



Kauno technologijos universitetas
Panevėžio technologijų ir verslo fakultetas

**Automobilio stabilumo tyrimas įvertinant automobilio
techninius rodiklius**
Baigiamasis magistro studijų projektas

Vilmantas Aliukas
Projekto autorius

Lekt. dr. Dainius Vaičiulis
Vadovas



Kauno technologijos universitetas
Panevėžio technologijų ir verslo fakultetas

**Automobilio stabilumo tyrimas įvertinant automobilio
techninius rodiklius**

Baigiamasis magistro studijų projektas
Transporto priemonių inžinerija (6211EX021)

Vilmantas Aliukas
Projekto autorius

Lekt. dr. Dainius Vaičiulis
Vadovas

Recenzentas (-ė)



Kauno technologijos universitetas
Panevėžio technologijų ir verslo fakultetas
Vilmantas Aliukas

Automobilio stabilumo tyrimas įvertinant automobilio techninius rodiklius

Akademinio sąžiningumo deklaracija

Patvirtinu, kad:

1. baigiamąjį projektą parengiau savarankiškai ir sąžiningai, nepažeisdama(s) kitų asmenų autoriaus ar kitų teisių, laikydamasi(s) Lietuvos Respublikos autorių teisių ir gretutinių teisių įstatymo nuostatų, Kauno technologijos universiteto (toliau – Universitetas) intelektualinės nuosavybės valdymo ir perdavimo nuostatų bei Universiteto akademinės etikos kodekse nustatytų etikos reikalavimų;
2. baigiamajame projekte visi pateikti duomenys ir tyrimų rezultatai yra teisingi ir gauti teisėtai, nei viena šio projekto dalis nėra plagijuota nuo jokių spausdintinių ar elektroninių šaltinių, visos baigiamojo projekto tekste pateiktos citatos ir nuorodos yra nurodytos literatūros sąrašė;
3. įstatymų nenumatytų piniginių sumų už baigiamąjį projektą ar jo dalis niekam nesu mokėjęs (-usi);
4. suprantu, kad išaiškėjus nesąžiningumo ar kitų asmenų teisių pažeidimo faktui, man bus taikomos akademinės nuobaudos pagal Universitete galiojančią tvarką ir būsiu pašalinta(s) iš Universiteto, o baigiamasis projektas gali būti pateiktas Akademinės etikos ir procedūrų kontrolieriaus tarnybai nagrinėjant galimą akademinės etikos pažeidimą.

Vilmantas Aliukas

Patvirtinta elektroniniu būdu



Kauno technologijos universitetas
Panevėžio technologijų ir verslo fakultetas

TVIRTINU
TVKC vadovė
Doc. dr. Nida Kvedaraitė

Baigiamojo magistro projekto užduotis

Diplomantui *Vilmantui Aliukui*

Baigiamojo projekto tema lietuvių kalba

AUTOMOBILIO STABILUMO TYRIMAS ĮVERTINANT AUTOMOBILIO TECHNINIUS RODIKLIUS

Baigiamojo projekto tema anglų kalba

VEHICLE STABILITY ANALYSIS BY EVALUATING VEHICLE TECHNICAL PARAMETERS

Patvirtinta 2021 m. balandžio 2 d. dekanų potvarkiu Nr. V25-13-13.

Parengto baigiamojo projekto įkėlimo į Moodle aplinką terminas iki 2021 m. gegužės 31 d.

Duomenys, reikalavimai ir sąlygos baigiamajam projektui

Laisvai pasirinkti konkrečią automobilio markę. Šio automobilio stabilumą iširti keičiant automobilio techninius rodiklius, kai automobilis važiuoja skirtingomis trajektorijomis (mažiausias skirtingų trajektorijų kiekis – 3).

Baigiamasis magistro projektas turi atitikti KTU Panevėžio technologijų ir verslo fakulteto baigiamųjų projektų formaliuosius reikalavimus.

Baigiamojo projekto užduotys / uždaviniai, kurie turi būti atskleisti projekte

- 1. Išnagrinėti Lietuvos ir užsienio mokslininkų darbus/tyrimus susijusius automobilių stabilumu.*
- 2. Sudaryti automobilio dinaminį modelį tinkamą stabilumo tyrimams.*
- 3. Nustatyti automobilio svorio, jo padėties, amortizatorių standumų ir slopinimo laipsnių įtaką automobilio stabilumui. .*

Vadovas: Lekt. dr. Dainius Vaičiulis
(vadovo pareigos, vardas, pavardė, parašas)

Užduotį gavau: Vilmantas Aliukas
(studento vardas, pavardė, parašas)

2021 m. balandžio 21 d.

Vilmantas Aliukas. Automobilio stabilumo tyrimas įvertinant automobilio techninius rodiklius. Magistro studijų baigiamojo projekto vadovas dr. Dainius Vaičiulis; Kauno technologijos universitetas, Panevėžio technologijų ir verslo fakultetas.

Studijų kryptis ir sritis (studijų krypčių grupė): transporto inžinerija, technologijos mokslai, (inžinerijos mokslai).

Reikšminiai žodžiai: automobilio techniniai rodikliai, stabilumo tyrimas, virtimas, keturiolikos laisvės laipsnių dinaminis automobilio modelis.

Panevėžys, 2021. 61 p.

Santrauka

Transporte stabilumas yra vienas svarbiausių veiksnių norint užtikrinti saugumą kelyje. Stabilumas yra svarbus: tiek lengvosioms mašinoms, tiek ir sunkiajam transportui bei motociklams. Literatūros šaltinių apžvalgoje nagrinėjami tyrimai ir straipsniai susiję su automobilių stabilumu, judėjimo dinamika. Pirmiausia supažindinama ir aprašomas dinaminis automobilio modelis su aukštu svorio centru. Čia autoriai lygina teoriškai apskaičiuotus su praktiškai gautus rezultatus. Taip pat apžvelgiama transporto priemonės dinamika posūkyje ties sukibimo riba, kur išvadose pateikiama, jog turi būti atsižvelgiama į būsenos kintamuosius arba judesio parametrus. Šiame magistro baigiamajame projekte ištirtas konkretaus automobilio stabilumas pasirinkus keturiolikos laisvės laipsnių dinaminį modelį ir įvertinus jo techninius rodiklius, tokius kaip: svorio centro aukštis, kėbulo masė, pakabos standumas, pakabos slopinimo koeficientas. Tyrimas atliktas prie trijų važiavimo trajektorijų, gauti rezultatai pateikti grafiškai ir parašyti išvadose.

Vilmantas Aliukas. Vehicle Stability Analysis by Evaluating Vehicle Technical Parameters. Master's Final Degree Project supervisor dr. Dainius Vaičiulis; Panevėžys Faculty of Technologies and Business, Kaunas University of Technology.

Study field and area (study field group): Transport Engineering, Technology Sciences, (Engineering Sciences).

Keywords: vehicle technical parameters, study of vehicle stability, roll stability, dynamic car model with fourteen degrees of freedom.

Panevėžys, 2021. 61 pages.

Summary

In transport, stability is one of the most important factors in ensuring road safety. Stability is important: both for cars and for heavy vehicles, and motorcycles. The review of literature sources examines research and articles related to the stability of vehicles, the dynamics of movement. First, a vehicle dynamic model with a high center of gravity is introduced and described. Here, the authors compare the theoretically calculated results with the practically obtained results. The dynamics of the vehicle when cornering at the limit of adhesion are also reviewed, where the conclusions state, that state variables or motion parameters must be taken into account. This master's thesis investigates the stability of a particular car by selecting a dynamic model of fourteen degrees of freedom and evaluating its technical parameters such as: height of the mass center of gravity, body mass, suspension stiffness, suspension damping coefficient. The study was performed on three driving trajectories and the obtained results are presented graphically and written in the conclusions.

Turinys

Įvadas	8
1. Mokslinės literatūros apžvalga	9
1.1. Transporto priemonių stabilumo analizės	9
2. Automobilio dinamikos modeliavimas	14
2.1. Padangos modeliavimas	14
2.2. Dinaminio modelio aprašymas	14
3. Modeliavimas ir analizė	22
3.1. Automobilio stabilumo tyrimas pirmąją trajektoriją	23
3.2. Automobilio stabilumo tyrimas antrąją trajektoriją	36
3.3. Automobilio stabilumo tyrimas trečiąją trajektoriją	47
Išvados	59
Informacijos šaltinių sąrašas	60
Priedai	62
1 priedas. MATLAB programa	62

Įvadas

Automobiliai gaminami, kad susisiekimasis būtų lengvesnis, saugesnis, greitesnis, paprastesnis. Taip pat jų pagalba yra atliekamas ir krovinių pervežimas, pristatymas. Automobiliai būna įvairių dydžių ir formų, todėl techniniai parametrai turi būti optimalūs, kad automobiliai išliktų stabilūs važiuojant. Transporto priemonė gali tapti nevaldoma ne tik esant nepalankioms kelio sąlygoms, jei ji netvarkinga, bet ir tuomet, kai vairuotojas atlieka staigius manevrus (pavyzdžiui, kai siekiama išvengti kliūties arba neįvertinamas posūkio staigumas). Tokiu atveju transporto priemonė į vairuotojo veiksmus reaguoja kitaip nei tais atvejais, kai vairavimas yra tolygus, ne staigiai ar mažai nukrypstantis nuo važiavimo trajektorijos. Kai transporto priemonė tampa nestabili, ji gali nuslysti nuo kelio ar netgi apvirsti.

Baigiamojo projekto tikslas: ištirti automobilio „Volkswagen T3“ techninių rodiklių įtaką jo stabilumui.

Baigiamojo projekto uždaviniai:

1. Išnagrinėti Lietuvos ir užsienio mokslininkų darbus/tyrimus susijusius automobilių stabilumu.
2. Sudaryti automobilio dinaminį modelį tinkamą stabilumo tyrimams.
3. Nustatyti automobilio svorio, jo padėties, amortizatorių standumą ir slopinimo laipsnių įtaką automobilio stabilumui.

Konferencijose skaityti pranešimai baigiamojo projekto tematika. 21-oje studentų mokslo darbų konferencijoje „Technologijų ir verslo aktualijos – 2021“, vykusioje 2021 m. balandžio 23 d. Panevėžyje, skaitytas pranešimas tema „Automobilio stabilumo tyrimas automobiliui judant kreivalinijine trajektorija“. Pranešimo tema parengtas straipsnis priimtas į konferencijos darbų leidinį.

Baigiamojo projekto sandara ir apimtis. Magistro baigiamąjį projektą sudaro akademinio sąžiningumo deklaracija, baigiamojo projekto užduotis, santrauka lietuvių ir anglų kalbomis, lentelių ir paveikslukų sąrašai, įvadas, trys skyriai, išvados ir informacijos šaltinių sąrašas. Projekto apimtis 61 p., kuriuose yra 81 paveikslas ir 15 lentelių.

1. Mokslinės literatūros apžvalga

1.1. Transporto priemonių stabilumo analizės

Tyrimas [1] analizuoja automobilio dinamiką su aukštu svorio centru. Skaičiavimams pasitelkta vienalytės transformacijos ir Lagranžo lygtis. Metodas patvirtintas sulyginus gautas skaitines reikšmes su eksperimentiniais rezultatais, atlikus testus kelyje. Lyginant teoriškai apskaičiuotus rezultatus su gautais praktiškai, paklaida yra apie 5 %. Autorių nuomone, išvados, padarytos atlikus kompiuterinį automobilio judėjimo modeliavimą, gali būti pagrindinės gairės projektuotojams. Pabrėžtina, kad šie modeliai leis nustatyti analizuojamos transporto priemonės pagrindinių konstrukcinių parametrų ribines vertes, kurioms esant ji praranda savo stabilumą.

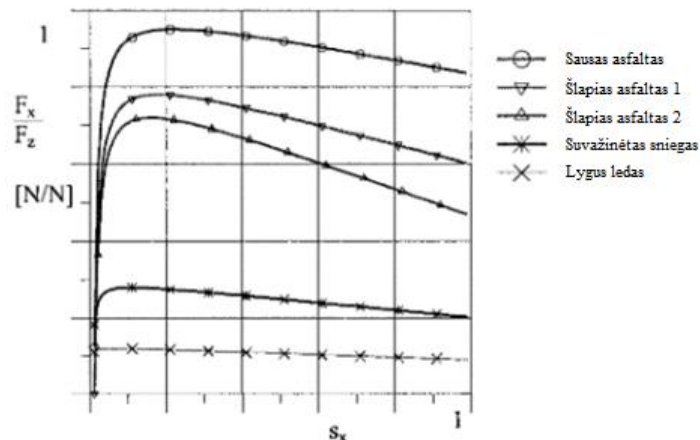
Straipsnyje [2] nagrinėjamas padangų charakteristikų poveikis transporto priemonės apvirsimui ir šoniniam stabilumui. Įvertinti du padangų tipai su skirtingais sukibimo koeficientais, siekiant nustatyti transporto priemonės apvirsimą polinkio ir šoninio stabilumo santykį. Modeliavimas buvo naudojamas apskaičiuojant kritinį apvirsimą koeficientą ir transporto priemonių parametrų poveikį valdymui, įskaitant sunkio centrą, naudingos apkrovos būklę ir transporto priemonės greitį, naudojant du siūlomus padangų tipus. Norint atkartoti tikrąją transporto priemonės reakciją, ypač atliekant ekstremalius vairavimo maneversus, pritaikytas dviejų laisvės laipsnių (2-DOF) plokštuminis dviejų takelių modelis su netiesine „Pacejka“ „Magic Tire Formula“. Vėliau, siekiant įvertinti pakabos ir kelio sužadavimo poveikį, sukurtas 7-DOF transporto priemonės vibracijos ir posvyrio modelis. Padangų, vairavimo ir transporto priemonės vibracijos modeliai patobulinti „MATLAB“ / „SimuLink“, jiems atliekant „Fishhook“ manevro vairavimą, kurį nustatė nacionalinė greitkelių eismo saugumo administracija. Rezultatai patvirtina, kad padangų sukibimo geba turi priešingą poveikį transporto priemonės šoniniam stabilumui ir apvirsimą polinkiui, tuo tarpu tiek pakabos parametrai, tiek kelio sužadavimo įvestys daro didelę įtaką transporto priemonės apvirsimui ir šoniniam stabilumui. Taip pat straipsnyje nustatyta teigiama koreliacija tarp transporto priemonės savybių ir šoninio valdymo, ypač kai atsižvelgiama į padangų charakteristikas.

Darbe [3] kalbama apie automobilio stabilumą, kurį paveikia stabdžių konstrukcija stabdymo metu. Skaičiavimai atliekami analitinėmis formulėmis ir grafinėmis priklausomybėmis. Prieita prie tokių išvadų:

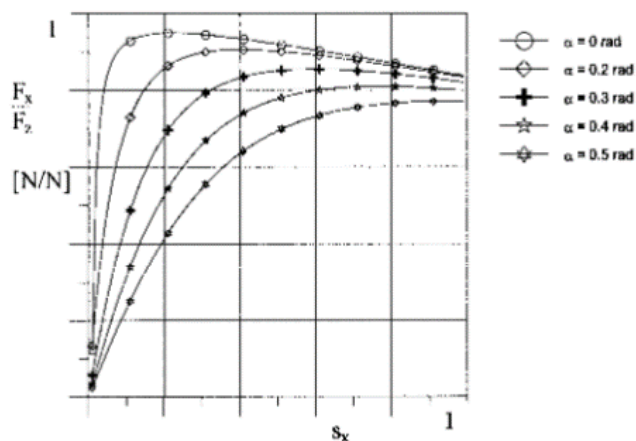
1. Automobilio stabilumą stabdant, lemia stabdžių sistemos būklė ir struktūra.
2. Sustabdymo jėgos reguliatorius nepašalina ratų užsikimšimo; tai leidžia vienu metu užblokuoti tik priekinius ir galinius ratus. Šis faktorius sumažina nestabilumo riziką stabdant.
3. Ratų užsiblokavimas yra pagrindinė transporto priemonės stabilumo praradimo stabdant priežastis.
4. Stabdymas varikliu padeda išlaikyti transporto priemonės stabilumą.

Straipsnyje [4] pateikiamas teorinis ir eksperimentinis tyrimas apie transporto priemonės dinamiką posūkyje ties sukibimo riba. Pradedant nuo supaprastinto pagreitinto judėjimo transporto priemonės modelio (dviračio modelis) gaunamos lygtys. Atliekami eksperimentiniai nustatymai. Mokslinio straipsnio išvadose pateikiama, jog modeliuojant transporto priemonę dinamikoje su kompiuterio programa, turi būti atsižvelgiama į būsenos kintamuosius arba judesio parametrus, kurie gaunami tik su tam tikromis tipo transporto priemonėmis.

Literatūroje [5] apžvelgiama kaip padangos veikia automobilio stabilumą. Skaičiuojant automobilių dinamiką, padangų charakteristikos dažniausiai apibūdinamos lygtimis (arba retai lentelėmis). Kadangi egzistuoja daugybė pramoninio tipo modelių, čia nagrinėjami tik du iš jų. Skaičiavimai atliekami analitinėmis formulėmis. Nagrinėjami „Magnum“ ir „Wagner“ modeliai. Rezultatai pateikiami grafiškai arba lentelėje.



1 pav. F_x priklausomybė nuo kelio paviršiaus [5]

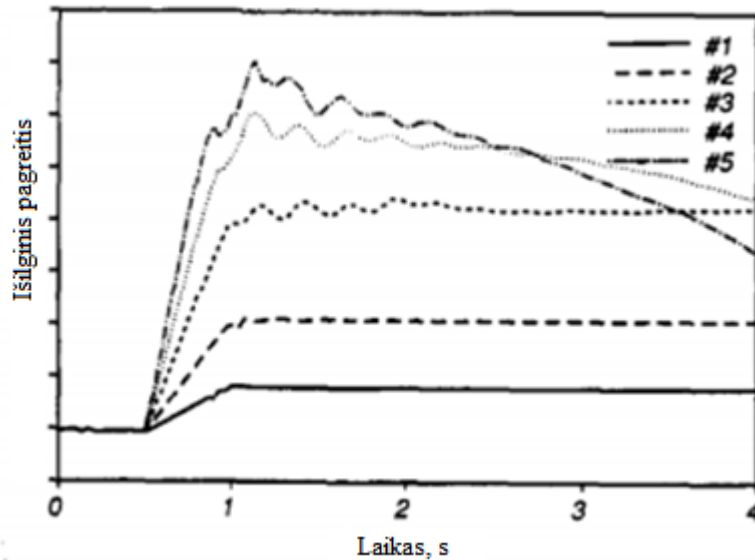


2 pav. F_x priklausomybė nuo slydimo kampo α [5]

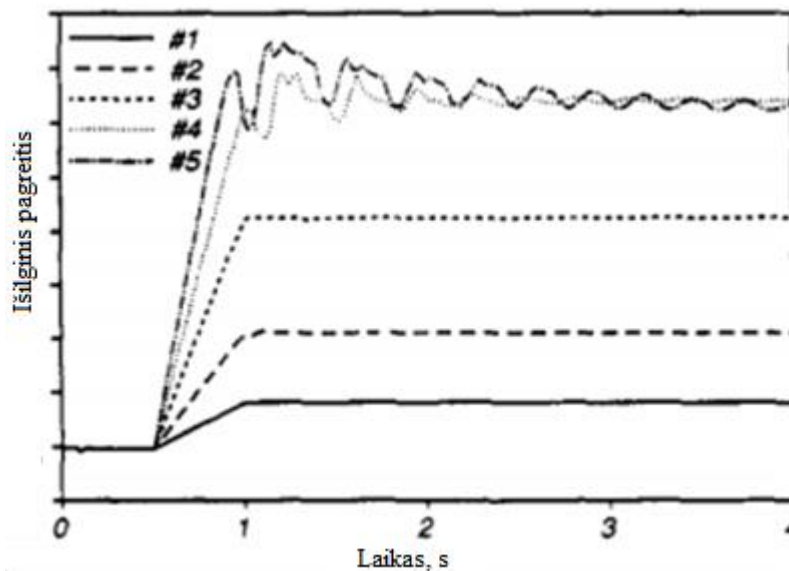
	C_s N/rad	A_{vs} s/m	μ_{x0}
Sausas asfaltas	129060	0.023353	1.016
Šlapias asfaltas 1	95620	0.039623	0.8579
Šlapias asfaltas 2	80680	0.05605	0.8122
Suvažinėtas sniegas	86080	0.04305	0.299
Lygus ledas	144640	0.03603	0.1238

3 pav. Kelio paviršiaus parametrai [5]

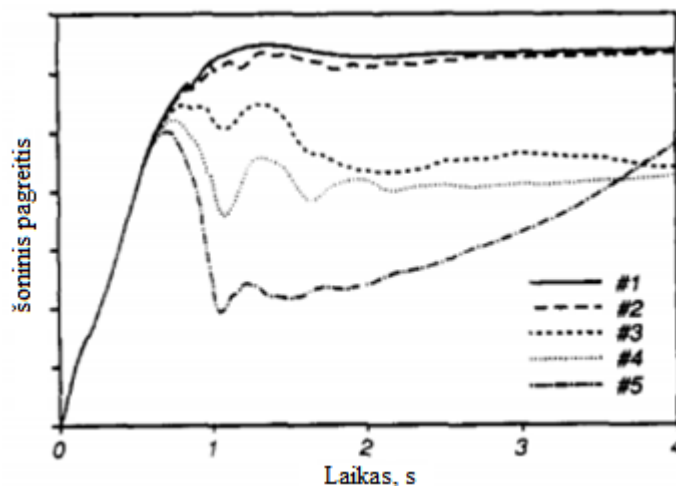
Straipsnyje [6] apžvelgiami transporto priemonės dinamikos valdymo ir stabilumo modeliai atsižvelgiant į padangų charakteristikas, ir nagrinėjami padangų bandymo duomenys, gauti normaliomis ir ekstremaliomis manevravimo sąlygomis. Padangų duomenys normalizuojami atsižvelgiant į dizaino charakteristikas, kad būtų atskleistas paprastas manevravimo elgesys, kuris santykinai nepriklausomas nuo dydžio ir konstrukcijos. Naudojama kompiuterinė modeliavimo analizė pademonstruoti padangų charakteristikų įtaka automobilio valdomumui ir stabilumui. Padaromos tokios išvados: išmatuotų padangų charakteristikų diapazono analizė rodo, kad padangų charakteristikoje vyrauja dydžio ir skerspjūvio santykis. Didesnio ir žemesnio profilio padangos sukelia agresyvesnę automobilio reakciją.



4 pav. Išilginis pagreitis per tam tikrą laiką esant ne nuliniam ratų pasukimo kampui [7]



5 pav. Išilginis pagreitis per tam tikrą laiką esant nuliniam ratų pasukimo kampui [7]



6 pav. Šoninis pagreitis per tam tikrą laiką esant ne nuliniam ratų pasukimo kampui [7]

Straipsnyje [7] nagrinėjama sportinio automobilio važiavimo ir stabilumo analizė, naudojant kelių kūnų dinaminį modeliavimą. Pasitelkus kompiuterinę programą sumodeliuojamas sportinis automobilis ir imituojama jo dinaminė reakcija keliuose vairavimo scenarijuose. Gauti rezultatai pateikiami grafiškai. Specifiškai buvo pasirinktas sportinis automobilis, kuris buvo sumodeliuotas su 26 laisvės laipsniais. Pastebėta, jog pats svarbiausias komponentas atliekant automobilio simuliaciją yra realus padangos modelis.

Straipsnyje [8] išanalizuota blogai veikiančio amortizatoriaus įtaka automobilio valdymui. Tyrimas buvo atliekamas su B klasės keleiviniu automobiliu, kuriuo atlikti pasirinkti keli bandymai. Gauti rezultatai lyginami su tvarkingo automobilio ir pažeisto automobilio, su skirtingais svorio centrais, duomenimis. Ištirtas pažeisto amortizatoriaus poveikis keičiant vairavimo valdymą fiksuotomis ir dinamiškai kintančiomis sąlygomis. Transporto priemonės elgsenai įvertinti buvo naudojami išlaikymo rodikliai, pagrįsti vairavimo ir transporto priemonės stabilumo analize. Gautų rezultatų suvestinės pateiktos 1 ir 2 lentelėse.

1 lentelė. Nepakankamo pasukamumo indikatorius palyginimas- A_{st} testuose [7]

Automobilio būklė	Automobilis su vairuotoju	Automobilis su didžiausia leistina masė
Pastovus apskritimo testas		
Sveikas auto.	0,397	0,255
Pažeistas auto.	0,330	0,371
Žingsnio įvesties manevras		
Sveikas auto.	0,180	0,182
Pažeistas auto.	0,330	0,264

2 lentelė. Posūkio kampo įgavimas automobiliuose palyginimas [7]

Automobilio būklė	Automobilis su vairuotoju	Automobilis su didžiausia leistina masė
Pastovus apskritimo testas		
Sveikas auto.	2,698	2,853
Pažeistas auto.	2,458	2,475
Žingsnio įvesties manevras		
Sveikas auto.	3,777	3,584
Pažeistas auto.	2,734	3,125

2. Automobilio dinamikos modeliavimas

Šiame skyriuje aprašomas padangų ir automobilio dinaminis modelis, kuris naudojamas atliekant stabilumo tyrimą šiame magistro baigiamajame projekte.

