



**KAUNO TECHNOLOGIJOS UNIVERSITETAS
MECHANIKOS INŽINERIJOS IR DIZAINO FAKULTETAS**

Rimvydas Tamkevičius

**KROVUMO ĮTAKOS LENGVOJO AUTOMOBILIO KĖBULO
POSVYRIAMS TYRIMAS**

Baigiamasis magistro projektas

Vadovas
Dr. Vytautas Dzerkelis

Kaunas, 2017

KAUNO TECHNOLOGIJOS UNIVERSITETAS
MECHANIKOS INŽINERIJOS IR DIZAINO FAKULTETAS

**KROVUMO ĮTAKOS LENGVOJO AUTOMOBILIO KĖBULO
POSVYRIAMS TYRIMAS**

Baigiamasis magistro projektas
Transporto priemonių inžinerija (621E20001)

Vadovas

(parašas) Dr. Vytautas Dzerkelis
(data)

Recenzentas

(parašas) Prof. dr. Artūras Keršys
(data)

Projektą atliko

(parašas) Rimvydas Tamkevičius
(data)

KAUNAS, 2017



KAUNO TECHNOLOGIJOS UNIVERSITETAS

Mechanikos inžinerijos ir dizaino

(Fakultetas)

Rimvydas Tamkevičius

(Studento vardas, pavardė)

Transporto priemonių inžinerija 621E20001

(Studijų programos pavadinimas, kodas)

„Krovumo įtakos lengvojo automobilio kėbulo posvyriams tyrimas“

AKADEMINIO SAŽINGUMO DEKLARACIJA

20 ____ m. _____ d.
Kaunas

Patvirtinu, kad mano, **Rimvydo Tamkevičius**, baigiamasis projektas tema „Krovumo įtakos lengvojo automobilio kėbulo posvyriams tyrimas“ yra parašytas visiškai savarankiškai ir visi pateikti duomenys ar tyrimų rezultatai yra teisingi ir gauti sąžiningai. Šiame darbe nei viena dalis nėra plagijuota nuo jokių spausdintinių ar internetinių šaltinių, visos kitų šaltinių tiesioginės ir netiesioginės citatos nurodytos literatūros nuorodose. Įstatymų nenumatytų piniginių sumų už šį darbą niekam nesu mokėjęs.

Aš suprantu, kad išaiškėjus nesąžiningumo faktui, man bus taikomos nuobaudos, remiantis Kauno technologijos universitete galiojančia tvarka.

(vardą ir pavardę įrašyti ranka)

(parašas)

KAUNO TECHNOLOGIJOS UNIVERSITETAS
MECHANIKOS INŽINERIJOS IR DIZAINO FAKULTETAS
TRANSPORTO INŽINERIJOS KATEDERA

Suderinta:

Studijų krypties programų vadovas
prof. Artūras Keršys

Transporto inžinerijos katedros vedėjas
doc. Rolandas Makaras

2016 m. vasario mėn. 8 d.

MAGISTRO BAIGIAMOJO PROJEKTO UŽDUOTIS

Išduota studentui: *Rimvydui Tamkevičiui*

1. Projekto tema: **Krovumo įtakos lengvojo automobilio kėbulo posvyriams tyrimas.**
Research of load capacity influences of car bodys pitches.

Patvirtinta: 2017 m. balandžio mėn. 21 d. dekanų įsakymu Nr. V25-11-8

2. Projekto tikslas: Nustatyti krovumo įtaką lengvojo automobilio kėbulo posvyriams automobiliui judant.

3. Projekto uždaviniai ir reikalavimai:

- Atlikti stabilumo sistemų apžvalgą;
- Naudojant „Adams/Car“ programinę įrangą sudaryti skaitinį automobilio modelį, jį apkrauti skirtingomis apkrovomis;
- Ištirti krovumo įtaką automobilio posvyriams;
- Atlikti automobilių skaitinius bandymus.

4. Užduoties išdavimo terminas: 2016 m. vasario mėn. 8 d.

Užbaigto projekto pateikimo terminas: 2017 m. gegužės mėn. 18 d.

Vadovas: dr. Vytautas Dzerkelis
(vardas, pavardė)

(parašas)

Užduotį gavau: Rimvydas Tamkevičius
(studento vardas, pavardė)

(parašas)

¹ Esant reikalui, suderinus su katedros vedėju

TURINYS

ĮVADAS.....	7
1. LITERATŪROS ANALIZĖ	8
1.1 Stabdžių sistemos ir jų konstrukcija.....	8
1.2 Automobilio stabilumas	8
1.3 Automobilio judėjimas posūkyje	10
1.4 Padangos ir kelio sąveika.....	11
1.5 Elektroninės saugumo sistemos	14
1.5.1 Stabdžių antiblokavimo sistema ABS.....	14
1.5.2 ASR antipraslydimo sistema.....	15
1.5.3 ESP elektroninė stabilumo sistema.....	16
1.5.5 TSA Priekabos stabilizavimo sistema.....	18
2. MODELIAVIMAS SU „MSC ADAMS“ PROGRAMA	19
2.1 „MSC Adams“ programos apžvalga	19
2.2 Modelių kūrimas naudojantis „Adams Car“	19
2.3 Automobilio modelis.....	20
2.4 Statinis automobilio šoninis stovumas.....	25
3. BANDYMAI IR JŲ REZULTATAI	27
3.1 Koordinačių sistema.....	27
3.2 ISO dviejų juostų keitimo testas (ISO Double Lane Change Test) „Briedžio testas“	27
3.3 Linijos keitimo testas, automobilio persirikiavimo testas.....	33
3.4 Bandymų rezultatai	36
DARBO APIBENDRINIMAS	40
IŠVADOS	41
INFORMACINIŲ ŠALTINIŲ SĄRAŠAS.....	42

Tamkevičius, Rimvydas. Krovumo įtakos lengvojo automobilio kėbulo posvyriams tyrimas. *Magistro* baigiamasis projektas / vadovas Dr. Vytautas Dzerkelis; Kauno technologijos universitetas, Mechanikos inžinerijos ir dizaino fakultetas.

Mokslo kryptis ir sritis: Technologijos mokslai, Transporto inžinerija (03T)

Reikšminiai žodžiai: *MSC Adams, kroviny, stabilumas, kėbulas.*

Kaunas, 2017. 44 p.

SANTRAUKA

Baigiamojo magistro darbo tikslas naudojantis „MSC Adams“ programa ištirti lengvojo automobilio stabilumą, esant skirtingoms apkrovos sąlygoms.

Pirmoje dalyje apžvelgiamos automobiliuose naudojamos elektroninės saugumo sistemos. Nustatyta padangos ir kelio kontakto sąveika.

Antroje dalyje pateikta lengvojo automobilio dinaminio modelio kūrimo metodika, aprašyti apkrovimo atvejai.

Trečioje dalyje pateikta automobilių stabilumo bandymai bei jų atlikimo tvarka. Išanalizuoti gauti rezultatai. Pateikti grafikai ir diagramos. Atlikta gautų rezultatų analizė.

Tamkevičius, Rimvydas. *Research of load capacity influences of car body's pitches: Master's thesis in Transport Engineering / supervisor Dr. Vytautas Dzerkelis. The Faculty of Mechanical Engineering and Design, Kaunas University of Technology.*

Research area and field: Technological Science, Transport Engineering (03T)

Key words: MSC Adams, load, stability, car body.

Kaunas, 2017. 44 p.

SUMMARY

The final master work is using MSC Adams' program to investigate the stability of the car under different load conditions.

The first part provides an overview of the cars used in the electronic security system. Determine the tire road contact interactions.

The second part of the vehicle's dynamic model, used to describe the load cases.

The third part of the car stability tests and their practices. To analyze the results. The graphs and charts. The calculated results analysis.

IVADAS

Šiuo metu tiek automobilių gamintojai, tiek pirkėjai vis dažniau rinkdamiesi automobilį atkreipia dėmesį netik į automobilio kainą, dizainą, ekonomiškumą bet ir jo saugumą. Į tai reaguodami automobilių gamintojai stengiasi kurti saugius automobilius. Švedų automobilių gamintoja „Volvo“ kuri garsėja kaip viena saugiausių automobilių gamintoja. „Euro NCAP“ rekordininku istorijoje tapo „Volvo XC90“. Švedų visureigis ne tik gavo 5 žvaigždučių įvertinimą, bet ir surinko 37 balus (97 proc. iš visų įmanomų) už vairuotojo ir keleivių saugumą. Ankstesnis rekordas šioje srityje priklausė „Mercedes-Benz GLA“ krossoveriui (36,7 balo, arba 96 proc. saugumas). Be to, XC90 elektroninių saugumo sistemų veikla įvertinta 100 proc. – 13 balų iš tiek pat įmanomų.

NHTSA 2004 metų duomenimis apie 6 milijonai transporto priemonių patenka į eismo įvykius Jungtinėse Amerikos valstijose per 2002 metus. 32000 atvejų žūva arba būna sužalojami žmonės. 30 procentų visų eismo įvykių dalyvauja tik viena transporto priemonė. Dažniausia avarių priežastis yra nepasirinktas saugus greitis, prastos oro sąlygos, vairuotojų nuovargis ar vairavimas apsvaigus. Kartais eismo įvykių metu transporto priemonės apsverčia ant stogo, tai ypač aktualu transporto priemonėms, kurių masės centro padėtis yra aukštesnė negu įprasta.

Baigiamojo darbo tikslas – nustatyti krovumo įtaką lengvojo automobilio kėbulo posvyriams automobiliui judant.

Darbo uždaviniai:

- Atlikti stabilumo sistemų apžvalgą;
- Naudojant „Adams/Car“ programinę įrangą sudaryti skaitinį automobilio modelį, jį apkrauti skirtingomis apkrovomis;
- Ištirti krovumo įtaką automobilio posvyriams;
- Atlikti automobilių skaitinius bandymus.

1. LITERATŪROS ANALIZĖ

1.1 Stabdžių sistemos ir jų konstrukcija

Automobilio stabdžių sistema yra skirta sustabdyti transporto priemonę, pristabdyti arba užtikrinti jos stabilumą stovint. Stabdžių sistemos ir jų būklė yra, ypač svarbios automobilių saugumui. Nuo stabdymo kokybės ir efektyvumo labai priklauso automobilio važiavimo stovumas, jo dinaminės ir eksploatacinės savybės.

Pagal tarptautinius standartus stabdžių sistema privalo turėti darbo, stovėjimo ir atsarginį stabdžius, o autobusai, kurių masė ne mažesnė kaip 5 t, ir krovininiai automobiliai, kurių masė didesnė kaip 12 t, papildomai privalo turėti pagalbinį stabdį (stabdį lėtintuvą)[8].

Kiekviena stabdžių sistema sudaryta iš valdymo pavaros (sistemos) ir stabdymo mechanizmų. Valdymo pavaros yra mechaninės, hidraulinės, pneumatinės, elektrinės ir kombinuotos.

Labiausiai paplitusios dvi darbo stabdžių sistemos: su hidrauliniu ir pneumatiniu valdymu. Visuose lengvuosiuose automobiliuose, mažuose autobusuose ir mažos masės krovininiuose automobiliuose yra darbo stabdžiai su hidrauliniu valdymu, o dideliuose autobusuose, vidutinio ir didelio tonažo krovininiuose automobiliuose naudojamos pneumatinės stabdžių valdymo sistemos [8].

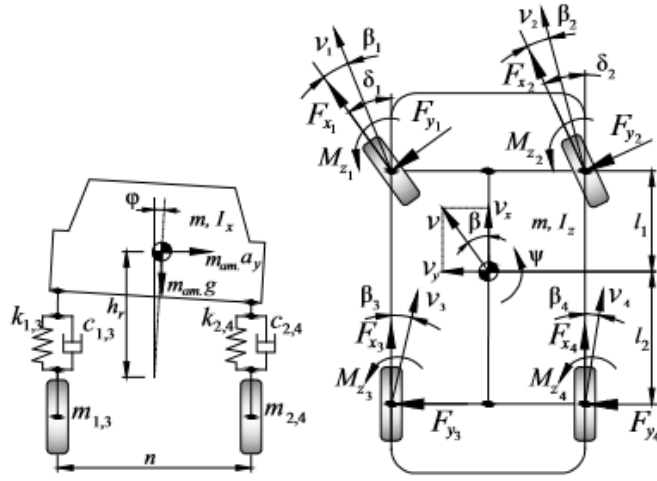
1.2 Automobilio stabilumas

Analizuojant bendrą automobilio stabilumą patogu taikyti modelį, sujungiantį automobilio virtimo ir horizontalią dinamiką. Šiame keturių laisvės laipsnių modelyje aprašomi skersiniai svyravimai, atsirandantys dėl veikiančios šoninės jėgos yra apskaičiuojamos pagal formulę:

$$F_y = F_{y1} + F_{y2} + F_{y3} + F_{y4} = m_{am}a_y, \quad (1.1)$$

čia: F_{y_i} – rato kontakte atsirandanti skersinio sukibimo jėga; m_{am} – automobilio amortizuota masė; a_y – veikiantis skersinis pagreitis.

Horizontaliame automobilio modelyje, veikiant skersinėms jėgoms, atsiranda slydimo (skersridės) kampai β_i . Šie kampai rodo atitinkamo rato išilginės plokštumos nesutapimą su realia judėjimo kryptimi, kurią žymi greičio vektorius \vec{v}_i . Bendras automobilio slydimo kampas svorio centre žymimas β [1].



1 pav. Automobilio modelis: F_{y_i} – rato kontakte atsirandanti skersinio sukibimo jėga; m_{am} – automobilio amortizuota masė; a_y – veikiantis skersinis pagreitis; φ – amortizuotos masės pasisukimo kampas apie išilginę ašį. [1]

Neįvertinant automobilio įsibėgėjimo arba stabdymo metu automobilį veikiančių aprovų bei išilginio padangų slydimo sudaromos automobilio judėjimo lygtys:

$$m = (\dot{v}_x - v_y \dot{\psi}) = F_{x1} \cos \delta_1 - F_{y1} \sin \delta_1 + F_{x2} \cos \delta_2 - F_{y2} \sin \delta_2 + F_{x3} + F_{x4}, \quad (1.2)$$

$$m(\dot{v}_y - v_x \dot{\psi}) = F_{x1} \sin \delta_1 + F_{y1} \cos \delta_1 + F_{x2} \sin \delta_2 + F_{y2} \cos \delta_2 + F_{x3} + F_{x4}, \quad (1.3)$$

$$I_z \ddot{\psi} = (F_{x1} \sin \delta_1 + F_{y1} \cos \delta_1 + F_{x2} \sin \delta_2 - F_{y2} \cos \delta_2) \cdot l_1 - (F_{y3} + F_{y4}) \cdot l_2 - (F_{x1} \cos \delta_1 - F_{y1} \sin \delta_1) \cdot \frac{n}{2} + (F_{x2} \cos \delta_2 - F_{y2} \sin \delta_2) \cdot \frac{n}{2} + \sum M_{z1}, \quad (1.4)$$

$$I_x \ddot{\varphi} - I_z \ddot{\psi} = m_{am} \cdot h_r \dot{v}_x + v_y \dot{\psi} + m_{am} \cdot h_r g \varphi - (k_{pr.} + k_{gal.}) \varphi - (c_{pr.} + c_{gal.}) \cdot \dot{\varphi}, \quad (1.5)$$

čia:

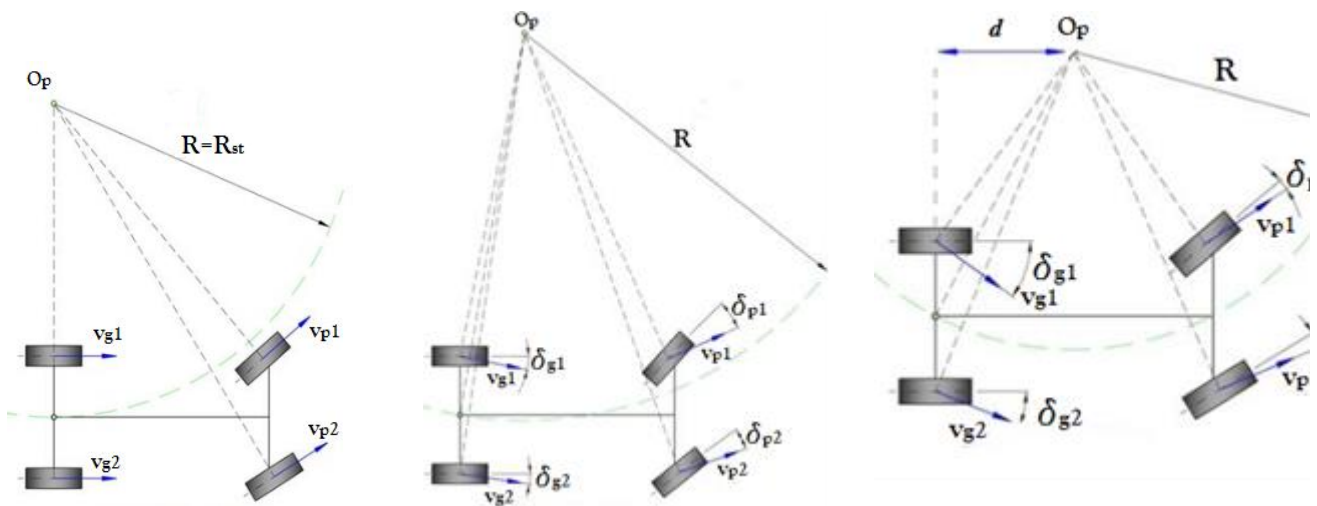
m – automobilio bendroji masė; g – laisvojo kritimo pagreitis; v_x – išilginio greičio projekcija; ψ – amortizuotos masės pasisukimo kampas apie vertikalią ašį; v_y – skersinio greičio projekcija; n – ratų tarpvėžė; φ – amortizuotos masės pasisukimo kampas apie išilginę ašį; F_{x_i} – rato kontakte atsirandanti išilginio sukibimo jėga; F_{y_i} – rato kontakte atsirandanti skersinio sukibimo jėga; δ_i – vairuojamųjų ratų pasukimo kampas; automobilio inercijos momentas atitinkamai apie išilginę ir vertikalią ašį; $l_{1,2}$ – svorio centro padėtis atitinkamai iki priekinės ir galinės ašies; M_{z_i} – atitinkamo rato padangos išilginės krypties tiesinimo momentas; h_r – atstumas nuo skersinių svyravimų ašies iki svorio centro padėties; $I_{x, z}$ – automobilio inercijos momentas atitinkamai apie išilginę ir vertikalią ašį; $k_{pr., gal.}$ – atitinkamai priekinės ir galinės pakabos standumas skersiniams svyravimams; $c_{pr., gal.}$ – atitinkamai priekinės ir galinės pakabos slopinimas esant skersiniams svyravimams.

