



KAUNO TECHNOLOGIJOS UNIVERSITETAS
MECHANIKOS INŽINERIJOS IR DIZAINO FAKULTETAS

Simas Zajankauskas

MIESTO TIPO AUTOMOBILIO AKTYVIOS PAKABOS TYRIMAS

Baigiamasis magistro projektas

Vadovas

Doc. dr. Vaidas Lukoševičius

KAUNAS, 2016

KAUNO TECHNOLOGIJOS UNIVERSITETAS
MECHANIKOS INŽINERIJOS IR DIZAINO FAKULTETAS

MIESTO TIPO AUTOMOBILIO AKTYVIOS PAKABOS TYRIMAS

Baigiamasis magistro projektas
Transporto priemonių inžinerija (621E20001)

Vadovas

(parašas) Doc. dr. Vaidas Lukoševičius

(data)

Recenzentas

(parašas) Doc. dr. Robertas Keršys

(data)

(parašas) Mgr. Audrius Povilionis

(data)

Projektą atliko

(parašas) Simas Zajankauskas

(data)

KAUNAS, 2016



KAUNO TECHNOLOGIJOS UNIVERSITETAS

Mechanikos inžinerijos ir dizaino fakultetas

(Fakultetas)

Simas Zajankauskas

(Studento vardas, pavardė)

Transporto priemonių inžinerija 621E20001

(Studijų programos pavadinimas, kodas)

„Miesto tipo automobilio aktyvios pakabos tyrimas“

AKADEMINIO SAŽININGUMO DEKLARACIJA

20 16 m. gegužės 19 d.
Kaunas

Patvirtinu, kad mano, **Simo Zajankausko**, baigiamasis projektas tema „Miesto tipo automobilio aktyvios pakabos 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 KATDERA

Suderinta: Transporto inžinerijos katedros

vedėjas: doc. dr. Artūras Keršys

2015 m. rugsėjo mėn. 08 d.

MAGISTRO BAIGIAMOJO PROJEKTO UŽDUOTIS

Išduota studentui: *Simui Zajankauskui*

1. Projekto tema: „Miesto tipo automobilio aktyvios pakabos tyrimas“

Patvirtinta: 2016 m. gegužės mėn. 3 d. dekanų įsakymu Nr. V25-11-7

2. Projekto tikslas:

Sukurti programą, kuria būtų galima ištirti miesto tipo automobilio aktyvią pakabą, grafiškai atvaizduoti jos darbą važiuojant skirtingais keliais bei apkrovimo režimais.

3. Projekto uždaviniai ir reikalavimai:

1. Išsiaiškinti šiuo metu esamus automobilių pakabų tipus bei jose naudojamus elementus;
2. Išanalizuoti aktyvias automobilių pakabas, pateikti taikymo pavyzdžių;
3. Parengti programą, kuri pateiktų automobilio pakabos amplitudinę – dažnuminę charakteristiką, grafiškai atvaizduotų automobilio pakabos darbą skirtingais keliais bei važiavimo režimais;
4. Aprašyti tiriamąjį objektą, nustatyti jo pakabos elementų parametrus;
5. Atlikti pakabos tyrimą su programa, kai automobilio greitis 10 m/s, apkrovimo atvejai: automobilis su vairuotoju; automobilis su vairuotoju ir keleiviu; pilnai pakrautas automobilis. Kelio mikroprofiliai: žvyrkelis; nelygus asfaltas; lygus asfaltas. Pateikti rezultatus, parengti rekomendacijas.

4. Projekto konsultantai (nurodant projekto skyrius)¹:

5. Užduoties išdavimo terminas: 2015 m. vasario mėn. 2 d.

Užbaigto projekto pateikimo terminas: 2016 m. gegužės mėn. 20 d.

Vadovas: Doc. dr. Vaidas Lukoševičius

(vardas, pavardė)

_____ (parašas)

Užduotį gavau: Simas Zajankauskas

(studento vardas, pavardė)

_____ (parašas)

¹ Esant reikalui, suderinus su katedros vedėju

Zajankauskas, Simas. Miesto tipo automobilio aktyvios pakabos tyrimas. Magistro baigiamasis projektas / vadovas doc. dr. Vaidas Lukoševičius; Kauno technologijos universitetas, Mechanikos inžinerijos ir dizaino fakultetas.

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

Reikšminiai žodžiai: miesto tipo automobilis, lengvojo automobilio pakaba, pakabos charakteristikos, aktyvi pakaba.

Kaunas, 2016. XX p.

SANTRAUKA

Baigiamojo magistro projekto tema „Miesto tipo automobilio aktyvios pakabos tyrimas“ pasirinkta atsižvelgiant į realias problemas susijusias su važiavimo komfortu miesto tipo automobiliais. Projekte išanalizuotos automobiliuose naudojamos pakabos. Sukurta programėlė MATLAB programavimo kalba, kuri pateikia automobilio pakabos ketvirčio modelio amplitudines – dažnumines charakteristikas, grafiškai atvaizduoja dinaminio pakabos modelio judesius važiuojant skirtingomis kelio dangomis bei skirtingais apkrovimo atvejais. Tiriamuoju objektu pasirinktas miesto tipo automobilis Fiat 500. Automobilyje naudojama „McPherson“ tipo pakaba, tačiau ji neužtikrina važiavimo komforto, todėl projekte automobiliui yra pritaikoma kintamo standumo (aktyvi) pakaba, kuri ištiriama skirtingais apkrovimo atvejais. Darbo pabaigoje pateikiamos išvados bei rekomendacijos.

Zajankauskas, Simas. Active Suspension of a City Car: Master's thesis in/ supervisor assoc. prof. Vaidas Lukoševičius. The Faculty of Mechanical Engineering and Design, Kaunas University of Technology.

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

Key words: city car, the suspension of a motor car, the characteristics of suspension, active suspension.

Kaunas, 2016. XX p.