2.1. Padangos modeliavimas

Išskyrus aerodinamines jėgas ir sunkio jėgą, visos jėgos, turinčios įtakos transporto priemonės elgsenai, atsiranda dėl padangų. Kadangi padangų jėgos sukelia pirminę išorinę įtaką ir jos veikia labai netiesiškai, būtina naudoti tikrovišką padangos modelį, ypač kai naudojamos didelės valdymo įvestys atliekant tyrimą, kurių atsakas yra artimas tiesinės padangos charakteristikos skalės riboms. Manoma, kad padangos šoninės ir išilginės jėgos priklauso nuo įprastos jėgos, slydimo kampo, paviršiaus trinties ir slydimo santykio. Tačiau kai slydimo santykis ir slydimo kampas yra riboti esant mažoms vertėms, padangos modelį galima supaprastinti ir sukurti linijinę šoninę ir išilginę jėgą [9].

Remiantis šia prielaida, padangos šoninė jėga - $F_c = C_\alpha(\mu, F_z)\alpha$, kur C_α yra padangos standumas posūkyje, kuris susijęs su normaline padangos jėga ir padangos – kelio trinties koeficientu; padangos išilginė jėga $F_l = C_x(\mu, F_z)s_{f,r}$, kur $s_{f,r}$ yra priekinės arba galinės padangos slydimo santykis, C_x yra padangos išilginis standumas, kuris taip pat susijęs su normaline padangos jėga ir kelio trinties koeficientu.

2.2. Dinaminio modelio aprašymas

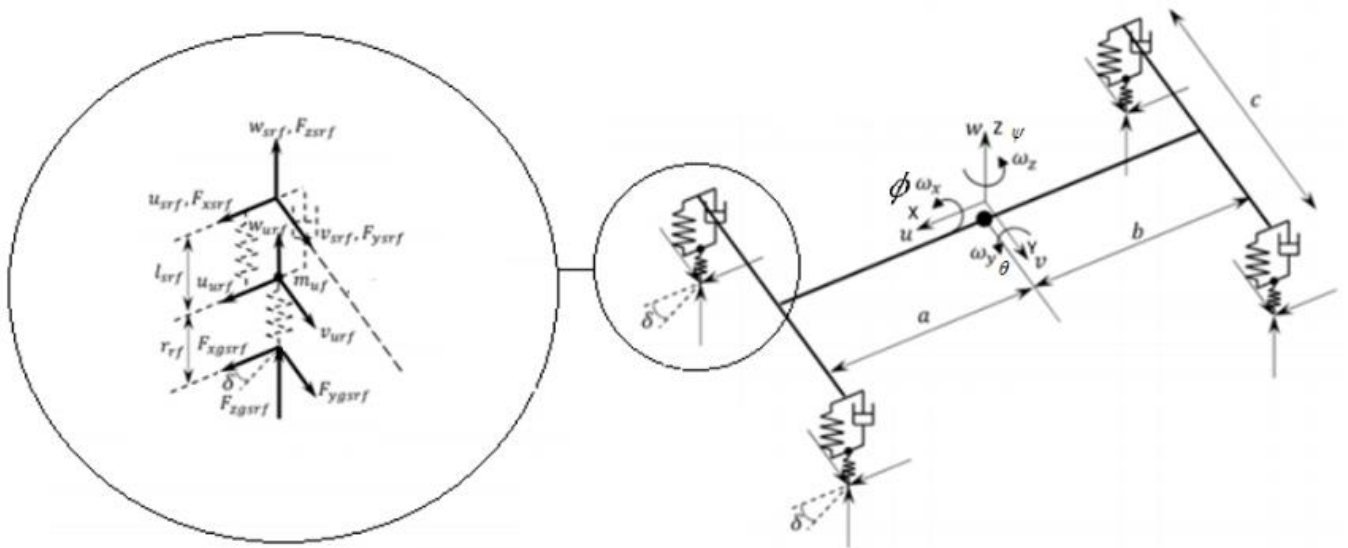
Pasirinktas keturiolikos laisvės laipsnių automobilio dinaminis modelis. Norint geriau pateikti transporto priemonės šoninę ir posvyrio dinamiką, taip pat sukimosi ir pasisukimo judesio sujungimą dėl trumpalaikės šoninės jėgos pasiskirstymo ekstremalių manevrų metu, aukštesnio laipsnio modelis, pvz., 14-DOF (DOF- laisvės laipsniai), taip pat naudojamas apvirtimo tyrimuose. 14-DOF modelio automobiliu atsižvelgiama į pakabą visuose keturiuose kampuose, šis modelis turi galimybes numatyti transporto priemonės polinkio ir vertikalios sūpavimo judesius. Taip pat šiuo dinaminio modeliu galima modeliuoti netiesines spyruokles ir slopintuvus, simuliuoti transporto priemonės reakcijas į įprastas jėgas įvestis, kai veikia aktyvi pakabos sistema. Be to, 14-DOF modelis gali numatyti automobilio elgseną kuomet pakyla ratas, todėl gali būti naudojamas kuriant ir tikrinant apvirtimo prognozavimo ar prevencijų planus [10]. 7 pav. pavaizduota keturiolikos laisvės laipsnių automobilio modelio schema su vienmate pakaba.

Šioje dinaminėje schemoje (žr. 7 pav.) kėbulas turi šešis laisvės laipsnius, kur du laisvės laipsniai tenka kiekviename iš keturių ratų, įskaitant vertikalios pakabos eigą ir ratų sukimąsi. Kėbulas laikomas absoliučiai standžiu. Su automobilio masės centru (toliau- m. c.) susieta vietinė koordinatinių sistema uvw (žr. 7 pav.). u, v, w yra atitinkamų spyruoklių masių išilginiai, skersiniai ir vertikalūs greičiai [10].

Automobilio dinaminis modelis sudarytas naudojant šias prielaidas [11]:

- priekinės ašies ratai pasisuka vienodu kampu $\delta_f = \delta$, o galinės ašies ratai yra nevaldomi;
- priekinio atstojamojo rato vairavimo kampas yra mažas;
- transporto priemonė suskaidyta į penkias mases: kėbulo masė ir keturių ratų masės;
- naudojamas linijinis padangų mechanikų modelis;

- kairės ir dešinės pusės padangos praslydimo kampai yra vienodi;
- skersinės jėgos yra proporcingos padangų slydimo kampams;
- aerodinamikos poveikis tarp kairės ir dešinės pusės padangų yra nepaisomas.



7 pav. Automobilio dinaminio modelio schema [10]

Jėgų ir greičių komponentai dešiniajame priekiniame transporto priemonės kampe pavaizduoti 8 pav. Greičiai u_{srf} , v_{srf} , w_{srf} yra dešiniojo priekinio rato išilginis, šoninis ir vertikalus greitis atitinkamai išilgine, skersine ir vertikalia kryptimis (žr. 7 pav.). Šiuos greičius galima išreikšti transformavus m. c. greičius kaip [10]

$$\begin{pmatrix} u_{srf} \\ v_{srf} \\ w_{srf} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 & 0 & \frac{c_f}{2} \\ 0 & 0 & a \\ -\frac{c_f}{2} & -a & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \omega_x \\ \omega_y \\ \omega_z \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} u \\ v \\ w \end{pmatrix}; \quad (1)$$

Kairės pusės priekiniam kampui:

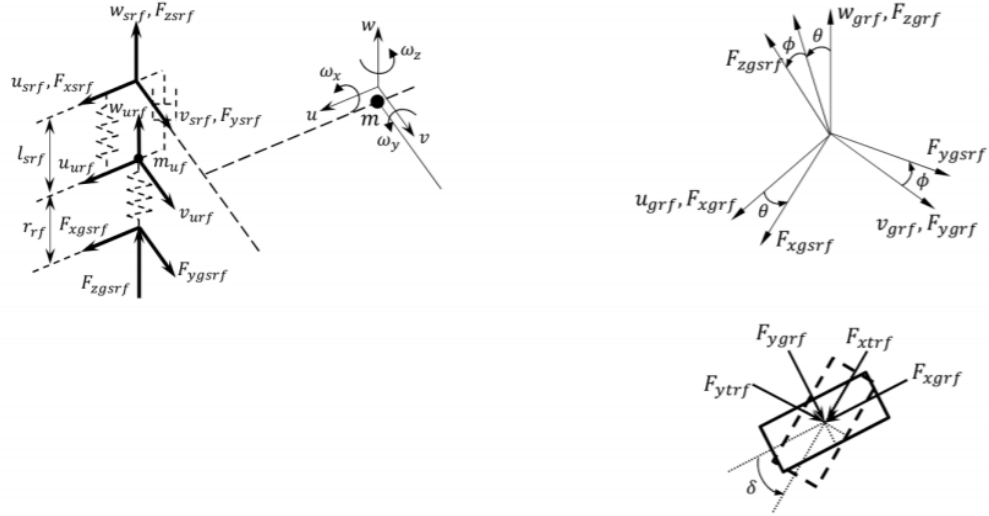
$$\begin{pmatrix} u_{slf} \\ v_{slf} \\ w_{slf} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 & 0 & \frac{-c_f}{2} \\ 0 & 0 & a \\ \frac{c_f}{2} & -a & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \omega_x \\ \omega_y \\ \omega_z \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} u \\ v \\ w \end{pmatrix}; \quad (2)$$

Kairės pusės galiniam kampui:

$$\begin{pmatrix} u_{str} \\ v_{str} \\ w_{str} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 & 0 & \frac{-c_r}{2} \\ 0 & 0 & -b \\ \frac{c_r}{2} & b & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \omega_x \\ \omega_y \\ \omega_z \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} u \\ v \\ w \end{pmatrix}; \quad (3)$$

Dešinės pusės galiniam kampui:

$$\begin{pmatrix} u_{srr} \\ v_{srr} \\ w_{srr} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 & 0 & \frac{c_r}{2} \\ 0 & 0 & -b \\ \frac{-c_r}{2} & b & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \omega_x \\ \omega_y \\ \omega_z \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} u \\ v \\ w \end{pmatrix}. \quad (4)$$



8 pav. Jėgų ir greičių, esančių dešiniajame priekiniame transporto priemonės kampe, aprašymas [10]

$F_{xsr}, F_{ysr}, F_{zsr}$, yra jėgos, perduotos kėbulo masei išilgine, šonine ir vertikalia kryptimis. $F_{xgr}, F_{ygr}, F_{zgr}$ yra jėgos, veikiančios padangos ir žemės kontakto vieta. Šias jėgas galima užrašyti padangų jėgoms $F_{xgr}, F_{ygr}, F_{zgr}$ projektuojant jos komponentus išilgai 7 pav. koordinatinių rėmo

$$\begin{pmatrix} F_{xgr} \\ F_{ygr} \\ F_{zgr} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos\phi & \sin\phi \\ 0 & -\sin\phi & \cos\phi \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \cos\phi & 0 & -\sin\phi \\ 0 & 1 & -b \\ \sin\phi & 0 & \cos\phi \end{pmatrix} \begin{pmatrix} F_{xgr} \\ F_{ygr} \\ F_{zgr} \end{pmatrix}. \quad (5)$$

Jėgos F_{xgr}, F_{ygr} gaunamos padangos ir žemės kontakto vietoje išsprendus išilgines F_{xtr} ir posūkio F_{ytr} jėgas [2]

$$F_{xgr} = F_{xtr}\cos\delta - F_{ytr}\sin\delta; \quad (6)$$

$$F_{ygr} = F_{ytr}\cos\delta + F_{xtr}\sin\delta; \quad (7)$$

kur δ – ratų pasukimo kampas.

Linijinis padangos modelis buvo pasitelktas kuriant padangų jėgas F_{xtr} ir F_{ytr} . Išilginiai ir skersiniai slydimai padangos modelyje apskaičiuojami [10]:

$$s_{rf} = \frac{(r_{rf}\omega_{rf} - (u_{grf}\cos\delta + v_{grf}\sin\delta))}{|(u_{grf}\cos\delta + v_{grf}\sin\delta)|}, \quad (8)$$

$$\alpha_{rf} = \tan^{-1}\left(\frac{v_{grf}}{u_{grf}}\right) - \delta; \quad (9)$$

u_{grf} ir v_{grf} išilginį ir skersinį greitį dešiniajame priekinio rato kampe, padangos sąlyčio vietoje, galima nustatyti iš [10]:

$$u_{grf} = \cos\theta(u_{urf} - \omega_y \cdot r_{rf}) + \sin\theta(w_{urf}\cos\phi + \sin\phi(\omega_x \cdot r_{rf} + v_{urf})); \quad (10)$$

$$v_{grf} = \cos\phi(v_{urf} - \omega_x \cdot r_{rf}) - w_{urf}\sin\phi. \quad (11)$$

Ankstesnėse lygtyse naudojamus rato masės išilginius (u_{grf}) ir skersinius (v_{grf}) greičius galima tiesiog parašyti kaip [10]

$$u_{urf} = u_{srf} - l_{srf}\omega_y; \quad (12)$$

$$v_{urf} = v_{srf} + l_{srf}\omega_x; \quad (13)$$

kur l_{srf} yra momentinis statramsčio ilgis. Išvestinės iš u_{urf} ir v_{urf} pateikiamos kaip

$$\dot{u}_{urf} = \dot{u}_{srf} - ((\omega_{srf} - \omega_{urf})\omega_y + l_{srf}\dot{\omega}_y); \quad (14)$$

$$\dot{v}_{urf} = \dot{v}_{srf} - ((\omega_{srf} - \omega_{urf})\omega_x + l_{srf}\dot{\omega}_x). \quad (15)$$

Rato masės kampinis greitis ω_{urf} atspindi pakabos įlinkį atitinkantį laisvės laipsnį ir gali būti išreikštas taikant Niutono dėsnį vertikaliai rato masės judėjimui [10]

$$m_u \dot{w}_{urf} = \cos\phi(\cos\theta(F_{zgrf} - m_u g) + \sin\theta F_{xgrf}) - \sin\phi F_{ygrf} - F_{dzrf} - x_{srf} k_{sf} - \dot{x}_{srf} b_{sf} - m_u (v_{urf} \omega_x - u_{urf} \omega_y); \quad (16)$$

kur k_{sf} – pakabos standumas, b_{sf} – pakabos slopinimo koeficientas ir x_{srf} – momentinis dešinės priekinės pakabos spyruoklės suspaudimas. F_{dzrf} – papildoma jėga, kuri atsiranda ratuose per pakabos jungtis, dėl reakcijos jėgų [10].

Momentinis pakabos spyruoklės įlinkis x_{srf} [10]:

$$\dot{x}_{srf} = -w_{srf} + w_{urf}. \quad (17)$$

Vertikalią jėgą F_{zgrf} kuri veikia padangos su žeme sąlyčio vietoje galime išreikšti pasitelkus padangos standumą k_{tf} ir momentinį padangos įlinkį x_{trf} kaip [10]:

$$F_{zgrf} = F_{ztrf} = x_{trf} k_{tf}. \quad (18)$$

Momentinis padangos įlinkis x_{trf} 18 lygtyje pateikiamas kaip [10]

$$\dot{x}_{trf} = w_{grf} - w_{uirf} = w_{grf} - (\cos\theta(w_{urf}\cos\phi + v_{urf}\sin\phi) - u_{urf}\sin\theta); \quad (19)$$

kur w_{uirf} yra vertikalus rato greitis. Priimsime, jog šiame modelyje vertikalus rato greitis w_{grf} padangos su žeme sąlyčio vietoje bus 0 (lygus kelias). Taip pat verta paminėti, jei manoma, kad padanga išlieka fiksuotu kampu su statramsčiu, vertikalus padangos standumas, k_{tf} , visada laikomas normaliniu į žemę tarp žemės ir rato centro [10].

Tuomet nustatome momentinį padangos spindulį [10]

$$r_{rf} = \frac{r_0 - x_{trf}}{\cos\theta \cos\phi}. \quad (20)$$

Norint atsižvelgti į rato pakilimą, kai padangos radialinis suspaudimas tampa mažesnis nei nulis, normalinė padangos jėga F_{zgrf} nustatoma, kad būtų lygi nuliui. Taip pat, momentinis padangos spindulys laikomas lygiu nominaliniam padangos spinduliui, kol ratas pakilęs [10].

$$\text{Jei } x_{trf} < 0, \text{ tai } F_{zgrf} = 0 \text{ ir } r_{rf} = r_0. \quad (21)$$

Kai padangos normalinė jėga tampa lygi nuliui, jos neveikia nei skersinės F_{ygrf} , nei išilginės F_{xgrf} jėgos. Todėl vienintelės jėgos, veikiančios bet kuriame rate, yra rato svorio ir inercijos jėgos, kurios yra labai mažo dydžio. Apžvelgę minėtas jėgas ir greičius pasirinktoje sistemoje, dinaminio modeliu galima imituoti transporto priemonės elgseną rato pakilimo ir virtimo metu, su (21) minėtomis modifikacijomis [10].

Momentinis statramsčio ilgis l_{srf} išreiškiamas [10]

$$l_{srf} = l_{sif} - (x_{srf} - x_{sif}); \quad (22)$$

kur l_{sif} yra pradinis statramsčio ilgis ir x_{sif} yra pradinis pakabos spyruoklės įlinkis.

Pradinis statramsčio ilgis paimamas toks [10]

$$l_{sif} = h - (r_0 - x_{tif}); \quad (23)$$

kur x_{tif} yra pradinis padangų suspaudimas.

Pradinis spyruoklės suspaudimas x_{sif} ir pradinis padangų suspaudimas x_{tif} nustatomi pagal statines sąlygas [10]

$$x_{sif} = \frac{mb}{2(a+b)k_{sf}}; \quad (24)$$

$$x_{tif} = \frac{(mb/2(a+b) + m_{urf})}{k_{tf}}. \quad (25)$$

Kairiajam priekiniam, kairiajam galiniam ir dešiniajam galiniams kampams momentinis statramsčio ilgis, pradinis statramsčio ilgis, pradinė pakabos spyruoklės deformacija, pradinis statramsčio ilgis ir pradinis spyruoklės suspaudimas bei pradinis padangų suspaudimas yra toks pat kaip ir dešiniojo priekinio kampo.

Jėgos F_{xsrif} ir F_{ysrif} perduodamos į kėbulo masę per u ir v ašis, kurios gaunamos iš atitinkamų jėgų F_{xgsrif} ir F_{ygsrif} , veikiančių ant padangos sąlyčio vietoje su žeme, atimant rato masės svorio ir inercijos jėgų komponentus [10]

$$F_{xsrif} = F_{xgsrif} + m_u g \sin\theta - m_u \dot{u}_{urf} + m_u \omega_z v_{urf} - m_u \omega_y w_{urf}; \quad (26)$$

$$F_{ysrif} = F_{ygsrif} - m_u g \sin\phi \cos\theta - m_u \dot{v}_{urf} + m_u \omega_x w_{urf} - m_u \omega_z u_{urf}. \quad (27)$$

Vertikali jėga F_{zsrif} , perduodama į kėbulo masę per atramą, yra [10]

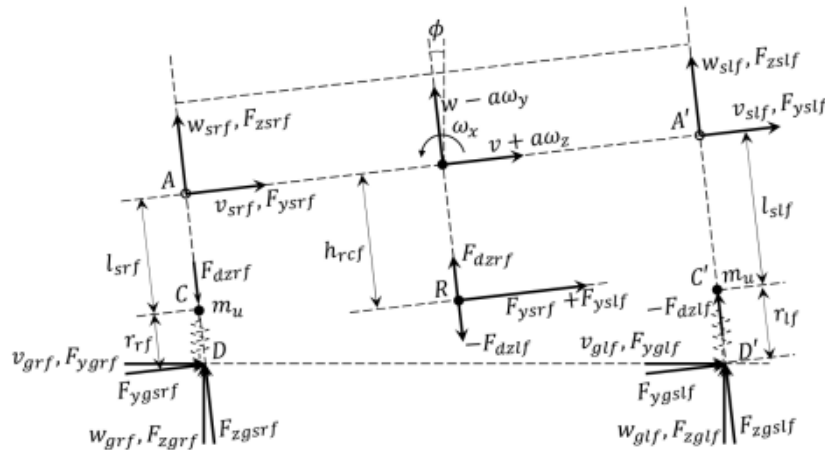
$$F_{zsr f} = x_{sr f} k_{sr f} + \dot{x}_{sr f} b_{sr f}. \quad (28)$$

9 pav. pavaizduotos priekinės pakabos jėgos ir greičiai posvyrio plokštumoje. Paprastai posvyrio plokštumoje aukščio nustatymui pasitelkiama žemė, kaip atskaitos taškas. Tačiau kuriant šį modelį daroma prielaida, kad priekiniai ir galiniai posvyrio centrai yra fiksuoti atitinkamai atstumais h_{rcf} ir h_{rcr} žemiau kėbulo masės m. c., palei neigiamą w - ašį pavaizduotą 7 pav. Be to, posvyrio centras paprasčiausiai laikomas jėgų, perduodamų kėbulo masei per pakabos jungtis, taikymo tašku, o ne kaip kinematinis suvaržymas. 9 pav. F_{zslf} ir $F_{zsr f}$ yra jėgos, perduodamos į kėbulo masę per statramsčius. $F_{ysl f}$ ir $F_{ysr f}$ reiškia šonines jėgas, perduodamas į kėbulo masę per pakabos jungtis. Jei nėra posvyrio centro, kai manoma, kad posvyrio centras yra žemės plokštumoje, bendras posvyrio momentas, perduodamas kėbulo masei, pavyzdžiui, dešiniajame priekiniame kampe išilgai ω_x krypties, nurodomas kaip [10]

$$\begin{aligned} M_{xrf} &= F_{ygsr f} (l_{sr f} + r_{rf}) - (m_u \sin \phi \cos \theta + m_u \dot{u}_{urf} - m_u \omega_x w_{urf} + m_u \omega_z u_{urf}) \cdot \\ &\cdot l_{sr f} = F_{ygsr f} r_{rf} + F_{ysr f} l_{sr f}; \end{aligned} \quad (29)$$

kairiam priekiniam kampui:

$$\begin{aligned} M_{xlf} &= F_{ygslf} (l_{slf} + r_{lf}) - (m_u \sin \phi \cos \theta + m_u \dot{u}_{ulf} - m_u \omega_x w_{ulf} + m_u \omega_z u_{ulf}) \cdot \\ &\cdot l_{slf} = F_{ygslf} r_{lf} + F_{ysl f} l_{slf}; \end{aligned} \quad (30)$$



9 pav. jėgos ir greičiai priekinės pakabos posvyrio plokštumoje [10]

Modeliuojant posvyrio centrą, kaip parodyta 9 pav., posvyrio momentas M_{xrf} , kurį dešiniojo priekinio kampo pakaba perduoda kėbulo masei, yra [10]

$$M_{xrf} = F_{ysr f} h_{rcf}. \quad (31)$$

Taigi įtraukus posvyrio centrą, sumažinamas visas priekinio pakabos į spyruoklinę masę perkeltas posvyrio momentas. Skirtumas tarp posvyrio momentų, kai nėra posvyrio centro ir kai yra, tiesiogiai veikia rato masę ir yra atsakingas už jungties apkrovos perkėlimo jėgas (kėlimo jėgas), F_{dzlf} ir $F_{dzr f}$. Šias jėgas galime aprašyti [10]:

$$F_{dzrf} = -F_{dzlf} = \frac{F_{ygsrf}r_{rf} + F_{ysrf}l_{srf} + F_{ygslf}r_{lf} + F_{yslfl_{slf}} - (F_{ysrf} + F_{yslfl_{slf}})h_{rcf}}{c_f}. \quad (32)$$

Perduodami momentai M_{yrf} ir M_{zrf} į kėbulo masę, pavyzdžiui, dešiniajame priekiniame kampe, ω_y ir ω_z ašių kryptimis, gali būti pateikiami kaip [10]

$$\begin{aligned} M_{yrf} &= -(F_{xsgrf}(l_{srf} + r_{rf}) - (-m_u g \sin\theta + m_u \dot{u}_{urf} - m_u \omega_z v_{urf} + m_u \omega_y w_{urf})l_{srf}) = \\ &= -(F_{xsgrf}r_{rf} + F_{xsrf}l_{srf}); \end{aligned} \quad (33)$$

$$M_{zrf} = 0. \quad (34)$$

Galinės pakabos bendras posvyrio momentas, perduodamas kėbulo masei kairiajame gale ir dešiniajame galiniame kampe, yra tokios pačios formos, kaip priekinės pakabos.

Taigi, jėgas F_{dzlr} ir F_{dzrr} galime įvertinti [10]

$$F_{dzrr} = -F_{dzlr} = \frac{F_{ygslr}r_{lr} + F_{yslrl_{slr}} + F_{ygsrr}r_{rr} + F_{ysrr}l_{srr} - (F_{yslrl_{slr}} + F_{ysrr})h_{rcr}}{c_r}. \quad (35)$$

Dabar galime išvesti kėbulo masės modelio, kuri turi 6 laisvės laipsnius, judesio lygtys [10]

$$m(\dot{u} + \omega_y w - \omega_z v) = \sum(F_{xsi j}) + mg \sin\theta; \quad (36)$$

$$m(\dot{v} + \omega_z u - \omega_x w) = \sum(F_{ysi j}) + mg \sin\phi \cos\theta; \quad (37)$$

$$m(\dot{w} + \omega_x v - \omega_y u) = \sum(F_{zsi j} + F_{dzi j}) - mg \cos\phi \cos\theta; \quad (38)$$

$$J_x \dot{\omega}_x = \sum(M_{xij}) + \frac{(F_{zslf} - F_{zsrfl_{slf}})c_f + (F_{zslr} - F_{zsrll_{slr}})c_r}{2}; \quad (39)$$

$$J_y \dot{\omega}_y = \sum(M_{yij}) + (F_{zslr} - F_{zsrll_{slr}})b - (F_{zslf} + F_{zsrfl_{slf}})a; \quad (40)$$

$$J_z \dot{\omega}_z = \sum(M_{zij}) + (F_{yslfl_{slf}} - F_{ysrfl_{slf}})a - (F_{yslrl_{slr}} + F_{ysrrl_{slr}})b + \frac{(-F_{xslf} + F_{xsrfl_{slf}})c_f + (-F_{xslr} + F_{xsrll_{slr}})c_r}{2}; \quad (41)$$

čia m – kėbulo masė; \dot{u} , \dot{v} , \dot{w} – kėbulo išilginis, šoninis ir vertikalus pagreitis; ω_x , ω_y , ω_z , – kėbulo kampiniai greičiai atitinkamai apie x , y ir z ašis; u , v , w – kėbulo išilginis, šoninis ir vertikalus greitis; g – laisvojo kritimo pagreitis; θ , ϕ – kėbulo polinkio ir posvyrio kampas; $F_{xsi j}$, $F_{ysi j}$, $F_{zsi j}$ – ratą ij veikiančios jėgos atitinkamai išilgai x , y , z ašies; $F_{dzi j}$ – papildoma jėga veikianti ratus; ij apatinių indeksų reikšmės: lf – kairysis priekinis ratas, rf – dešinysis priekinis ratas, lr – kairysis galinis ratas, rr – dešinysis kairinis ratas; J_x , J_y , J_z – kėbulo masės inercijos momentai atitinkamai apie x , y ir z ašis; $\dot{\omega}_x$, $\dot{\omega}_y$, $\dot{\omega}_z$ – kėbulo kampiniai pagreičiai atitinkamai apie x , y ir z ašis; c_r , c_f – vėžės plotis; b – atstumas nuo m. c. iki galinės ašies; a – atstumas nuo m. c. iki priekinės ašies; M_{xij} , M_{yij} , M_{zij} – momentai veikiantys ratą ij atitinkamai apie x , y , z ašis.

