortizatorių valdymo metodus ir kelio nelygumų nustatymo būdus.
2. Patikslinti išilginį pusės automobilio matematinį modelį, veikiančią su standumo ir slopinimo elementų netiesinėmis charakteristikomis, amortizatorių uždelsimu, ir galimybę nustatyti kelio nelygumus.
3. Sukurti kompensavimo algoritmą kelio paviršiaus nelygumui nustatyti automobiliui važiuojant pastoviu greičiu.
4. Panaudojant gautą informaciją apie kelio nelygumus ir patobulinius pusiau aktyvios pakabos valdymo algoritmus, sumažinti automobilio vertikaliuosius svyravimus (automobilių pusiau aktyvios pakabos valdymo tobulinimas).
5. Parinkti racionalią lazerinio atstumo jutiklio montavimo vietą, tinkančią kelio profiliui nustatyti prieš ratui užvažiuojant ant nelygumo.
6. Eksperimentiškai ištirti ir palyginti važiuojančio automobilio, su žinomu ir patobulintu pusiau aktyvios pakabos valdymo algoritmu, dinامينius parametrus.

Tyrimų metodika

Darbe naudojami teoriniai ir eksperimentiniai tyrimų metodai.

Teorinėje dalyje taikyti matematinio modeliavimo metodai. Važiuojančio automobilio dinaminiais parametrams apskaičiuoti naudotas *Matlab/Simulink* programinis paketas, rezultatų analizė atlikta su kitais *Matlab* papildiniais – *Curve Fitting*, *Signal Analysis*.

Eksperimentiniai tyrimai atlikti trimis automobiliais. Dinaminiais parametrams fiksuoti naudota *Corrsys-Datron*, *Kistler*, *dSpace* ir kitų gamintojų įranga. Bandymams filmuoti naudota lėto veikimo funkciją turinti kamera *Garmin VIRB*.

Darbo mokslinis naujumas

Rengiant disertaciją buvo gauti šie transporto inžinerijos mokslui nauji rezultatai:

1. Patikslintas pusės automobilio su papildomu lazeriniu atstumo jutikliu matematinis modelis. Modelis validuotas eksperimentiniais tyrimais. Slopinimo ir standumo elementai aprašyti netiesinėmis funkcijomis bei įtrauktas slopinimo elementų uždelsimas, turintis įtakos amortizuotos masės dinamikai.
2. Sukurtas kompensavimo algoritmas, leidžiantis matematiškai eliminuoti amortizuotos masės svyravimus, atsirandančius dėl automobilio greitėjimo, stabdymo, kelio nelygumų. Tai leidžia išmatuoti kelio nelygumų aukštį ir formą.
3. Nustatyta racionali kelio paviršiui nustatyti naudojamo lazerinio atstumo jutiklio montavimo vieta ant automobilio amortizuotos masės.
4. Pusiau aktyvi pakaba, veikianti su patobulintais algoritmais ir kelio nelygumų nustatymu, sumažina automobilio vertikaliosios svyravimus, priklausančius nuo kelio paviršiaus.

Darbo rezultatų praktinė reikšmė

Gauti tyrimų rezultatai leidžia praplėsti žinias apie automobilio judėjimo dinamiką, keičiant amortizatorių pasipriešinimo jėgas.

Patikslintas pusės automobilio su sumontuotu papildomu lazeriniu atstumo jutikliu matematinis modelis gali būti naudojamas tiriant automobilių pakabas.

Išrinktas geriausias iš patobulintų pusiau aktyvios pakabos valdymo algoritmų gali būti diegiamas projektuojant automobilį su pusiau aktyvia pakaba ir kelio nelygumų nustatymo sistema.

Kelio paviršiaus matavimas ir rezultatų apdorojimas svyravimų kompensavimo modeliu leidžia rezultatus panaudoti pusiau aktyvios pakabos valdymo tikslesniam veikimui. Taip pat informacija apie kelio paviršiaus būklę esamu laiku gali būti panaudota kitų automobilio saugumo sistemų veikimui ir perdavus informaciją į inovatyvias kelio infrastruktūros sistemas ar su kelių priežiūra susijusias įmones, kelių būklės gerinimui.

Ginamieji teiginiai

1. Norint gauti kuo tikslesnę informaciją apie kelio paviršiaus nelygumą, reikia iš lazerinio atstumo jutiklio, pritvirtinto prie automobilio kėbulo, gauto signalo kompensuoti automobilio svyravimus bei vertikaliosios poslinkius, susijusius su transporto priemonių judėjimu.
2. Naudojant pusės automobilio matematinį modelį su papildomu lazeriniu atstumo jutikliu galima nustatyti nelygumo aukštį ir formą, įvertinti automobilio padėtį esamu laiku.
3. Informacija apie kelio paviršių prieš ratui užvažiuojant ant jo gali būti panaudota pusiau aktyvių amortizatorių valdymo algoritmo gerinimui.
4. Matematinio modeliavimo nagrinėjant elektroniniu būdu valdomas automobilių pakabas slopinimo ir standumo elementai turi būti aprašyti netiesinėmis funkcijomis, ir įvestas amortizatorių mechaninių ir elektrinių sistemų uždelsimas.

Darbo rezultatų apibavimas

Disertacijos tema yra publikuoti aštuoni moksliniai straipsniai: trys – mokslo žurnaluose, įtrauktuose į *Clarivate Analytics Web of Science* duomenų bazę (Surblys *et al.* 2019, Žuraulis *et al.* 2019, Surblys *et al.* 2017); keturi – kitų tarptautinių bazių leidiniuose (Surblys *et al.* 2018; Surblys, Sokolovskij 2018; Mužar *et al.* 2018; Janhar *et al.* 2018); vienas – recenzuojamoje tarptautinės konferencijos medžiagoje (Levulytė *et al.* 2016).

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

- 12-oje tarptautinėje mokslinėje praktinėje konferencijoje *Criminalistics and forensic expertology: science, studies, practice* 2016 m. Varšuvoje (Lenkija);
- 13-oje saugumo konferencijoje *XIII Międzynarodową konferencję hamulcową i bezpieczeństwa* 2017 m. Lodzėje (Lenkija);
- 21-oje jaunųjų mokslininkų konferencijoje *Mokslas – Lietuvos ateitis. Transporto inžinerija ir vadyba* 2018 m. Vilniuje.
- Tarptautinėje konferencijoje *Vision Zero for Sustainable Road Safety in Baltic Sea Region* 2018 m. Vilniuje.

Disertacijos struktūra

Disertaciją sudaro įvadas, trys skyriai ir bendrosios išvados. Taip pat yra penki priedai.

Darbo apimtis yra 129 puslapiai be priedų, tekste panaudota 59 numeruotos formulės, 66 paveikslai ir 11 lentelių. Rašant disertaciją buvo panaudota 113 literatūros šaltinių.

Lengvojo automobilio su pusiau aktyvia pakaba valdymo algoritmų apžvalga

Skyriuje apžvelgiama mokslinė literatūra disertacijos tema. Pateikiama lengvuosiuose automobiliuose naudojamų pakabų analizė, taip pat pasaulyje naudojamų pakabų valdymo principų apžvalga. Apžvelgiami kelio paviršiaus nelygumų nustatymo būdai, mokslinėje literatūroje naudojami pakabų matematiniai modeliai, atliekama virpesių, veikiančių vairuotoją ir keleivius, analizė, taip pat pagrindžiamas pusiau aktyvios pakabos pasirinkimas.

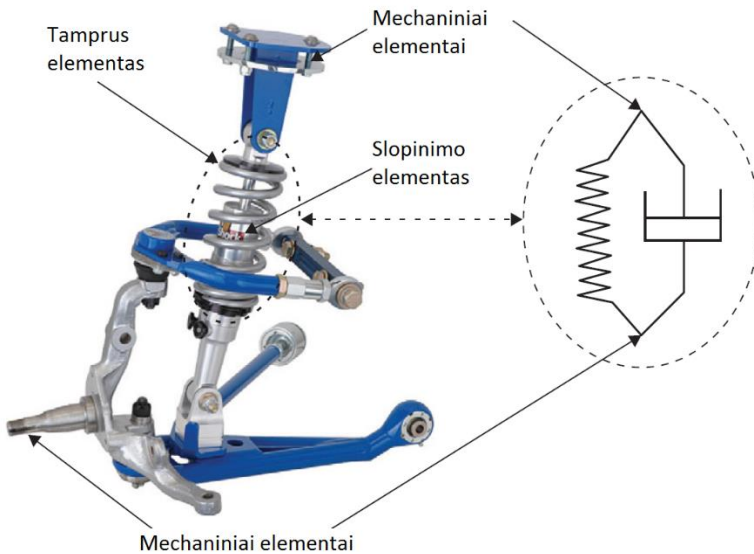
Skyriaus tematika paskelbtos penkios publikacijos (Surblys *et al.* 2017; Surblys, Sokolovskij 2018; Janhar *et al.* 2019; Surblys *et al.* 2019; Žuraulis *et al.* 2019).

1.1. Lengvuosiuose automobiliuose naudojamų pakabų analizė

Automobilio pakabos paskirtis yra išlaikyti visą statinį transporto priemonės svorį; užtikrinti kuo geresnį sukibimą tarp rato padangos ir kelio paviršiaus; garantuoti ratų pasukamumą; sumažinti kėbulo pasvirimą; užtikrinti keleivių komfortą ir gerą valdomumą (Rajamani 2006, Wong 2001).

Klasikinėje automobilių pakaboje dažniausiai naudojami trys elementai (1.1 pav.) (Savaresi *et al.* 2010):

- standumo elementas – dažniausiai cilindrinė spyruoklė, kuri priešinasi pakabos pailgėjimui ir suspaudimui. Šiam elementui tenka visa statinė apkrova.
- slopinimo elementas – dažniausiai naudojamas hidraulinis amortizatorius, kuris slopina amortizuotos masės svyravimus (Skačkauskas *et al.* 2017).
- mechaniniai elementai, kurie sujungia neamortizuotus pakabos elementus su amortizuotu elementu (automobilio kėbulu).

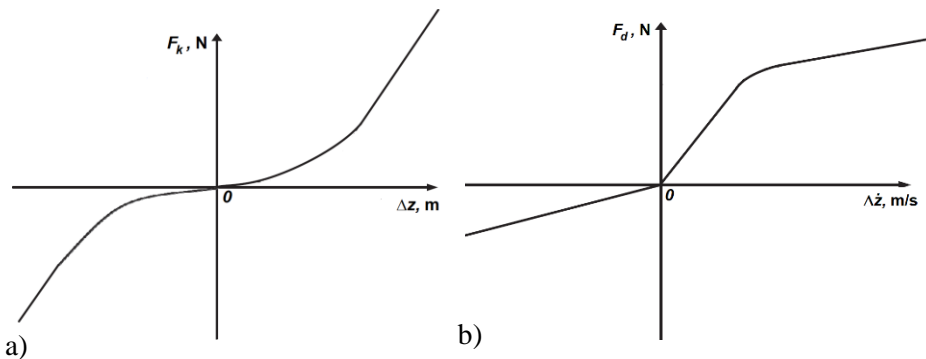


1.1 pav. Klasikinė pakabos sistema ir elementų žymėjimas (Savaresi *et al.* 2010)

Fig. 1.1. Classical suspension system and elements marking (Savaresi *et al.* 2010)

Klasikinėje pakaboje naudojami pasyvūs slopinimo elementai. Pasyvi pakaba negali keisti slopinimo ir standumo jėgų charakteristikų važiuojant automobiliui,

nes slopinimo elementams nėra naudojamas papildomas energijos šaltinis. Šis pakabos tipas yra paprastos konstrukcijos (Skrickij *et al.* 2018). Jai pagaminti reikalingos mažesnės nei pusiau aktyvios ar aktyvios pakabos gamybos sąnaudos. Tokia pakaba dažniausiai montuojama lengvuosiuose automobiliuose. Kadangi pasyvi pakaba negali keisti standumo ir slopinimo jėgų, ji gali užtikrinti nustatytas darbinės sąlygas, veikiant numatytam slopinimui (Skačkauskas, Žuraulis 2015). Važiuojant automobiliui skirtingomis dangomis slopinimas išlieka toks pat, o tai neužtikrina didelio važiavimo komforto, valdomumo ir stabilumo (Fateh 2009). Pasyvių slopinimo ir standumo elementų veikimo charakteristikos yra pavaizduotos 1.2 paveiksle. Grafikuose pažymėta F_k – pakabos standumo jėga, Δz – pakabos eigos poslinkis, F_d – pakabos slopinimo jėga, $\Delta \dot{z}$ – pakabos eigos greitis.



1.2 pav. Grafiškai pavaizduotos pasyvios pakabos elementų charakteristikos:

a) standumo elementas; b) slopinimo elementas (Li, Chen 2018)

Fig. 1.2. Graphical representation of passive suspension characteristics: a) stiffening element; b) damping element (Li, Chen 2018)

Kaip standumo elementas, dažniausiai naudojama cilindrinė spyruoklė, kurios charakteristika yra tiesinė, o standumo koeficientas apskaičiuojamas pagal formulę (Bosch 2007):

$$k = \frac{Gd^4}{32R^3n}, \quad (1.1)$$

čia G – šlyties modulis; d – spyruoklės apvijos skersmuo; R – vidutinis vidinis apvijos spindulys; n – apvijų skaičius.

Pusiau aktyvios pakabos ypatybė, kad slopinimo elementas, atsiradus poreikiui, gali keisti savo charakteristiką. Iš esmės pusiau aktyvios pakabos sistema yra geresnė už aktyvią pakabą dėl universalumo, prisitaikymo, didesnio naudingumo koeficiento (Liu *et al.* 2005).

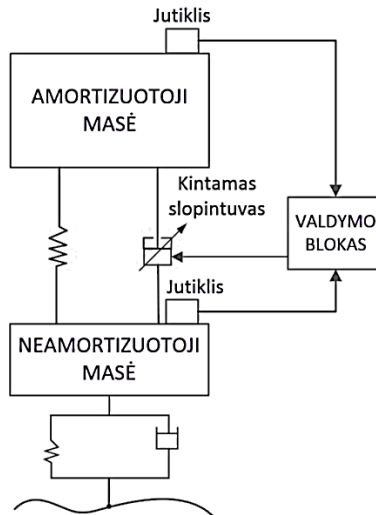
Pusiau aktyvi pakaba valdoma dažniausiai „Skyhook“ principu (Krauze, Kasprzyk 2016b). Toks pakabos tipas ir jos valdymo konceptas sukurtas 1970 m. (Crosby, Karnopp 1973; Karnopp *et al.* 1974). Pusiau aktyvi pakaba buvo sukurta kaip alternatyva brangiai, daug energijos naudojančiai aktyviai pakabai (Guglielmino *et al.* 2008). Spyruoklės standumo charakteristikų keitimas yra sudėtingas procesas, todėl pusiau aktyvioje pakaboje vyksta tik amortizatoriaus pasipriešinimo jėgų reguliavimas, o standumo elementas naudojamas kaip ir pasyvioje sistemoje – cilindrinė spyruoklė.

Literatūroje labai plačiai nagrinėjama pusiau aktyvi pakaba. Tyrimų sritys pasiskirsčiusios į dvi pagrindines grupes:

- slopinimo elemento charakteristikų nustatymas;
- pusiau aktyvios pakabos valdymo tobulinimas.

Pasaulio mokslininkai tyrinėja pusiau aktyvias pakabas (Savaresi, Spelta 2009; Savaresi *et al.* 2010; Mulla, Unaune 2013; Pei *et al.* 2016; Rao *et al.* 2010; Krauze, Kasprzyk 2016a; Williams 1994; Emam, Ghany 2012; Marzbanrad *et al.* 2013; Hong *et al.* 2002; Canale *et al.* 2006; Suzuki, Takahashi 2012; Kashem *et al.* 2015; Aly, Salem 2013; Pepe, Carcaterra 2016; ZF Friedrichshafen AG 2011; Ślaski 2011; Dąbrowski, Ślaski 2016).

Pusiau aktyvios pakabos konstrukcijos schema pavaizduota 1.3 paveiksle.



1.3 pav. Pusiau aktyvios pakabos schema (Wong 2008)

Fig. 1.3. Semi-active suspension scheme (Wong 2008)

Pusiau aktyvios pakabos amortizatoriuose pasipriešinimo jėga keičiama dviem būdais: didinant arba mažinant kiaurymės skerspjūvio plotą, esančią amortizatoriuje; keičiant skysčio klampą (Wong 2008). Pusiau aktyvioje sistemoje naudojami du pagreičio jutikliai: pirmasis pritvirtintas prie neamortizuotos masės (dažniausiai prie rato stebulės arba prie pačio amortizatoriaus), antrasis – įrengiamas amortizuotoje masėje, t. y. automobilio kėbule. Kiekvienam automobilio ratui montuojami atskiri pagreičio jutikliai, bet kartais kėbulo pagreičio jutiklis naudojamas vienas dviems galiniams ratams (ZF Friedrichshafen AG. 2011). Taip pat yra tyrinėjama ir vieno pagreičio jutiklio sistema (Savaresi, Spelta 2009). Pagal gautus parametrus valdymo blokas apdoroja duomenis ir siunčia signalą į amortizatorių. Reikiamai pasipriešinimo jėgai nustatyti naudojami 4 pagrindiniai pusiau aktyvios pakabos valdymo principai, kurie pateikti 1.2 poskyryje.

Elektroniniu būdu valdomi pusiau aktyvūs amortizatoriai automobiliuose naudojami trijų tipų (Savaresi *et al.* 2010):

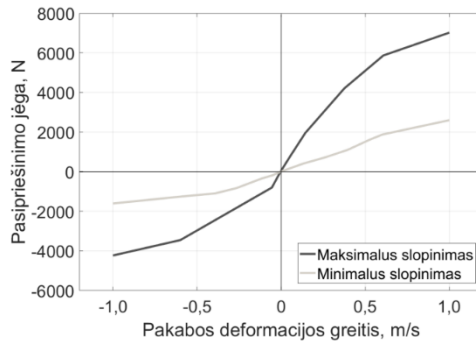
- turintys elektrohidraulinį slopintuvą (EH). Įrengiamas elektromagnetinis vožtuvas amortizatoriaus viduje arba išorėje. Šių tipų amortizatoriuose slopinimas keičiamas didinant arba mažinant skysčio pratekėjimo angą. Tai laikoma klasikine pusiau aktyvios sistemos amortizatorių konstrukcija. Amortizatorius gamina įmonė *ZF Sachs AG* ir kiti gamintojai.

Ideali EH amortizatoriaus charakteristika yra reiškiamą sąlyga:

$$\begin{cases} F_c(\Delta\dot{z}, I) = c(I)\Delta\dot{z} + F_0 \text{sign}(\Delta\dot{z}), \\ c(I) = \gamma I + c_0, \\ 0 \leq I \leq I_{\max}, \end{cases} \quad (1.2)$$

čia F_c – amortizatoriaus pasipriešinimo jėga; $\Delta\dot{z}$ – pakabos eigos greitis; I – srovės stipris, reikalingas elektromagnetinio vožtuvo valdymui; c_0 – minimalus pasipriešinimo koeficientas, kai signalas yra išjungtoje padėtyje; γ – koeficientas; F_0 – amortizatoriaus vidinė trinties jėga. 1.4 paveiksle pavaizduotos EH amortizatoriaus dvi charakteristikos, kai valdymui naudojami skirtingi srovės stipriai.

- magnetorheologiniu skysčiu (MR) veikiantys amortizatoriai. MR skystis – tai alyva su skirtingu kiekiu mikro dydžio geležies dalelių, padengtų antikoaguliacine medžiaga. MR skysčio aktyvi būsena, kai jį kerta magnetinis laukas, ir klampumas keičiasi, atsižvelgiant į magnetinio lauko dydį. Magnetinio lauko neveikiamas skystis išlaiko pastovų alyvos klampumą (Choi, Han 2013; Ata, Salem 2017).



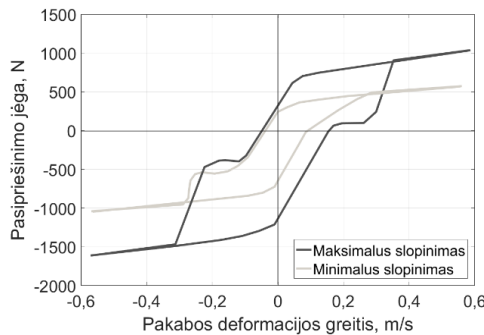
1.4 pav. Amortizatoriaus turinčio elektrohidraulinį slopintuvą charakteristika (Wang, Hou 2019)

Fig. 1.4. Shock absorber with electrorheological damper characteristics (Wang, Hou 2019)

Ideali MR amortizatoriaus charakteristika yra reiškiamą sąlyga (Savarresi *et al.* 2005):

$$\begin{cases} F_c(\Delta\dot{z}, I) = c(I)\Delta\dot{z} + F_{MR}(I, \Delta\dot{z}), \\ 0 \leq I \leq I_{\max}, \end{cases} \quad (1.3)$$

čia c_0 – minimalus pasipriešinimo koeficientas, kai skystis amortizatoriuje teka laisvai, pro stūmoklio angas; I – srovės stipris, reikalingas sukurti magnetinį lauką apvijose; F_{MR} – trinties jėga tarp MR skysčio ir stūmoklio angų. Ideali amortizatoriaus charakteristika matoma 1.5 paveiksle. Pateiktos dvi priklausomybės, kai naudojami skirtingi srovės stipriai.



1.5 pav. Ideali magnetorheologiniu skysčiu veikiančio amortizatoriaus charakteristika (Ma *et al.* 2017)

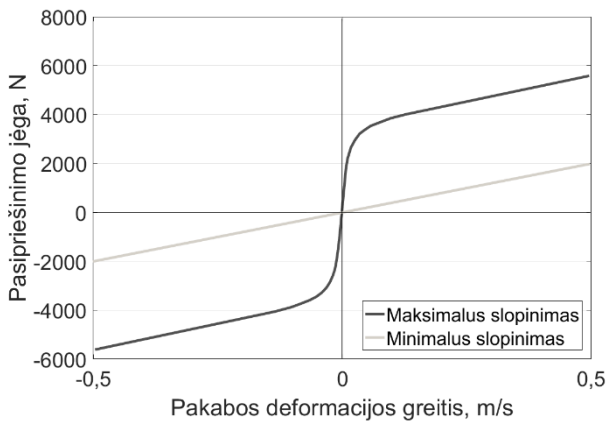
Fig. 1.5. Ideal magnetorheological fluid operating shock absorber characteristics (Ma *et al.* 2017)

- elektrorheologiniu skysčiu (ER) veikiantys amortizatoriai. Technologija labai panaši į MR skysčiu veikiančius amortizatorius, tik skystis keičia klampą, kai jį kerta ne magnetinis laukas, o elektrinis laukas (Choi *et al.* 2001; Ata, Salem 2017).

Ideali ER amortizatoriaus charakteristika yra reiškiamą sąlyga (Savaresi *et al.* 2005):

$$\begin{cases} F_c(\Delta\dot{z}, V) = c_0\Delta\dot{z} + F_{ER}(V, \Delta\dot{z}), \\ 0 \leq V \leq V_{\max}, \end{cases} \quad (1.4)$$

čia c_0 – minimalus pasipriešinimo koeficientas, kai skystis amortizatoriuje teka laisvai, pro stūmoklį; V – įtampa, reikalinga sukurti elektrinį lauką; F_{ER} – trinties jėga tarp ER skysčio ir stūmoklio paviršiaus. Ideali amortizatoriaus charakteristika matyti 1.6 paveiksle. Pateiktos dvi priklausomybės, kai valdymui naudojamos skirtingos įtampos.



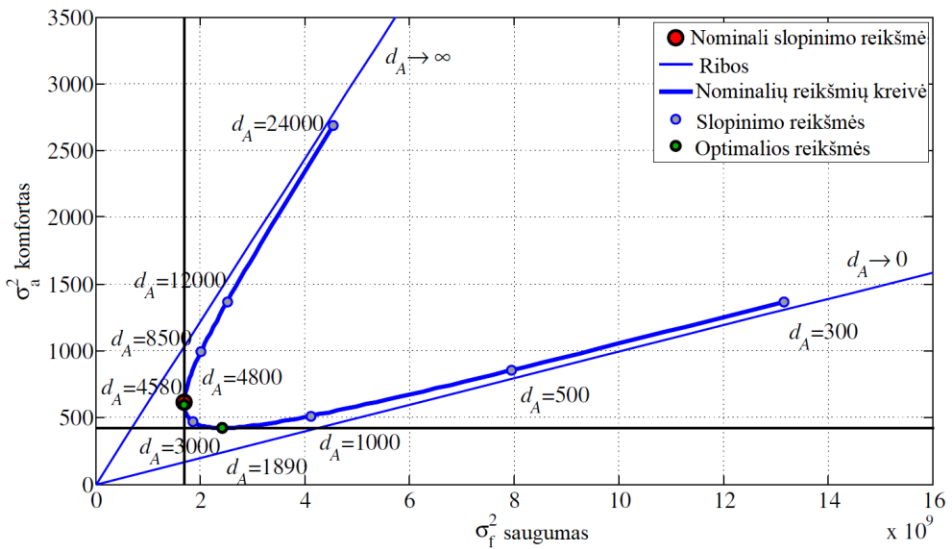
1.6 pav. Ideali elektrorheologiniu skysčiu veikiančio amortizatoriaus charakteristika (Savaresi *et al.* 2010)

Fig. 1.6. Ideal electrorheological fluid operating shock absorber characteristics (Savaresi *et al.* 2010)

Aktyvi pakaba nuo pusiau aktyvios pakabos skiriasi tuo, kad keičiamos ne tik slopinimo, bet ir standumo jėgos (Mulla, Unune 2013). Aktyvi pakaba, kaip ir pusiau aktyvi pakaba, naudoja pagreičio jutiklius, kai siekiama išsiaiškinti amortizuotos ir neamortizuotų masių pagreičius ir poslinkius. Aktyvioje pakaboje standumo ir slopinimo keitimui būtinas didelis galingumas 5–10 kW, kai pusiau aktyviai pakabai tik 10–20 W (Liu *et al.*, 2014).

Pakeitus amortizatorius iš pasyvių į pusiau aktyvius, pagerėja važiavimo komfortas, taip pat sumažėja svyravimų nusistovėjimo laikas (Phalke 2016). Tyrėjų atliktas matematinis modeliavimas parodė, kad su pusiau aktyvia pakaba turintis matematinis modelis svyruodamas nusistovi iki 51 % greičiau, palyginti su pasyvią pakabą turinčiu modeliu.

Transporto priemonės važiavimas minimaliu slopinimu sureguliuotais amortizatoriais yra pavojingesnis nei amortizatorių sureguliuojamas maksimaliu slopinimu. Važiuojant automobiliu, kai pakabos slopinimas didelis, komfortas yra prastesnis. Pareto optimalus (*Pareto-optimal points*) slopinimas pavaizduotas 1.7 paveiksle. Grafike išskirti taškai, kai didžiausias komfortas yra $d_A = 1\,890\text{ N}\cdot\text{s/m}$, o didžiausias saugumas $d_A = 4\,580\text{ N}\cdot\text{s/m}$, kai d_A – amortizatorių slopinimo koeficientas (Schiehlen, Iroz 2015).



1.7 pav. Pareto optimalus slopinimas d_a (Schiehlen, Iroz 2015)

Fig. 1.7. Pareto-optimal damping d_a (Schiehlen, Iroz 2015)

Tyrimas (Mostaani *et al.* 2011) atskleidė, kad transporto priemonių didžiausi amortizuotos masės vertikalūs svyravimai važiuojant 60–110 km/h greičiu yra važiuojant 60 km/h, didėjant greičiui svyravimai mažėja. Pasiekus 110 km/h greitį svyravimai sumažėja maždaug 25 %, palyginti su svyravimais, kai važiuojama 60 km/h greičiu. Padangos kontaktinis plotas tampa neįjautrus mažiems nelygumams, taip padanga peršoka nedideles duobes ir iškylimus. Bandymai atlikti naudojant Sayers kelio nelygumų modelį (Sayers, Karamihis 1996).

1.2. Pusiau aktyvios pakabos valdymo principų analizė

Pasaulyje tyrėjai didelį dėmesį skiria pusiau aktyvios pakabos valdymo principams kurti ir tobulinti. Vieni iš jų skirti vairuotojo ir keleivių komfortui didinti, kiti – rato sąveikai su keliu gerinti, važiavimo saugumui didinti. 1.1 lentelėje pateikta naudojamų valdymo principų analizė.

1.1 lentelė. Pusiau aktyvios pakabos valdymo principų analizė
Table 1.1. Analysis of semi-active suspension controls

Valdymo principo angliškas pavadinimas	Tikslas	Šaltiniai
1	2	3
<i>Skyhook</i>	Komforto pagerinimas	Dutta 2017; Aubouet <i>et al.</i> 2008; Liu <i>et al.</i> 2005; Rao <i>et al.</i> 2010; Hong <i>et al.</i> 2002; Sammier <i>et al.</i> 2003; Kashem <i>et al.</i> 2015; Flores <i>et al.</i> 2006; Krauze, Kasprzyk 2016a; Shamsi, Choupani 2008
<i>Groundhook</i>	Rato sąveikos su keliu pagerinimas	Dutta 2017; Valasek, Kortum 2002; Flores <i>et al.</i> 2006
<i>Sliding mode</i>	Komforto pagerinimas	Alvarez-Sánchez 2013; Yao, Zheng 2006
<i>Preview control</i>	Komforto ir rato sąveikos su keliu pagerinimas	Valasek, Kortum 2002; Hac, Youn 1992; Takaba 2003; Huisman <i>et al.</i> 1993; Kitching <i>et al.</i> 1999; Ahmed, Svaricek 2013; Huisman <i>et al.</i> 1993; Çalışkan <i>et al.</i> 2016; Ahmed, Svaricek 2014
<i>Optimal</i>	Komforto ir rato sąveikos su keliu pagerinimas	Kashem <i>et al.</i> 2015
<i>H_∞ Clipped Control</i>	Komforto pagerinimas	Emam, Ghany 2012; Suzuki, Takahashi 2012; Sohn <i>et al.</i> 2000
<i>Model Predictive Control (MPC)</i>	Komforto ir rato sąveikos su keliu pagerinimas	Canale <i>et al.</i> 2002; Ahmed, Svaricek 2013

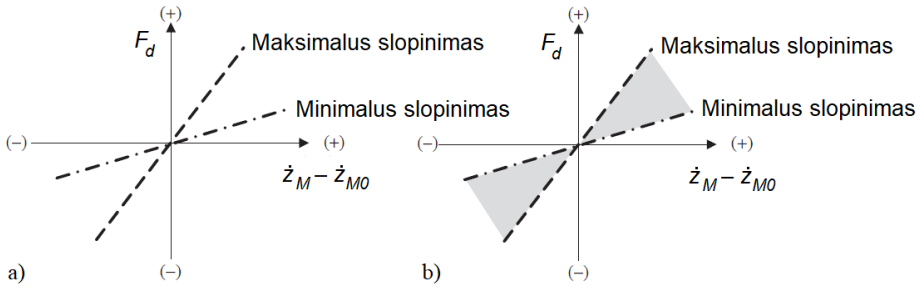
1.1 lentelės pabaiga

1	2	3
<i>Hybrid-Model Predictive Control (Hybrid MPC)</i>	Komforto ir rato sąveikos su keliu pagerinimas	Sande <i>et al.</i> 2016; Çalışkan <i>et al.</i> 2016
<i>Power Driven Damper Control (PDD)</i>	Komforto pagerinimas	Morselli, Zanasi 2008
<i>Acceleration Driven Damper Control (ADD)</i>	Komforto pagerinimas	Savaresi <i>et al.</i> 2004
<i>Mixed SH-ADD</i>	Komforto pagerinimas	Savaresi, Spelta 2009; Krauze, Kasprzyk 2016a
<i>Single-Sensor</i>	Komforto pagerinimas	Savaresi, Spelta 2009
<i>Hybrid (Skyhook + Groundhook)</i>	Komforto ir rato sąveikos su keliu pagerinimas	Dutta 2017; Flores <i>et al.</i> 2006; Sohn <i>et al.</i> 2000
<i>Adaptive</i>	Komforto ir rato sąveikos su keliu pagerinimas	Pei <i>et al.</i> 2016, Kashem <i>et al.</i> 2015
<i>Fuzzy logic</i>	Komforto pagerinimas	Tawwab 2013; Marzbanrad <i>et al.</i> 2013

Iš 1.1 lentelės matyti, kad vieni pusiau aktyvios pakabos valdymo principai yra skirti komfortui, kiti – rato sąveikai su keliu gerinti. Kai kurie valdymo principai naudojami automobiliuose, o kai kurie tik moksliniuose tyrimuose.

Vienas populiariausių valdymo principų yra „Skyhook“ (Krauze, Kasprzyk 2016b). Valdymo principas naudojamas komforto gerinimui, nes sumažina amortizuotos masės svyravimų amplitudę. Šis valdymo metodas turi du veikimo principus: nepertraukiamas valdymas ir „įjungta–išjungta“. Šie principai skiriasi tuo, kad amortizatorių pasipriešinimo jėgos keičiamas nuolat, kai naudojamas nepertraukiamo valdymo principas, o „įjungta–išjungta“ – slopinimas įjungiamas arba išjungiamas. Šių principų charakteristikos pavaizduotos 1.8 pav.

1.8 paveiksle pateikta pasipriešino jėgos priklausomybė nuo pakabos eigos greičio. „Įjungta–išjungta“ (a) režimu slopinimas galimas dviejų dydžių – maksimalus arba minimalus, o „nepertraukiamo“ (b) režimo slopinimas nuolat kinta. Galimas kitimas pavaizduotas pilku plotu.



1.8 pav. Pusiau aktyvios pakabos: a) „įjungta–išjungta“; b) nepertraukiamas valdymo principai (Liu *et al.* 2005)

Fig. 1.8. Semi-active suspension: a) „On–Off“; b) Continuous control (Liu *et al.* 2005)

„Nepertraukiamas Skyhook“ (Abramov *et al.* 2009; Ihsan *et al.* 2009) valdymo principas apibūdinamas vieno laisvės laipsnio sistema, kai pasipriešinimo jėga apskaičiuojama pagal formulę:

$$F_{sky} = c_{sky} \dot{z}_M, \tag{1.5}$$

čia F_{sky} – „Skyhook“ principu veikiančio amortizatoriaus pasipriešinimo jėga; \dot{z}_M – amortizuotos masės greitis; c_{sky} – pusiau aktyvaus amortizatoriaus, veikiančio „Skyhook“ principu, pasipriešinimo koeficientas. Kadangi pasyvūs amortizatoriai gali tik absorbuoti vibracijos energiją, pusiau aktyvių amortizatorių pasipriešinimo jėga F_{sa} ir amortizuotos–neamortizuotos masių greičių skirtumas $\dot{z}_M - \dot{z}_{M0}$ turi atitikti sąlygą:

$$F_{sa} (\dot{z}_M - \dot{z}_{M0}) \geq 0. \tag{1.6}$$

Norima jėga yra $c_{sky} \dot{z}_M$, bet pusiau aktyvūs amortizatoriai gali generuoti šią jėgą tik kai \dot{z}_M ir $\dot{z}_M - \dot{z}_{M0}$ yra to paties ženklo. Kai \dot{z}_M ir $\dot{z}_M - \dot{z}_{M0}$ yra priešingų ženklų, pusiau aktyvūs amortizatoriai gali sukurti jėgą, priešingą norimai. Tokiu atveju geriau visai nesukurti pasipriešinimo jėgos. Taigi, nepertraukiamo pusiau aktyvaus „Skyhook“ principu veikiančio amortizatoriaus algoritmas aprašomas sąlyga:

$$F_{sa} = \begin{cases} c_{sky} \dot{z}_M, & \text{kai } \dot{z}_M (\dot{z}_M - \dot{z}_{M0}) \geq 0, \\ 0, & \dot{z}_M (\dot{z}_M - \dot{z}_{M0}) < 0. \end{cases} \tag{1.7}$$

Perjungiant slopinimą, vadovaujamosi sandauga $\dot{z}_M (\dot{z}_M - \dot{z}_{M0})$, kuri vadinama sąlygos funkcija. Kai slopinimas įjungtas, pasipriešinimo jėga aprašoma:

$$F_{sa} = c_{sa} (\dot{z}_M - \dot{z}_{M0}), \quad (1.8)$$

čia c_{sa} pusiau aktyvaus amortizatoriaus pasipriešinimo koeficientas. Šio koeficiento reikšmė gaunama iš formulių:

$$c_{sa} = \begin{cases} \frac{c_{sky} \dot{z}_M}{(\dot{z}_M - \dot{z}_{M0})}, & \dot{z}_M (\dot{z}_M - \dot{z}_{M0}) \geq 0, \\ 0, & \dot{z}_M (\dot{z}_M - \dot{z}_{M0}) < 0. \end{cases} \quad (1.9)$$

Iš sąlygos matyti: kai pakabos eigos greičio ir amortizuotos masės greičio sandauga yra labai maži, reikiamas pasipriešinimo koeficientas didėja. Vadinasi, reikia numatyti pasipriešinimo koeficientų maksimalias c_{\max} ir minimalias c_{\min} reikšmes:

$$c_{sa} = \begin{cases} \max \left[c_{\min}, \min \left[\frac{c_{sky} \dot{z}_M}{(\dot{z}_M - \dot{z}_{M0})}, c_{\max} \right] \right], & \begin{cases} \dot{z}_M (\dot{z}_M - \dot{z}_{M0}) \geq 0, \\ \dot{z}_M (\dot{z}_M - \dot{z}_{M0}) < 0. \end{cases} \\ c_{\min}. \end{cases} \quad (1.10)$$

„Įjungta–išjungta Skyhook“ (Shamsi, Choupani 2008; Carter 1998, Liu *et al.* 2005) valdymo principas labai panašus į prieš tai aprašytą principą. Tai iš esmės yra supaprastintas nepertraukiamas valdymo principas. Tokios sistemos amortizatorius veikia kaip pasyvus elementas. Keičiamos minimalios, maksimalios pasipriešinimo reikšmės. „Įjungta–išjungta“ valdymo pasipriešinimo jėga apskaičiuojama pagal sąlygą:

$$F_{sa} = \begin{cases} c_{on} (\dot{z}_M - \dot{z}_{M0}), & \begin{cases} \dot{z}_M (\dot{z}_M - \dot{z}_{M0}) \geq 0, \\ \dot{z}_M (\dot{z}_M - \dot{z}_{M0}) < 0. \end{cases} \\ 0, & \end{cases} \quad (1.11)$$

čia c_{on} yra pasipriešinimo koeficientas, kai amortizatorius yra įjungtas. Praktiškai nulinis pasipriešinimo koeficientas negalimas, kai amortizatorius yra išjungtas. Tada pasipriešinimo koeficientas apskaičiuojamas pagal sąlygą:

$$c_{sa} = \begin{cases} c_{\max}, & \dot{z}_M (\dot{z}_M - \dot{z}_{M0}) \geq 0, \\ c_{\min}, & \dot{z}_M (\dot{z}_M - \dot{z}_{M0}) < 0. \end{cases} \quad (1.12)$$

čia c_{\max} – pasipriešinimo koeficiento maksimalios ir c_{\min} – minimalios reikšmės.

Tokiuose amortizatoriuose c_{\max} pasipriešinimo koeficientas turi būti kiek įmanoma didesnis, o c_{\min} kiek įmanoma mažesnis.

„Acceleration Driven Damper Control (ADD)“ (Savaresi *et al.* 2010) labai panašus metodas į „Ijungta–išjungta Skyhook“. Naudojami ne amortizuotų masių greičiai, bet pagreičiai. Praktikoje pagreičius yra lengviau išmatuoti nei greičius, nes naudojami akcelerometrai veikiantys vertikalia kryptimi. Metodas yra orientuotas į amortizuotos masės komforto padidinimą:

$$c_{in} = \begin{cases} c_{\min}, & \ddot{z}_M (\dot{z}_M - \dot{z}_m) \leq 0, \\ c_{\max}, & \ddot{z}_M (\dot{z}_M - \dot{z}_m) > 0. \end{cases} \quad (1.13)$$

Pasirinkus „Power Driven Damper Control (PDD)“ (Morselli, Zanasi 2008) metodą panaudotos „port–Hamiltonian“ lygtys (Polyuga, Schaft 2010). Kaip teigiama literatūros šaltiniuose (Morselli, Zanasi 2008; Savaresi *et al.* 2010), šis metodas pranašesnis už anksčiau minėtą ADD metodą – išvengiama amortizuotos masės žemo dažnio svyravimų. Naudojant šį metodą reikia žinoti pakabos standumo koeficientą.

$$c_{in} = \begin{cases} c_{\min}, & k(z_M - z_m)(\dot{z}_M - \dot{z}_m) + c_{\min}(\dot{z}_M - \dot{z}_m)^2 \geq 0, \\ c_{\max}, & k(z_M - z_m)(\dot{z}_M - \dot{z}_m) + c_{\min}(\dot{z}_M - \dot{z}_m)^2 < 0, \\ \frac{c_{\min} + c_{\max}}{2}, & (z_M - z_m) \neq 0 \text{ ir } (\dot{z}_M - \dot{z}_m) = 0, \\ -\frac{k(z_M - z_m)}{(\dot{z}_M - \dot{z}_m)}, & \text{visiems kitiems atvejams,} \end{cases} \quad (1.14)$$

čia k – pakabos standumo koeficientas.

„Ijungta–išjungta Groundhook“ metodas skirtas rato sąveikai su keliu pagerinti, t. y. pasiekti neamortizuotos masės mažesnius svyravimus vertikalia kryptimi. Šio metodo privalumai – geresnis automobilio valdomumas (angl. *handling*) ir stabilumas (angl. *road-holding*), palyginti su „Skyhook“ valdymo principu (Valasek, Kortum 2002).

$$c_{in} = \begin{cases} c_{\min}, & -\dot{z}_m(\dot{z}_M - \dot{z}_m) \leq 0, \\ c_{\max}, & -\dot{z}_m(\dot{z}_M - \dot{z}_m) > 0. \end{cases} \quad (1.15)$$

„Nepertraukiamas Groundhook“ metodas veikia kaip ir „Ijungta–išjungta Groundhook“: papildomai leidžia nepertraukiamai keisti pasipriešinimo reikšmes tarp c_{\min} ir c_{\max} (Valasek, Kortum 2002).

$$c_{in} = \begin{cases} c_{\min}, & -\dot{z}_m(\dot{z}_M - \dot{z}_m) \leq 0, \\ [c_{\min}; c_{\max}] \left(\frac{\alpha c_{\max}(\dot{z}_M - \dot{z}_m) + (1-\alpha)c_{\max}\dot{z}_m}{\dot{z}_M - \dot{z}_m} \right), & -\dot{z}_m(\dot{z}_M - \dot{z}_m) > 0, \end{cases} \quad (1.16)$$

čia α – reguliavimo parametras, kuris kinta nuo 0 iki 1. Šis parametras parodo, ar parenkamos minimalios ir maksimalios reikšmės, ar jos nepertraukiamai keičiamos. Kai nustatymas $\alpha=1$, metodas veikia kaip „Jungta–išjungta Groundhook“.