SUMMARY

The topic of the project of Master's Thesis is "Active Suspension of a City Car" is chosen considering real problems, related with the comfort of driving city cars. The suspensions used in cars are analyzed in the project. App is created with MATLAB programming language, which provides amplitude – frequency characteristics of the quarter model of the suspension of a car, graphically depicts the movements of the dynamic model of suspension while driving on different paving's and in various cases of load. The subject of this project has been chosen city car Fiat 500. This car has "McPherson" type suspension, which does not ensure the comfort of driving, that's why in this project, for this car have been used the suspensions of dynamic rigidity (active) suspension, it has been tested in different types of load. Conclusions and recommendations are provided at the end of the Thesis.

Turinys

Įvadas	8
1. Lengvojo automobilio pakabos	9
1.1. Spyruoklinė pakaba	9
1.2. „McPherson“ tipo pakaba	9
1.3. Dvisvirtė pakaba.....	10
1.4. Daugiasvirtė priekinė pakaba.....	11
1.5. Linginė pakaba.....	13
1.6. Torsioninė pakaba	13
1.7. Pneumatinė pakaba.....	14
1.8. Hidropneumatinė pakaba.....	14
1.9. Spyruoklės	15
1.9.1. Lengvųjų automobilių spyruoklės.....	16
2. Aktyvios pakabos sistema.....	19
2.1. Linijinė aktyvios pakabos sistema	19
2.2. Nelinijinių savybių aktyvios pakabos sistema	20
2.3. Aktyvios pakabos skirstymas ir jos elementai	20
2.4. Aktyvioms pakaboms naudojami kintamo slopinimo amortizatoriai	21
2.4.1. Elektronškai valdomas kintamo slopinimo amortizatorius	21
2.4.2. Magnetoreologiniai amortizatoriai.....	22
2.5. Aktyvios pakabos sistemos jutikliai	23
2.5.1. Kėbulo pagreičio jutiklis	23
2.5.2. Išilginio pagreičio jutiklis.....	23
2.5.3. Lygio daviklis	24
2.5.4. Pakabos judesio jutiklis	24
2.5.5. Slėgio jutiklis	25
2.6. Lengvuosiuose automobiliuose sumontuotos aktyvios pakabos sistemos	25
2.6.1. Automobilio Citroen – XM aktyvioji hidropneumatinė sistema	25

2.6.2.	„Porsche“ dinaminio važiuoklės valdymo sistema kartu su „PTV Plus“ sistema ...	26
3.	Tiriamasis objektas.....	27
3.1.	Tiriamo automobilio išoriniai matmenys, ratų bazė, tarpvėžė.....	27
3.2.	Automobilio variklio techniniai duomenys	28
3.4.	Automobilio padangų matmenys	30
3.4.1.	Rato laisvojo bei statinio spindulio skaičiavimas	30
3.5.	Padangos standumo skaičiavimas	32
3.6.	Padangos slopinimo skaičiavimas.....	33
3.7.	Pakabos standumo skaičiavimas	34
3.8.	Pakabos slopinimo skaičiavimas.....	35
4.	Dinaminis automobilio pakabos modelis	36
5.	Automobilio pakabos tyrimas	39
5.1.	Amplitudinės dažnuminės charakteristikos	39
5.2.	Pakabos tyrimas važiuojant žvyrkeliu	42
5.3.	Pakabos tyrimas važiuojant nelygiu asfaltbetoniu	44
5.4.	Pakabos tyrimas važiuojant lygiu asfaltbetoniu.....	47
5.5.	Pakabos tyrimas važiuojant per greičio mažinimo kalnelį	50
	Darbo apibendrinimas ir rezultatų palyginimas.....	54
	Išvados ir rekomendacijos	55
	Literatūros sąrašas.....	56
	Priedai	58
	P–1. Programos tekstas	59

Įvadas

Pastaruoju metu pasaulyje sparčiai populiarėja maži miesto tipo automobiliai, kurie pasižymi mažomis kuro sąnaudomis, oro užterštumo savybėmis, sumažina parkavimo problemas. Tačiau tokio tipo automobiliai turi ir neigiamų savybių. Viena tokių savybių yra važiavimo komforto praradimas. Kadangi miesto tipo automobiliai yra nedidelės masės (paprastai masė siekia iki 1000kg), jiems sunkiau pritaikyti standartinio vidutinės klasės automobilio pakabą. Šiuo metu vis dar populiariausios miesto tipo automobiliuose naudojamos pakabos yra „McPherson“ tipo nepriklausoma automobilio pakaba arba dvisvirtė nepriklausoma automobilio pakaba. Žinoma, jog tokio tipo pakabos tinkamai neatlieka savo paskirties. Taip pat mažam miesto automobiliukui didelę įtaką turi krovinio masė, kuri gali turėti įtakos bendrai automobilio masei, pakeisti amortizuotų ir neamortizuotų masių santykį bei turėti didelę reikšmę pakabos charakteristikai.

Šią problemą spręsti bando didieji automobilių gamintojai, tačiau sudėtingų pakabų įdiegimui į miesto tipo automobilius trukdo kainos apribojimai. Tokiuose automobiliuose pravartu, būtų naudoti aktyvias automobilines pakabas, kurios geba prisitaikyti prie skirtingų apkrovimo sąlygų bei išlaikyti pakabos charakteristikas.

Lengvųjų automobilių pakabos skirtos smūgiams atsirandantiems dėl kelio nelygumų sušvelninti, tam kad smūgio jėga nepersiduotų į automobilio kėbulą. Pakabos tiesiogiai įtakoja važiavimo komfortą ir eismo saugumą.

Darbo tikslas – sukurti programą, kuria būtų galima ištirti miesto tipo automobilio aktyvią pakabą, grafiškai atvaizduoti jos darbą važiuojant skirtingais keliais bei apkrovimo režimais.