Jėgos veikiančios dešinę priekinę ratą [10]:

$$F_{xsrf} = F_{xgsrf} + m_u g \sin\theta - m_u \dot{u}_{urf} + m_u \omega_z v_{urf} - m_u \omega_y w_{urf}; \quad (42)$$

$$F_{ysrf} = F_{ygsrf} - m_u g \sin\phi \cos\theta - m_u \dot{v}_{urf} + m_u \omega_x w_{urf} - m_u \omega_z u_{urf}; \quad (43)$$

$$F_{zsr f} = x_{sr f} k_{sr f} + \dot{x}_{sr f} b_{sr f}. \quad (44)$$

Jėgos veikiančios kairį priekinį ratą [10]:

$$F_{xsl f} = F_{xgsl f} + m_u g \sin \theta - m_u \dot{u}_{ul f} + m_u \omega_z v_{ul f} - m_u \omega_y w_{ul f}; \quad (45)$$

$$F_{ysl f} = F_{ygs l f} - m_u g \sin \phi \cos \theta - m_u \dot{v}_{ul f} + m_u \omega_x w_{ul f} - m_u \omega_z u_{ul f}; \quad (46)$$

$$F_{zsl f} = x_{sl f} k_{sl f} + \dot{x}_{sl f} b_{sl f}. \quad (47)$$

Jėgos veikiančios kairį galinį ratą [10]:

$$F_{xsl r} = F_{xgsl r} + m_u g \sin \theta - m_u \dot{u}_{ul r} + m_u \omega_z v_{ul r} - m_u \omega_y w_{ul r}; \quad (48)$$

$$F_{ysl r} = F_{ygs l r} - m_u g \sin \phi \cos \theta - m_u \dot{v}_{ul r} + m_u \omega_x w_{ul r} - m_u \omega_z u_{ul r}; \quad (49)$$

$$F_{zsl r} = x_{sl r} k_{sl r} + \dot{x}_{sl r} b_{sl r}. \quad (50)$$

Jėgos veikiančios dešinį galinį ratą [10]:

$$F_{xsrr} = F_{xgsrr} + m_u g \sin \theta - m_u \dot{u}_{urr} + m_u \omega_z v_{urr} - m_u \omega_y w_{urr}; \quad (51)$$

$$F_{ysrr} = F_{ygsrr} - m_u g \sin \phi \cos \theta - m_u \dot{v}_{urr} + m_u \omega_x w_{urr} - m_u \omega_z u_{urr}; \quad (52)$$

$$F_{zsrr} = x_{sl r} k_{srr} + \dot{x}_{srr} b_{srr}. \quad (53)$$

čia F_{xgsij} , F_{ygsij} – jėga, veikianti padangos ir kelio sąlyčio vietoje x ir y ašių kryptimis; m_u – rato masė; u_{uij} , v_{uij} , w_{uij} – rato masės pradinis išilginis, šoninis, vertikalus greitis; \dot{u}_{uij} , \dot{v}_{uij} – rato masės pradinis išilginis, šoninis pagreitis; x_{sij} – momentinis pakabos spyruoklės suspaudimas; \dot{x}_{sij} – momentinis pakabos spyruoklės suspaudimo greitis; k_{sij} – pakabos standumas; b_{sij} – pakabos slopinimas.

Kardaniniai kampai tarp pasukto ir nepasukto rato koordinatinių sistemų, kampai θ , ψ , ϕ reikalingi prieš tai minėtose formulėse gaunami integruojant šias lygtis [10],

$$\dot{\theta} = \omega_y \cos \phi - \omega_z \sin \phi; \quad (54)$$

$$\dot{\psi} = \frac{\omega_y \sin \phi}{\cos \theta} + \frac{\omega_z \cos \phi}{\cos \theta}; \quad (55)$$

$$\dot{\phi} = \omega_x + \omega_y \sin \phi \tan \theta + \omega_z \cos \phi \tan \theta. \quad (56)$$

Kiekvieno rato sukimosi dinamiką galima pateikti kaip [12]

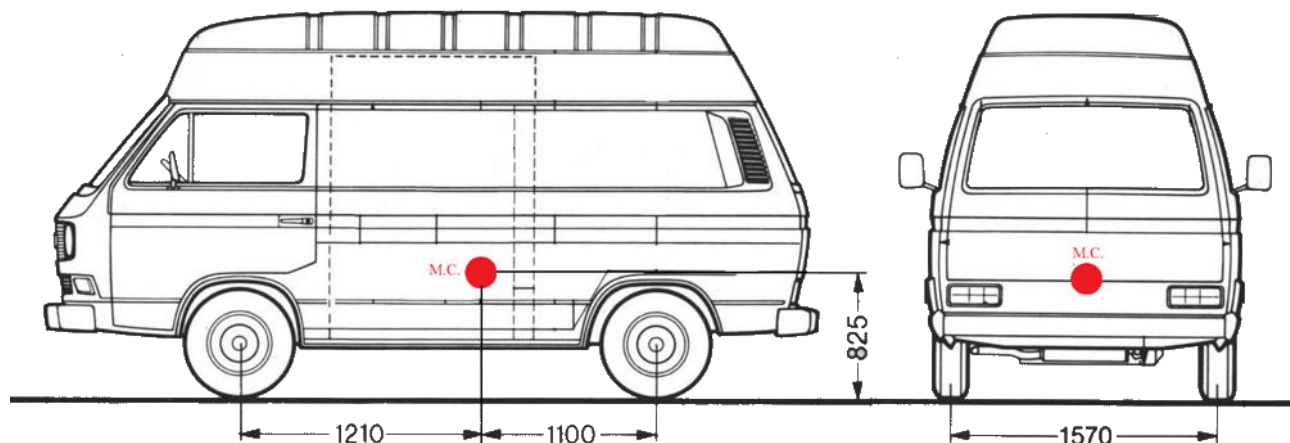
$$J_w \dot{\omega}_{ij} = T_{dij} - T_{bij} - r_{ij} F_{xtij}; \quad (57)$$

kur T_{drf} yra ratui perduodamas važiavimo momentas, T_{brf} yra rato stabdymo momentas.

Pagal aukščiau pateiktą metodiką tyrimas atliktas pasinaudojus iš „Shuping Chen ir Dan Negrut“ gautu MATLAB terpėje pritaikytu programos kodu (žr. 1 priedą). Ši programa buvo pritaikyta automobilio stabilumo tyrimams.

3. Modeliavimas ir analizė

Tyrimui atlikti naudosime automobilio Volkswagen T3 modelį (žr. 10 pav.).



10 pav. Volkswagen T3 [13]

Tirto automobilio parametrai pateikti 1 lentelėje.

3 lentelė. Automobilio dinaminio modelio parametrai

Simbolis	Parametro aprašymas	Vertė
m	Kėbulo masė	2 070 kg
J_x	Kėbulo masės inercijos momentas apie x ašį	900 kg · m ²
J_y	Kėbulo masės inercijos momentas apie y ašį	2 000 kg · m ²
J_z	Kėbulo masės inercijos momentas apie z ašį	2 420 kg · m ²
J_{xz}	Kėbulo masės išcentrinis momentas apie y ašį	90 kg · m ²
a	Atstumas nuo m. c. iki priekinės ašies	1,21 m
b	Atstumas nuo m. c. iki galinės ašies	1,1 m
h	Automobilio m. c. aukštis	0,825 m
c_f	Priekinis tarpuvėžis	1,57 m
c_r	Galinis tarpuvėžis	1,57 m
k_{sf}	Priekinės pakabos standumas	45 000 N/m
k_{sr}	Galinės pakabos standumas	45 000 N/m
b_{sf}	Priekinės pakabos slopinimo koeficientas	3 500 Ns/m
b_{sr}	Galinės pakabos slopinimo koeficientas	3 500 Ns/m
m_{uf}	Priekinė ratų masė	80 kg
m_{ur}	Galinė ratų masė	80 kg
k_{tf}	Priekinės padangos standumas	200 000 N/m

k_{tr}	Galinės padangos standumas	200 000 N/m
$C_{\alpha f}$	Priekinės dešinės padangos standumas posūkyje	47 000 N/rad
$C_{\alpha r}$	Galinės dešinės padangos standumas posūkyje	47 000 N/rad
$C_{x f}$	Priekinės dešinės padangos santykinis išilginis standumas	5 000 N
$C_{x r}$	Galinės dešinės padangos santykinis išilginis standumas	5 000 N
r_0	Nominalus padangos spindulys	0,285 m
J_w	Padangos/rato posvyrio inercijos momentas	1 kg · m ²
h_{rcf}	Priekinio posvyrio atstumas žemiau kėbulo m. c.	0,65 m
h_{rcr}	Galinio posvyrio atstumas žemiau kėbulo m. c.	0,6 m

Tiriant laikoma, kad kelias yra horizontalus.

Tyrimui pasirinkti trys manevrai (trajektorijos) t.y. kliūtis apvažiavimas, lenkimo manevras, kelio posūkis 10°. Šia tvarka pateikti automobilio priekinių ratų susukimo kampo kitimo dėsniai 11, 36, 59 paveiksluose, taip pat ir automobilio svorio centro trajektorijos 12, 37, 60 paveiksluose.

Ištirtas stabilumas virtimui nustačius kokią įtaką automobilio stabilumui turės jo kėbulo svoris, svorio centro padėtis, amortizatorių standumai ir slopinimo laipsnio koeficientai važiuojant užsiduotu ratų pasukimo kampu ir važiavimo greičiu. Važiavimo greitis didinamas iki stabilumo praradimo, kuomet virtimo momentas nuo inercijos apkrovų M bus didesnis už automobilio momentą kuris priešinasi virtimui M_{st} .

3.1. Automobilio stabilumo tyrimas pirmąja trajektorija

Automobilį veikiantis momentas kuris priešinasi virtimui

$$M_{st} = m_t \cdot g \cdot c_r; \quad (58)$$

čia m_t – bendra viso automobilio masė, g – laisvojo kritimo pagreitis,

$$m_t = m + 2(m_{uf} + m_{ur}). \quad (59)$$

Virtimo momentas nuo inercijos apkrovų

$$M = M_1 + M_2; \quad (60)$$

čia M_1 – virtimo momentas aplink išilginę ašį, M_2 – išcentrinės skersinės jėgos virtimo momentas.

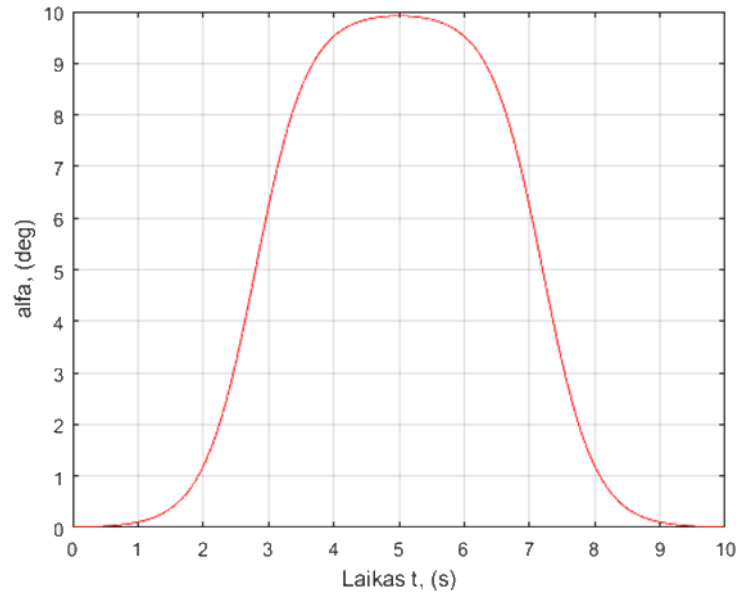
$$M_1 = J_x \dot{\omega}_x; \quad (61)$$

$$M_2 = m_t \cdot h \cdot a_{y1}; \quad (62)$$

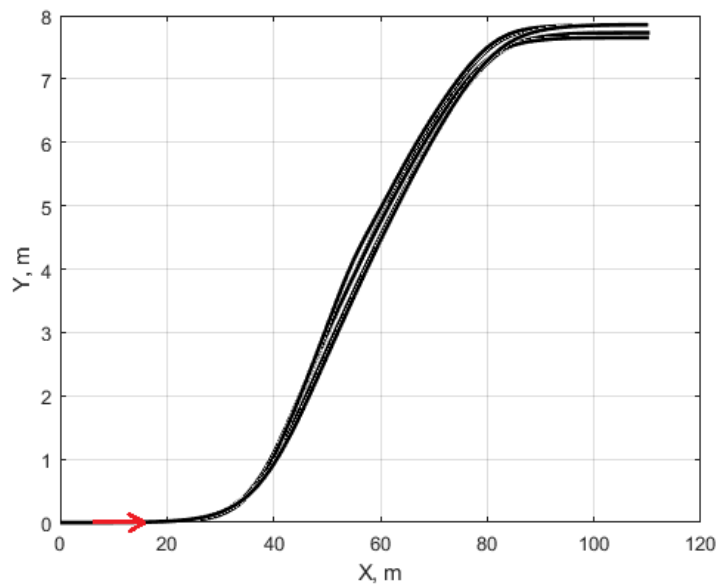
čia a_{y1} – automobilio šoninis pagreitis

$$a_{y1} = u \cdot \omega_z + \dot{v}; \quad (63)$$

$$\dot{\omega}_x = \left(\frac{1}{J_x}\right) \left((M_{xlf} + M_{xrf} + M_{xlr} + M_{xrr}) + (F_{zslf} - F_{zsr}) \frac{c_f}{2} + 2(F_{zslr} - F_{zsr}) \frac{c_r}{2} \right). \quad (64)$$



11 pav. Priekinių ratų susukimo kampo α kitimas pirmoje trajektorijoje



12 pav. Automobilio svorio centro judėjimo trajektorija apvažiuojant kliūtį. Skirtingos kreivės rodo trajektoriją važiuojant skirtingais greičiais

Bet kokios kreivės $y(x)$ kreivumo spindulys [14]

$$R_c = \sqrt{\left[1 + \left(\frac{dy}{dx}\right)^2\right]^3 / \left|\frac{d^2y}{dx^2}\right|}. \quad (65)$$

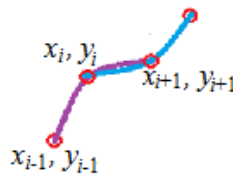
Nustatant automobilio judėjimo kreivumo spindulį daroma prielaida, kad gretimus tris trajektorijos taškus jungianti kreivė visada yra kvadratinė parabolė (žr. 13 pav.). Tada taške $(x_i; y_i)$ transporto priemonės svorio centro judėjimo kreivumo spindulys bus

$$R_{ci} = \frac{\sqrt{[1+(2ax_i+b)^2]^3}}{|2a|}; \quad (66)$$

čia

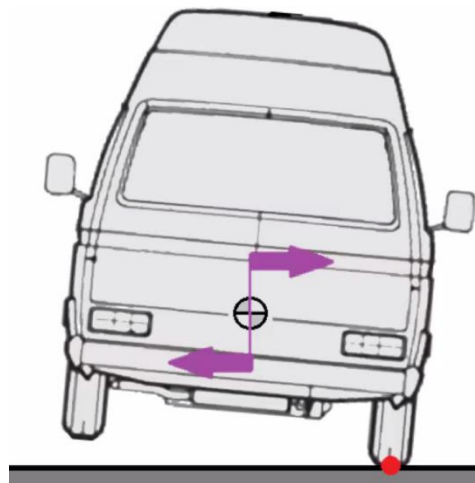
$$a = \frac{1}{x_i^2} \left[y_i - \frac{y_{i-1}x_i^2 - y_ix_{i-1}^2}{x_i^2 - x_{i-1}^2} - b \left(x_i + \frac{x_ix_{i-1}^2 - x_i^2x_{i-1}}{x_i^2 - x_{i-1}^2} \right) \right]; \quad (67)$$

$$b = \frac{(y_{i+1}x_i^2 - y_ix_{i+1}^2)(x_i^2 - x_{i-1}^2) - (y_{i-1}x_i^2 - y_ix_{i-1}^2)(x_i^2 - x_{i+1}^2)}{(x_i^2x_{i+1} - x_ix_{i+1}^2)(x_i^2 - x_{i-1}^2) + (x_ix_{i-1}^2 - x_i^2x_{i-1})(x_i^2 - x_{i+1}^2)}. \quad (68)$$



13 pav. Kreivumo spindulio skaičiuojamoji schema

Kai M yra didesnė už M_{st} automobilis pradės virsti apie automobilio ratą (žr 14 pav.).

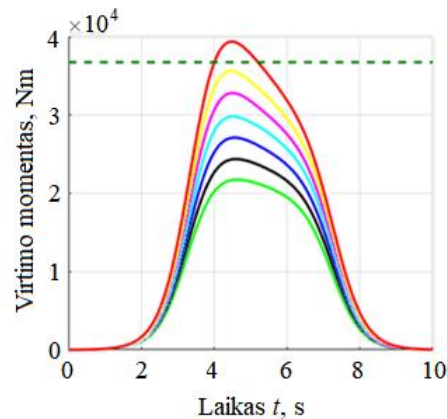


14 pav. Taškas apie kurį virs automobilis

Automobilio virtimo pradžios sąlyga:

$$M \geq M_{st}. \quad (69)$$

Ištirtas stabilumas virtimui važiuojant pirmąja trajektorija su nurodytais trečioje lentelėje duomenimis.



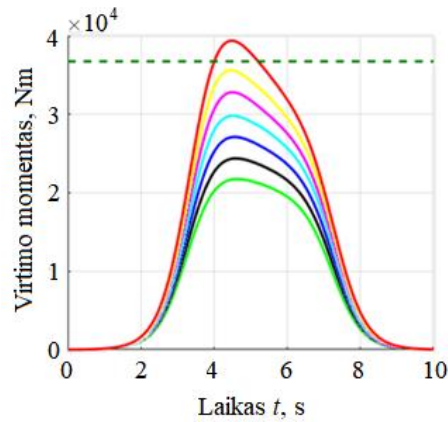
15 pav. Virtimo momentų kitimas pirmojoje trajektorijoje, kai automobilio važiavimo greitis yra: (—) – 90 km/h; (—) – 92 km/h; (—) – 94 km/h; (—) – 96 km/h; (—) – 98 km/h; (—) – 100 km/h; (—) – 102 km/h

15 paveiksle pavaizduota žalia punktyrinė linija rodo ribinę virtimo momento vertę, kurią viršijus automobilis praras stabilumą. momentą kuris priešinasi virtimui. Vientisos spalvotos linijos vaizduoja automobilį veikiantį virtimo momentą nuo inercijos apkrovų, didinant automobilio greitį nuo 90 km/h iki stabilumo praradimo, kas 2 km/h. Automobilis praranda stabilumą, t. y. pradeda virsti, kai važiavimo greitis 102 km/h, laikotarpiu nuo 4 s iki 5,3 s.

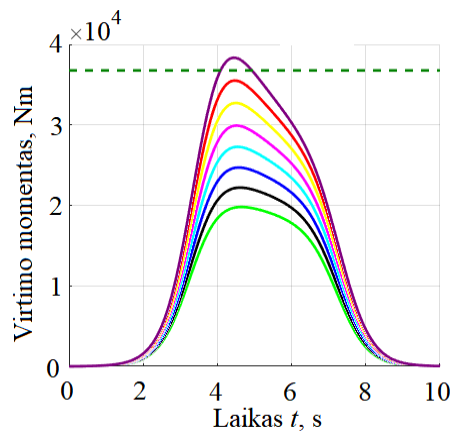
Atliekant tyrimą nustatyta kokią įtaką automobilio stabilumui turės jo m. c. padėtis važiuojant pirmąja trajektorija:

4 lentelė. Keičiamas automobilio m. c. aukštis pirmojoje trajektorijoje

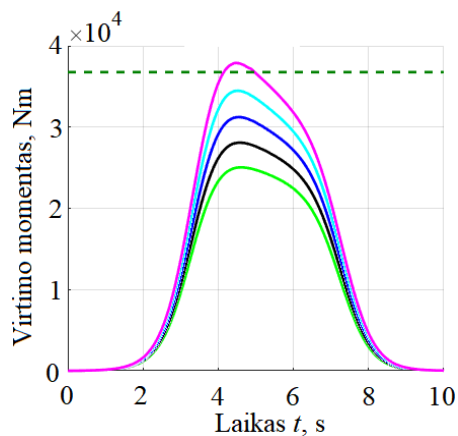
Keičiamas dydis	Automobilio m. c. aukštis
Iš standartinio	0,825 m
Į nestandartinį	0,75 m
	0,95 m
	1,05 m



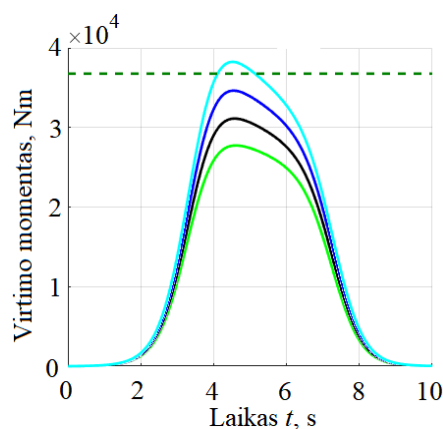
16 pav. Virimo momento kitimas pirmojoje trajektorijoje, m. c. aukštis 0,825 m, , kai automobilio važiavimo greitis yra: (—) – 90 km/h; (—) – 92 km/h; (—) – 94 km/h; (—) – 96 km/h; (—) – 98 km/h; (—) – 100 km/h; (—) – 102 km/h



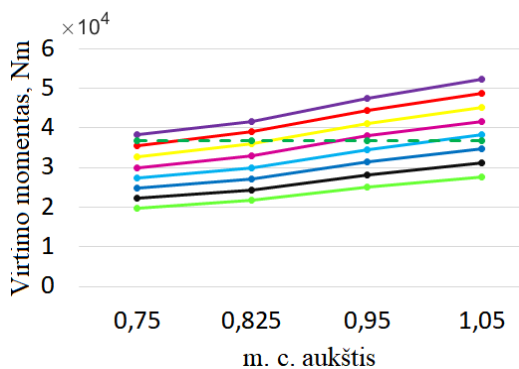
17 pav. Virimo momento kitimas pirmojoje trajektorijoje, m. c. aukštis 0,75 m, kai automobilio važiavimo greitis yra: (—) – 90 km/h; (—) – 92 km/h; (—) – 94 km/h; (—) – 96 km/h; (—) – 98 km/h; (—) – 100 km/h; (—) – 102 km/h; (—) – 102 km/h



18 pav. Virimo momento kitimas pirmojoje trajektorijoje, m. c. aukštis 0,95 m, kai automobilio važiavimo greitis yra: (—) – 90 km/h; (—) – 92 km/h; (—) – 94 km/h; (—) – 96 km/h; (—) – 98 km/h



19 pav. Virtimo momento kitimas pirmojoje trajektorijoje, m. c. aukštis 1,05 m, kai automobilio važiavimo greitis yra: (—) – 90 km/h; (—) – 92 km/h; (—) – 94 km/h; (—) – 96 km/h



20 pav. Virtimo momento didžiausių verčių priklausomybė nuo m. c. pirmojoje trajektorijoje, kai automobilio važiavimo greitis yra: (—) – 90 km/h; (—) – 92 km/h; (—) – 94 km/h; (—) – 96 km/h; (—) – 98 km/h; (—) – 100 km/h; (—) – 102 km/h;

16 – 20 paveiksluose pavaizduota žalia punktyrinė linija rodo ribinę virtimo momento vertę, kurią viršijus automobilis praras stabilumą. momentą kuris priešinasi virtimui. Vientisos spalvotos linijos vaizduoja automobilį veikiančių virtimo momentą nuo inercijos apkrovų, didinant automobilio greitį nuo 90 km/h iki stabilumo praradimo. Automobilis praranda stabilumą, t. y. pradeda virsti, kai:

- m. c. aukštis 0,825 m (žr. 16 pav.), stabilumas prarandamas važiuojant 102 km/h, laikotarpiu nuo 4 s iki 5,3 s;
- m. c. aukštis 0,75 m (žr. 17 pav.), stabilumas prarandamas važiuojant 104 km/h, laikotarpiu nuo 4 s iki 5 s;
- m. c. aukštis 0,95 m (žr. 18 pav.), stabilumas prarandamas važiuojant 98 km/h, laikotarpiu nuo 4,1 s iki 5 s;
- m. c. aukštis 1,05 m (žr. 19 pav.), stabilumas prarandamas važiuojant 96 km/h, laikotarpiu nuo 4,1 s iki 5,1 s.