„Mixed Skyhook + ADD“ valdymo metodas yra dviejų – „Skyhook“ ir ADD metodų junginys. „Skyhook“ privalumai akivaizdūs, kai dažniai žemi (arti amortizuotos masės savųjų virpesių dažnio), o ADD metodas sumažina vidutinių ir aukštų dažnių virpesius (virš amortizuotos masės savųjų virpesių dažnio) (Savaresi, Spelta 2009). Iš formulės (1.17), aprašančios veikimo principą, galima teigti, kad:

$$\left\{ \begin{array}{l} \left(\ddot{z}_M^2 - \alpha^2 \dot{z}_M^2 \right) > 0, \quad \text{ADD metodas parenkamas,} \\ \text{kitais atvejais,} \quad \text{Skyhook metodas.} \end{array} \right. \quad (1.17)$$

Dydis $\left(\ddot{z}_M^2 - \alpha^2 \dot{z}_M^2 \right)$ vadinamas „dažnio intervalo parinkimu“ (Savaresi *et al.* 2010). Kai dažniai žemi, parenkamas „Skyhook“ valdymo metodas, kai vidutiniai ir aukšti – ADD.

$$c_{in} = \begin{cases} c_{\min}, & \text{kitais atvejais,} \\ c_{\max}, & \left[\left(\ddot{z}_M^2 - \alpha^2 \dot{z}_M^2 \right) \leq 0 \text{ ir } \dot{z}_M(\dot{z}_M - \dot{z}_m) > 0 \right], \\ c_{\max}, & \left[\left(\ddot{z}_M^2 - \alpha^2 \dot{z}_M^2 \right) > 0 \text{ ir } \dot{z}_M(\dot{z}_M - \dot{z}_m) > 0 \right], \end{cases} \quad (1.18)$$

čia α – reguliavimo parametras.

„Mixed Skyhook + ADD Single–Sensor“. Tai anksčiau minėtas „Mixed Skyhook + ADD“ valdymo metodas. Skirtumas tik toks, kad naudojamas vienas pagreičio jutiklis, kuris matuoja amortizuotos masės pagreitį. Greitis gaunamas atlikus pagreičio skaitinį integravimą. Iš formulės, aprašančios veikimo principą, galima teigti, kad:

$$\left\{ \begin{array}{l} \left(\ddot{z}_M^2 - \alpha^2 \dot{z}_M^2 \right) \geq 0, \quad \text{mažas slopinimas,} \\ \text{kitais atvejais,} \quad \text{didelis slopinimas,} \end{array} \right. \quad (1.19)$$

$$c_{in} = \begin{cases} c_{\min}, & (\ddot{z}_M^2 - \alpha^2 \dot{z}_M^2) \geq 0, \\ c_{\max}, & (\ddot{z}_M^2 - \alpha^2 \dot{z}_M^2) < 0, \end{cases} \quad (1.20)$$

čia, kaip ir anksčiau minėta, dydis $(\ddot{z}_M^2 - \alpha^2 \dot{z}_M^2)$ vadinamas „dažnio intervalo parinkimu“ (Savaresi *et al.* 2010).

1.3. Pakabos valdymo principas su kelio paviršiaus nelygumų nustatymu

Literatūroje pakabos valdymo principas su kelio paviršiaus nelygumų nustatymu prieš automobiliui užvažiuojant ant paviršiaus dažnai vadinamas „Preview Control“ (Dąbrowski, Ślaski 2016; Kitching *et al.* 1999). Šiam valdymo principui naudojami lazeriai, kameros, ultragarsiniai jutikliai. Dažniausiai šis valdymo principas pritaikomas aktyviai pakabai ir naudojamas norint pagerinti važiavimo komfortą (Valasek, Kortum 2002). Göhrle *et al.* (2015) panaudojo lazerinį jutiklį, sumontuotą ant priekinio stiklo, kuris matavo kelio nelygumus prieš automobiliui užvažiuojant ant matuojamo paviršiaus. Gautas signalas panaudotas pagerinti aktyvios pakabos amortizatorių darbą. Autoriai susidūrė su iššūkiais siekdami nustatyti automobilio amortizuotos masės svyravimus. Važiuojant per nelygumus svyruoja automobilio kėbulas kartu su ant stiklo sumontuotu jutikliu. Kita problema – gaunamų signalų iš pagreičio jutiklių ir giroskopo filtravimas. Išmatuojami signalai labai triukšmingi.

Kitame darbe Bouzouraa *et al.* (2014) autoriai panaudojo kamerą, sumontuotą priekinio aušinimo skysčio radiatoriaus grotelių vietoje. Kamera fiksavo kelio paviršių trimačiu vaizdo formatu. Apdorotus signalus panaudojo aktyvios pakabos darbu pagerinti.

Mokslininkai publikacijoje (Ahmed; Svaricek 2014) aprašė kelio paviršiaus matavimą LIDAR (angl. *Light Detection and Ranging*) jutikliais. Transformavę signalus, kompensavo jutiklio montavimą ir gavo tikslesnį kelio paviršių. Autoriai panaudojo 7 laisvės laipsnių automobilio dinaminį modelį rezultatams simuliuoti ir atliko eksperimentinius bandymus su ketvirčio automobilio stendu. Atlikta rezultatų analizė parodė, kad šis valdymo principas važiavimo komfortu ir valdomumu yra pranašesnis už „Skyhook“ ir „Groundhook“ pakabos valdymo principus, tačiau aprašomas ir šio valdymo principo sudėtingumas.

Sugai *et al.* (2012) publikacijoje panaudojo „Preview Control“ valdymo principą aktyvioje pakaboje. Atlikti tyrimai parodė, kad pagerėjo komfortas ir valdomumas visu svyravimų dažnių diapazonu, taip pat sumažėjo sistemos el. energijos sąnaudos.

Publikacijoje (Tudón–Martínez *et al.* 2014) pateikta kelio paviršiaus prognozė naudojant Furjė (angl. *Fourier*) analizę. Autoriai siekė apskaičiuoti kelio šiurkštumą ir gautus rezultatus palyginti su su ISO 8608 klasifikacija. Bandymų rezultatai parodė, kad pavyko sėkmingai identifikuoti daugiau kaip 70 % kelio dangų su 5 % paklaida.

Kitoks kelio paviršiaus prognozės metodas pasiūlytas K. Dąbrowskio ir G. Ślaskio darbe (Dąbrowski, Ślaski 2016). Metodas pagrįstas statistine pakabos darbo, virpesių analize. Panaudojė amortizuotos ir neamortizuotos masių pagreičio jutiklių signalus, autoriai galėjo prognozuoti kelio tipą.

1.4. Kelio paviršiaus nelygumų nustatymo būdų apžvalga

Donahue, Hedrick (2003) sukurta sistema pavadinta „Prognozuojantis valdymo modelis“. Sistema sudaryta iš dviejų lazerių, kurie matavo atstumus iki kelio paviršiaus, o apdoroti duomenys panaudoti aktyvios pakabos darbui pagerinti. Šios sistemos trūkumai – naudojami du lazeriai, o jie pritvirtinti labai aukštai; sistema veikia, kai greitis nedidelis. Važiavimo komfortas padidėjo tris kartus. Ši sistema išbandyta JAV kariuomenėje.

Dar viena sukurta sistema (Fialho, Balas 2002) galima (žinant kelio nelygumus) keisti aktyvios pakabos veiklą pagerinant važiavimo komfortą. Pakaba reguliuojama dviem lygiais – parenkant pakabos charakteristikas, kai pasipriešinimo jėga minimali ir maksimali.

Automobilių gamintojo „Daimler AG“ sukurta ir užpatentuota sistema „Active Body Control“ (ABC) naudoja stereo kamerą kelio paviršiui skenuoti. Ši sistema skenuoja 15 m atstumu nuo automobilio priekio. Stereo kamera sudaryta iš dviejų dalių, išdėstytų 45° kampu ir sumontuota ant priekinio stiklo. Stereo kameros suformuoja kelio paviršiaus trimatį vaizdą. Kelio paviršiaus duomenys siunčiami į valdymo bloką, išanalizuojami ir pateikiami aktyviai pakabos sistemai, kad galėtų kaip įmanoma tolygiau pervažiuoti per nelygumus. Pakaba pagerina važiavimo komfortą, važiuojant per mažesnius nei 3 mm kelio nelygumus (Fleming 2014).

Panaši sistema suprojektuota (Schindler 2009) panaudojus anksčiau minėtą ABC sistemą papildomai ant automobilio sumontavus du papildomus lazerinius jutiklius, skenuojančius kelio paviršių prieš automobilį.

Daugelyje sistemų naudojama aktyvi pakaba, kuri gali kompensuoti maždaug 0,5 Hz dažnio nelygumus, kai greitis 100 km/h. Jutikliai gali užfiksuoti nelygumus iki 55 m atstumu. Stereo kameroms ir lazeriniams jutikliams tokiu atstumu ma-

tuoti kelio paviršių techniškai yra labai sudėtinga. Siekiant dideliu dažniu ir atstumu matuoti kelio paviršių, naudojamas anksčiau užfiksuotų duomenų integracijos metodas (Bouzouraa *et al.* 2014).

Straipsnio autoriai (Kitching *et al.* 1999) sudarė pusiau aktyvios pakabos modelį ir jį išbandė HIL sistemoje. Pakabos modeliui iš anksto buvo nurodomas žinomas kelio profilis. Gauti pakabos svyravimų pagreičiai mažesni nuo 15 % iki 18 %, atsižvelgiant į judėjimo greitį ir kelio profilį.

Yuan *et al.* (2015) aprašo būdą, kaip nustatyti kelio paviršiaus nelygumus, naudojant lazerinius linijų atpažinimo įrenginius. Straipsnyje aprašoma automobilio ir reljefo įtaka matavimo tikslumui. Teigiama, kad naudojant šį metodą kelio paviršius turi būti švarus. Straipsnyje (Aki 2016) šis metodas pritaikomas sunkvežimių grupei. Pirmasis sunkvežimis kelio paviršių matuoja lazeriais ir gautus parametrus perduoda iš paskos važiuojantiems sunkvežimiams. Rezultatams apdoroti naudojamas „Naive Bayes“ metodas (Martinez-Arroyo 2006).

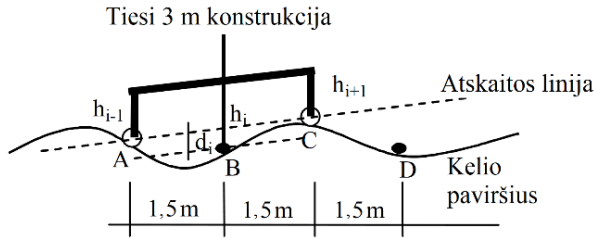
Kitas būdas nustatyti kelio nelygumus – panaudoti automobilio pagreičio duomenis (O'Brien *et al.* 2010; Harris *et al.* 2010). Automobilio judėjimo metu įrašomi akcelerometro duomenys, jie optimizuojami ir pagal „Kryžminės entropijos“ (angl. *The Cross Entropy*) teoriją identifikuojami kelio nelygumai. Daugelis automobilių turi įmontuotus akcelerometrus, nes automobilio aktyviosios saugos sistemos naudoja lėtėjimo, greitėjimo pagreičių reikšmes. Atliktas tyrimas su penkiomis kelio dangomis parodė, kad kelio paviršiaus prognozė iš pagreičio parametrų yra pakankamai tiksli (paklaida iki ± 2 %).

1.5. Kelio nelygumų nustatymo metodai

Šiame poskyryje apžvelgiami trys metodai, naudojami nustatyti kelio nelygumus. Visi metodai paremti atstumo iki kelio paviršiaus matavimu. Vienas iš metodų naudojamas Japonijos magistralinių kelių būklei įvertinti.

1.5.1. Japonijoje naudojamas nustatymo metodas

Japonijoje, siekiant nustatyti kelio nelygumus, naudojamas metodas matuojant aukščio skirtumus nuo kelio dangos (1.9 pav.). Matavimai atliekami kas 1,5 m trijuose taškuose. Bandymo metu duomenys įsimenami, o siekiant didesnio tikslumo, vietoj ritinėlių naudojami lazeriai (Souza *et al.* 2006).



1.9 pav. Japonijoje naudojamas nelygumų matavimo metodas (Souza *et al.* 2006)
Fig. 1.9. The method of measuring road profile used in Japan (Souza *et al.* 2006)

Užfiksuoti matavimo rezultatai apdorojami naudojant formulę:

$$d_i = h_i - \frac{1}{2}(h_{i-1} + h_{i+1}), \quad (1.21)$$

čia d_i – kelio profilio nelygumas; h_i, h_{i-1}, h_{i+1} – charakteringuose taškuose matuojami atstumai.

Iš 1.9 paveikslo matyti, kad nustačius kelio profilio nelygumą d_i taške B, matavimo taškas perkeliamas į padėtį D, kur aukščiai h_i, h_{i-1}, h_{i+1} atitinkamai yra taškuose B, C ir D. Atskaitos taškas tampa linija, einanti per taškus B, C ir D. Naudojant 1.21 formulę apskaičiuojamas d_i taške C. Atliekant daug matavimų, gaunamos teigiamos ir neigiamos iškilimų reikšmės. Šie iškilimai yra aukščių skirtumai, atsižvelgiant į atskaitos liniją kas 1,5 m.

Standartinis išilginio nelygumo nuokrypis σ yra apskaičiuojamas sumuojant kelio profilio aukščius d_i pagal formulę:

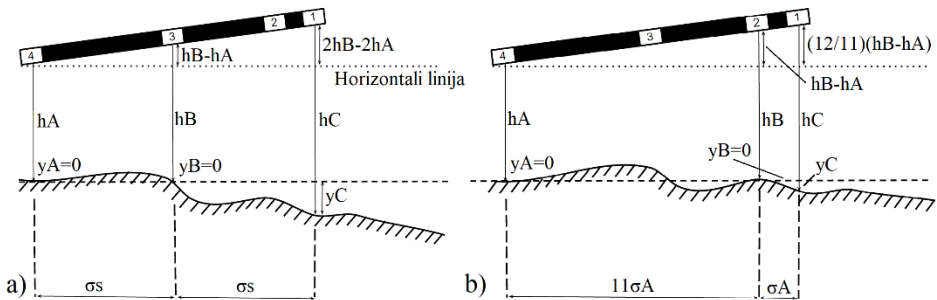
$$\sigma = \sqrt{\frac{n_r \sum d_i^2 - (\sum d_i)^2}{n_r(n_r - 1)}}, \quad (1.22)$$

čia σ – standartinis išilginio nelygumo nuokrypis; d_i – kelio profilio nelygumas; n_r – užfiksuotų duomenų skaičius.

Japonijos magistralinių kelių korporacija (Japan Highway Public Corporation) rekomenduoja koeficientą σ apskaičiuoti iš 150 m ilgio kelio atkarpos užfiksuotų reikšmių.

1.5.2. Simetrinis nustatymo metodas

Dar du metodai kelio nelygumams nustatyti naudojant lazerinius jutiklius aprašyti šaltinyje Kilic, Hilsmann (2016). Pirmasis – simetrinis nustatymo metodas (1.10 pav., a).



1.10 pav. Kelio nelygumų nustatymo metodai:

a) simetrinis, b) asimetrinis (Kilic, Hilsmann 2016)

Fig. 1.10. Methods for determining road roughness: a) symmetrical; b) asymmetric (Kilic, Hilsmann 2016)

Šis nustatymo metodas patikimesnis matuojant trijų metrų ir ilgesnės kelio nelygumų bangas. Simetrinis būdas panašus į anksčiau minėtą japoniškąjį, tačiau lazeriniai jutikliai išdėstyti $\sigma_s = 0,6$ m atstumu. 1.10 a paveiksle lazeriniai atstumo jutikliai pavaizduoti numeriais 1, 3, 4. Užfiksavus jutiklių duomenis, nelygumas apskaičiuojamas pagal formules:

$$y_n = y_{n-1} + \sum_{i=1}^n U_i, \quad (1.23)$$

$$U = -(h_1 - 2h_3 + h_4), \quad (1.24)$$

čia y ir U nurodo vidutinį aukštį σ_s atstumu.

1.5.3. Asimetrinis nustatymo metodas

Asimetrinis nustatymo metodas yra naudojamas kaip pagalbinis būdas simetrišiam metodui. Šis būdas skirtas nustatyti mažesnes kelio nelygumų bangas. Sistema naudoja taip pat tris lazerinius atstumo jutiklius, tik jie išdėstyti nesimetriškai (1.10 pav., b).

Atstumas tarp 1 ir 2 jutiklio yra $\sigma_A = 0,1$ m, atstumas tarp 2 ir 4 jutiklių $11\sigma_A = 1,1$ m. Kiekvieno jutiklio fiksuojamos reikšmės naudojamos apskaičiuojant kelio nelygumo vidurkį pagal formules:

$$W = -\left(h_1 - \frac{12}{11}h_2 + \frac{1}{11}h_4\right), \quad (1.25)$$

$$y_n = \frac{12}{11}y_{n-1} + \frac{1}{11}y_{n-12} + W_n, \quad (1.26)$$

čia y ir W nurodo vidutinį aukštį ir matavimo parametrus σA atstumu.

Pristatyti kelio nelygumų nustatymo metodai apsiriboja lazerinių jutiklių signalų apdorojimu, tačiau jutiklius montuojant prie automobilio svarbu įvertinti jo kėbulo inertiškumą ir sukeltimus svyravimus.

1.6. Moksliniuose darbuose naudojamų matematinių modelių apžvalga ir pritaikymo galimybės

Teoriniams tyrimams naudojamos įvairios kompiuterinės programos, kuriomis sukurtam matematiniam modeliui išbandyti reikia mažesnių išteklių, o bandymų kiekis neribotas. Sukurtą matematinį modelį reikia validuoti eksperimentiniais bandymais, tuomet sudėtingi teoriniai tyrimai atitinka realybėje galiojančius fizikinius dėsnius. Tokia seka tyrimai atliekami ir šiame darbe:

- pirmiausia atliekama literatūros apžvalga, norint išsiaiškinti, kokie matematiniai modeliai naudojami moksliniuose darbuose, susijusiuose su pakabomis;
- parenkamas standartinis matematinis modelis;
- matematinis modelis koreguojamas pagal darbe nagrinėjamą problemą;
- atliekami eksperimentiniai tyrimai modeliui validuoti;
- atliekami teoriniai tyrimai su patikrintu modeliu.

Atlikdami teorinius tyrimus mokslininkai naudoja įvairius matematinius modelius. Dažniausiai pasitaikantys – ketvirčio, pusės, viso automobilio matematiniai modeliai. 1.2 lentelėje pateikta analizė, kokius matematinius modelius naudoja autoriai, atlikdami teorinius pusiau aktyvios pakabos tyrimus.

1.2 lentelė. Matematiniai modeliai, naudojami nagrinėjant pusiau aktyvią pakabą
Table 1.2. Mathematical models used for analysis of semi-active suspension

Naudojamas modelis	Šaltiniai
1	2
ketvirčio automobilio	Dutta 2017; Aubouet <i>et al.</i> 2008; Liu <i>et al.</i> 2005; Rao <i>et al.</i> 2010; Hong <i>et al.</i> 2002; Sammier <i>et al.</i> 2003; Kashem <i>et al.</i> 2015; Flores <i>et al.</i> 2006; Valasek, Kortum 2002; Flores <i>et al.</i> 2006; Hac, Youn 1992; Takaba 2003; Huisman <i>et al.</i> 1993; Kashem <i>et al.</i> 2015; Emam, Ghany 2012; Suzuki, Takahashi 2012; Sohn <i>et al.</i> 2000; Savaresi, Spelta 2009; Pei <i>et al.</i> 2016, Kashem <i>et al.</i> 2015; Tawwab 2013

1.2 lentelės pabaiga

1	2
pusės automobilio (išilginis)	Krauze, Kasprzyk 2016a; Shamsi, Choupani 2008; Kitching <i>et al.</i> 1999; Ahmed, Svaricek 2013; Huisman <i>et al.</i> 1993; Canale <i>et al.</i> 2002; Ahmed, Svaricek 2013; Marzbanrad <i>et al.</i> 2013
viso automobilio	Çalışkan <i>et al.</i> 2016; Ahmed, Svaricek 2014, Žuraulis, Sokolovskij 2018

Iš 1.2 lentelės matyti, kad pakabai nagrinėti dažniausiai naudojamas ketvirčio automobilio dinaminis modelis. Šis modelis leidžia nagrinėti automobilio dinamiką, neatsižvelgiant į pakabos tipą. Modelyje aprašomos nedeformuojamos masės atitinka elementus, kurie sudaro ratą, pakabos elementus ir kitas važiuoklės dalis, sąveikaujančias su keliu, taip pat amortizuotą masę – automobilio kėbulą. Ketvirčio automobilio modeliu gauti rezultatai lyginami su eksperimentiniais rezultatais, gautais ketvirčio automobilio stendais.

Norint tyrinėti pakabos poveikį amortizuotai masei, įtraukiant sukimosi apie skersinę ašį kampą, ketvirčio automobilio dinaminį modelį reikia išplėsti iki pusės automobilio dinaminio modelio. Šio tipo modeliai būna dviejų tipų: išilginei ir skersinei automobilio dinamikai nagrinėti. Pakabų tyrimams svarbiau nagrinėti ne tik priekinius automobilio ratus su pakabos elementais, bet ir galinius. Tad matematiniam modeliavimui pasirinktas pusės automobilio išilginis dinaminis modelis.

1.7. Automobilį veikiantys virpesiai ir jų nustatymo būdai

Realiomis sąlygomis visos mechaninės sistemos yra slopinamos (Bogdevičius *et al.* 2012; Žuraulis; Levulytė 2014). Automobilų pakaboje montuojami amortizatoriai, kurie pagal automobilio tipą, jo svorį projektuojami su savita dinamiškai kintančia slopinimo reikšme (Bogdevičius *et al.* 2016). Pagal svyravimų dažnį virpesiai skirstomi į tris grupes (Chen *et al.* 2016):

- ypač žemo dažnio – nuo 0 iki 15 Hz;
- žemo dažnio – nuo 15 Hz iki 150 Hz;
- aukšto dažnio – daugiau nei 150 Hz.

Tam tikro dažnio virpesiai yra pavojingi žmonėms. Ypač pavojingi virpesiai, kurie yra artimi žmogaus kūno dalių savajam dažniui. Transporto priemonėse, sie-

kiant didesnio vairuotojų ir keleivių komforto, virpesių dažnis yra žemas ir priklauso ypač žemo dažnio grupei. Pagal ISO 2631 standartą vibracijos dažniai transporto priemonėse gali būti suskirstyti į keturias grupes (Ślaski 2011):

- kėbulo rezonansinį piko dažnį – nuo 1 iki 2 Hz;
- kėbulo ir ratų rezonansinį piko dažnį – nuo 5 iki 6 Hz;
- ratų rezonansinį piko dažnį – apie 10 Hz;
- didesnę nei ratų rezonansinį piko dažnį – apie 16 Hz.

Amortizuotos masės virpesiams įvertinti naudojami įvairūs rodikliai. Vieni iš populiariausių – vidutinis kvadratinis nuokrypis (RMS) ir virpesių dalies vertė (VDV). Šiuos rodiklius publikacijose naudoja daug pasaulio mokslininkų – Yinlong *et al.* 2017; Ihsan *et al.* 2009; Abramov *et al.* 2009; Ploechl, Mastinu 2014; Sande *et al.* 2016; Canale *et al.* 2006; Koulocheris *et al.* 2017; Wang *et al.* 2018 ir kiti.

RMS reikšmė skaičiuojama amortizuotai masei. Gaunamas vienas rodiklis pagal formulę:

$$\ddot{z}_{M_{RMS}} = \left(\frac{1}{T} \int_0^T \ddot{z}_M^2(t) dt \right)^{1/2}, \quad (1.27)$$

čia $\ddot{z}_M(t)$ – amortizuotos masės pagreitis kaip funkcija nuo laiko, T – matavimo periodas. RMS rodiklis komfortui įvertinti.

VDV parametras įvertina vidutinę signalo reikšmę ir poveikio trukmę. Pagal Didžiosios Britanijos standartą BS 6841, kai VDV parametras pasiekia $15 \text{ ms}^{(-1,75)}$, važiavimo komfortas yra labai blogas (Bogdevičius 2012).

$$VDV = \left(\int_0^T \ddot{z}_w^4(t) dt \right)^{1/4}, \quad (1.28)$$

čia $\ddot{z}_w(t)$ – vertikalus pagreitis su svorio koeficientu, jis apskaičiuojamas pagal formulę:

$$\ddot{z}_w(t) = c(f) \cdot \ddot{z}_M(t), \quad (1.29)$$

$c(f)$ svorio koeficientai parenkami pagal dažnio rodiklius:

$$c(f) = \begin{cases} 0,4; & \text{kai } 0,5 < f < 2 \text{ Hz,} \\ f/5,0; & \text{kai } 2 < f < 5 \text{ Hz,} \\ 1; & \text{kai } 5 < f < 16 \text{ Hz,} \\ 16/f; & \text{kai } 16 < f < 80 \text{ Hz.} \end{cases} \quad (1.30)$$

1.8. Tarptautinis kelio nelygumo indeksas

Kelio dangos lygumas yra vienas iš pagrindinių kelio kokybės rodiklių (Sivilevičius *et al.* 2017), darančių įtaką eismo saugumui ir važiavimo komfortui. Kelio nelygumai taip pat turi įtakos padangos ir rato tarpusavio sąveikai (Celko *et al.* 2009). Nelygumas – tai nukrypimų nuo idealaus išilginio profilio suma, išreikšta metrais kilometrui. Kelio lygumas tiesiogiai priklauso nuo dangos defektų kiekio ir dydžio (duobių, lopų, skersinių, išilginių, tinklinių plyšių, bangų ir t. t.) (Paukštė 2015).

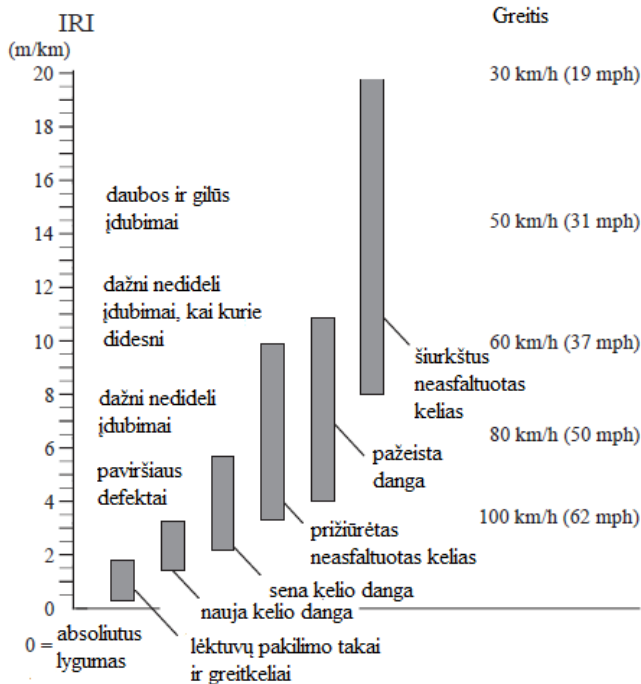
Kelio lygumui įvertinti naudojamas tarptautinis kelio nelygumo indeksas (International Roughness Index (IRI)) (Sivilevičius, Vansauskas 2013; Prashant *et al.* 2018; ISO 8608; ASTM E1926-08 2015). IRI – tarptautinis nelygumo indeksas, įvertinantis nelygumus – jų dydį ir išdėstymą, tenkantį kelio dangos ilgio vienetui. 1.3 lentelėje pateiktas IRI indeksas įvairioms kelio dangoms.

Knygoje „The Little Book of Profiling“ yra pateikta informacija apie kelio nelygumų IRI indekso atitikmenį kelio dangoms (1.11 pav.). Paveiksle taip pat matyti rekomenduojami greičiai važiuojant skirtingomis dangomis.

1.3 lentelė. Tarptautinio nelygumo indekso ribos kelio dangoms (Pakalnis, Dimaitis 2001)

Table 1.3. International roughness index limits for road pavements (Pakalnis, Dimaitis 2001)

Kelio dangos nelygumo reikalavimai	Kelio nelygumo dangos vertinimas			
	geras	patenkinamas	nepatenkinamas	
Naujai įrengta danga				
Magistralinis kelias	≤ 1,5 m/km	1,5 – 2,5 m/km	≥ 2,5 m/km	
Eksploatuojama danga	l. geras	geras	patenkina- mas	nepatenkina- mas
AM ir AI kategorijų magistralinis kelias	≤ 1,0 m/km	1,0 – 2,0 m/km	2,0 – 3,0 m/km	≥ 3,0 m/km
Magistralinis kelias	≤ 1,5 m/km	1,5 – 2,5 m/km	2,5 – 3,5 m/km	≥ 3,5 m/km



1.11 pav. Tarptautinio nelygumo indekso priklausomybė nuo skirtingų kelio tipų (Sayers 1998)

Fig. 1.11. International roughness index dependence of different road classes (Sayers 1998)

Iš 1.11 paveikslo matyti, kad IRI indeksas yra mažiausias lėktuvų pakilimo takams ir greitkeliams. Ši kelio danga pritaikyta didesniai nei 100 km/h greičiui. Didžiausią reikšmę turi šurkštus neasfaltuotas kelias, kuriuo judėjimo greitis yra 60 km/h ir mažesnis.

1.9. Teorinių ir eksperimentinių tyrimų prielaidos

Šiame darbe atliekant teorinius ir eksperimentinius tyrimus daromos šios prielaidos:

- Teoriniuose tyrimuose naudojamas pusės automobilio matematinis modelis, atlikus validaciją, atitinka realiai važiuojančio automobilio dinamiką.

- Matematiniam modelyje ratas aprašomas kaip taškas, judantis per nustatyto dyžio nelygumą.
- Teoriniuose ir eksperimentiniuose tyrimuose automobilis juda pastoviu greičiu.
- Teoriniuose tyrimuose naudojamų pusiau aktyvių amortizatorių pasipriešinimo jėgai pakeisti užtrunka 0,073 s.
- Automobilis, naudojantis kelio nelygumų nustatymo sistemą ir pusiau aktyvius amortizatorius, gali judėti maksimaliu 13,7 m/s greičiu, kai dar įmanoma pakeisti norimas pasipriešinimo jėgas.
- Teoriniuose tyrimuose automobilis juda per pusės sinusoidės formos kelio nelygumus: 1 – aukštis 0,05 m, ilgis 0,35 m; 2 – aukštis 0,1 m, ilgis 0,35 m.

1.10. Pirmojo skyriaus išvados ir disertacijos uždavinių formulavimas

1. Automobilių gamintojų naudojamas pusiau aktyvios pakabos valdymo principas „Skyhook“ sumažina amortizuotos masės svyravimų trukmę ir amplitudę. Neamortizuotos masės svyravimų trukmė ir amplitudė gali būti didesnė lyginant su automobilio pasyvia pakaba.
2. Kelio paviršiaus nelygumams nustatyti naudojamos trimačio vaizdo kameros, ultragarsiniai jutikliai, lazeriniai linijų identifikavimo jutikliai, pagreičio jutikliai. Lazeriniai atstumo jutikliai gali būti naudojami kelio profiliui identifikuoti.
3. Tiksliam kelio paviršiui nustatyti, jei jutiklis pritvirtintas prie amortizuotos masės, reikia kompensuoti momentinius svyravimus, atsirandančius dėl pakabos ir ratų deformacijų.
4. Automobilių pakabai nagrinėti dažniausiai naudojamas ketvirčio automobilio dinaminis modelis. Norint tyrinėti pakabos poveikį amortizuotai masei, įtraukiant sukimosi apie skersinę ašį kampą, ketvirčio automobilio dinaminį modelį reikia išplėsti iki pusės automobilio dinaminio modelio.
5. Žmogui pavojingi virpesiai, kurie yra artimi žmogaus kūno dalių savajam dažniui. Transporto priemonėse, siekiant didesnio vairuotojų ir keleivių komforto, virpesių dažnis yra žemas ir priklauso ypač žemo dažnio grupei.

Atlikus literatūros analizę buvo suformuluoti pagrindiniai darbo uždaviniai:

1. Išanalizuoti pusiau aktyvių amortizatorių valdymo metodus ir kelio nelygumų nustatymo būdus.
2. Patikslinti išilginį pusės automobilio matematinį modelį, veikiantį su standumo ir slopinimo elementų netiesinėmis charakteristikomis, amortizatorių uždelsimu, ir galimybę nustatyti kelio nelygumus.
3. Sukurti kompensavimo algoritmą kelio paviršiaus nelygumui nustatyti automobiliui važiuojant pastoviu greičiu.
4. Panaudojant gautą informaciją apie kelio nelygumus ir patobulinius pusiau aktyvios pakabos valdymo algoritmus, sumažinti automobilio vertikaliosios svyravimus (automobilių pusiau aktyvios pakabos valdymo tobulinimas).
5. Parinkti racionalią lazerinio atstumo jutiklio montavimo vietą, tinkančią kelio profiliui nustatyti prieš ratui užvažiuojant ant nelygumo.
6. Eksperimentiškai ištirti ir palyginti važiuojančio automobilio, su žinomu ir patobulintu pusiau aktyvios pakabos valdymo algoritmu, dinامينius parametrus.

Lengvojo automobilio su pusiau aktyvia pakaba ir kelio nelygumų nustatymo sistema dinaminių savybių skaitinė analizė

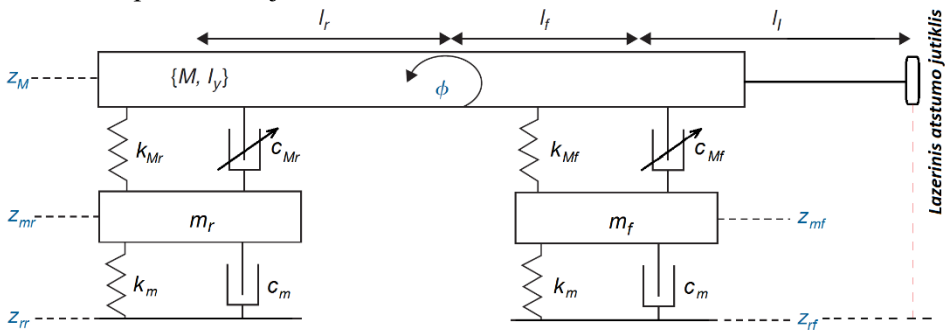
Skyriuje pateikiamas patobulintas pusės automobilio su sumontuotu lazeriniu atstumo jutikliu matematinis modelis. Pristatomas svyravimų kompensavimo modelis, analizuojami matematinio modeliavimo gauti rezultatai. Skyriaus pabaigoje aprašyti pusiau aktyvios pakabos su nelygumų nustatymu valdymo algoritmai. Pateikti rezultatai lyginami su pasyvia pakaba ir „Skyhook“ valdymo principu.

Skyriaus tematika paskelbtos keturios publikacijos (Surblys *et al.* 2018; Surblys, Sokolovskij 2018; Surblys *et al.* 2019; Mužar *et al.* 2018).

2.1. Automobilio su sumontuotu lazeriniu atstumo jutikliu matematinis modelis

Atlikus 1.6 poskyryje pateiktą matematinių modelių apžvalgą, pasirinktas pusės automobilio matematinis modelis (Savaresi *et al.* 2010). Modelis autoriaus papildytas sprendžiamai problemai nagrinėti – atstumu l_1 pritvirtintas lazerinis atstumo

jutiklis (2.1 pav.). Lazerinis jutiklis nukreiptas į kelio paviršių 90° kampu. Duomenys, naudoti matematiniam modeliavimui, pateikti 2.1 lentelėje. Pasirinktos reikšmės atitinka „Opel Astra“ automobilio parametrus, nes šis automobilis naudotas eksperimentiniuose bandymuose. Automobilio duomenys paimti iš programinės įrangos PC Crash 8.1, skirtos eismo įvykiams tirti. Šiame modelyje jutliklio montavimo vieta pasirinkta 1 metro atstumu į priekį nuo priekinės ašies. Toks atstumas pasirinktas dėl tipiškos lengvojo automobilio konstrukcijos, kai priekinė iškiša siekia 0,7–1,1 m. Eksperimentiniuose tyrimuose naudotų automobilių priekinės iškišos yra 0,7–0,96 m. Montavimo elementais lazerinis jutiklis pritvirtintas 1 metro atstumu nuo priekinės ašies. Lazerinio jutliklio montavimo padėtis – statmena kelio paviršiui nejudant automobiliui.



2.1 pav. Pusės automobilio modelis su sukimu apie skersinę ašį ir sumontuotu lazeriniu atstumo jutikliu

Fig. 2.1. Pitch oriented “half-car” model with mounted laser sensor

Pusės automobilio modelis sudarytas iš trijų masių: M – transporto priemonės kėbulas (amortizuota masė), m_f ir m_r – priekinis ir galinis ratai su pritvirtintais pakabos elementais (neamortizuotos masės). Šis modelis turi 4 laisvės laipsnius: vertikalūs amortizuotos masės poslinkis z_M ir sukimas apie skersinę ašį ϕ , vertikalūs neamortizuotų masių poslinkiai z_{mr} ir z_{mf} .

Nepriklausomas kelio žadinimas pažymėtas kaip kelio poslinkis į priekinį ir galinį ratus z_{rr} ir z_{rf} . Atstumas nuo kelio paviršiaus iki lazerinio atstumo jutliklio pažymėtas z_l .

Modelyje ratas pateiktas kaip elementas, turintis standumo koeficientą k_m ir pasipriešinimo koeficientą c_m . Modelyje šie dydžiai naudojami kaip konstantos. 2.2 formulėje pateiktos sąlygos leidžia ratui atrūkti nuo kelio paviršiaus.

Pakabos standumo (k_{Mf} , k_{Mr}) ir pasipriešinimo (c_{Mf} , c_{Mr}) koeficientai dažniausiai literatūroje tokio tipo modeliuose aprašomos linijine funkcija, tačiau

šiuo darbe, siekiant gauti tikslesnį modelį, šie elementai yra aprašyti netiesinėmis funkcijomis. Standumo ir slopinimo elementų charakteristikos pateiktos 2.2 poskyryje.

2.1 lentelė. Tyrimams naudoto automobilio „Opel Astra“ parametrų reikšmės

Table 2.1. Parameters of vehicle Opel Astra used in simulations

Parametras	Reikšmė
Pusės automobilio kėbulo masė M , kg	814
Priekinė neamortizuota masė m_f , kg	45
Galinė neamortizuota masė m_r , kg	35
Padangos standumo koeficientas k_m , N/m	182 000
Padangos slopinimo koeficientas c_m , N·s/m	200
Automobilio ratų bazė w_b , m	2,61
Atstumas nuo svorio centro iki priekinės automobilio ašies l_f , m	1,30
Atstumas nuo svorio centro iki galinės automobilio ašies l_r , m	1,31
Atstumas nuo priekinės ašies iki lazerinio jutiklio montavimo vietos l , m	1
Ašinis inercijos momentas I_y , kg·m ²	948,75

Išilginis pusės automobilio matematinis modelis yra apibrėžiamas šiomis lygtimis:

$$\begin{cases}
 M\ddot{z}_M = -[F_{kMf}(\Delta z_f) + F_{0kf}] - [F_{kMr}(\Delta z_r) + F_{0kr}] - F_{cMf}(\Delta \dot{z}_f) - F_{cMr}(\Delta \dot{z}_r), \\
 I_y\ddot{\phi} = -l_f \left([F_{kMf}(\Delta z_f) + F_{0kf}] + F_{cMf}(\Delta \dot{z}_f) \right) + l_r \left([F_{kMr}(\Delta z_r) + F_{0kr}] + F_{cMr}(\Delta \dot{z}_r) \right), \\
 m_f\ddot{z}_{mf} = [F_{kMf}(\Delta z_f) + F_{0kf}] - F_{kmf} + F_{cMf}(\Delta \dot{z}_f) - F_{cmf}, \\
 m_r\ddot{z}_{mr} = [F_{kMr}(\Delta z_r) + F_{0kr}] - F_{kmr} + F_{cMr}(\Delta \dot{z}_r) - F_{cmr},
 \end{cases}
 \quad (2.1)$$

čia F_{kMf} , F_{kMr} – priekinės ir galinės spyruoklių standumo jėgos, aprašytos 2.2 poskyryje; F_{0kf} , F_{0kr} – priekinės ir galinės spyruoklių įveržimo jėgos, aprašytos 2.2 poskyryje; F_{cMf} , F_{cMr} – priekinės ir galinės amortizatorių slopinimo jėgos, aprašytos 2.9 lygtimis; F_{kmf} , F_{kmr} , F_{cmf} , F_{cmr} – priekinės ir galinės padangos

standumo ir slopinimo jėgos, apskaičiuojamos 2.2 formule; Δz_f , Δz_r – priekinės ir galinės pakabos eigos poslinkiai vertikalia kryptimi, skaičiuojami pagal 2.3 formules; $\Delta \dot{z}_f$, $\Delta \dot{z}_r$ – priekinės ir galinės pakabos eigos greičiai vertikalia kryptimi, skaičiuojami pagal 2.4 formules.

$$\begin{cases} F_{kmf} = k_m (z_{mf} - z_{rf}) \cdot H(z_{mf} - z_{rf}), \\ F_{cmf} = c_m (\dot{z}_{mf} - \dot{z}_{rf}) \cdot H(z_{mf} - z_{rf}), \\ F_{kmr} = k_m (z_{mr} - z_{rr}) \cdot H(z_{mr} - z_{rr}), \\ F_{cmr} = c_m (\dot{z}_{mr} - \dot{z}_{rr}) \cdot H(z_{mr} - z_{rr}), \end{cases} \quad (2.2)$$

čia H – Hevisaido vienetinė funkcija (Bottega 2006).

$$\begin{cases} \Delta z_f = z_M + l_f \sin \varphi - z_{mf}, \\ \Delta z_r = z_M + l_r \sin \varphi - z_{mr}. \end{cases} \quad (2.3)$$

$$\begin{cases} \Delta \dot{z}_f = \dot{z}_M + l_f \dot{\varphi} \cos \varphi - \dot{z}_{mf}, \\ \Delta \dot{z}_r = \dot{z}_M + l_r \dot{\varphi} \cos \varphi - \dot{z}_{mr}. \end{cases} \quad (2.4)$$

Atstumas nuo lazerinio jutiklio iki kelio dangos skaičiuojamas pagal:

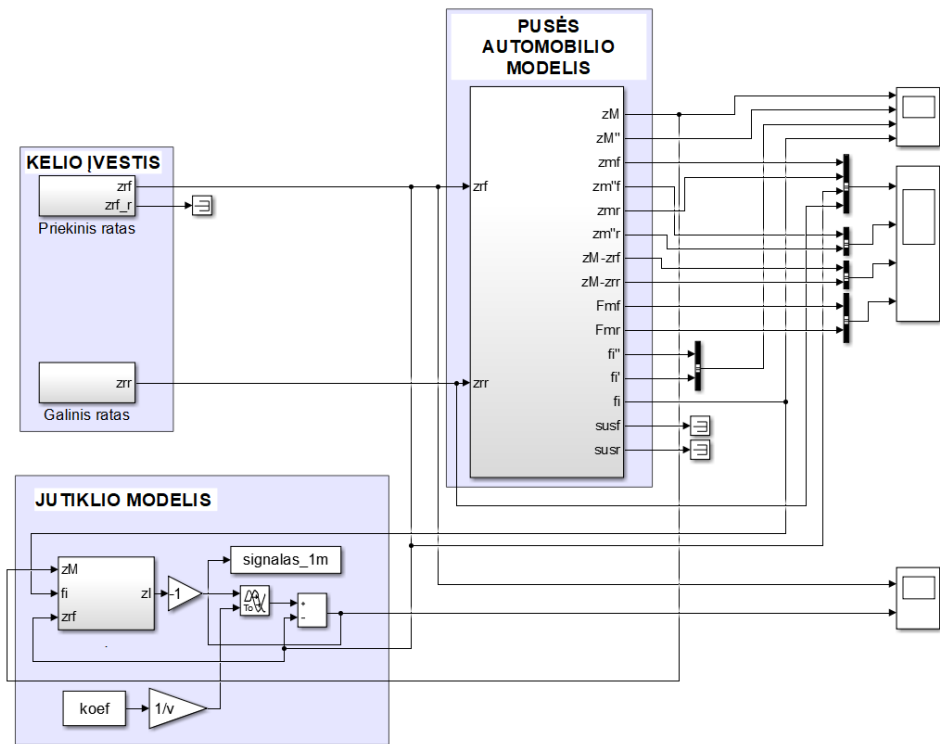
$$z_l = z_{l0}(t=0) + z_M + (l_f + l_r) \sin \varphi, \quad (2.5)$$

čia z_{l0} – atstumas nuo jutiklio iki kelio paviršiaus, kai $t=0$.