Kelių eismo saugumas priklauso nuo įvairių faktorių: vairuotojų patirties ir įgūdžių, oro sąlygų, kelio dangos ir jos būklės, automobilio konstrukcijos ir techninės būklės. Rato ir kelio sąveika turi didelę reikšmę automobilio saugumui ir dinamikai, kadangi perduoda variklio traukos jėgą, stabdžių sukuriama stabdymo momentą [1].

1.3 Automobilio judėjimas posūkyje

Kai automobilis kontroliuojamas režimais, kai slydimo kampai labai maži, o vairu neatliekamos jokios korekcijos, atsiranda tiesinė priklausomybė tarp nukrypimo nuo norimos važiavimo krypties ir vairaračio posūkio kampo: sukimosi apie vertikaliąją ašį greitis $\psi = (\text{vairaračio pasukimo kampas})$ padaugintas iš (sukimosi apie vertikaliąją ašį greičio padidėjimas). Taipogi sukimosi apie vertikaliąją ašį greitis susijęs su šoniniu pagreičiu: $\psi = (\text{skersinis pagreitis})/(\text{automobilio greitis})$. Bet kuri iš minėtų priklausomybių gali būti panaudota ieškant idealaus sukimosi apie vertikaliąją ašį automobilio greičio esant nurodytomis sąlygomis. Skirtumas tarp faktinio ir idealaus sukimosi apie vertikaliąją ašį greičių yra naudojamas kontroliuoti skersinį stabilumą:

Jeigu automobilio slydimo dydis yra teigiama reikšmė, tada laikome, kad automobilis yra pernelyg sukrus. Jeigu automobilio slydimo vertė yra neigiamas dydis, tada automobilis yra permažai sukrus. Be šių dviejų tipų yra išskiriamas ir trečiasis – neutralaus pasukamumo. 2 pav. pavaizduoti dviašio automobilio, judančio posūkyje elgsena, esant visiems trimis atvejams [15].



a) neutralaus pasukamumo b) nepakankamo pasukamumo c) perdidelio pasukamumo

2 pav. Dviašio automobilio judėjimas posūkyje [15]

Automobilio pasukamumas, tai savybė keisti kinematinis posūkio parametrus, veikiant išorinėms šoninėms jėgoms, bei esant fiksuotam ratų posūkio kampui. Jeigu automobilio priekinio ir užpakalinio tiltų poslinkio kampai yra lygūs, tada automobilis yra neutralaus pasukamumo ($\delta_g = \delta_p$). Šiuo atveju posūkio spindulys R ir automobilio posūkio kampinis greitis ω nepriklauso nuo šoninių jėgų. Tai tas pats, jei automobilis turėtų standžius ratus, bet posūkio centras O_p būtų perstumtas dydžiu

d. Paveiksle 2 pavaizduotas perteklinis pasukamumas ($\delta_g > \delta_p$). Šiuo atveju veikiant šoninėms jėgoms, automobilio posūkio kampinis greitis padidėja, posūkio spindulys sumažėja, o $d \neq 0$. Kai ($\delta_g < \delta_p$), pasukamumas yra nepakankamas, ir dėl šoninių jėgų poveikio automobilio posūkio kampinis greitis mažėja, R padidėja, o $d \neq 0$ [14].

Siekiant įvertinti automobilio elgseną įveikiant posūkį, naudojamas stabilumo faktorius K .

Šis faktorius priklauso nuo svorio centro pozicijos, priekinės, bei galinės ašies standumo. Kada jo reikšmė yra lygi nuliui, laikome, kad automobilis yra neutralaus pasukamumo. Kai šis faktorius yra neigiamas dydis, jis parodo, kad automobilis yra pernelyg sukirus, o tai sąlygoja, kad priekinė ašies ratų slydimo kampai yra mažesni, nei galinės ašies. Jeigu stabilumo faktorius yra teigiamas dydis, tai galime teigti, kad automobilis yra nepakankamo pasukamumo (priekinių ratų slydimo kampas yra didesnis už galinių ratų) [14].

Šis faktorius yra užrašomas formule:

$$K = m \frac{C_{\alpha g} l_g - C'_{\alpha p} l_p}{C'_{\alpha p} C_{\alpha g} l} \quad (1.6)$$

čia:

m – automobilio masė, l – ratų bazė, l_g ir l_p – atstumas nuo svorio centro iki ašies, $C'_{\alpha p}$ – priekinės ašies standumas (remiantis padangų standumas ir pneumatiniu modeliu), $C_{\alpha g}$ – galinės ašies standumas [15].

1.4 Padangos ir kelio sąveika

Padanga – yra vienas iš automobilio elementų, nuo kurio priklauso eismo saugumas, degalų sąnaudos, komfortas keleiviams. Sukibimo koeficientas yra pagrindinis parametras, prognozuojant automobilio elgseną stabdymo ir kitų kritinių situacijų metu bei projektuojant aktyvaus saugumo sistemas. Kelio dangos ir padangų kontakto savybės nulemia ir vairuotojo elgseną kritinėje situacijoje bei jos pasekmes [2].

Išilginis sukibimas – tai automobilio padangos savybė perduoti išilginę traukos arba stabdymo jėgą kontakto dėmės plote riedėjimo paviršiui. Kai riedėjimo metu varančiojo rato padanga perduoda išilginę jėgą sąlyčio paviršiui, tarp padangos ir kelio kontakto atsiranda persislinkimas, t. y. kinematiniai nuotoliai. Varančiojo rato išorinės dalies linijinis greitis lietimosi taške su keliu traukos metu yra didesnis, nei pačio automobilio svorio centro greitis. Šis reiškinys vadinamas santykinu praslydimu ir žymimas s [3].

Ratas su pneumatine padanga nagrinėjamas kaip kietas deformuojamas kūnas, kuris sąveikauja su kelio paviršiumi. Sąveikos sritis yra plotas, kuris vadinamas „kontakto pėdsaku“, kurio geometrinis centras nukrypęs tam tikru atstumu nuo vertikalios ašies, pereinančios per rato centrą.

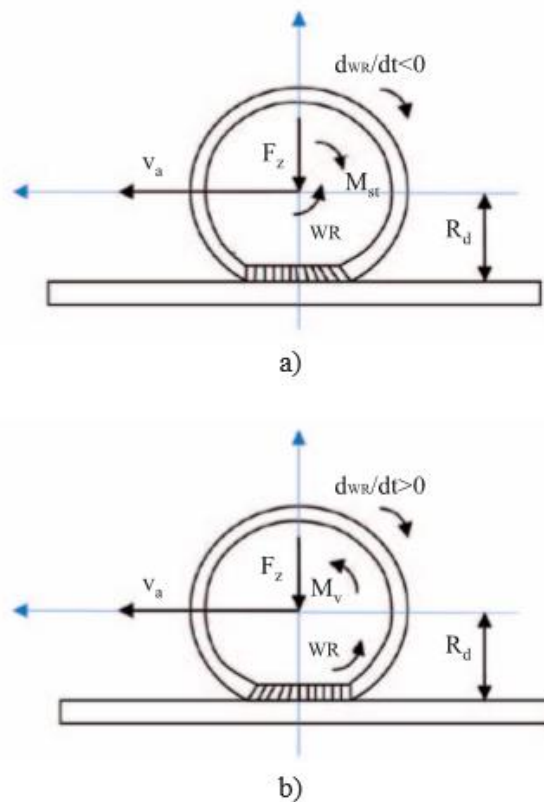
Kontakto zonoje tarp padangos ir kelio atsiranda dvi zonos: padangos protektorius suspaudžiamas (kontakto pradžioje); kita zona – protektorius ištempiamas (po kontakto). Kontakto plote vyksta praslydimas arba padangos sluoksnių šlitis, kuriuose tangentiniai įtempimai didesni už sankibio jėgų įtempimus. Transporto priemonės rato linijinis greitis varomojo rato centre nesutampa su apskritiminiu rato greičiu $R_d \omega_R$ kontakte (R_d – rato dinaminis spindulys, ω_R – rato kampinis greitis). Dėl šių greičių nesutapimo atsiranda praslydimo greitis kuris yra lygus:[4].

Praslydimo greitis automobiliui greitėjant:

$$v_s = R_d \omega_R - v_a \quad (1.7)$$

Praslydimo greitis automobiliui stabdant:

$$v_s = v_a - R_d \omega_R \quad (1.8)$$



3 pav. Padangos deformacija a – automobiliui greitėjant, b – automobiliui stabdant [4]

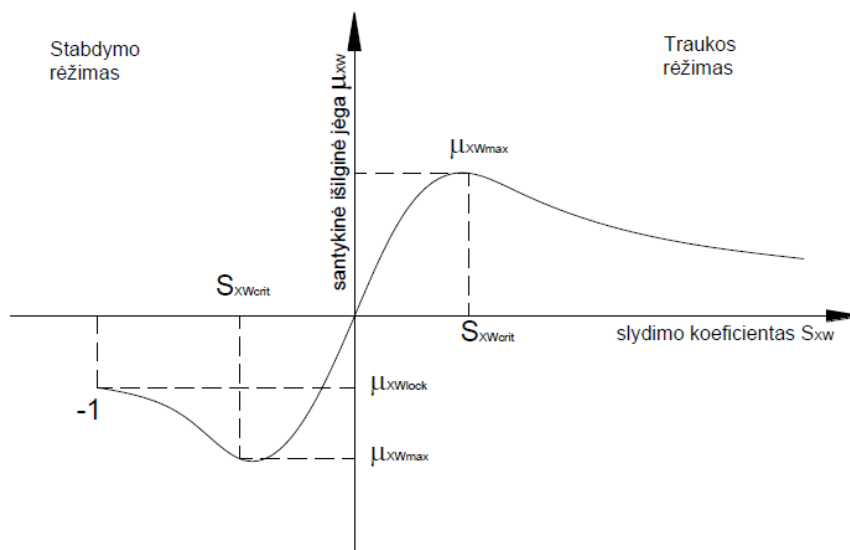
Santykinis išilginio slydimo koeficientas apskaičiuojamas;

$$s_x = \frac{v_s}{v_a} \quad (1.9)$$

Santykinis išilginio slydimo koeficientas apskaičiuojamas;

$$s_y = \frac{v_y}{v_a}. \quad (1.10)$$

Viena iš pagrindinių rato charakteristikų yra išilginio sankybio koeficiento μ_x priklausomybė nuo išilginio santykinio slydimo s_x .



4 pav. Rato išilginio sukibimo charakteristika [4]

Išilginio sukibimo koeficiento reikšmės tiek automobiliui įsibėgėjant tiek stabdant yra beveik vienodos skiriasi tik ženklas

Išilginės jėgos F_x ir vertikalios jėgos F_z , veikiančios į ratą, santykis vadinamas santykinė išilgine jėga arba išilginiu sukibimo koeficientu:

$$\mu_x = \frac{F_x}{F_z}. \quad (1.11)$$

Skersinės F_y ir vertikalios jėgos F_z , veikiančios į ratą, santykis vadinamas santykinė skersine jėga arba skersiniu sukibimo koeficientu:

$$\mu_y = \frac{F_y}{F_z}. \quad (1.11)$$

Dažniausiai lengvųjų automobilių padangos gaminamos iš įvairių gumos mišinių, kurie yra karštai vulkanizuoti. Padangos būna diagonalinės ir radialinės, šiuolaikiniuose automobiliuose naudojamos radialinės konstrukcijos padangos. Radialinės padangos konstrukcija pavaizduota 5 pav.



5 pav. Radialinės padangos konstrukcija [4]

Sukibimo koeficiento ir pasipriešinimo riedėjimui reikšmės važiuojant 60 – 80 km/h greičiu pateikiamos 1 lentelėje.

1 lentelė [4]

Sukibimo koeficiento ir pasipriešinimo riedėjimui priklausomybė nuo kelio dangos

Kelias	μ_x	f
Sausas asfaltbetonis	0,7 – 0,9	0,012 – 0,015
Šlapias asfaltbetonis	0,4 – 0,6	0,015 – 0,018
Apsnigtas asfaltbetonis	0,2 – 0,4	0,10 – 0,25
Sausa skalda	0,4 – 0,6	0,02 – 0,03
Šlapia skalda	0,25 – 0,40	0,025 – 0,035
Sausas molis	0,4 – 0,5	0,03 – 0,05
Natūrali pieva	0,10 – 0,40	0,05 – 0,15
Suvažinėtas sniegas	0,24 – 0,37	–

1.5 Elektroninės saugumo sistemos

1.5.1 Stabdžių antiblokavimo sistema ABS

Stabdžių antiblokavimo sistema arba antipraslydimo sistema leidžia ratams išlaikyti padangos sukibimą su keliu automobiliui stabdant. Naudojant šią sistemą vairuotojas nepraranda automobilio kontrolės. ABS dažnai padidina automobilio valomumą ir sumažina jo stabdymo kelią esant sausai ar

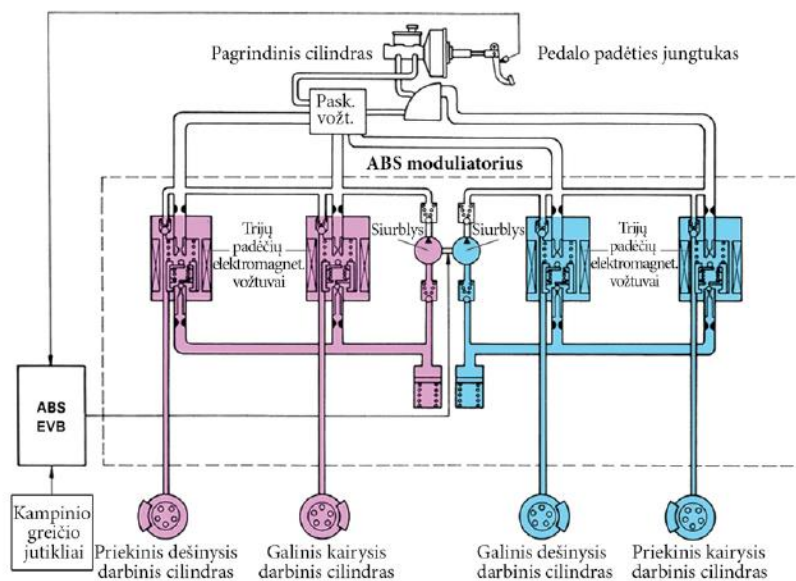
šlapiai kelio dangai, tačiau ant žvyro arba sniegu padengtų kelio ruožu gali padidėti stabdymo kelias tačiau vairuotojas nepraranda automobilio kontrolės. Šiuolaikinės ABS sistemos netik neleidžia stabdomiems ratams užsiblokuoti bet ir stengiasi padidinti stabdymo jėgas atsirandančias padangos kontakto plote užtikrinamos didžiausią įsiliginimo slydimo sukibimo koeficiento reikšmę.

ABS sistemos komponentai:

ABS sistemą sudaro 4 pagrindiniai komponentai: ratų greičio jutikliai, vožtuvai, elektroninis valdymo blokas, siurblys [10].

ABS privalumai:

- ABS garantuoja tolygias stabdymo savybes ant visų kelio paviršių;
- Naudojant ABS stabdžių sistema neperkaista;
- ABS sumažina trinti tarp ratų ir kelio, taip padidindama padangų efektyvumą;
- Pradedantys vairuotojai ekstremaliose situacijose gali valdyti automobilį.