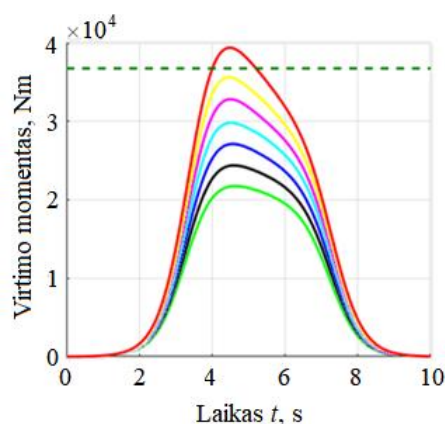
Kaip virtimo momento didžiausios vertės priklauso nuo automobilio m. c. aukščio prie skirtingų važiavimo greičių pateikta 20 paveiksle.

Pagal analogiškus dėsnius esant kitoms kėbulo masėms, vortimo momento kitimo dėsningumai yra panašūs į 15 paveiksle pateiktus vortimo momentų kitimo dėsningumus.

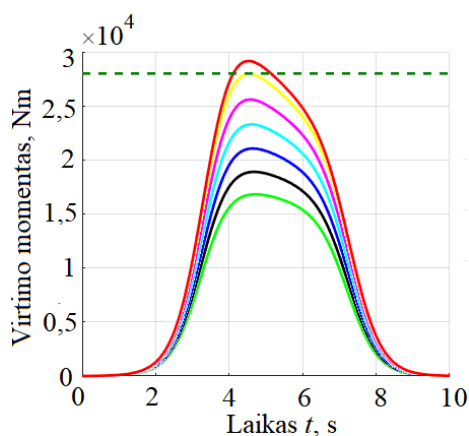
Atliekant tyrimą nustatyta kokią įtaką automobilio stabilumui turės jo kėbulo masė važiuojant pirmąja trajektorija:

5 lentelė. Keičiama automobilio kėbulo masė pirmojoje trajektorijoje

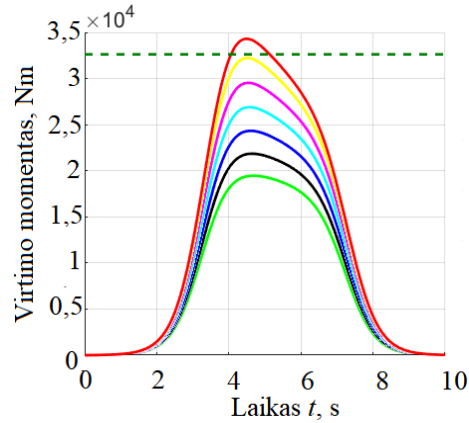
Keičiamas dydis	Automobilio m. c. aukštis
Iš standartinio	2 070 kg
Į nestandartinį	1 500 kg
	1 800 kg
	2 400 kg



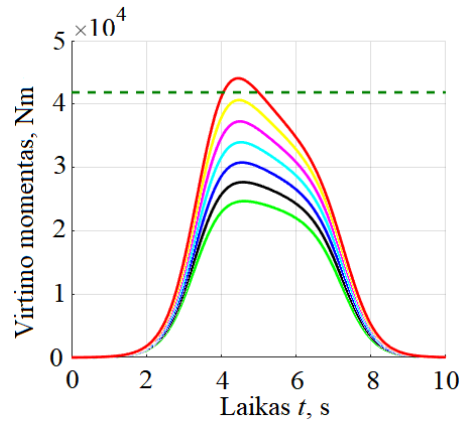
21 pav. Vortimo momento kitimas pirmojoje trajektorijoje, kėbulo masė 2070 kg, kai automobilio važiavimo greitis yra: (—) – 90 km/h; (—) – 92 km/h; (—) – 94 km/h; (—) – 96 km/h; (—) – 98 km/h; (—) – 100 km/h; (—) – 102 km/h



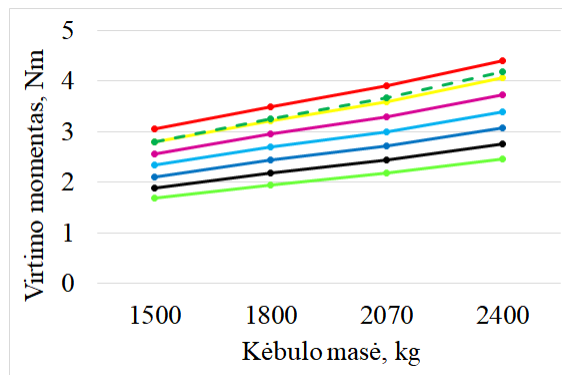
22 pav. Vortimo momento kitimas pirmojoje trajektorijoje, kėbulo masė 1500 kg, kai automobilio važiavimo greitis yra: (—) – 90 km/h; (—) – 92 km/h; (—) – 94 km/h; (—) – 96 km/h; (—) – 98 km/h; (—) – 100 km/h; (—) – 102 km/h



23 pav. Virstimo momento kitimas pirmojoje trajektorijoje, kai kėbulo masė 1800 kg, kai automobilio važiavimo greitis yra: (—) – 90 km/h; (—) – 92 km/h; (—) – 94 km/h; (—) – 96 km/h; (—) – 98 km/h; (—) – 100 km/h; (—) – 102 km/h



24 pav. Virstimo momento kitimas pirmojoje trajektorijoje, kai kėbulo masė 2400 kg, kai automobilio važiavimo greitis yra: (—) – 90 km/h; (—) – 92 km/h; (—) – 94 km/h; (—) – 96 km/h; (—) – 98 km/h; (—) – 100 km/h; (—) – 102 km/h



25 pav. Virstimo momento didžiausių verčių priklausomybė nuo kėbulo masės pirmojoje trajektorijoje, kai automobilio važiavimo greitis yra: (—) – 90 km/h; (—) – 92 km/h; (—) – 94 km/h; (—) – 96 km/h; (—) – 98 km/h; (—) – 100 km/h; (—) – 102 km/h

21 – 25 paveiksluose pavaizduota žalia punktyrinė linija rodo ribinę virtimo momento vertę, kurią viršijus automobilis praras stabilumą. momentą kuris priešinasi virtimui. Vientisos spalvotos linijos vaizduoja automobilį veikiantį virtimo momentą nuo inercijos apkrovų, didinant automobilio greitį nuo 90 km/h iki stabilumo praradimo. Automobilis praranda stabilumą, t. y. pradeda virsti, kai:

- kėbulo masė 2070 kg (žr. 21 pav.), stabilumas prarandamas važiuojant 102 km/h, laikotarpiu nuo 4 s iki 5,3 s;
- kėbulo masė 1500 kg (žr. 22 pav.), stabilumas prarandamas važiuojant 102 km/h, laikotarpiu nuo 4,1 s iki 5,1 s;
- kėbulo masė 1800 kg (žr. 23 pav.), stabilumas prarandamas važiuojant 102 km/h, laikotarpiu nuo 4,05 s iki 5,1 s;
- kėbulo masė 2400 kg (žr. 24 pav.), stabilumas prarandamas važiuojant 102 km/h, laikotarpiu nuo 4,1 s iki 5,1 s.

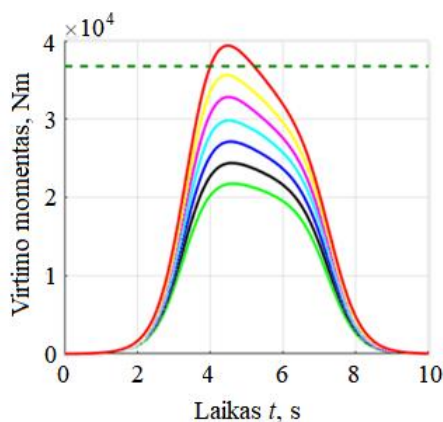
Kaip virtimo momento didžiausios vertės priklauso nuo automobilio m. c. aukščio prie skirtingų važiavimo greičių pateikta 25 paveiksle.

Pagal analogiškus dėsnius esant kitiems pakabos standumams, virtimo momento kitimo dėsningumai yra panašūs į 15 paveiksle pateiktus virtimo momentų kitimo dėsningumus.

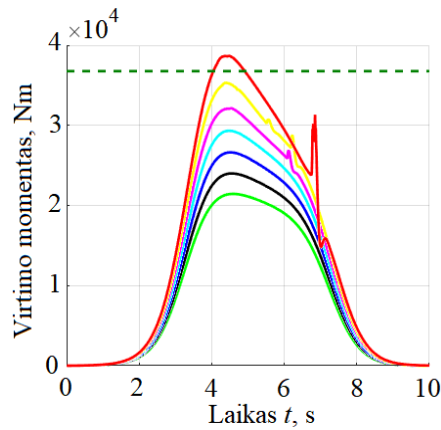
Atliekant tyrimą nustatyta kokią įtaką automobilio stabilumui turės jo pakabos standumas važiuojant pirmąją trajektorija:

6 lentelė. Keičiamas automobilio pakabos standumas pirmojoje trajektorijoje

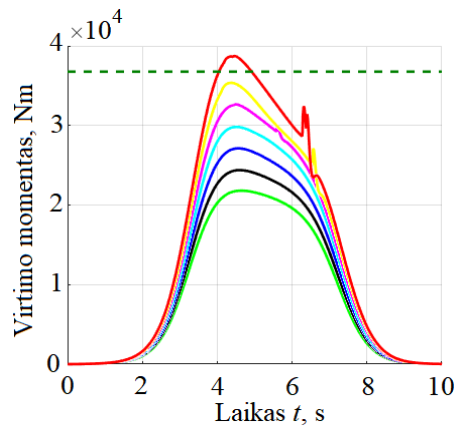
Keičiamas dydis	Priekinės pakabos standumas	Galinės pakabos standumas
Iš standartinio	45 000 N/m	45 000 N/m
Į nestandartinį	35 000 N/m	35 000 N/m
	25 000 N/m	25 000 N/m
	55 000 N/m	55 000 N/m



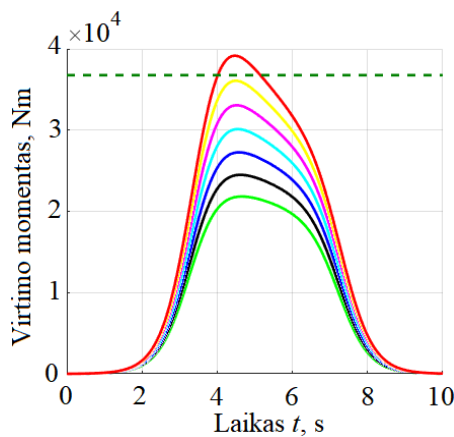
26 pav. Virtimo momento kitimas pirmojoje trajektorijoje, priekinės arba galinės pakabos standumas 45 kN/m, kai automobilio važiavimo greitis yra: (—) – 90 km/h; (—) – 92 km/h; (—) – 94 km/h; (—) – 96 km/h; (—) – 98 km/h; (—) – 100 km/h; (—) – 102 km/h



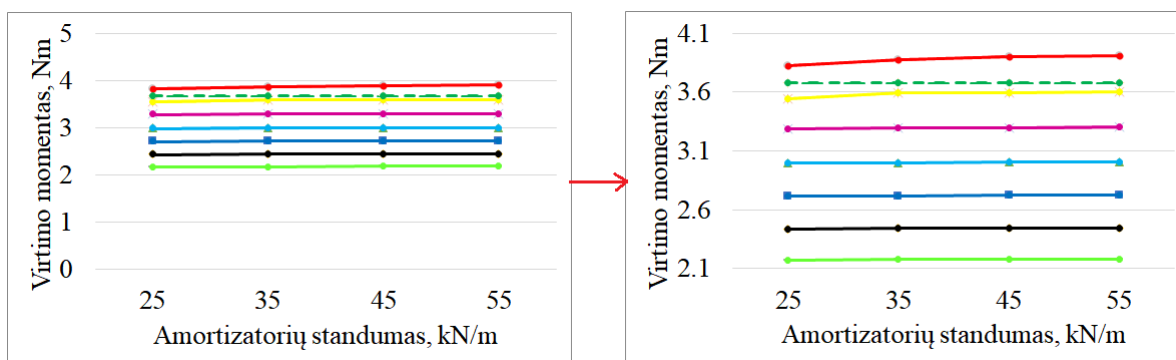
27 pav. Virtimo momento kitimas pirmojoje trajektorijoje, priekinės arba galinės pakabos standumas 25 kN/m, kai automobilio važiavimo greitis yra: (—) – 90 km/h; (—) – 92 km/h; (—) – 94 km/h; (—) – 96 km/h; (—) – 98 km/h; (—) – 100 km/h; (—) – 102 km/h



28 pav. Virtimo momento kitimas pirmojoje trajektorijoje, priekinės arba galinės pakabos standumas 35 kN/m, kai automobilio važiavimo greitis yra: (—) – 90 km/h; (—) – 92 km/h; (—) – 94 km/h; (—) – 96 km/h; (—) – 98 km/h; (—) – 100 km/h; (—) – 102 km/h



29 pav. Virtimo momento kitimas pirmojoje trajektorijoje, priekinės arba galinės pakabos standumas 55 kN/m, kai automobilio važiavimo greitis yra: (—) – 90 km/h; (—) – 92 km/h; (—) – 94 km/h; (—) – 96 km/h; (—) – 98 km/h; (—) – 100 km/h; (—) – 102 km/h



30 pav. Vortimo momento didžiausių verčių priklausomybė nuo pakabos standumo pirmojoje trajektorijoje, kai automobilio važiavimo greitis yra: (—) – 90 km/h; (—) – 92 km/h; (—) – 94 km/h; (—) – 96 km/h; (—) – 98 km/h; (—) – 100 km/h; (—) – 102 km/h

26 – 30 paveiksluose pavaizduota žalia punktyrinė linija rodo ribinę vortimo momento vertę, kurią viršijus automobilis praras stabilumą. momentą kuris priešinasi vortimui. Vientisos spalvotos linijos vaizduoja automobilį veikiantį vortimo momentą nuo inercijos apkrovų, didinant automobilio greitį nuo 90 km/h iki stabilumo praradimo. Automobilis praranda stabilumą, t. y. pradeda virsti, kai:

- Priekinės arba galinės pakabos standumas 45 kN/m (žr. 26 pav.), stabilumas prarandamas važiuojant 102 km/h, laikotarpiu nuo 4 s iki 5,3 s;
- Priekinės arba galinės pakabos standumas 25 kN/m (žr. 27 pav.), stabilumas prarandamas važiuojant 102 km/h, laikotarpiu nuo 4,1 s iki 5,1 s;
- Priekinės arba galinės pakabos standumas 35 kN/m (žr. 28 pav.), stabilumas prarandamas važiuojant 102 km/h, laikotarpiu nuo 4 s iki 5,05 s;
- Priekinės arba galinės pakabos standumas 55 kN/m (žr. 29 pav.), stabilumas prarandamas važiuojant 102 km/h, laikotarpiu nuo 4,1 s iki 5,1 s.

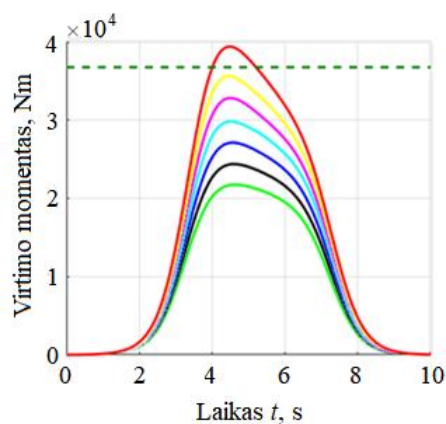
Kaip vortimo momento didžiausios vertės priklauso nuo automobilio m. c. aukščio prie skirtingų važiavimo greičių pateikta 30 paveiksle.

Pagal analogiškus dėsnius esant kitiems pakabos slopinimo koeficientams, vortimo momento kitimo dėsningumai yra panašūs į 15 pav. pateiktus vortimo momentų kitimo dėsningumus.

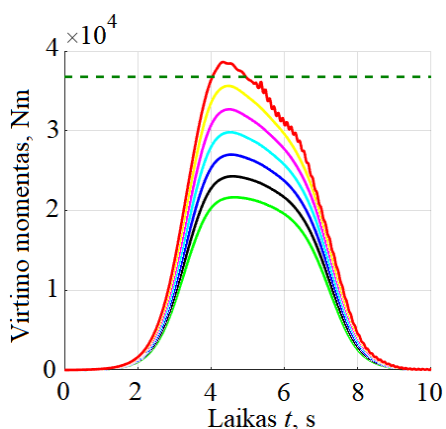
Atliekant tyrimą nustatyta kokią įtaką automobilio stabilumui turės jo pakabos slopinimo koeficientas važiuojant pirmąja trajektorija:

7 lentelė. Keičiamas automobilio pakabos slopinimo koeficientas pirmojoje trajektorijoje

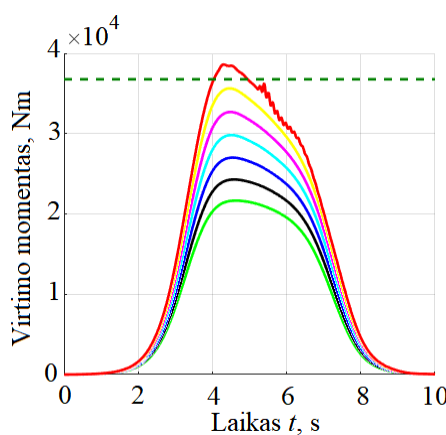
Keičiamas dydis	Priekinės pakabos slopinimo koeficientas	Galinės pakabos slopinimo koeficientas
Iš standartinio	3 500 Ns/m	3 500 Ns/m
Į nestandartinį	1 500 Ns/m	1 500 Ns/m
	350 Ns/m	350 Ns/m
	150 Ns/m	150 Ns/m



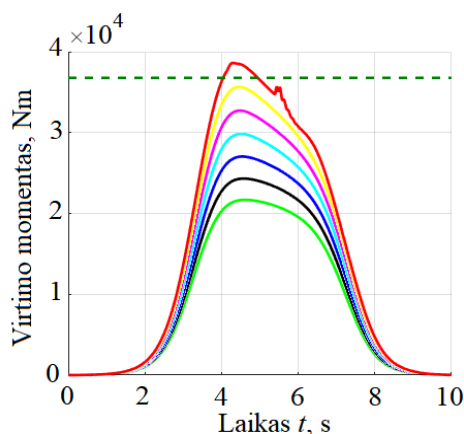
31 pav. Virtimo momento kitimas pirmojoje trajektorijoje, priekinės arba galinės pakabos slopinimo koeficientas 3,5 kNs/m, kai automobilio važiavimo greitis yra: (—) – 90 km/h; (—) – 92 km/h; (—) – 94 km/h; (—) – 96 km/h; (—) – 98 km/h; (—) – 100 km/h; (—) – 102 km/h



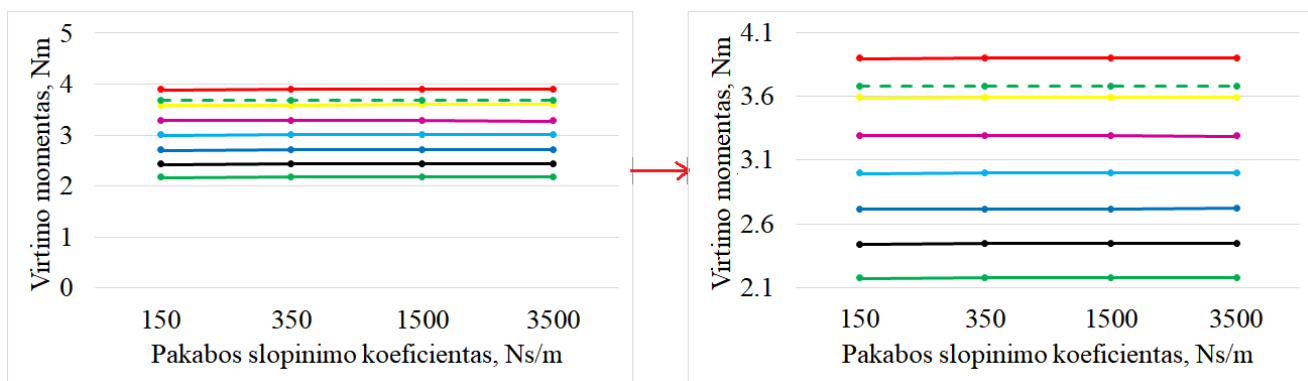
32 pav. Virtimo momento kitimas pirmojoje trajektorijoje, priekinės arba galinės pakabos slopinimo koeficientas 150 Ns/m, kai automobilio važiavimo greitis yra: (—) – 90 km/h; (—) – 92 km/h; (—) – 94 km/h; (—) – 96 km/h; (—) – 98 km/h; (—) – 100 km/h; (—) – 102 km/h



33 pav. Virtimo momento kitimas pirmojoje trajektorijoje, priekinės arba galinės pakabos slopinimo koeficientas 350 Ns/m, kai automobilio važiavimo greitis yra: (—) – 90 km/h; (—) – 92 km/h; (—) – 94 km/h; (—) – 96 km/h; (—) – 98 km/h; (—) – 100 km/h; (—) – 102 km/h



34 pav. Virimo momento kitimas pirmojoje trajektorijoje, priekinės arba galinės pakabos slopinimo koeficientas 1,5 kNs/m, kai automobilio važiavimo greitis yra: (—) – 90 km/h; (—) – 92 km/h; (—) – 94 km/h; (—) – 96 km/h; (—) – 98 km/h; (—) – 100 km/h; (—) – 102 km/h



35 pav. Virimo momento didžiausių verčių priklausomybė nuo pakabos slopinimo koeficiento pirmojoje trajektorijoje, kai automobilio važiavimo greitis yra: (—) – 90 km/h; (—) – 92 km/h; (—) – 94 km/h; (—) – 96 km/h; (—) – 98 km/h; (—) – 100 km/h; (—) – 102 km/h

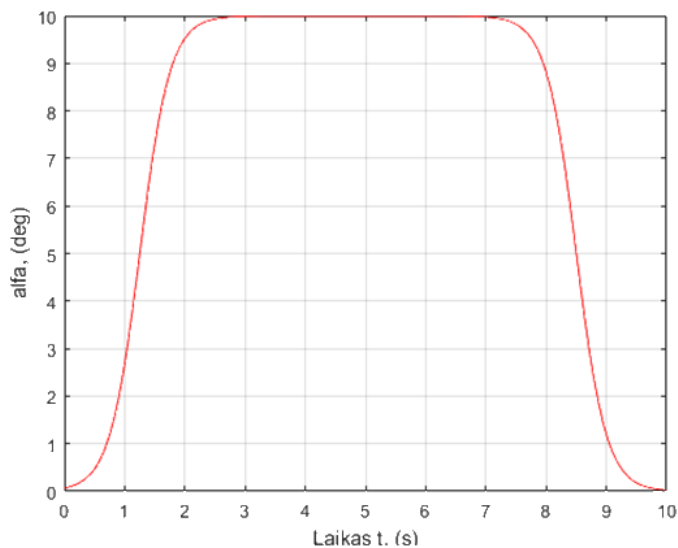
31 – 35 paveiksluose pavaizduota žalia punktyrinė linija rodo ribinę virimo momento vertę, kurią viršijus automobilis praras stabilumą. momentą kuris priešinasi virtimui. Vientisos spalvotos linijos vaizduoja automobilį veikiančią virimo momentą nuo inercijos apkrovų, didinant automobilio greitį nuo 90 km/h iki stabilumo praradimo. Automobilis praranda stabilumą, t. y. pradeda virsti, kai:

- Priekinės arba galinės pakabos slopinimo koeficientas 3,5 kNs/m (žr. 31 pav.), stabilumas prarandamas važiuojant 102 km/h, laikotarpiu nuo 4 s iki 5,3 s;
- Priekinės arba galinės pakabos slopinimo koeficientas 150 Ns/m (žr. 32 pav.), stabilumas prarandamas važiuojant 102 km/h, laikotarpiu nuo 4 s iki 5,1 s;
- Priekinės arba galinės pakabos slopinimo koeficientas 350 Ns/m (žr. 33 pav.), stabilumas prarandamas važiuojant 102 km/h, laikotarpiu nuo 4 s iki 5,1 s;
- Priekinės arba galinės pakabos slopinimo koeficientas 1,5 kNs/m (žr. 34 pav.), stabilumas prarandamas važiuojant 102 km/h, laikotarpiu nuo 4 s iki 5,1 s.

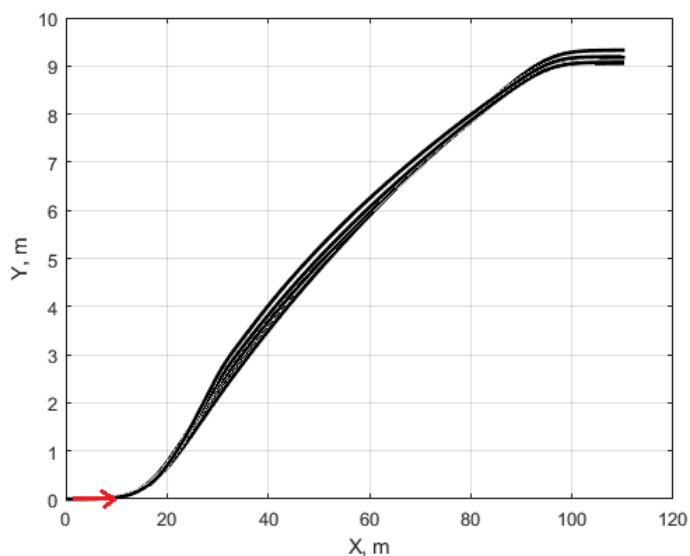
Kaip virimo momento didžiausios vertės priklauso nuo automobilio m. c. aukščio prie skirtingų važiavimo greičių pateikta 35 paveiksle.