Darbo uždaviniai ir reikalavimai:

1. Išsiaiškinti šiuo metu esamus automobilių pakabų tipus bei jose naudojamus elementus;
2. Išanalizuoti aktyvias automobilių pakabas, pateikti taikymo pavyzdžių;
3. Parengti programą, kuri pateiktų automobilio pakabos amplitudinę – dažnuminę charakteristiką, grafiškai atvaizduotų automobilio pakabos darbą skirtingais keliais bei važiavimo režimais;
4. Aprašyti tiriamąjį objektą, nustatyti jo pakabos elementų parametrus;
5. Atlikti pakabos tyrimą su programa, kai automobilio greitis 10 m/s, apkrovimo atvejai: automobilis su vairuotoju; automobilis su vairuotoju ir keleiviu; pilnai pakrautas automobilis. Kelio mikroprofiliai: žvyrkelis; nelygus asfaltas; lygus asfaltas. Pateikti rezultatus, parengti rekomendacijas.

1. Lengvojo automobilio pakabos

Pakabos tamprieji elementai skirti smūgiams, atsirandantiems dėl kelio nelygumų sušvelninti tam, kad smūgio jėga nepersiduotų į automobilio kėbulą. Pakabos skirstomos pagal tai kokie tamprieji elementai jose yra naudojami galime išskirti penkis pagrindinius tipus. Pagal tampriuosius elementus pakabos yra skirstomos į šiuos tipus:

- Spyruoklinė;
- Linginė;
- Torsioninė;
- Pneumatinė;
- Hidropneumatinė pakaba.

1.1. Spyruoklinė pakaba

Spyruoklinė pakaba yra naudojama daugelyje šiuolaikinių automobilių dėl savo paprastumo ir patikimumo. Pagrindinis šios pakabos tamprusis elementas yra cilindrinės spyruoklės ir amortizatoriaus mazgas. Dažniausiai yra naudojamos trys spyruoklinės pakabos variacijos:

- „McPherson“ tipo pakaba;
- Daugiasvirtė pakaba;
- Dvisvirtė pakaba.

1.2. „McPherson“ tipo pakaba

„McPherson“ pakaba šiuo metu, labiausiai paplitusi nepriklausomos priekinės pakabos sistema. Ji labai paprasta. Sistemos pagrindą sudaro kombinuotas spyruoklės ir stabilizatoriaus statramstis, kurio sukimosi ašis pritvirtinta prie lanksto, prijungto prie apatinės svirties [7].

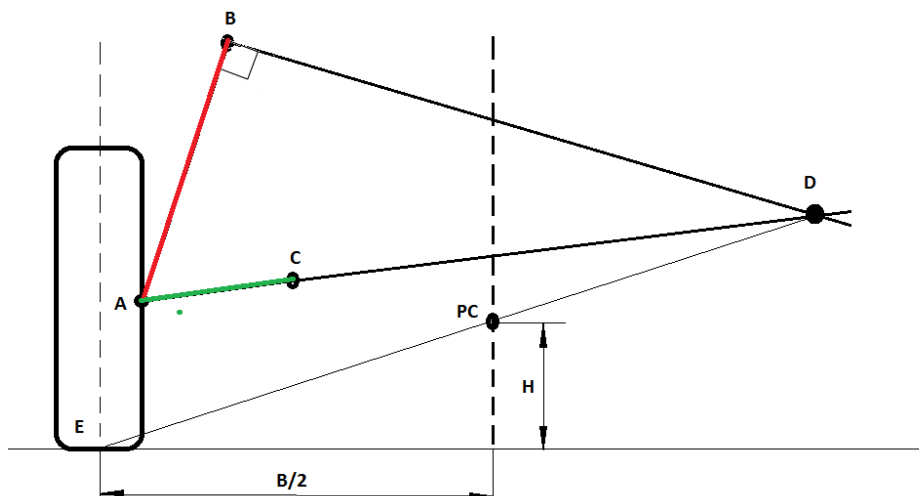


1.1 pav. „McPherson“ tipo pakaba [6]

Ant viršūnės yra adatinis guolis ir daugiau sudėtingų sistemų. Statramstis yra apkrauto guolio sudėtinė dalis. Tame mazge su spyruokle bei slopinimo elementu jis paprasčiausiai perduoda apkrovą ir laiko automobilį. Vairavimo mechanizmas taip pat jungiasi tiesiai į apatinę statramsčio dalį arba į bet kurią – priekinę ar galinę statramsčio svirtį. Automobilio ratams sukantis į šonus fiziškai

pasukamas amortizatoriaus mazgas. Spyruoklė įtaisyta į specialią lėkštę įtaiso viršuje, kuri leidžia pasukimą [7].

„McPherson tipo pakabos posvyrio kampas nustatomas taip:



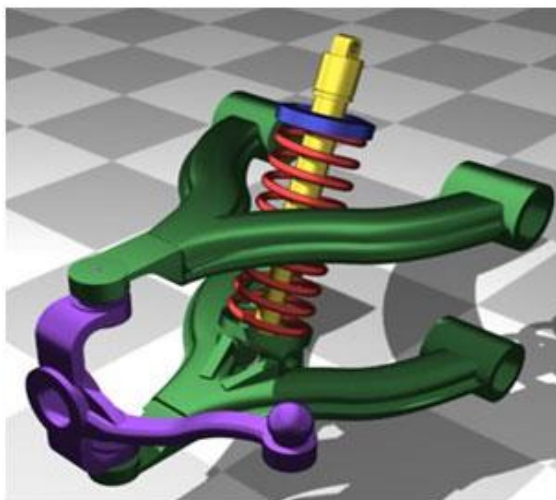
1.2 pav. „McPherson“ tipo pakabos posvyrio kampo nustatymo metodika

Tiesė AB atitinka spyruoklę su amortizatoriumi, tiesė AC apatinę pakabos svirtis. Automobilio su nepriklausoma „McPherson“ tipo pakaba pokrypio centras yra važiuoklės svyravimo plokštumoje, išilginės vertikalios automobilio simetrijos plokštumos (pažymėtoje punktyrine linija) ir tiesės, jungiančios rato kontakto centrą E su tašku, kuriame susikerta apatinės svirties tęsinys CD ir statmuo, išvestas iš viršutinio amortizatoriaus tirtinimo taško B, sankirtoje. Kuo žemesnis posvyrio centras PC, tuo automobilis yra stabilesnis posūkiuose bei sumažėja jo apvirtimo galimybė [25].