6 pav. 4 kanalų hidraulinės stabdžių sistemos schema su ABS [15]

ABS sistemos veikimas: ABS valdymo blokas, analizuodamas ratų kampinio greičio daviklių duomenis, nustato, kada automobilio ratas užsiblokuoja ir pradeda slysti, siunčia signalą į valdymo bloką, kuriame valdymo vožtuvas sumažina slėgį, kol ratas pradeda sukintis laisvai.

1.5.2 ASR antipraslydimo sistema

ASR (*Antriebs – Schlupf – Regelung*) – sistema, kontroliuojanti varančiųjų ratų prabuksavimą, neleidžianti jiems praslysti įsibėgėjant. Kai per didelis sukimo momentas prasuka vieną arba abu varančiuosius ratus, ASR paveikia variklio valdymo sistemas ir sumažina variklio sukimo momentą.

Veikimas: gaudamas informaciją iš ABS daviklių apie varančiųjų ir nevarančiųjų ratų sukimosi greitį, ASR valdymo blokas lygina gautus signalus ir, atsiradus skirtumui tarp varančiųjų ir nevarančiųjų ratų sukimosi greičio, valdymo sistemos pradeda veikti variklį, sumažindama jo sukimo momentą. Pirmiausiai ASR vėlina darbinio mišinio uždegimo momentą variklio cilindruose. Jei to nepakanka, ASR per variklio valdymo bloką pradeda valdyti degalų įpurškimo sistemą.

Pagal tai, koks yra ryšys tarp akceleratoriaus pedalo ir degalų padavimo įrangos (mechaninis arba elektroninis), variklio valdymo blokas arba atjungia po vieną degalų purkštuką, arba pakeičia droselinės sklendės atidarymo kampą. Tuo metu sukimo momentas varančiuosiuose ratuose sumažėja iki optimalaus dydžio, ir automobilis pajuda iš vietos arba greitėja neprabuksuodamas [18].

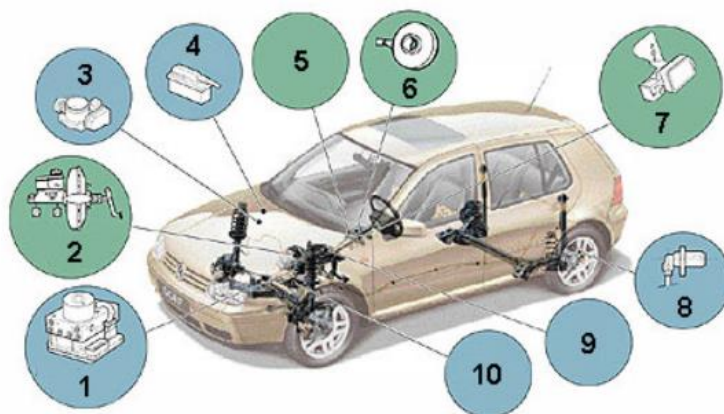
1.5.3 ESP elektroninė stabilumo sistema

ESP vairuotojams pirmą kartą pristatyta Europoje 1995 m metais, JAV automobiliai su įmontuoja sistema pasiekę po kelių metų. Ši sistema pradžioje buvo užsakoma kaip papildoma įranga prabangiuose automobiliuose. 2001 metais ši sistema buvo standartinėje komplektacijoje pačiuose populiariausiuose modeliuose, o kaip papildoma įranga siūloma visuose modeliuose. 2004 metais ESP buvo standartiškai montuojama į visus „AUDI“, „Mercedes“, „BMW“ markių automobilius.

Gamintojai komerciniais tikslais šią sistemą vadina savaip, pavyzdžiui „BMW“ šią sistemą įvardija kaip *Dynamic Stability Control (DSC)*," Mercedes vadina *Electronic Stability Program (ESP)*, „Toyota“ vadina ją *Vehicle Stability Control (VSC)*, „Ford“ vadina ją *Avansas Trac* ir „General Motors“ vartoja vardus *StabiliTrak, Active Handling, and Precision Control* [6].

ESP (Elektroninė stabilumo programa) automobiliuose buvo įdiegta tam, kad sumažintų automobilių avarijų skaičių, kai vairuotojas netenka automobilio kontrolės. Automobiliai praranda stabilumą, kai sukibimas su keliu yra mažas, pavyzdžiui esant šlapiai arba apledijusiai kelio dangai. 2000-2002 metais buvo atliktas tyrimas, kuris įvertino sistemos efektyvumą. Kaip ir manyta ESP buvo efektyvi keliuose su mažu sukibimo koeficientu, siekė 22,1 %. ESP buvo ypač veiksminga tijų tipų automobiliams: kompaktiškiems priekiniams ratais varomiems automobiliams, dideliems priekiu varomiems automobiliams ir dideliems galu varomiems automobiliams [5].

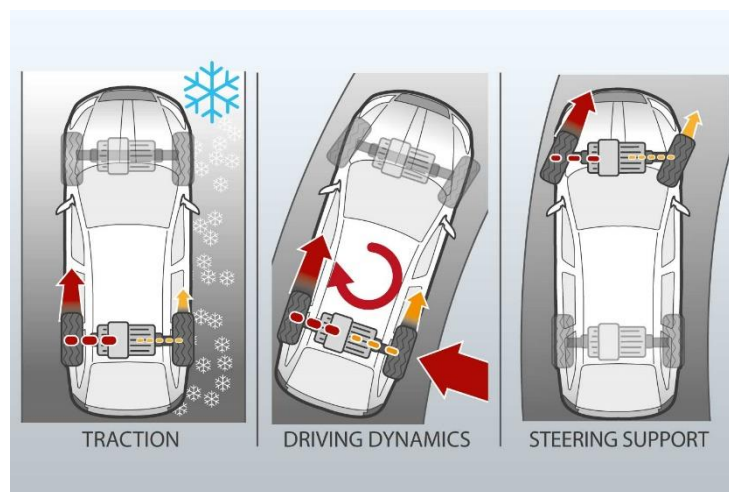
ESP sistemos komponentai pateikiami 7 pav.



7 pav. ESP sistemos komponentai: 1 – Hidraulinis mazgas su elektroniniu valdymo bloku; 2 – Slėgio daviklis; 3 – Droselinės sklendės valdymo modulis; 4 – Variklio valdymo blokas; 5 – Kontrolinė lemputė ir ESP/ASR sistemos jungiklis; 6 – Vairo padėties daviklis; 7 – Kėbulo pasisukimo vertikalios ašies atžvilgiu kampo ir šoninio pagreičio daviklis; 8 – Ratų sukimosi greičio daviklis; 9 – Elektroninis droselinės sklendės pedalas (elektroninis droselinės sklendės valdymas); 10 – ESP ir variklio valdymo bloko sąveika per duomenų perdavimo tinklą [19].

Šiuo metu automobilių gamintojai automobilio sukibimą stengiasi užtikrinti šiais būdais:

- **Differential Braking** (išskirstyto stabdymo sistema). Ši sistema naudoja stabdžių antiblokavimo sistemą ABS, kuri paskirsto stabdžių sistemoje esantį slėgį tarp kairės ir dešinės pusės automobilių ratų taip užtikrindama, kad automobilis nepraras stabilumo
- **Steer – by – Wire** (elektrinė vairo sistema) sistema koreguoja vairo susisukimo kampą ir taip koreguodama ratų susisukimo kampą.
- **Active Torque Distribution** (kintamas sukimo momento paskirstymas) Ši stabilumo sistema dažniausiai naudojama automobiliuose kurie yra varomi visais ratais. Šioje sistemoje naudojantis aktyviu diferencialu yra perduodamas variklio sukuriamas sukimo momentas kiekvienam automobilio ratui.

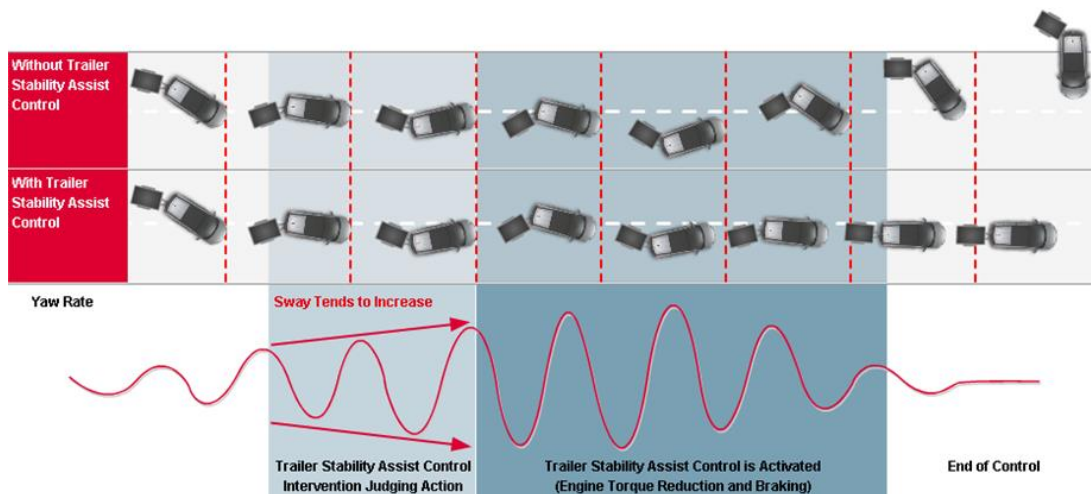


8 pav. Kintamo sukimo momento paskirstymo sistema [16]

Kintamo sukimo momento paskirstymo sistemą galima naudoti elektromobiliuose, kurie turi du elektros variklius. Naudojant šią sistemą galima padidinti automobilio sukibimą esant skirtingiems sukibimo koeficientams. Sistema pagerina automobilio dinamines savybes, saugumą ir komfortą [16].

1.5.5 TSA Priekabos stabilizavimo sistema

Kelio nelygumai šoninio vėjo gūsis ar paprasčiausias linijos keitimas gali įtakoti automobilio su priekaba stabilumą. Važiuojant nedideliu greičiu priekabos svyravimai savaime nuslopsta, tačiau iki tam tikro greičio. Todėl labai svarbu laiku nustatyti priekabos svyravimus kol jie nepasiekė kritinio dažnio. TSA yra integruota kartu su ESP todėl jos veikimui nereikalinga papildoma įranga. TSA naudodamasi kėbulo posūkio daviklio duomenimis stebi automobilio stabilumą išilgine kryptimi. Nustačiusi kritines pokrypio reikšmes imasi stabilizuoti automobilį. Ši sistema taip pat gali įvertinti krovinių svyravimus priekabos viduje [12] [20].



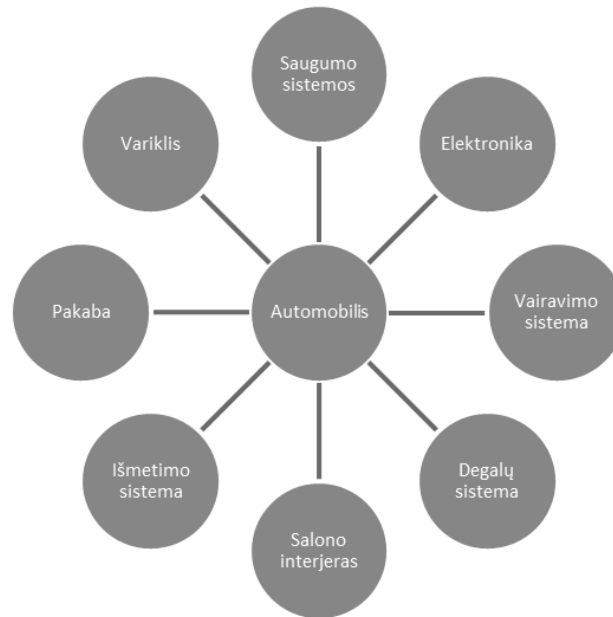
9 pav. Automobilio stabilumas su TSA ir be TSA [20]

9 pav. Pavaizduotas automobilio stabilumas esant priekabos svyravimams. TSA sistema kontroliuoja automobilio ratų slydimą, kad sumažintų priekabos svyravimus. Sistema gali įspėti vairuotoją apie priekabos nestabilumą uždegdama įspėjamąją lemputę automobilio prietaisų skydelyje.

2. Modeliavimas su „MSC ADAMS“ programa

2.1 „MSC Adams“ programos apžvalga

„MSC Software Corporation“ amerikiečių kompanija įsikūrusi *Newport Beach* Kalifornijoje. Kompanija įsteigta 1963 metais. Kompaniją įkūrė *Dr Richard H, MacNeal* ir *Robert Schwendler*. 2002 metų duomenimis kompanijos paslaugomis naudojosi daugiau kaip 10 000 įmonių. 2017 kompaniją įsigijo švedų įmonė „Hexagon“. „MSC“ kuria programų paketus aviacijos pramonei, automobilių, gynybos, elektronikos, energetikos, medicinos ir kitoms. 10 paveiksle pateikiama automobilio sistemų modeliavimo galimybė.



10 pav. Adams analizės įrankiai [13]

Programinė įranga padeda inžinerijos studentams suprasti judančių dalių dinamiką, kūną veikiančių apkrovų pasiskirstymą. Naudojantis „*Multibody Dynamics*“ (MBD) programine įranga konstruktoriai ir inžinieriai gali padidinti darbo efektyvumą. Su „Adams Car“ inžinieriai gali greitai sukurti ir išbandyti virtualius prototipus viso automobilio arba atskirų jo sistemų. Programoje galia imituoti įvairius automobilio parametrus bei jį veikiančias apkrovas.

Baigiamajame darbe analizuojamas lengvasis automobilis ir jo dinamika, todėl bus naudojama „Adams Car“ programa“ [13].

2.2 Modelių kūrimas naudojantis „Adams Car“

Norint analizuoti automobilio krovinio įtaką automobilio dinamikai ir stabilumui yra sumodeliuojamas bazinis automobilis, kuris yra sudarytas iš atskirtų automobilio mazgų ir sistemų. Modelyje yra sukuriami pakabos elementai, vairo sistemos elementai, parenkamas traukos agregatas.

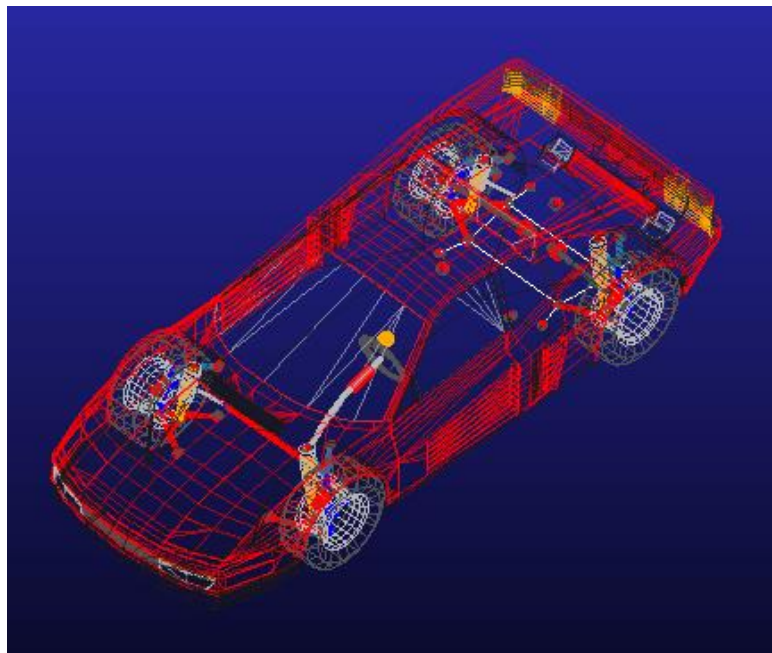
Sumodeliavus bandomąjį automobilį, į jo vidų yra sodinamas vairuotojas su keleiviais. Krovinio įkomponavimui yra naudojamas programos „MSC Adams“ papildinys „*Adams Template Builder*“. Šio papildinio pagalba galima modeliuoti įvairius automobilio arovimo atvejus pavyzdžiui keisti keleivių skaičių bei jų masę. Taip pat viename surinkimo modelyje galima sukurti įvairias apkrovos sąlygas. Vairuotojo ir keleivių pozicija yra nusakoma H – taško koordinatėmis. H taškas yra teorinis taškas kuris nusako žmogaus klubo sąnario vietą. Šis taškas yra naudojamas konstruojant automobilių sėdynes, reguliuojant tam tikrus parametrus susijusius su matomumu. Taško padėtis labai svarbi projektuojant automobilio dizainą, įskaitant stogo liniją, automobilio saloną.

2.3 Automobilio modelis

Automobilių apkrova kinta priklausomai nuo automobilio parametrų, keleivių skaičiaus bei krovinio tipo. Automobiliai turi savo krovumo ribą, kurią viršijus gali pablogėti automobilio saugumo, dinamiškumo, stabilumo parametrai. Perkrauti krovininiai automobiliai yra opi problema. Automobiliai vežantys viršsvorį netik gadina kelio dangą, bet ir padidina riziką kelyje. Krovinių vilkikų vairuotojus kontroliuoja Valstybinė kelių transporto inspekcija. Lengvųjų automobilių vairuotojai patys atsakingi už savo transporto priemonę ir jos techninę būklę.