Iš atlikto stabilumo tyrimo pirmąją trajektoriją matome, kad važiuojant vis didesniu greičiu automobilis darosi labiau nestabilus. Taip pat galima išvelgti, kad virtimo momentų didžiausios vertės didėja didinant arba mažėja mažinant automobilio techninius rodiklius (automobilio svorį, svorio padėtį, amortizatorių standumą, slopinimo laipsnių koeficientą).

3.2. Automobilio stabilumo tyrimas antrąją trajektoriją

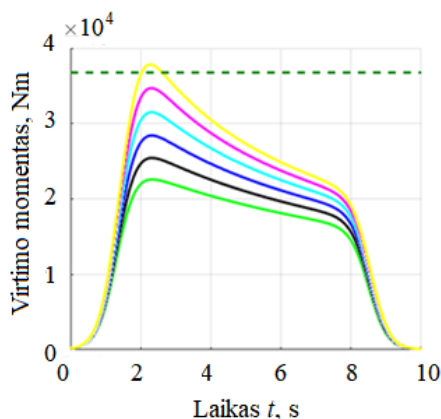


36 pav. Priekinių ratų susukimo kampo α kitimas antrojoje trajektorijoje



37 pav. Automobilio svorio centro judėjimo trajektorija atliekant lenkimo manevrą. Skirtingos kreivės rodo trajektoriją važiuojant skirtingais greičiais

Ištirtas stabilumas virtimui važiuojant antrąją trajektoriją su nurodytais 1 lentelėje duomenimis:



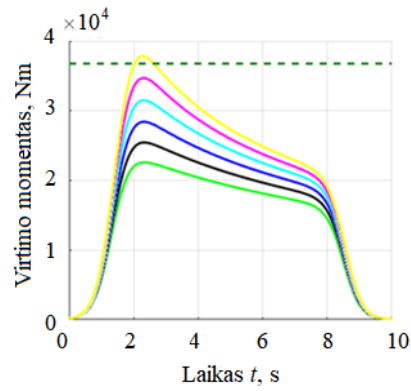
38 pav. Virtimo momentų kitimas antrojoje trajektorijoje

38 paveiksle pavaizduota žalia punktyrinė linija rodo stabilizuojantį momentą (ribą kuomet automobilis praras stabilumą). Vientisos spalvotos linijos vaizduoja automobilį veikiantį virtimo momentą nuo inercijos apkrovų, didinant automobilio greitį nuo 90 km/h iki stabilumo praradimo, kas 2 km/h. Automobilis praranda stabilumą, t. y. pradeda virsti, kai važiavimo greitis 100 km/h, laikotarpiu nuo 2 s iki 2,7 s.

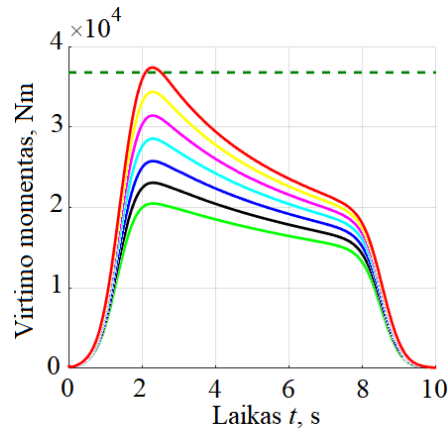
Atliekant tyrimą nustatyta kokią įtaką automobilio stabilumui turės jo m. c. padėtis važiuojant antrąją trajektoriją:

8 lentelė. Keičiamas automobilio m. c. aukštis antrojoje trajektorijoje

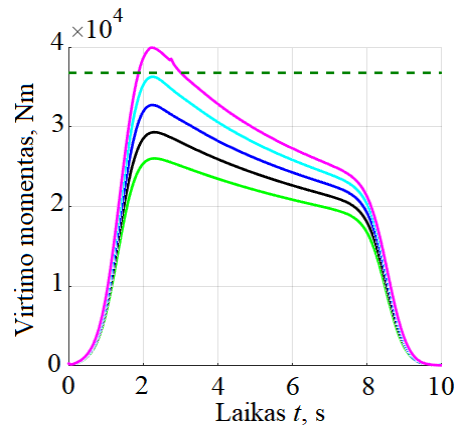
Keičiamas dydis	Automobilio m. c. aukštis
Iš standartinio	0,825 m
Į nestandartinį	0,75 m
	0,95 m
	1,05 m



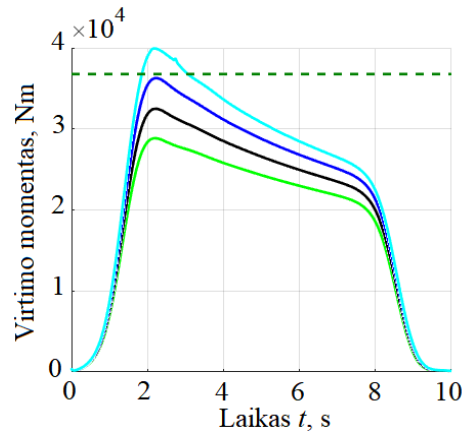
39 pav. Virtimo momento kitimas antrojoje trajektorijoje, m. c. aukštis 0,825 m, , kai automobilio važiavimo greitis yra: (—) – 90 km/h; (—) – 92 km/h; (—) – 94 km/h; (—) – 96 km/h; (—) – 98 km/h; (—) – 100 km/h



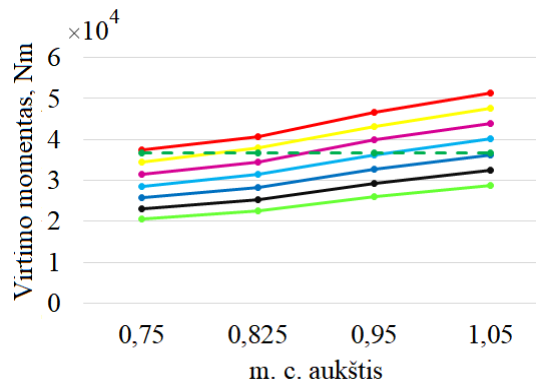
40 pav. Virtimo momento kitimas antrojoje trajektorijoje, m. c. aukštis 0,75 m, kai automobilio važiavimo greitis yra: (—) – 90 km/h; (—) – 92 km/h; (—) – 94 km/h; (—) – 96 km/h; (—) – 98 km/h; (—) – 100 km/h; (—) – 102 km/h



41 pav. Virtimo momento kitimas antrojoje trajektorijoje, m. c. aukštis 0,95 m, kai automobilio važiavimo greitis yra: (—) – 90 km/h; (—) – 92 km/h; (—) – 94 km/h; (—) – 96 km/h; (—) – 98 km/h



42 pav. Virimo momento kitimas antroje trajektorijoje, m. c. aukštis 1,05 m, kai automobilio važiavimo greitis yra: (—) – 90 km/h; (—) – 92 km/h; (—) – 94 km/h; (—) – 96 km/h



43 pav. Virimo momento didžiausių verčių priklausomybė nuo m. c. antroje trajektorijoje, kai automobilio važiavimo greitis yra: (—) – 90 km/h; (—) – 92 km/h; (—) – 94 km/h; (—) – 96 km/h; (—) – 98 km/h; (—) – 100 km/h; (—) – 102 km/h;

39 – 43 paveiksluose pavaizduota žalia punktyrinė linija rodo ribinę virimo momento vertę, kurią viršijus automobilis praras stabilumą. momentą kuris priešinasi vrtimui. Vientisos spalvotos linijos vaizduoja automobilį veikiančią virimo momentą nuo inercijos apkrovų, didinant automobilio greitį nuo 90 km/h iki stabilumo praradimo. Automobilis praranda stabilumą, t. y. pradeda virsti, kai:

- m. c. aukštis 0,825 m (žr. 39 pav.), stabilumas prarandamas važiuojant 100 km/h, laikotarpiu nuo 2 s iki 2,7 s;
- m. c. aukštis 0,75 m (žr. 40 pav.), stabilumas prarandamas važiuojant 102 km/h, laikotarpiu nuo 2 s iki 2,7 s;
- m. c. aukštis 0,95 m (žr. 41 pav.), stabilumas prarandamas važiuojant 98 km/h, laikotarpiu nuo 2 s iki 3,1 s;
- m. c. aukštis 1,05 m (žr. 42 pav.), stabilumas prarandamas važiuojant 96 km/h, laikotarpiu nuo 1,9 s iki 3,1 s.

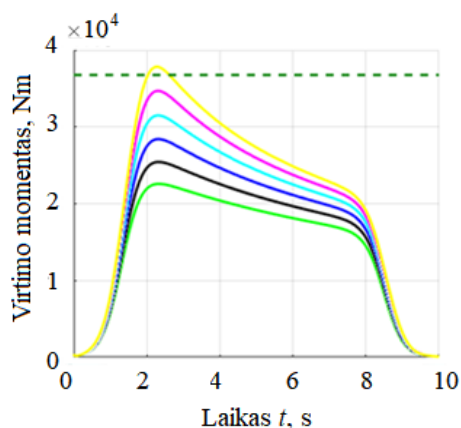
Kaip virtimo momento didžiausios vertės priklauso nuo automobilio m. c. aukščio prie skirtingų važiavimo greičių pateikta 43 paveiksle.

Pagal analogiškus dėsnius esant kitoms kėbulo masėms, virtimo momento kitimo dėsningumai yra panašūs į 38 paveiksle pateiktus virtimo momentų kitimo dėsningumus.

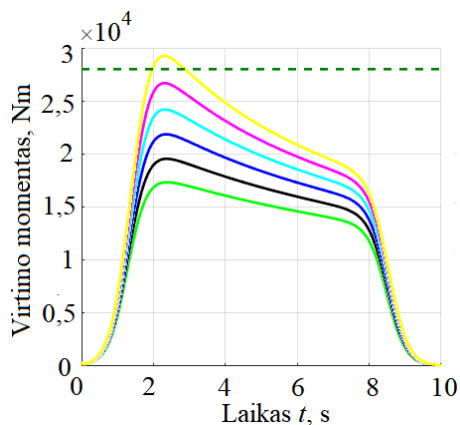
Atliekant tyrimą nustatyta kokią įtaką automobilio stabilumui turės jo kėbulo masė važiuojant antrąja trajektorija:

9 lentelė. Keičiama automobilio kėbulo masė antroje trajektorijoje

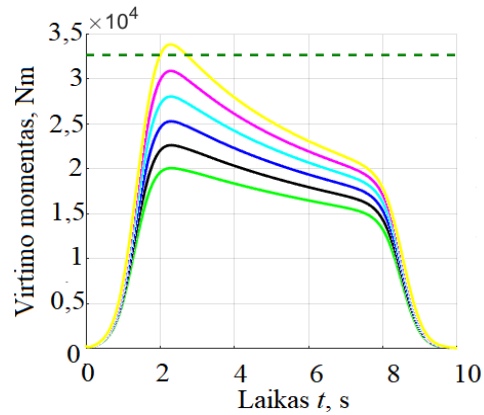
Keičiamas dydis	Automobilio m. c. aukštis
Iš standartinio	2 070 kg
Į nestandartinį	1 500 kg
	1 800 kg
	2 400 kg



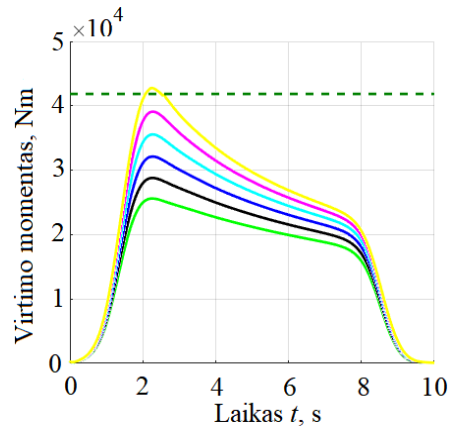
44 pav. Virtimo momento kitimas antroje trajektorijoje, kėbulo masė 2070 kg, kai automobilio važiavimo greitis yra: (—) – 90 km/h; (—) – 92 km/h; (—) – 94 km/h; (—) – 96 km/h; (—) – 98 km/h; (—) – 100 km/h



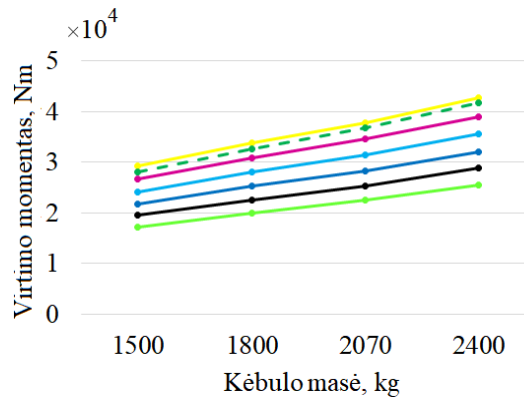
45 pav. Virtimo momento kitimas antrojoje trajektorijoje, kėbulo masė 1500 kg, kai automobilio važiavimo greitis yra: (—) – 90 km/h; (—) – 92 km/h; (—) – 94 km/h; (—) – 96 km/h; (—) – 98 km/h; (—) – 100 km/h



46 pav. Virtimo momento kitimas antrojoje trajektorijoje, kai kėbulo masė 1800 kg, kai automobilio važiavimo greitis yra: (—) – 90 km/h; (—) – 92 km/h; (—) – 94 km/h; (—) – 96 km/h; (—) – 98 km/h; (—) – 100 km/h



47 pav. Virtimo momento kitimas antrojoje trajektorijoje, kai kėbulo masė 2400 kg, kai automobilio važiavimo greitis yra: (—) – 90 km/h; (—) – 92 km/h; (—) – 94 km/h; (—) – 96 km/h; (—) – 98 km/h; (—) – 100 km/h



48 pav. Virtimo momento didžiausių verčių priklausomybė nuo kėbulo masės antrojoje trajektorijoje, kai automobilio važiavimo greitis yra: (—) – 90 km/h; (—) – 92 km/h; (—) – 94 km/h; (—) – 96 km/h; (—) – 98 km/h; (—) – 100 km/h

44 – 48 paveiksluose pavaizduota žalia punktyrinė linija rodo ribinę virtimo momento vertę, kurią viršijus automobilis praras stabilumą. momentą kuris priešinasi vrtimui. Vientisos spalvotos linijos vaizduoja automobilį veikiančią virtimo momentą nuo inercijos apkrovų, didinant automobilio greitį nuo 90 km/h iki stabilumo praradimo. Automobilis praranda stabilumą, t. y. pradeda virsti, kai:

- kėbulo masė 2070 kg (žr. 44 pav.), stabilumas prarandamas važiuojant 100 km/h, laikotarpiu nuo 2 s iki 2,7 s;
- kėbulo masė 1500 kg (žr. 45 pav.), stabilumas prarandamas važiuojant 100 km/h, laikotarpiu nuo 2 s iki 3 s;
- kėbulo masė 1800 kg (žr. 46 pav.), stabilumas prarandamas važiuojant 100 km/h, laikotarpiu nuo 2 s iki 2,7 s;
- kėbulo masė 2400 kg (žr. 47 pav.), stabilumas prarandamas važiuojant 100 km/h, laikotarpiu nuo 2 s iki 2,7 s.

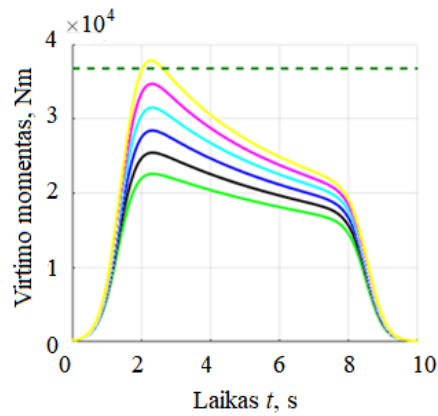
Kaip virtimo momento didžiausios vertės priklauso nuo automobilio m. c. aukščio prie skirtingų važiavimo greičių pateikta 48 paveiksle.

Pagal analogiškus dėsnius esant kitiems pakabos standumams, virtimo momento kitimo dėsningumai yra panašūs į 38 paveiksle pateiktus virtimo momentų kitimo dėsningumus.

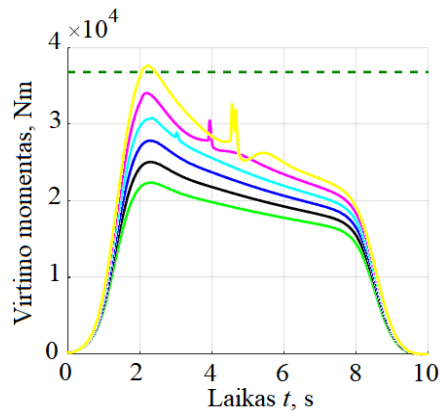
Atliekant tyrimą nustatyta kokią įtaką automobilio stabilumui turės jo pakabos standumas važiuojant antrąja trajektorija:

10 lentelė. Keičiamas automobilio pakabos standumas antrojoje trajektorijoje

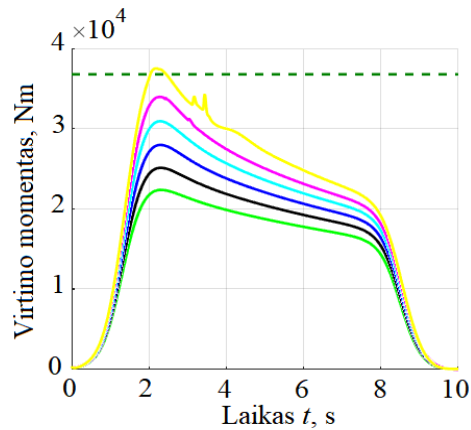
Keičiamas dydis	Priekinės pakabos standumas	Galinės pakabos standumas
Iš standartinio	45 000 N/m	45 000 N/m
Į nestandartinį	35 000 N/m	35 000 N/m
	25 000 N/m	25 000 N/m
	55 000 N/m	55 000 N/m



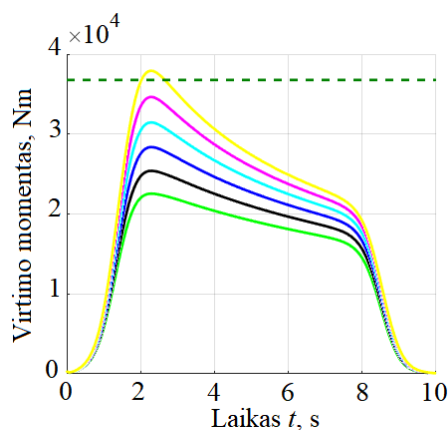
49 pav. Virtimo momento kitimas antrojoje trajektorijoje, priekinės arba galinės pakabos standumas 45 kN/m, kai automobilio važiavimo greitis yra: (—) – 90 km/h; (—) – 92 km/h; (—) – 94 km/h; (—) – 96 km/h; (—) – 98 km/h; (—) – 100 km/h



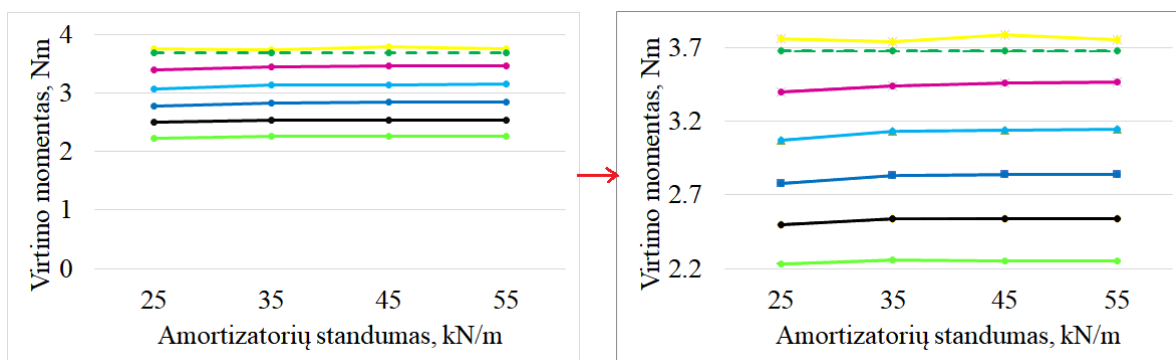
50 pav. Virtimo momento kitimas antrojoje trajektorijoje, priekinės arba galinės pakabos standumas 25 kN/m, kai automobilio važiavimo greitis yra: (—) – 90 km/h; (—) – 92 km/h; (—) – 94 km/h; (—) – 96 km/h; (—) – 98 km/h; (—) – 100 km/h



51 pav. Virtimo momento kitimas antrojoje trajektorijoje, priekinės arba galinės pakabos standumas 35 kN/m, kai automobilio važiavimo greitis yra: (—) – 90 km/h; (—) – 92 km/h; (—) – 94 km/h; (—) – 96 km/h; (—) – 98 km/h; (—) – 100 km/h



52 pav. Virtimo momento kitimas antrojoje trajektorijoje, priekinės arba galinės pakabos standumas 55 kN/m, kai automobilio važiavimo greitis yra: (—) – 90 km/h; (—) – 92 km/h; (—) – 94 km/h; (—) – 96 km/h; (—) – 98 km/h; (—) – 100 km/h



53 pav. Virtimo momento didžiausių verčių priklausomybė nuo pakabos standumo antrojoje trajektorijoje, kai automobilio važiavimo greitis yra: (—) – 90 km/h; (—) – 92 km/h; (—) – 94 km/h; (—) – 96 km/h; (—) – 98 km/h; (—) – 100 km/h

49 – 53 paveiksluose pavaizduota žalia punktyrinė linija rodo ribinę virtimo momento vertę, kurią viršijus automobilis praras stabilumą. momentą kuris priešinasi virtimui. Vientisos spalvotos linijos vaizduoja automobilį veikiantį virtimo momentą nuo inercijos apkrovų, didinant automobilio greitį nuo 90 km/h iki stabilumo praradimo. Automobilis praranda stabilumą, t. y. pradeda virsti, kai:

- Priekinės arba galinės pakabos standumas 45 kN/m (žr. 49 pav.), stabilumas prarandamas važiuojant 100 km/h, laikotarpiu nuo 2 s iki 2,7 s;
- Priekinės arba galinės pakabos standumas 25 kN/m (žr. 50 pav.), stabilumas prarandamas važiuojant 100 km/h, laikotarpiu nuo 2 s iki 2,5 s;
- Priekinės arba galinės pakabos standumas 35 kN/m (žr. 51 pav.), stabilumas prarandamas važiuojant 100 km/h, laikotarpiu nuo 2 s iki 2,5 s;
- Priekinės arba galinės pakabos standumas 55 kN/m (žr. 52 pav.), stabilumas prarandamas važiuojant 100 km/h, laikotarpiu nuo 2 s iki 2,7 s.

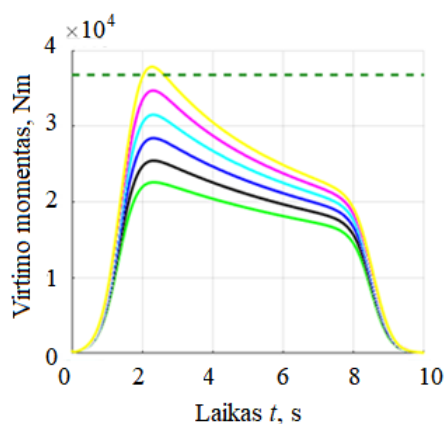
Kaip virtimo momento didžiausios vertės priklauso nuo automobilio m. c. aukščio prie skirtingų važiavimo greičių pateikta 53 paveiksle.

Pagal analogiškus dėsnius esant kitiems pakabos slopinimo koeficientams, virtimo momento kitimo dėsningumai yra panašūs į 38 pav. pateiktus virtimo momentų kitimo dėsningumus.