Klasikinėje „McPherson“ tipo automobilio pakaboje apatinę svirtį išilgine kryptimi kreipia stabilizatorius. Stabilizatoriaus galai dėl savo riboto ilgio juda lanku, tai lemia pakabos poslinkius išilginiu lanku.

1.3. Dvisvirtė pakaba

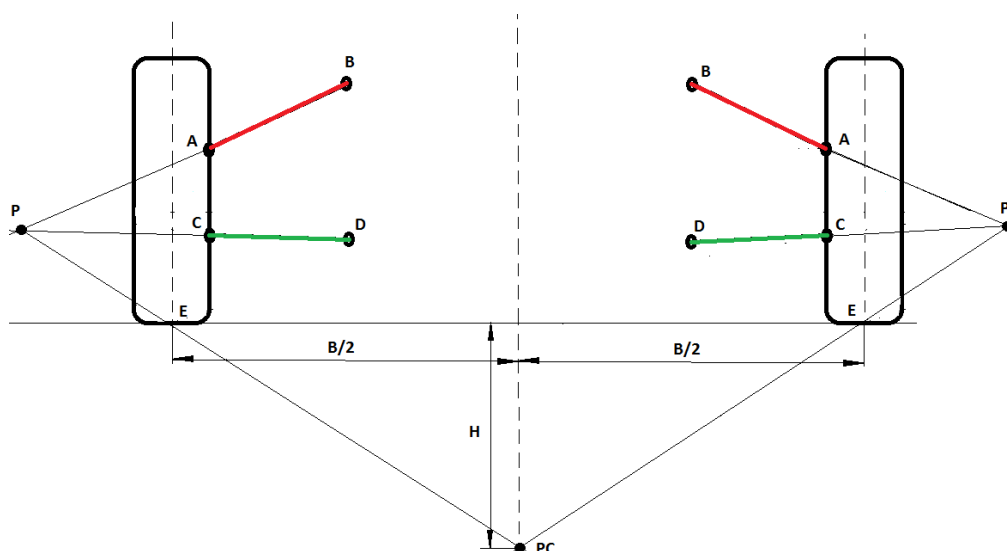
Dviejų trikampių svirčių pakabos ratų ašis palaiko viršutinė ir apatinė trikampės svirtys. Matome, kad tai labai fundamentali svirtinė sistema, leidžianti rato ašims judėti aukštyn – žemyn. Kai pakaba dirba, ji lengvai juda į vieną ir į kitą pusę lanku, kuri piešia lanką aplink sukimosi tašką. Šis judėjimas į šalis yra vadinamas kaip trynimo. Yra dar du kiti ratų judėjimo tipai, kurie veikia judant pakabai [7].



1.3 pav. Dvisvirtė pakaba [7]

Pirmas yra svarbiausias vairavimo kampas, antras – mažiau svarbus – pasvirimo, išlinkimo kampas [6].

Dvisvirtės pakabos posvyrio kampas nustatomas taip:

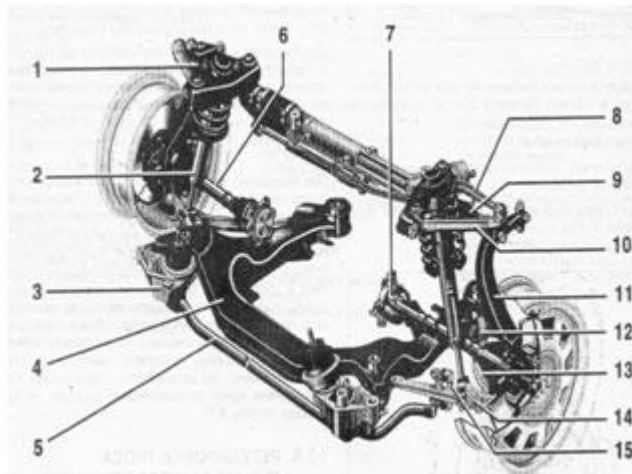


1.4 pav. Dvisvirtės pakabos posvyrio kampo nustatymo metodika

Tiesė AB atitinka viršutinę pakabos svirtį, tiesė CD apatinę pakabos svirtis. Automobilio su nepriklausoma dvisvirte važiuokle pokrypio centras yra važiuoklės svyravimo plokštumoje, išilginės vertikalios automobilio simetrijos plokštumos (pažymėta punktyrine linija) ir tiesės, jungiančios rato kontakto centrą (E) ir jo posūkio akimirkos tašką (svirčių išilginių ašių sankirta), sankirtoje [25].

1.4. Daugiasvirtė priekinė pakaba

Tiksliausias daugiasvirtės pakabos pavyzdys yra Audi A-4 modelio priekinė pakaba.



1.5 pav. Daugiasvirtė priekinė pakaba [7]

Jos sudedamosios dalys:

1. Atraminis kronšteinas;
2. Amortizatorius;
3. Apatinis kronšteinas;
4. Pakabinamų įtaisų kronšteinas;
5. Stabilizatorius;
6. Pusašis;
7. Pusašio šarnyras;
8. Galinė svirtis;
9. Vairo traukė;
10. Priekinė svirtis;
11. Sukamoji atrama;
12. Rutulinis šarnyras.;
13. Kreipiamoji svirtis;
14. Apatinė – atraminė svirtis;
15. Sujungiamoji traukė [7].

Daugiasvirtė automobilio pakaba leidžia projektuotojams galimybę pateikti tiek gerą, komfortišką važiavimą ir gerą valdymą toje pačioje transporto priemonėje.