Pateiktas 2.1 paveiksle matematinis modelis sudarytas *Matlab/Simulink* aplinkoje (2.2 pav.). Programos *Matlab* kodas, naudotas įvesti modeliui pradinis duomenis, pateiktas A priede.

Naudota programinė įranga *Matlab/Simulink* suteikia labai daug galimybių, todėl yra dažnai pasirenkama specializuotuose tyrimuose. Viena svarbiausių funkcijų – pasirinkti integravimo būdą ir duomenų fiksavimo dažnį. Darbe atlikti skaičiavimai naudojant *Eulerio* skaičiavimo metodą ir 500 Hz dažnį. Šis dažnis pasirinktas, nes eksperimentiniuose bandymuose naudota įranga duomenis fiksuoja tuo pačiu dažniu.

Visi teorinių tyrimų rezultatai išvedami skaitinėmis reikšmėmis, vėliau apdorojami *Matlab* papildiniais *Curve Fitting*, *Signal Analysis*. Grafiškai rezultatai pateikiami panaudojant minėtos programos papildinį *Figures*.



2.2 pav. Pusės automobilio modelis *Matlab/Simulink* aplinkoje
 Fig. 2.2. “Half-car” model in *Matlab/Simulink* environment

Matlab programinė įranga skirta kurti matematinius modelius panaudojant blokines schemas. Kiekvienas ženklas, funkcija ar kintamasis nurodomas iš bibliotekos pasirenkant atitinkamą simbolį. Sujungta blokų visumą veikia kaip matematinė sistema. Įvedus pradinis duomenis, atliekama modelio simuliacija.

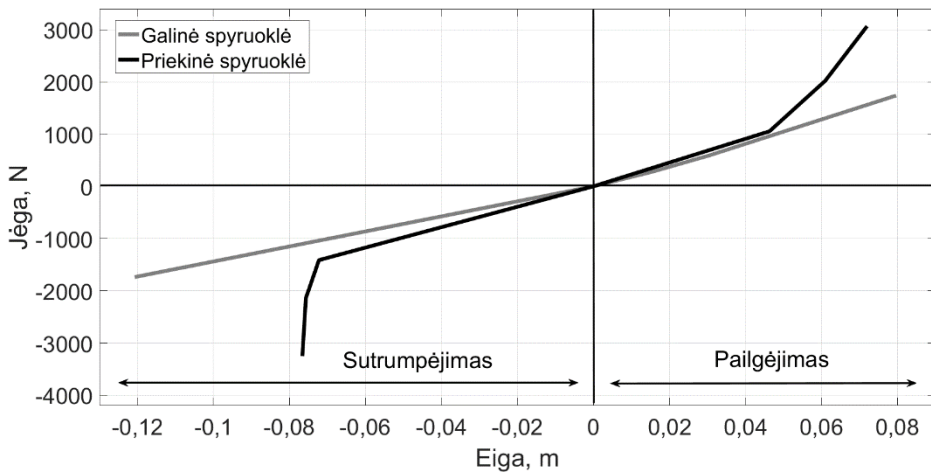
2.2. Standumo ir slopinimo elementų charakteristikų netiesiškumas

Daug pasaulio mokslininkų, nagrinėdami automobilių dinamiką, naudoja paprastus matematinius modelius, kuriais nevertinama slopinimo ir standumo elementų jėgų kitimas. Tokiuose modeliuose amortizatorių, spyruoklių suspaudimas ir pailgėjimas sukuria lygiai tokią pačią jėgą, bet priešingų kryptių. Taip pat spyruoklės sukuria standumo jėga tolygiai kinta, keičiantis pakabos eigai, o amortizatoriaus pasipriešinimo jėga tolygiai kinta, keičiantis pakabos greičiui. Tačiau realūs

amortizatoriai ir spyruoklės turi kintančias charakteristikas. Matematiniam modelyje, norint atkartoti realių pakabų darbą, tikslinga naudoti slopinimo ir standumo elementų charakteristikų netiesiškumą.

Matematiniam modelyje pasirinktos realios amortizatorių ir spyruoklių charakteristikos. Šios spyruoklės ir amortizatoriai buvo naudoti taip pat ir eksperimentiniuose bandymuose. Charakteristikos gautos išmatavus priklausomybes standiniais bandymais ir išsamiai aprašytos šaltiniuose Więckowski *et al.* 2018, Ślaski 2010 (amortizatorių charakteristikos) ir Pikosz, Ślaski 2010 (spyruoklių charakteristikos).

2.3 paveiksle pateiktos priekinės ir galinės spyruoklių standumo jėgų charakteristikos. Priekinės pakabos eiga yra 0,15 m, o galinės – 0,2 m. Priekinės pakabos pradinis įveržimas pasirinktas 0,078 m, galinės pakabos – 0,12 m. Duomenys pasirinkti automobilio masei su vienu žmogumi (Pikosz, Ślaski 2010). Charakteristikos labai panašios į tiesiškai kintančias, tik priekinės spyruoklės sukuriama jėga sparčiai didėja pasiekus 0,07 m suspaudimą ir atsiradus maždaug 0,05 m pailgėjimui.



2.3 pav. Priekinės ir galinės spyruoklių netiesinės standumo charakteristikos (Pikosz, Ślaski 2010)

Fig. 2.3. Front and rear springs non-linear stiffness characteristics (Pikosz, Ślaski 2010)

Priekinės spyruoklės standumo jėgų kitimą $F_{kMf}(\Delta z_f)$ aprašo penkto laipsnio daugianario funkcija:

$$F_{kMf}(\Delta z_f) = 1,562 \cdot 10^9 \cdot \Delta z_f^5 - 5,871 \cdot 10^8 \cdot \Delta z_f^4 + 8,182 \cdot 10^7 \cdot \Delta z_f^3 - 5,073 \cdot 10^6 \cdot \Delta z_f^2 + 1,527 \cdot 10^5 \cdot \Delta z_f + 1017, \quad (2.6)$$

čia Δz_f ir $F_{kMf}(\Delta z_f)$ – 2.3 paveiksle horizontalioje ir vertikalioje ašyse esančios reikšmės.

Galinės spyruoklės standumo jėgų kitimą $F_{kMr}(\Delta z_r)$ aprašo trečio laipsnio daugianario funkcija:

$$F_{kMr}(\Delta z_r) = 1,644 \cdot 10^5 \cdot \Delta z_r^3 - 1,017 \cdot 10^4 \cdot \Delta z_r^2 + 1,794 \cdot 10^4 \cdot \Delta z_r + 6,514, \quad (2.7)$$

čia Δz_r ir $F_{kMr}(\Delta z_r)$ – 2.3 paveiksle horizontalioje ir vertikalioje ašyse esančios reikšmės.

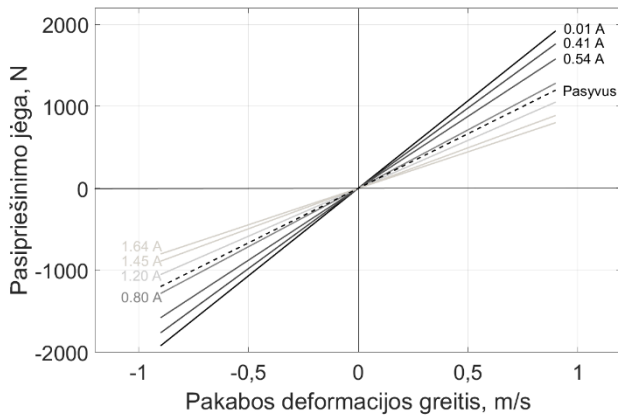
Šiose funkcijoje koeficientai parinkti su 5 % paklaida.

Priekinės ir galinės pakabų įveržimas apskaičiuojamas pagal 2.8 formulę:

$$\begin{cases} F_{0kf} = \frac{l_f}{(l_f + l_r)} \cdot M \cdot g, \\ F_{0kr} = \frac{l_r}{(l_f + l_r)} \cdot M \cdot g, \end{cases} \quad (2.8)$$

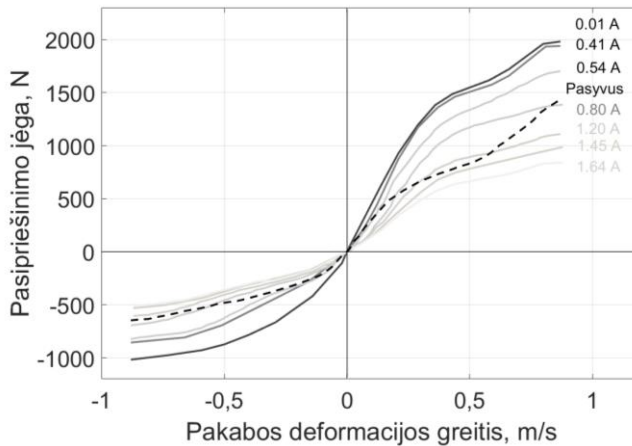
čia g – laisvo kritimo pagreitis $g = 9,81 \text{ m/s}^2$.

Priekinio ir galinio amortizatoriaus charakteristikos vienodos. Pusiau aktyvaus amortizatoriaus slopinimo netiesinės charakteristikos skiriasi nuo tiesinių (2.4 pav. ir 2.5 pav.). 2.4 paveiksle charakteristikos sudarytos autoriaus pagal netiesines funkcijas ir naudojantis programinės įrangos PC Crash 8.1 duomenų baze. Didžiausias skirtumas suspaudimo metu (2.5 pav.), kai amortizatoriaus veikimo greičio reikšmės yra neigiamos. Amortizatorių nustatymas, kai didžiausias slopinimas pasiekia maždaug 1000 N pasipriešinimo jėgą, esant netiesiškai kintančiai charakteristikai, o tiesiškai kintančiai – beveik 2000 N kai 0,9 m/s amortizatoriaus veikimo greitis. Charakteristikose pažymėti indikatoriai 0,01 A, 0,41 A ir t. t. žymi srovės stiprį, kuriam esant gaunama atitinkama pasipriešinimo jėga. Generuojamas srovės stipris valdo vožtuvų, esančių amortizatoriaus viduje, atsidarymo laipsnį, o tai tiesiogiai turi įtakos pasipriešinimo jėgoms. 0,01 A žymi minimalų vožtuvų atsidarymo laipsnį. Tokia amortizatorių padėtis atitinka tekste ir grafikuose naudojamą sąvoką „maksimalus slopinimas“. Maksimaliai atidaryti vožtuvai, kai srovės stipris yra 1,64 A, tekste vartojama sąvoka „minimalus slopinimas“.



2.4 pav. Amortizatoriaus tiesinės slopinimo charakteristikos esant skirtingam valdymo srovės stipriui

Fig. 2.4. Shock absorber linear damping characteristics with different control current



2.5 pav. Amortizatoriaus netiesinės slopinimo charakteristikos esant skirtingam valdymo srovės stipriui (Ślaski 2010)

Fig. 2.5. Shock absorber non-linear damping characteristics with different control current (Ślaski 2010)

Amortizatorių pasipriešinimo jėgų kitimą $F_{cM}(\Delta\dot{z})$ aprašo ketvirto laipsnio Furjė funkcija:

$$\begin{aligned}
 F_{cM}(\Delta\dot{z}) = & a_0 + a_1 \cdot \cos(d \cdot \Delta\dot{z}) + b_1 \cdot \sin(d \cdot \Delta\dot{z}) + a_2 \cdot \cos(2 \cdot d \cdot \Delta\dot{z}) + \\
 & b_2 \cdot \sin(2 \cdot d \cdot \Delta\dot{z}) + a_3 \cdot \cos(3 \cdot d \cdot \Delta\dot{z}) + b_3 \cdot \sin(3 \cdot d \cdot \Delta\dot{z}) + \\
 & a_4 \cdot \cos(4 \cdot d \cdot \Delta\dot{z}) + b_4 \cdot \sin(4 \cdot d \cdot \Delta\dot{z}),
 \end{aligned}
 \tag{2.9}$$

čia $\Delta\dot{z}$ ir $F_{cM}(\Delta\dot{z})$ – 2.5 paveiksle horizontalioje ir vertikalioje ašyse esančios reikšmės, $a_0, a_1, b_1, a_2, b_2, a_3, b_3, a_4, b_4, d$ – koeficientai su 5 % paklaida. Šie koeficientai pateikti 2.2 lentelėje.

2.2 lentelė. Parametrai, įvertinantys slopinimo jėgų kitimą
Table 2.2. Coefficients assessing variation of damping forces

Parametras	Pasipriešinimo jėgų kitimo koeficientai pagal generuojamos srovės stiprio dydį							
	0,01 A	0,41 A	0,54 A	0,80 A	1,20 A	1,45 A	1,64 A	Pasyvus
a_0 (N)	386,3	375,9	231,8	235,4	165,4	79,41	79,85	268,1
a_1 (N)	-96,02	-172,2	37,52	-120	-97,09	-13,34	-88,09	-38,98
b_1 (N)	1477	1347	1247	1010	816,7	729,9	623,3	955,3
a_2 (N)	-154,4	-101,8	-237	-100,2	-54,11	-98,29	-16,74	-136,2
b_2 (N)	-251,7	-295,7	-232	-223,3	-187,6	-148,4	-141,8	-218
a_3 (N)	21,07	-35,17	57,81	-56,14	-45,3	1,989	-40,56	90,28
b_3 (N)	214,6	196,6	130,4	118,6	112,7	85,99	85,09	140,3
a_4 (N)	-91,74	-79,43	-103	-29,06	-21,3	-43,56	-6,069	-68,76
b_4 (N)	-49,54	-73,88	-28,83	-51,26	-39,62	-24,77	-26,06	23,8
d (rad·s/m)	2,614	2,677	2,435	2,598	2,647	2,397	2,705	2,368

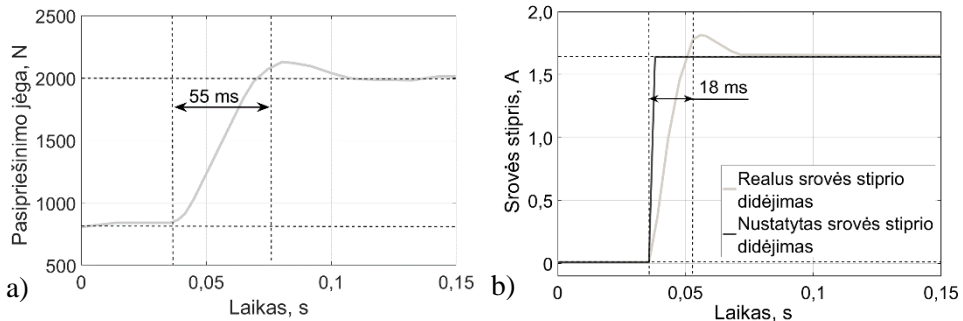
2.9 formulėje pateikta funkcija ir 2.2 lentelėje matomi koeficientai naudoti teoriniuose tyrimuose aprašant amortizatorių pasipriešinimo jėgų kitimą, priklausantį nuo amortizatoriaus veikimo greičio.

2.3. Amortizatorių suveikimo uždelsimas

Automobiliuose naudojami pusiau aktyvūs amortizatoriai veikia su uždelsimu, kuris skirstomas į dvi pagrindines grupes:

- siunčiamo srovės uždelsimas nuo valdymo modulio iki amortizatorių vožtuvo ir jo suveikimo;
- amortizatoriaus slopinimo reikšmės pakeitimo uždelsimas.

Elektrinis uždelsimas trunka apie 18 ms, o hidromechaninis – vidutiniškai 55 ms (2.6 pav.). Pasipriešinimo jėgos pakeitimas skiriasi, jei amortizatorius veikia suspaudimo ir pailgėjimo režimais. Suspaudimo metu atsiranda didesnė spyruoklės standumo jėga, todėl skaičiuojama, kad amortizatoriaus pasipriešinimo jėgos pokyčiai trunka apie 67 ms. Amortizatorius, veikdamas pailgėjimo režimu, greičiau pakeičia pasipriešinimo jėgą – tai trunka apie 43 ms (Więckowski *et al.* 2018).



2.6 pav. Amortizatoriaus veikimo priklausomybės: a) pasipriešinimo jėgos nuo laiko; b) srovės stiprio nuo laiko (Więckowski *et al.* 2018)

Fig. 2.6. Shock absorber characteristics: a) damping force dependence of time; b) current dependence of time (Więckowski *et al.* 2018)

Pradėjus kisti srovės stipriui, kinta ir pasipriešinimo jėga. Nebūtina sulaukti, kol srovės stipris įgis norimą reikšmę, tad bendras amortizatoriaus uždelsimas nuo mažiausios reikšmės iki didžiausios pasikeičia su apytiksliai 0,055 s uždelsimu (Savaresi, Spelta 2009, Więckowski *et al.* 2018).

Amortizatorių veikimo uždelsimas turi įtakos „Skyhook“ ir kitiems valdymo principams, kurie keičia pasipriešinimo jėgą realiu laiku. Norimos reikšmės yra pasiekiamos ne tada, kai jų reikia, bet po tam tikro laiko momento. Siūlomi pusiau aktyvios pakabos valdymo algoritmai, aprašyti 2.10 poskyryje, neturi minėtų trūkumų dėl pakabos veikimo uždelsimo, nes norimų reikšmių signalas išsiunčiamas anksčiau nei ratas užvažiuoja ant kliūties. Daroma prielaida, kad amortizatoriaus pasipriešinimo jėgos yra keičiamos per maksimalų laiką – 0,073 s.

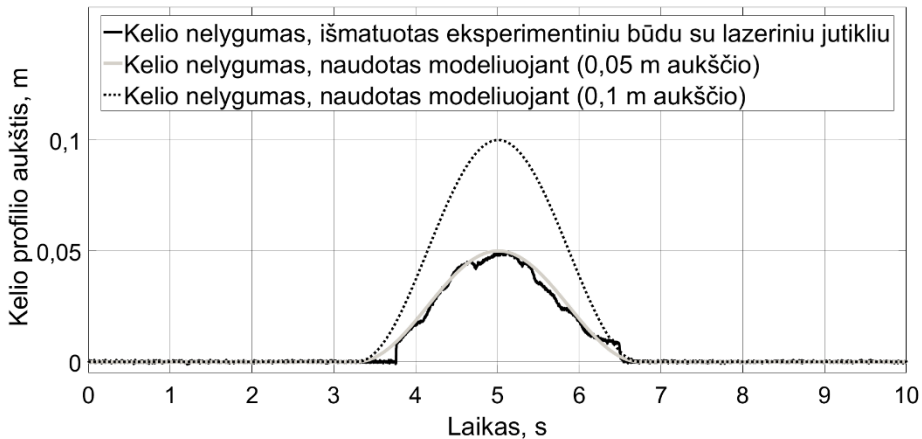
2.4. Pavieniai ir ištisiniai kelio paviršiaus nelygumai

Kelio profiliui imituoti pasirinkti du skirtingo aukščio, pusės sinusoidės formos kelio nelygumai. Pirmasis – 0,05 m aukščio pasirinktas, nes tokios pačios formos ir dydžio greičio mažinimo karnelis naudotas eksperimentiniuose tyrimuose (2.7 pav.). Antrasis – 0,1 m aukščio karnelis pasirinktas, nes atliekami teoriniai bandymai norint patikrinti automobilio dinaminis parametrus veikiant standumo elementams visu diapazonu. Nelygumo formą aprašo formulė:

$$z_r(t) = \frac{H}{2} \cdot \left(1 - \cos \left(2\pi \cdot \frac{v \cdot t}{L} \right) \right), \quad (2.10)$$

čia H – nelygumo aukštis (naudotas 0,05 m ir 0,1 m); L – nelygumo ilgis (naudotas 0,35 m); v – transporto priemonės greitis; t – laikas.

Kelio nelygumo ilgis priklauso nuo transporto priemonės judėjimo greičio. Jei transporto priemonė juda greičiau, pervažiavimo per kliūtį trukmė bus mažesnė.



2.7 pav. Kelio nelygumo forma, naudota modeliuojant

Fig. 2.7. The shape of obstacle used in simulation

Naudojant tyrimuose 0,05 m ir 0,1 m aukščio kelio nelygumus, tikslinga žinoti, kokio dažnio virpesiai pavojingi transporto priemonei važiuojant per minėtus kelio nelygumus. Kelio nelygumų dažnis apskaičiuojamas pagal šią formulę (Bogdevičius 2012):

$$\Omega = \frac{2\pi}{L_n} \cdot v, \quad (2.11)$$

čia Ω – kelio nelygumų dažnis; L_n – kelio bangos periodo pusė, apskaičiuojama pagal 2.12 formulę.

$$L_n = \frac{L}{2}, \quad (2.12)$$

čia L – kelio bangos vienas periodas.

Tyrimai atlikti transporto priemonei važiuojant 10 km/h, 30 km/h, 50 km/h ir 80 km/h greičiais, tad kelio profilio dažnis yra toks: 10 km/h greičiu – 16 Hz, 30 km/h – 48 Hz, 50 km/h – 79 Hz, 80 km/h – 127 Hz.

Siekiant validuoti matematinį modelį, teoriniuose bandymuose kelio paviršius turi būti kaip eksperimentinių bandymų. Todėl pusės sinusoidės formos kelio nelygumas aprobuotas vertikaliu kelio paviršiaus šiurkštumu, kurį aprašo ISO 8608 standartas. Šiame standarte pateikiama išilginio kelio profilio paviršiaus klasifikacija (Krauze, Kasprzyk 2016a; Dąbrowski, Ślaski 2016; Barbosa 2011). Pagal kelio paviršių danga gali būti suklasifikuota į 8 klases (*A–H*). Standarte naudojamas dydis, vadinamas nelygumo galios spektriniu tankiu (angl. *Power spectral density*). Šis dydis apskaičiuojamas pagal 2.13 formulę (Barbosa 2011; Prashant *et al.* 2018):

$$S_d(n) = S_d(n_o) \cdot \left(\frac{n}{n_o} \right)^w, \quad (2.13)$$

čia n – ciklinis skaičius ($n_o = 0,1$ cikl./m); w – kelio paviršiaus banguotumas (1,8 ÷ 3,3), rodiklis $S_d(n_o)$ apskaičiuojamas pagal formulę:

$$S_d(n_o) = 4^{c_n+1,0}, \quad (2.14)$$

čia c_n – klasės numeris nuo 1 iki 8 (2.3 lentelė). A klasės keliu laikomas kokybiškas asfaltas su $16 \cdot 10^{-8} \text{ m}^3$ geometrinio vidurkio dydžio nelygumais 1 m kelio paviršiaus. Pagal tarptautinį kelio indeksą A klasės kelią atitinka $IRI = 1,92$.

Taip pat kelio klases galima išreikšti kvadratinio vidurkio reikšme (angl. *Root Mean Square*) (Barbosa 2011):

$$S_{RMS}(n) = \sqrt{S_d(n)}. \quad (2.15)$$

2.3 lentelė. Kelio klasifikacija pagal ISO 8608 standartą

Table 2.3. Road classification according to ISO 8608 standard

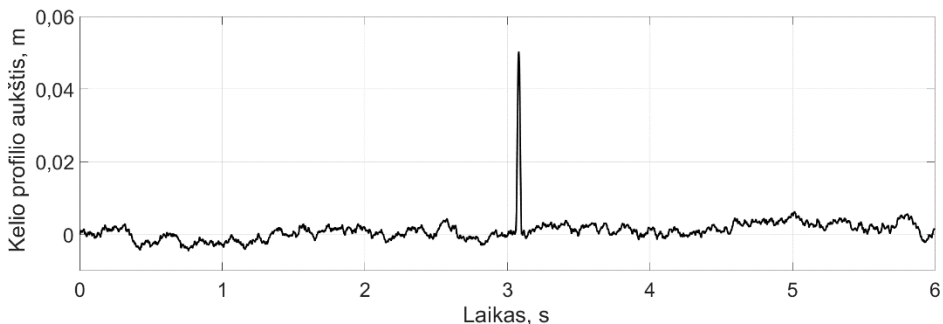
Klasės numeris	Kelio klasė	$S_{d(n=1)} (\times 10^{-6} \text{ m})$	$S_{RMS(n=1)} (\times 10^{-3} \text{ m})$
1	A	0,16	0,4
2	B	0,64	0,8
3	C	2,56	1,6
4	D	10,24	3,2
5	E	40,96	6,4
6	F	163,84	12,8
7	G	655,36	25,6
8	H	2621,44	51,2

Matematiniam modelyje naudojamas papildomas kelio nelygumas, kuris aprašomas pagal formulę (Žuraulis, Sokolovskij 2018):

$$\dot{z}_o(t) = -2\pi \cdot v(t) \cdot n_o \cdot z_o(t) + w(t) \cdot \sqrt{S_d(n_o) \cdot a(t)}, \quad (2.16)$$

čia $v(t)$ – judėjimo greitis, $a(t)$ – judėjimo pagreitis.

Matematiniam modeliui validuoti atlikti eksperimentiniai tyrimai ant B klasės kelio dangos. Pusės sinusoidės formos kelio nelygumas su ISO 8608 B klasės kelio danga pavaizduotas 2.8 paveiksle.



2.8 pav. Kelio nelygumo profilis (0,05 m) su ISO 8608 B klasės kelio danga, kai greitis 30 km/h

Fig. 2.8. Road irregularity profile (0,05 m) with ISO 8608 B-class road surface at 30 km/h velocity

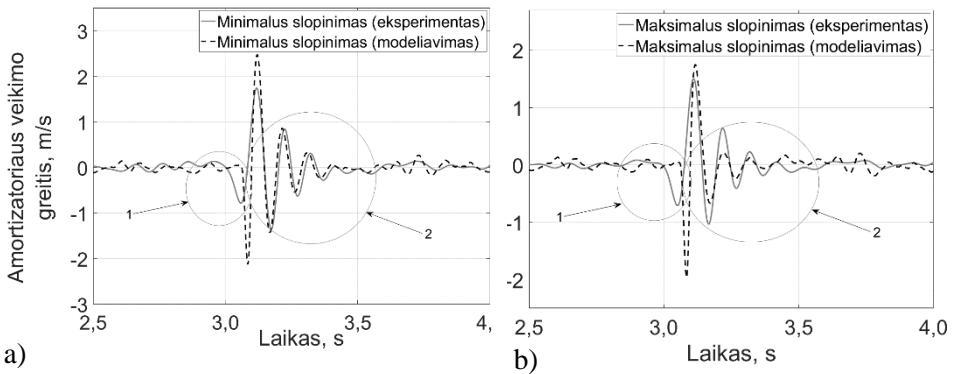
Nelygumo spektrinio tankio reikšmės yra atsitiktinės, todėl toks signalas tinkamas imituoti nepasikartojantį kelio paviršių. Eksperimentiniai bandymai atlikti ant ne naujos asfalto kelio dangos, todėl turi nedidelių, maždaug 5 mm aukščio, nelygumų. Matematinis pusės automobilio modelis, važiuodamas (2.8 pav.) paviršiumi su *B* klasės kelio danga, tiksliai atkartoja kelio paviršių, ant kurio buvo atliekami eksperimentiniai tyrimai.

2.5. Matematinio pusės automobilio su sumontuotu lazeriniu atstumo jutikliu modelio validavimas

Sukūrus matematinį modelį *Matlab/Simulink* aplinkoje (2.2 pav.) ir norint jį naudoti teoriniuose tyrimuose, reikia modelį validuoti eksperimentiniais tyrimais. Eksperimentiniai tyrimai atlikti „Opel Astra“ automobiliu (informacija apie eksperimentinius tyrimus pateikta 3 skyriuje). Kompiuterinio modeliavimo rezultatus palyginti pasirinkti pakabos eigos greičio, sukimosi apie skersinę ašį kampinio greičio ir neamortizuotos masės pagreičio parametrai. Norint tiksliau įvertinti modelio tikslumą atitinkančius realius bandymus, pasirinktas skirtingas amortizatorių slopinimas – maksimaliai didelis ir maksimaliai mažas.

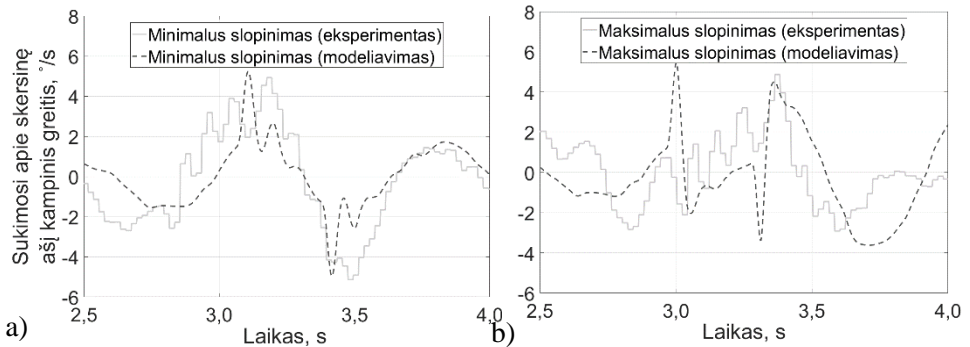
2.9 paveiksle pateiktos pakabos eigos greičio su skirtingais slopinimais rezultatai. Iš grafikų matyti, kad kreivės yra panašios. Pirmu numeriu pažymėtos dalyse matomas skirtumas tarp simuliacijos ir eksperimentinių bandymo rezultatų. Šis skirtumas yra dėl modelyje aprašyto rato. Modelyje ratas su kelio paviršiumi kontaktuoja viename taške, o eksperimentiniuose bandymuose ratas turėjo didelį kontakto plotą, todėl, užvažiuojant ant kliūtis, pakabos eigos greitis neturi staigaus padidėjimo. 2.9 paveiksle antru numeriu pažymėtos dalyse tiek eksperimentiniu būdu, tiek teoriniais tyrimais gautos kreivės yra labai panašios. Esant minimaliam slopinimui, liekamųjų paklaidų kvadratų suma $SSE = 91$, vidutinė kvadratinė paklaida $RMSE = 0,1748$, o esant maksimaliam slopinimui $SSE = 152$, $RMSE = 0,2258$. Tai įrodo, kad pusės automobilio modelis pakankamai tiksliai atkartoja realaus automobilio judėjimą keliu.

2.10 paveiksle pavaizduotas automobilio sukimosi apie skersinę ašį kampinis greitis. Analizuojant sukimosi apie skersinę ašį greičio kreives, galima pastebėti, kad, pasirinkus skirtingus pakabos reguliavimus, eksperimentiniais ir teoriniais tyrimais gauti rezultatai koreliuoja: kai pakaba sureguliuota su minimaliu slopinimu, sukimas apie skersinę ašį maksimaliai yra nuo 5 % iki –5 %, o maksimaliu slopinimu – nuo 5 % iki –3 %.



2.9 pav. Pakabos eigos greitis, kai automobilis juda 30 km/h greičiu per kelio nelygumo profilį su ISO 8608 B klasės kelio dangą: a) esant minimaliam slopinimui; b) esant maksimaliam slopinimui

Fig. 2.9. Suspension deflection rate when vehicle moves at 30 km/h velocity through road irregularity profile with ISO B-class road surface: a) with low damping; b) with high damping

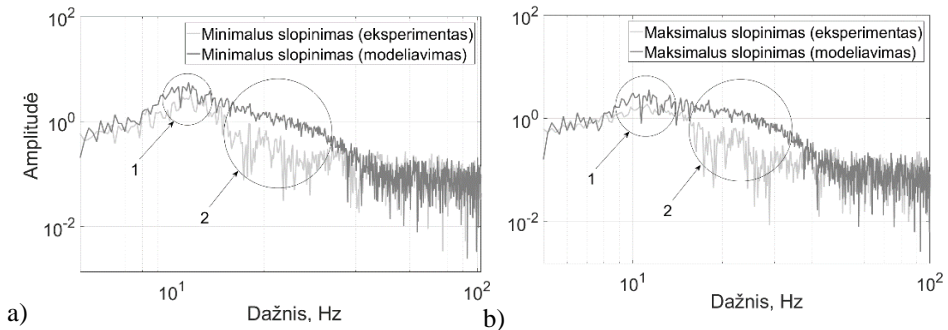


2.10 pav. Sukimosi apie skersinę ašį kampinis greitis, pasirinkus skirtingus amortizatorių slopinimus: a) esant mažam slopinimui; b) esant dideliui slopinimui

Fig. 2.10. Pitch rate with different shock absorber damping: a) with low damping; b) with high damping

Analizuojant neamortizuotos masės pagreitį, pasirinktas dažnių spektro vaizdavimas (2.11 pav.). Iš grafikų matyti, kad amplitudžių rezonansinis dažnis akivaizdus esant 10 Hz. Rezultatų teisingumą patvirtina ISO 2631 standartas (Šlaski, 2011; Levulytė *et al.*, 2014), kuriame nurodytos pikų reikšmės sutampa. Matematinio modeliavimo ir eksperimentinių tyrimų amplitudės sutampa (2.11 pav. 1 nr.). Skirtumas pastebimas ties 17–35 Hz dažniu (2.11 pav. 2 nr.).

Amplitudžių skirtumą galima būtų paaiškinti anksčiau minėtomis pastabomis apie vieno taško rato aprašymą pusės automobilio matematiniam modelyje.



2.11 pav. Neamortizuotos masės pagreičių dažnių spektras: a) esant mažam slopinimui; b) esant dideliui slopinimui

Fig. 2.11. Unsprung mass acceleration frequency spectrum: a) with low damping; b) with high damping

Pateikti rezultatai įrodo, kad matematinis modeliavimas tiksliai atkuria realius bandymus ir pateiktas pusės automobilio matematinis modelis gali būti naudojamas detalesniems tyrimams. Modelis gali būti naudojamas ne tik atliekant bandymus su pasyviomis, bet ir su pusiau aktyviomis pakabomis.

2.6. Automobilio, važiuojančio per kelio nelygumus, su skirtingomis amortizatoriaus slopinimo savybėmis analizė

Ir teoriniuose, ir eksperimentiniuose tyrimuose naudojant amortizatorius su skirtingomis slopinimo savybėmis, gaunamas skirtingas amortizuotų ir neamortizuotų masių vertikalus judėjimas. Siekiant nustatyti reikiamas slopinimo charakteristikas konkrečiu momentu, teorinės analizės metu atliktas matematinis modeliavimas. Modelyje pasirinktos ribinės tiriamų amortizatorių reikšmės, kai valdymo signalo srovės stipris 0,01 A (maksimalus slopinimas) ir 1,64 A (minimalus slopinimas). Teorinės analizės metu naudota:

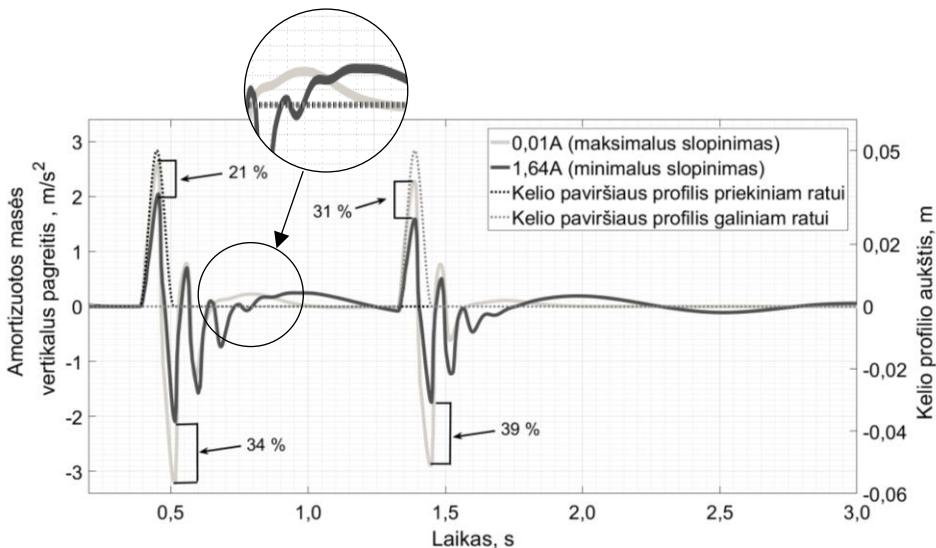
- pusiau aktyvi pakaba su minimaliomis ir maksimaliomis slopinimo reikšmėmis;
- pusės automobilio dinaminis modelis, aprašytas 2.1 poskyryje;
- slopinimo ir standumo charakteristikos, aprašytos netiesinėmis funkcijomis;

- automobilis judėjo 10, 30, 50 km/h greičiais abiem ratais per pusės sinusoidės formos 0,05 m ir 0,1 m aukščio kelio nelygumus;
- automobilio parametrai pasirinkti pagal realų automobilį „Opel Astra“ (duomenys pateikti 2.1 poskyryje, 2.1 lentelėje).

Sinusoidės formos kelio nelygumai pasirinkti dviejų aukščių: 0,05 m – tokio aukščio nelygumas naudotas eksperimentiniuose tyrimuose, 0,1 m aukščio – norint analizuoti automobilio dinamiką, kai standumo elementai veikia charakteristikas pasirinkus ribines reikšmes (2.2 poskyris, 2.5 pav.).

Iš 2.12 paveikslo matyti, kad, rato, užvažiuojančio ant 0,05 m aukščio nelygumo, amortizuotos masės vertikalus pagreitis yra iki 31 % didesnis, kai slopinimas maksimalus. Automobilio, nuvažiuojančio nuo nelygumo, vertikalus pagreitis maksimali reikšmė yra didesnė, kai amortizatorių slopinimas taip pat maksimalus (34 % priekinio rato, 39 % galinio rato). Galinis ratas, nuvažiuodamas nuo kliūties, kai slopinimas maksimalus, veikia didesniu pagreičiu nei priekinis, nes neamortizuotos masės svoris yra mažesnis.

Pagal ISO 2631 standartą vertikalus pagreitis žmogui suskirstytas į grupes (2.4 lentelė). Kai vertikalus pagreitis didesnis nei 2 m/s^2 , keleivis jaučia didelį diskomfortą, o komfortiška aplinka yra tada, kai vertikalus pagreitis neviršija $0,315 \text{ m/s}^2$. Todėl vairuotojui ir keleiviams komfortiškas automobilio judėjimas per nelygumus, kai pakaba sureguliuota minimaliu slopinimu.