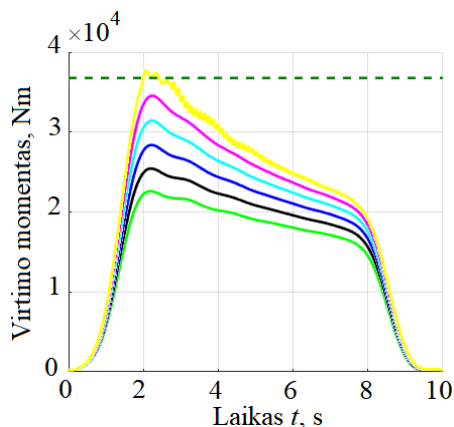
Atliekant tyrimą nustatyta kokią įtaką automobilio stabilumui turės jo pakabos slopinimo koeficientas važiuojant antrąja trajektorija:

11 lentelė. Keičiamas automobilio pakabos slopinimo koeficientas antrojoje trajektorijoje

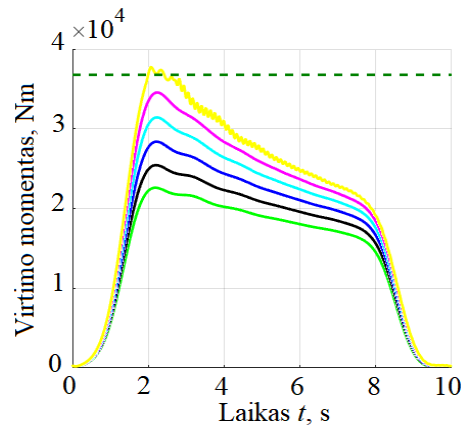
Keičiamas dydis	Priekinės pakabos slopinimo koeficientas	Galinės pakabos slopinimo koeficientas
Iš standartinio	3 500 Ns/m	3 500 Ns/m
Į nestandartinį	1 500 Ns/m	1 500 Ns/m
	350 Ns/m	350 Ns/m
	150 Ns/m	150 Ns/m



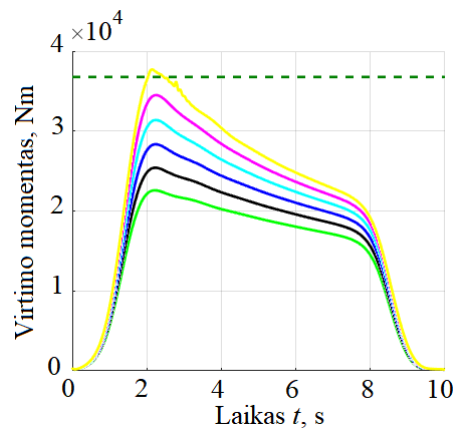
54 pav. Virtimo momento kitimas antrojoje trajektorijoje, priekinės arba galinės pakabos slopinimo koeficientas 3,5 kNs/m, kai automobilio važiavimo greitis yra: (—) – 90 km/h; (—) – 92 km/h; (—) – 94 km/h; (—) – 96 km/h; (—) – 98 km/h; (—) – 100 km/h



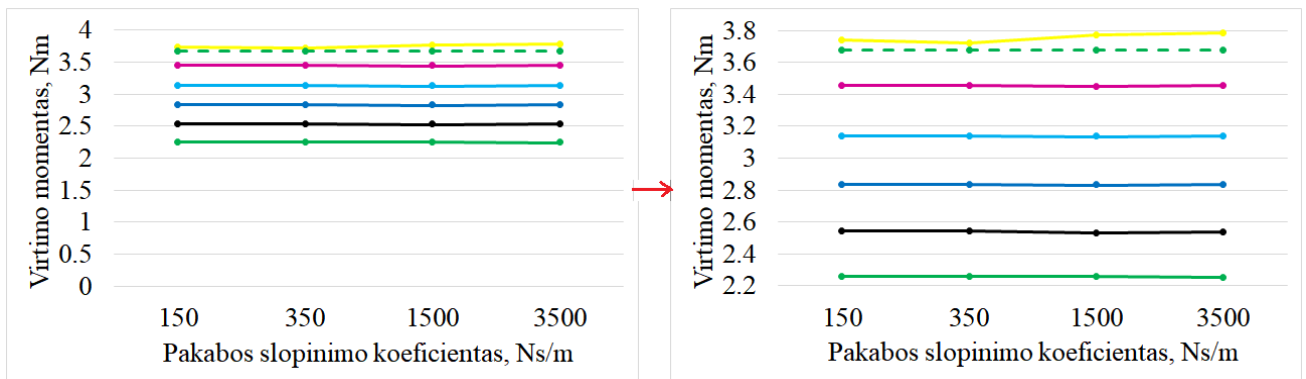
55 pav. Virtimo momento kitimas antrojoje trajektorijoje, priekinės arba galinės pakabos slopinimo koeficientas 150 Ns/m, kai automobilio važiavimo greitis yra: (—) – 90 km/h; (—) – 92 km/h; (—) – 94 km/h; (—) – 96 km/h; (—) – 98 km/h; (—) – 100 km/h



56 pav. Virtimo momento kitimas antroje trajektorijoje, priekinės arba galinės pakabos slopinimo koeficientas 350 Ns/m, kai automobilio važiavimo greitis yra: (—) – 90 km/h; (—) – 92 km/h; (—) – 94 km/h; (—) – 96 km/h; (—) – 98 km/h; (—) – 100 km/h



57 pav. Virtimo momento kitimas antroje trajektorijoje, priekinės arba galinės pakabos slopinimo koeficientas 1,5 kNs/m, kai automobilio važiavimo greitis yra: (—) – 90 km/h; (—) – 92 km/h; (—) – 94 km/h; (—) – 96 km/h; (—) – 98 km/h; (—) – 100 km/h



58 pav. Virtimo momento didžiausių verčių priklausomybė nuo pakabos slopinimo koeficiento antroje trajektorijoje, kai automobilio važiavimo greitis yra: (—) – 90 km/h; (—) – 92 km/h; (—) – 94 km/h; (—) – 96 km/h; (—) – 98 km/h; (—) – 100 km/h

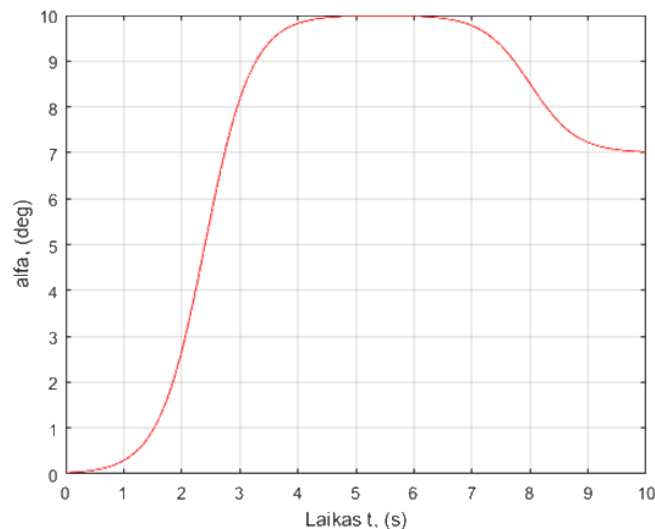
54 – 58 paveiksluose pavaizduota žalia punktyrinė linija rodo ribinę vortimo momento vertę, kurią viršijus automobilis praras stabilumą. momentą kuris priešinasi vortimui. Vientisos spalvotos linijos vaizduoja automobilį veikiantį vortimo momentą nuo inercijos apkrovų, didinant automobilio greitį nuo 90 km/h iki stabilumo praradimo. Automobilis praranda stabilumą, t. y. pradeda virsti, kai:

- Priekinės arba galinės pakabos slopinimo koeficientas 3,5 kNs/m (žr. 54 pav.), stabilumas prarandamas važiuojant 100 km/h, laikotarpiu nuo 2 s iki 2,7 s;
- Priekinės arba galinės pakabos slopinimo koeficientas 150 Ns/m (žr. 55 pav.), stabilumas prarandamas važiuojant 100 km/h, laikotarpiu nuo 2 s iki 2,5 s;
- Priekinės arba galinės pakabos slopinimo koeficientas 350 Ns/m (žr. 56 pav.), stabilumas prarandamas važiuojant 100 km/h, laikotarpiu nuo 2 s iki 2,5 s;
- Priekinės arba galinės pakabos slopinimo koeficientas 1,5 kNs/m (žr. 57 pav.), stabilumas prarandamas važiuojant 100 km/h, laikotarpiu nuo 2 s iki 2,5 s.

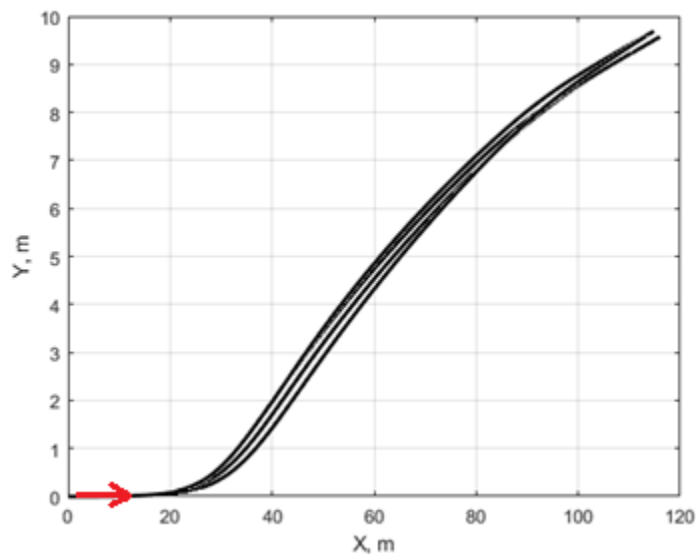
Kaip vortimo momento didžiausios vertės priklauso nuo automobilio m. c. aukščio prie skirtingų važiavimo greičių pateikta 58 paveiksle.

Iš atlikto stabilumo tyrimo pirmąją trajektoriją matome, kad važiuojant vis didesniu greičiu automobilis darosi labiau nestabilus. Taip pat galima išvelgti, kad vortimo momentų didžiausios vertės didėja didinant arba mažėja mažinant automobilio techninius rodiklius (automobilio svorį, svorio padėtį, amortizatorių standumą, slopinimo laipsnių koeficientą).

3.3. Automobilio stabilumo tyrimas trečiaja trajektorija

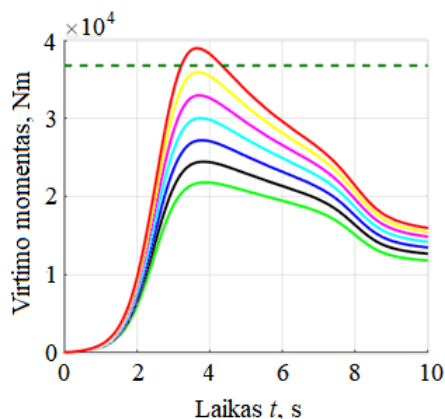


59 pav. Priekinių ratų susukimo kampo α kitimas trečiojoje trajektorijoje



60 pav. Automobilio svorio centro judėjimo trajektorija atliekant kelio posūkį 10° . Skirtingos kreivės rodo trajektoriją važiuojant skirtingais greičiais

Ištirtas stabilumas virtimui trečioje trajektorijoje su nurodytais 1 lentelėje duomenimis:



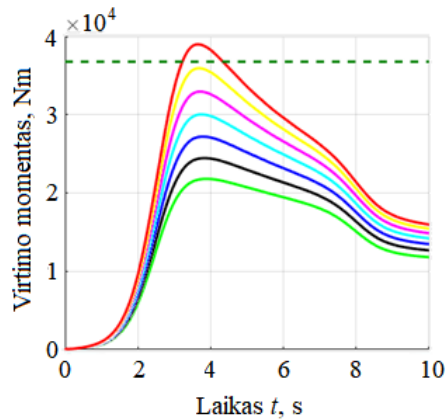
61 pav. Virtimo momentų kitimas trečiojoje trajektorijoje

61 paveiksle pavaizduota žalia punktyrinė linija rodo stabilizuojantį momentą (ribą kuomet automobilis praras stabilumą). Vientisos spalvotos linijos vaizduoja automobilį veikiantį virtimo momentą nuo inercijos apkrovų, didinant automobilio greitį nuo 90 km/h iki stabilumo praradimo, kas 2 km/h. Automobilis praranda stabilumą, t. y. pradeda virsti, kai važiuojimo greitis 102 km/h, laikotarpiu nuo 3,2 s iki 4,3 s.

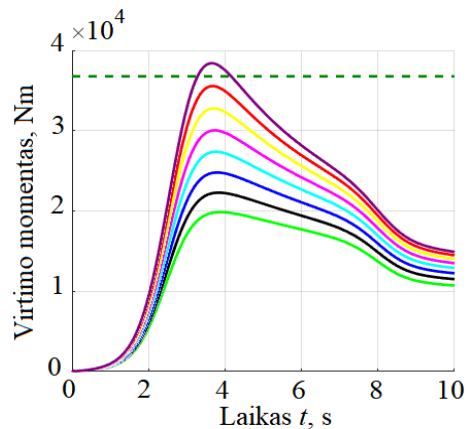
Atliekant tyrimą nustatyta kokią įtaką automobilio stabilumui turės jo m. c. padėtis važiuojant trečiaja trajektorija:

12 lentelė. Keičiamas automobilio m. c. aukštis trečiojoje trajektorijoje

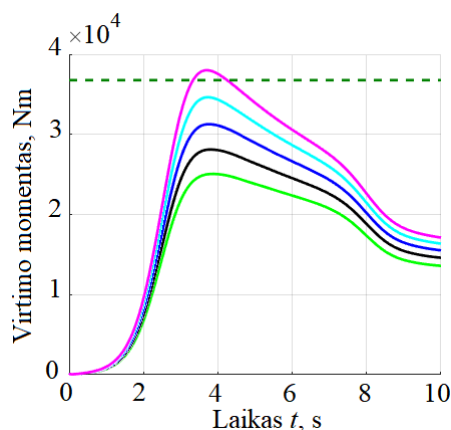
Keičiamas dydis	Automobilio m. c. aukštis
Iš standartinio	0,825 m
Į nestandartinį	0,75 m
	0,95 m
	1,05 m



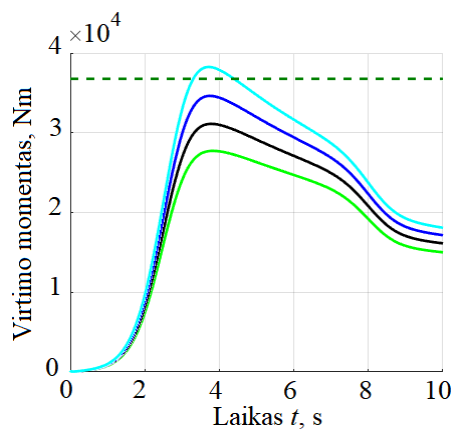
62 pav. Virtimo momento kitimas trečiojoje trajektorijoje, m. c. aukštis 0,825 m, , kai automobilio važiavimo greitis yra: (—) – 90 km/h; (—) – 92 km/h; (—) – 94 km/h; (—) – 96 km/h; (—) – 98 km/h; (—) – 100 km/h; (—) – 102 km/h



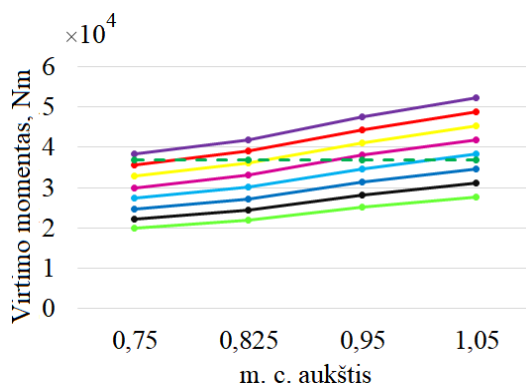
63 pav. Virtimo momento kitimas trečiojoje trajektorijoje, m. c. aukštis 0,75 m, kai automobilio važiavimo greitis yra: (—) – 90 km/h; (—) – 92 km/h; (—) – 94 km/h; (—) – 96 km/h; (—) – 98 km/h; (—) – 100 km/h; (—) – 102 km/h; (—) – 102 km/h



64 pav. Virtimo momento kitimas trečiojoje trajektorijoje, m. c. aukštis 0,95 m, kai automobilio važiavimo greitis yra: (—) – 90 km/h; (—) – 92 km/h; (—) – 94 km/h; (—) – 96 km/h; (—) – 98 km/h



65 pav. Virtimo momento kitimas trečiojoje trajektorijoje, m. c. aukštis 1,05 m, kai automobilio važiavimo greitis yra: (—) – 90 km/h; (—) – 92 km/h; (—) – 94 km/h; (—) – 96 km/h



66 pav. Virtimo momento didžiausių verčių priklausomybė nuo m. c. trečiojoje trajektorijoje, kai automobilio važiavimo greitis yra: (—) – 90 km/h; (—) – 92 km/h; (—) – 94 km/h; (—) – 96 km/h; (—) – 98 km/h; (—) – 100 km/h; (—) – 102 km/h; (—) – 104 km/h;

62 – 66 paveiksluose pavaizduota žalia punktyrinė linija rodo ribinę virtimo momento vertę, kurią viršijus automobilis praras stabilumą. momentą kuris priešinasi virtimui. Vientisos spalvotos linijos vaizduoja automobilį veikiantį virtimo momentą nuo inercijos apkrovų, didinant automobilio greitį nuo 90 km/h iki stabilumo praradimo. Automobilis praranda stabilumą, t. y. pradeda virsti, kai:

- m. c. aukštis 0,825 m (žr. 62 pav.), stabilumas prarandamas važiuojant 102 km/h, laikotarpiu nuo 3,2 s iki 4,3 s;
- m. c. aukštis 0,75 m (žr. 63 pav.), stabilumas prarandamas važiuojant 104 km/h, laikotarpiu nuo 3,2 s iki 5 s;
- m. c. aukštis 0,95 m (žr. 64 pav.), stabilumas prarandamas važiuojant 98 km/h, laikotarpiu nuo 3,1 s iki 4,1 s;
- m. c. aukštis 1,05 m (žr. 65 pav.), stabilumas prarandamas važiuojant 96 km/h, laikotarpiu nuo 3,1 s iki 4,4 s.

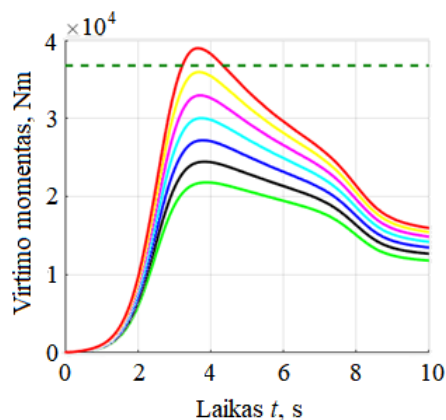
Kaip virtimo momento didžiausios vertės priklauso nuo automobilio m. c. aukščio prie skirtingų važiavimo greičių pateikta 66 paveiksle.

Pagal analogiškus dėsnius esant kitoms kėbulo masėms, virtimo momento kitimo dėsningumai yra panašūs į 61 paveiksle pateiktus virtimo momentų kitimo dėsningumus.

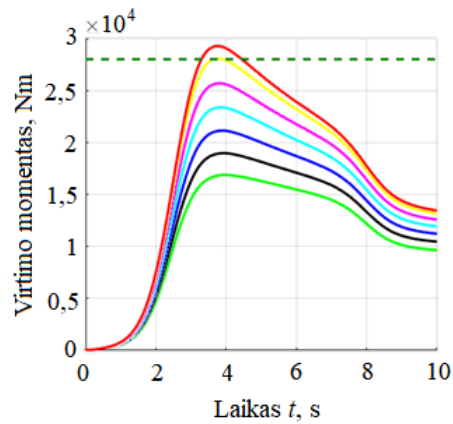
Atliekant tyrimą nustatyta kokią įtaką automobilio stabilumui turės jo kėbulo masė važiuojant trečiaja trajektorija:

13 lentelė. Keičiama automobilio kėbulo masė trečiojoje trajektorijoje

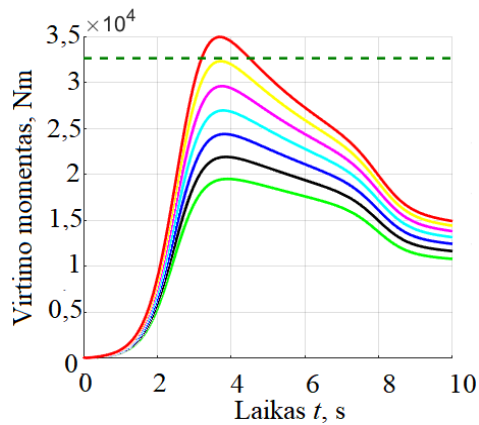
Keičiamas dydis	Automobilio m. c. aukštis
Iš standartinio	2 070 kg
Į nestandartinį	1 500 kg
	1 800 kg
	2 400 kg



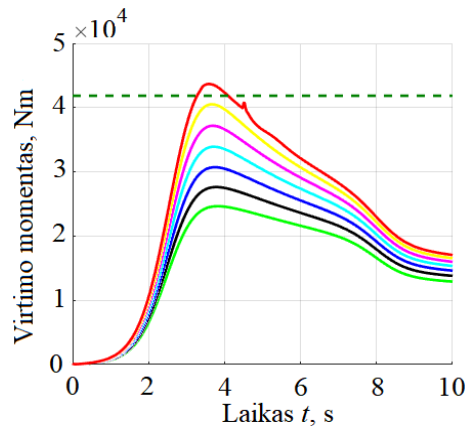
67 pav. Virtimo momento kitimas trečiojoje trajektorijoje, kėbulo masė 2070 kg, kai automobilio važiavimo greitis yra: (—) – 90 km/h; (—) – 92 km/h; (—) – 94 km/h; (—) – 96 km/h; (—) – 98 km/h; (—) – 100 km/h; (—) – 102 km/h



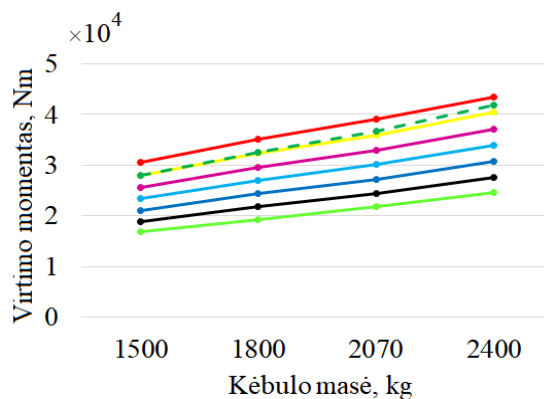
68 pav. Virtimo momento kitimas trečiojoje trajektorijoje, kėbulo masė 1500 kg, kai automobilio važiavimo greitis yra: (—) – 90 km/h; (—) – 92 km/h; (—) – 94 km/h; (—) – 96 km/h; (—) – 98 km/h; (—) – 100 km/h; (—) – 102 km/h



69 pav. Virtimo momento kitimas trečiojoje trajektorijoje, kai kėbulo masė 1800 kg, kai automobilio važiavimo greitis yra: (—) – 90 km/h; (—) – 92 km/h; (—) – 94 km/h; (—) – 96 km/h; (—) – 98 km/h; (—) – 100 km/h; (—) – 102 km/h



70 pav. Virtimo momento kitimas trečiojoje trajektorijoje, kai kėbulo masė 2400 kg, kai automobilio važiavimo greitis yra: (—) – 90 km/h; (—) – 92 km/h; (—) – 94 km/h; (—) – 96 km/h; (—) – 98 km/h; (—) – 100 km/h; (—) – 102 km/h



71 pav. Virtimo momento didžiausių verčių priklausomybė nuo kėbulu masės trečiojoje trajektorijoje, kai automobilio važiavimo greitis yra: (—) – 90 km/h; (—) – 92 km/h; (—) – 94 km/h; (—) – 96 km/h; (—) – 98 km/h; (—) – 100 km/h; (—) – 102 km/h

67 – 71 paveiksluose pavaizduota žalia punktyrinė linija rodo ribinę virtimo momento vertę, kurią viršijus automobilis praras stabilumą. momentą kuris priešinasi virtimui. Vientisos spalvotos linijos vaizduoja automobilį veikiantį virtimo momentą nuo inercijos apkrovų, didinant automobilio greitį nuo 90 km/h iki stabilumo praradimo. Automobilis praranda stabilumą, t. y. pradeda virsti, kai:

- kėbulu masė 2070 kg (žr. 67 pav.), stabilumas prarandamas važiuojant 102 km/h, laikotarpiu nuo 3,2 s iki 4,3 s;
- kėbulu masė 1500 kg (žr. 68 pav.), stabilumas prarandamas važiuojant 102 km/h, laikotarpiu nuo 3,2 s iki 4,3 s;
- kėbulu masė 1800 kg (žr. 69 pav.), stabilumas prarandamas važiuojant 102 km/h, laikotarpiu nuo 3 s iki 4,5 s;
- kėbulu masė 2400 kg (žr. 70 pav.), stabilumas prarandamas važiuojant 102 km/h, laikotarpiu nuo 3,3 s iki 4,2 s.

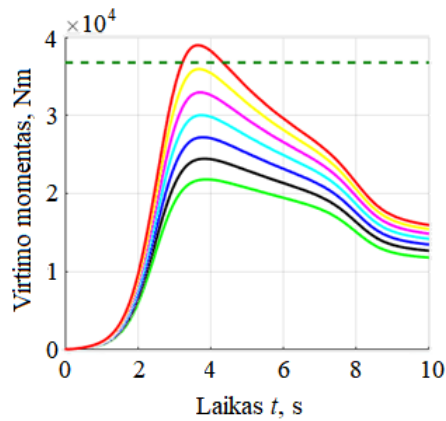
Kaip virtimo momento didžiausios vertės priklauso nuo automobilio m. c. aukščio prie skirtingų važiavimo greičių pateikta 71 paveiksle.

Pagal analogiškus dėsnius esant kitiems pakabos standumams, virtimo momento kitimo dėsningumai yra panašūs į 61 paveiksle pateiktus virtimo momentų kitimo dėsningumus.