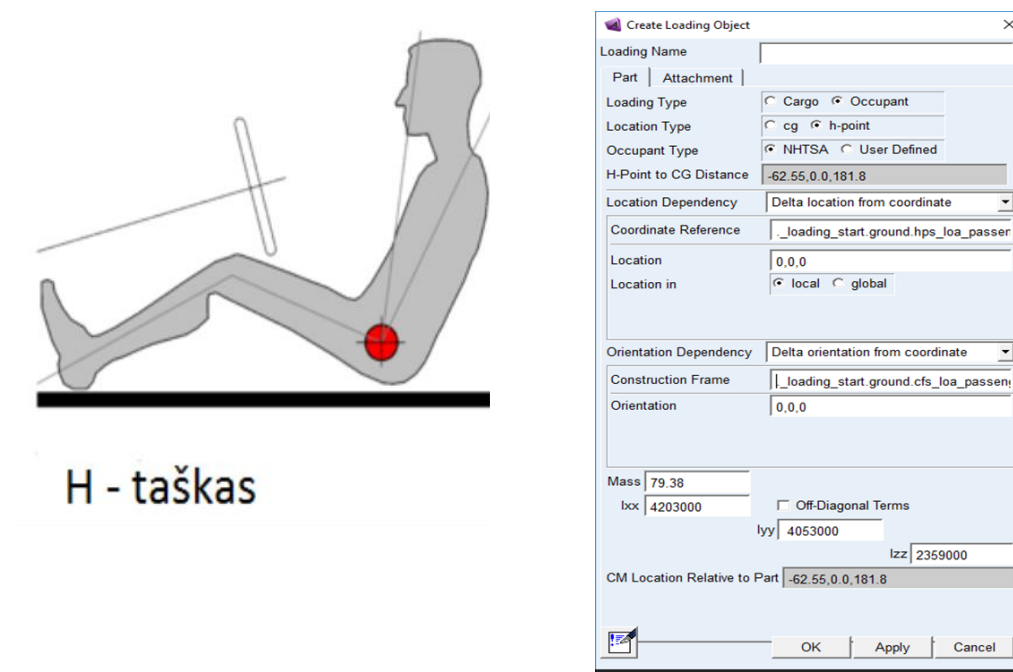
Norint sužinoti kaip įtakoja automobilio stabilumą krovumas yra sudaromi keturi dinaminiai modeliai: Neapkrautas automobilis, lengvai apkrautas automobilis, sunkiai apkrautas automobilis, automobilis tempiantis priekabą.

Naudojantis „Adams Car“ programa yra sukurtas pradinis automobilio modelis į kurį bus vėliau bus dedamas krovinys ir sodinami keleiviai. Pradinė automobilio masė 1530 kg. Svorio santykis tenkantis ašims yra 645 kg priekiui ir 885 kg galui (~42% visos masės tenka priekiui ir 58% galui). Automobilio masės centro koordinatės nustatomos atliekant statinę automobilio analizę su „MSC Adams Car“ programa.



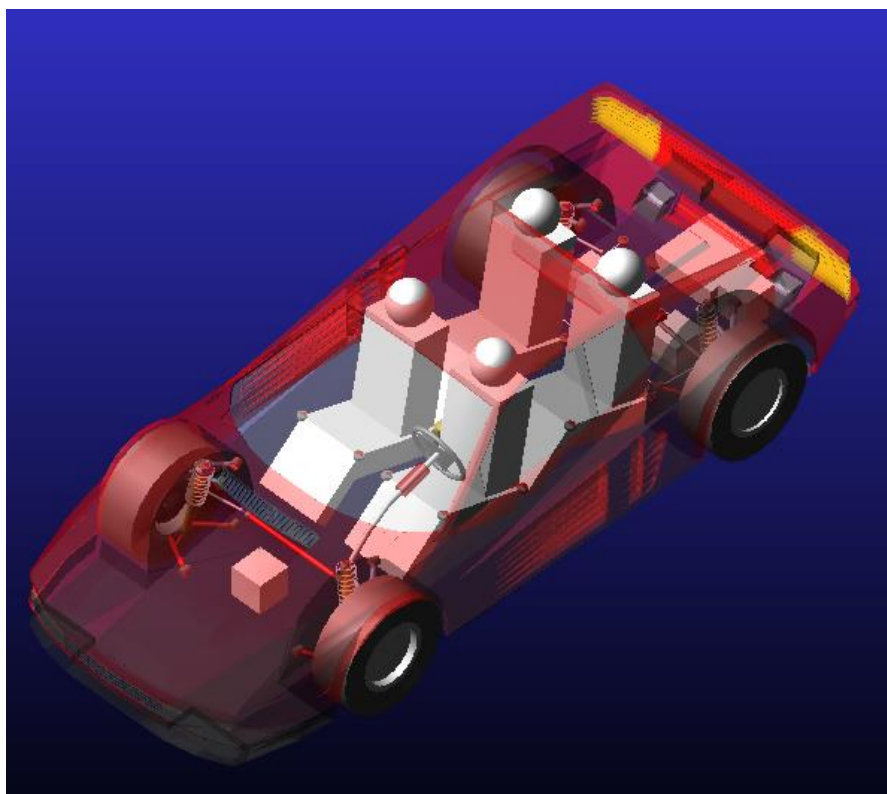
11 pav. Pradinis automobilio modelis

Sumodeliavus pradinį automobilio modelį, naudojantis „Adams Template Builder“ įrankiu yra sukuriami automobilio apkrovos atvejai. Kuriant sunkiai apkrauto automobilio modelį pirma reikia pasirinkti apkrovos išdėstymo vietą. Programoje galima pasirinkti du apkrovos tipus pirmas – manekenas, antras – kroviny. Komponuojant manekena į modelį yra naudojamos jo h – taško koordinatės, yra nurodomas manekeno tipas (NHTSA) ir jo masė. Modeliuojant krovinį yra sukuriami taškai, kurie nurodo krovinio matmenis. Sumodeliavus visas apkrovas failas yra išsaugomas kaip „posistemė“, kuri vėliau įkeliami į bendrą automobilio surinkimo modelį.



12 pav. manekeno komponavimas automobilio modelyje

Modelyje Nr. 1 automobilyje sėdi vairuotojas ir 3 keleiviai, taip pat automobilio bazinėje yra kroviny. Modelio Nr.1 apkrovos išdėstymas pateikiamas 13 pav.



13 pav. Modelis Nr.1

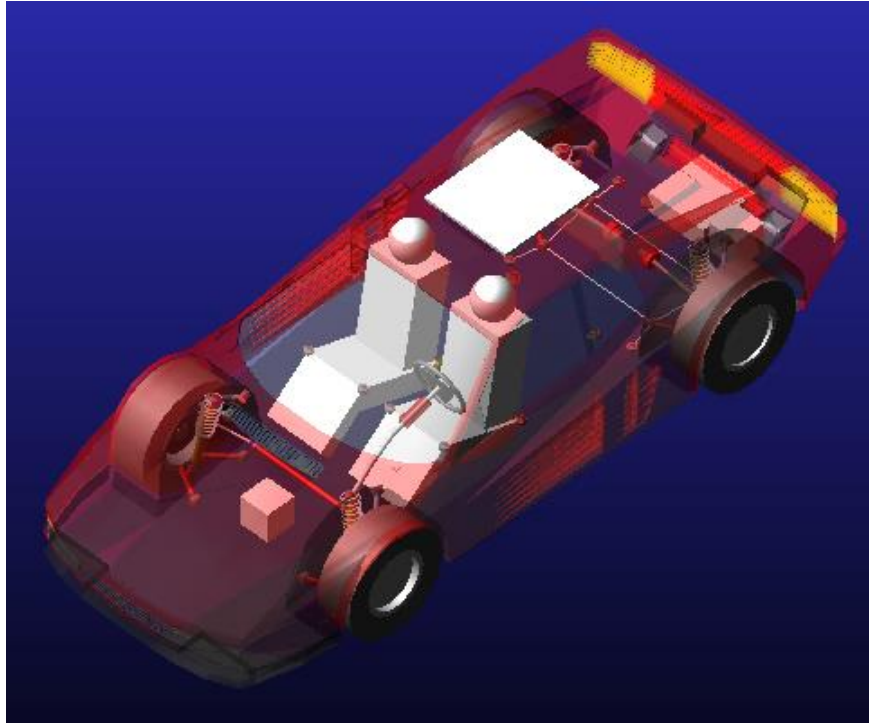
Apkrovos duomenys pateikiami 2 lentelėje.

2 lentelė

Modelio Nr. 1 apkrova

Eil. Nr.	Apkrova	Apkrovos tipas	Įtvirtinimo tipas	Masė (kg)
1.	Keleivis priekyje	Manekenas	h taškas	79,38
2.	Pilnas degalų bakas	Kroviny	cg	50
3.	Bagažas gale kairėje	Kroviny	cg	75,25
4.	Bagažas gale dešinėje	Kroviny	cg	9
5.	Keleivis gale kairėje	Manekenas	h – taškas	79,38
6.	Keleivis gale dešinėje	Manekenas	h – taškas	79,38
7.	Kroviny	Kroviny	cg	25
8.	Atsarginis ratas	Kroviny	cg	40
9.	Vairuotojas	Manekenas	h – taškas	75,25
			Iš viso:	512,64

Analogiškai yra sudaromas antrasis modelis. Modelyje Nr.2 sėdi vairuotojas ir 3 keleiviai, ant automobilio stogo ir bagažinėje yra kroviny. Bendras apkrovos svoris yra 51,64 kg. Modelio Nr.2 apkrovos išdėstymas pateikiamas 14 pav.



14 pav. Modelis Nr.2

Apkrovos duomenys pateikiami 3 lentelėje.

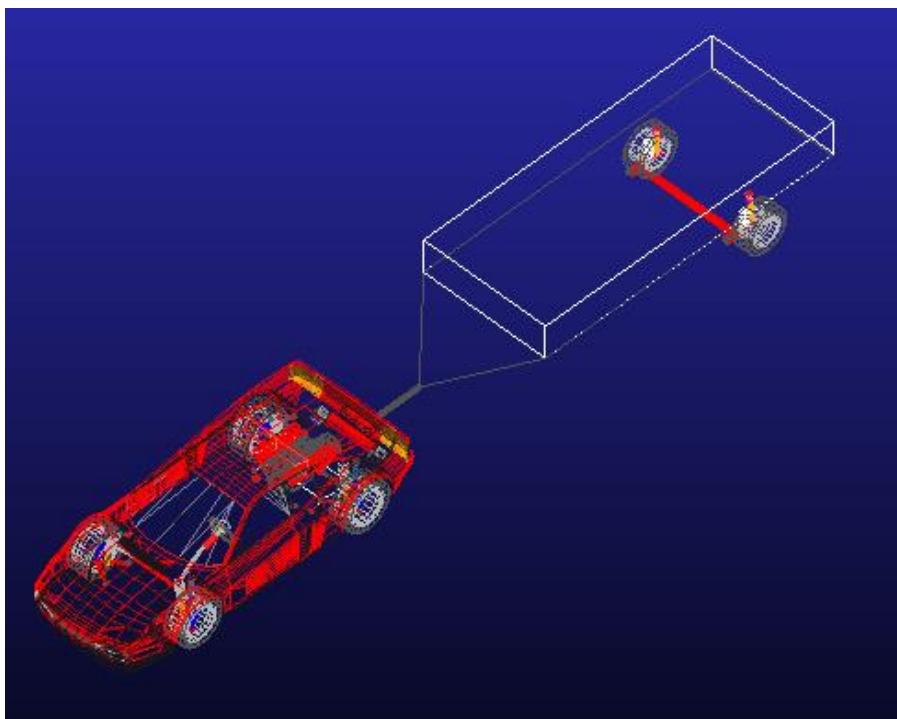
3 lentelė

Modelio Nr. 2 apkrova

Eil. Nr.	Apkrova	Apkrovos tipas	Įtvirtinimo tipas	Masė (kg)
1.	Keleivis priekyje	Manekenas	h – taškas	79,38
2.	Pilnas degalų bakas	Kroviny	cg	50
3.	Stogo bagažinė	Kroviny	cg	30
4.	Kroviny	Kroviny	cg	25
5.	Atsarginis ratas	Kroviny	cg	40
6.	Vairuotojas	Manekenas	h – taškas	75,25
			Iš viso:	299,63

Modelyje Nr. 2 sėdi vairuotojas (75,25 kg) ir keleivis (79,38 kg), imituojant, kad vis labiau populiarėja stogo bagažinės ant automobilio stogo yra uždėta 30 kg apkrova, automobilio bagažinėje yra atsarginis ratas ir bagažas. Bendras apkrovos svoris yra 299,63 kg.

Kuriant automobilio modelį su priekaba yra modifikuojamas pradinis automobilio modelis. Naudojantis „Adams Template Builder“ įrankiu ant automobilio kėbulo yra sumontuojamas šarnyras, kuris sukabins automobilį su priekaba. Priekaba pradeda modeliuoti nuo kėbulo, per pasirinktus taškus yra sukuriama priekabos kėbulo geometrija. Pasirinkus iš „Adams Car“ bibliotekos pakabą, ji yra sujungiama su automobilio kėbulu. Sumodeliavus priekabos modelio posistemę ji naudojantis „Adams“ yra sujungiama su pradiniu automobilio modeliu.



15 pav. Modelis su priekaba

15 pav. pavaizduotas automobilio su priekaba modelis, jis yra sudarytas prie bazinio modelio prikabinus 400 kg priekabą.

Sumodeliavus 4 automobilio apkrovos atvejus ir atlikus jų statinę analizę gauti rezultatai pateikiami 4 lentelėje.

Automobilio modelių svorio pasiskirstymas tarp ašių

Dydis`	Matavimo vienetai	Reikšmė	Kairė pusė	Dešinė pusė
Pradinis modelis				
Svoris	N	14980		
Priekinės ašies reakcija	N	6301	3158	3143
Galinės ašies reakcija	N	8680	4347	4334
Modelis Nr. 1				
Svoris	N	20010		
Priekinės ašies reakcija	N	7710	3979	3731
Galinės ašies reakcija	N	12300	6289	6009
Modelis Nr. 2				
Svoris	N	17920		
Priekinės ašies reakcija	N	7409,12	3781,80	3627
Galinės ašies reakcija	N	10510	5336	5175
Modelis su priekaba				
Svoris	N	17650		
Priekinės ašies reakcija	N	6178	3000	3178
Galinės ašies reakcija	N	11472	5650	5822

2.4 Statinis automobilio šoninis stovumas

Žinodami automobilio gabaritinius matmenis galime patikrinti automobilio šoninį stovumą. Šis koeficientas įvertina statinį automobilio stabilumą, nuo jo priklauso ar automobilis pradės slysti šonu ar virs. Kad automobilis nevirstų turi būti išlaikyta sąlyga:

$$\frac{L}{h_g} > \varphi_x \quad (2.1)$$

čia: L – automobilio atstumas tarp ašių

h_g – masės centro aukštis (mm)

f_x – didžiausias padangos sukibimo su kelio danga šonine kryptimi koeficientas.

Kad automobilis posūkyje nevirstų, o pirma pradėtų slysti šonu, turi būti išpildyta sąlyga:

$$\frac{B}{2 \cdot h_g} \geq \varphi_y \quad (2.2)$$

čia: B – tarpuvežės plotis (mm)

h_g – masės centro aukštis (mm)

f_y – didžiausias padangos sukibimo su kelio danga šonine kryptimi koeficientas.

Atlikus skaičiavimus nustatyta kad:

5 lentelė

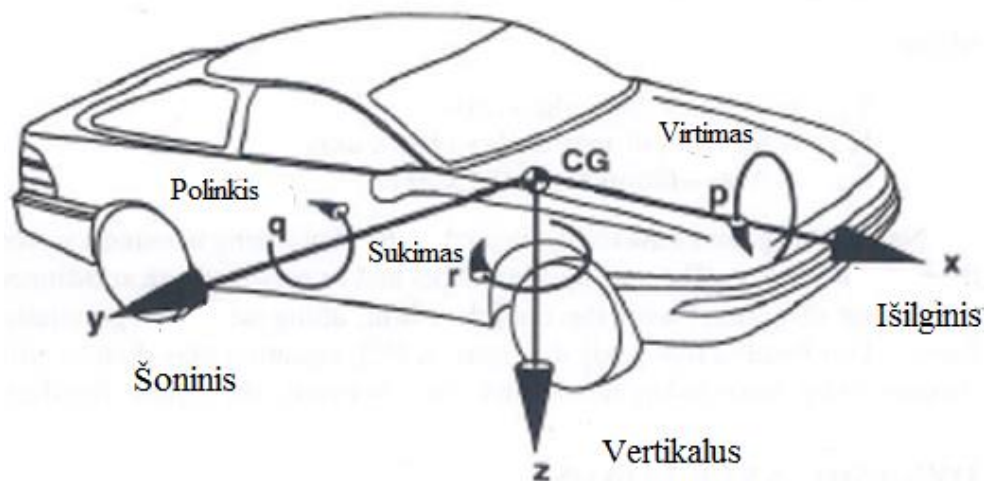
Statiniai automobilio šoninio stovumo parametrai

Modelis	Šoninio stovumo koeficientas	Virtimo kampas (°)
Pradinis modelis	0,652	31
Modelis Nr. 1	0,618	32
Modelis Nr. 2	0,701	35
Modelis su priekaba	0,61	33

3. Bandymai ir jų rezultatai

3.1 Koordinačių sistema

Koordinačių sistema būtina norint apibrėžti pasirinkto taško padėtį erdvėje kiekvienu laiko momentu. Nors koordinaciu sistemą galime pasirinkti laisvai, nuo jos pasirinkimo ir ryšio su pasirinktu tašku priklauso judesio parametrų nustatymo sudėtingumas ir diferencinių lygčių struktūra.