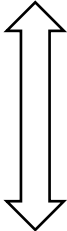


2.12 pav. Amortizuotos masės vertikalus pagreitis, kai slopinimo reikšmės skirtingos (10 km/h greitis)

Fig. 2.12. Sprung mass vertical acceleration with different shock absorber damping (speed 10 km/h)

2.4 lentelė. Vertikalaus pagreičio pojūtis žmogui pagal ISO 2631 standartą

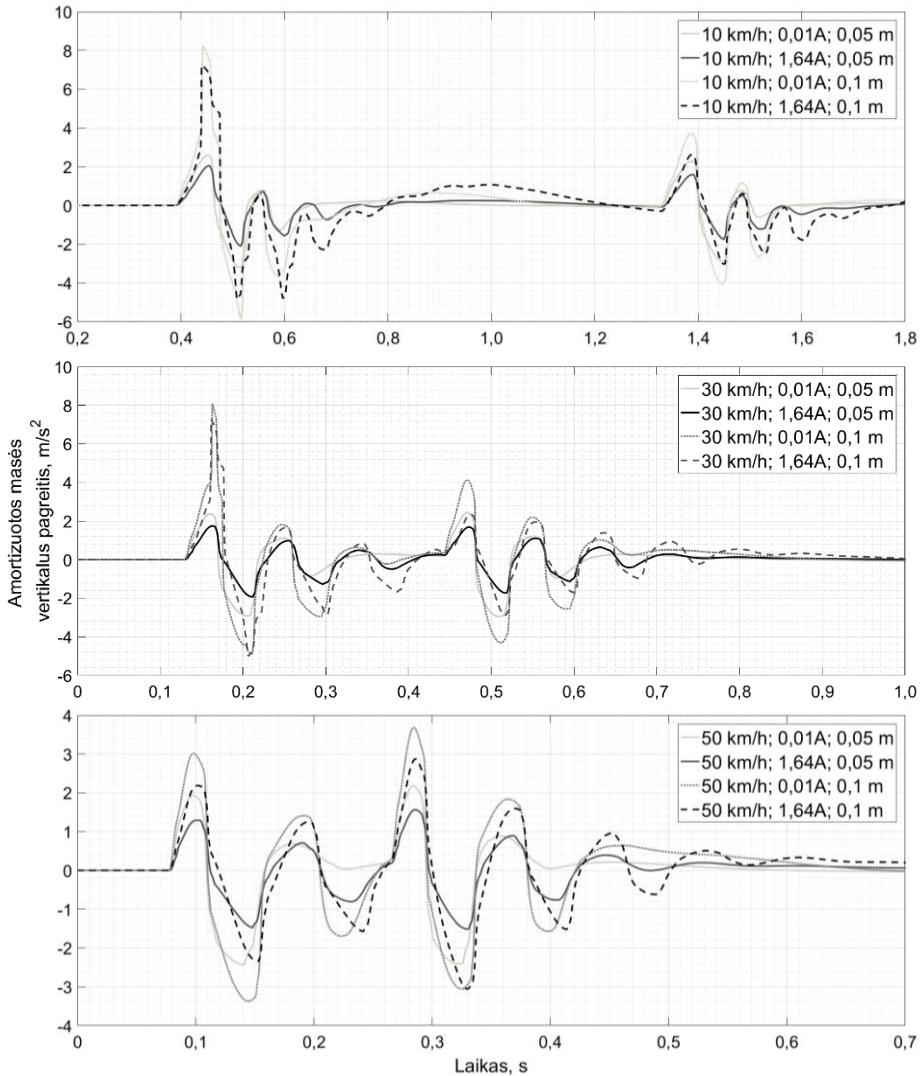
Table 2.4. Vertical acceleration feeling for man according to ISO 2631 standard

Vertikalus pagreitis	Komfortiškumo lygis
mažiau kaip $0,315 \text{ m/s}^2$ –	<div style="text-align: center;"> komfortiška  nekomfortiška </div>
nuo $0,315 \text{ m/s}^2$ iki $0,63 \text{ m/s}^2$	
nuo $0,5 \text{ m/s}^2$ iki 1 m/s^2	
nuo $0,8 \text{ m/s}^2$ iki $1,6 \text{ m/s}^2$	
nuo $1,25 \text{ m/s}^2$ iki $2,5 \text{ m/s}^2$	
daugiau kaip 2 m/s^2 –	

2.13 paveiksle pateiktos amortizuotos masės vertikalaus pagreičio priklausomybės nuo laiko esant skirtingam judėjimo greičiui ir nelygumų aukščiui. Skirtumas tarp amortizatorių nustatymų nuvažiuojant nuo kliūtis didesnis esant mažam greičiui. Didėjant greičiui amplitudžių skirtumas išlieka didelis ratui užvažiuojant ant kliūtis. Automobiliui važiuojant su maksimaliu ar minimaliu slopinimu sureguliuotais amortizatoriais maksimalios pagreičių reikšmės esant 10 km/h ir 30 km/h greičiui išlieka panašios ir nepriklauso nuo važiavimo greičio. Pagreičio amplitudžių sumažėjimas pastebimas pasiekus 50 km/h greitį. Važiuojant didesniu greičiu ratas „peršoka“ kelio nelygumus, todėl amortizuotos masės pagreitis yra mažesnis. 50 km/h greičiu važiuojant per $0,1 \text{ m}$ kelio nelygumą galinio rato vertikalus pagreitis tampa didesnis už priekinio rato pagreitį. Tam turi įtakos svyruojanti amortizuota masė dėl priekinio rato žadinimo. Svyravimai nespėja susilpnėti pervaziavus priekiniu ratu kelio nelygumą, o tik padidėja pervaziavus galiniu ratu. Visais atvejais užvažiuojant ant nelygumo amortizuotos masės vertikalus pagreitis yra mažesnis, jei amortizatoriai sureguliuoti minimaliu slopinimu. Nuvažiuojant nuo nelygumo, amortizuotos masės pagreičio skirtumas nėra toks akivaizdus, kai amortizatorių slopinimas skirtingas. 50 km/h greičiu nuvažiuojant galiniais ratais nuo kliūtis per $0,1 \text{ m}$ aukščio nelygumą vertikalus pagreitis yra tokio pat dydžio kaip ir minimaliu ir maksimaliu slopinimu sureguliuotus pakabą, tačiau svyravimai greičiau nuslopinami, kai pakaba sureguliuota maksimaliu slopinimu. Išanalizavus 2.12 ir 2.13 paveikslų duomenis, galima daryti išvadą, kad automobiliui užvažiuoti ant kliūtis yra palankiau su minimaliu amortizatorių slopinimu, o nuvažiuoti nuo kliūtis su maksimaliu slopinimu – amortizuotos masės svyravimai yra greičiau nuslopinami.

2.14 paveiksle pateiktos amortizuotos masės vertikalaus poslinkio priklausomybės nuo laiko svorio centro taške automobiliui važiuojant 10 km/h greičiu per

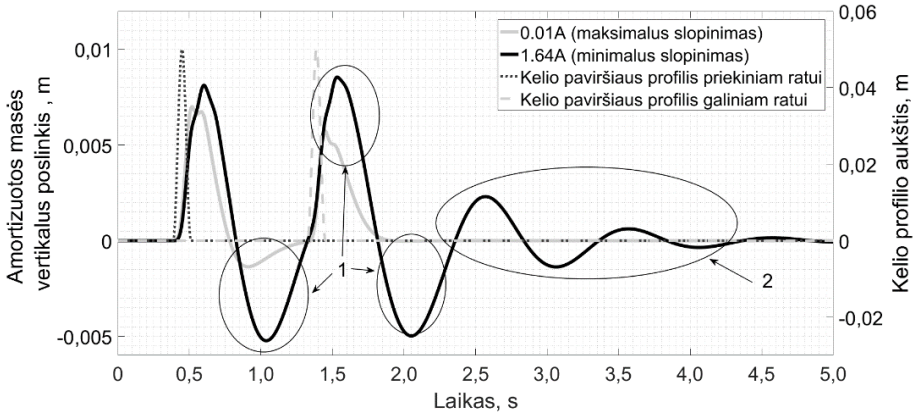
0,05 m aukščio kelio nelygumą. Iš kreivių matyti, kad amortizuota masė, nuvažiuodama priekiniais ratais nuo kliūtis, turi panašų vertikalų poslinkį aukštyn (skirtumas ~1 mm), palyginti su maksimaliu ir minimaliu slopinimu sureguliuota pakaba.



2.13 pav. Minimaliu ir maksimaliu slopinimu veikiančios pakabos amortizuotos masės vertikalus pagreitis esant skirtingam greičiui ir kelio nelygumams

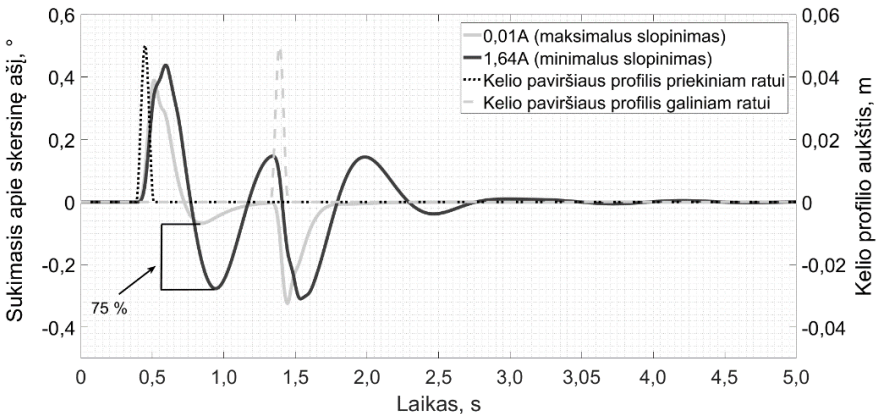
Fig. 2.13. Vertical acceleration of sprung mass of the suspension with minimum and maximum damping at different speeds and road irregularities

Tačiau skirtumas atsiranda amortizuotai masei svyruojant žemyn (neigiama poslinkio zona) ir nuvažiuojant nuo kliūties su galiniais ratais (2.14 pav. pažymėta 1 numeriu) – vertikalus poslinkis mažesnis esant maksimaliam slopinimui. Svyravimai greičiau nuslopinami, nes amortizatoriai veikia maksimaliomis pasipriešinimo jėgomis. Sukimosi apie skersinę ašį kampas yra 75 % mažesnis (2.15 pav.) automobiliui priekiniu ratu pervažiavus nelygumą. Automobiliui abiem ratais pervažiavus nelygumą, virpesiai nuslopinami greičiau esant maksimaliam slopinimui (2.14 pav. pažymėta 2 numeriu).



2.14 pav. Amortizuotos masės vertikalus poslinkis esant skirtingoms slopinimo reikšmėms ir 0,05 m aukščio kelio nelygumui

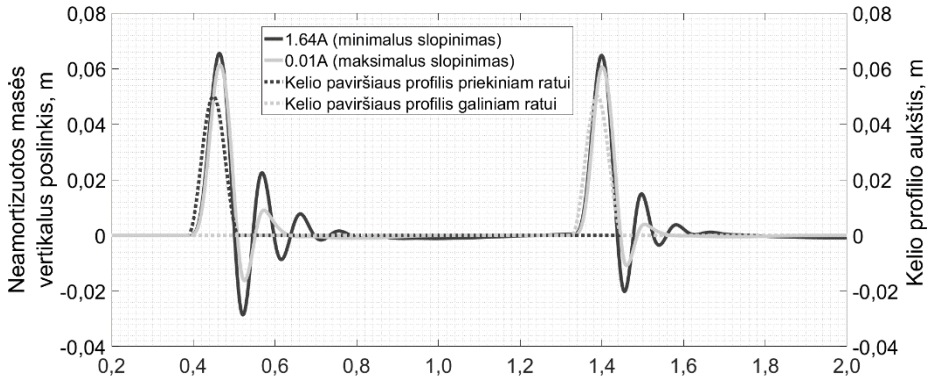
Fig. 2.14. Sprung mass vertical displacement with different shock absorber damping and 0,05 m road irregularity height



2.15 pav. Sukimasis apie skersinę ašį esant skirtingoms slopinimo reikšmėms (10 km/h greitis ir 0,05 m aukščio kelio nelygumas)

Fig. 2.15. Pitch with different shock absorber damping (speed 10 km/h and 0,05 m road irregularity height)

Analizuojant priekinio ir galinio ratų judėjimo vertikalų poslinkį, pervažiuojant per nelygumą (2.16 pav.), pastebimas didesnis poslinkis esant minimaliam slopinimui. Skirtumas didesnis priekiniam ratui nuvažiuojant nuo kliūtis nei galiniam. Įtakos turi amortizatorių pasipriešinimo jėgos ir neamortizuotos masės svoris. Modelyje jis pasirinktas 45 kg – priekinis, 35 kg – galinis.

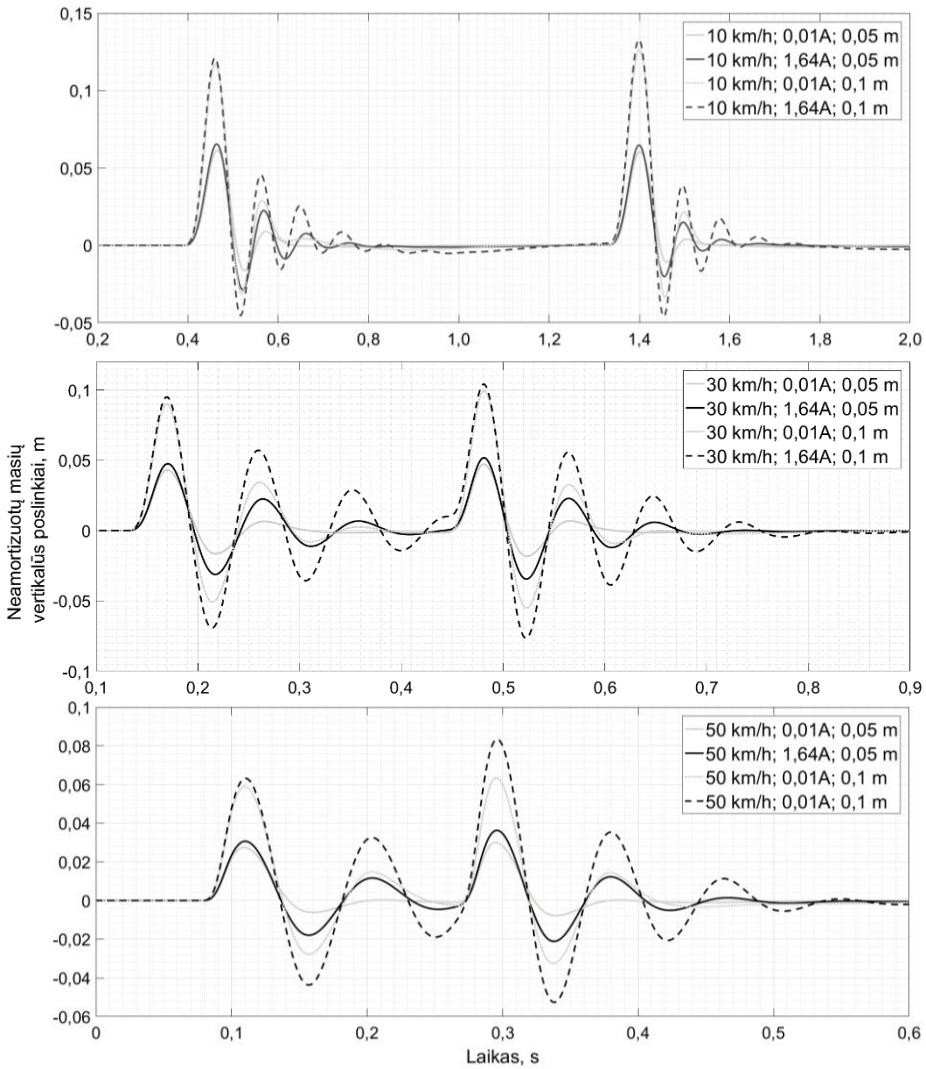


2.16 pav. Neamortizuotų masių vertikalūs poslinkiai esant skirtingoms slopinimo reikšmėms (10 km/h greitis, 0,05 m aukščio kelio nelygumas)

Fig. 2.16. Unsprung masses vertical displacement with different shock absorber damping (speed 10 km/h, 0,05 m road irregularity height)

Siekiant tiksliau įvertinti neamortizuotų masių vertikalūs poslinkius, pateiktos priklausomybės 2.17 paveiksle. Matyti, kad, pasiekus didesnę greitį (50 km/h), neamortizuotų masių poslinkis yra mažesnis, taip pat mažesnis svyravimų skaičius priekiniam ratui nuvažiavus nuo kliūtis. Didžiausias poslinkio skirtumas tarp 0,01A ir 1,64A pastebimas, kai automobilis važiuoja 50 km/h greičiu per 0,1 m aukščio nelygumą ir jo galinis ratas užvažiuoja ant nelygumo. Važiuojančiam automobiliui su maksimaliu slopinimu sureguliuotais amortizatoriais poslinkis yra mažesnis nei maksimaliu slopinimu (2.17 pav. pažymėta 1 numeriu). Tam įtakos turi mažesnis galinio rato svoris, bei trumpas laiko tarpas nuo priekinio rato pervažiavimo per kliūtį, per kurį nespėja neamortizuota masė įsisiūbuoti.

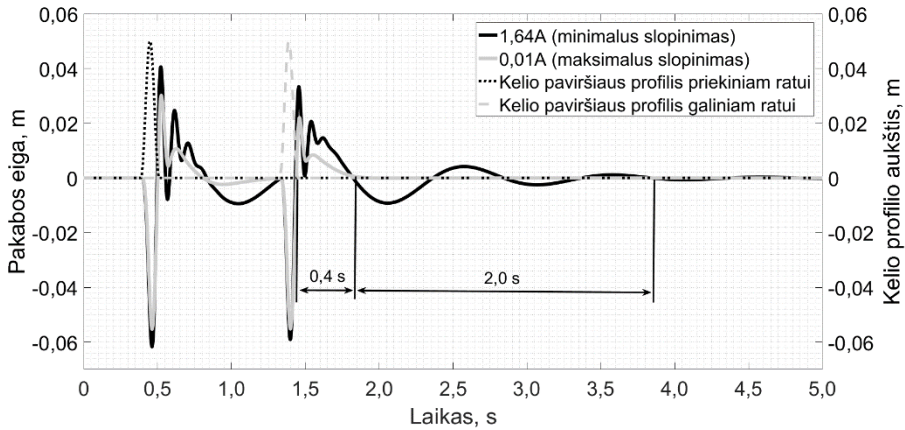
Kitas analizuojamas parametras – pakabos eiga, kai automobilis juda 10 km/h greičiu per 0,05 m aukščio kelio nelygumą, pateiktas 2.18 paveiksle, o per 0,1 m – 2.19 paveiksle. Pakabos eigos amplitudė yra mažesnė automobiliui važiuojant su maksimaliu slopinimu sureguliuotais amortizatoriais, tik važiuojant per 0,1 m aukščio nelygumą galinio rato pakabos eigos amplitudė yra didesnė (2.19 pav. pažymėta 1 numeriu).



2.17 pav. Minimaliu ir maksimaliu slopinimu veikiančios pakabos neamortizuotų masių vertikalūs poslinkiai esant skirtingiems greičiams ir kelio nelygumams

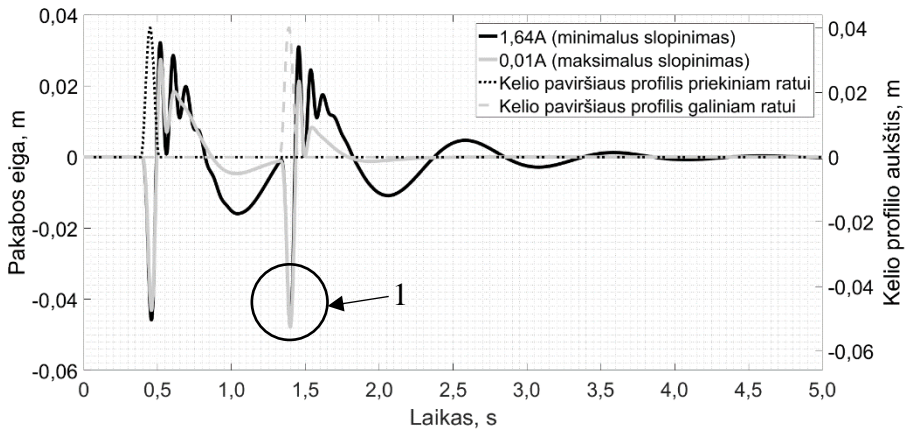
Fig. 2.17. Vertical displacement of unsprung masses of the suspension with minimum and maximum damping at different speeds and road irregularities

Pervaživus abiem ratais per 0,5 m aukščio nelygumą, pakabos eiga po 0,4 s artėja prie nulinės reikšmės esant maksimaliam slopinimui, o esant minimaliam slopinimui dar maždaug 2,0 s svyruoja.



2.18 pav. Pakabos eiga esant skirtingoms slopinimo reikšmėms (10 km/h greitis, 0,05 m aukščio kelio nelygumas)

Fig. 2.18. Suspension deflection with different shock absorber damping (speed 10 km/h, 0,05 m road irregularity height)



2.19 pav. Pakabos eiga esant skirtingoms slopinimo reikšmėms (10 km/h greitis, 0,1 m aukščio kelio nelygumas)

Fig. 2.19. Suspension deflection with different shock absorber damping (speed 10 km/h, 0,1 m road irregularity height)

Iš atliktos analizės matyti, kad amortizuotos masės poslinkis yra nevienodas skirtingais laiko momentais važiuojant per kelio nelygumus. Automobilio važiavimas su minimaliu slopinimu sureguliuota pakaba suteikia komforto. Amortizuotos masės pagreičiai nėra dideli, palyginti su maksimaliu slopinimu sureguliuotais

amortizatoriais turinčiu automobiliu, tačiau svyravimai trunka ilgiau. Važiuojant automobiliu su maksimaliu slopinimu turinčia pakaba, mažėja komfortas, bet svyravimai slopinami greičiau.

2.7. Pasyvios ir pusiau aktyvios pakabos, valdomos „Skyhook“ principu, analizė

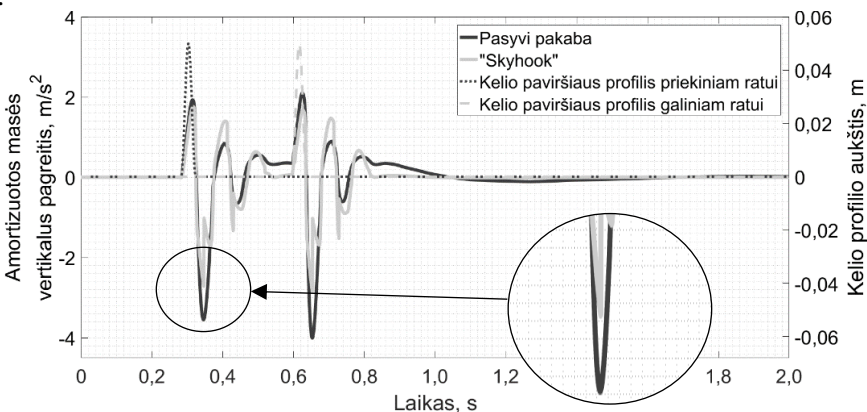
Siekiant palyginti pusiau aktyvios pakabos, valdomos „Skyhook“ valdymo principu, ir pasyvios pakabos veikimo dinamiką, atlikta matematinio modelio simuliacija. Modelyje pasirinkti automobilio „Opel Astra“ duomenys (2.1 poskyris). Simuliacija atlikta su netiesine funkcija aprašytomis standumo ir slopinimo elementų charakteristikomis. Simuliavimo metu automobilis judėjo per pusės sinuoidės formos 0,05 m aukščio nelygumą 30 km/h greičiu.

Duomenų analizei pasirinkti šie kintamieji:

- amortizuotos masės vertikalus pagreitis – \ddot{z}_M ;
- amortizuotos masės vertikalus poslinkis – z_M ;
- sukimosi apie skersinę ašį kampas – φ .

Pasirinkti šie kintamieji, nes „Skyhook“ valdymo principas orientuotas į komforto gerinimą (1.1 lentelė).

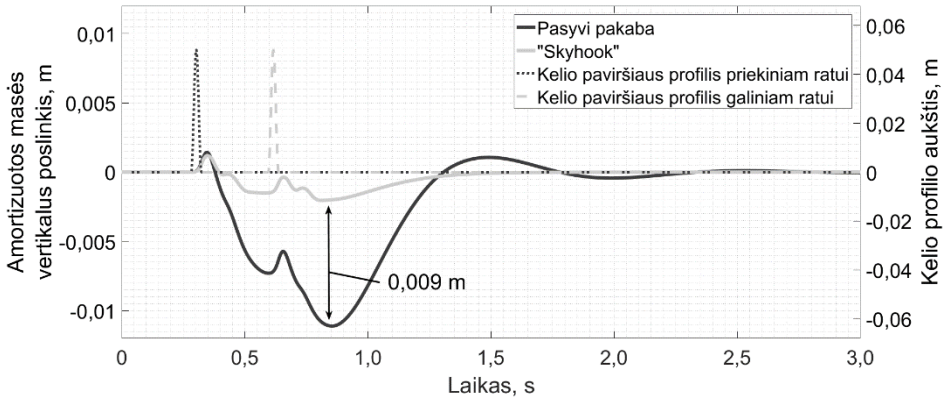
Amortizuotos masės vertikalus pagreitis, kai pakaba pasyvi, yra didesnis, palyginti su „Skyhook“ valdymo principu. Skirtumas yra didesnis, kai automobilio ratai nuvažiuoja nuo kliūtis. Iš 2.20 paveikslo matyti, kad amortizuotos masės svyravimai staigiau sumažėja nuvažiavus nuo kliūtis esant pusiau aktyviai pakabai.



2.20 pav. Amortizuotos masės vertikalus pagreitis esant pasyviai pakabai ir valdomai „Skyhook“ principu, kai greitis 30 km/h

Fig. 2.20. Sprung mass vertical acceleration with passive suspension and “Skyhook” control at 30 km/h velocity

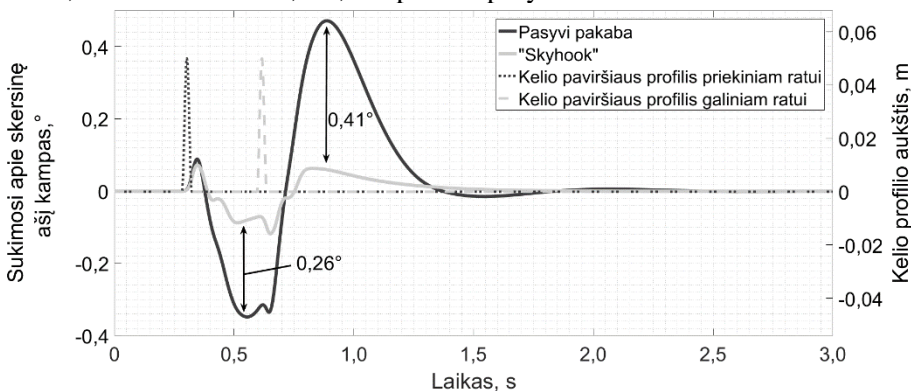
2.20 paveiksle kreivės vaizduoja staigius „Skyhook“ valdymo principo pokyčius. Šie pokyčiai atsiranda dėl algoritmo sąlygų, aprašytų 1.12 formulėje. Vertikalus amortizuotos masės poslinkis (2.21 pav.), kai pakaba pasyvi, yra didesnis (0,009 m) palyginti su „Skyhook“ valdymo principu. Automobilio su pusiau aktyvia pakaba svyravimai trunka trumpiau.



2.21 pav. Amortizuotos masės vertikalus poslinkis esant pasyviai pakabai ir valdomai „Skyhook“ principu, kai greitis 30 km/h

Fig. 2.21. Sprung mass vertical displacement with passive suspension and “Skyhook” control at 30 km/h velocity

Automobiliui važiuojant su pasyvia pakaba matomas didesnis sukimas apie skersinę ašį (2.22 pav.). Svyravimai, priekiniu ratu pervažiavus kliūtį, yra $0,26^\circ$ didesni, o abiem ratais – $0,41^\circ$, kai pakaba pasyvi.



2.22 pav. Sukimasis apie skersinę ašį esant pasyviai pakabai ir valdomai „Skyhook“ principu, kai greitis 30 km/h

Fig. 2.22. Pitch with passive suspension and “Skyhook” control at 30 km/h velocity

Iš anksčiau pateiktų grafikų matyti pusiau aktyvios pakabos „Skyhook“ valdymo principo privalumai. Pagal ISO 2631 vairuotojui ir keleiviams komfortas didesnis, kai vertikalus amortizuotos masės pagreitis yra mažesnis, automobilio kėbulo svyravimai taip pat greičiau slopinami.

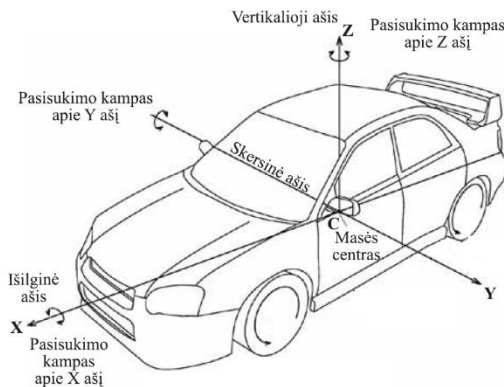
2.8. Automobilio amortizuotos masės svyravimų kompensavimas

Norint tiksliai įvertinti atstumą nuo lazerinio jutiklio iki kelio paviršiaus, reikia iš matuojamo lazerinio jutiklio signalo kompensuoti amortizuotos masės svyravimus. Automobilio kėbulo svyravimų atsiranda automobiliui pradėjus judėti. Svyravimai skirstomi į vertikaliuosius – aukštyn, žemyn bei sukimą apie tris ašis, einančias per svorio centrą (2.23 pav.):

- sukimas apie skersinę ašį;
- sukimas apie išilginę ašį;
- sukimas apie vertikalią ašį.

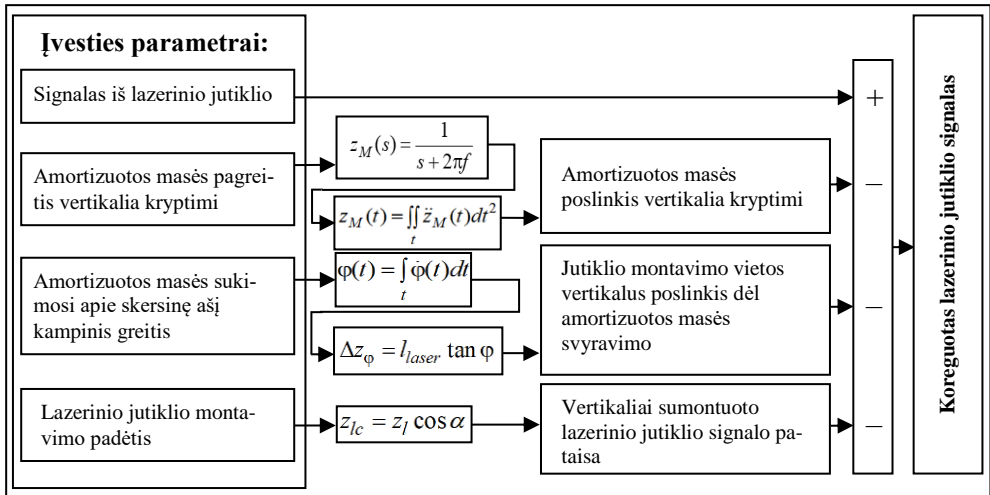
Tiesiai važiuojantis automobilis svyruoja apie skersinę ašį, todėl šis kampas turi būti kompensuojamas siekiant išsiaiškinti tikslų atstumą nuo kelio paviršiaus iki automobilio kėbulo. Lazerinio jutiklio signalui apdoroti sukurtas kompensavimo algoritmas (2.24 pav.), kuris eliminuoja iš matuojamo signalo šiuos 3 parametrus:

- amortizuotos masės vertikalus poslinkį svorio centro taške;
- amortizuotos masės vertikalus poslinkį lazerinio jutiklio tvirtinimo vietoje, jį sukelia sukimasis apie skersinę ašį;
- lazerinio jutiklio montavimo padėtį (jutiklio montavimo kampą).



2.23 pav. Automobilio kėbulo svyravimai (Bogdevičius, 2012)

Fig. 2.23. Vehicle body oscillations (Bogdevičius, 2012)



2.24 pav. Lazerinio atstumo jutiklio signalo kompensavimas
Fig. 2.24. Laser height sensor signal compensation

2.8.1. Amortizuotos masės vertikalus poslinkio svorio centro taške kompensavimas

Ši kompensavimo algoritmo dalis naudoja pagreičio parametą, gautą iš akcelerometro, sumontuoto svorio centro taške. Signalas filtruojamas žemų dažnių filtru (2.17 formulė), vėliau du kartus atliekama skaitinė integracija (2.18 formulė).

$$z_M(s) = \frac{1}{s + 2\pi f}, \quad (2.17)$$

čia s – Laplaso transformacijos kintamasis, f – filtruojamas dažnis, Hz.

$$z_M(t) = \iint_t \ddot{z}_M(t) dt^2, \quad (2.18)$$

čia z_M, \ddot{z}_M – amortizuotos masės poslinkis ir pagreitis svorio centro vietoje.

2.8.2. Amortizuotos masės sukimosi apie skersinę ašį kompensavimas

Ši kompensavimo algoritmo dalis skirta panaikinti sukimosi apie skersinę ašį sukuriamus svyravimus. Mikromechaninis jutiklis, sumontuotas svorio centre, mato amortizuotos masės sukimosi apie skersinę ašį greitį. Atlikus parametro

skaitinę integraciją (2.19 formulė), gaunamas kampas, kuriuo pasisukusi amortizuota masė tuo laiko momentu. Žinodami atstumą nuo svorio centro iki priekinės ašies ir atstumą nuo priekinės ašies iki lazerinio jutiklio, galime apskaičiuoti, koki poslinkį reikia kompensuoti iš lazerinio jutiklio signalo (2.20 formulė).

$$\varphi(t) = \int_t \dot{\varphi}(t) dt, \quad (2.19)$$

čia φ , $\dot{\varphi}$ – sukimosi apie skersinę ašį kampas ir greitis.

$$\Delta z_\varphi = l_{laser} \tan \varphi, \quad (2.20)$$

čia Δz_φ – vertikalus amortizuotos masės poslinkis lazerinio jutiklio montavimo vietoje; l_{laser} – atstumas nuo lazerinio jutiklio iki svorio centro (2.21 formulė).

$$l_{laser} = l_f + l_l. \quad (2.21)$$

čia l_f – atstumas nuo svorio centro iki priekinės ašies; l_l – atstumas nuo priekinės ašies iki lazerinio jutiklio.

2.8.3. Lazerinio jutiklio montavimo padėties kompensavimas

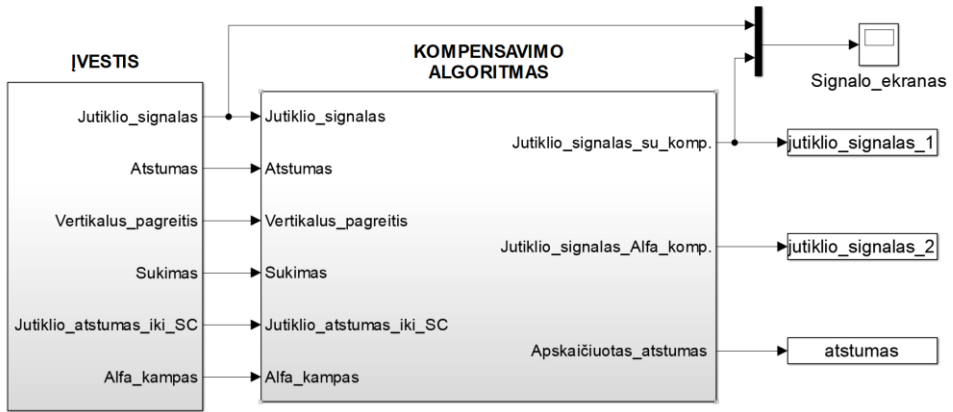
Paskutinė kompensavimo dalis, atliekanti lazerinio jutiklio montavimo padėties kampo kompensavimą. Ši dalis įtakos turi tada, kai jutiklis montuojamas netaipmenai kelio paviršiui. Netaipmenas montavimo kampas kompensuojamas pagal formulę:

$$z_{lc} = z_l \cos \alpha, \quad (2.22)$$

čia z_{lc} – koreguotas lazerinio jutiklio signalas; z_l – išmatuotas lazerinio jutiklio signalas, α – lazerinio jutiklio montavimo kampas iki vertikalios keliui ašies.

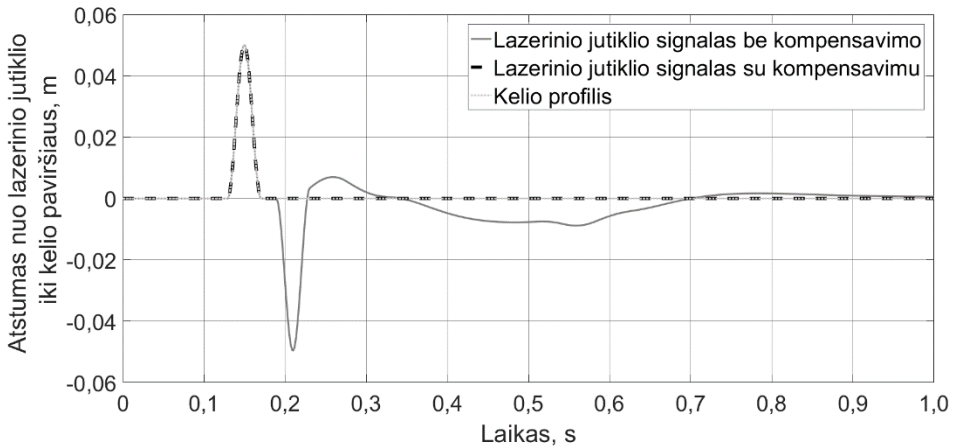
2.9. Kompensavimo algoritmo rezultatų analizė

Kompensavimo algoritmo modelis sudarytas kompiuteriniu skaičiavimo paketu *Matlab/Simulink*. Šioje programoje modelis įvedamas grafinio ir tekstinio programavimo formomis. Sukurtas kompensavimo algoritmo modelis pavaizduotas 2.25 paveiksle.



2.25 pav. Amortizuotos masės svyravimo kompensavimo algoritmas
Fig. 2.25. Sprung mass oscillation compensation algorithm

Panaudojus anksčiau aprašyto pusės automobilio dinaminio modelio rezultatus bei gautus rezultatus apdorojus kompensavimo algoritmu, gauti rezultatai pateikti 2.26 paveiksle.



2.26 pav. Modeliuoti lazerinio atstumo jutiklio signalai automobiliui važiuojant per pusės sinusoidės formos kelio nelygumą 30 km/h greičiu
Fig. 2.26. Simulated signals of laser height sensor for riding over a half sinusoidal ramp obstacle at 30 km/h velocity

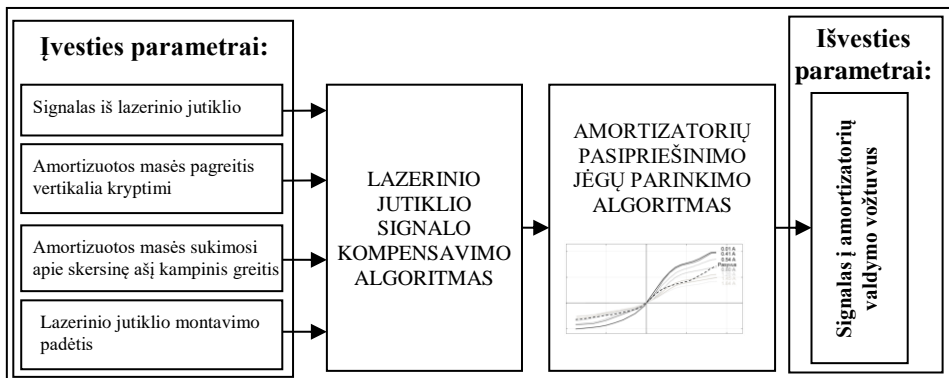
Grafike (2.26 pav.) pateikti lazerinio jutiklio signalai su ir be kompensavimo 30 km/h važiuojančio automobilio per pusės sinusoidės formos kelio nelygumą.

Pirmoje signalo dalyje lazerinis jutiklis išmatuoja kelio nelygumą, po to ratas užvažiuoja ant kliūtis. Nuvažiuojantis nuo kliūtis ratas sukelia amortizuotos masės svyravimus. Jie atsiranda dėl amortizuotos masės sukauptos potencinės energijos. Spyruoklė su amortizatoriumi pamažu slopina svyravimus, kol automobilio kėbulas grįžta į pradinę padėtį. Atlikus šio signalo kompensavimą, eliminuojami virpesiai, atsirandantys ratui užvažiuojant ir nuvažiuojant nuo kliūtis. Kompensuoto signalo forma identiška įvedamam kelio profiliui. Tai parodo, kad kompensavimo algoritmas teoriniame lygmenyje veikia – nepageidaujami automobilio judesiai panaikinami.

2.10. Pusiau aktyvios pakabos su nelygumų nustatymu valdymo principų algoritmai

Kompensavus gauto lazerinio jutiklio signalą (2.10 poskyris) ir žinant realų kelio paviršiaus profilį, galima keisti amortizatorių pasipriešinimo jėgą, kad padidėtų vairuotojo ir keleivių komfortas, taip pat rato su kelio paviršiumi sąveika.

Žemiau pristatomi sukurti trys algoritmai, leidžiantys pagal iš anksto gautą kompensuotą lazerinio jutiklio signalą keisti pusiau aktyvaus amortizatoriaus pasipriešinimo jėgą, taip prisitaikant prie kelio nelygumų. Modeliai kurti *Matlab/Simulink* aplinkoje, pasipriešinimo ir standumo jėgų kitimas aprašytas netiesinėmis funkcijomis (2.2 poskyris), nurodyti amortizatoriaus uždelsimai (2.3 poskyris). Valdymo algoritmo schema pavaizduota 2.27 paveiksle.



2.27 pav. Pusiau aktyvios pakabos sukurto valdymo algoritmo bendroji schema

Fig. 2.27. Semi-active suspension novel main algorithm scheme

2.27 paveiksle bendroji algoritmo schema suskirstyta į atskiras dalis:

- Įvesties parametrai – duomenys apie dinامينius automobilio parametrus realiu laiku. Šie dydžiai gaunami iš pusės automobilio matematinio modelio simuliacijos metu.
- Lazerinio jutiklio signalo kompensavimo algoritmas – algoritmas, aprašytas 2.8 poskyryje, jo reikia siekiant kompensuoti amortizuotos masės svyravimus.
- Amortizatoriaus pasipriešinimo jėgų parinkimo algoritmas – algoritmas, skirtas pagal lazerinio atstumo jutiklio užfiksuotus duomenis parinkti realiu laiku tinkamas amortizatoriaus pasipriešinimo jėgas. Naudojami skirtingi trys algoritmai, aprašyti 2.10.1–2.10.3 poskyriuose.
- Signalas į amortizatorių valdymo vožtuvus – pagal algoritmo veikimą generuojamas signalas į amortizatorių valdymo vožtuvus.

Tinkamų pasipriešinimo jėgų parinkimo algoritmai kurti skirtingi, siekiant išrinkti tinkamiausią konkrečiomis sąlygomis.

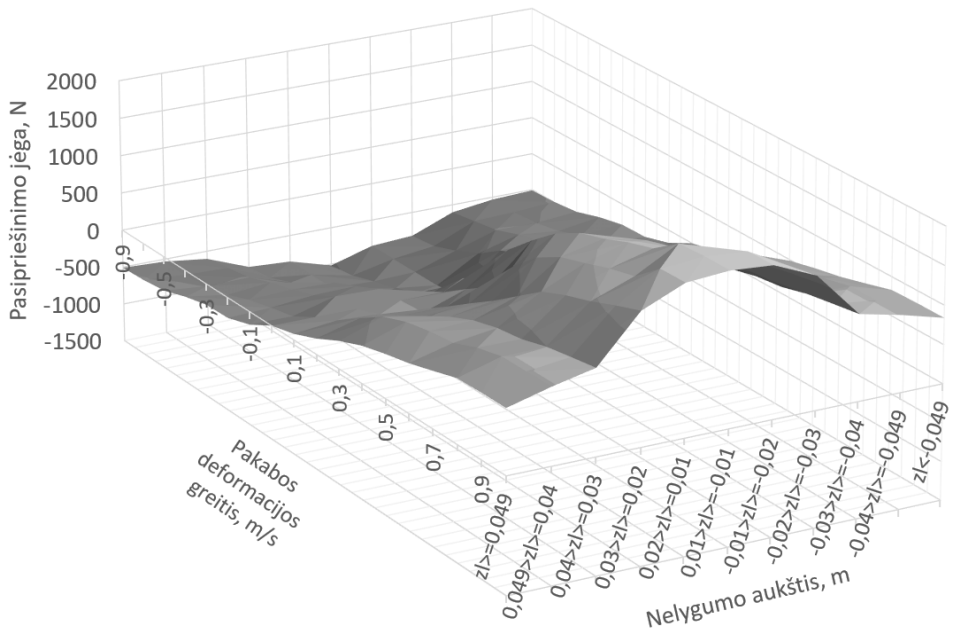
2.10.1. Amortizatorių pasipriešinimo jėgų parinkimo algoritmas pagal nustatytą nelygumų aukštį

Šis amortizatorių pasipriešinimo jėgų parinkimo algoritmas veikia pagal iš anksto parinktą ir nustatytą kelio nelygumo aukštį. 2.28 paveiksle pavaizduota, kokio dydžio nelygumams parenkama pasipriešinimo jėgų netiesinė funkcija. Teoriniai tyrimai atlikti su 0,05 m aukščio kelio nelygumu, todėl šis dydis buvo suskirstytas į dalis (2.28 pav. ašis su užrašu „Nelygumo aukštis“).