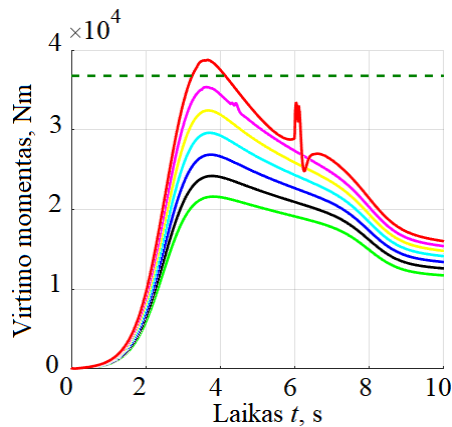
Atliekant tyrimą nustatyta kokią įtaką automobilio stabilumui turės jo pakabos standumas važiuojant trečiąja trajektorija:

14 lentelė. Keičiamas automobilio pakabos standumas trečiojoje trajektorijoje

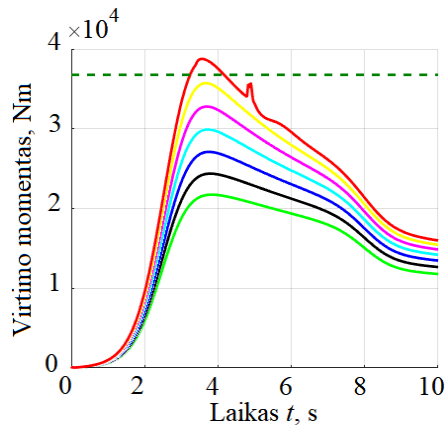
Keičiamas dydis	Priekinės pakabos standumas	Galinės pakabos standumas
Iš standartinio	45 000 N/m	45 000 N/m
Į nestandartinį	35 000 N/m	35 000 N/m
	25 000 N/m	25 000 N/m
	55 000 N/m	55 000 N/m



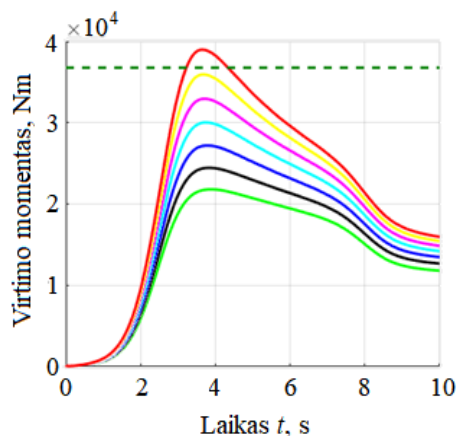
72 pav. Virtimo momento kitimas trečiojoje trajektorijoje, priekinės arba galinės pakabos standumas 45 kN/m, kai automobilio važiavimo greitis yra: (—) – 90 km/h; (—) – 92 km/h; (—) – 94 km/h; (—) – 96 km/h; (—) – 98 km/h; (—) – 100 km/h; (—) – 102 km/h



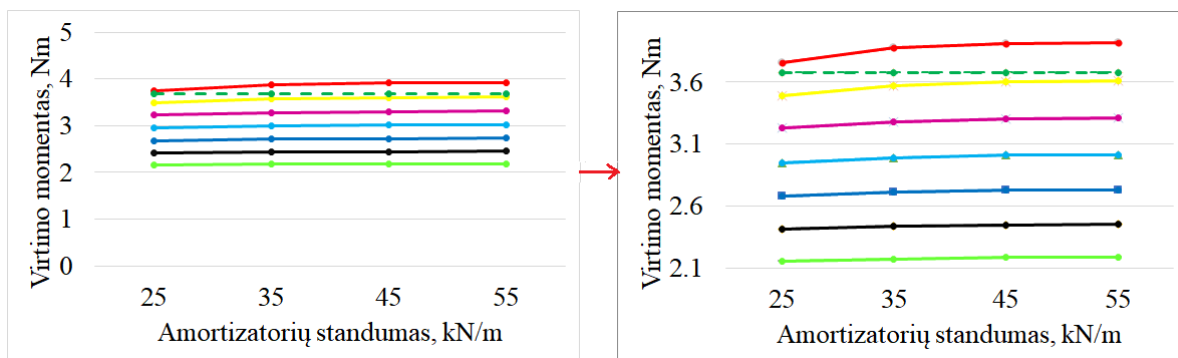
73 pav. Virtimo momento kitimas trečiojoje trajektorijoje, priekinės arba galinės pakabos standumas 25 kN/m, kai automobilio važiavimo greitis yra: (—) – 90 km/h; (—) – 92 km/h; (—) – 94 km/h; (—) – 96 km/h; (—) – 98 km/h; (—) – 100 km/h; (—) – 102 km/h



74 pav. Virtimo momento kitimas trečiojoje trajektorijoje, priekinės arba galinės pakabos standumas 35 kN/m, kai automobilio važiavimo greitis yra: (—) – 90 km/h; (—) – 92 km/h; (—) – 94 km/h; (—) – 96 km/h; (—) – 98 km/h; (—) – 100 km/h; (—) – 102 km/h



75 pav. Virtimo momento kitimas trečiojoje trajektorijoje, priekinės arba galinės pakabos standumas 55 kN/m, kai automobilio važiavimo greitis yra: (—) – 90 km/h; (—) – 92 km/h; (—) – 94 km/h; (—) – 96 km/h; (—) – 98 km/h; (—) – 100 km/h; (—) – 102 km/h



76 pav. Virtimo momento didžiausių verčių priklausomybė nuo pakabos standumo trečiojoje trajektorijoje, kai automobilio važiavimo greitis yra: (—) – 90 km/h; (—) – 92 km/h; (—) – 94 km/h; (—) – 96 km/h; (—) – 98 km/h; (—) – 100 km/h; (—) – 102 km/h

72 – 76 paveiksluose pavaizduota žalia punktyrinė linija rodo ribinę virtimo momento vertę, kurią viršijus automobilis praras stabilumą. momentą kuris priešinasi vrtimui. Vientisos spalvotos linijos vaizduoja automobilį veikiančią virtimo momentą nuo inercijos apkrovų, didinant automobilio greitį nuo 90 km/h iki stabilumo praradimo. Automobilis praranda stabilumą, t. y. pradeda virsti, kai:

- Priekinės arba galinės pakabos standumas 45 kN/m (žr. 72 pav.), stabilumas prarandamas važiuojant 102 km/h, laikotarpiu nuo 3,2 s iki 4,3 s;
- Priekinės arba galinės pakabos standumas 25 kN/m (žr. 73 pav.), stabilumas prarandamas važiuojant 102 km/h, laikotarpiu nuo 3,2 s iki 4,2 s;
- Priekinės arba galinės pakabos standumas 35 kN/m (žr. 74 pav.), stabilumas prarandamas važiuojant 102 km/h, laikotarpiu nuo 3,2 s iki 4,2 s;
- Priekinės arba galinės pakabos standumas 55 kN/m (žr. 75 pav.), stabilumas prarandamas važiuojant 102 km/h, laikotarpiu nuo 3,2 s iki 4,3 s.

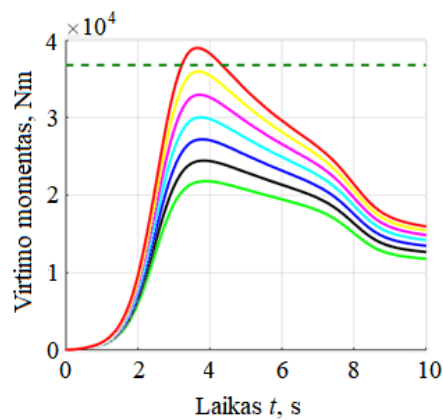
Kaip virtimo momento didžiausios vertės priklauso nuo automobilio m. c. aukščio prie skirtingų važiavimo greičių pateikta 76 paveiksle.

Pagal analogiškus dėsnius esant kitiems pakabos slopinimo koeficientams, virtimo momento kitimo dėsningumai yra panašūs į 61 pav. pateiktus virtimo momentų kitimo dėsningumus.

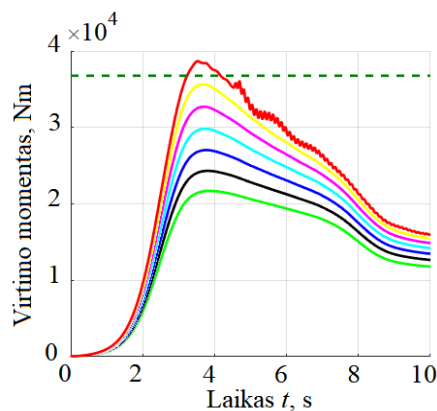
Atliekant tyrimą nustatyta kokią įtaką automobilio stabilumui turės jo pakabos slopinimo koeficientas važiuojant trečiąja trajektorija:

15 lentelė. Keičiamas automobilio pakabos slopinimo koeficientas trečiojoje trajektorijoje

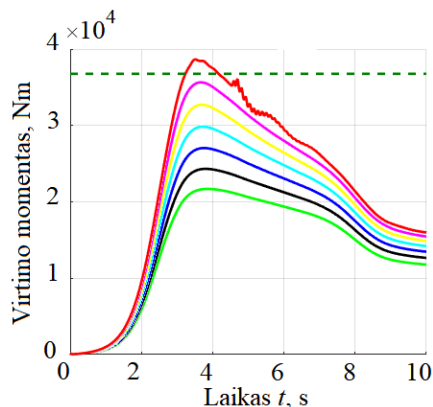
Keičiamas dydis	Priekinės pakabos slopinimo koeficientas	Galinės pakabos slopinimo koeficientas
Iš standartinio	3 500 Ns/m	3 500 Ns/m
Į nestandartinį	1 500 Ns/m	1 500 Ns/m
	350 Ns/m	350 Ns/m
	150 Ns/m	150 Ns/m



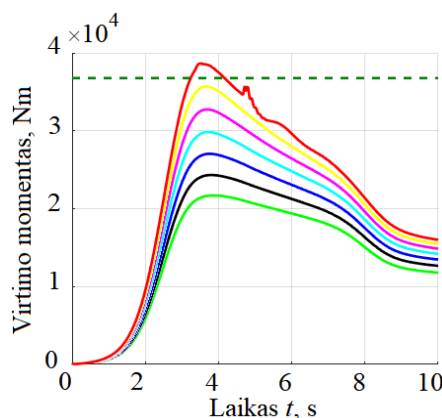
77 pav. Virtimo momento kitimas trečiojoje trajektorijoje, priekinės arba galinės pakabos slopinimo koeficientas 3,5 kNs/m, kai automobilio važiavimo greitis yra: (—) – 90 km/h; (—) – 92 km/h; (—) – 94 km/h; (—) – 96 km/h; (—) – 98 km/h; (—) – 100 km/h; (—) – 102 km/h



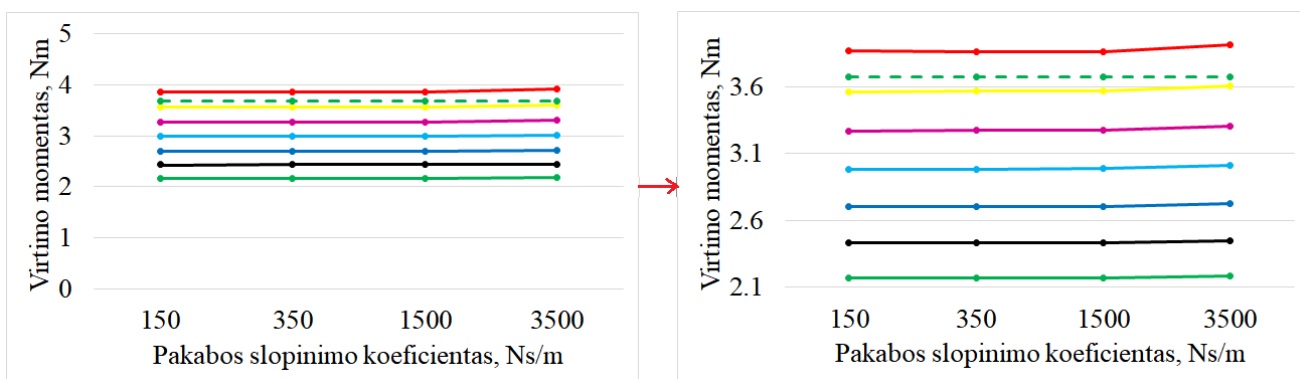
78 pav. Virtimo momento kitimas trečiojoje trajektorijoje, priekinės arba galinės pakabos slopinimo koeficientas 150 Ns/m, kai automobilio važiavimo greitis yra: (—) – 90 km/h; (—) – 92 km/h; (—) – 94 km/h; (—) – 96 km/h; (—) – 98 km/h; (—) – 100 km/h; (—) – 102 km/h



79 pav. Virtimo momento kitimas trečiojoje trajektorijoje, priekinės arba galinės pakabos slopinimo koeficientas 350 Ns/m, kai automobilio važiavimo greitis yra: (—) – 90 km/h; (—) – 92 km/h; (—) – 94 km/h; (—) – 96 km/h; (—) – 98 km/h; (—) – 100 km/h; (—) – 102 km/h



80 pav. Virtimo momento kitimas trečiojoje trajektorijoje, priekinės arba galinės pakabos slopinimo koeficientas 1,5 kNs/m, kai automobilio važiavimo greitis yra: (—) – 90 km/h; (—) – 92 km/h; (—) – 94 km/h; (—) – 96 km/h; (—) – 98 km/h; (—) – 100 km/h; (—) – 102 km/h



81 pav. Vartimo momento didžiausių verčių priklausomybė nuo pakabos slopinimo koeficiento trečiojoje trajektorijoje, kai automobilio važiavimo greitis yra: (—) – 90 km/h; (—) – 92 km/h; (—) – 94 km/h; (—) – 96 km/h; (—) – 98 km/h; (—) – 100 km/h; (—) – 102 km/h

77 – 81 paveiksluose pavaizduota žalia punktyrinė linija rodo ribinę vartimo momento vertę, kurią viršijus automobilis praras stabilumą. momentą kuris priešinasi vartimui. Vientisos spalvotos linijos vaizduoja automobilį veikiančią vartimo momentą nuo inercijos apkrovų, didinant automobilio greitį nuo 90 km/h iki stabilumo praradimo. Automobilis praranda stabilumą, t. y. pradeda virsti, kai:

- Priekinės arba galinės pakabos slopinimo koeficientas 3,5 kNs/m (žr. 77 pav.), stabilumas prarandamas važiuojant 102 km/h, laikotarpiu nuo 3,2 s iki 4,3 s;
- Priekinės arba galinės pakabos slopinimo koeficientas 150 Ns/m (žr. 78 pav.), stabilumas prarandamas važiuojant 102 km/h, laikotarpiu nuo 3,2 s iki 4,2 s;
- Priekinės arba galinės pakabos slopinimo koeficientas 350 Ns/m (žr. 79 pav.), stabilumas prarandamas važiuojant 102 km/h, laikotarpiu nuo 3,2 s iki 4,2 s;
- Priekinės arba galinės pakabos slopinimo koeficientas 1,5 kNs/m (žr. 80 pav.), stabilumas prarandamas važiuojant 102 km/h, laikotarpiu nuo 3,2 s iki 4,2 s.

Kaip vartimo momento didžiausios vertės priklauso nuo automobilio m. c. aukščio prie skirtingų važiavimo greičių pateikta 81 paveiksle.

Iš atlikto stabilumo tyrimo trečiąja trajektorija matome, kad važiuojant vis didesniu greičiu automobilis darosi labiau nestabilus. Taip pat galima išvelgti, kad vartimo momentų didžiausios vertės didėja didinant arba mažėja mažinant automobilio techninius rodiklius (automobilio svorį, svorio padėtį, amortizatorių standumą, slopinimo laipsnių koeficientą).

Išvados

Šiame darbe buvo nagrinėtas „VW T3“, kurio kėbulo masė buvo priimta lygi 2070 kg, masės svorio centro aukštis – 0,825 m, visų ratų pakabų standumas – 45 kN/m, o klampiojo slopinimo koeficientas – 3,5 kNs/m, stabilumas virtimui, kai automobilis važiuoja trimis trajektorijomis (pirma trajektorija – kliūtis apvažiavimas, antra – lenkimas ir trečia – kelio posūkis 10°) skirtingais greičiais. Buvo laikoma, kad automobilis praras stabilumą (pradės virsti), kai inercijos jėgų vertimo momentas yra lygus arba didesnis už savojo svorio jėgos momentą, kuris priešinasi virtimui. Nustatyta:

1. Didinant važiavimo greitį nagrinėtose trajektorijose inercijos jėgų vertimo momentas didėja. Teoriškai inercijos jėga proporcinga greičio kvadratui. Tyrime gauta, kad greitį padidinus 10 % inercijos jėgos vertimo momentas padidėja nuo 61,8 % iki 69 % (mažiausias padidėjimas gautas pirmoje trajektorijoje, o didžiausias antroje). Tai galime paaiškinti tuo, kad keičiant važiavimo greitį nagrinėtose trajektorijose keitėsi ir momentinis kreivumo spindulys (inercijos jėga atvirkščiai proporcinga kreivumo spinduliui)
2. Mažinant kėbulo masę arba didinant masės centro aukštį inercijos jėgų vertimo momentas mažėja. Tyrime gauta, kad kėbulo masę sumažinus apie 13,1 % inercijos jėgos vertimo momentas sumažėja nuo 15,6 % iki 14,8 % (mažiausias padidėjimas gautas trečioje trajektorijoje, o didžiausias pirmoje), o masės centro aukštį sumažinus 9,1 % inercijos jėgų vertimo momentas sumažėja nuo 11 % iki 9,8 % (mažiausias padidėjimas gautas trečioje trajektorijoje, o didžiausias pirmoje).
3. Praktiškai nepriklausomai nuo pasirinktų važiavimo trajektorijų mažinant pakabos standumą inercijos jėgų vertimo momentas mažėja. Pakabos standumą sumažinus apie 29 %, inercijos jėgų vertimo momentas sumažėja apie 1,1 %.
4. Praktiškai nepriklausomai nuo pasirinktų važiavimo trajektorijų mažinant klampųjų slopinimo koeficientą inercijos jėgų vertimo momentas mažėja. Klampųjų slopinimo koeficientą sumažinus apie 133 %, inercijos jėgų vertimo momentas sumažėja apie 1,3 %.

Informacijos šaltinių sąrašas

1. Szymon Tengler, Andrzej Harlecki. Dynamics of vehicles with high gravity centre [interaktyvus]. 2012 [žiūrėta 2021-03-20]. Prieiga per: <https://reader.elsevier.com/reader/sd/pii/S2095034915301732?token=64FE31972FE83ABBE3A2A98E604C89FA4BCCF3196048863A24FB47B81AAC3FE99592498996610951C14077B5CB4B96E8>
2. Mohamed A. Hassan, Mohamed A.A. Abdelkareem, M.M Moheyldein, Ahmed Elagouz, Gangfeng Tan. Advanced study of tire characteristics and their influence on vehicle lateral stability and untripped rollover threshold [interaktyvus]. 2020 [žiūrėta 2021-03-21]. Prieiga per: <https://reader.elsevier.com/reader/sd/pii/S111001682030154X?token=02174E5642F69299C0ACC5FF636AC18D232C8F22AC8EAA7FA24E2BBAACA5EDDC1B70ABB93E43631449F73B8B806C0817>
3. Nerijus Kudarauskas. INFLUENCE OF THE CONSTRUCTION OF CAR BRAKES ON ITS STABILITY DURING BRAKING [interaktyvus]. 2009 [žiūrėta 2021-03-24]. Prieiga per: http://dspace.vgtu.lt/bitstream/1/618/1/kudarauskas_114-118.pdf
4. Bogdan N. Nicolescu, Tiberiu Macarie. ON THE STABILITY OF THE VEHICLE'S CORNERING MOTION [interaktyvus]. 2019 [žiūrėta 2021-03-28]. Prieiga per: <https://www.researchgate.net/publication/327976441> On the Stability of the Vehicle's Cornering Motion
RYSZARD ANDRZEJEWSKI, JAN AWREJCEWICZ. NONLINEAR DYNAMICS OF A WHEELED VEHICLE [interaktyvus]. 2000 [žiūrėta 2021-03-24]. Prieiga per: <http://lib.madi.ru/fel/fel1/fel10B003.pdf>
5. R. Wade Allen, Thomas T. Myers, Theodore J. Rosenthal and David H. Klyde. The Effect of Tire Characteristics on Vehicle Handling and Stability [interaktyvus]. 2000 [žiūrėta 2021-03-24]. Prieiga per: https://www.jstor.org/stable/44686944?read-now=1&seq=3#page_scan_tab_contents
6. Parviz Nikraves, Gwanghun Howard GIM. Ride and stability analysis of a sports car using multibody dynamic simulation [interaktyvus]. 1990 [žiūrėta 2021-03-30]. Prieiga per: <https://www.researchgate.net/publication/245124334> Ride and stability analysis of a sports car using multibody dynamic simulation
7. Krzysztof Parczewski, Henryk Wnęk. The impact of the shock absorber damage on vehicle control [interaktyvus]. 2018 [žiūrėta 2021-03-30]. Prieiga per: <https://www.researchgate.net/publication/324057298> The impact of the shock absorber damage on vehicle control
8. P. Falcone, H. Tseng, F. Borrelli, J. Asgari, and D. Hrovat. *MPC-based yaw and lateral stabilisation via active front steering and braking*. Vehicle System Dynamics, vol. 46, no. S1, pp. 611–628, 2008. ISBN 0389188365279
9. T. Shim and C. Ghike. *Understanding the limitations of different vehicle models for roll dynamics studies*. Vehicle System Dynamics, vol. 45, no. 3, pp. 191–216, 2007. ISBN 0629931328847

10. Shuping Chen and Dan Negrut. A MATLAB R Implementation of a Set of Three Vehicle Dynamics Models [interaktyvus]. 2019 [žiūrėta 2021-04-03]. Prieiga per: <https://sbel.wisc.edu/wp-content/uploads/sites/569/2019/10/TR-2019-04.pdf>
11. J. He, D. A. Crolla, M. C. Levesley, and W. J. Manning. *Integrated active steering and variable torque distribution control for improving vehicle handling and stability*. SAE Technical Paper, pp. 2004-01-1071, 2004. ISBN 9789988364838
12. VW T3 [interaktyvus]. 2003 [žiūrėta 2021-04-04] Prieiga per: http://www.vwpix.org/T3/Technische_Daten/deutschland/1988_07_Die_Volkswagen_Transporter_und_Busse/index.html
13. Shuping Chen and Dan Negrut. Autonomous Vehicle Path Tracking via Model Predictive Control with PID Speed Control for Optimal Travel Time [interaktyvus]. 2019 [žiūrėta 2021-04-15]. Prieiga per: <https://sbel.wisc.edu/wp-content/uploads/sites/569/2019/12/TR-2019-08.pdf?fbclid=IwAR1QAc1V4Ic-6c9eLOHA1a1o1iQqQI1lc-Tic9bn7FvJfZ1Yg5rTjKBbpVU>

Priedai

1 priedas. MATLAB programa

```
clc;
clear all;
close all;
%% kintamieji
% u; % kėbulo išilginis greitis
% v; % kėbulo šoninis greitis
% w; % kėbulo vertikalus greitis
% u_dot; % kėbulo išilginis pagreitis
% v_dot; % kėbulo šoninis pagreitis
% w_dot; % kėbulo vertikalus pagreitis
% phi; %virtimo kampas
% wx; %virtimo kampinbis greitis
% wx_dot % virtimo kampinis pagreitis
% theta; %posvyrio kampas
% wy; %posvyrio kampinbis greitis
% wy_dot %posvyrio kampinis pagreitis
% psi; %polinkio kampas
% wz; %polinkio kampinbis greitis
% wz_dot; %polinkio kampinis pagreitis
% wlf; % kampinis pagreitis priekinio kairio rato
% wrf; % kampinis pagreitis priekinio dešinio rato
% wlr; % kampinis pagreitis galinio kairio rato
% wrr; % kampinis pagreitis galinio dešinio rato
% xtlf; % Momentinis padangos įlinkis lf
% xtrf; % Momentinis padangos įlinkis rf
% xtlr; % Momentinis padangos įlinkis lr
% xtrr; % Momentinis padangos įlinkis rr
% xsrf; % Momentinis pakabos spyruoklės įlinkis rf
% xslf; % Momentinis pakabos spyruoklės įlinkis lf
% xslr; % Momentinis pakabos spyruoklės įlinkis lr
% xsrr; % Momentinis pakabos spyruoklės įlinkis rr
%% automobilio parametrai
m=2070; % kėbulo masė (kg)
Jx=900; % Kėbulo masės inercijos momentas apie x ašį (kg.m^2)
Jy=2000; % Kėbulo masės inercijos momentas apie y ašį (kg.m^2)
Jz=2420; % Kėbulo masės inercijos momentas apie z ašį (kg.m^2)
Jw=1; % padangos/rato sukimosi inercija kg.m^2
g=9.8; % laisvojo kritimo pagreitis
a=1.21; % Atstumas nuo m. c. iki priekinės ašies (m)
b=1.1; % Atstumas nuo m. c. iki galinės ašies (m)
h=0.825; % Automobilio m. c. aukštis (m)
cf=1.57; % Priekinis tarpuvėžis (m)
cr=1.57; % Galinis tarpuvėžis (m)
kslf=45000; % lf pakabos standumas (N/m)
ksrf=45000; % rf pakabos standumas (N/m)
kslr=45000; % lr pakabos standumas (N/m)
ksrr=45000; % rr pakabos standumas (N/m)
bslf=3500; % lf pakabos slopinimo koeficientas (Ns/m)
bsrf=3500; % rf pakabos slopinimo koeficientas (Ns/m)
bslr=3500; % lr pakabos slopinimo koeficientas (Ns/m)
bsrr=3500; % rr pakabos slopinimo koeficientas (Ns/m)
muf=80; % Priekinio ratų masė (kg)
mur=80; % Galinio ratų masė (kg)
ktf=200000; % Priekinės padangos standumas (N/m)
```

```

ktr=200000; % Galinės padangos standumas (N/m)
Cf=-44000; % Priekinės dešinės padangos standumas posūkyje (N/rad)
Cr=-47000; % Galinės dešinės padangos standumas posūkyje (N/rad)
Cxf=5000; % Priekinės dešinės padangos santykinis išilginis standumas (N)
Cxr=5000; % Galinės dešinės padangos santykinis išilginis standumas (N)
r0=0.285; % Nominalus padangos spindulys (m)
hrcf=0.65; % Priekinio posvyrio atstumas žemiau kėbulo m. c.
hrcr=0.6; % Galinio posvyrio atstumas žemiau kėbulo m. c.
mt=m+(muf+mur)*2; % bendra automobilio masė

v0 = 40/3.6; % m/s - pradinis vaziavimo greitis

tmax = 10;
N = 1000; % integravimo žingsnių skaičius per tmax laikotarpį
vN = 10; % integravimo žingsnių skaičius kiekviename integravimo žingsnyje
dt = tmax/(N-1);
t = 0:dt:tmax;

%% ratų pasukimo kampas
delta4_max = 10*pi/180;
% Nuliniai skaičiavimo rezultatų masyvai
delta4 = zeros(1,N);
epsilon_x=delta4;
    long_vel=delta4;
    long_acc=delta4;
    roll_angle=delta4;
    lat_acc=delta4;
    yaw_rate=delta4;
    lat_vel=delta4;
    psi_angle=delta4;
    ay1=delta4;

% Sigmoidinė funkcija:
sgm = @(A,B,C,t) A./(1+exp(-B*t+C));
delta4 = delta4_max+sgm(delta4_max,2.5,0.8*tmax,t) -
(delta4_max+sgm(delta4_max,2.5,1.8*tmax,t));
%% automobilio pradinis būvis
%linijiniai greičiai
u=v0;
v=0;
w=0;
u_dot=0;
v_dot=0;
w_dot=0;
theta=0;
phi=0;
psi=0;
%kampiniai greičiai
wx=0;
wy=0;
wz=0;
%kampiniai pagreičiai
wx_dot=0;
wy_dot=0;
wz_dot=0;
wlf=u/r0;
wrf=u/r0;
wlr=u/r0;
wrr=u/r0;