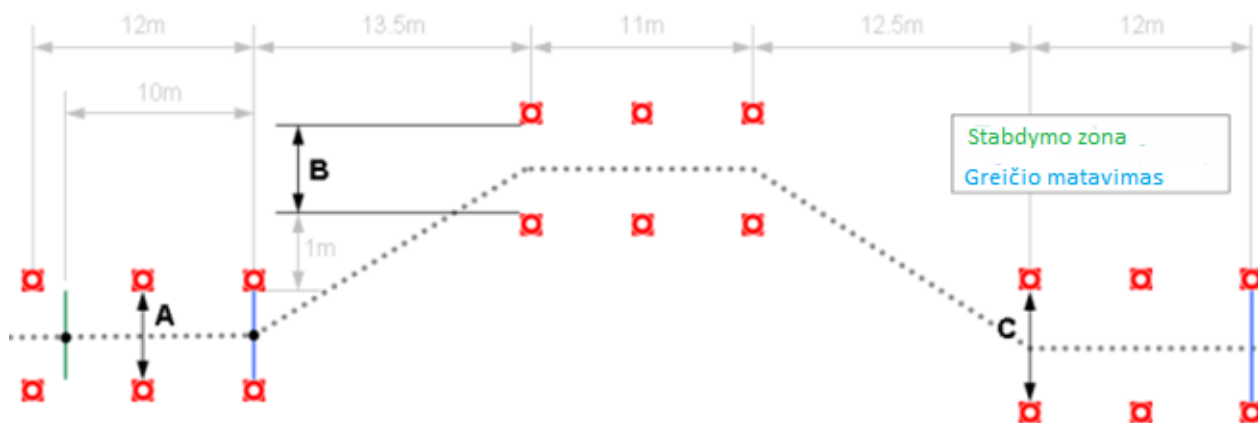


16 pav. Automobilio koordinaciu sistema [21] polinkis

Mechanikoje dažniausiai naudojama Dekarto koordinaciu sistema. Šioje sistemoje taško padėtis apibrėžiama pasirinkto analizei taško atstumu nuo trijų savitarpėje statmenų plokštumų: Ox, Oy, Oz. Transporto priemonėse nėra nusistovėjusi ašiu kryptiu bei koordinaciu pradziu taško pasirinkimo sistema. Vienas iš galimų variantu – koordinaciu sistemos pradžia – transporto priemonės masiu centre, x ašis nukreipta į automobilio priekį, y – skersai, z – vertikali.

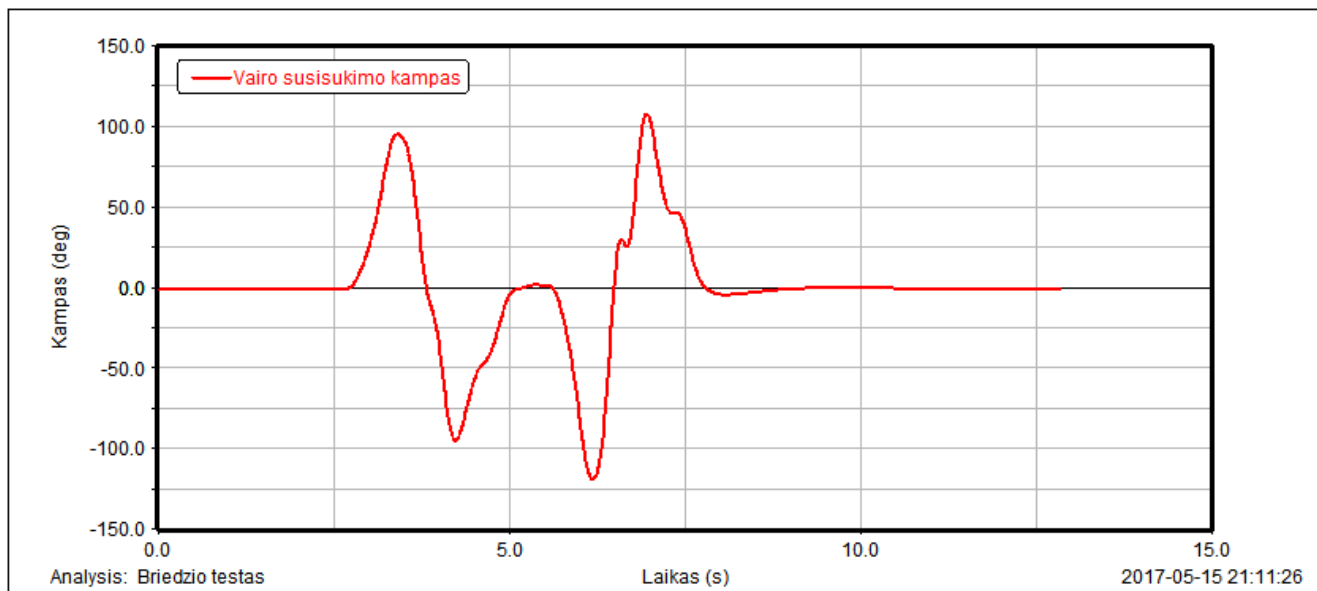
3.2 ISO dviejų juostų keitimo testas (ISO Double Lane Change Test) „Briedžio testas“

Dviejų juostų keitimo testas kitaip žinomas kaip „briedžio testas“. Įvairios „briedžio testo“ versijos buvo atliekamos Švedijoje dar aštuntajame dešimtmetyje. Iki tol šis testas buvo vadinamas paprastai – išsisukimas nuo kliūtis, kuomet važiuojant dideliu greičiu buvo imituojamas išsisukimas nuo staiga kelyje pasirodžiusio briedžio. Taip buvo išbandomas automobilio stabilumas. Šį bandymą reglamentuoja ISO 3888 – 2 standartas.



17 pav. Bandymo schema [17]

Bandymo metu transporto priemonė važiuoja tarp gairelių imituodama kliūtis atsiradimą. Plotis tarp gairelių priklauso nuo automobilio pločio. Automobilis pradeda atlikti testą ties C linija ir baigia kirtęs A liniją.



18 pav. Vairo susisukimo kampo kitimas atliekant manevrą

Atliekant dviejų linijų keitimo testą maksimalus vairo susisukimo kampas yra 120° .

Testo metu, kuomet imituojamas briedžio ar kito objekto netikėtas atsiradimas kelyje, reikia išvažiuoti į priešpriešinę eismo juostą ir iškart vėl grįžti atgal į savąją juostą, stengiantis nesusidurti su iš priekio galimai atvažiuojančiais automobiliais. Važiuojant dideliu greičiu šis manevras yra ekstremalus, tačiau tai puikiai atspindi automobilio elgesį ir stabilumą.

„Briedžio testas“ atliekamas ant sauso asfalto, kuomet yra sustatomos trys kugelių eilės, suformuojančios dviejų eismo juostų kelią ir imituojama staiga kelyje atsiradusi kliūtis. 13,5 metro – toks yra imituojamas atstumas prieš pamatytą kliūtį. Testo metu automobilis nedidindamas greičio ir

visai nestabdydamas turi staigiai persirikiuoti iš savo eismo juostos į kitą ir grįžti atgal (tai padaryti vairuotojui skirta 11 metrų). Viskas daroma tik manevruojant vairu.

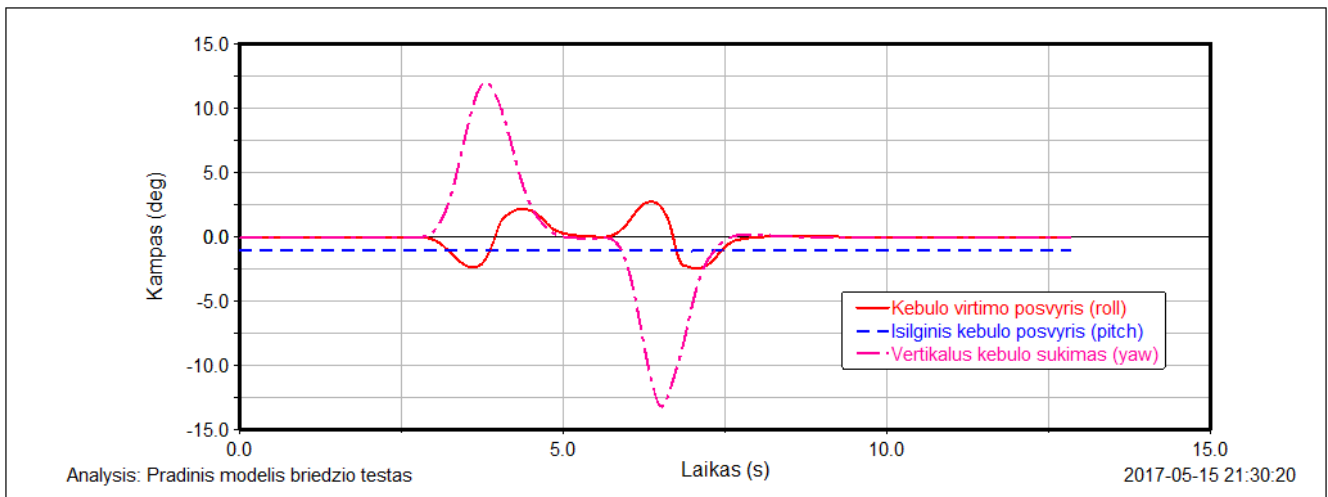
„Briedžio testas“ išlaikomas tuomet, kai visi kūgeliai lieka stovėti vietoje, o automobilis sugeba išsilaikyti kelio juostose, neapvirsta ar nepasvyra ant dviejų ratų. Iš pradžių bandymas vyksta automobiliui važiuojant 50 km/h greičiu, tuomet greitis didinamas iki 60 km/h ir 70 km/h. Pastarasis greičio padidinimas tampa iššūkiu ne vienam naujam automobiliui.

Testo metu vertinami automobilio parametrai:

- Automobilio išilginis ir skersinis greitis;
- Vairo pasisukimo kampas ir sukimo momentas;
- 3 ašis veikiančios jėgos ir momentai;
- Suvedimo ir išvirtimo kampai;
- Automobilio slydimo kampas;
- Slydimo kampas;
- Išilginis slydimo kampas, virtimo posvyris;
- Išilginis, skersinis, kampinis pagreičiai;

Atliekant šį testą bandymo rezultatams didelę įtaką turi vairuotojo patirtis ir įgūdžiai. Todėl sunku gauti objektyvius rezultatus. To galima išvengti naudojant automatizuotą vairavimo sistemą.

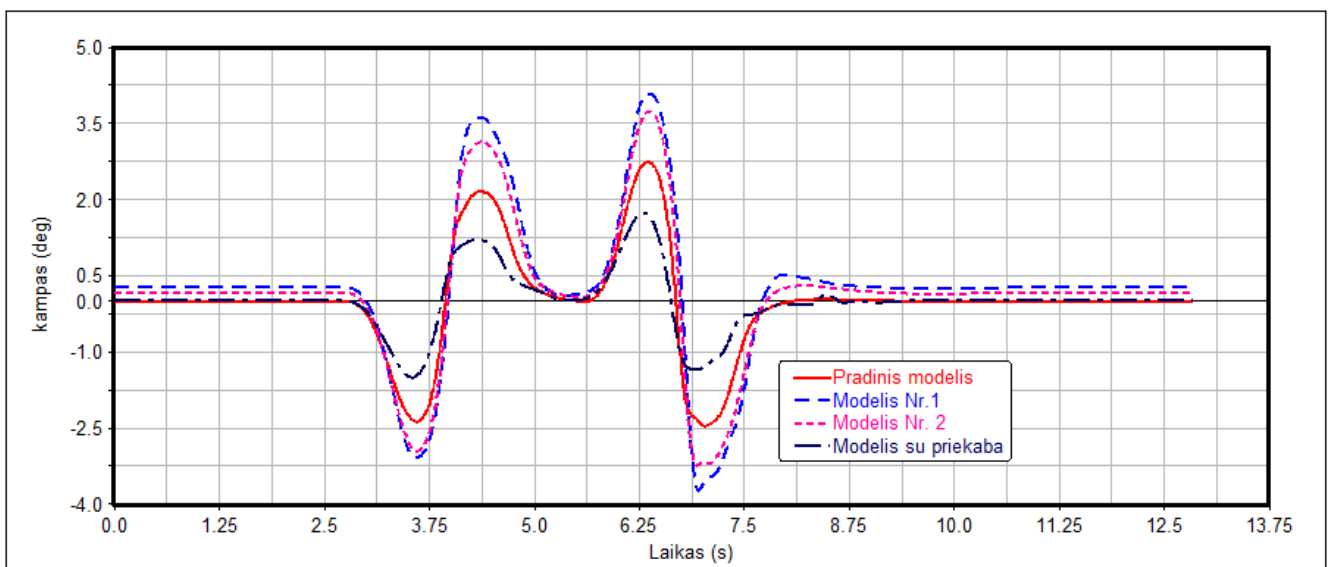
Bandymas atliekamas su keturiais modeliais (pradinis modelis, modelis Nr. 1, modelis Nr.2, modelis su priekaba), jiems judant 70 km/h pradiniu greičiu. Atlikus bandymą gaunami automobilio kėbulo poslinkio grafikai.



19 pav. Pradinio modelio kėbulo posvyriai

Pradinio modelio kėbulo svyravimai pateikiami 19 pav. iš grafiko matome, kad automobiliui atliekant dviejų juostų keitimo bandymą daugiausiai keitėsi sukimo kampas, jis nuo 0^0 padidėjo iki 12.5^0 . Išilginis kėbulo polinkis beveik nepakito. Sukimo kampas svyravo nuo 0^0 iki $\pm 2,5^0$. Galime teigti, kad atliekant staigius važiavimo krypties manevrus labiausiai keičiasi vertikalaus sukimo kampo reikšmė.

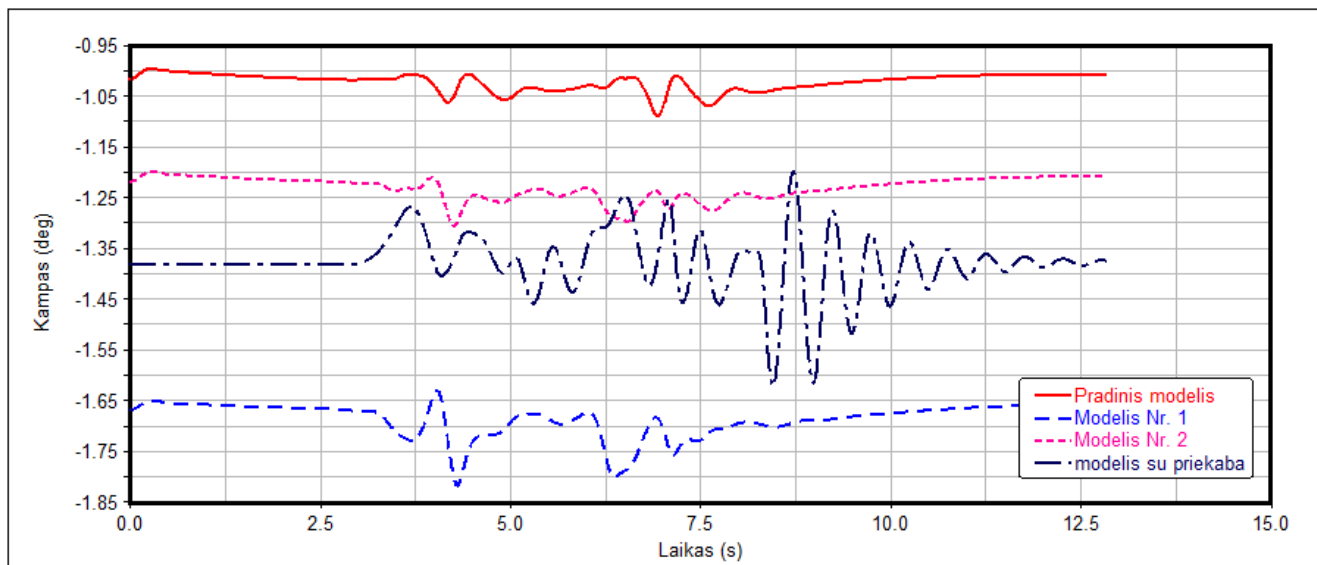
Kadangi automobilio kėbulo kampų grafikai panašūs, todėl sudaromi grafikai kuriuose bus lyginamas visų modelių kampų analizė.