Algoritmas pagal nustatytą nelygumo aukštį z_l parenka amortizatoriaus pasipriešinimo jėgos netiesinę funkciją. Pasikeitus nelygumo aukščiui, keičiama charakteristika. Teoriniuose tyrimuose pasipriešinimo jėga kiekvienu laiko momentu paduodama į pusės automobilio matematinį modelį, o realioje sistemoje – į amortizatorių pasipriešinimo jėgų reguliavimo vožtuvus. Vožtuvo atsідarymo laipsnis tiesiogiai priklauso nuo srovės stiprio dydžio:

- kai vožtuvas atidarytas minimaliai – 0,01 A, generuojamos didžiausios amortizatoriaus pasipriešinimo jėgos;
- 1,64 A – mažiausios pasipriešinimo jėgos, kai amortizatoriaus vožtuvas maksimaliai atidarytas ir hidraulinio skysčio pratekėjimo debitas yra didžiausias.

Realioje sistemoje naudojant šį valdymo algoritmą pagal nelygumų aukštį būtina suderinti amortizatorių charakteristikas. 2.28 grafike numatytos reikšmės tinkamos šiame darbe eksperimentiniuose tyrimuose naudotiems ZF Sachs gamintojo amortizatoriams arba kitų gamintojų amortizatoriams, turintiems panašias charakteristikas. Analizuojant rezultatus, šis valdymo algoritmas įvardintas *Algoritmas 1*.



2.28 pav. Pasipriešinimo jėgų parinkimo grafikas pagal kelio nelygumo aukštį
Fig. 2.28. Damping force selection according to irregularity size of road

Maksimalus greitis, kuriuo važiuojant galima suspėti pakeisti amortizatorių slopinimą, yra apskaičiuojamas pagal 2.23 formulę. Lazerinio jutiklio montavimo atstumas nuo priekinės ašies parenkamas $l_l = 1$ m, amortizatorių suveikimo užselsimas (mechaninis ir elektrinis pagal 2.3 poskyrį) – $t_d = 0,073$ s.

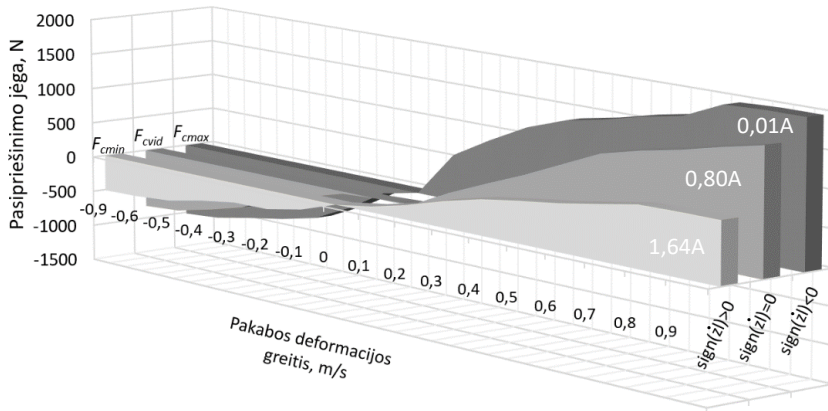
$$v_{\max} = \frac{l_l}{t_d} = \frac{1}{0,073} = 13,7 \text{ m/s.} \quad (2.23)$$

Siekiant, kad šis ar kiti aprašyti algoritmai būtų tinkami, turi būti neviršytas 13,7 m/s (49,3 km/h) greitis. Antraip amortizatorių norimos pasipriešinimo jėgos bus pakeistos per vėlai.

2.10.2. Amortizatorių pasipriešinimo jėgų parinkimo algoritmas pagal nustatytą nelygumų pobūdį

Šis amortizatoriaus pasipriešinimo jėgų parinkimo algoritmas veikia pagal nustatytą nelygumų pobūdį, t. y. nustatčius nelygumo didėjimą, įjungiamas minimalus

slopinimas, mažėjant nelygumui – maksimalus slopinimas, esant lygiam kelio paviršiui – vidutinis slopinimas. Algoritme stebimas ne nelygumo aukštis, bet aukščio pokytis – pasikeitimo greitis (2.29 pav.).



2.29 pav. Pasipriešinimo jėgų parinkimo grafikas pagal kelio nelygumo pobūdį
Fig. 2.29. Damping force selection according to irregularity type of road

Algoritmo veikimo sąlygos aprašomos pagal 2.24 formulę:

$$F_c(\Delta\dot{z}) = \begin{cases} F_{cmin}, & \text{sign}(\dot{z}_l) > 0, \\ F_{cmid}, & \text{sign}(\dot{z}_l) = 0, \\ F_{cmax}, & \text{sign}(\dot{z}_l) < 0, \end{cases} \quad (2.24)$$

čia F_c – pusiau aktyvaus amortizatoriaus pasipriešinimo jėga, \dot{z}_l – atstumo nuo kelio paviršiaus iki lazerinio atstumo jutiklio pasikeitimo greitis, F_{cmax} – pasipriešinimo jėgos maksimalios, F_{cmin} – minimalios ir F_{cvid} – vidutinės reikšmės.

Šio algoritmo privalumas – sistemai nereikia nurodyti ribinio nelygumo aukščio bei nebūtina žinoti sumontuotų amortizatorių charakteristikų. Analizuojant rezultatus, šis valdymo algoritmas įvardytas *Algoritmas 2*. Algoritmui taip pat galioja sąlyga, kad automobilio važiavimo greitis turi neviršyti 13,7 m/s.

2.10.3. Amortizatorių pasipriešinimo jėgų parinkimo algoritmas pagal maksimalų nelygumo aukštį ir pobūdį, atsižvelgiant į judėjimo greitį

Šis algoritmas yra panašus į anksčiau aprašytus algoritmus pagal užfiksuotą nelygumų aukštį ir pobūdį, tačiau veikiantis papildomomis sąlygomis, susijusiomis su važiavimo greičiu.

Pakabos valdymo sistema, automobiliui važiuojant $13,7 \text{ m/s} = 49,3 \text{ km/h}$ greičiu, gali pakeisti priekinio rato amortizatoriaus pasipriešinimo jėgą. Važiuojant didesniu greičiu, kelio nelygumų matavimas tampa aktualus tik galiniam automobilio ratui.

Algoritmas aprašomas pagal šias veikimo sąlygas:

Amortizatoriaus pasipriešinimo jėgos reguliuojamas tik esant didesniems nei $0,02 \text{ m}$ kelio nelygumams:

$$-0,02 \text{ m} < \Delta l_l < 0,02 \text{ m} \rightarrow F_{cvid}. \quad (2.25)$$

Nelygumų aukštis $0,02 \text{ m}$ pasirinktas, atlikus rezultatų analizę, aprašytą 2.7 poskyryje. Automobiliui važiuojant per $0,02 \text{ m}$ aukščio nelygumus vertikalūs poslinkiai nepersiduoda į neamortizuotą masę, nes padangos ir kelio paviršiaus kontaktinis plotas yra didelis.

Priekinių amortizatorių pasipriešinimo jėgos važiuojant didesniu greičiu nei $13,7 \text{ m/s}$ reguliuojamas „Skyhook“ valdymo principu:

$$F_c = \begin{cases} F_{cmax}, & \dot{z}_M (\dot{z}_M - \dot{z}_{M0}) \geq 0, \\ F_{cmin}, & \dot{z}_M (\dot{z}_M - \dot{z}_{M0}) < 0. \end{cases} \quad (2.26)$$

Galinių amortizatorių pasipriešinimo jėgos reguliuojamas pagal lazerinio jutiklio užfiksuotą signalą. Galinės ašies atstumas iki lazerinio jutiklio yra $3,61 \text{ m}$, tai yra pakankamas atstumas, skaičiuojant pagal trukmę, norint pakeisti galinės pakabos amortizatorių pasipriešinimo jėgas automobiliui važiuojant $49,5 \text{ m/s}$ greičiu.

Didėjant nelygumams parenkamas minimalus slopinimas, mažėjant – maksimalus slopinimas:

$$F_c = \begin{cases} F_{cmin}, & \text{sign}(\dot{z}_l) > 0, \\ F_{cmax}, & \text{sign}(\dot{z}_l) < 0. \end{cases} \quad (2.27)$$

Renkamasi atsižvelgiant į nelygumų aukščio pokyčio greitį.

Šio valdymo algoritmo privalumas – nereikia nurodyti nelygumų ribinio aukščio, tačiau pritaikius algoritmą kitiems automobiliams pagal ratų bazę ir la-

zerinio jutiklio montavimo vietą reikia koreguoti kritinį greitį. Į algoritmą įtrauktas „Skyhook“ valdymo principas, kuris eliminuoja klaidingą priekinės pakabos reguliavimą važiuojant greičiau nei 13,7 m/s. Analizuojant rezultatus, šis valdymo algoritmas įvardytas *Algoritmas 3*.

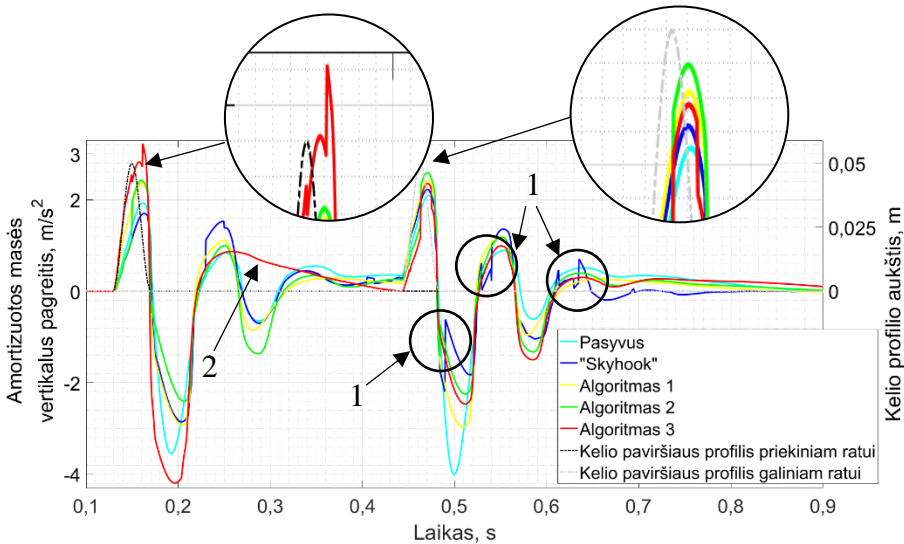
2.11. Pusiau aktyvios pakabos valdymo principų rezultatų analizė

Šiame skyriuje atliekama anksčiau aprašytų trijų valdymo algoritmų rezultatų analizė. Rezultatai lyginami su „Skyhook“ valdymo principu ir su pasyvia pakaba.

Bandymo metu automobilis abiem ratais judėjo per anksčiau minėtą 0,05 m aukščio kelio nelygumą. Rezultatams palyginti pasirinkti 30 km/h 50 km/h (tikslus greitis 13,7 m/s=49,3 km/h) ir 80 km/h greitis. Greitis 80 km/h pasirinktas kaip nepalankus *Algoritmui 1, 2, 3*, nes amortizatorius nespėja pakeisti pasipriešinimo jėgų. Modeliuojant naudoti automobilio duomenys aprašyti 2.1 poskyryje, 2.1 lentelėje. Naudotas pusės automobilio su lazeriniu atstumo jutikliu matematinis modelis. Standumo ir slopinimo elementų charakteristikos aprašytos netiesinėmis funkcijomis (2.2 poskyris). „Skyhook“ valdymo principas veikė su amortizatorių pasipriešinimo jėgų pakeitimo uždelsimu.

Vieni iš svarbiausių analizuojamų kintamųjų – amortizuotos masės vertikalus pagreitis ir poslinkis. Šie dydžiai atspindi vairuotojo ir keleivių komfortiškumą. Iš grafikų 2.27 ir 2.28 a) ir b) matyti, kad didžiausias poslinkis yra, kai pakaba pasyvi, vadinasi, turėtų būti mažiausias vertikalus pagreitis, tačiau tiek priekinių ratų, tiek galinių ratų, nuvažiuojančių nuo kliūties, pagreitis yra didelis palyginti su *Algoritmais 1, 2, 3* ar „Skyhook“ principu. Analizuojant 2.28 a) grafiką, matyti, kad poslinkis mažiausias esant *Algoritmui 1* ir „Skyhook“ valdymo principui, kai pasiekus 80 km/h greitį (2.28 pav. c) didžiausią poslinkį turi amortizatoriai, valdomi *Algoritmu 1*. Tai įrodo, kad viršijus nustatytą kritinį greitį amortizatorių pasipriešinimo jėgos pakeičiamos per vėlai. Važiuojant 30 km/h greičiu, pusiau aktyvi pakaba valdoma „Skyhook“ valdymo principu (2.31 pav. a), amortizuota masė 0,4 s greičiau grįžta į pradinę (poslinkis lygus 0) padėtį. Didžiausios amplitudės poslinkį po pasyvios pakabos turi pakaba, valdoma *Algoritmu 3*. „Skyhook“ valdymo principas vertikalaus pagreičio grafike (2.30 pav.) turi staigių pagreičio pokyčių (pažymėta 1 numeriu). Šie pokyčiai atsiranda dėl į modelį įvesto amortizatorių dinaminio uždelsimo. Taip pat vertikalaus pagreičio grafike atsispindi *Algoritmo 3* ypatybė (pažymėta 2 numeriu), kai nuvažiausio priekiniu ratu nuo kliūties automobilio amortizuota masė neatlieka papildomų svyravimų. Automobilio su pasyvia pakaba, palyginti su kitais algoritmų poslinkiais, ji yra maždaug 50 % didesnė važiuojant 30 km/h ir 50 km/h greičiu (2.31 pav. a ir b). Didžiausia

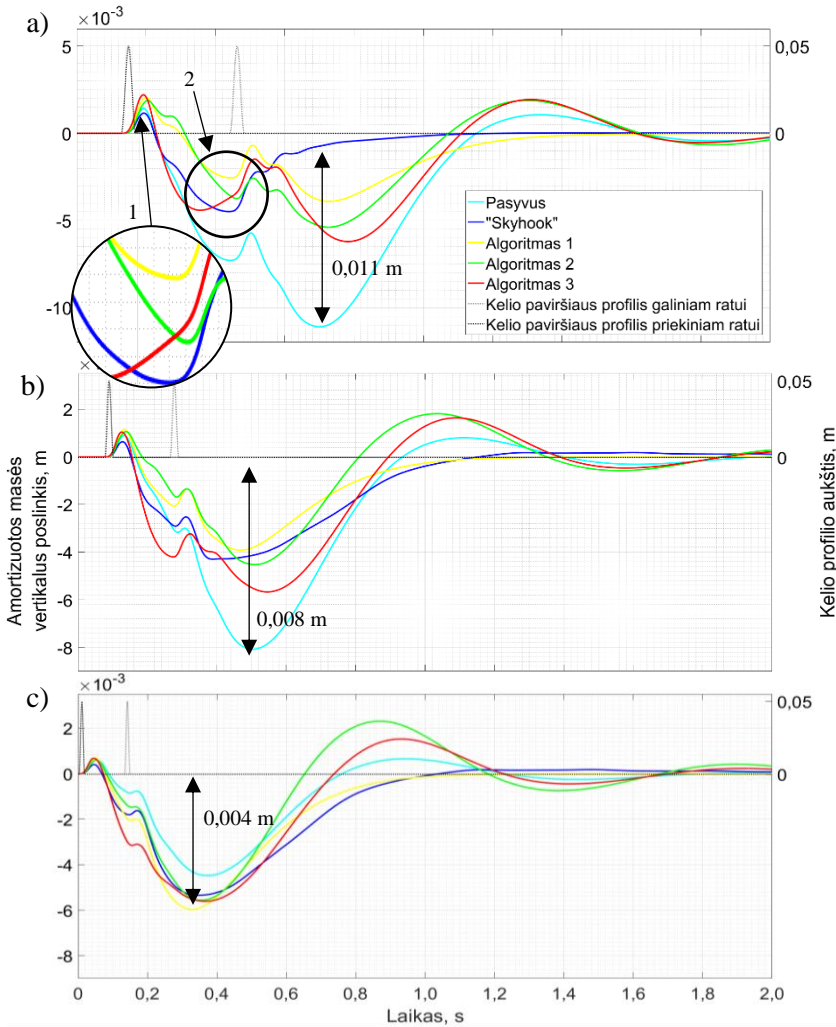
poslinkių amplitudė matoma automobiliui galiniais ratais pervažiuojant per nelygumą. Taigi, galima daryti išvadą, kad slopinimo elementų reikšmių keitimas realiu laiku turi teigiamą poveikį amortizuotos masės dinamikai.



2.30 pav. Amortizuotos masės vertikalus pagreitis, kai pakaba pasyvi, valdoma „Skyhook“ principu ir aprašytais algoritmais važiuojant 30 km/h greičiu.

Fig. 2.30. Sprung mass vertical acceleration with passive, “Skyhook” control and described algorithms at 30 km/h velocity

Analizuojant amortizuotos masės vertikalų poslinkį svorio centro taške (2.31 pav. a), matyti skirtumai tarp visų bandytų pakabų ir valdymo principų. Didžiausias poslinkis, kai automobilis priekiniu ir galiniu ratais pervažiuoja kelio nelygumą. Automobilio su pasyvia pakaba poslinkis žemyn yra apie 0,011 m važiuojant 30 km/h greičiu. „Skyhook“ ir *Algoritmas 1* poslinkių amplitudė yra panaši, tačiau skirtumas yra, kai priekinis ratas nuvažiuoja nuo kliūtis – amortizatoriams, valdomiems „Skyhook“ algoritmu, yra mažesni poslinkiai (pažymėta 1 numeriu 2.31 pav. a), prieš užvažiuojant su galiniu ratu ant kliūtis, amortizatorių valdymo *Algoritmas 1* turi mažesnę poslinkį (pažymėta 2 numeriu 2.31 pav. a).



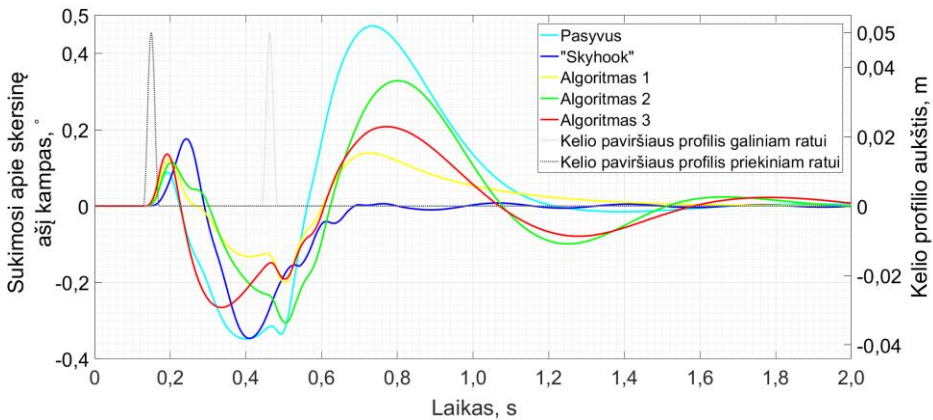
2.31 pav. Amortizuotos masės vertikalus poslinkis, kai pakaba pasyvi, valdoma „Skyhook“ principu ir aprašytais algoritmais: a) važiuojant 30 km/h; b) važiuojant 50 km/h; c) važiuojant 80 km/h greičiu.

Fig. 2.31. Sprung mass vertical displacement with passive, “Skyhook” control and described algorithms: a) at 30 km/h; b) 50 km/h; c) 30 km/h velocities

Automobilio judėjimas dideliu greičiu (80 km/h) įrodo pusiau aktyvios pakabos trūkumus. Mažiausias amortizuotos masės poslinkis yra automobilio su pasy-

via pakaba (2.31 pav. c). *Algoritmu 1, 2, 3* ir „Skyhook“ valdymo principo poslinkiai pasiekus 80 km/h greitį yra panašūs – apie 5–6 m/s², tačiau svyruoja trumpiausiai pakabos, valdomos „Skyhook“ ir *Algoritmu 1*.

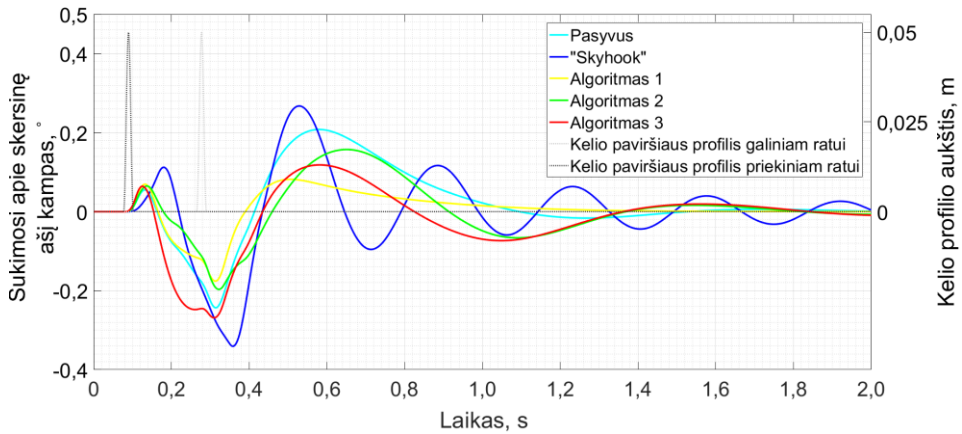
Sukimosi apie skersinę ašį kampas (2.32 pav.) yra mažiausias naudojant *Algoritmu 1* – svyravimų amplitudė siekia nuo $-0,2^\circ$ iki $0,14^\circ$, esant pasyviai pakabai amplitudė yra nuo $-0,35^\circ$ iki $0,47^\circ$. Sukimas apie skersinę ašį trunka trumpiausiai esant „Skyhook“ valdymo principui, tačiau priekiniu ratu nuvažiavus nuo nelygumo, kampas yra didžiausias lyginant visus algoritmus. *Algoritmas 1* ir *Algoritmas 2* svyravimai trunka ilgiau apie 0,6 s palyginti su *Algoritmas 1*.



2.32 pav. Sukimasis apie skersinę ašį, kai pakaba pasyvi, valdoma „Skyhook“ principu ir aprašytais algoritmais, o greitis 30 km/h

Fig. 2.32. Pitch with passive, “Skyhook” control and described algorithms at 30 km/h velocity

Pasiekus 50 km/h greitį sukimosi apie skersinę ašį kampo tendencijos išlieka panašios (2.33 pav.). Didžiausias matomas skirtumas – pakabos valdomos „Skyhook“ svyravimų apie skersinę ašį padidėjimas. 50 km/h greitis yra per didelis pusiau aktyvių amortizatorių valdymui. Paspriešinimo jėgos yra pakeičiamos per vėlai, tai lemia ne svyravimų apie skersinę ašį sumažėjimą, o padidėjimą. Pusiau aktyvių amortizatorių valdymas *Algoritmu 1* yra tinkamas, kai maksimalus nustatytas greitis – 50 km/h, nes amortizuotos masės sukimo apie skersinę ašį kampas ir mažas – apie $0,2^\circ$.



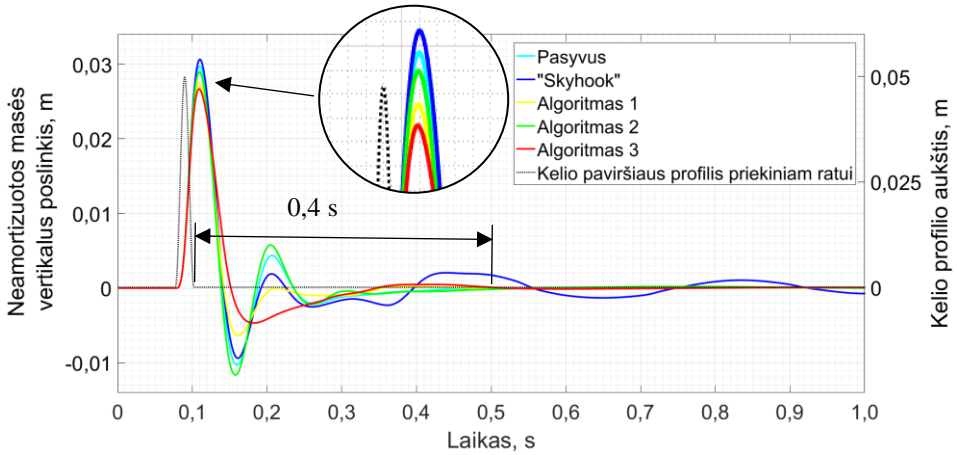
2.33 pav. Sukimasis apie skersinę ašį, kai pakaba pasyvi, valdoma „Skyhook“ principu ir aprašytais algoritmais, o greitis 50 km/h

Fig. 2.33. Pitch with passive, “Skyhook” control and described algorithms at 50 km/h velocity

1.2 poskyryje rašyta, kad „Skyhook“ valdymo principo trūkumai būdingi neamortizuotai masei. Tai matyti iš 2.34 ir 2.35 paveikslų. Didžiausias priekinio rato vertikalus teigiamas poslinkis automobiliui važiuojant 50 km/h yra „Skyhook“ principu valdomos pakabos. Visų, išskyrus „Skyhook“ valdomais amortizatoriais, neamortizuotos priekinės masės svyravimai nuslopunami per maždaug 0,4 s ($\delta = 1,77 \div 2,64$) skaičiuojant nuo nelygumo pabaigos, tai yra gerokai trumpesnis laiko tarpas nei pakabai valdomai „Skyhook“ ($\delta = 2,71$).

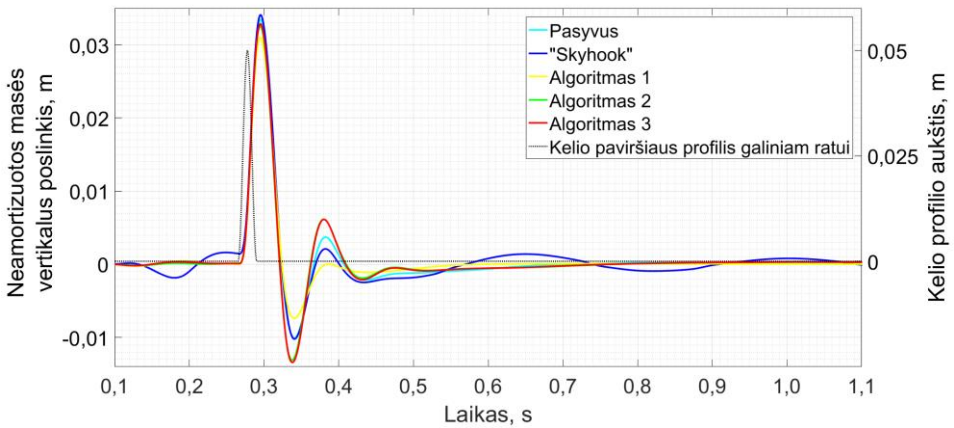
Automobiliui su amortizatoriais, valdomais *Algoritmu 3*, yra mažiausias poslinkis teigiama ir neigiama kryptimis priekiniam ratui – svyravimų amplitudė yra nuo $-0,004$ m iki $0,03$ m, svyravimai neturi teigiamo poslinkio ratui nuvažius nuo kliūtis. Neamortizuotos priekinės masės dinamikai *Algoritmas 3* yra tinkamiausias.

Galinės ašies rato (2.35 pav.) vertikalus poslinkis yra mažiausias esant *Algoritmu 1* valdomai pakabai, taip pat nėra teigiamo poslinkio ratui nuvažius nuo kliūtis. Svyravimų neigiamas poslinkis didžiausias pakabai, valdomai *Algoritmu 2* ir *Algoritmu 3*.



2.34 pav. Priekinės ašies neamortizuotos masės vertikalus poslinkis, kai pakaba pasyvi, valdoma „Skyhook“ principu ir aprašytais algoritmais, o greitis 50 km/h

Fig. 2.34. Unsprung front axle mass vertical displacement with passive, “Skyhook” control and described algorithms at 50 km/h velocity

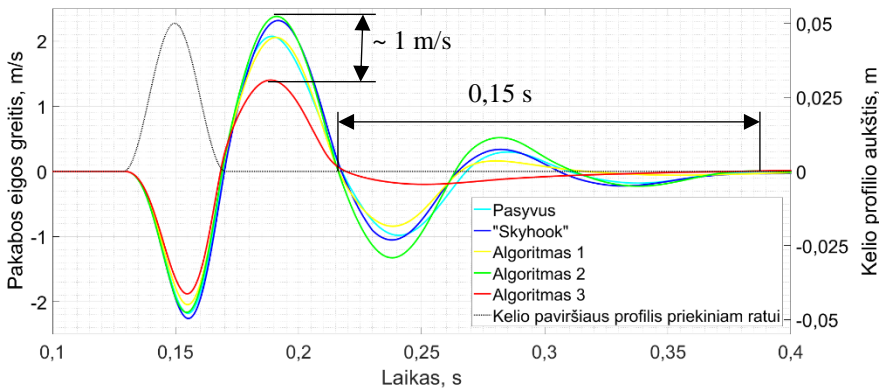


2.35 pav. Galinės ašies neamortizuotos masės vertikalus poslinkis, kai pakaba pasyvi, valdoma „Skyhook“ principu ir aprašytais algoritmais, o greitis 50 km/h

Fig. 2.35. Unsprung rear axle mass vertical displacement with passive, “Skyhook” control and described algorithms at 50 km/h velocity

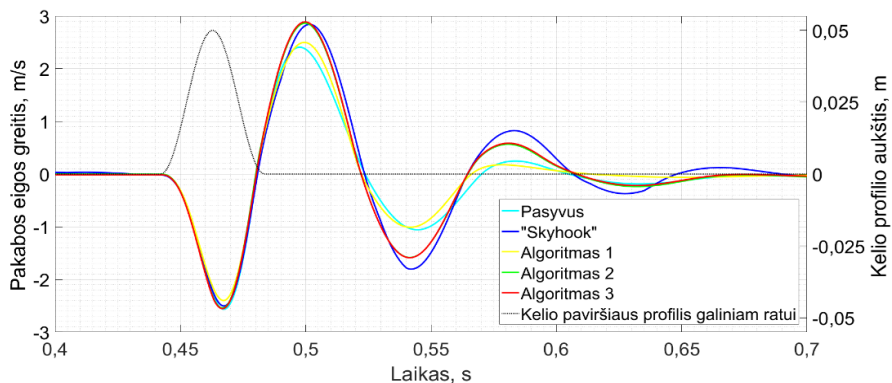
Dar vienas svarbus parametras analizuojamas 2.36 ir 2.37 paveiksluose – priekinės ir galinės pakabos eigos greitis. Mažiausias pakabos eigos greitis priekinėje ašyje yra pasirinkus amortizatorius, valdomus *Algoritmu 3* – eigos greitis yra beveik 1 m/s mažesnis nei *Algoritmu 2* ar „Skyhook“ valdymo principais. Taip pat ir svyravimai trunka 0,15 s trumpiau – „Skyhook“ logaritminis dekrementas $\delta = 1,71$, *Algoritmas 1* $\delta = 3,91$, *Algoritmas 2*.

Galinės pakabos greitis mažiausias esant *Algoritmui 1*, didžiausias – „Skyhook“ valdymo principui, o svyravimai trunka 0,1 s trumpiau.



2.36 pav. Priekinės ašies vertikalus greitis, kai pakaba pasyvi, valdoma „Skyhook“ principu ir naujai aprašytais algoritmais, o greitis 30 km/h

Fig. 2.36. Front axle vertical velocity with passive, “Skyhook” control and described algorithms at 30 km/h velocity



2.37 pav. Galinės ašies vertikalus greitis, kai pakaba pasyvi, valdoma „Skyhook“ principu ir aprašytais algoritmais, o greitis 30 km/h

Fig. 2.37. Rear axle vertical velocity with passive, “Skyhook” control and described algorithms at 30 km/h velocity

Apžvelgus simuliacijos rezultatus, matyti, kad 2.10.1–2.10.3 aprašyti pusiau aktyvios pakabos valdymo algoritmai turi privalumų ir trūkumų skirtingoms neamortizuotoms ir amortizuotai masėms. Vienareikšmiškai matyti, kad algoritmai turi pranašumą prieš pasyvią pakabą – mažesni amortizuotos masės pagreičiai ir poslinkiai vertikalia kryptimi. Taip pat matomi valdymo algoritmų privalumai, palyginti su „Skyhook“ valdymo principu, kintant neamortizuotai masei.

2.12. Valdymo principų apibendrinimas

2.11 poskyryje atlikta matematinio modeliavimo rezultatų analizė atskleidė skirtingų algoritmų ypatybes vieniems ar kitiems dinaminiais veiksniais. Siekiant išrinkti geriausią algoritmą, rezultatai apdorojami apskaičiuojant:

- vidutinę kvadratinę paklaidą;
- amortizuotos masės poslinkio ir sukimosi apie skersinę ašį kampo svyravimų nusistovėjimo trukmę;
- amortizuotos ir neamortizuotos masės pagreičio maksimalias ir minimalias amplitudes;
- pakabos eigos greičių maksimalias ir minimalias amplitudes.

Svyravimų nusistovėjimo trukmė fiksuojama pasiekus 2 % ribą iki nulinės reikšmės skaičiuojant nuo maksimalios ir minimalios amplitudės reikšmių. Rezultatams apibendrinti pasirinktas automobilio judėjimas pastoviu 30 km/h greičiu. Rezultatai suvesti į 2.5 lentelę. Siekiant lengviau orientuotis lentelėje, kai kurių reikšmių langeliai paryškinti. Paryškimas susijęs su geriausiomis reikšmėmis tarp algoritmų: RMS, MAX, Laikas – mažiausios, MIN – didžiausios reikšmės.

2.5 lentelė. Pusiau aktyvios pakabos valdymo principų suvestinė

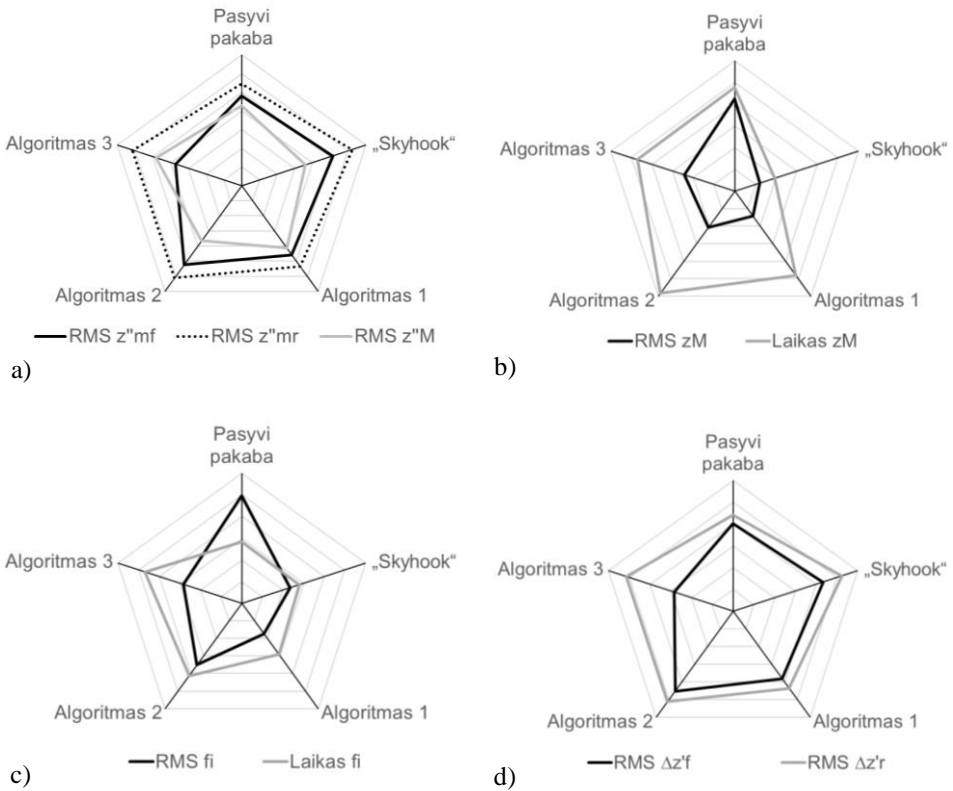
Table 2.5. Summary of semi-active suspension controls

Parametras		Pasyvi pakaba	„Skyhook“	Algoritmas 1	Algoritmas 2	Algoritmas 3
1		2	3	4	5	6
\ddot{z}_M	RMS	0,428	0,360	0,415	0,364	0,482
	MIN	–4,005	–2,855	–2,962	–2,399	–4,192
	MAX	2,098	2,228	2,431	2,592	3,227
		m/s ²				

2.5 lentelės pabaiga

1		2	3	4	5	6	
z_M	RMS	0,00304	0,000867	0,00102	0,00148	0,00174	
	Laikas	s	2,394	0,965	2,403	2,905	2,360
φ	RMS	0,124	0,0588	0,0434	0,0877	0,0706	
	Laikas	s	1,424	1,398	1,457	2,072	2,352
\ddot{z}_{mf}	RMS	26,68	28,61	25,40	29,14	20,59	
	MIN	m/s ²	-224,0	-228,0	-217,0	-226,4	-206,2
	MAX		146,7	149,2	140,5	149,2	131,1
\ddot{z}_{mr}	RMS	54,62	62,21	53,40	61,09	61,39	
	MIN	m/s ²	-300,7	-289,8	-288,7	-301,1	-293,0
	MAX		177,7	191,0	170,3	183,1	184,2
$\dot{\Delta z}_f$	RMS	0,201	0,217	0,190	0,226	0,142	
	MIN	m/s	-2,178	-2,256	-2,044	-2,162	-1,878
	MAX		2,073	2,315	2,056	2,379	1,401
$\dot{\Delta z}_r$	RMS	0,221	0,262	0,218	0,256	0,257	
	MIN	m/s	-2,566	-2,505	-2,401	-2,543	-2,555
	MAX		2,408	2,842	2,499	2,865	2,887

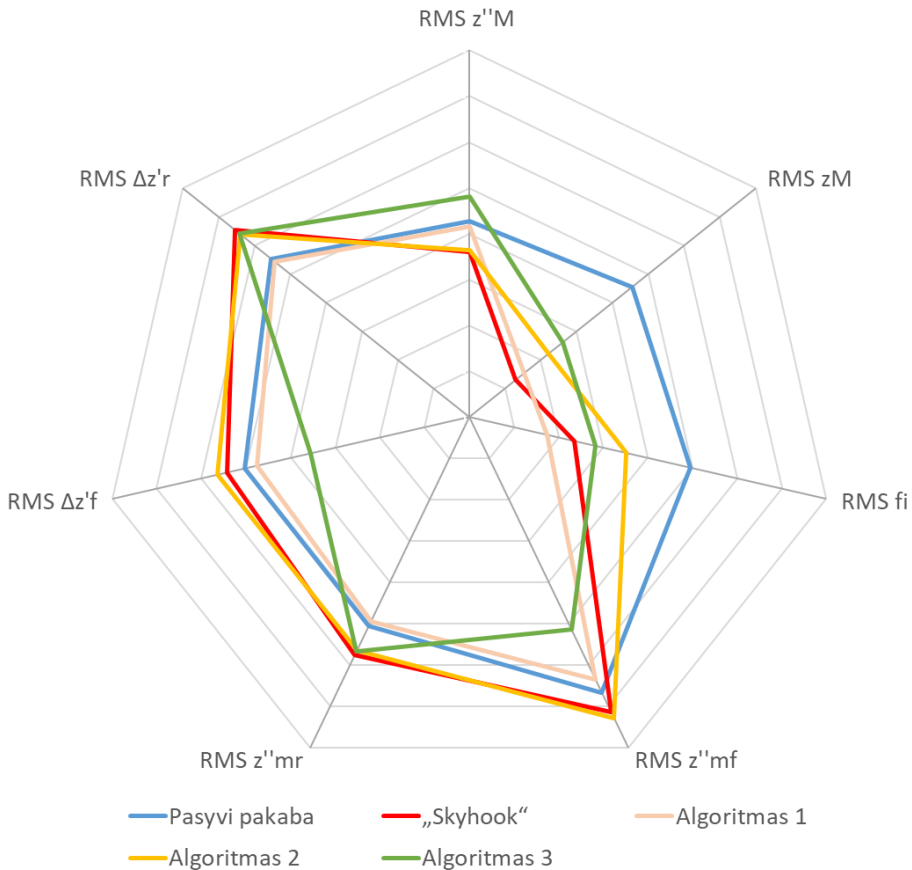
2.38 paveikslo rezultatai pateikti grafiškai: a) dalyje pateiktos amortizuotos ir neamortizuotų masių pagreičių vidutinės kvadratinės paklaidos. Mažiausia RMS reikšmė priekinei neamortizuotai masei yra su *Algoritmu 3*. Galinei ašiai pasyvi pakaba ir *Algoritmas 1* RMS yra mažiausi ir labai artimi. Amortizuotai masei mažiausias RMS, kai pakaba veikia „Skyhook“ valdymo principu, nedaug atsilieka *Algoritmas 2*, taip pat šis algoritmas turi mažiausią svyravimų amplitudę amortizuotai masei judant žemyn (2.5 lentelė). Amortizuotos masės poslinkis ir nusistovėjimo laikas (2.38 pav. b) yra mažiausias „Skyhook“ valdymo principui, sukurtų algoritmų poslinkis mažiausias esant *Algoritmui 1*. Sukimosi apie skersinę ašį kampo RMS yra mažiausia *Algoritmui 1* (2.38 pav. c), pasyvios pakabos RMS yra didžiausia, tačiau nusistovėjimo laikas yra mažiausias esant „Skyhook“. Priekinės ir galinės pakabos eigos greičiai yra mažiausi esant *Algoritmui 1* (2.38 pav. d).



2.38 pav. Skirtingų dinaminių veiksnių grafikai: a) amortizuotos ir neamortizuotos masės vertikalaus pagreičio vidutinio kvadratinio nuokrypio reikšmės; b) amortizuotos masės vertikalaus poslinkio vidutinis kvadratinis nuokrypis ir svyravimų nusistovėjimo laikas; c) amortizuotos masės sukimosi apie skersinę ašį kampo vidutinis kvadratinis nuokrypis ir nusistovėjimo laikas; d) priekinės ir galinės ašių vertikalaus greičio vidutinio kvadratinio nuokrypio reikšmės

Fig. 2.38. Graphs of different dynamic indicators: a) root mean square values of sprung and unsprung masses vertical acceleration; b) root mean square of sprung mass vertical displacement and oscillation settling time; c) root mean square of pitch angle and settling time; d) root mean square values of front and rear axles vertical velocities

Apibendrinantis valdymo principų grafikas pateiktas 2.39 paveiksle. Pakabos, veikiančios *Algoritmu 2*, rezultatai panašūs kaip „Skyhook“ valdymo principu. „Skyhook“ privalumai amortizuotai masei.