Ji yra paprasčiausios formos, kelios pakabos svirtys yra statmenos, taip stabdymo metu galima vieną pakabos parametą keisti, tuo pat metu nepaveikiant kito. Tokio tipo pakabos sistema puikiai pritaikoma bekelės tipo vairavime. Daugiasvirtė pakaba leidžia transporto priemonei daugiau lankstytis, tai reiškia, kad pakaba lengviau prisiderina prie skirtingų kelio kampų. Daugiasvirtė pakaba puikiai tinka sportiniams automobiliams [8].

Daugiasvirtės pakabos trūkumai. Pakaba yra brangi ir sudėtinga. Taip pat sunku sureguliuoti pakabos geometriją be pilnos 3D kompiuterinio projektavimo analizės [8].

1.5. Linginė pakaba

Linginė pakaba sudaryta iš pusiau elipsinių plieninių nevienodo ilgio lakštų. Lakštų dydis priklauso nuo sunkio jėgos, tenkančios pakabai. Lakštų paketas suveržiamas apkabomis. Vienas arba du pirmieji lakštai yra ilgiausi ir vadinami pagrindiniais. Prieš surenkant lakštai sutepami grafitiniu tepalu arba tarp jų įdedami specialūs tarpikliai tai sumažina trintį [7].

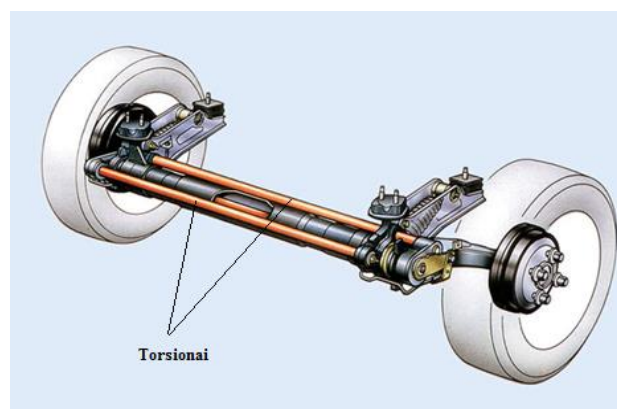


1.6 pav. Linginė pakaba [7]

Lingių galai prijungiami prie automobilio rėmo, o visa lingė vidutine dalimi-prie tilto. Kuo plonesni ir kuo daugiau lingės lapų – tuo ji elastingesnė. Paprasta, neypatingai elegantiška, tačiau patikima, pigi konstrukcija. Pagrindinis šios konstrukcijos trūkumas – vietos stoka horizontalaus išsidėstymo ašiai.[7]

1.6. Torsioninė pakaba

Torsioninėje pakaboje vietoj spyruoklių įtaisyti ilgi susisukantys strypai. Viename gale jie pritvirtinti prie skersinio, kitame prie svirties, sujungtos su rato stebule. Esant susukamo strypo spyruoklei, išnaudojama susukto strypo spyruoklės veikimas apie savo išilginę ašį. Naudojami susukami strypai iš apvaliojo ir stačiakampio plieno [7].



1.7 pav. Torsioninė pakaba [9]

Kuo ilgesnis susukamas strypas ,esant nekintamam diametrai, tuo „minkštesnis“ jo spyruoklinis veikimas.

1.7. Pneumatinė pakaba

Pneumatinės pakabos sistemą sudaro dvi arba keturios oro pagalvės, aukščio davikliai, siurblys su imtuvu, vožtuvų blokai ir valdymo kompiuteriai. Ši sistema užtikrina komfortišką važiavimą ir galimybę keisti prošvaistą rankiniu arba automatinu būdu [7].

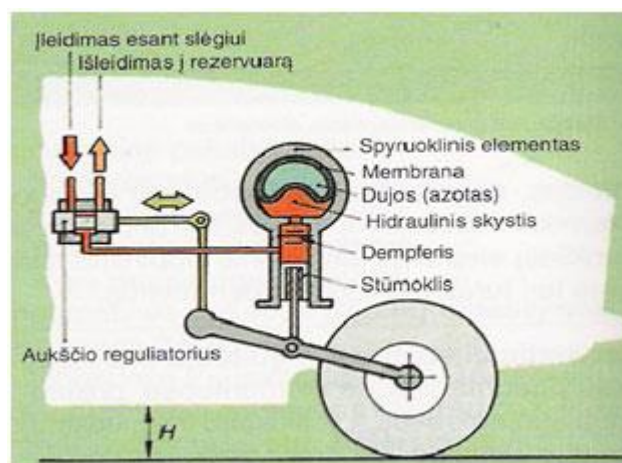


1.8 pav. Pneumatinė pakaba [7]

Tokia pneumatinė pakaba, nepriklausomai nuo apkrovų, automatiškai palaiko automobilio kėbulo aukštį pastoviam lygyje. Šis privalumas itin juntamas važiuojant nelygiu reljefu, kylant raižyta vietove ir panašiai. Automobilio riedėjimo ir išilginį svyravimą iki minimumo sumažina bepakopis amortizatorių reguliatorius, kuris veikia reaguodamas į greitį ir kelio dangos būklę. Elektronika reguliuojami amortizatoriai iš esmės veikia preciziškiau ir švelniau už kitas panašias pakopinio amortizavimo sistemas. Ši sistema savaime reaguoja į mažiausius kelio dangos nelygumus per lankstųjų sujungimą (silfoną) beveik išvengiant trinties. Pneumatinė pakaba ir amortizatorių sistema žymiai pagerino efektą, kuriuo iki minimumo sumažinamas kėbulo įsisvyravimas [7].

1.8. Hidropneumatinė pakaba

Hidropneumatinėje pakaboje visą automobilio masę laiko suslėgtos dujos slėgiamos skysčio. Siurblio varomąjį skystį slėgio reguliatorius gali nukreipti į cilindrus ir padidinti slėgį cilindruose (pakelti automobilį). Išleidus skystį į bakelį, pakabos aukštis sumažės [7].



1.9 pav. Hidropneumatinė pakaba [7]

Važiuojant patogia, nedideliu greičiu, sklandžiu įjungiamas pagrindinis pakabos hidropneumatinis akumuliatorius. Jis suminkština pakabą. Važiuojant dideliu greičiu, jis išjungiamas. Priklausomai nuo apkrovos aukščio regulatoriai palaiko nustatytą priekinių ir užpakalinių ratų aukštį [7].