20 pav. Kėbulo posvyris x – ašies atžvilgiu

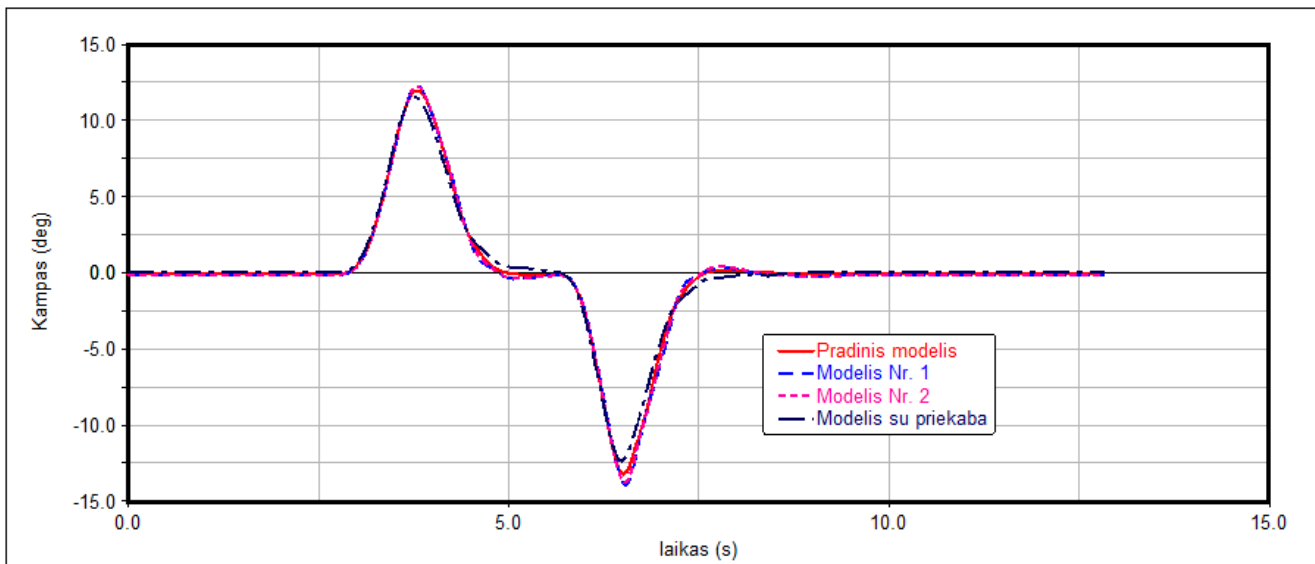
20 pav. palyginamas visų bandytų modelių kėbulo virtimo poslinkis automobiliui važiuojant 70 km/h greičiu ir atliekant 2 linijų keitimo testą. Visi bandyti modeliai keičia savo važiavimo kryptį nuo važiavimo pradžios praėjus 2,5 sekundės ir baigia manevrą nuo bandymo pradžios praėjus 7,5 sekundės. Iš grafiko matome, kad daugiausia pasvyra modelio Nr.1 kėbulas, jo maksimalus virtimo

kampas siekia $3,8^{\circ}$. Atliekant bandymą jo kėbulo posvyriai buvo didžiausi viso bandymo metu. Pradinio modelio kėbulo posvyris bandymo pradžioje buvo mažiausias iš bandomų modelių ir siekė 0° , maksimalus posvyrio kampas $2,75^{\circ}$ buvo 6,25 s. Modelio Nr.2 didžiausias kėbulo posvyris buvo ties 6,25 s ir siekė $3,6^{\circ}$, šis modelis pagal kėbulo posvyrius yra antroje vietoje ir nusileidžia tik modeliui Nr.1. Automobilio su priekaba posvyriai buvo mažiausi iš bandytų modelių ir siekė $2,75^{\circ}$ ties 6,25s. Apibendrinant kėbulo posvyrius z – ašies atžvilgiu galima teigti, kad labiausiai svyruoja sunkiausio modelio kėbulas, mažiausiai modelio su priekaba, didžiausi svyravimai yra ties 6,25s.



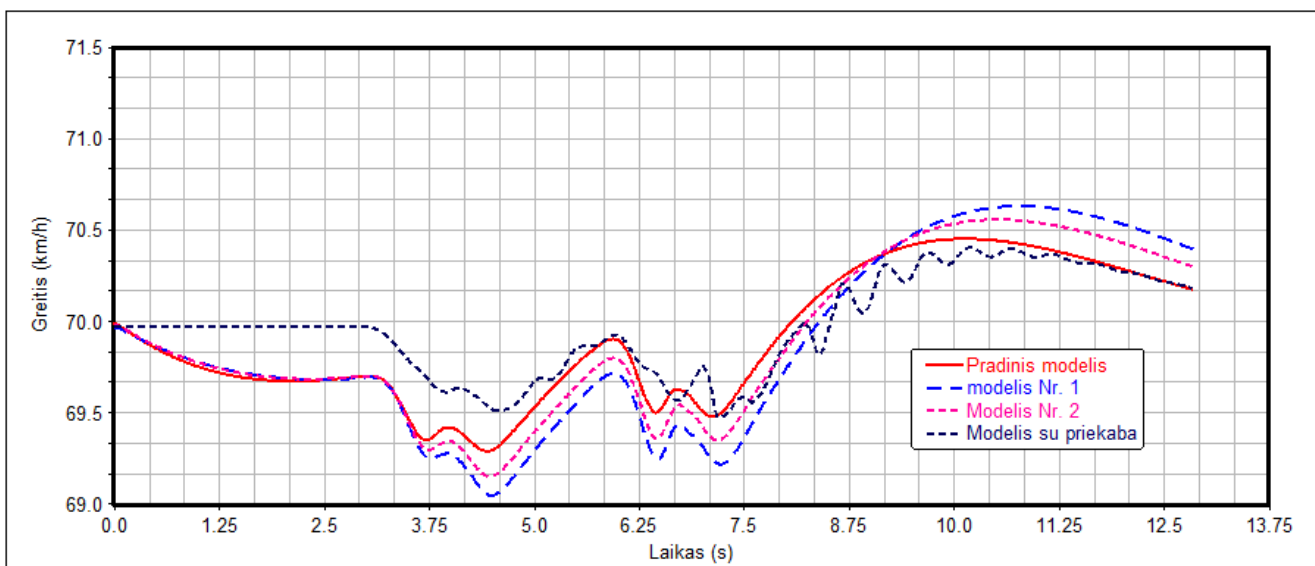
21 pav. Išilginis kėbulo posvyris y – ašies atžvilgiu

Iš 21 pav. pateikto grafiko matome, kad visų bandytų modelių kėbulas pradėjo svyruoti y – ašies atžvilgiu 2,6 s. Iš grafiko matome, kad didžiausi svyravimai yra Modelio Nr.1 ties 4s ir siekia $-1,8^{\circ}$. Kėbulas svyruoja nuo 2,6 s iki 7,7 s. Modelio Nr.2 didžiausiais posvyris siekia $-1,30^{\circ}$ 3,75 s ir 6,7 s. svyravimų amplitudė nedidelė. Mažiausias kėbulo posvyris yra pradinio modelio kuris yra $-1,05^{\circ}$ ties 7 s. Pradinio modelio ryškūs svyravimai yra tarp 3 ir 7 sekundės. Automobilio su priekaba didžiausias posvyrio kampas yra $-1,60^{\circ}$ 8,2s. Sio modelio svyravimų amplitudė yra didžiausia iš visų bandytų modelių. Kėbulas svyruoja nuo 2,6 s iki 12 s. Didžiausi kėbulo posvyriai yra Modelio Nr.1 mažiausi Pradinio modelio.



22 pav. Vertikalus kėbulo sukimas z – ašies atžvilgiu

22 paveiksle pavaizduotas vertikalaus kėbulo sukimo kampas priklauso nuo automobilio važiavimo trajektorijos. Automobilių kėbulą pradeda suksti automobiliui keičiant judėjimo trajektoriją, didžiausi posvyriai z – ašies atžvilgiu yra ties 2,5s ir 6,25 s ir siekia $12,5^{\circ}$ ir $-13,7^{\circ}$



23 pav. Automobilio išilginio greičio grafikas

23 pav. pateikiami išilginiai kėbulo greičiai, atliekant bandymą automobilio greitis bandymo eigoje kinta nežymiai iki 1 km/h.

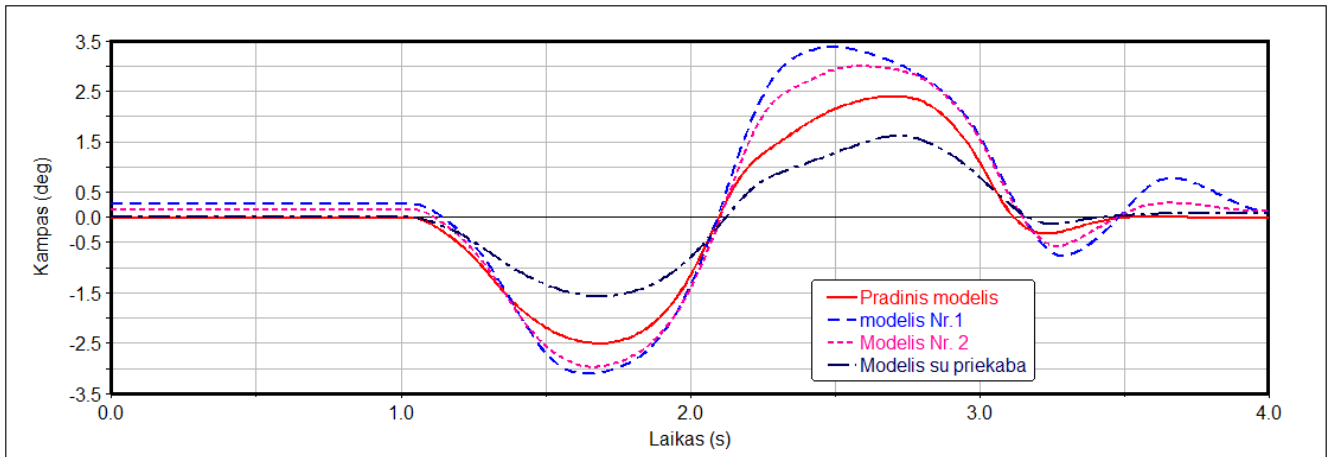
Atlikus ISO dviejų juostų keitimo testą esant skirtingoms apkrovos sąlygoms, nustatyta kad vis bandomi modeliai neprarado stabilumo ir sugebėjo atliekant manevrą išlaikyti duotą trajektoriją. Visuose bandytuose modeliuose buvo ryškus vertikalaus kėbulo sukimo kampo pokytis, kuris siekia 15° , Iš grafikų matome, kad Modelio Nr.1 kėbulas svyravo daugiau negu visais kitais bandytais atvejais. Stabiliausiai bandymą atliko pradinis automobilio modelis.

3.3 Linijos keitimo testas, automobilio persirikiavimo testas

Keliu eismo taisyklėse persirikiavimas apibrėžiamas taip – eismo juostos keitimas neįvažiuojant į priešpriešinio eismo juostą.

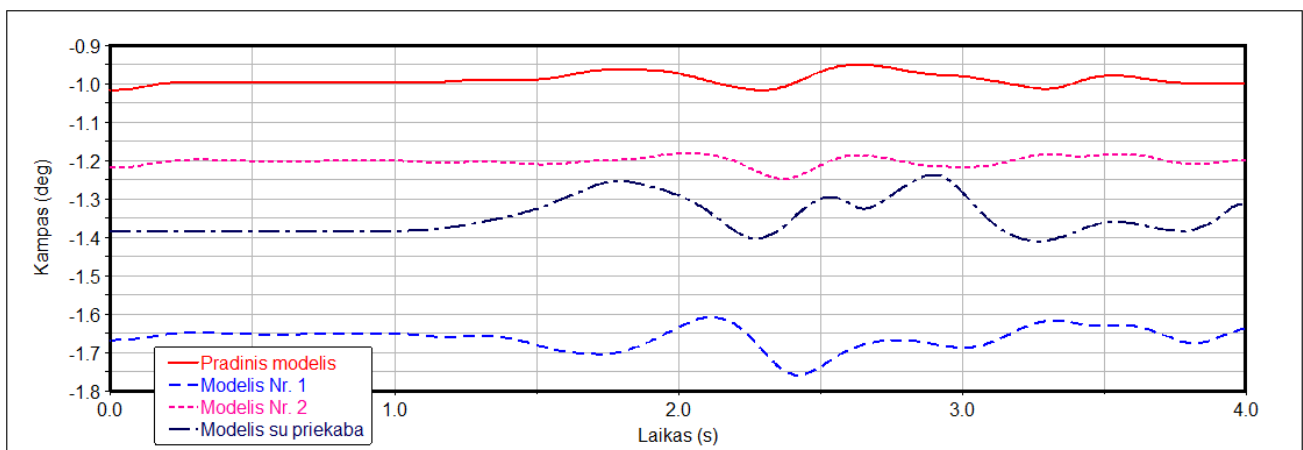
Linijos keitimo testas bus atliekamas automobiliui važiuojant 70 km/h ir 90 km/h greičiu. Greičiai pasirinkti, kad būtų galima įvertinti automobilio stabilumą užmiesčio sąlygomis. Kelio danga yra sausas asfaltas kurio sukibimo koeficientas (μ) 0,8.

Bandymo rezultatai esant 70 km/h greičiui.



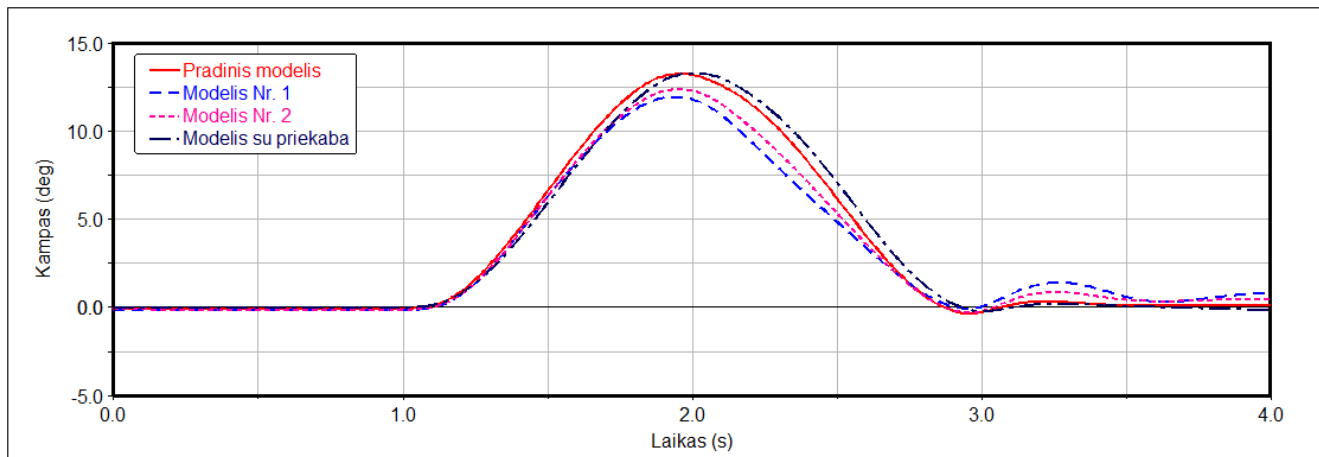
24 pav. Kėbulo posvyris x – ašies atžvilgiu, esant 70 km/h greičiui

Atlikus eismo juostos keitimo manevrą esant 70 km/h greičiui, su visais modeliais gautas kėbulo posvyris x – ašies atžvilgiu (24 pav.). Visi bandyti modeliai manevrą pradėjo praėjus 1 s. nuo bandymo pradžios ir baigė 4s. Nuo 1s iki 2 visų bandomu modelių kėbulo posvyris x – ašies atžvilgiu buvo neigiamas, o nuo 2 iki 3.2 s. teigiamas. Modelio nr.1 kėbulo posvyris buvo didžiausias iš bandytų automobilių ir siekė $3,5^{\circ}$ nuo bandymo pradžios paėjus 2,5 s. Modelio Nr.2 didžiausias kampas x – ašies atžvilgiu buvo 3° ties 2,6 s. Pradinio modelio didžiausias kampas x – ašies atžvilgiu buvo $2,5^{\circ}$ ties 2,7 s. Mažiausiais posvyris buvo modelio su priekaba $2,50$ ties 2,7 s.



25 pav. Išilginio kėbulo posvyrio y – ašies atžvilgiu grafikas, esant 70 km/h greičiui

25 pav. gauti išilginiai kėbulo posvyriai y – ašies atžvilgiu. Didžiausias kėbulo posvyris y – ašies atžvilgiu buvo modelio Nr.1 $-1,75^{\circ}$ 2,4s. Modelio su priekaba posvyrio kampas yra $-1,41^{\circ}$ 3,4 s. Modelio su priekaba svyravimų amplitudė buvo didžiausia iš visų bandytų modelių. Modelio Nr. 2 didžiausias svyravimo kampas siekė $-1,25^{\circ}$ 2,4s. Mažiausias kėbulo posvyris y – ašies atžvilgiu buvo pradinio modelio -1° 2,1 s.