2.39 pav. Skirtingų rodiklių vidutinio kvadratinio nuokrypio reikšmės esant bandytiems pakabų valdymo algoritmams

Fig. 2.39. Root mean square values of different indicators in tested suspension control algorithms

Geriausiai veikiantis iš sukurtų algoritmų yra *Algoritmas 1* (2.39 pav.). Automobilio su pusiau aktyvia pakaba, valdoma *Algoritmu 1*, amortizuotos masės sukimosi apie skersinę ašį kampas yra mažiausias, maži neamortizuotų masių vertikalūs pagreičiai. Poslinkis vertikalia kryptimi mažas, palyginti su kitais valdymo algoritmais. Galime teigti, kad *Algoritmas 1* orientuotas į rato ir kelio paviršiaus kontakto gerinimą, taip pat važiavimo komfortas yra didelis. Naudojant *Algoritmą 2* yra didelis sukimosi apie skersinę ašį kampas, priekinės ir galinės pakabos eigos greitis. *Algoritmo 3* privalumai matomi priekinės ašies dinamikai, o trūkumai – galinės neamortizuotos masės pagreičiui bei amortizuotos masės dinamikai.

2.13. Antrojo skyriaus išvados

1. Norint, kad matematinis modelis būtų panašus į tikrą sistemą, būtina aprašyti standumo ir slopinimo elementus netiesinėmis funkcijomis bei įtraukti slopinimo elementų veikimo uždelsimą, nes šie dydžiai turi įtakos gaunamiems rezultatams. Tyrimuose naudotų amortizatorių veikimo uždelsimas yra 73 ms.
2. Kelio paviršiaus nustatymas prieš rato užvažiavimą leidžia išvengti slopinimo elementų veikimo uždelsimo keičiant amortizatoriaus pasipriešinimo jėgą. Maksimalus greitis, kai pakeičiama norima pasipriešinimo jėga, yra 13,7 m/s, o lazerinis jutiklis pritvirtintas 1 m atstumu nuo priekinės ašies.
3. Atlikta analizė parodė, kad, atsižvelgiant į nelygumo dydį, reikia keisti amortizatorių pasipriešinimo jėgą, norint pagerinti važiavimo komfortą ir išlaikyti rato ir kelio sąveiką. Automobilis užvažiuoti ant kliūties turi su minimaliu amortizatorių slopinimu, o nuvažiuoti nuo kliūties su dideliu slopinimu, nes tuomet amortizuotos masės svyravimų amplitudė vertikalia kryptimi yra mažesnė.
4. Lyginant pusiau aktyvią, valdoma „Skyhook“ principu, ir pasyvia pakabas, pastebėta: amortizuotos masės poslinkis („Skyhook“) yra iki šešių kartų mažesnis, kai greitis 30 km/h, vertikalios pagreičio amplitudė viso bandymo metu yra mažesnė, sukimosi apie skersinę ašį kampas yra nuo $0,26^\circ$ iki $0,41^\circ$ mažesnis, palyginti su pasyvia pakaba.
5. Automobilio pusiau aktyvi pakaba valdoma aprašytais algoritmais, turi mažesnę neamortizuotos masės pagreitį, tačiau amortizuotos masės pagreitis ir poslinkis yra mažesnis pakabai, valdomai „Skyhook“ valdymo principu.
6. Išrinktas geriausias valdymo principas yra *Algoritmas 1*, nes šis algoritmas bandymų metu turėjo mažiausią amortizuotos masės sukimosi apie skersinę ašį kampą ir mažą neamortizuotos masės pagreitį.

Automobilio su pusiau aktyvia pakaba eksperimentiniai tyrimai

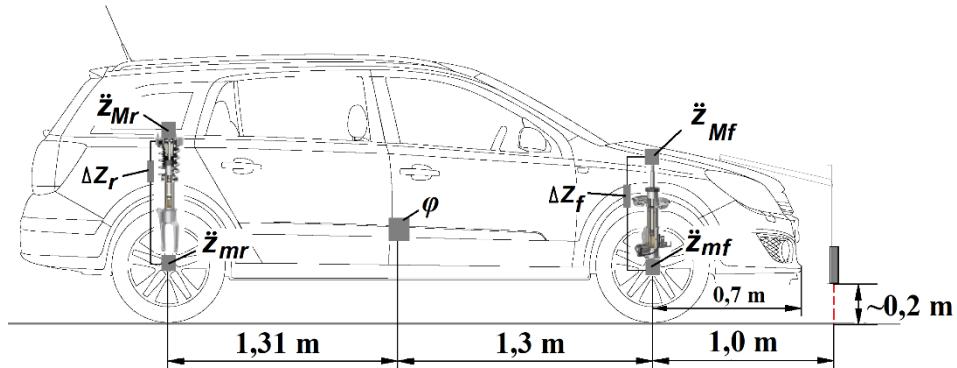
Šiame skyriuje pateikta informacija apie atliktus eksperimentinius tyrimus disertacijos tema. Eksperimentiniai tyrimai atlikti Vilniaus Gedimino technikos ir Poznanės technologijos (Lenkija) universitetuose. Tyrimams naudoti automobiliai ir įranga aprašyti 3.1–3.2 poskyriuose.

Skyriaus tematika paskelbtos trys publikacijos (Surblys *et al.* 2017; Surblys *et al.* 2018; Surblys *et al.* 2019).

3.1. Eksperimentinių tyrimų metodika

Eksperimentiniai tyrimai atlikti keliais etapais. Pirmojo etapo metu tyrimais siekta išsiaiškinti kelio nelygumų nustatymo metodikos tikslumą. Šių tyrimų metu naudoti trys lazeriniai atstumo jutikliai, o bandymai atlikti automobiliu „Mercedes-Benz E350“. Antrojo etapo tyrimai skirti išsiaiškinti optimalią lazerinio jutiklio montavimo vietą. Tyrimai atlikti automobiliu „Audi A6“. Trečiojo etapo metu tyrimai atlikti siekiant validuoti sukurtą pusės automobilio matematinę modelį. Tam atlikti eksperimentiniai bandymai automobiliu „Opel Astra“. Ketvirtojo etapo tyrimai skirti kompensavimo algoritmui patikrinti. Šie tyrimai reikalavo papildomos

įrangos, nes realiu laiku reikėjo atlikti skaičiavimus ir gauti pakoreguotą lazerinio jutiklio signalą. Tam pasirinktas Poznanės technologijos universiteto turimas automobilis „Opel Astra“. Automobilis su sumontuotu lazeriniu atstumo jutikliu ir pagrindiniais matmenimis pateiktas 3.1 paveiksle. Automobilis paruoštas vietos mokslininkų ir turi integruotus jutiklius bei *dSpace* gamintojo HIL įrenginį. Išsami informacija apie bandymuose naudotus automobilius pateikta 3.1. lentelėje.



3.1 pav. „Opel Astra“ automobilis su sumontuotu lazeriniu atstumo jutikliu, jo pagrindiniai matmenys ir kita įranga

Fig. 3.1. Opel Astra car with laser height sensor, main dimensions and other equipment

3.1 lentelė. Tyrimuose naudotų automobilių techninės charakteristikos

Table 3.1. Technical specifications of vehicles used in experiments

Parametras	Tyrimų vieta	Poznanės technologijos universitetas (Lenkija)	Vilniaus Gedimino technikos universitetas	
	Automobilis			
	<i>Opel Astra</i>	<i>Audi A6</i>	<i>MB E350</i>	
1	2	3	4	
Modelio gamybos metai	2006	2006	2014	
Variklio darbinis tūris, cm^3	1300	2000	3500	

3.1 lentelės pabaiga

1	2	3	4
Variklio galia, kW	66	103	125
Variklio sukimo momentas, N·m	200	320	400
Varančioji ašis	priekinė	priekinė	galinė
Priekinės / galinės pakabos tipas	„McPherson“ / daugiasvirtė	„McPherson“ / daugiasvirtė	„McPherson“ / daugiasvirtė
Amortizatoriai: tipas, gamintojas, modelis	Pusiau aktyvūs su nepertraukiamu slopinimo valdymu (angl. <i>Continuous Damping Control</i>), ZF Sachs CDC	Pasyvi pakaba, ZF Sachs	Pasyvi pakaba
Bendroji masė, kg	1348	1585	1605
Masės inercijos momentas sukimui apie skersinę ašį, kg·m ²	1897,5	2816,2	2797,9
Ratų bazė, m	2,61	2,84	2,87
Ilgis, m / plotis, m / aukštis, m	4,25 / 1,75 / 1,46	4,93 / 1,86 / 1,46	4,88 / 1,85 / 1,47
Priekinė iškyša, m	0,7	0,96	0,82
Atstumas nuo svorio centro iki priekinės ašies, m	1,3	1,42	1,43
Priekinė / galinė tarpvėžė, m	1,52 / 1,52	1,61 / 1,61	1,56 / 1,56
Padangos: tipas, matmenys, gamintojas, modelis, pagaminimo data, protektoriaus rašto gylis	vasarinės, 205/55 R16, Fulda, 2008 m. 3 savaitė, 5 mm	žieminės, 205/60 R16, Gislaved EF-5, 2016 m. 28 savaitė, 7 mm	žieminės, 245/45 R17, Michelin Pilot Alpin, 2013 m. 33 savaitė, 7 mm

3.1 paveiksle automobilio „Opel Astra“ centre pažymėtas svorio centre sumontuotas giroskopas, kuris matuoja sukimo apie skersinę ašį kampinį greitį. Ant priekinio ir galinių ratų sumontuotas pagreičio jutiklis, o ant automobilio kėbulo

priekinės ir galinės ašių vietose pažymėti pagreičio jutikliai, matuojantys amortizuotos masės vertikalius pagreičius. Priekinėje ir galinėje pakabose sumontuoti pakabos eigos jutikliai. Automobilyje sumontuoti pusiau aktyvūs su nepertraukiamu slopinimo valdymu amortizatoriai. Standartiškai amortizatoriai veikia „Skyhook“ valdymo principu, tačiau tyrimams skirtame automobilyje amortizatoriaus valdymo vožtuvai sujungti su HIL įrenginiu. Amortizatorius valdyti galima rankiniu būdu arba automatiškai – pagal *Matlab/Simulink* programiniu paketu parašytą algoritimą. Naudota sistema turi 4 išėjimo kanalus, kuriais galima valdyti 4 automobilio amortizatorius, atsižvelgiant į skirtingas sąlygas, pvz., sistema, pasitebėjusi kliūtį, pagal algoritimą parenka tinkamą slopinimą priekiniams amortizatoriams ir su uždelsimu siunčia valdymo signalą į galinius amortizatorius.

3.2. Automobilio dinaminių parametų matavimo įranga

Tyrimų metu VGTU ir PTU naudota skirtinga įranga parametrų matuoti. Visų bandymų metu pasirinkti *Kistler Group* lazeriniai atstumo jutikliai *Corrsys-Datron HF-500C* (3.2 pav. 1 numeris). Amortizuotos ir neamortizuotos masės pagreičiui matuoti naudoti *Analog Devices ADXL327* (PTU) jutikliai, sukimui apie skersinę ašį matuoti – *Bosch YRS3* (PTU) ir *Corrsys-Datron TANS-3* (VGTU) jutikliai. Automobilio judėjimo greičiui nustatyti naudotos skirtingos sistemos: PTU – *Garmin GPS 5 Hz*, o VGTU – *Correvit S-350 Aqua*. Pakabos eiga matuota *Kistler RV-4* (VGTU) ir *Kübler A50* (PTU) mechaniniais jutikliais. Visų jutiklių pagrindiniai techniniai parametrai pateikti 3.2 lentelėje, o išsamios specifikacijos – B priede.

3.2 lentelė. Tyrimuose naudotos įrangos techniniai parametrai

Table 3.2 Technical specifications of measuring equipment in experimental tests

Matuojamas parametras	VGTU				PTU			
	Gaminiojas ir modelis	Matavimo tikslumas	Veikimo principas	Matavimo ribos	Gaminiojas ir modelis	Matavimo tikslumas	Veikimo principas	Matavimo ribos
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Pagreičiai, \ddot{z}_M, \ddot{z}_m	nenaudota				<i>Analog Device ADXL327</i>	$\pm 0,2\%$	Pjezoelektrinis	$\pm 2,5g$

3.2 lentelės pabaiga

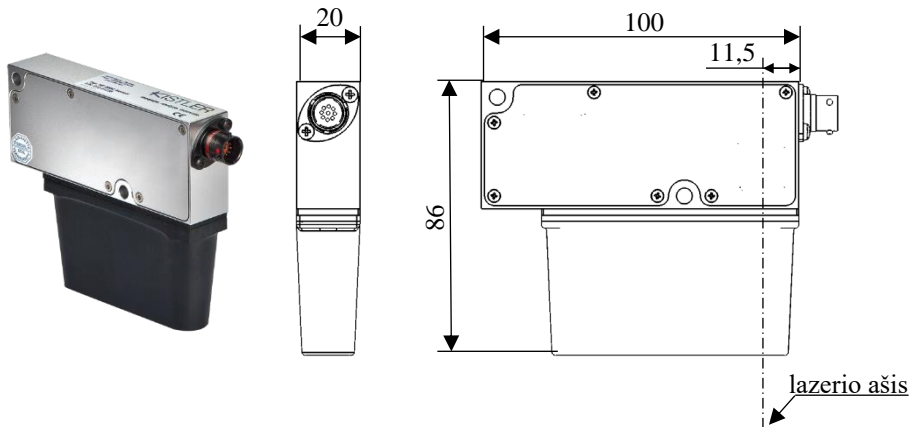
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Sukimas apie skersinę ašį, φ	<i>Corrsys-Datron TANS-3</i>	$\pm 0,1 \%$	IMU	$\pm 150 \text{ }^\circ/\text{s}$	<i>Bosch YRS3</i>	$\pm 0,1 \%$	IMU	$\pm 160 \text{ }^\circ/\text{s}$
Greitis, v_x	<i>Correvit S-350 Aqua</i>	$\pm 0,2 \%$	Optinis	0,5–250 km/h	<i>Garmin GPS</i>	$\pm 0,2 \%$	GPS	0,5–250 km/h
Pakabos eiga, Δz	<i>Kistler RV-4</i>	$\pm 1 \text{ mm}$	Mechaninis	200 mm	<i>Kübler A50</i>	$\pm 0,1 \%$	Mechaninis	250 mm
Atstumas iki paviršiaus, z_l	<i>Corrsys-Datron HF-500C</i>	$\pm 0,2 \%$	Lazerinis	125–625 mm	<i>Corrsys-Datron HF-500C</i>	$\pm 0,2 \%$	Lazerinis	125–625 mm

Bandymų metu duomenys rinkti dviem įrenginiais: *Corrsys-Datron DAS-3* (VGTU) (3.2 pav. 2 numeris) ir *AutoBox dSpace* (PTU) (3.2 pav. 3 numeris). Duomenys įrašyti 500 Hz dažniu, vėliau apdoroti programa *Matlab*. *AutoBox* įrenginys buvo taip pat naudojamas kaip realiu laiku veikiantis kompiuteris pagal sukurta *Matlab/Simulink* modelį.

Lazeriniai atstumo jutikliai sparčiai populiarėja industrijoje. Taip pat naudojami automobilių pramonėje integruojant į naujausias technologijas. Jų matavimo tikslumas ir greitis yra dideli bei nuolat gerinamos charakteristikos. Eksperimentiniams tyrimams pasirinktas *Corrsys-Datron* gamintojo HF-500C jutiklis (3.3 pav.), skirtas išmatuoti atstumą bekontakčiu būdu. Matavimai gali būti atliekami statiškai ir dinamiškai.

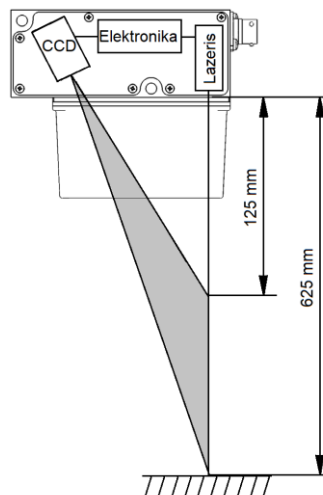


3.2 pav. Tyrimų metu naudota įranga: a) automobilis „Mercedes-Benz E350“; b) automobilis „Opel Astra“; c) automobilis „Audi A6“ su pažymėtais lazeriniais jutikliais *Corrsys-Datron HF-500C*; d) realiu laiku atliekamų skaičiavimų įrenginys *AutoBox dSpace*; e) duomenų surinkimo įrenginys *Corrsys-Datron DAS-3*
Fig. 3.2. Measuring equipment during experimental tests: a) a car Mercedes-Benz E350; b) a car Opel Astra; c) a car Audi A6 with marked laser height sensors *Corrsys-Datron HF-500C*; d) real time target device *AutoBox dSpace*; e) data collection device *Corrsys-Datron DAS-3*;



3.3 pav. Lazerinis atstumo jutiklis HF-500C ir jutiklio pagrindiniai matmenys
Fig. 3.3. Laser height sensor HF-500C and main sensor dimensions

Jutiklis naudoja 660 nm bangos ilgio lazerį, kuris siunčiamas į kelio paviršių. Matuojamas paviršius neapibrėžiamas, koks turėtų būti, tačiau turi atspindėti lazerio signalą. Nuo matuojamo paviršiaus priklauso matavimo greitis. Jei paviršius labai gerai atspindi šviesą, matavimo greitis gali pasiekti 8000 Hz dažnį. Įtaiso elektrinė galia yra 1,5 W, kai nominali įtampa 12 V. Mažos elektros energijos sąnaudos leidžia naudoti jutiklius ne tik vidaus degimo variklį turinčiuose automobiliuose, bet hibridiniuose ir elektriniuose.



3.4 pav. Lazerinio atstumo jutiklio veikimo ribos
Fig. 3.4. Laser height sensor operating limits

3.4 paveiksle pavaizduota principinė jutiklio schema. Eksperimentams pasirinkto jutiklio matuojamas atstumas – nuo 125 mm iki 625 mm. Šis atstumas priklauso nuo jutiklio naudojamos CCD matricos. Matuojamas atstumas yra pakankamas tvirtinant jutiklį lengvojo automobilio priekyje ir matuojant atstumą iki kelio paviršiaus.

3.3. Eksperimentinių duomenų apdorojimas

Pagreičių jutikliai, fiksuodami parametrus, užfiksuoja papildomą nepageidaujamą reikšmę – triukšmą. Norint įvertinti eksperimentinių bandymų amortizuotos ir neamortizuotos masės poslinkį, reikia vertikalios pagreičio reikšmę integruoti. Integravimas bus netikslus, jei gauti bandymų rezultatai nebus filtruoti.

Filtracija ir integracija realiu laiku buvo atlikta naudojant perdavimo funkciją su žemo dažnio filtro charakteristikomis (Savaresi *et al.* 2010, Sohn *et al.* 2000):

$$z_M(s) = \frac{1}{s + 2\pi f}, \quad (3.1)$$

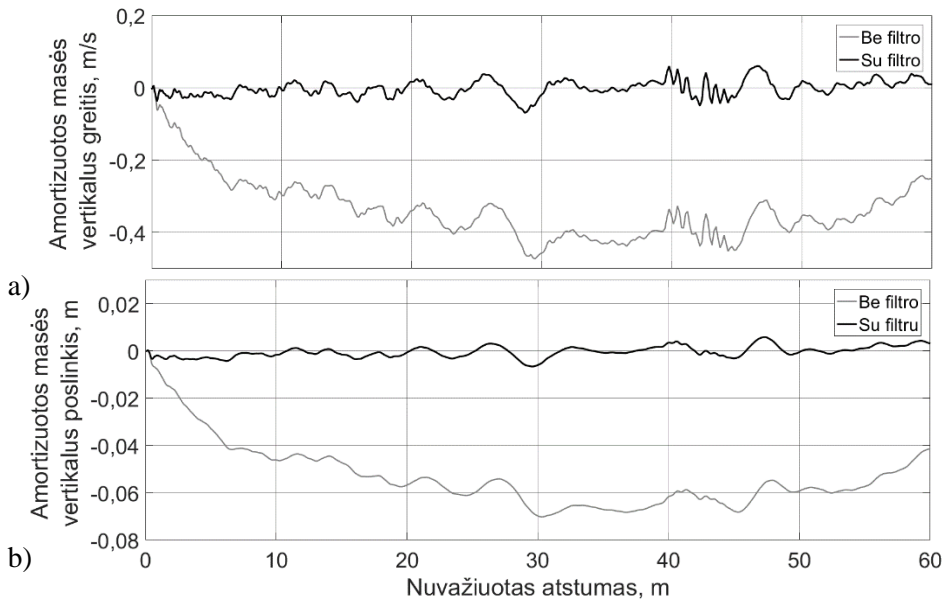
čia s – Laplaso transformacijos kintamas, f – filtruojamas dažnis, Hz (pagreičių signalams buvo naudotas $f = 1$ Hz dažnis).

$$z_M(t) = \iint_t \ddot{z}_M(t) 2dt, \quad (3.2)$$

čia z_M, \ddot{z}_M – amortizuotos masės poslinkis ir pagreitis svorio centro vietoje.

Vieno iš bandymų filtravimo rezultatai pateikti 3.5 paveiksle. Paveiksle pavaizduotas vertikalios pagreičio jutiklio signalas svorio centro taško vietoje – filtravimas ir integravimas iš pagreičio į greitį (3.5 pav., a) ir greičio – poslinkio (3.5 pav., b). Iš grafikų matyti, kad filtravimas padeda išvengti signalo žemėjimo integravimo metu.

Kompensavimo algoritme realiu laiku vertikalių pagreičių reikšmes reikėjo integruoti du kartus (gaunamas vertikalus poslinkis), o sukimosi apie skersinę ašį kampinį greitį – vieną kartą (gaunamas sukimosi apie skersinę ašį kampas). Tam papildomi filtravimo ir integravimo blokai buvo integruoti į kompensavimo algoritmą, o modelis įvestas realaus veikimo kompiuteryje *dSpace*, kuris atliko numatytas funkcijas.



3.5 pav. Signalų filtravimas ir integravimas: a) pagreitis – greitis;
b) greitis – poslinkis

Fig. 3.5. Signal filtering and integration: a) acceleration – velocity;
b) velocity – displacement

3.4. Kelio nelygumų nustatymo metodų eksperimentiniai tyrimai

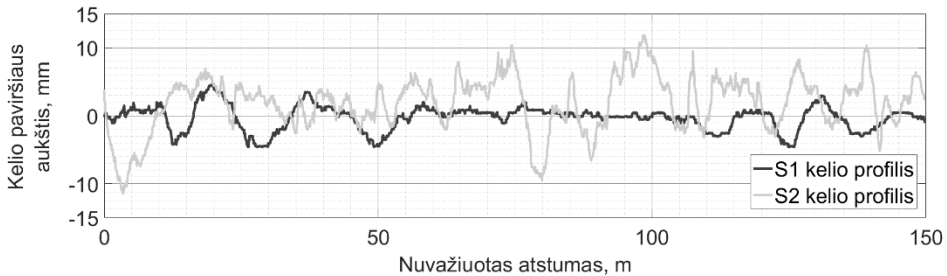
Eksperimentiniams tyrimams pasirinktos dvi sauso asfalto 150 m ilgio kelio atkarpos, jų paviršių profiliai pateikti 3.6 paveiksle. S1 dangos didžiausias paviršiaus nuokrypis yra 4,8 mm, o S2 dangos – 11,9 mm (Žuraulis *et al.* 2014). Kelio paviršius nustatytas naudojant mobilią kelių tyrimų laboratoriją RST 28. Tai ant automobilio „Mercedes-Benz Sprinter“ sumontuota įranga, galinti tiksliai išmatuoti kelio paviršių. Ši laboratorija yra naudojama įmonės „Transporto kompetencijų agentūra“, kuri tiria Lietuvos kelių būklę.

Atliekant bandymus automobiliu „Mercedes-Benz E350“ su sumontuota įranga buvo važiuojama pastoviu 80 km/h greičiu.

Apdorojant bandymų rezultatus, atlikti skaičiavimai 3 metodais:

- Aprašytu Japonišku metodu.
- Patobulintu Japonišku metodu – naudojant tik h_{i-1} ir h_{i+1} (1.9 pav.) reikšmes ir kompensuojant pakabos poslinkį važiuojant automobiliui.

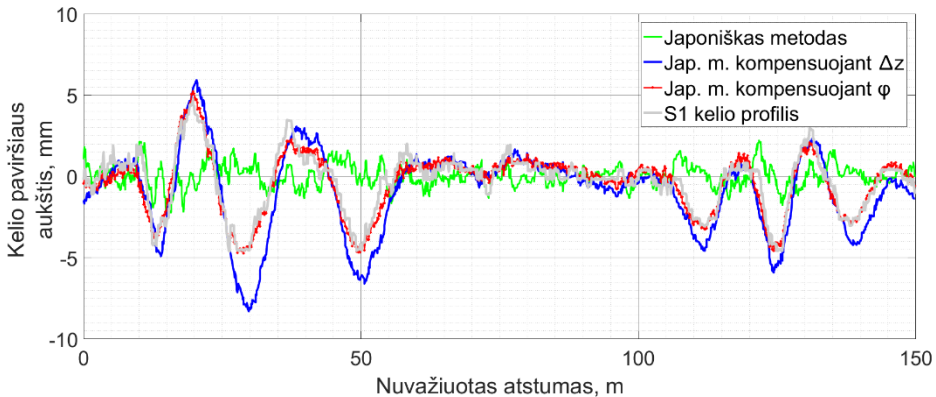
- Patobulintu Japonišku metodu – naudojant tik h_{i-1} ir h_{i+1} reikšmes ir kompensuojant kėbulo svyravimą apie skersinę ašį.



3.6 pav. S1 ir S2 kelio paviršiaus profiliai

Fig. 3.6. S1 and S2 road profile

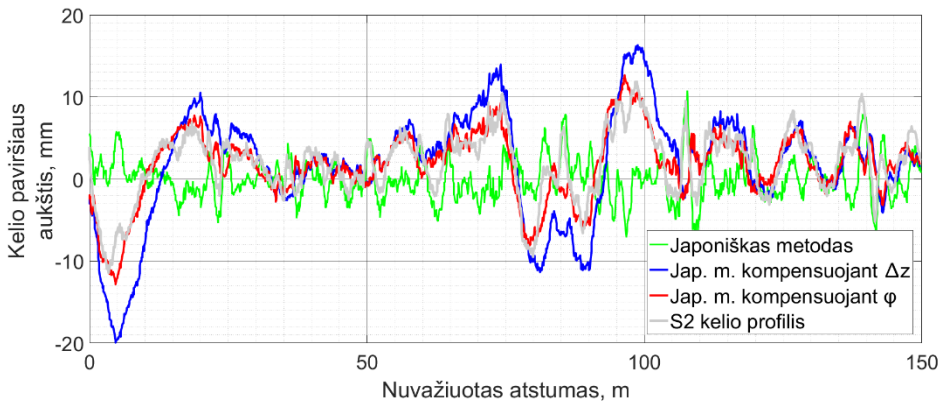
Apdorojus išmatuotus duomenis pagal 3 metodus, gauti rezultatai pavaizduoti 3.7 ir 3.8 paveiksluose. Kad būtų galima geriau palyginti metodus, vienos kelio atkarpos rezultatai pavaizduoti tame pačiame grafike.



3.7 pav. Trimis metodais nustatytas kelio profilis palygintas su tikroju S1 atkarpos kelio profiliu

Fig. 3.7. Three methods set out in the road profile compared to the actual road segments S1 profile

Siekiant dar tiksliau įvertinti metodus, panaudotas validavimas pagal vidutinę kvadratinę paklaidą. Validavimas atliktas programine įranga *Matlab*, rezultatai pateikti 3.3 lentelėje.



3.8 pav. Trimis metodais nustatytas kelio profilis palygintas su tikroju S2 atkarpos kelio profiliu

Fig. 3.8. Three methods set out in the road profile compared to the actual road segments S2 profile

Tiksliausiai kelio profilį atitinka metodas, kai kompensuojamas sukimas apie skersinę ašį. Šiuo metodu validuojant, vidutinė kvadratinė paklaida yra mažiausia – S1 atkarpoje 0,5728, o S2 atkarpoje 2,4538. Kelio nelygumų nustatymas naudojant Japonišką metodą netiksliai atspindi kelio profilį, nes atliekant skaičiavimus pagal 1.21 formulę, šoninių jutiklių h_{i-1} ir h_{i+1} išmatuotų aukščių vidurkis yra atimamas iš vidurinio jutiklio h_i aukščio reikšmės.

3.3 lentelė. Kelio nelygumų nustatymo metodų validavimo rezultatai

Table 3.3. Results of validation of road roughness detection methods

Matavimo metodas	Validavimas pagal vidutinę kvadratinę paklaidą	
	S1 atkarpa	S2 atkarpa
Japoniškas metodas	1,9428	4,7157
Japoniškas metodas kompensavus pakabos poslinkį	1,2804	4,2886
Japoniškas metodas kompensavus sukimą apie skersinę ašį	0,5728	2,4538

Patobulintas Japoniškas metodas – naudojant tik h_{i-1} ir h_{i+1} reikšmes ir kompensuojant pakabos poslinkį važiuojančiam automobiliui nėra pakankamai tikslus metodas nustatyti kelio paviršių. Važiuodamas per nelygumus automobilis

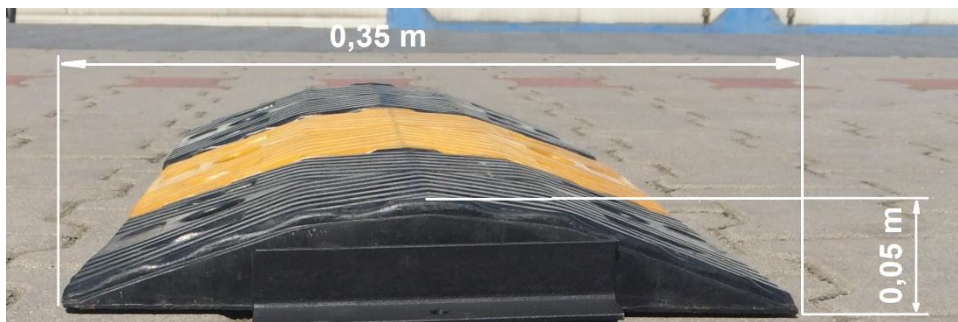
svyruoja, o pakaba slopina kėbulo svyravimus, todėl kompensuojamas pakabos poslinkis, kuris yra didesnis nei tikrasis kelio nelygumas.

3.5. Pusės sinusoidės formos nelygumas eksperimentiniuose tyrimuose

Eksperimentiniams tyrimams atlikti pasirinktas pusės sinusoidės formos nelygumas – greičio mažinimo kalnelis. Khot *et al.* 2017 tyrinėjo MR tipo amortizatorius su pusės sinusoidės formos nelygumu. Pasirinktas aukštis – 0,1 m, o tyrimai atlikti 5, 15, 25 km/h greičiu. Wang *et al.* 2018 publikacijoje tyrinėjo aktyvią automobilio pakabą. Tyrimams pasirinktas 0,04 m aukščio greičio mažinimo kalnelis. Agharkakli *et al.* 2012 atlikdamas pasyvios ir aktyvios pakabos tyrimus naudojo taip pat greičio mažinimo kalnelius, kurių aukščiai 0,05 m ir 0,1 m.

Patel, Gundaliya 2017 atlikta studija teigia, kad greičio mažinimo kalneliai dažniausiai projektuojami 0,07–0,15 m aukščio ir skirti sumažinti 40 km/h greičiu važiuojančių automobilių greitį.

Atlikus tyrimuose naudojamų kelio nelygumų analizę, nuspręsta bandymuose naudoti 0,05 m aukščio ir 0,35 m pločio greičio mažinimo kalnelį (3.9 pav.). Tokių parametrų kalneliai dažni Lietuvos keliuose.



3.9 pav. Pusės sinusoidės formos kelio nelygumas, naudotas eksperimentiniuose bandymuose

Fig. 3.9. Half sinusoidal ramp obstacle during experimental tests

Eksperimentiniuose tyrimuose šių matmenų greičio mažinimo kalnelis buvo naudojamas kilnojamas – norimoje vietoje kalnelis įtvirtinamas ankeriniais varžtais. Taip kelio nelygumas išliko nejudantis automobiliui važiuojant skirtingu greičiu.

3.6. Lazerinio atstumo jutiklio montavimo vietos nustatymo eksperimentiniai tyrimai

Kelio nelygumo aukščiai ir profiliui nustatyti sistemoje naudojamas lazerinis atstumo matavimo jutiklis. Jutiklio matavimo ribos – 125–625 mm (3.3 lentelė), todėl galima jį montuoti įvairiose vietose. Kuo didesniu atstumu nuo priekinės automobilio ašies bus sumontuotas jutiklis, tuo daugiau laiko liks amortizatoriaus pasipriešinimo jėgoms pakeisti, algoritmas veiks, kai automobilio važiavimo greitis didesnis.

Literatūroje mokslininkai taip pat aprašo tyrimus, kai pasirinktos skirtingos jutiklių montavimo vietos. Straipsnyje (Donahue, Hendrick 2003) jutiklis pritvirtintas virš variklio gaubto su kampu į kelio paviršių. Tokia vieta pasirinkta, nes sistema testuota ant karinio automobilio, o jutiklio veikimo ribos 1,0–5,0 m. Kitame šaltinyje (Çalışkan *et al.* 2016) lazerinis jutiklis tvirtintas ant priekinio buferio gaubto. Autoriai jutiklį montavo statmenai kelio paviršiui, o prie jutiklio dar pritvirtino akcelerometrą, kurio reikia amortizuotos masės virpesiams kompensuoti. Publikacijoje (Ahmed, Svaricek 2014) jutikliai montuoti taip pat prie priekinio buferio gaubto, bet 45° kampu į kelio paviršių. Straipsnio autoriai tyrimams pasirinko „Lidar“ (angl. *Light Detection and Ranging*) tipo jutiklį.

Pagal jutiklio veikimo ribas buvo pasirinktos dvi jutiklio montavimo vietos ir atlikti eksperimentiniai tyrimai:

- Lazerinis jutiklis nr. 1 buvo sumontuotas 70° kampu į kelio paviršių (3.9 pav.). Montavimo vieta pasirinkta ant buferio gaubto žemiau kairės pusės priekinio žibinto.
- Lazerinis jutiklis nr. 2 sumontuotas statmenai kelio paviršiui atstumu 1 m nuo priekinės ašies.

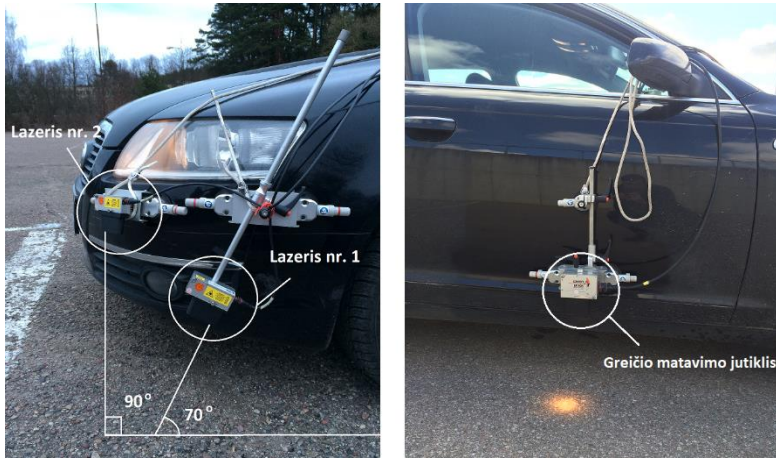
Bandymų metu fiksuotas automobilio važiavimo greitis (3.10 pav.). Naudota įranga pateikta 3.2 poskyryje, 3.2 lentelėje. Automobilis per pusės sinusoidės formos nelygumą (3.9 pav.) važiavo pastoviu 5 m/s greičiu.

Nestatmenas lazerinio jutiklio montavimo kampas perskaičiuojamas pagal formulę:

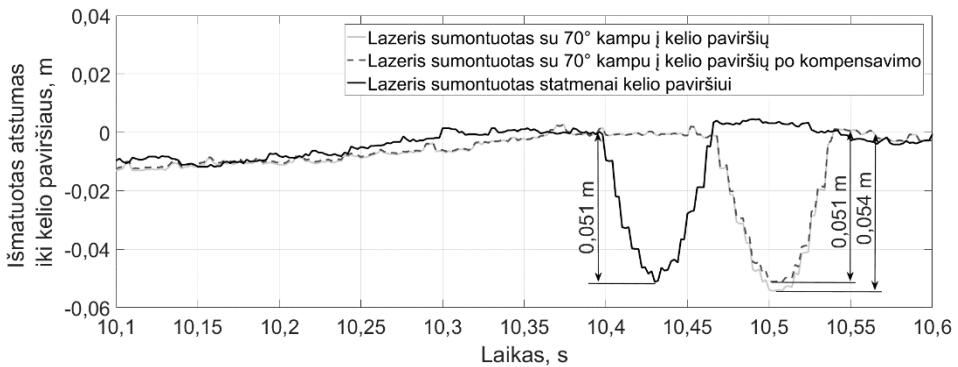
$$z_{lc}(t) = z_l(t) \cdot \cos \alpha, \quad (3.3)$$

čia z_{lc} – koreguotas lazerinio jutiklio signalas; z_l – išmatuotas lazerinio jutiklio signalas, α – lazerinio jutiklio montavimo kampas iki vertikalių keliui ašies (naudotas 70°).

Iš 3.11 paveikslų rezultatų matyti, kad statmenai pritvirtinto jutiklio signalas atspindi nelygumo formą bei aukštį. Jutiklis nr. 1 užfiksavo didesnę nelygumo aukštį (0,054 m), bet matematiškai perskaičius jutiklio signalą gautas jutiklio nr. 2 užfiksuotas aukštis – 0,051 m.



3.10 pav. Matavimo įrangos montavimas ant automobilio „Audi A6“:
Fig. 3.10. Mounting of measuring equipment on Audi A6 vehicle



3.11 pav. Lazeriniais atstumo jutkliais išmatuotas kelio nelygumas
Fig. 3.11. Laser sensors measured road irregularity

Atstumo jutiklio matavimo tikslumas yra $\pm 0,2\%$. Jutiklis matuoja atstumą nuo 1000 Hz iki 8000 Hz dažniu. Matavimo dažnis priklauso nuo paviršiaus, į kurį atsimuša siunčiamas lazerinio jutiklio signalas. Matavimo greičio pakanka, net jei kelio paviršius prastai atspindi lazerio siunčiamas bangas, nes eksperimentinių bandymų metu duomenys fiksuoti 500 Hz dažniu.

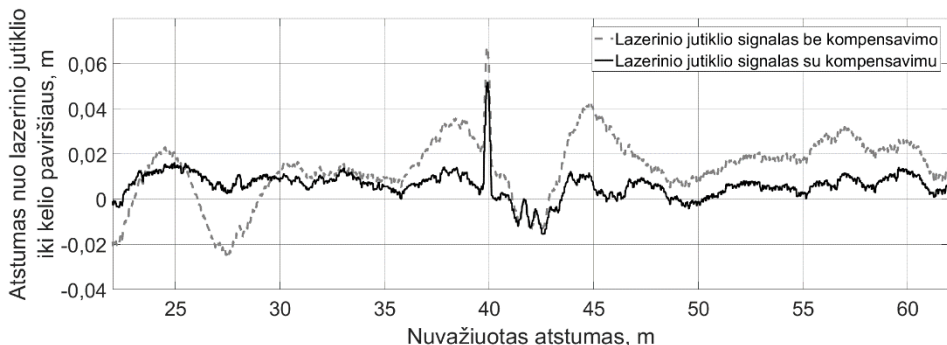
3.7. Kompensavimo algoritmo eksperimentinių tyrimų rezultatų analizė

Eksperimentiniai tyrimai atlikti norint įvertinti, kaip veikia sukurtas kompensavimo algoritmas realiomis sąlygomis. Algoritmas aprašytas 2.11 poskyryje. Tyrimams pasirinkta 70 m sauso asfalto kelio atkarpa. Kelio žadinimu pasirinktas pusės sinusoidės formos (0,05 m) kelio nelygumas (3.9 pav.).

Bandymų metu automobilis judėjo 30 km/h pastoviu greičiu. Siekiant tiksliau įvertinti kompensavimo algoritmą, tyrimai atlikti su skirtingais amortizatorių nustatymais – maksimaliomis ir minimaliomis pasipriešinimo jėgomis.

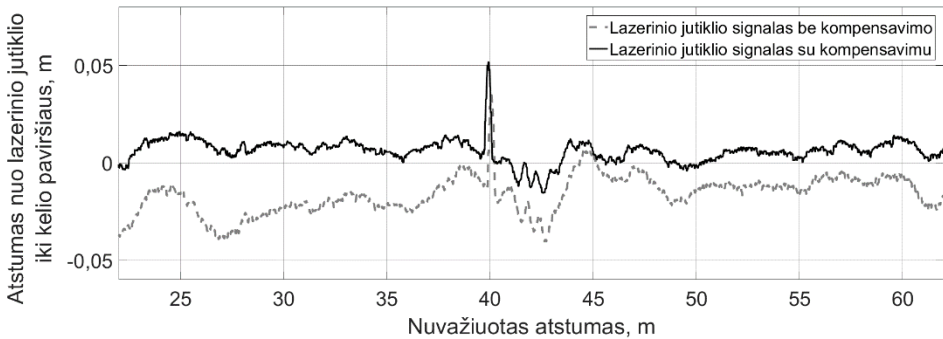
3.12 ir 3.13 paveiksluose pateikti gautų bandymų rezultatai su ir be kompensavimo. Gautos kreivės rodo, kad kompensavimo algoritmas sumažina amortizuotos masės vertikaliuosius svyravimus ir leidžia įvertinti realų kelio profilį. Abiem pakabos sureguliuavimo atvejais atlikus kompensaciją lazerinio jutiklio signalas atspindi tikrąjį kelio nelygumo aukštį. Kai amortizatoriai sureguliuoti minimaliomis pasipriešinimo jėgomis, lazerinis jutiklis užfiksavo 0,067 m dydžio nelygumą, o po kompensavimo nelygumo aukštis atitiko 0,052 m. Kai amortizatoriai nustatyti su maksimalia pasipriešinimo jėga, nelygumo aukštis užfiksuotas 0,035 m, po kompensavimo – 0,052 m. Abiem atvejais nelygumo aukštis po kompensavimo atitiko 96,4 % realų aukštį.

Kreivėse po kompensavimo tebėra papildomų kelio profilio šuolių, kuriuos sunku vertinti, nes bandymo metu kelio paviršius nebuvo idealiai lygus, o automobilio judėjimas nebuvo visiškai pastovus.