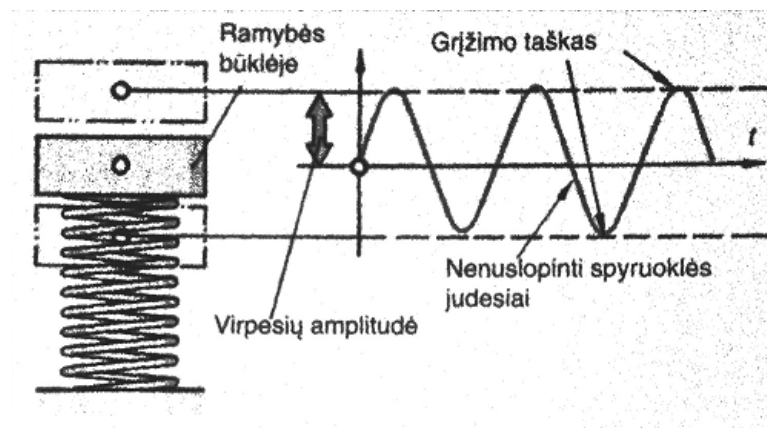
1.9. Spyruoklės

Automobilių pakabų gamyboje naudojamos šios spyruoklės:

- Sraigtinės spyruoklinės (dažniausiai lengvuosiuose automobiliuose);
- Lakštinės lingės (dažniausiai sunkvežimiuose);
- Susukamo strypo spyruoklės (lengvuosiuose automobiliuose).

Naudojant tokias spyruokles automobiliuose, transporto priemonė tampa galinčia spyruokliuoti sistema.

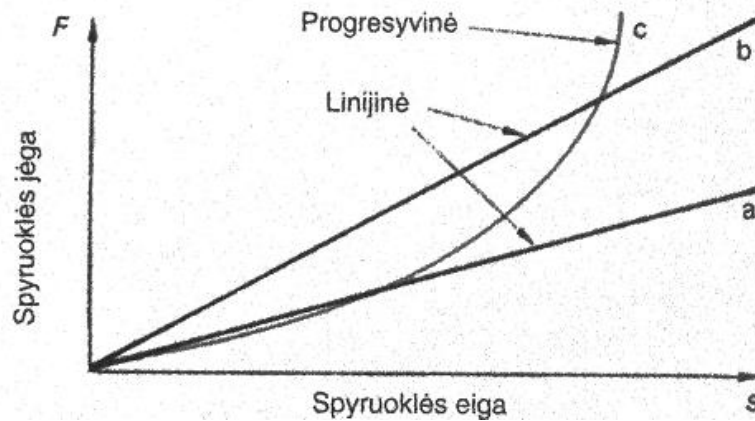
Ramybės būsenoje spyruoklė yra apkrauta tik masės svorio jėga. Jeigu masė smūgiuojama statmena kryptimi tai ji suspaudžia spyruoklę. Spyruoklė priima energiją. Priėmusi energiją spyruoklė greitai atsileidžia ir tokiu būdu apgręžia masės judėjimo kryptį. Dėl masių inercijos masės judėjimas išeina iš ramybės būklės. Spyruoklė tempiama tol, kol turi sukaupusi masės judėjimo energiją. Paskui vyksta vėl grįžtamasis judesys [1].



1.10 pav. Paprasta spyruoklinė sistema ir svyravimo procesas [1]

Spyruokliavimo pasibaigimo laikas, vis mažėjant spyruokliavimo amplitudei, priklauso nuo savaiminio spyruoklės slopinimo. Jeigu masė virpėjimo procese vėl smūgiuojama, tai virpesių amplitudė vis didėja. Šis procesas vadinamas rezonansu [1].

Spyruoklės charakteristiką galima nustatyti spyruoklės matavimo prietaisu. Matuojamoji spyruoklė nuolat apkraunama vis daugiau ir tada matuojama atitinkama išlinkimo eiga s [1].



1.11 pav. Linijinė ir progresyvinė spyruoklės [1]

Šis aukščiau parodytas grafikas rodo, jog vienodai didėjant jėgai spyruoklė susispaudžia vienoda spyruoklės eiga s : jėgos ir spyruoklės eigos santykis yra linijinis [1].

Spyruoklės grafikas (1.11 pav.) rodo, kad b linija priklauso kietesnei spyruoklei, kadangi tai pačiai išlinkimo eigai reikalinga didesnė jėga. Svarbiausias kietos spyruoklės trūkumas yra didelis automobilio svyravimo dažnis esant mažam kroviniui. Be to dauguma silpnų kelio smūgių jeigu nėra kietos spyruoklės didelės įlinkimo eigos, būtų tiesiogiai perduodami į konstrukciją ir priimami kaip kelio smūgiai [1].

Spyruoklių pagalba, kurių charakteristika, didėjant apkrovimui, vis kyla, progresyviai didėja (c linija), spyruoklės trūkumai kompensuojami linijiniu grafiku [1].

Progresyvinės spyruoklės privalumai:

- Esant nedidelei apkrovai (maža masė, minkštas spyruokliavimas) automobilis turi nedidelį savaiminį svyravimų dažnį;
- Esant didelei apkrovai (didelė masė, kietas spyruokliavimas), palankūs keleiviams automobilio virpesiai beveik išlieka;
- Esant stipriems kelio smūgiams, spyruokliavimas neperduodamas;
- Išlinkimo kryptimi, lyginant su linijiniu, kietu spyruokliavimu, didelė spyruoklės eiga būna iki ratų apkrovos sumažinimo;
- Pašalinus ratų apkrovą ratas atsiskirtų nuo kelio.