```

```

% pradinė padangos kompresija xtif
xtirf=(m*g*b)/(2*(a+b))+muf*g)/krf;
xtilf=(m*g*b)/(2*(a+b))+muf*g)/krf;
xtilr=(m*g*a)/(2*(a+b))+mur*g)/ktr;
xtirr=(m*g*a)/(2*(a+b))+mur*g)/ktr;
xtlf=xtilf;
xtrf=xtirf;
xtlr=xtilr;
xtrr=xtirr;
% pradinė spyruoklės kompresija xsif
xsirf=(m*g*b)/(2*(a+b)*ksrf);
xsilf=(m*g*b)/(2*(a+b)*kslf);
xsilr=(m*g*a)/(2*(a+b)*kslr);
xsirr=(m*g*a)/(2*(a+b)*ksrr);
xsrff=xsirf;
xslff=xsilf;
xslr=xsilr;
xsrr=xsirr;
% pradinis statramsčio ilgis
lsirf=h-(r0-xtirf);
lsilf=h-(r0-xtilf);
lsilr=h-(r0-xtilr);
lsirr=h-(r0-xtirr);
lsrff=lsirf;
lslff=lsilf;
lslr=lsilr;
lsrr=lsirr;
% transformacijų matrica
Mrff=[0 0 cf/2;0 0 a;-cf/2 -a 0];
Mlff=[0 0 -cf/2;0 0 a;cf/2 -a 0];
Mlrf=[0 0 -cr/2;0 0 -b;cr/2 b 0];
Mrrf=[0 0 cr/2;0 0 -b;-cr/2 b 0];
% pradinis statramsčio tvirtinimo taško greitis x y z, transformuojant m.c.
greičius
wm=[wx;wy;wz];
vm=[u;v;w];
Vsrf=Mrff*wm+vm; % priekinis dešinysis tvirtinimo taškas
Vslf=Mlff*wm+vm; % priekinis kairysis tvirtinimo taškas
Vslr=Mlrf*wm+vm; % galinis kairysis tvirtinimo taškas
Vsrr=Mrrf*wm+vm; % galinis dešinysis tvirtinimo taškas
% pradinis rato masės greitis
uurf=Vsrf(1)-lsirf*wy;
uulf=Vslf(1)-lsilf*wy;
uulr=Vslr(1)-lsilr*wy;
uurr=Vsrr(1)-lsirr*wy;
vurf=Vsrf(2)+lsirf*wx;
vulf=Vslf(2)+lsilf*wx;
vulr=Vslr(2)+lsilr*wx;
vurr=Vsrr(2)+lsirr*wx;
wulf=w;
wurff=w;
wulr=w;
wurr=w;
% % pradinis statramsčio pagreitis
dxsulf=-Vslf(3)+wulf;
dxsulf=-Vsrf(3)+wurff;
dxslr=-Vslr(3)+wulr;
dxsrr=-Vsrr(3)+wurr;
% pradinis rato pagreitis

```



```

% išvestinė usij & vsij
dusrf=cf/2*wz_dot+u_dot;
dvsrf=a*wz_dot+v_dot;
duslf=-cf/2*wz_dot+u_dot;
dvslf=a*wz_dot+v_dot;
duslr=-cr/2*wz_dot+u_dot;
dvslr=-b*wz_dot+v_dot;
dusrr=cr/2*wz_dot+u_dot;
dvsrr=-b*wz_dot+v_dot;
% nesuvaržytos masės pagreitis kiekvienam kampui
uurf_dot=dusrf-(-dxsrf*wy+lsrf*wy_dot);
vurf_dot=dvsrf+(-dxsrf*wx+lsrf*wx_dot);
uulf_dot=duslf-(-dxslf*wy+lslf*wy_dot);
vulf_dot=dvslf+(-dxslf*wx+lslf*wx_dot);
uulr_dot=duslr-(-dxslr*wy+lslr*wy_dot);
vulr_dot=dvslr+(-dxslr*wx+lslr*wx_dot);
uurr_dot=dusrr-(-dxsrr*wy+lsrr*wy_dot);
vurr_dot=dvsrr+(-dxsrr*wx+lsrr*wx_dot);

%% simuliacija
dt2 = dt*dt;
L = 0;
ux = zeros(1,N);
uy = ux;
for i=1:N
    % įvestis: būsenos kintamieji uuij, wuij, vuij (nesuspaustai masei), delta
    (priekinio rato vairavimo kampas), theta phi psi u, v, w, wx, wy, wz (transporto
    priemonės kėbulas)
    % išvestis: padangų jėgos
    if i == N
        tmaxi = 2*t(i)-t(i-1);
    else
        tmaxi = t(i+1);
    end
    ts=t(i):(tmaxi-t(i))/vN:tmaxi;
    delta=delta4(i);
    % momentinis padangos spindulys
    % % atsižvelgiama į rato pakėlimą, kai padangos radialinis suspaudimas tampa
    mažesnis nei nulis, Rij=r0;
    ct=cos(theta);
    cp=cos(phi);
    sp=sin(phi);
    st=sin(theta);
    sd=sin(delta);
    cd=cos(delta);
    if xtrf<0
        Rrf=r0;
    else
        Rrf=(r0-xtrf)/(ct*cp);
    end
    if xtlf<0
        Rlf=r0;
    else
        Rlf=(r0-xtlf)/(ct*cp);
    end
    if xtlr<0
        Rlr=r0;
    else
        Rlr=(r0-xtlr)/(ct*cp);
    end
end

```

```

end
if xtrr<0
    Rrr=r0;
else
    Rrr=(r0-xtrr)/(ct*cp);
end
% išilginis ir šoninis greitis padangos sąlyčio vietoje
ugrf=ct*(uurf-wy*Rrf)+st*(wurfc*cp+sp*(wx*Rrf+vurf));
uglf=ct*(uulf-wy*Rlf)+st*(wulfc*cp+sp*(wx*Rlf+vulf));
uglr=ct*(uulr-wy*Rlr)+st*(wulrc*cp+sp*(wx*Rlr+vulr));
ugrr=ct*(uurr-wy*Rrr)+st*(wurrc*cp+sp*(wx*Rrr+vurr));
vgrf=cp*(vurf+wx*Rrf)-wurfc*sp;
vglf=cp*(vulf+wx*Rlf)-wulfc*sp;
vglr=cp*(vulr+wx*Rlr)-wulrc*sp;
vgrr=cp*(vurr+wx*Rrr)-wurrc*sp;
% kiekvieno rato padangos paslydimas kampas
delta_rf=atan(vgrf/ugrf)-delta;
delta_lf=atan(vglf/uglf)-delta;
delta_lr=atan(vglr/uglr);
delta_rr=atan(vgrr/ugrr);
% linijiniai padangos šoniniai jėga
Fytrf=Cf*delta_rf;
Fytlf=Cf*delta_lf;
Fytlr=Cr*delta_lr;
Fytrr=Cr*delta_rr;
% išilginiai praslydimai
s_rf=(Rrf*wrf-(ugrf*cd+vgrf*sd))/abs(ugrf*cd+vgrf*sd);
s_lf=(Rlf*wlf-(uglf*cd+vglf*sd))/abs(uglf*cd+vglf*sd);
s_lr=(Rlr*wlr-uglr)/abs(uglr);
s_rr=(Rrr*wrr-ugrr)/abs(ugrr);
% išilginė jėga veikianti padangas
% (tiesinis ryšys su išilginiu praslydimu)
Fxtrf=Cxf*s_rf;
Fxtlf=Cxf*s_lf;
Fxtlr=Cxr*s_lr;
Fxtrr=Cxr*s_rr;
% jėga gauta įvertinus išilginę ir skersinę posūkyje veikiančias jėgas kontakto
plotelyje
Fxglf=Fxtlf*cd-Fytlf*sd;
Fxgrf=Fxtrf*cd-Fytrf*sd;
Fxglr=Fxtlr;
Fxgrr=Fxtrr;
Fyglf=Fxtlf*sd+Fytlf*cd;
Fygrf=Fxtrf*sd+Fytrf*cd;
Fyglr=Fytlr;
Fygrr=Fytrr;
% įvertina ratų atsiplėšimą nuo kelio dangos
if xtrf<0
    Fzgrf=0;
else
    Fzgrf=xtrf*ktf;
end
if xtlf<0
    Fzglf=0;
else
    Fzglf=xtlf*ktf;
end
if xtlr<0
    Fzglr=0;

```

```

else
    Fzglr=xtlr*ktr;
end
if xtrr<0
    Fzgrr=0;
else
    Fzgrr=xtrr*ktr;
end
% pandagu jėgos
Fglf=[Fxglf;Fyglf;Fzglf];
Fgrf=[Fxgrf;Fygrf;Fzgrf];
Fglr=[Fxglr;Fyglr;Fzglr];
Fgrr=[Fxgrr;Fygrr;Fzgrr];
% posūkio matrica
R_y=[ct 0 -st;0 1 0;st 0 ct];
R_x=[1 0 0;0 cp sp;0 -sp cp];
% jėga, veikianti padangos žemės paviršiaus lopinėlių
Fgslf=R_x*R_y*Fglf;
Fgsrf=R_x*R_y*Fgrf;
Fgslr=R_x*R_y*Fglr;
Fgsrr=R_x*R_y*Fgrr;
%% rato sukimosi modeliavimas (prasisuka ar neprasisuka)
% įvestis: Fxtij (tire forces), Td (važiavimo momentas prie priekiniame rate),
Tb (stabdomo momentas priekiniame rate (Nm))
% išvestis: wlf wrf wlr wrr (rato kampinis greitis)
dwl=- (1/Jw)*Fxtlf*Rlf;
dwr=- (1/Jw)*Fxtrf*Rrf;
dwlr=- (1/Jw)*Fxtlr*Rlr;
dwr=- (1/Jw)*Fxtrr*Rrr;
[~,wlf]=ode45(@ (t,wlf) dwl,ts,wlf);
[~,wrf]=ode45(@ (t,wrf) dwr,ts,wrf);
[~,wlr]=ode45(@ (t,wlr) dwlr,ts,wlr);
[~,wrr]=ode45(@ (t,wrr) dwr,ts,wrr);
wlf=wlf(11);
wrf=wrf(11);
wlr=wlr(11);
wrr=wrr(11);
%% kiekvieno rato dinaminis modelis
% įvestis: theta phi psi u v w wx wy wz (automobilio kūbulas), uuij, vuij, wuij,
uuij_dot, vuij_dot, wuij_dot (rato mas?)
% išvestis: Fxsij Fysij Fzsij Mxij Myij Mzij (rato jėgos ir momentai kiekviename
kampe)
% jėgos, perduotos ratui išilgai x y z kryptimis
% dešinysis priekinis kampas
Fxsrf= Fgsrf(1)+muf*g*st-muf*uurf_dot+muf*wz*vurf-muf*wy*wurf;
Fysrf= Fgsrf(2)-muf*g*sp*ct-muf*vurf_dot+muf*wz*wurf-muf*wz*uurf;
Fzsrf= xsrf*ksrf+dxsrf*bsrf;
% kairysis priekinis kampas
Fxsrlf= Fgslf(1)+muf*g*st-muf*uulr_dot+muf*wz*vulr-muf*wy*wulr;
Fysrlf= Fgslf(2)-muf*g*sp*ct-muf*vulr_dot+muf*wz*wulr-muf*wz*uulr;
Fzslf= xsrlf*ksrlf+dxsrlf*bsrlf;
% kairysis galinis kampas
Fxsrr= Fgsrr(1)+mur*g*st-mur*uurr_dot+mur*wz*vurr-mur*wy*wurr;
Fysrr= Fgsrr(2)-mur*g*sp*ct-mur*vurr_dot+mur*wz*wurr-mur*wz*uurr;
Fzsrr= xsrr*ksrr+dxsrr*bsrr;

```

```

% jėga reiškia papildoma apkrova, atsirandančia ratuose
Fdzrf=(Fgsrf(2)*Rrf+Fysrf*lsrf+Fgslf(2)*Rlf+Fyslfl*lslf-(Fysrf+Fyslfl)*hrcf)/cf;
Fdzlf=-Fdzrf;
Fdzrr=(Fgsrr(2)*Rrr+Fysrr*lsrr+Fgslr(2)*Rlr+Fyslr*lslr-(Fysrr+Fyslr)*hrcr)/cr;
Fdzlr=-Fdzrr;
% virtimo momentas, perduotas ratui
Mxrf=Fysrf*hrcf;
Mxlf=Fyslfl*hrcf;
Mxlr=Fyslr*hrcr;
Mxrr=Fysrr*hrcr;
% momentai, kuriuos spyruoklės masei perduoda pakabos wy wz kryptys
Myrf=-(Fgsrf(1)*Rrf+Fxsrf*lsrf);
Mylf=-(Fgslf(1)*Rlf+Fxslf*lslf);
Mylr=-(Fgslr(1)*Rlr+Fxslr*lslr);
Myrr=-(Fgsrr(1)*Rrr+Fxsrr*lsrr);
Mzrf=0;
Mzlf=0;
Mzlr=0;
Mzrr=0;

%% auto. kėbulo dinamiės sąlygos
% įvestis: Fxsiy Fysiy Fzsiy Mxij Myij Mzij(jėgos ir momentai, perduodami į
kiekviename kampe esantį ratą)
% išvestis: theta psi phi u v wx wy wz u_dot v_dot w_dot wx_dot wy_dot wz_dot
%lininiai pagreičiai pagal ašis
u_dot=wz*v-wy*w+(1/m)*(Fxslf+Fxsrf+Fxslr+Fxsr)+g*st;
v_dot=wx*w-wz*u+(1/m)*(Fyslfl+Fysrf+Fyslr+Fysrr)-g*sp*ct;
w_dot=wy*u-wx*v+(1/m)*(Fzslf+Fzsrfl+Fzslr+Fzsr)+Fdzlf+Fdzrf+Fdzlr+Fdzrr)-
g*cp*ct;
%kampiniai pagreičiai pagal ašis
wx_dot=(1/Jx)*((Mxlf+Mxrf+Mxlr+Mxrr)+(Fzslf-Fzsrfl)*cf/2+(Fzslr-Fzsr)+*cr/2);
wy_dot=(1/Jy)*((Mylf+Myrf+Mylr+Myrr)+(Fzslr+Fzsr)*b-(Fzslf+Fzsrfl)*a);
wz_dot=(1/Jz)*((Mzlf+Mzrf+Mzlr+Mzrr)+(Fyslfl+Fysrf)*a-(Fyslr+Fysrr)*b+(-
Fxslf+Fxsrfl)*cf/2+(-Fxslr+Fxsr)+*cr/2);
% kardaniniai kampai gaunami integruojant šias lygtis
dtheta=wy*cp-wz*sp;
dpsi=(wy*sp)/ct+(wz*cp)/ct;
dphi=wx+wy*sp*tan(theta)+wz*cp*tan(theta);
% Skleisti laiką i+1
[~,u]=ode45(@ (t,u) u_dot,ts,u);
[~,v]=ode45(@ (t,v) v_dot,ts,v);
[~,w]=ode45(@ (t,w) w_dot,ts,w);
[~,wx]=ode45(@ (t,wx) wx_dot,ts,wx);
[~,wy]=ode45(@ (t,wy) wy_dot,ts,wy);
[~,wz]=ode45(@ (t,wz) wz_dot,ts,wz);
[~,theta]=ode45(@ (t,theta) dtheta,ts,theta);
[~,psi]=ode45(@ (t,psi) dpsi,ts,psi);
[~,phi]=ode45(@ (t,phi) dphi,ts,phi);
u=u(11);
v=v(11);
w=w(11);
wx=wx(11);
wy=wy(11);
wz=wz(11);
theta=theta(11);
psi=psi(11);
phi=phi(11);
ct=cos(theta);
cp=cos(phi);

```

```

sp=sin(phi);
st=sin(theta);
%% būsenos atnaujinimas
% statramsčio tvirtinimo taško greitis
wm=[wx;wy;wz];
vm=[u;v;w];
Vsrf=Mrf*wm+vm; % priekinis dešinysis tvirtinimo taškas
Vslf=Mlf*wm+vm; % priekinis kairysis tvirtinimo taškas 1
Vslr=Mr*wm+vm; % galinis kairysis tvirtinimo taškas
Vsrr=Mrr*wm+vm; % galinis dešinysis tvirtinimo taškas
% rato vertikalusis greitis wuij
dwulf=(1/muf)*(cp*(ct*(Fzglf-muf*g)+st*Fxglf)-sp*Fyglf-Fdzlf-xslf*kslf-
dxslf*bslf-muf*(vulf*wx-uulf*wy));
dwurf=(1/muf)*(cp*(ct*(Fzgrf-muf*g)+st*Fxgrf)-sp*Fygrf-Fdzrf-xsrf*ksrf-
dxsrf*bsrf-muf*(vurf*wx-uurf*wy));
dwulr=(1/mur)*(cp*(ct*(Fzglr-mur*g)+st*Fxglr)-sp*Fyglr-Fdzlr-xslr*kslr-
dxslr*bslr-mur*(vulr*wx-uulr*wy));
dwurr=(1/mur)*(cp*(ct*(Fzgrr-mur*g)+st*Fxgrr)-sp*Fygrr-Fdzrr-xsrr*ksrr-
dxsrr*bsrr-mur*(vurr*wx-uurr*wy));
[~,wulf]=ode45(@(t,wulf) dwulf,ts,wulf);
[~,wurf]=ode45(@(t,wurf) dwurf,ts,wurf);
[~,wulr]=ode45(@(t,wulr) dwulr,ts,wulr);
[~,wurr]=ode45(@(t,wurr) dwurr,ts,wurr);
wulf=wulf(11);
wurf=wurf(11);
wulr=wulr(11);
wurr=wurr(11);
% momentinis pakabos spyruoklės įlinkis xs:
dxslf=-Vslf(3)+wulf;
dxsrf=-Vsrf(3)+wurf;
dxslr=-Vslr(3)+wulr;
dxsrr=-Vsrr(3)+wurr;
[~,xslf]=ode45(@(t,xslf) dxslf,ts,xslf);
[~,xsrf]=ode45(@(t,xsrf) dxsrf,ts,xsrf);
[~,xslr]=ode45(@(t,xslr) dxslr,ts,xslr);
[~,xsrr]=ode45(@(t,xsrr) dxsrr,ts,xsrr);
xslf=xslf(11);
xsrf=xsrf(11);
xslr=xslr(11);
xsrr=xsrr(11);
% momentinis statramsčio ilgis
lsrf=lsirf-(xsrf-xsirf);
lslf=lsilf-(xslf-xsilf);
lslr=lsilr-(xslr-xsilr);
lsrr=lsirr-(xsrr-xsirr);
%% kiekvieno rato masės dinamikos modelis
% įvestis: u v w wx wy wz u_dot v_dot w_dot wx_dot wy_dot wz_dot(kėbulas),
Ft(padangos jėga), Fs(kėbulo jėga)
% išvestis: uuij, vuij, wuij, uuij_dot, vuij_dot, wuij_dot(ratas)
% išvestinė usij & vsij
dusrf=cf/2*wz_dot+u_dot;
dvsrf=a*wz_dot+v_dot;
duslf=-cf/2*wz_dot+u_dot;
dvslf=a*wz_dot+v_dot;
duslr=-cr/2*wz_dot+u_dot;
dvslr=-b*wz_dot+v_dot;
dusrr=cr/2*wz_dot+u_dot;
dvsrr=-b*wz_dot+v_dot;
% rato pagreitis kiekvienam kampui

```

```

uurf_dot=dusrf-(-dxsrf*wy+lsrf*wy_dot);
vurf_dot=dvsrf+(-dxsrf*wx+lsrf*wx_dot);
uulf_dot=duslf-(-dxsrf*wy+lsrf*wy_dot);
vulf_dot=dvsrf+(-dxsrf*wx+lsrf*wx_dot);
uulr_dot=duslr-(-dxsrf*wy+lsrf*wy_dot);
vulr_dot=dvslr+(-dxsrf*wx+lsrf*wx_dot);
uurr_dot=dusr-(-dxsrf*wy+lsrf*wy_dot);
vurr_dot=dvsr+(-dxsrf*wx+lsrf*wx_dot);
% rato išilginis ir šoninis greitis
uurf=Vsrf(1)-lsrf*wy;
uulf=Vsrf(1)-lsrf*wy;
uulr=Vsrf(1)-lsrf*wy;
uurr=Vsrf(1)-lsrf*wy;
vurf=Vsrf(2)+lsrf*wx;
vulf=Vsrf(2)+lsrf*wx;
vulr=Vsrf(2)+lsrf*wx;
vurr=Vsrf(2)+lsrf*wx;
% momentinis padangos įlinkis xt: tarkime, kad vertikalus greitis padangos
sąlyčio vietoje yra lygus nuliui
wgrf=0;
wglf=0;
wglr=0;
wgrr=0;
dxtlf=wglf-(ct*(wulf*cp+vulf*sp)-uulf*st);
dxtrf=wgrf-(ct*(wurf*cp+vurf*sp)-uurf*st);
dxtlr=wglr-(ct*(wulr*cp+vulr*sp)-uulr*st);
dxtrr=wgrr-(ct*(wurr*cp+vurr*sp)-uurr*st);
[~,xtrlf]=ode45(@(t,xtrlf) dxtlf,ts,xtrlf);
[~,xtrf]=ode45(@(t,xtrf) dxtrf,ts,xtrf);
[~,xtlr]=ode45(@(t,xtlr) dxtlr,ts,xtlr);
[~,xtrr]=ode45(@(t,xtrr) dxtrr,ts,xtrr);
xtrlf=xtrlf(11);
xtrf=xtrf(11);
xtlr=xtlr(11);
xtrr=xtrr(11);
% for output plot
epsilon_x(i)=wx_dot;
long_vel(i)=u;
long_acc(i)=u_dot;
roll_angle(i)=phi;
lat_acc(i)=v_dot;
yaw_rate(i)=wz;
lat_vel(i)=v;
psi_angle(i)=psi;
% šoninis pagreitis
ayl(i)=u*wz+v_dot;
end

figure(6)
plot(t,delta4*180/pi,'r');grid
title('Priekini? rat? susukimo kampo alfa kitimas ');
xlabel('Laikas t, (s)');
ylabel('alfa, (deg)');
% Svorio centro trajektorija
ux = zeros(1,N);
uy = ux;
dt = t(2)-t(1);
dt2 = dt*dt/2;
L = 0;

```

```

uxj = long_vel*dt + long_acc*dt2;
uyj = lat_vel*dt + ay1*dt2;
for j = 2:N
    j1 = j-1;
    cp = cos(roll_angle(j1));
    sp = sin(roll_angle(j1));
    uxy = [cp, -sp; sp, cp]*[uxj;uyj];
    ux(j) = ux(j1) + uxy(1);
    uy(j) = uy(j1) + uxy(2);
    L = L + sqrt(uxy(1)*uxy(1)+uxy(2)*uxy(2));
end
fprintf('Per %1.1f s nuvaziuota %1.3f m (vidutinis vaziaavimo greitis %f
m/s).\n', tmax, L, mean(long_vel))

figure(8)
plot(ux, uy, 'k', 'LineWidth',2);
% text(ux(50),uy(50),[num2str(t(50)),' s'])
% axis equal
grid on
% title('svorio centro trajektorija');
xlabel('X, m');
ylabel('Y, m');
% Stabilumas
M_stblz = mt*g*cr;
%vertimo momento nuo incercijos apkrovu
M = (Jx*epsilon_x+mt*ay1*h);
%vertimo momentas aplink **asi (svyravimas)
M1 = Jx*epsilon_x;
%iscentrines skersine jegos vertimo momentas
M2 = mt*ay1*h;
%grafikas
ta = 35000;
figure(3)
set(gcf, "color", [1,1,1]);
hold on
plot(t,M, 'Color', [0,1,0], 'LineWidth', 2);
%plot(t,M2,'b','LineWidth',2)
plot([0, t(end)],M_stblz*[1,1], '--', 'Color', [0,0.5,0], 'LineWidth', 2);
title('Stabilumas')
grid on
xlabel('Laikas t, s')
ylabel('Vertimo momentas, Nm')
set(gca, 'FontSize', 16)
LL = legend('x','location', 'EastOutside');
set(LL, 'FontSize',12);

```