3.12 pav. Kelio profilio įvertinimas naudojant lazerinį jutiklį, kai pakaba sureguliuota minimaliu slopinimu

Fig. 3.12. The road profile estimation using laser sensor, soft damping case



3.13 pav. Kelio profilio įvertinimas naudojant lazerinį jutiklį, kai pakaba sureguliuota maksimaliu slopinimu

Fig. 3.13. The road profile estimation using laser sensor, stiff damping case

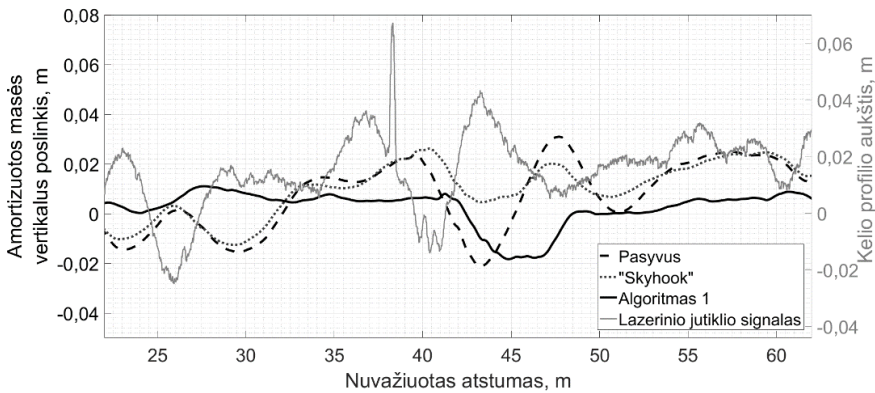
3.13 paveikslo bandymuose, kai amortizatoriai buvo sureguliuoti minimalia pasipriešinimo jėga, matyti didesni amortizuotos masės svyravimai, kai automobilis nuvažiuoja nuo kliūtis, tačiau kompensavimo algoritmas atlieka savo funkciją – svyravimus minimalizuoja.

3.8. Pusiau aktyvios pakabos su nelygumų nustatymu eksperimentinių tyrimų rezultatų analizė

Išanalizavus svyravimų kompensavimo rezultatus ir žinant realų kelio paviršius, galima taikyti pusiau aktyvios pakabos su kelio nelygumų nustatymu sukurtą valdymo algoritmą. Teoriniais tyrimais patvirtinta, kad tinkamiausias 2.13.1 poskyryje aprašytas *Algoritmas 1*, kuris veikia pagal iš anksto nustatytą kelio nelygumo aukštį.

Šiame skyriuje aprašoma eksperimentinių – teorinių tyrimų rezultatų analizė. Rezultatai lyginami slopinimo elementus valdant *Algoritmu 1*, „Skyhook“ valdymo principu su pasyvia pakaba. Realioje sistemoje realiu laiku lazerinio jutiklio signalai apdorojami pagal anksčiau aprašytą kompensavimo algoritmą, o signalas panaudojamas valdymo sistemoms.

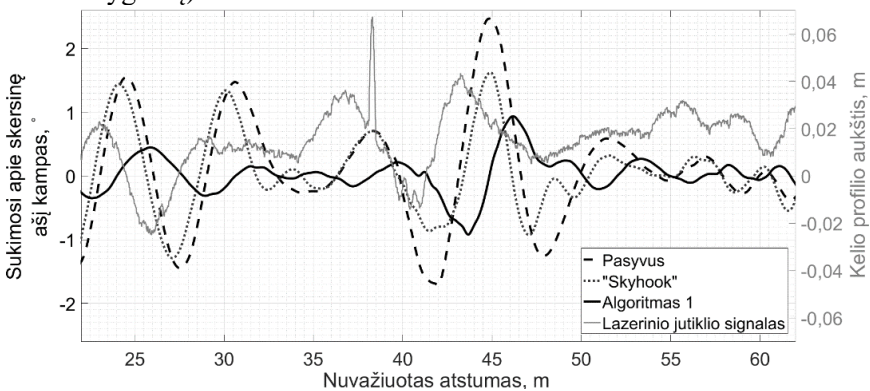
3.14 paveiksle pateiktas automobilio kėbulo vertikalus poslinkis. Grafike atsispindi *Algoritmo 1* privalumai: automobilis pervažiuodamas per kelio nelygumą neturi poslinkio į viršų, o tik 0,02 m nesiekiantį poslinkį į apačią. „Skyhook“ valdymo principu važiuojančio automobilio amortizuotos masės vertikalus poslinkio amplitudė nėra didelė (0,035 m), tačiau svyravimai trunka ilgiau. Automobilio judėjimas su pasyvia pakaba turi daugiausiai trūkumų, nes svyravimų amplitudė didelė – viršija 0,04 m ir svyravimai trunka ilgai.



3.14 pav. Amortizuotos masės vertikalus poslinkis, kai pakaba pasyvi, valdomai „Skyhook“ principu ir naujai sukurtu *Algoritmo 1* valdymo principu, kai greitis 30 km/h

Fig. 3.14. Sprung mass vertical displacement with passive, “Skyhook” control and novel algorithm called *Algoritmas 1* at 30 km/h velocity

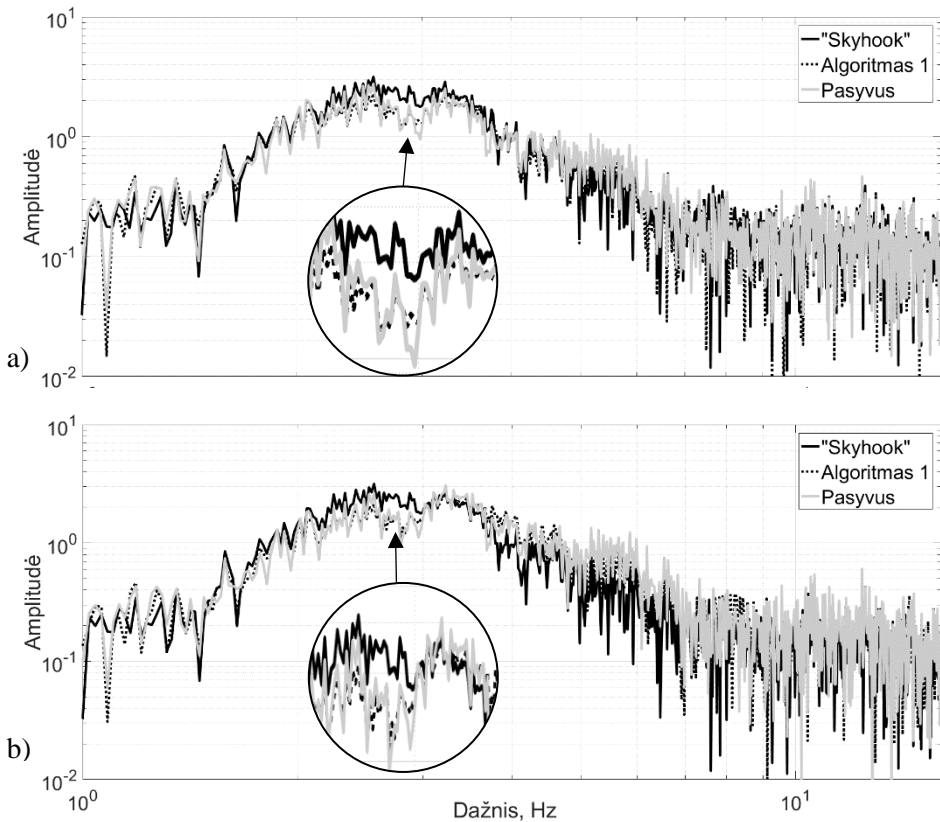
Sukimosi apie skersinę ašį kampas naudojant *Algoritmą 1* yra nuo $-0,9^\circ$ iki $0,9^\circ$ (minusas atspindi automobilio sukimaši svorio centre pagal laikrodžio rodyklę) pervažiavus per nelygumą (3.15 pav.). Tuo pačiu metu „Skyhook“ yra nuo $-0,9^\circ$ iki $1,6^\circ$, o pasyvi pakaba $-1,7^\circ$ iki $2,5^\circ$. Amortizuotos masės sukimas apie skersinę ašį yra svarbus parametras, turintis įtakos važiavimo komfortui (vairuotojas ir keleiviai, važiuojantys automobiliu, nejaučia kėbulo svyravimų), važiavimo saugumui (maksimaliai užtikrinamas rato su kelio paviršiumi kontaktas pervažiavus nelygumą).



3.15 pav. Sukimasis apie skersinę ašį, kai pakaba pasyvia, valdoma „Skyhook“ principu ir naujai sukurtu *Algoritmas 1* valdymo principu, greitis 30 km/h

Fig. 3.15. Pitch with passive, “Skyhook” control and novel algorithm called *Algoritmas 1* at 30 km/h velocity

Neamortizuotos masės pagreičio skirtumo tarp skirtingų valdymo principų analizei atlikti pasirinktas grafiškas dažnių spektro vaizdavimas (3.16 pav.). Priekinio ir galinių ratų pagreičių charakteristikos beveik nesiskiria, dažnis – 1–16 Hz. Amortizatoriams, veikiantiems „Skyhook“ valdymo principu 3 Hz dažniu, pastebimas amplitudės padidėjimas, tam turi įtakos ne laiku pakeičiamos pasipriešinimo jėgos, nes automobilio ratas gauna vertikalų žadinimą, o pasipriešinimo jėgos pakeičiamos po apytiksliai 0,073 s. Ši charakteristika nėra ypač svarbi neamortizuotų masių dinamikai, tačiau svarbi amortizuotos masės dinamikai ir važiavimo komfortui, nes žmogaus vidaus organų savasis dažnis yra 3–9 Hz.



3.16 pav. Neamortizuotų masių pagreičių dažnių spektras:
a) priekinės ašies; b) galinės ašies

Fig. 3.16. Unsprung masses acceleration frequency spectrum:
a) front axle; b) rear axle

Apžvelgus 3.14–3.16 paveikslus matyti, kad automobilis, naudojantis *Algoritmo 1* valdymo principą, važiuoja komfortiškiau, palyginti su pasyvia pakaba ir „Skyhook“ valdymo principu, nes matomas mažesnis amortizuotos masės poslinkis ir sukimosi apie skersinę ašį kampas. Eksperimentiniai tyrimai patvirtino, kad laiku pakeičiamos amortizatoriaus pasipriešinimo jėgos sumažina automobilio kėbulo svyravimus, kai automobilis važiuoja per sinusoidės formos greičio mažinimo kalnelį.

3.9. Trečiojo skyriaus išvados

1. Kelio nelygumams nustatyti plačiai taikomas Japoniškas metodas nėra tinkamas, kai jautikliai montuojami prie standartinio automobilio kėbulo, nes nėra kompensuojamas amortizuotos masės sukimasis apie skersinę ašį.
2. Pritaikius kėbulo svyravimų apie skersinę ašį kompensavimą, gautas tiksliausias kelio paviršiaus nelygumų dydis, kurį validavus pagal tikrąjį kelio profilį skirtingo lygumo kelio atkarpose, gautos nuo 1,92 iki 3,39 karto mažesnės vidutinės kvadratinės paklaidos. Pritaikius ne tokį efektyvų pakabos eigos kompensavimą, vidutinės kvadratinės paklaidos mažėja 1,1–1,52 karto.
3. Iš eksperimentinių tyrimų nustatyta, kad tiksliausias matavimas yra tada, kai lazeris pritvirtintas statmenai kelio paviršiui. Jei lazeris tvirtinamas 70° kampu į kelio paviršių ir atliekamas kampo kompensavimas, galima gauti labai artimus rezultatus tikram kelio profiliui.
4. Eksperimentiniu būdu gauti pagreičių jautiklių duomenys yra triukšmingi, todėl turi būti filtruojami naudojant perdavimo funkciją su žemo (1 Hz) dažnio filtro charakteristikomis.
5. Sukurto amortizuotos masės svyravimo kompensavimo algoritmo tikslumas, patikrintas eksperimentiniais tyrimais. Nelygumo aukštis po kompensavimo atitiko 96,4 % realaus nelygumo aukščio.
6. Patikrinus eksperimentiniu būdu gautus duomenis su sukurtu valdymo algoritmu, „Skyhook“ valdymo principu ir pasyvia pakaba, nustatytos algoritmo savybės. Amortizuotos masės poslinkio amplitudė bandymo metu buvo iki 48 % mažesnė nei automobilio su pasyvia pakaba, o svyravimai truko trumpiau, palyginti su „Skyhook“ valdymo principu. Taip pat sukimosi apie skersinę ašį kampas yra mažesnis vidutiniškai 40 %, palyginti su „Skyhook“ valdymo principu.
7. Neamortizuotos masės vertikalios pagreičio amplitudė (*Algoritmo 1*, „Skyhook“, pasyvios pakabos) beveik nesiskiria – siekia 1–16 Hz dažnių.

Skirtumas pastebimas ties 3 Hz dažniu, kai naudojant „Skyhook“ valdymo principą matomas amplitudės padidėjimas, tam turi įtakos ne laiku pakeičiamos pasipriešinimo jėgos, nes automobilio ratas gauna vertikalų žadinimą, o pasipriešinimo jėgos pakeičiamos po apytiksliai 0,073 s.

Bendrosios išvados

1. Sukurtas pusės automobilio su sumontuotu lazeriniu atstumo jutikliu matematinis modelis leidžia tyrinėti nevienodu greičiu per skirtingo aukščio kelio nelygumus važiuojančio automobilio dinamiką. Gaunamą lazerinio jutiklio signalą galima panaudoti sistemų algoritmų tikrinimui bei naujų sistemų kūrimui.
2. Teoriniais tyrimais nustatyta, kad pusiau aktyvios pakabos valdymo principas „Skyhook“ sumažina amortizuotos masės poslinkį važiuojant automobiliui per pusės sinusoidės formos 0,05 m aukščio greičio mažinimo kalnelį 30 km/h greičiu, sukimosi apie skersinę ašį kampas mažėja vidutiniškai $0,34^\circ$.
3. Eksperimentiniais tyrimais nustatyta, kad racionali lazerinio atstumo jutiklio montavimo vieta yra ant automobilio priekinio buferio gaubto statmenai kelio paviršiui. Lazerinio atstumo jutiklio montavimo atstumas nuo priekinės ašies turi įtakos amortizatorių pasipriešinimo jėgų pakeitimo laikui ir maksimaliam automobilio greičiui, nes kelio paviršius matuojamas prieš ratui užvažiuojant ant nelygumo.
4. Pusiau aktyvios pakabos valdymo principai su kelio paviršiaus nelygumų nustatymu prieš ratui užvažiuojant ant jo leidžia sumažinti amortizuotos masės sukimosi apie skersinę ašį kampą ir pagerinti neamortizuotos masės dinamiškus parametrus.

5. Atlikus 30 km/h greičiu važiuojančio automobilio per pusės sinusoidės formos 0,05 m aukščio kelio nelygumą eksperimentiniu būdu gautų duomenų rezultatų analizę, nustatyta, kad sukurtas valdymo algoritmas sumažina sukimą apie skersinę ašį (nuo $-0,9^\circ$ iki $0,9^\circ$, kai „Skyhook“ yra nuo $-0,9^\circ$ iki $1,6^\circ$, o pasyvi pakaba – $-1,7^\circ$ iki $2,5^\circ$); vertikalių svyravimų poslinkį (0,02 m mažesnis) ir trukmę; neamortizuotų masių svyravimų amplitudę (mažesnė ties 3 Hz dažniu).
6. Pusiau aktyvių amortizatorių pasipriešinimo jėgų keitimas prieš ratui užvažiuojant ant nelygumo yra naudinga, nes sistema keičia pasipriešinimo jėgas dar ratui nepasiekus kliūtis. Tokiu atveju automobilio dinamikai neturi įtakos amortizatorių elektroninis ir mechaninis uždelsimai, kurie priklauso nuo konkrečių amortizatorių.

Literatūra ir šaltiniai

Abramov, S.; Mannan, S.; Durieux, O. 2009. Semi-Active Suspension System Simulation Using SIMULINK, *International Journal of Engineering Systems Modelling and Simulation*, 1(2/3), 101–114.

Agharkakli, A.; Sabet, G. S.; Barouz, A. 2012. Simulation and Analysis of Passive and Active Suspension System Using Quarter Car Model for Different Road Profile, *International Journal of Engineering Trends and Technology* 3(5): 636–644.

Ahmed, M. M.; Svaricek, F. 2013. Preview Control of Semi-active Suspension Based on a Half-car Model Using Fast Fourier Transform, *10th International Multi-Conference on Systems, Signals & Devices*: 1–6. DOI: 10.1109/SSD.2013.6564120

Ahmed, M. M.; Svaricek, F. 2014. Preview Optimal Control of Vehicle Semi-active Suspension Based on Partitioning of Chassis Acceleration and Tire Load Spectra, *European Control Conference (ECC)*: 1669–1674.

Aki, A.; Rojanaarapa, T.; Nakano, K.; Suda, Y.; Takasuka, N.; Isogai, T.; Kawai, T. 2016. Road Surface Recognition Using Laser Radar for Automatic Platooning, *IEEE Transaction on intelligent transportation systems* 17(10): 2800–2810.
<http://dx.doi.org/10.1109/TITS.2016.2528892>

Aly, A. A.; Salem, F. A. 2013. Vehicle Suspension Systems Control: A Review, *International Journal of Control Automation and Systems* 2(2): 46–54.

Alvarez-Sánchez, E. 2013. A quarter-car suspension system: car body mass estimator and sliding mode control, *Procedia Technology* 7: 208–214.

<http://dx.doi.org/10.1016/j.protcy.2013.04.026>

ASTM E1926-08. 2015. *Standard practice for computing International Roughness Index of Roads from longitudinal profile measurements*, ASTM International, West Conshohocken, PA.

Ata, W. G.; Salem, A. M. 2017. Semi-active control of tracked vehicle suspension incorporating magnetorheological dampers, *Vehicle System Dynamics*: 1–22.

<http://dx.doi.org/10.1080/00423114.2016.1273531>

Abouet, S.; Sename, O.; Talon, B.; Poussot-Vassal, C.; Dugard, L. 2008. Performance analysis and simulation of a new industrial semi-active damper, *Proceedings of the 17th World Congress The International Federation of Automatic Control*: 4671–4676. DOI:10.3182/20080706-5-KR-1001.2403

Barbosa, R. S. 2011. Vehicle dynamic response due to pavement roughness, *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering* 33(3): 302–307.

Bogdevičius, M. 2012. *Transporto priemonių dinamika. Mokomoji knyga*. Vilnius: Technika. 206 p.

Bogdevičius, M.; Junevičius, R.; Vansauskas, V. 2012. *Transporto priemonių dinamika. Metodiniai praktinių užsiėmimų nurodymai*. Vilnius: Technika. 90 p.

Bogdevičius, M.; Prentkovskis, O.; Junevičius, R.; Skrickij, V.; Šukevičius, Š. 2016. Behavior and optimization of pneumatic damping system, *Iranian journal of science and technology, transactions of mechanical engineering* 40(2): 105–112.

Bottega, W. J. 2006. *Engineering vibrations*. CRC / Taylor & Francis. 726 p.

Bouzouraa, M. E.; Kellner, M.; Hofmann, U.; Lutz, R. 2014. Laser scanner based road surface estimation for automotive applications, *IEEE SENSORS 2014 Proceedings*, Valencia: 2034–2037. <http://dx.doi.org/10.1109/ICSENS.2014.6985434>

Çalışkan, K.; Henze, R.; Küçükay, F. 2016. Potential of Road Preview for Suspension Control under Transient Road Inputs, *International Federation of Automatic Control* 49(3): 117–122. DOI: 10.1016/j.ifacol.2016.07.020

Canale, M.; Milanese, M.; Novara, C. 2006. Semi-Active Suspension Control Using “Fast” Model-Predictive Techniques, *IEEE Transactions on Control Systems Technology* 14(6): 1034–1046.

Carter, A. K. 1998. *Transient Motion Control of Passive and Semi-active Damping for Vehicle Suspensions*, Master’s Thesis, Virginia Polytechnic Institute and State University, 106 p.

Celko, J.; Decky M.; Kovas M. 2009. An analysis of vehicle – road surface interaction for classification of IRI in the of Slovak PMS, *Maintenance and Reliability* 1: 15–21.

Chen, W.; Xiao, H.; Wang, Q.; Zhao, L.; Zhu, M. 2016. *Integrated vehicle dynamics and control*. Wiley, 359 p.

Choi, S. B.; Han, Y. M. 2013. *Magnetorheological fluid technology: applications in vehicle systems*. CRC Press, 322 p.

Choi, S. B.; Suh, M. S.; Park, D. W.; Shin, M. J. 2001. Neuro-Fuzzy Control of a Tracked Vehicle Featuring Semi-Active Electro-Rheological Suspension Units, *Vehicle System Dynamics* 35(3): 141–162.

Crosby, M. J.; Karnopp, D. C. 1973. The active damper – a new concept for shock and vibration control, *Shock Vib Bull* 43: 119–133.

Dąbrowski, K.; Ślaski, G. 2016. Method and algorithm of automatic estimation of road surface type for variable damping control, *Scientific Conference on Automotive Vehicles and Combustion Engine*: 1–10. <http://dx.doi.org/10.1088/1757-899X/148/1/012028>

Donahue, M. D.; Hedrick, J. K. 2003. Implementation of an Active Suspension, Preview Controller for Improved Ride Comfort, *Nonlinear and Hybrid Systems in Automotive Control*, 1–23.

Dutta, D. 2017. Semi-active suspension system of car model design: a comparative study, *Australian Journal of Mechanical Engineering*, DOI: 10.1080/14484846.2017.1372029

Emam, A. S.; Ghany, M. 2012. Enhancement of Ride Quality of Quarter Vehicle Model by Using Mixed H_2/H_∞ with Pole-Placement, *Engineering* 4: 126–132. <http://dx.doi.org/10.4236/eng.2012.42016>

Fateh, M. M.; Alavi, S. S. 2009. Impedance control of an active suspension system, *Mechatronics*, Vol. 19(1). 134–140. <http://dx.doi.org/10.1016/j.mechatronics.2008.05.005>

Fialho, I.; Balas, G. J. 2002. Road Adaptive Active Suspension Design Using Linear Parameter-Varying Gain-Scheduling, *IEEE Transactions on Control Systems Technology* 10(1): 43–54.

Fischer, D.; Isermann, R. 2003. Mechatronic semi-active and active vehicle suspensions, *Control Engineering Practice* 12: 1353–1367. <https://doi.org/10.1016/j.conengprac.2003.08.003>

Fleming, B. 2014. An Overview of Advances in Automotive Electronics, *Vehicular Technology Magazine IEEE*, Vol. 9. 4–9. <http://dx.doi.org/10.1109/MVT.2013.2295285>

Flores, L.; Drivet, A.; Ramirez-Mendoza, R.; Senname, O.; Poussot-Vassal, C.; Dugard, L. 2006. Hybrid optimal control for semi-active suspension systems, *In Proceedings of the 10th Mini Conference on Vehicle System Dynamics, Identification and Anomalies*, Budapest, Hungary.

Göhrle, C.; Schindler, A.; Wagner, A.; Sawodny, O. 2015. Road Profile Estimation and Preview Control For Low-Bandwidth Active Suspension Systems, *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics* 20(5): 2299–2310.

Guglielmino, E.; Sireteanu, T.; Stammers, C. W.; Ghita, G. Giuclea, M. 2008. Semi-active Suspension Control, *Springer-Verlag London Limited*: 302 p. <http://dx.doi.org/10.1007/978-1-84800-231-9>

Hac, A.; Youn, I. 1992. Optimal semi-active suspension with preview based on quarter car model, *Journal of Vibration and Acoustic*, 114: 85–92.

Harris, N. K.; Gonzalez, A.; O'Brien, E. J.; McGetrick, P. 2010. Characterisation of pavement profile heights using accelerometer readings and a combinatorial optimisation technique, *Journal of Sound and Vibration* 329: 497–508.

<http://dx.doi.org/10.1016/j.jsv.2009.09.035>

Hong, K. S.; Sohn, H. C.; Hendrick, J. K. 2002. Modified Skyhook Control of Semi-Active Suspensions: A New Model, Gain Scheduling, and Hardware-in-the-Loop Tuning, *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control* 124(1): 158–167. <http://dx.doi.org/10.1115/1.1434265>

Huisman, R. G. M.; Veldpaus, F. E.; van Heck, J. G. A. M.; Kok, J. J. 1993. Preview Estimation and Control for (Semi-) Active Suspensions, *Vehicle System Dynamics*, 22: 335–346. DOI: 10.1080/00423119308969035

Yao, J.; Zheng, J. 2006. Semi-active Suspension System Design for Quarter-car Model using Model Reference Sliding Mode Control, *IEEE International Conference on Vehicular Electronics and Safety*. 398–402. <http://dx.doi.org/10.1109/ICVES.2006.371623>

Ihsan, S. I.; Ahmadian, M.; Faris, W. F.; Blancard, E. D. 2009. Ride performance analysis of half-car model for semi-active system using RMS as performance criteria, *Shock and Vibration* 16: 593–605. DOI 10.3233/SAV-2009-0491

Ingress Protection (IP) and what it means [interaktyvus]. 2019. [žiūrėta 2019-01-29]. Prieiga per internetą: <<http://www.dsmt.com/resources/ip-rating-chart/>>.

Yinlong, H.; Michael, Z. Q. C.; Yonghui, S. 2017. Comfort-oriented vehicle suspension design with skyhook inerter configuration, *Journal of Sound and Vibration* 405: 34–47.

ISO 8608:1995. Mechanical vibration – Road surface profiles – Reporting of measured data.

Yuan, Z.; Zhang, X.; Liu, S.; Han, X.; Du, Y. 2015. Laser Line Recognition for Autonomous Road Roughness Measurement, *The 5th Annual IEEE International conference on Cyber Technology in Automation, Control and Intelligent Systems*: 436–440. <http://dx.doi.org/10.1109/CYBER.2015.7287977>

Karnopp, D. C.; Crosby, M. J.; Harwood, R. A. 1974. Vibration control using semi-active force generators, *J Eng Ind* 97: 619–626.

Kashem, S. B. A.; Chowdhury, M. A.; Choudhury, T. A.; Ektesabi, M.; Nagarajah, R. 2015. Study and Review on Vehicle Suspension Control Theories and Introduction of Novel Adaptive Skyhook Control System, *Australian Journal of Basic and Applied Sciences*, 9(30): 1–12.

Kashem, S. B. A.; Chowdhury, M. A.; Choudhury, T. A.; Ektesabi, M.; Nagarajah, R. 2015. Study and Review on Vehicle Suspension Control Theories and Introduction of Novel Adaptive Skyhook Control System, *Australian Journal of Basic and Applied Sciences*, 9(30): 1–12.

Khot, S. M.; Patil, S.; Bhaye, N. A. 2017. Simulation study of MR Damper for Bump Road Profile, *International Conference on Nascent Technologies in the Engineering Field*.

Kilic, F.; Hilsmann, J. 2016. Application and Improvement of the TRRL (Transport and Road Research Laboratory) High-Speed Laser Profilometer Algorithm with Sensor Fusion, *IFAC (International Federation of Automatic Control) PapersOnLine* 49(15): 260–265. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ifacol.2016.07.761>

Kistler Group, 2012. Kistler HF Sensor Instruction Manual. Switzerland.

Kitching, K. J.; Cebon, D.; Cole, D. J. 1999. An Experimental Investigation of Preview Control, *Vehicle System Dynamics* 32(6): 459–478. <http://dx.doi.org/10.1076/vesd.32.6.459.4226>

Koulocheris, D.; Papaioannou, G.; Chrysos, E. 2017. A comparison of optimal semi-active suspension systems regarding vehicle ride comfort, *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering* 252. DOI: 10.1088/1757-899X/252/1/012022

Krauze, P.; Kasprzyk, J. 2016a. Comparison of linear and nonlinear feedback control for a half-car model with MR dampers, *21st International Conference and Models in Automation and Robotics (MMAR)*, 965–970. <http://dx.doi.org/10.1109/MMAR.2016.7575268>

Krauze, P.; Kasprzyk, J. 2016b. Mixed Skyhook and FxLMS control of a half-car model with magnetorheological dampers, *Advances in Acoustics and Vibration*. DOI: <http://dx.doi.org/10.1155/2016/7428616>

Levulytė, L.; Žuraulis, V.; Sokolovskij, E. 2014. The research of dynamic characteristics of a vehicle driving over road roughness, *Eksploatacjai Niezawodnosc – Maintenance and Reliability* 16 (4): 518–525

Li, G.; Chen, N. 2018. Study on nonlinear dynamic characteristics of wheel shimmy of 4WID electric vehicle with nonlinear damping and stiffness, *2018 Chinese Control And Decision Conference (CCDC)*: 1692–1697. DOI: 10.1109/CCDC.2018.8407400

Liu, H.; Gao, H.; Li, P. 2014. Handbook of vehicle suspension control systems. London: The Institution of Engineering and Technology. 408 p.

Liu, Y.; Waters, T. P.; Brennan, M. J. 2005. A comparison of semi-active damping control strategies for vibration isolation of harmonic disturbances, *Journal of Sound and Vibration* 280: 21–39. <http://dx.doi.org/10.1016/j.jsv.2003.11.048>

Ma, B.; Yang, D.; Gong, D.; Wei, Z. 2017. Lugre model for a magneto-rheological (MR) fluid damper, *2017 International Conference on Advanced Mechatronic Systems (ICA-MechS)*: 1–4. DOI: 10.1109/ICAMechS.2017.8316476

Martinez-Arroyo, M.; Enrique Sucar, L. 2006. Learning an Optimal Naive Bayes Classifier, *The 18th International Conference on Pattern Recognition*. <http://dx.doi.org/10.1109/ICPR.2006.748>

- Marzbanrad, J.; Poozesh, P.; Damroodi, M. 2013. Improving vehicle ride comfort using an active and semi-active controller in a half-car model, *Journal of Vibration and Control* 1–21. <http://dx.doi.org/10.1177/1077546312441814>
- Morselli, R.; Zanasi, R. 2008. Control of a port hamiltonian systems by dissipative devices and its application to improve the semi-active suspension behaviour, *Mechatronics*, 18(7): 364–369. DOI: 10.1016/j.mechatronics.2008.05.008
- Mostaani, S.; Singh, D.; Firouzbakhsh, K.; Ahmadian, M. T. 2011. Optimization of a passive vehicle suspension system for ride comfort enhancement with different speeds based on DOE method, *Proc. of Int. Colloquiums on Computer Electronics Electrical Mechanical and Civil*: 149–154. <http://dx.doi.org/02.CEMC.2011.01>
- Mulla, A. A.; Unaune, D. R. 2013. Active suspensions future trend of automotive suspensions, *International Conference on Emerging Trends in Technology & Its Applications*.
- O'Brien, E. J.; McGetrick, P.; Gonzalez, A. 2010. Identification of Road Irregularities via Vehicle Accelerations, *Transport Research Arena Europe 2010*.
- Pakalnis, A.; Dimaitis, M. 2001. *Kelio dangos lygumo vertinimas Lietuvoje. Lietuvos keliai*. Lietuvos automobilių kelių direkcija prie Susisiekimo ministerijos. Vilnius. 52–56 p.
- Patel, M.; Gundaliya, P. J. 2017. A study on speed breakers, *International Journal of Advance Engineering and Research Development* 4 (3): 368–372.
- Paukštė, J. 2015. *Strateginio planavimo ir vystymo modelio analizė, vertinimas ir taikymas Šiaulių regiono magistralinių kelių tinklo valdymui*. Vilnius. 77 p.
- Pei, Q.; Na, J.; Huang, Y.; Gao, G.; Wu, X. 2016. Adaptive Estimation and Control of MR damper for Semi-Active Suspension Systems, *35th Chinese Control Conference*, 3111–3116. <http://dx.doi.org/10.1109/ChiCC.2016.7553836>
- Pepe, G.; Carcaterra, A. 2016. VFC – Variational Feedback Controller and its application to semi-active suspensions, *Mechanical Systems and Signal Processing* 76–77: 72–92. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ymssp.2016.01.002>
- Phalke, T. P.; Mitra, A. C. 2016. Comparison of passive and semi-active suspension system by MATLAB SIMULINK for different road profiles, *IOSR Journal of Mechanical & Civil Engineering*: 38–43.
- Pikosz, H.; Ślaski, G. 2010. Charakterystyki elementów sprężystych i tłumiących zawieszenia samochodu osobowego oraz zastępcze charakterystyki ich modeli, *Logistyka, systemy transportowe, bezpieczeństwo w transporcie – LOGITRANS*. 1–10.
- Ploechl, M.; Mastinu, G. 2014. *Road and off-Road Vehicle System dynamics Handbook*. CRC Press, Taylor & Francis Group: 1382–1397.
- Polyuga, R. V.; Schaft, A. 2010. Structure preserving model reduction of port – Hamiltonian systems by moment matching at infinity, *Automatica* 46: 665–672. DOI: 10.1016/j.automatica.2010.01.018
- Prashant, R. P.; Arun, T. M.; Saraf, M. R. 2018. IRI (International Roughness Index): An Indicator Of Vehicle Response, *Materials Today: Proceedings* 5(5): 11738–11750.

- Rao, T. R. M.; Rao, G. V.; Rao, S.; Purushottam, A. 2010. Analysis of Passive and Semi Active Controlled Suspension Systems for Ride Comfort in an Omnibus Passing over a Speed Bump, *International Journal of Research & Reviews in Applied Sciences* 5(1): 7–17.
- Sayers, M. W.; Karamihas, S. M. 1996. *Interpretation of road roughness profile data. Final Report SPR-2*. Federal Highway Administration: 159 p
- Sayers, M. W.; Karamihas, S. M. 1998. *The Little Book of Profiling. Basic Information about Measuring and Interpreting Road Profiles*. Michigan: 100 p.
- Sammier, D.; Sename, O.; Dugard, L. 2003. Skyhook and H8 Control of Semi-active Suspensions: Some Practical Aspects, *Vehicle System Dynamics* 39(4): 279–308.
- Sande, T. P. J.; Besselink, I. J. M.; Nijmeijer, H. 2016. Rule-based control of a semi-active suspension for minimal sprung mass acceleration: design and measurement, *Vehicle System Dynamics* 54(3): 281–300. DOI: 10.1080/00423114.2015.1135970
- Savaresi, S. M.; Poussot-Vassal, C.; Spelta, C.; Sename, O.; Dugard, L. 2010. *Semi-Active Suspension Control Design for Vehicles*. Boston: Butterworth-Heinemann/Elsevier. 206 p.
- Savaresi, S. M.; Spelta, C. 2009. A single-sensor control strategy for semi-active suspensions, *IEEE Transactions on control systems technology* 17(1): 143–152.
- Savaresi, S.; Bittanti, S.; Montiglio, M. 2005. Identification of semi-physical and black-box non-linear models: the case of MR-dampers for vehicles control, *Automatica* 41: 113–117.
- Savaresi, S.; Silani, E.; Bittanti, S. 2004. Semi-active suspensions: an optimal control strategy for a quarter-car model, *In Proceedings of the 1st IFAC Symposium on Advances in Automotive Control (AAC)*: 572–577.
- Schindler, A. 2009. Neue Konzeption und erstmalige Realisierung eines aktiven Fahrwerks mit Preview-Strategie, *ser. Schriftenreihe des Instituts für Angewandte Informatik, Automatisierungstechnik am Karlsruher Institut für Technologie*. Karlsruhe: KIT Scientific Publ.
- Shamsi, A.; Choupani, N. 2008. Continuous and Discontinuous Shock Absorber Control through Skyhook Strategy in Semi-Active Suspension System (4DOF Model), *Mechanical and Mechatronics Engineering* 2(5): 697–701.
- Sivilevičius, H.; Bražiūnas, J.; Prentkovskis, O. 2017. Technologies and principles of hot recycling and investigation of preheated reclaimed asphalt pavement batching process in an asphalt mixing plant, *Applied sciences. Basel: MDPI AG* 7(11): 1–20.
- Sivilevičius, H.; Vansauskas, V. 2013. Research and evaluation of ruts in the asphalt pavement on Lithuanian highways, *Journal of civil engineering and management* 19(5): 609–621.
- Skačkauskas, P.; Žuraulis, V. 2015. Research of characteristics of sports cars' shock absorbers, *Transport Means 2015: proceedings of the 19th international conference*: 231–235.

- Skačkauskas, P.; Žuraulis, V.; Vadluga, V.; Nagurnas, S. 2017. Development and verification of a shock absorber and its shim valve model based on the force method principles, *Eksploatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability* 19(1): 126–133.
- Skrickij, V.; Savitski, D.; Ivanov, V.; Skačkauskas, P. 2018. Investigation of cavitation process in monotube shock absorber, *International journal of automotive technology. Basel* 19(5): 801–810.
- Ślaski, G. 2010. Damping parameters of suspension of a passenger vehicle equipped with semi-active dampers with a by-pass valve, *Transport Problems* 4(1): 87–94.
- Ślaski, G. 2011. The influence of adaptive damping level on vehicle vibration comfort–passenger car experimental tests results, *The 7th International Conference “Transbaltica 2011”*: 200–205.
- Sohn, H.; Hong, K.; Hedrick, J. 2000. Semi-active control of the Macpherson suspension system: Hardware-in-the-loop simulations, *International Conference on Control Applications*: 982–987.
- Souza, R. O.; Neto, S. D.; Farias, M. M. 2006. Improving Pavements With Long-Term Pavement Performance: Products for Today and Tomorrow, *Papers From the 2003–2004 International Contest on Long-Term Pavement Performance Data Analysis*: 5–6.
- Sugai, H.; Buma, S.; Kanda, R.; Yoshioka, K.; Hasegawa, M. 2012. Preview Ride Comfort Control for Electric Active Suspension, *Proceedings of the FISITA 2012 World Automotive Congress, Lecture Notes in Electrical Engineering* 198: 147–161.
- Suzuki, T.; Takahashi, M. 2012. Semi-Active Suspension Control Considering Lateral Vehicle Dynamics Due to Road Input, *New Advances in Vehicular Technology and Automotive Engineering*, 359–376. <http://dx.doi.org/10.5772/45789>
- Takaba, K. 2003. A Tutorial on Preview Control Systems, *SICE Annual Conference in Fukui*: 1388–1393.
- Tawwab, A. 2013. Theoretical and experimental fuzzy control on vehicle pneumatic semi-active suspension system, *Journal of American Science*, 9(1): 498–507.
- Tudón–Martínez, J. C.; Fergani, S.; Sename, O.; Morales–Menendez, R.; Dugard, L. 2014. Online Road Profile Estimation in Automotive Vehicles, *2014 European Control Conference (ECC)*: 2370–2375.
- Valasek, M.; Kortum, W. 2002. *The Mechanical Systems Design Handbook: Modeling, Measurement and Control*. CRC Press LLC.
- Verlag, C. H. 2014. Fahrkomfort der extraklasse, *Hanser Automotive Vol. 11*. 46–47.
- Wang, H. P.; Ghazally, I. Y. M.; Tian, Y. 2018. Model-free fractional-order sliding mode control for an active vehicle suspension system, *Advances in Engineering Software* 115: 452–461. <https://doi.org/10.1016/j.advengsoft.2017.11.001>
- Więckowski, D.; Dąbrowski, K.; Ślaski, G. 2018. Adjustable shock absorber characteristics testing and modelling, *In IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering* 421: 1–10. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/421/2/022039>

- Williams, R. A. 1994. Electronically controlled automotive suspensions, *Computing & Control Engineering Journal*, 143–148.
- Wang, W.; Hou, Z. 2019. Physical Parametric Model of an Automotive Electrohydraulic Semiactive Damper, *IEEE Transactions on Vehicular Technology*: 1–10. <https://doi.org/10.1109/TVT.2019.2907523>
- Wong, J. Y. 2008. *Theory of Ground Vehicles*. John Wiley & Sons, 560 p.
- ZF Friedrichshafen AG. 2011. *CDC – Continuous Damping Control For greater safety and comfort* [online]. Prieiga per internetą: <<http://www.zf.com>>. [cituota 2016 m. vasario 2 d.].
- Zhu, Q.; Ayalew, B. 2014. Predictive Roll, Handling and Ride Control of Vehicles via Active Suspensions, *American Control Conference*, 2102–2107. <http://dx.doi.org/10.1109/ACC.2014.6859037>
- Žuraulis, V.; Levulytė, L. 2014. The influence of comfort and sport driving modes of modern vehicles on the vibration of sprung and unsprung masses, *Transport Means 2014: proceedings of the 18th international conference*: 15-19.
- Žuraulis, V., Levulytė, L., Sokolovskij, E. 2014. The impact of road roughness on the duration of contact between a vehicle wheel and road surface, *Transport* 29(4): 431–439. <http://dx.doi.org/10.3846/16484142.2014.984330>
- Žuraulis, V.; Sokolovskij, E. 2018. Vehicle velocity relation to slipping trajectory change: an option for traffic accident reconstruction, *Promet – Traffic & Transportation* 30(4): 395–406. <https://doi.org/10.7307/ptt.v30i4.2720>

Autoriaus mokslinių publikacijų disertacijos tema sąrašas

Straipsniai recenzuojamuose mokslo žurnaluose

Surblys, V.; Žuraulis, V.; Sokolovskij, E. 2017. Estimation of road roughness from data of on-vehicle mounted sensors, *Eksploatacija i Niezawodnosc – Maintenance and Reliability* 19(3): 369–374. ISSN 1507-2711. DOI: 10.17531/ein.2017.3.7 (Clarivate Analytics Web of Science, Impact Factor 1,383).

Žuraulis, V.; Surblys, V.; Šabanovič, E. 2019. Technological measures of forefront road identification for vehicle comfort and safety improvement, *Transport* 34(3): 363–372. ISSN 1648-4142, eISSN 1648-3480. DOI: 10.3846/transport.2019.10372 (Clarivate Analytics Web of Science, Impact Factor 1,267).

Surblys, V.; Žuraulis, V.; Sokolovskij, E. 2019. The influence of semi-active suspension adjustment on vehicle body pitch oscillations, *Transport and Telecommunication* 20(2): 107–113. ISSN 1407-6160, eISSN 1407-6179. DOI 10.2478/ttj-2019-0009 (Clarivate Analytics Web of Science).

Surblys, V.; Ślaski, G.; Pikosz, H. 2018. The usage of a laser height sensor for estimating road unevenness profile, *The archives of automotive engineering = Archiwum motoryzacji* 79(1): 95–106. ISSN 1234-754X.

Surblys, V.; Sokolovskij, E. 2018. Lengvųjų automobilių pasyvių ir pusiau aktyvių pakabų tyrimas, *Mokslas – Lietuvos ateitis: Transporto inžinerija ir vadyba* 10: 1–5. ISSN 2029-2341, eISSN 2029-2252. DOI: 10.3846/mla.2018.6050.

Janhar, U.; Navikas, D.; Surblys, V. 2018. Comparative analysis of semi-active suspension control, *Inžinerinės ir edukacinės technologijos = Engineering and educational technologies* 10(2): 93–99. ISSN 2029-9303.

Mužar, M.; Surblys, V.; Navikas, D. 2018. A comparison of passive and semi-active mathematical car models, *Inžinerinės ir edukacinės technologijos = Engineering and educational technologies* 10(2): 131–136. ISSN 2029-9303.