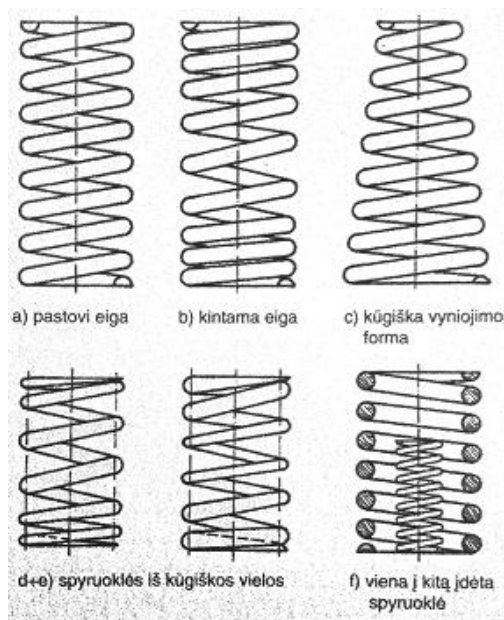
1.9.1. Lengvųjų automobilių spyruoklės

Automobiliuose naudojamos suspaudžiamosios cilindrinės spyruoklės. Jos gaminamos įkaitintą plieninę vielą vyniojant ant strypo, paskui kietinama ir atleidžiama [2].

Spyruoklių plienų markės labai skiriasi priklausomai nuo to, koku standartu vadovausimės parinkdami jų medžiagą. Pagal GOST standartą spyruoklių gamybai galima parinkti šių markių spyruoklinius plienus :49A GOST 1435-74; U12A, GOST 1435-74; 65G GOST 14959-79; 50XGAGOST 14959-79; 50XFA GOST 14959-79; 65S2VA, GOST 14959-79.

Pagal Vakarų Europoje galiojančius standartus spyruoklės gaminamos iš vielos ruošinių, kurių plieno markės reglamentuojamos EN 10270 standartu. Šį standartą sudaro trys dalys: EN 10270–1, EN 10270-2, EN 10270-3. Standarte EN 10270-1 pateikiama medžiaga apie spyruoklių gamybai naudojamus plienus, kai viela yra šaltai tempiama (Steel wire for mechanical springs Part 1: Patented cold drawn unalloyed spring steel wire DIN EN 10270-1, 2001). Standarte EN 10270-2 pateikiama medžiaga apie spyruoklių gamybai naudojamus plienus, kai spyruoklės gamybai naudojamos medžiagos yra grūdinamos alyvoje (Steel wire for mechanical springs Part 2: Oil hardened and tempered spring steel wire DIN EN 10270-2, 2001). Standarte EN 10270-3 pateikiama medžiaga apie spyruoklių gamybai naudojamus nerūdijančius plienus (Steel wire for mechanical springs Part 3: Stainless spring steel wire DIN EN 10270-3, 2001) [2].

Taikant cilindrišką vyniojimo formą, tolygiai kylant ir esant pastoviam diametrai, gaunamos spyruoklės su linijine charakteristika (1.12 pav., a).



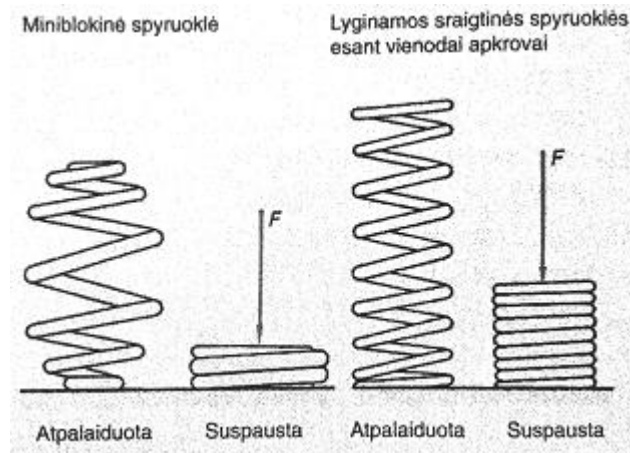
1.12 pav. Cilindrinės spyruoklės [1]

Suspaudžiamos spyruoklės su progresyvine charakteristika (1.12 pav., b-e) turi:

- Arba netolygią vyniojimo eigą;
- Netolygų vidurinį diametrą;
- Nepastovų vielos diametrą (kūginė viela).

Šios konstrukcinės savybės gali būti kombinuojamos. Įstatant viena į kitą įvairaus aukščio spaudžiamąsias spyruokles (1.12 pav., f) gaunama paprasta progresyvinė charakteristika su išlenkta linijine charakteristika [1].

Miniblokinės spyruoklės (1.13 pav.) progresyvinė charakteristika gaunama panaudojant visas tris galimybes gauti progresyvinei charakteristikai.



1.13 pav. Miniblokinė spyruoklė [1]

1.13 pav. pavaizduota miniblokinė spyruoklė lyginama su cilindrine spyruokle, turinčia tą pačią charakteristiką. Miniblokinė spyruoklė turi labai mažą aukštį, kadangi apvijos, esant apkrovai, spirališkai įeina viena į kitą. Kiti miniblokinės spyruoklės privalumai yra:

- Geras medžiagos panaudojimas;
- Maža masė;
- Nėra spyruoklės lėkštelių;
- Nėra triukšmo dėl apvijų kontakto.

Trūkumai:

- Beveik nėra savaiminio slopinimo;
- Nėra skersinių bei išilginių jėgų perdavimo galimybės[1].

Visos sraigtinės spyruoklės automobiliuose montuojamos kartu su amortizatoriais, slopinančiais spyruoklės svyravimus [1].

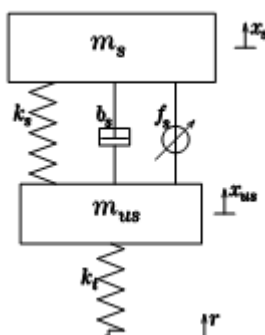
2. Aktyvios pakabos sistema

Aktyvioji arba adaptyvi pakaba yra kompiuteriu valdoma pakabos sistema, kuri keičia amortizatoriaus standumą priklausomai nuo kelio paviršiaus ar dinaminių savybių. Pakabos virpesių slopinimo jėga gali būti valdoma, matuojama. Šioje sistemoje kiekvienas pakabos ketvirtis gali būti valdomas atskirai. Aktyvi pakaba slopina automobilio kėbulo judesius pagal kelio sąlygas, laiku koreguojami pakabos standumas ir slopinimas. Ši sistema suteikia automobiliui papildomą komfortą. Pagrindinės dalys tokioje pakaboje yra valdymo blokas ir pakaboje reguliuojama slopinimo sistema [10].