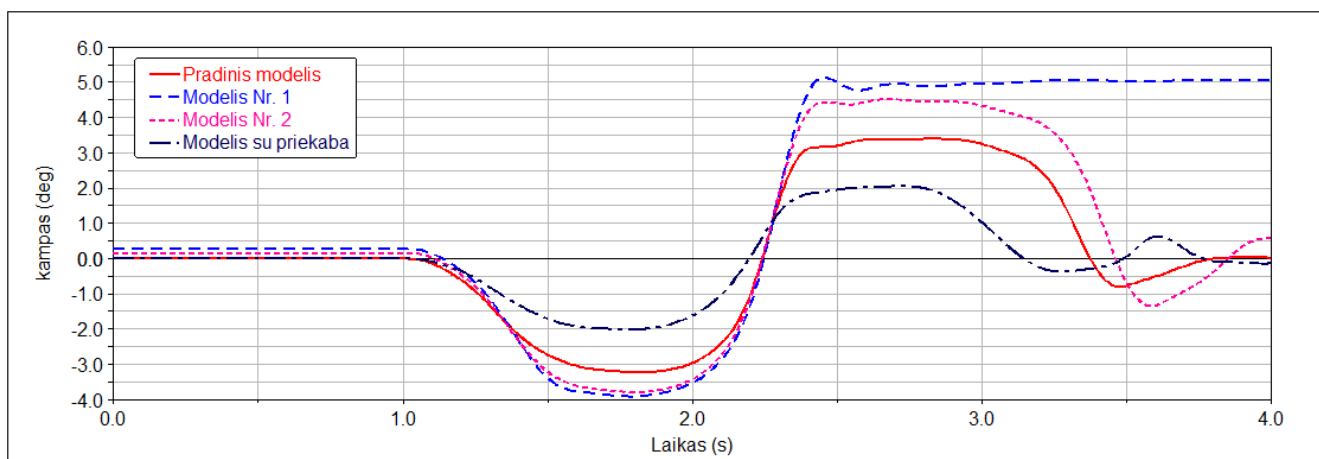


26 pav. Vertikalus kėbulo sukimo z – ašies atžvilgiu grafikas, esant 70 km/h greičiui

Iš 26 pav. pavaizduoto vertikalaus kėbulo sukimo z – ašies atžvilgiu matome, kad kampas pradėjo didėti nuo bandymo pradžios praėjus 1,1 s ir didžiausią reikšmę pasiekė ties 2 s, posvyris grįžo į pradinę padėtį 3 s. Didžiausi kėbulo svyravimai buvo pradinio modelio ir modelio su priekaba $13,3^{\circ}$ ties 2 s. Modelio Nr.1 didžiausias kampas z – ašies atžvilgiu siekė $12,5^{\circ}$ 2 s. Mažiausi posvyriai yra modelio Nr.1 $11,9^{\circ}$ 1,9s.

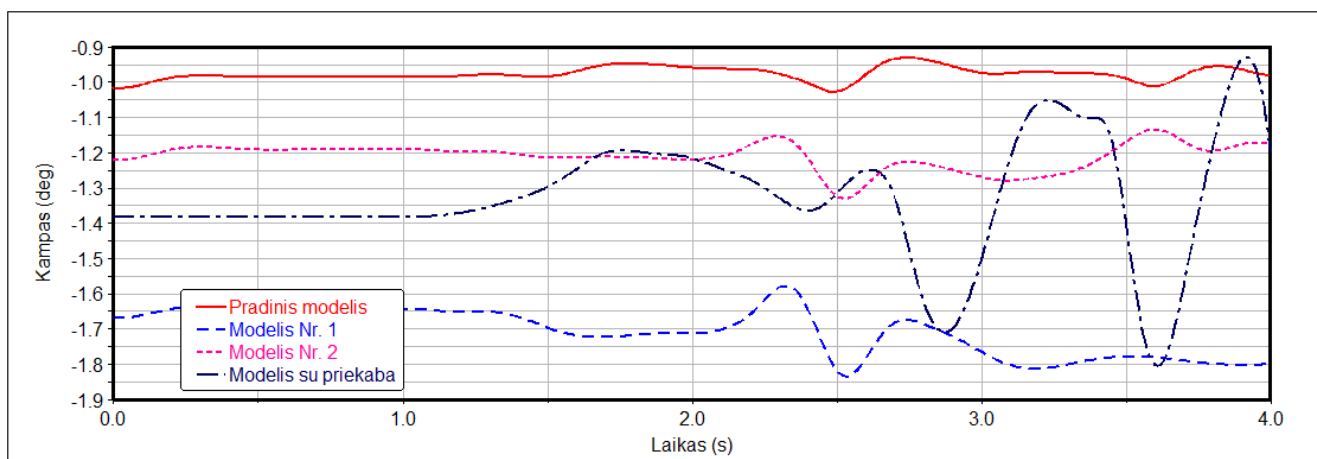
Atlikus bandymus su visais modeliais galima daryti išvadą, kad automobiliai važiuojant 70 km/h persirikiuodami nepraras stabilumo.

Bandymo rezultatai esant 90 km/h greičiui.



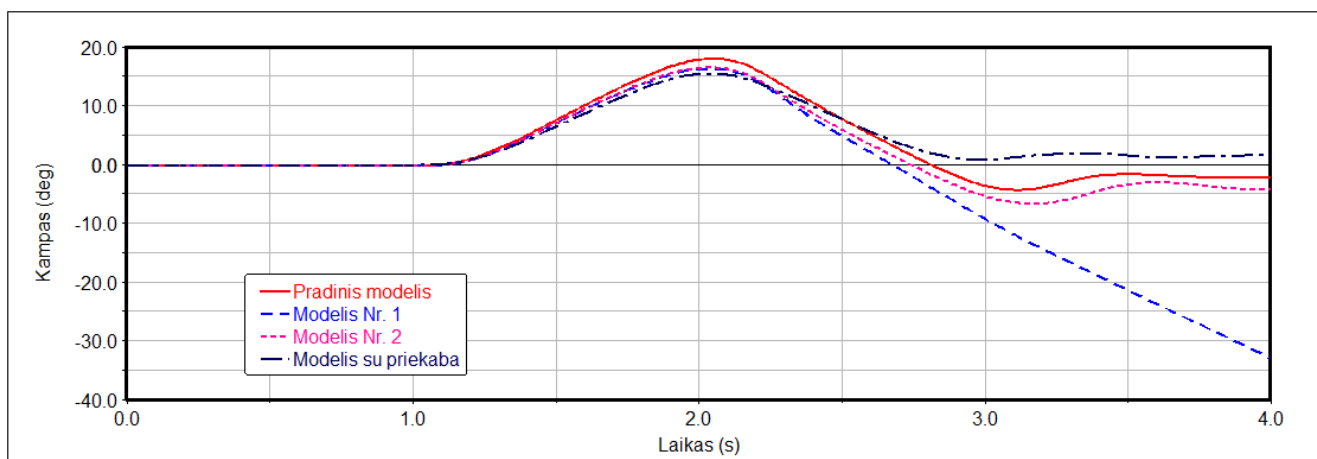
27 pav. Kėbulo posvyrio x – ašies atžvilgiu grafikas, esant 90 km/h greičiui

Atlikus eismo juostos keitimo bandymą esant 90 km/h greičiui, gauti keturi kėbulo posvyrio grafikai. 3 automobilių modeliai (pradinis modelis, modelis Nr.2, ir modelis su priekaba) sėkmingai atliko manevrą. Nuo 1,1s iki 2,2s visų modelių kėbulo posvyrio kampas buvo neigiamas. Modelis nr.2 prarado kontrolę ir nebaigė atlikti manevro. Didžiausias virtimo kampas yra modelio Nr.1 ir siekia $5,10^0$ 2,4s. Pradinio modelio virtimo kampas yra $3,40^0$, modelio Nr. 2 posvyrio kampas siekia $4,53^0$. Mažiausias virtimo kampas yra automobilio su priekaba ir siekia $2,07^0$. Iš grafiko matome, kad modelio Nr.1 posvyrio kampas x – ašies atžvilgiu negrįžta į pradinę padėtį.



28 pav. Išilginio kėbulo posvyrio y – ašies atžvilgiu grafikas, esant 70 km/h greičiui

28 paveiksle pavaizduoti išilginiai kėbulo posvyriai. Pradinio modelio kėbulo posvyris siekia $-0,93^0$, modelio Nr.1 $-1,84^0$, modelio Nr.2 $-1,33^0$. Automobilio su priekaba pradinis kėbulo posvyris buvo $-1,4^0$, tačiau manevro pabaigoje siekė $-1,8^0$. Taip pat modelio su priekaba svyravimų amplitudė yra didesnė, negu visų kitų modelių, tai galėjo įtakoti priekabos masė.

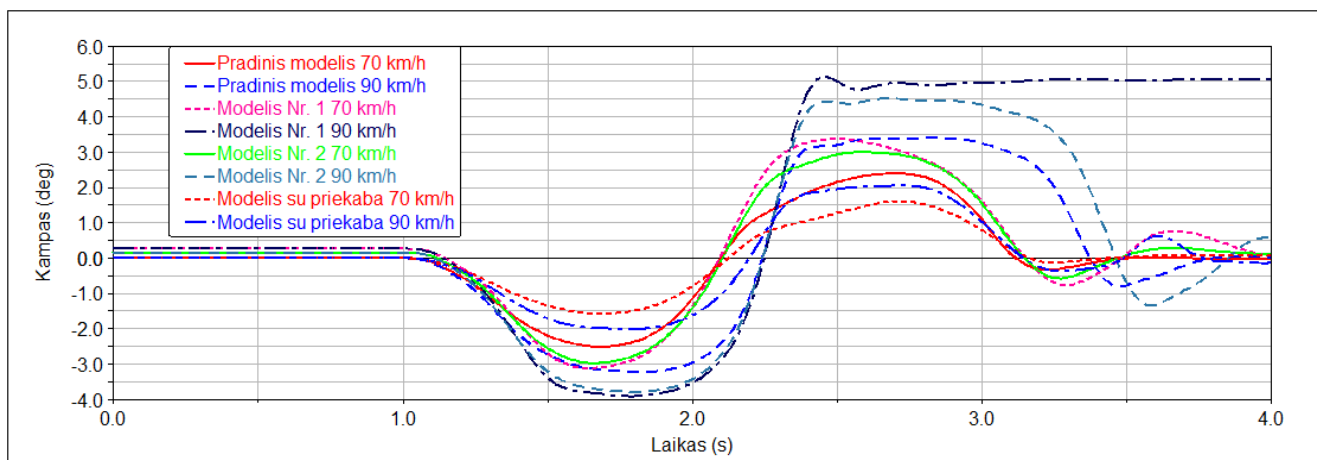


29 pav. Vertikalus kėbulo sukimo z – ašies atžvilgiu grafikas, esant 90 km/h greičiui

Matome, kad visi modelių kampas z – ašies atžvilgiu padeda keistis praėjus 1 s. po bandymo pradžios. Iš 29 paveiksle pavaizduoto kėbulo sukimo grafiko matome, kad modelio Nr.1 kėbulo sukimo kampas (-33^0) negrįžta į stabilią padėtį. Automobilio modelis Nr.2 praranda stabilumą ir yra

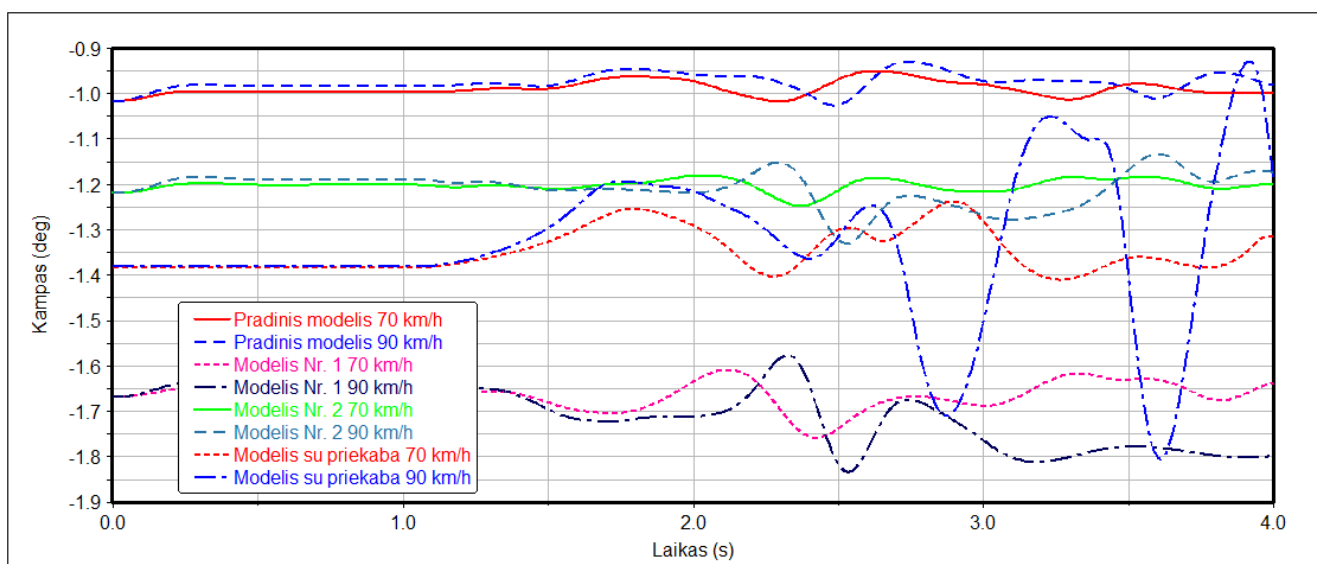
užnešamas į šoną. Pradinio modelio didžiausias sukimo kampas siekia $18,10^0$, modelio Nr.2 $16,63^0$. Modelio su priekaba susisukimo kampas buvo mažiausias iš visų modelių ir siekė $15,6^0$.

3.4 Bandymų rezultatai



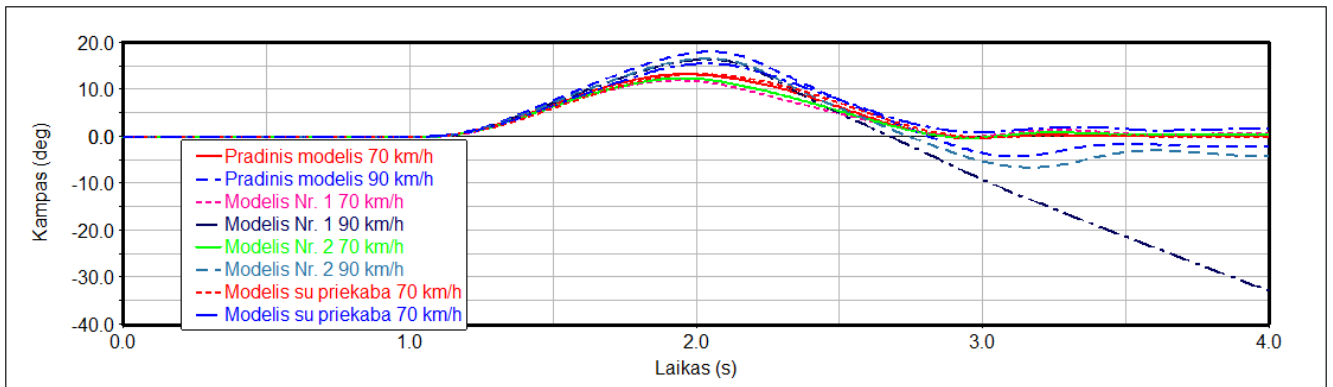
30 pav. Kėbulo posvyris x – ašies atžvilgiu grafikas

30 pav. pavaizduoti keturių modelių kėbulo posvyrio grafikai, atliekant juostos keitimo testą esant 90 ir 70 kilometrų per valandą greičiui. Mažiausi posvyriai yra automobilių modelių kai važiavimo greitis yra 70 km/h, padidinus greitį iki 90 km/h didėja ir kėbulo posvyriai x – ašies atžvilgiu.



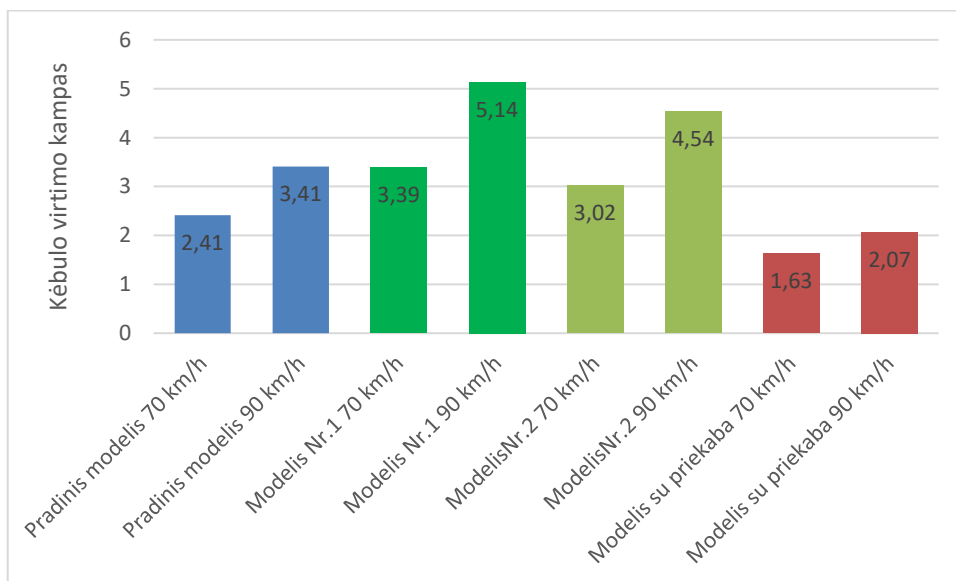
31 pav. Išilginis kėbulo posvyris y – ašies atžvilgiu grafikas

31 pav. pavaizduoti keturių modelių kėbulo išilginio posvyrio grafikai, atliekant juostos keitimo testą esant 90 ir 70 kilometrų per valandą greičiui. Didžiausi posvyriai y – ašies atžvilgiu yra modelio Nr. 1 ir modelio Nr.2 kai važiavimo greitis yra 90 km/h.