Straipsniai kituose leidiniuose

Levulytė, L.; Žuraulis, V.; Surblys, V. 2016. The influence of suspension regulation modes to body pitch angle of braked vehicle, *12 Tarptautinė mokslinė praktinė konferencija, 2016 m. rugsėjo 29–30 d. Varšuvos universitetas*: 534–546, ISBN 9789986555438.

Summary in English

Introduction

Formulation of the problem

New vehicle manufacturing technologies enable to improve the traffic safety and the comfort for a driver and passengers. An important factor is a contact of the tyre with the road surface on movement of the vehicle on different pavements and road irregularities of various shapes. It is influenced by the tyres, the stiffness and damping elements of the suspension system, the structure and many other components.

Manufacturers of vehicles and scientists widely pay a particular attention to an analysis of the dynamic processes in the suspension as well as to its structural improvement. Passive suspensions are replaced with semi-active or active suspensions. Supplemental appliances for improving an operation of the suspension are used as well. New control algorithms for improving operation of elements of the suspension are being created.

Vehicle manufacturers frequently apply the semi-active suspension control algorithm “Skyhook” that ensures more safe and comfortable movement of the vehicle, as compared to a vehicle with a passive suspension. The key imperfection of the “Skyhook” principle of control: the characteristics of the suspension are altered when the wheel just comes down on a road irregularity, so it would be purposeful to change the dampness of the shock absorbers before the wheel enters in contact with the road irregularity. For this purpose, additional sensors for identifying the height of road irregularities shall be used. They can be laser distance sensors. The sensor may be fixed on sprung and unsprung masses. However, while measuring the distance from the sprung mass of the vehicle to

the road surface, one is confronted with certain difficulties. The body of a vehicle vibrates on its acceleration, braking and manoeuvring. In addition, the signal is distorted when the wheels of the vehicle come down on a road irregularity. So, prior to using a signal from the laser sensor, it should be corrected first of all. The other very important stage is application of the signal for improving an operation of the electronically controllable suspension. To improve control and operation of the suspension, a special algorithm for assessing future irregularities of the road and an instantaneous position of the vehicle should be created.

Relevance of the thesis

An improvement of operation of an electronically controllable suspension is closely related to road traffic safety. Introduction of new technologies in new models of vehicles enables to improve their safety and their comfortability for the driver and the passengers. An identification of the road surface status before the vehicle comes down on a road irregularity enables to prepare electronically controllable damping elements in accordance with the future conditions. In such a way, road irregularities with less intensive vertical vibrations of sprung mass are moved beyond and cohesion of the wheel with the road surface is maintained. In addition, the accumulated knowledge of the suspension's operation upon the real conditions enables to forecast the vibrations of sprung and unsprung masses while moving on a certain pavement.

Identification of a road irregularity on movement of the vehicle enables collecting the data on the conditions of the roads; if the said data are transferred to other vehicles or elements of the infrastructure, they shall affect their performance as well. The road information can be transmitted to the road supervision enterprises and the latter shall improve the condition of the roads.

The object of the research

The object of the research includes a car with road surface identification function and semi-active suspension dynamic parameters of such a car moving on rough road pavement.

The aim of the thesis

After the investigation of the semi-active suspension, to create an algorithm that enables identifying road irregularities, reducing the vertical oscillations of the car caused by them.

The tasks of the thesis

For an implementation of the aim of the thesis, the following tasks were set:

1. To analyse the control methods for semi-active shock absorbers and the ways for road irregularities identification.
2. To improve the mathematical longitudinal half-car model as follows: to introduce the road irregularities identification in the model with nonlinear characteristics of stiffness and damping elements and a delay of shock absorbers.
3. To create a compensation algorithm for road surface irregularities identification on a movement with a constant velocity.

4. Upon applying the obtained information on road irregularities and the improved system control algorithms, to reduce vertical oscillations of the car (improvement of control of the semi-active suspension of the car).

5. To choose an appropriate position for mounting a laser distance sensor on the sprung mass of the car that is fit for the road profile identification when the wheel comes down on the road irregularity.

6. To experimentally investigate and compare the dynamic parameters of a moving car with a known and improved semi-active suspension control algorithm.

The research methodology

In the thesis, theoretical and experimental research methods are applied:

In the theoretical part, methods of mathematical modelling were applied. Software package Matlab/Simulink was used to calculate dynamic parameters of the moving car; an analysis of the results was carried out upon applying other Matlab complements, such as Curve Fitting and Signal Analysis.

The experimental tests were carried out for three vehicles. For fixing the dynamic parameters, the equipment from Corrsys-Datron, Kistler, dSpace and other manufacturers was used. The tests were fixed by camera Garmin VIRB with slow operation function.

Scientific novelty of the thesis

On preparation of the thesis, the following results innovative for transport engineering were obtained:

1. The mathematical half-car model with a supplemental laser distance sensor had been improved. The model was validated by the relevant experimental tests. The damping and stiffness elements were described by nonlinear functions; the additionally introduced delay of the damping elements affected the dynamics of the sprung mass.

2. The created compensatory algorithm enables to eliminate mathematically the vibrations of the sprung mass appearing on acceleration or braking of the car or when it comes down on the road irregularities. So, the height and the shape of such irregularities can be measured.

3. The appropriate position for fixing a laser distance sensor on the sprung mass of the car had been established.

4. Semi-active suspension, with improved algorithms and road irregularities identification, reduces vehicle vertical vibrations that depend on the road surface.

Practical value of the research findings

The obtained results of the research enable to extend the knowledge of the vehicle movement dynamics on alteration of the damping forces of the shock absorbers.

The improved half-car mathematical model with a fixed supplemental laser distance sensor can be used for tests of a car suspension systems.

The chosen best version of the improved semi-active suspension control algorithms can be introduced in designing of a car with a semi-active suspension and a road unevenness identification system.

Measurement of the road surface and processing of the results by a vibration compensatory model enable using the results for an improved control of the semi-active suspension. In addition, the data on the road surface condition in the real time can be used in operation of safety systems of other vehicles or transmitted to innovative road infrastructure systems or enterprises involved in road supervision.

Defended statements

1. In order to obtain the road surface unevenness data of the highest possible accuracy, it is necessary to compensate the vibrations and the vertical displacements of the vehicle related to traffic of vehicles the results provided by the laser distance sensor fixed on the body of a car.

2. Upon applying the half-car mathematical model with a supplemental laser distance sensor, it is possible to establish the height and the shale of the road irregularity and to assess the position of the car in the real time.

3. The data on the road surface before the wheel comes down on the road irregularities can be used for improving a control algorithm usable for electronically controllable shock absorbers.

4. On applying mathematical modelling for analysis the suspension systems of a car, the damping and stiffness elements shall be described by nonlinear functions and a delay of shock absorbers of mechanical and electrical systems shall be introduced.

Approval of the research findings

Eight scientific papers were published on the subject of the thesis: three of them appeared in scientific journals included in Clarivate Analytics Web of Science database (Surblys *et al.* 2019, Žuraulis *et al.* 2019, Surblys *et al.* 2017); four – in other publications of international databases (Surblys *et al.* 2018; Surblys, Sokolovskij 2018; Mužar *et al.* 2018; Janhar *et al.* 2018); and one – in the reviewed materials of the international conference (Levulytė *et al.* 2016).

The described results of the research in the thesis were presented at four scientific conferences held in Lithuania and abroad:

- the 12th international scientific practical conference “Criminalistics and forensic expertology: science, studies, practice” in Warsaw (Poland), 2016;
- the 13th safety conference “XIII Międzynarodową konferencję hamulcową i bezpieczeństwa” in Lodz (Poland), 2017;
- the 21st conference of young scientists “Science – the future of Lithuania. Transport engineering and management” in Vilnius, 2018;
- the international conference “Vision Zero for Sustainable Road Safety in Baltic Sea Region” in Vilnius, 2018.

The structure of the dissertation

The thesis consists of the introduction, three chapters and general conclusions. In addition, five annexes are enclosed.

The thesis includes 129 pages, excluding annexes, 59 numbered formulas, 66 figures and 11 tables. In course of preparation of the thesis, 113 literature references were used.

1. Review of a car with semi-active suspension controls

The suspension of the vehicle shall: withstand the total static weight of the vehicle; ensure the best possible cohesion between the tyre and the road surface; ensure sufficient steering; reduce the body tilting; ensure comfortability for the passengers and good controllability of the vehicle (Rajamani 2006, Wong 2001).

A classic suspension of a vehicle usually includes three elements (Savaresi *et al.* 2010):

- a stiffness element – most frequently, it is a cylindrical spring that opposes to elongation and compression of the suspension. This element is affected by the total static load.
- a damping element – most frequently, it is a hydraulic shock absorber that damps vibrations of the sprung mass (Skačkauskas *et al.* 2017).
- mechanical elements that connect unsprung elements of the suspension with the sprung element (the body of the vehicle).

In a classic suspension, passive damping elements are used. A passive suspension is not able to alter the damping and stiffness forces when the vehicle is moving, because no supplemental energy source is used for the damping elements. The structure of a suspension of this type is simple (Skrickij *et al.* 2018). The costs of its production are lower as compared to a semi-active or an active suspension. Such a suspension is usually used in cars. Because a passive suspension is not able to alter the damping and stiffness forces, it can ensure the set working conditions at the foreseen damping (Skačkauskas, Žuraulis 2015).

In the shock absorbers of a semi-active suspension, the force can be changed in two ways: by increasing or decreasing the cross-section of the hole in the shock absorber; or; by changing the viscosity of the liquid (Wong 2008). In a semi-active suspension, two acceleration sensors are used: the first sensor is fixed to the unsprung mass (usually to a hub of a wheel or to the shock absorber) and the second sensor – in the sprung mass, i.e. in the body of the vehicle. Usually, individual acceleration sensors are used for each wheel of the vehicle; however, the only acceleration sensor of the body sometimes is used for two rear wheels (ZF Friedrichshafen AG. 2011). In addition, a system with a single acceleration sensor is discussed upon as well (Savaresi, Spelta 2009). The control block processes the data according to the obtained parameters and sends a signal to the shock absorber.

In literature, the principle of suspension control with identification of the road irregularities before the vehicle comes down on the road surface is often referred to as “Preview Control” (Dąbrowski, Ślaski 2016; Kitching *et al.* 1999). For applying the said principle, lasers, cameras and ultrasonic sensors are used. Most frequently, this principle is applied for an active suspension upon striving to improve the comfortability of travelling (Valasek, Kortum 2002). Göhrle *et al.* (2015) used a laser sensor fixed to the windscreen for measuring the road irregularities before the vehicle comes down on the road surface under the measuring. The obtained signal was used for improving the operation of shock absorbers of the active suspension. The authors confronted problems related to identification of vibrations of the sprung mass of the vehicle. While moving on road irregularities, the body of the vehicle vibrated together with the sensor fixed to the windscreen. Another problem

is filtering of signals obtained from the acceleration sensors and the gyroscope. The measured signals were highly noisy.

The other system (Fialho, Balas 2002) enables to change the operation of the active suspension thus improving the comfortability of travel, if the road irregularities are known. Control of the suspension is accomplished on two levels: by choosing characteristics of the the suspension when the damping force is minimum and when it is maximum.

Upon the real conditions, all mechanical systems are damped (Bogdevičius *et al.* 2012; Žuraulis; Levulytė 2014). The shock absorbers used in the suspension of the vehicle are chosen upon taking into account the type of the vehicle and its weight; they are designed with a natural (dynamically changing) value of dampness (Bogdevičius *et al.* 2016). According to the frequency, vibrations are divided into three groups (Chen *et al.* 2016):

- very low frequency – from 0 to 15 Hz;
- low frequency – from 15 Hz to 150 Hz;
- high frequency – over 150 Hz.

Vibrations of certain frequencies are dangerous for a human. Particularly dangerous are vibrations of frequencies close to the natural frequency of the vibrations of parts of a human body. Upon striving to improve the travel comfortability for drivers and passengers, the frequency of vibrations in vehicles is low and conforms to the very low frequency group. According to ISO 2631 standard, the frequencies of vibrations in vehicle may be divided into four groups (Ślaski 2011):

- the peak resonant frequency of the body – from 1 to 2 Hz;
- the peak resonant frequency of the body and the wheels – from 5 to 6 Hz;
- the peak resonant frequency of the wheels – about 10 Hz;
- a frequency above the peak resonant frequency of the wheels – about 16 Hz.

An evenness of pavement is one of the key indicators of the road quality (Sivilevičius *et al.* 2017) that affects the traffic safety and the driving comfort. In addition, road irregularities affect the interaction between the tyre and the wheel (Celko *et al.* 2009). A road irregularity is a sum of deflections from the ideal longitudinal profile expressed in metres per kilometre. An evenness of pavement directly depends on the number and the size of the pavement defects (such as pits, patches, transversal, longitudinal and net cracks waves and so on) (Paukštė 2015).

For assessing the evenness of a road, the International Roughness Index (IRI) (Sivilevičius, Vansauskas 2013; Prashant *et al.* 2018; ISO 8608; ASTM E1926-08 2015) is used. IRI assesses the size of road irregularities and their number per unit of the length of the road.

2. Numerical analysis of dynamic properties of a car with semi-active suspension and road irregularities identification system

For the theoretical research, the half-car mathematical model was used (Savaresi *et al.* 2010). The author supplemented the model in order to apply it for analyzing the problem under discussion: in the distance l_l , a laser distance sensor was fixed. The laser sensor was directed towards the road surface in the angle of 90° . The data used in the mathematical

model conform to the parameters of vehicle Opel Astra that was used for the experimental tests from time to time. The data on the vehicle were taken from software PC Crash 8.1 usable for investigation of traffic events. In this model, the sensor is fixed in 1 metre distance ahead the front axle. The said distance was chosen because of a typical structure of the car when the front axle is 0.7–1.1 m long. The front axle of vehicles used for the experimental tests was 0.7–0.96 m long. Using the assembling elements, the laser sensor was fixed in the distance of 1 metre from the front axle. The position of the laser sensor was perpendicular to the road surface when the vehicle does not move.

In literature, the stiffness and damping coefficients of a suspension for models of such a type are usually described by a linear function; however, upon striving for higher accuracy, these elements are described herein by nonlinear functions.

The semi-active shock absorbers used in the vehicles operate with a delay that is divided into two key groups:

- a delay of the strength of transmitted current from the control module to the valve of the shock absorbers and its activation;
- a delay of change of the value of the shock absorber's dampness.

An electric delay lasts for about 18 ms and a hydromechanical delay – for 55 ms on the average. The alteration of the damping forces differs, when the shock absorber operates in the modes of compressions and elongation. In case of compression, a higher spring stiffness force appears, so it is calculated that the alteration of the damping force of the shock absorber lasts for about 67 ms. When a shock absorber operates in the mode of elongation, the duration of the alteration of the damping force is about 43 ms (Więckowski *et al.* 2018).

A delay of operation of the shock absorbers affects „Skyhook“ and other principles of controls that alter the damping force in the real time. The desirable values are achieved not by the moment when they are needed but after a certain delay. The proposed semi-active suspension control algorithms are free of the above-mentioned imperfection related to a delay of the suspension operation, because a signal of the desirable values is sent before the wheel comes down on the obstacle. It is supposed the damping forces of the shock absorber are altered within the maximum time – 0.073 s.

When a vehicle moves out of turns, it mostly vibrates about its transversal axis, so this angle shall be compensated in order to get to know precisely the distance between the road surface and the body of the vehicle. For processing the signal of the laser sensor, a compensatory algorithm (Fig. S.2.1) had been developed; the said algorithm eliminates the following 3 parameters from the signal under measuring:

- the vertical displacement of the sprung mass in the centre of gravity;
- the vertical displacement of the sprung mass in the point of the laser sensor's fixation caused by a rotation about the transversal axis;
- the position of fixation (the fixation angle) of the laser sensor.

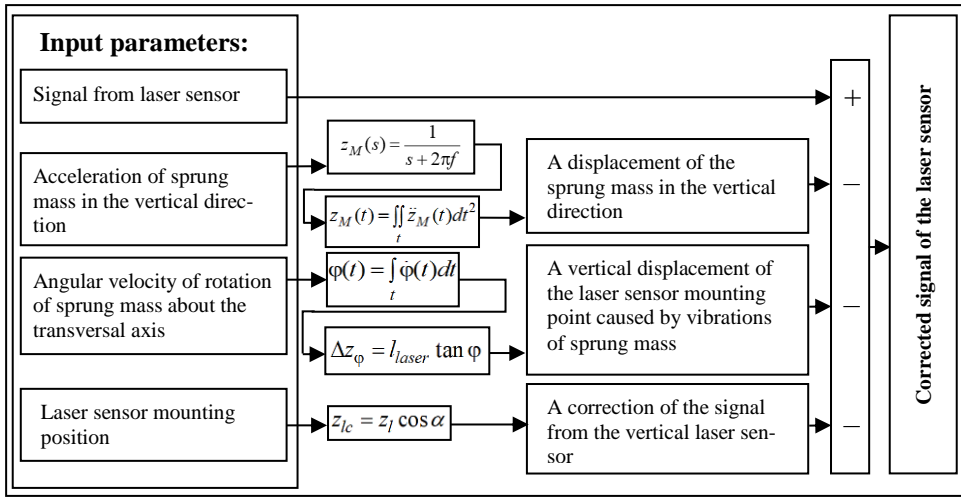


Fig. S.2.1. Laser height sensor signal compensation for vehicle body dynamics

After compensation of the signal obtained from the laser sensor, it is possible (if the real road surface profile is known) to alter the damping force of the shock absorbers for improving the comfortability of the driver and the passengers as well as the interaction between the wheel and road surface.

Below three created algorithms are presented. They enable (according to the earlier received signal from the laser sensor) altering the damping force of a semi-active shock absorber (after the compensation), thus ensuring an adaptability to the road irregularities. The models were developed in Matlab/Simulink, the alteration of the damping and stiffness forces was described by nonlinear functions and delays are specified for activation of the shock absorber. For a general case, the scheme of the control algorithm is shown in Fig. S.2.2 below.

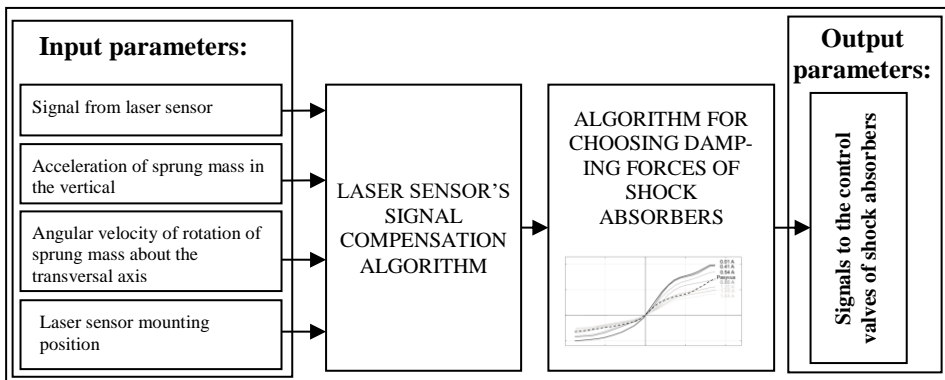


Fig. S.2.2. Semi-active suspension novel main algorithm scheme

The *Algorithm 1* for choosing the damping forces of the shock absorbers according to the found height of the road irregularities

The algorithm for choosing the damping forces operates on the base of previously chosen and set heights of road irregularities. It is shown in Fig. S.2.3, for that size of irregularities the relevant nonlinear function of damping forces is chosen. The theoretical research was carried out with 0.05 m high road irregularities and this value was divided into parts (in Fig. S.2.3: the axis with inscription The height of an irregularity).

According to the set height z_l of the irregularity, the algorithm selects a nonlinear function of damping force of the shock absorber. If the height of the irregularity alters, another characteristic is selected. In the theoretical research, the damping force is applied at each time moment to the half-car mathematical model and in the real system – to the control valves for damping forces of the shock absorbers. The grade of opening of the valves directly depends on the strength of the current:

- at the minimum opening of a valve – 0.01 A, the maximum damping forces of the shock absorber are generated;
- at 1.64 A – the minimum damping forces are generated, when the valve of the shock absorber is opened to the maximum extent and the discharge of the hydraulic liquid is maximum.

If this control algorithm is used in the real system, the characteristics of shock absorbers should be adjusted according to the height of road irregularities. The values shown in the diagram presented in Fig. S.2.3 above are fit for shock absorbers from ZF Sachs used in our experimental research or for shock absorbers from other manufacturers having similar characteristics. While analysing the results, this control algorithm is referred to as the *Algorithm 1*.

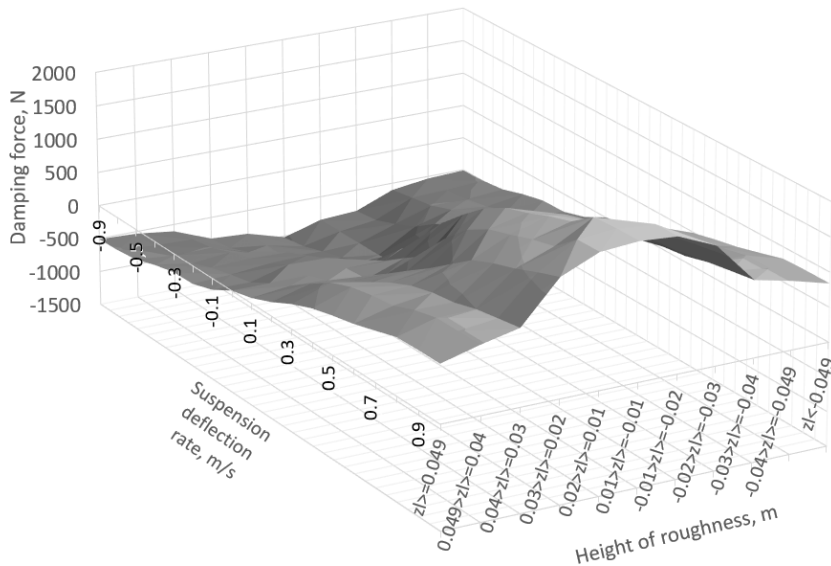


Fig. S.2.3. Damping force selection according to irregularity size of road

The *Algorithm 2* for selection of damping forces of shock absorbers according to the character of the established irregularities

This algorithm for selection of damping forces of shock absorbers operates according to the character of the established irregularities, i.e. when an increase of an irregularity is obtained, the maximum damping is set; on a decrease of an irregularity, the maximum damping is selected; and if the road is even – the average damping is selected. The algorithm observes the height alteration (the rate of the alteration), not the height of an irregularity (Fig. S.2.4).

The conditions of operation of the algorithm are described by the formula S.2.1:

$$F_c(\Delta\dot{z}) = \begin{cases} F_{c\min}, & \text{sign}(\dot{z}_l) > 0, \\ F_{c\text{mid}}, & \text{sign}(\dot{z}_l) = 0, \\ F_{c\max}, & \text{sign}(\dot{z}_l) < 0, \end{cases} \quad (\text{S.2.1})$$

here F_c – the damping force of the semi-active shock absorber, \dot{z}_l – the rate of alteration of the distance from the road surface to the laser sensor, $F_{c\max}$ – the maximum values of the damping force, $F_{c\min}$ – the minimum values of the damping force, and $F_{c\text{vid}}$ – the average values of the damping force.

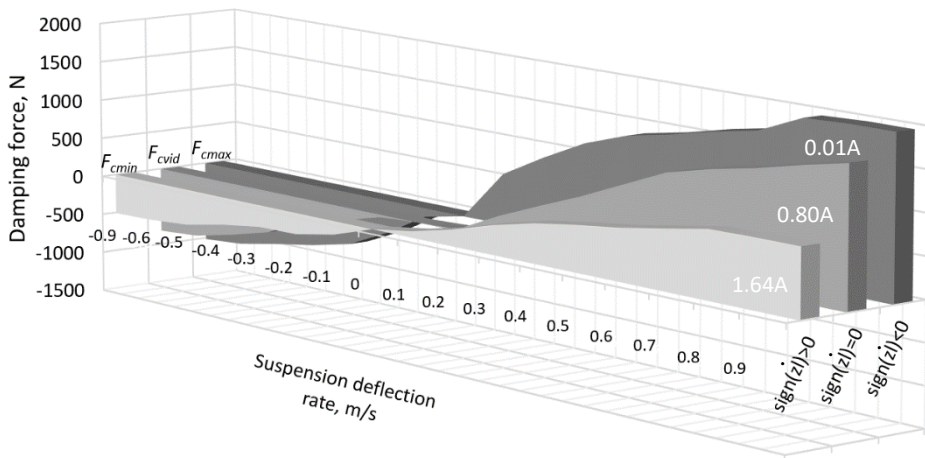


Fig. S.2.4. Damping force selection according to irregularity type of road

The advantage of this algorithm: no limitary heights of road irregularities should be specified for the system and no characteristics of assembled shock absorbers are needed to know. While analysing the results, this control algorithm is referred to as the *Algorithm 2*. The additional condition for the algorithm: the driving velocity should not exceed 13.7 m/s.

The *Algorithm 3* for selection of damping forces of shock absorbers according to the maximum height of the irregularities and their character upon taking into account the velocity of movement.

This algorithm is similar to the above described ones; however, some supplemental conditions related to the velocity of movement are applicable to it.

When the velocity of the vehicle is 13.7 m/s = 49.3 km/h, the suspension control system can change the damping force of the shock absorber of a front wheel. At a higher velocity, measuring the road irregularities becomes relevant for a rear wheel of the vehicle only.

The algorithm is described according to the following conditions of operation:

The damping forces of a shock absorber are controlled for road irregularities over 0.02 m only:

$$-0.02 \text{ m} < \Delta l < 0.02 \text{ m} \rightarrow F_{cvid}. \quad (\text{S.2.2})$$

When a vehicle moves on road irregularities with height of 0.02 m, the vertical displacements are not transmitted to the unsprung mass, because the contact area between the tyre and the road surface is large.

If the velocity exceeds 13.7 m/s, the damping forces of the front shock absorbers shall be controlled upon following “Skyhook” principle:

$$F_c = \begin{cases} F_{cmax}, & \dot{z}_M (\dot{z}_M - \dot{z}_{M0}) \geq 0, \\ F_{cmin}, & \dot{z}_M (\dot{z}_M - \dot{z}_{M0}) < 0. \end{cases} \quad (\text{S.2.3})$$

The damping forces of the rear shock absorbers shall be controlled according to the signal fixed by the laser sensor. The distance between the rear axle and the laser sensor is 3.61 m; this distance is enough to alter the damping forces of the rear shock absorbers when the velocity of the vehicle is 49.5 m/s.

When irregularities increase, the minimum damping is selected and when they decrease – the maximum damping is selected:

$$F_c = \begin{cases} F_{cmin}, & \text{sign}(\dot{z}_l) > 0, \\ F_{cmax}, & \text{sign}(\dot{z}_l) < 0. \end{cases} \quad (\text{S.2.4})$$

The selection is made upon taking into account the rate of alteration of the irregularities’ height.

The advantage of this control algorithm: no limitary heights of road irregularities should be specified for the system; however, when the algorithm is used for other vehicles, the critical velocities should be corrected upon taking into account the wheel base and the point of the laser sensor’s mounting. The algorithm includes “Skyhook” control principle that eliminates an erroneous control of the front suspension at a velocity over 13.7 m/s. While analysing the results, this control algorithm is referred to as the *Algorithm 3*.

After the theoretical research with three algorithms, a passive suspension and semi-active suspension controlled by “Skyhook” algorithm, the generalised diagram of the control principles was formed. It is provided in Fig. S.2.5 below. For the suspension operating

according to the *Algorithm 2*, the results are similar to those for the suspension that operates according to “Skyhook” control principle. The advantages of “Skyhook” manifest themselves for the sprung mass.

Among the developed algorithms, the best operating is the *Algorithm 1*. In a vehicle with a semi-active suspension controlled by the *Algorithm 1*, the pitch is the minimum; the vertical accelerations of unsprung masses are low. A displacement in the vertical direction is low, as compared to other control algorithms. It may be stated that the *Algorithm 1* is oriented towards an improvement of the contact between the wheel and the road surface; the comfort of travelling is of a high level as well.

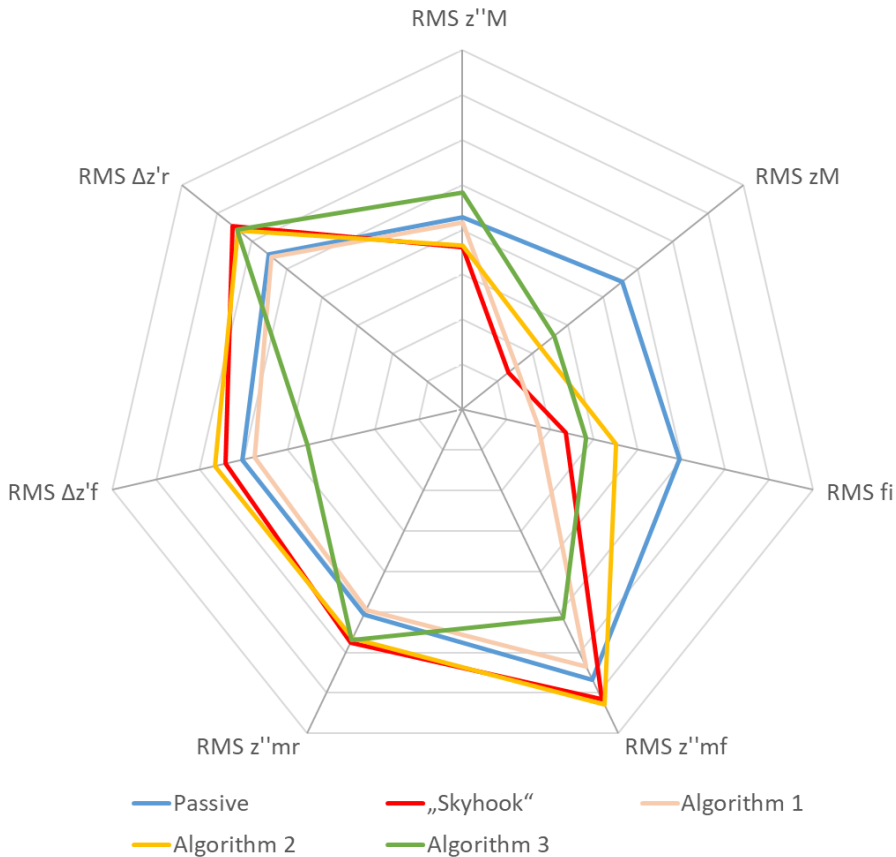


Fig. S.2.5. Root mean square values of different indicators in tested suspension control algorithms

When the *Algorithm 2* is used, the pitch angle is large; the rates of deflections of the front and rear suspensions are high. The advantages of the *Algorithm 3* manifest themselves in the dynamics of the front axle; however, its imperfections manifest themselves in the acceleration of the rear unsprung mass and the dynamics of the sprung mass.

3. Experimental research of a car with semi-active suspension

The experimental research was accomplished in several stages. In the first stage of the research, it was strived to clear up the accuracy of the methodology usable for road irregularities identification. Three laser distance sensors were used in the research; the tests were carried out on the car Mercedes-Benz E350. In the second stage, it was strived to clear up the optimum point for laser sensor fixation. The tests were carried out on the car Audi A6. In the third stage, the research aimed to validate the developed half-car mathematical model. The experimental tests were carried out on the car Opel Astra. In the fourth stage, tests of the compensatory algorithm took place. They required supplemental equipment because of a necessity to carry out the calculations in the real time and to obtain a corrected signal from the laser sensor. For the said purpose, the car Opel Astra from Poznan University of Technology was used. The car was prepared by local scientists and equipped with integrated sensors and HIL (*Hardware in the Loop*) equipment from *dSpace*.

The experimental research of the fourth stage was carried out upon striving to assess an operation of the created compensatory algorithm in the real conditions. For the tests, a 70 m long of dry asphalt road was chosen. A road irregularity of a half-sinusoidal shape (height 0.05 m) was selected as road excitation.

During the tests, the vehicle was moving with a constant velocity of 30 km/h. Upon striving for precise assessment of the compensatory algorithm, the tests were carried out at different settings of shock absorbers – the maximum and minimum damping forces.

In Figs S.3.1 and S.3.2 below, the obtained results of the tests with and without compensation are presented. The obtained curves show that the compensatory algorithm reduces vertical vibrations of the sprung mass and enables to assess the real road profile. In the both cases of the suspension control, the signal from the laser sensor after the compensation reflects the real height of the road irregularities. When the shock absorbers were set for the minimum damping, the laser sensor fixed an irregularity of 0.067 m; after the compensation, the height of the irregularity conformed to 0.052 m. When the shock absorbers were set for the maximum damping, the fixed height of the irregularity was 0.035 m, after the compensation – 0.052 m. In the both cases, the height of the irregularity after the compensation was 96.4 % of the real height.

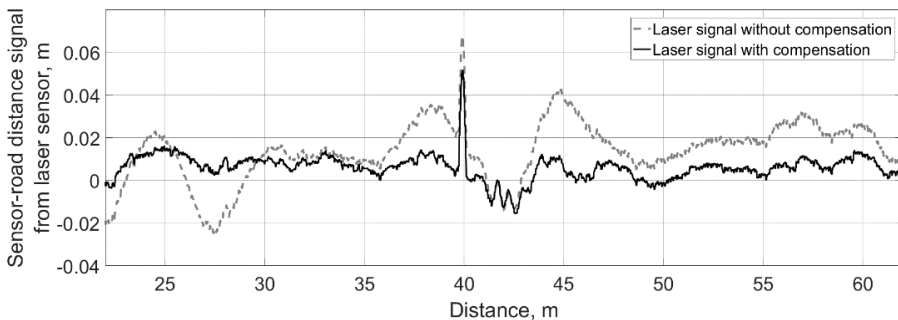


Fig. S.3.1. The road profile estimation using laser sensor, soft damping case

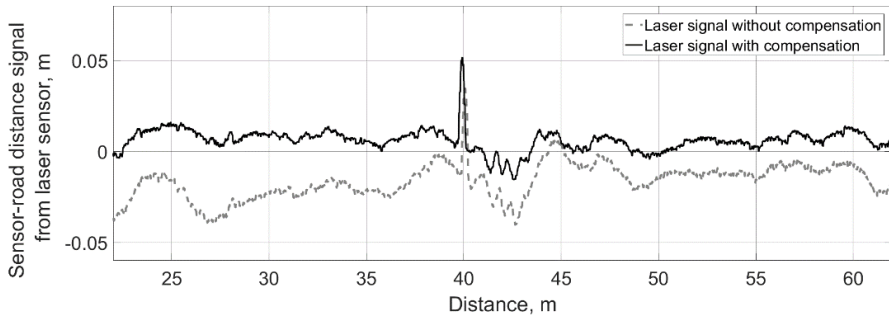


Fig. S.3.2. The road profile estimation using laser sensor, stiff damping case

The curves after the compensation include additional road profile jumps; it is difficult to assess them, because the road surface was not ideally even during the tests and the movement of the vehicle was not absolutely constant.

In Fig. S.3.1 above, it can be observed that when the shock absorbers are set for the minimum damping, considerably more intensive vibrations of the sprung mass appear when the vehicle drives down from an obstacle; however, the compensatory algorithm performs its function – minimization of vibrations.

The theoretical research confirmed that the *Algorithm 1* (that operates according to the previously set heights of the road irregularities) operates in the most appropriate way. An analysis of the results of the experimental and theoretical research was carried out upon striving to assess the advantages of the *Algorithm 1*. The results of control of damping elements by the *Algorithm 1* were compared to control by “Skyhook” principle and a case with a passive suspension. In a real system, signals from the laser sensor are processed in the real time according to the above-described compensation algorithm and used for controlling semi-active suspensions.

In Fig. S.3.3 below, a vertical displacement of the vehicle body is shown. The diagram reflects the advantages of the *Algorithm 1*: on movement of the vehicle over a road irregularity, no upward displacement takes place, whereas a downward displacement is less than 0.02 m.

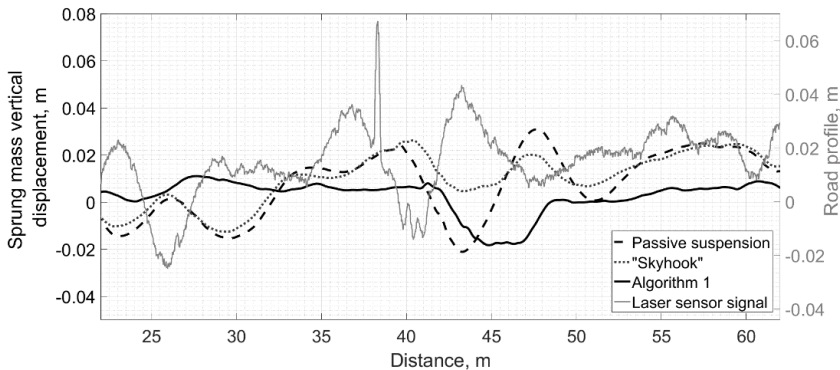


Fig. S.3.3. Sprung mass vertical displacement with passive, “Skyhook” control and novel algorithm called *Algorithm 1* at 30 km/h velocity

If “Skyhook” principle is applied, the amplitude of vertical displacement of the sprung mass of the moving vehicle is not high (0.035 m); however, the vibrations last longer. Movement of a vehicle with a passive suspension is distinguished for most abundant imperfections, because the amplitude of vibrations is high – it exceeds 0.04 m and the vibrations last longer.

In case of the *Algorithm 1*, the pitch angle varies between -0.9° and 0.9° (the minus reflects the clockwise rotation on the vehicle in the centre of gravity) after passing the road irregularity (Fig. S.3.4). In case of “Skyhook”, the said angle varies between -0.9° and 1.6° ; in case of a passive suspension – between 1.7° and 2.5° . The sprung mass pitch angle is an important parameter that affects the comfortability of travelling (the driver and the passengers do not feel the body vibrations) and its safety (after passing a road irregularity, a contact of the wheel with the road surface is ensured to the maximum possible extent).

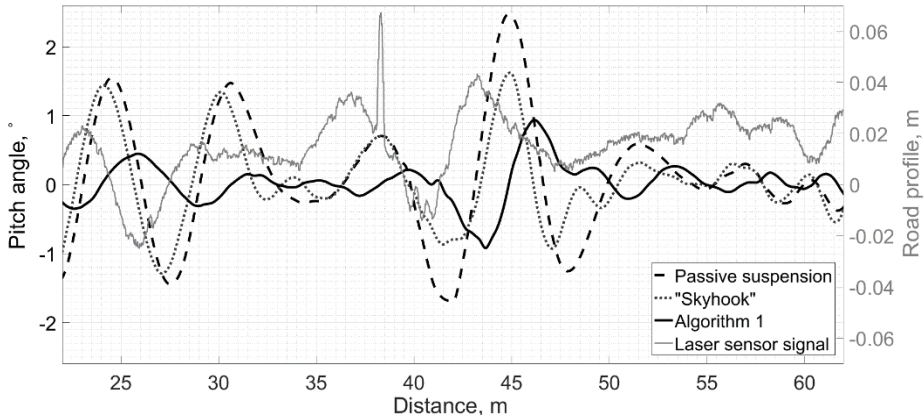


Fig. S.3.4. Pitch with passive, “Skyhook” control and novel algorithm called *Algorithm 1* at 30 km/h velocity

Reviewing Figs S.3.3 and S.3.4 shows that in case of applying the *Algorithm 1*, movement of the vehicle is more comfortable, as compared to the passive suspension and “Skyhook” principle, because the displacement of the sprung mass and the pitch angle are less. The experimental research confirms that well-timely altered damping forces of the shock absorber reduce vibrations of the vehicle body on movement of the vehicle over a velocity-reducing hill of sinusoidal shape.

General conclusion

1. The created half-car mathematical model with a laser distance sensor enables to explore the dynamics of the vehicle at different velocities on road irregularities of different heights. In addition, the obtained signal of the laser sensor can be used for verification of the algorithms of systems and creation of new systems.
2. In course of the theoretical research, it was found that “Skyhook” semi-active suspension control principle reduces a displacement of the sprung mass by 9 mm, when the vehicle moves over 0.05 m high velocity-reducing bump of semi-sinusoidal shape with the velocity of 30 km/h and the pitch angle decreases by 0.34° on the average.
3. In course of the experimental research, it was found that a rational point for fixing the laser distance sensor is on the front bumper case in the direction perpendicular to the road surface and should be chosen dependently on the distance between the centre of the front wheel and the front of the vehicle. The distance of the point of fixing the laser sensor from the front axle affects the duration of alterations of the damping forces and the maximum acceleration of the vehicle, because the road surface is measured before the wheel comes down on the road irregularity.
4. The principles of controlling a semi-active suspension with road irregularities identification before the wheel comes down on them enable reducing the pitch angle of the sprung mass and improving the dynamic parameters of the unsprung mass.
5. In course of analysis of the data obtained in an experimental way upon applying the most advantageous control algorithm when the vehicle moves with the velocity of 30 km/h over 0.05 m high road irregularities, it was found that the algorithm reduced the pitch angle (in the limits between -0.9° and 0.9° ; for “Skyhook” – between 0.9° and 1.6° ; for a passive suspension – between 1.7° and 25°); the vertical displacement size (by 0.02 m) and duration; the amplitude of vibrations of unsprung masses (at the frequency of 3 Hz).
6. An alteration of the damping forces of semi-active shock absorbers before the wheel comes down on a road irregularity is beneficiary, because the system alters the damping forces before the wheel achieves the obstacle. In such a case, the dynamics of the vehicle are not affected by electronic and mechanical delays that depend on specific shock absorbers.

Priedai³

- A priedas.** Programinio paketo *Matlab* kodas pradinių pusės automobilio modelio duomenų įvesčiai
- B priedas.** Eksperimentiniuose tyrimuose naudotų jutiklių specifikacija
- C priedas.** Disertacijos autoriaus sąžiningumo deklaracija
- D priedas.** Bendraautorių sutikimai teikti publikacijose skelbtą medžiagą disertacijoje
- E priedas.** Autoriaus mokslinių publikacijų disertacijos tema kopijos

³ Priedai pateikiami pridėtoje kompaktinėje plokštelėje.

Vytenis SURBLYS

NELYGIA KELIO DANGA VAŽIUOJANČIO
LENGVOJO AUTOMOBILIO PUSIAU AKTYVIOS
PAKABOS VALDYMO ALGORITMAI

Daktaro disertacija

Technologijos mokslai,
transporto inžinerija (T 003)

SEMI-ACTIVE SUSPENSION CONTROL
ALGORITHMS OF A CAR MOVING ON
ROUGH ROAD PAVEMENT

Doctoral Dissertation

Technological Sciences,
Transport Engineering (T 003)

2020 02 19. 12,5 sp. I. Tiražas 20 egz.
Vilniaus Gedimino technikos universiteto
leidykla „Technika“,
Saulėtekio al. 11, 10223 Vilnius,
<http://leidykla.vgtu.lt>
Spausdino BĮ UAB „Baltijos kopija“
Kareivių g. 13B, 09109 Vilnius