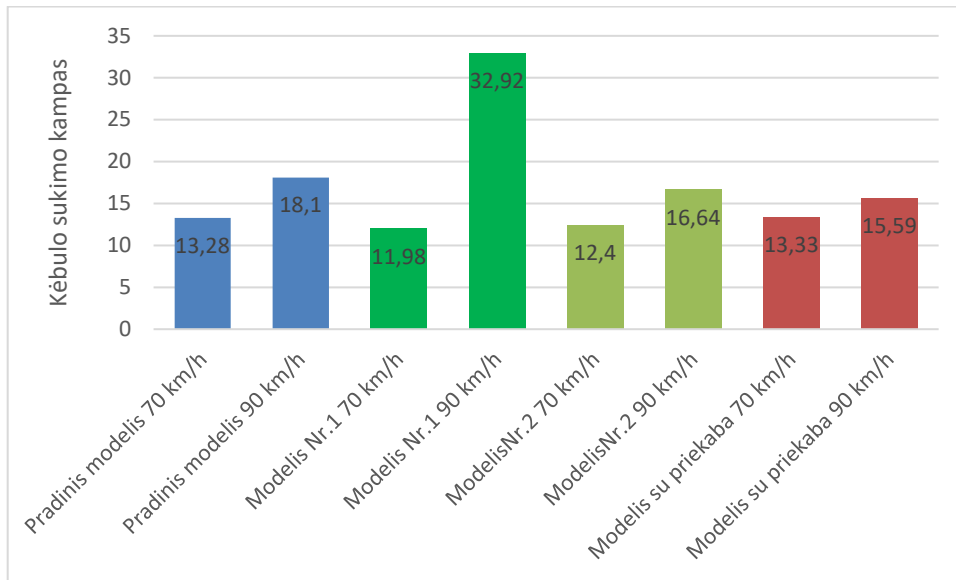
32 pav. Vertikalus kėbulo sukimo z – ašies atžvilgiu grafikas

32 pav. pavaizduoti keturių modelių vertikalaus kėbulo sukimo grafikai, atliekant juostos keitimo testą esant 90 ir 70 kilometrų per valandą greičiui. Iš grafiko išsiskiria pradinis modelis kai jo važiavimo greitis yra 90 km/h jo kėbulo posvyris negrįžta į pradinę padėtį, nes automobilis nebaigė manevro.



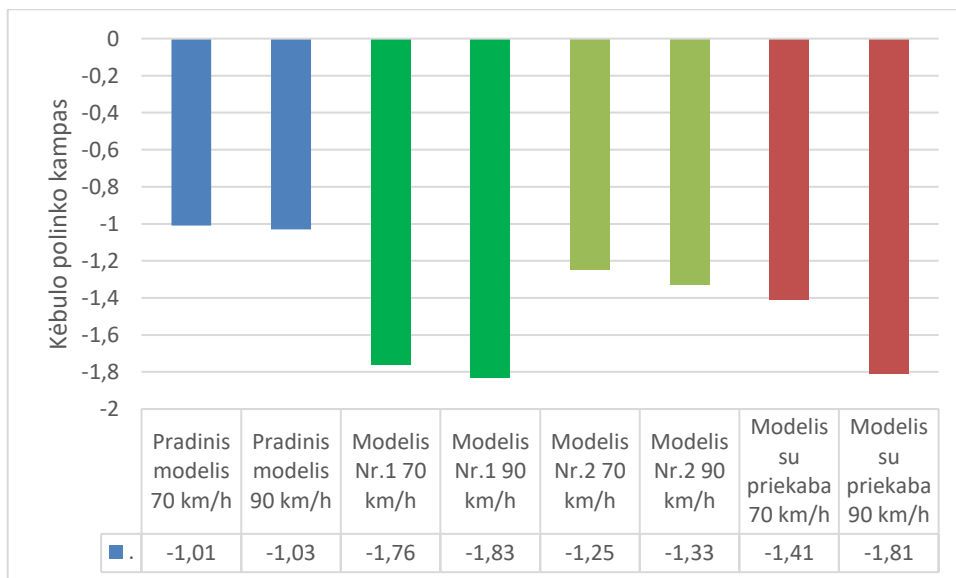
33 pav. Kėbulo posvyris x – ašies atžvilgiu

Kėbulo posvyris x – ašies atžvilgiu svyruoja nuo $1,67^0$ iki $5,14^0$. Visų bandomu modelių posvyrio kampas didėjo didėjant važiavimo greičiui, Mažiausias kėbulo posvyris yra automobilio su priekaba ($1,67^0$) didžiausias modelio Nr.1 ($5,14^0$). Stabiliausias yra automobilio su priekaba modelis, nes jo kėbulo posvyrio kampas x – ašies atžvilgiu mažiausias, nestabiliausias modelis Nr.1 kai važiavimo greitis 70 km/h. Esant 90 km/h greičiui stabiliausias modelis su priekaba nestabiliausias modelis Nr.1.



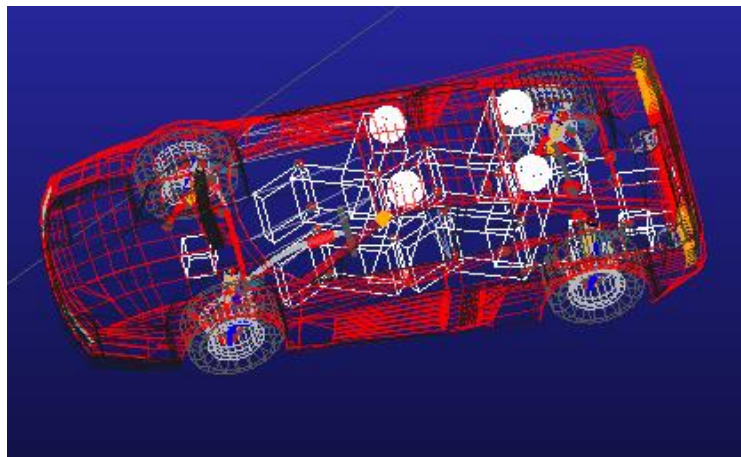
34 pav. Vertikalus kėbulo sukimas z – ašies atžvilgiu

Kėbulo posvyris z – ašies atžvilgiu svyruoja nuo 12^0 iki 33^0 . Visų bandomu modelių posvyrio kampas didėjo didėjant važiavimo greičiui, Mažiausias kėbulo modelio Nr.1 esant 70 km/h greičiui ($1,67^0$), didžiausias modelio Nr.1 (33^0) esant 90 km/h greičiui. Stabiliausias yra modelis Nr.1, nes jo kėbulo posvyrio kampas z – ašies atžvilgiu mažiausias, nestabiliausias modelis su priekaba kai važiavimo greitis 70 km/h. Esant 90 km/h greičiui stabiliausias modelis su priekaba nestabiliausias modelis Nr.1.



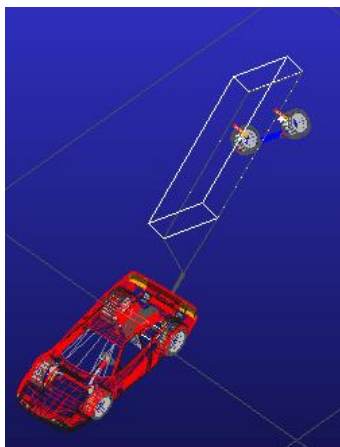
35 pav. Išilginis kėbulo posvyris y – ašies atžvilgiu

Kėbulo posvyris z – ašies atžvilgiu svyruoja nuo -1° iki $-1,8^{\circ}$. Modelio Nr. 1 kėbulo posvyris y – ašies atžvilgiu siekė $1,8^{\circ}$ nepriklausomai nuo važiavimo greičio, toks pats buvo modelio su priekaba kampas modeliui važiuojant 90 km/h greičiu.



36 pav. Modelis praradęs stabilumą

Atliekant juostos keitimo bandymus esant 70 km/h ir 90 km/h greičiui beveik visi bandomi modeliai atliko sėkmingai persirikiavimo manevrą. Tačiau modelis Nr.1 prarado stabilumą ir nuslydo nuo kelio. Iš grafikų nustatyta, kad maksimalus vertikalaus sukimo kampas z – ašies siekė 33° .



37 pav. Priekabos posvyris esant 90 km/h greičiui

Stebint automobilių elgseną bandymu metu pastebėta, kad atliekant juostos keitimo manevrą automobilių priekaba praranda stabilumą. Važiuojant maksimaliu leistinu greičiu su priekaba Lietuvoje kuris yra 70 km/h automobilio priekaba pradeda nežymiai svyruoti į šonus. Padidinus automobilio greitį iki 90 km/h priekaba vos neapvirsta. Priekabos posvyris pateiktas 37 pav.

Darbo apibendrinimas

Magistro baigiamajame projekte aprašyta stabdžių sistemos paskirtis ir konstrukcija, apžvelgta automobilio rato ir kelio sąveika. Sudaryti keturi automobilių modeliai naudojantis „MSC Adams Car“ programine įranga. Tiriamuoju objektu pasirinkta automobilio kėbulas, bei jį veikiantys posvyriai. Buvo analizuojami kaip keičiasi kėbulo posvyriai esant skirtingai automobilių apkrovai. Buvo atlikti 3 automobilių skaitiniai bandymai: dviejų linijų keitimo testas (Briedžio testas) automobiliams judant 70 km/h greičiu, vienos linijos keitimo bandymas esant 70 km/h ir 90 km/h greičiui. Atlikus skaitinį modeliavimą pastebėta, kad išilginis kėbulo posvyris priklauso nuo automobilio ašis veikiančios svorio jėgos. Didėjant ašių apkrovai didėja ir posvyrio kampas. Atliekant vienos eismo juostos keitimo bandymą nustatyta, kad didinant automobilio greitį didėja ir kėbulo svyravimai.

IŠVADOS

Tyrimo metu sukurti keturi automobilių modeliai su skirtingomis apkrovos sąlygomis. Nustatyti statinio stovumo koeficientai.

Atlikus virtualius bandymus „MSC Adams/Car“ programų paketu suformuluotos tokios išvados:

1. Atlikus ISO 2 linijų keitimo testą, nustatyta, kad labiausiai aprauto automobilio modelio Nr.1 virtimo kampas yra $(3,8^0)$ didžiausias iš visų bandytų modelių, o mažiausias virtimo kampas (1^0) lengviausio pradinio modelio.
2. Ištirta, kad išilginis kėbulo posvyris priklauso nuo automobilio ašis veikiančios svorio jėgos. Didėjant ašių apkrovai didėja ir posvyrio kampas.
3. Remiantis atliktų bandymų rezultatais, kai $v_1 = 70$ km/h ir $v_2 = 90$ km/h nustatyta, kad atliekant juostos keitimo bandymą didėjant automobilio greičiui didėja ir kėbulo svyravimai.
4. Atlikus juostos keitimo bandymą Modelis Nr.1 važiuodamas 90 km/h greičiu prarado stabilumą ir nebaigė manevro, todėl kad prarado sukibimą su kelio danga.
5. Atlikus juostos keitimo bandymus nustatyta, kad esant 70 km/h automobilio priekaba praranda sukibimą su keliu ir pradeda slysti. Automobiliui važiuoti 90 km/h ir vilkti priekabą yra pavojinga nes ji manevro metu gali apsiversti.
6. Remiantis atliktų bandymų rezultatais nustatyta, kad keičiant automobilio judėjimo kryptį didžiausi automobilio kėbulo posvyriai z – ašies atžvilgiu, mažiausi y – ašies atžvilgiu.
7. Atlikus linijos keitimo manevrą didžiausi kėbulo posvyriai z ašies atžvilgiu buvo $32,9^0$ modelio Nr.1, kai važiavimo greitis buvo 90 km/h.

INFORMACINIŲ ŠALTINIŲ SĄRAŠAS

1. DUDENAITE, E., PECELIUNAS, R., ŽURAILIS, V. and MATUZEVICIUS, D. Mažu (B1 Klases) Automobiliu Skersinio Dinaminio Stabilumo Analize. *Science: Future of Lithuania*, 10, 2014, vol. 6, no. 5. pp. 552-557 ISSN 20292341.
2. Bachmann T. und andere. Der Reibwert zwischen Reifen und Fahrbahn und dessen Inanspruchnahme durch den Fahrer // ATZ Automobiltechnische Zeitschrift. 2005, N 10, 658-667 p.
3. Fach M. Lokale Effekte der Reibung zwischen Phw-Reifen und Fahrbahn: Dissertation TU Darmstadt, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 23 NR. 411, 2012. 136 p.
4. M. Bogdevičius. Transporto priemonių dinamika: mokomoji knyga. Vilnius: Technika, 2012, 205 p
5. LIE, A., TINGVALL, C., KRAFFT, M. and KULLGREN, A. The Effectiveness of ESP (Electronic Stability Program) in Reducing Real Life Accidents. *Traffic Injury Prevention*, 03/01, 2004, vol. 5, no. 1. pp. 37-41 ISSN 1538-9588
6. CHARLES M. FARMER. "Effect of Electronic Stability Control on Automobile Crash Risk," *Traffic Injury Prevention*, pp. 317–325, May, 2004
7. LI, S. and HE, L. Co-Simulation Study of Vehicle ESP System Based on ADAMS and MATLAB. *Journal of Software*, 2011, vol. 6, no. 5. pp. 866-872.
8. BUTELIAUSKAS, S. Automobilių sandara ir priežiūra: mokomoji knyga. Vilnius. 2008m. ISBN 978-9955-423-71-3.
9. Volvo automobilių saugumo vertinimas pagal Euro NCAP reikalavimus [žiūrėta 2017 m. balandžio 02 d.]. Prieiga per internetą: <https://volvocars.sostena.lt/pranesimai/volvo-xc90-peln-penki-zhvaigzhduchi-euro-ncap-vertinim>
10. Antilock Braking System and Its Advancement [žiūrėta 2017 m. vasario 20 d.]. Prieiga per internetą: <https://www.irjet.net/archives/V3/i5/IRJET-V3I5453.pdf>
11. Modification of Vehicle Handling Characteristics via Steer-by-Wire [žiūrėta 2017 m. kovo 09 d.]. Prieiga per internetą: <https://pdfs.semanticscholar.org/2da2/1fdadb16e8448555f2bd248e1451ead6e2e.pdf>
12. Vehicle design: Mercedes-Benz – towing vehicles built for safety [žiūrėta 2017 m. gegužės 07 d.]. Prieiga per internetą: <http://media.daimler.com/marsMediaSite/en/instance/ko/Vehicle-design-Mercedes-Benz--towing-vehicles-built-for-safety.xhtml?oid=9905150>
13. MCS Adams oficialus interneto puslapis [žiūrėta 2016 m. vasario 02 d.]. Prieiga per internetą: <http://www.mscsoftware.com/>

14. Martin Vlček. Optimization of car yaw behaviour using active suspensijon elements. Straipsnis: Pilsen, 2011.
15. KAIKARIS, P. BRUŽAS, A. BASAKIRSKAS, A. MAČIULIS, A. Automobilių remontininko rengimas. 3 knyga. Vilnius. 2008m. ISBN 978-9955-748-21-2.
16. Kintamo sukimo momento paskirstymo sistema [žiūrėta 2016 m. vasario 02 d.]. Prieiga per internetą:
http://m.schaeffler.com/content.mobile.products/en/products/automotive/e_mobility/e_axle_hv/e_axle_hv_info.html
17. ISO dviejų juostų keitimo bandymas [žiūrėta 2017 m. kovo 25 d.]. Prieiga per internetą:
<http://www.vehico.com/index.php/en/applications/iso-lane-change-test>
18. Antipraslydimo sistema [žiūrėta 2017 m. kovo 18 d.]. Prieiga per internetą:
<http://www.volkswagen-vilnius.lt/asr>
19. Elektroninė stabilumo sistema [žiūrėta 2017 m. vasario 02 d.]. Prieiga per internetą:
<http://www.rimtoma.lt/technologijos/esp-2/>
20. Trailer Stability Assist [žiūrėta 2017 m. balandžio 14 d.]. Prieiga per internetą:
<https://www.honda.co.nz/technology/safety/tsa/>
21. Automobilių dinamika [žiūrėta 2017 m. gegužės 15 d.]. Prieiga per internetą:
<https://www.slideshare.net/RagnarLedesmaPEPhD/vehicle-dynamics-45667777>