Aktyvi pakaba turi tiesioginį veiksmo jėgos generatorių, kuris optimaliai paskirsto kelio nelygumų sukeltą poveikį pakabai, kad pakaba pasiektų geriausias slopinimo charakteristikas, tokiu būdu pagerinant automobilio važiavimo ir valdymo stabilumą. Svarbus tokio tipo pakabos bruožas, kad pagal važiavimo stilių gali būti pritaikomas pakabos kietumas [10].

2.1. Linijinė aktyvios pakabos sistema

Modelio ketvirtis aktyvios pakabos sistemai parodytas paveikslėlyje. Modelį sudaro amortizuota (kėbulo ketvirčio) ir neamortizuota (rato) masės, spyruoklės tarp kėbulo ir rato (k_s) bei tarp rato ir kelio (k_t), slopinimo elementas tarp kėbulo ir rato (b_s) [11].



2.1 pav. Aktyvios pakabos sistemos modelio ketvirtis [11]

Norint išspręsti linijinės aktyvios pakabos sistemą pasirašomos lygtys, kurios išsprendžiamos Lagrandžo metodu:

$$\frac{D}{Dt} \left[\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_t} \right] - \frac{\partial T}{\partial q_t} + \frac{\partial U}{\partial q_t} = Q_t; \quad (2.1)$$

$$\begin{cases} m_s \ddot{x}_s + b_s(\dot{x}_s - \dot{x}_{us}) + k_s(x_s - x_{us}) - f_s = 0 \\ m_s \ddot{x}_{us} + b_s(\dot{x}_{us} - \dot{x}_s) + k_s(x_{us} - x_s) + k_s(x_{us} - x_r) + f_s = 0 \end{cases}; \quad (2.2)$$

$$\begin{cases} \ddot{x}_s + \frac{1}{m_s} [b_s(\dot{x}_s - \dot{x}_{us}) + k_s(x_s - x_{us})] = \frac{f_s}{m_s} \\ \ddot{x}_{us} + \frac{1}{m_{us}} [b_s(\dot{x}_{us} - \dot{x}_s) + k_s(x_{us} - x_s) + k_s(x_{us} - x_r)] = \frac{-f_s}{m_{us}} \end{cases}; \quad (2.3)$$

čia:

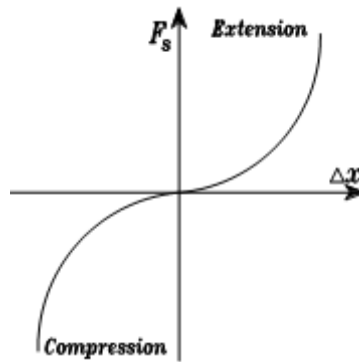
m_s – amortizuota masė (kg);

x_s – pakabos poslinkis (m);
 x_{us} – rato poslinkis (m);
 x_r – kelio nelygumų aukštis (m);
 k_s – pakabos spyruoklės standumas;
 b_s – pakabos slopinimas;
 f_s – valdiklio jėga.

2.2. Nelinijinių savybių aktyvios pakabos sistema

Nelinijinių savybių pakabos sistema, elektroniniu būdu valdant pakabą, gerinami transporto priemonių pakabos sistemos virpesių slopinimo rezultatai. Kadangi pakaba yra tarp kėbulo ir rato, todėl ji turi didelę įtaką važiavimo komfortui. Aktyvi pakaba seka kelio sąlygas ir jas optimaliai kontroliuoja, taip užtikrinant pakabos veikimą, geriausias jos charakteristikas ir komfortą. [10]

Paveikslėlyje pateiktas aktyvios pakabos grafikas, kuris rodo netiesinės spyruoklės poslinkius. Δx yra poslinkis ir F_s yra netiesinė spyruoklės jėga.



2.2 pav. Netiesinės spyruoklės poslinkių grafikas [11]

Jėga apskaičiuojama:

$$F_s = k_{ls}(\Delta x) + k_{ns}(\Delta x)^3 \quad (2.4)$$

čia:

k_{ls} ir k_{ns} - spyruoklės standumai.

Poslinkiai apskaičiuojami:

$$\Delta x = (x_s - x_{us}); \quad (2.5)$$

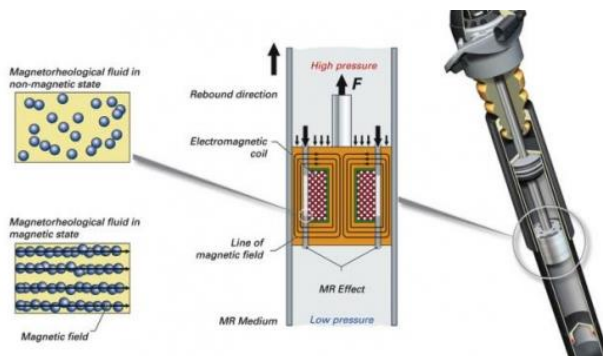
Sprendžiant Lagranžo lygtis, bus gaunama netiesinės lygtys aktyvios pakabos sistemai [11].

$$\begin{cases} m_s \ddot{x}_s + b_s(\dot{x}_s - \dot{x}_{us}) + F_s - f_s = 0 \\ m_s \ddot{x}_{us} + b_s(\dot{x}_{us} - \dot{x}_s) + F_s + k_s(x_{us} - x_r) + f_s = 0 \end{cases} \quad (2.6)$$

2.3. Aktyvios pakabos skirstymas ir jos elementai

Aktyvioji pakaba gali būti skirstoma į du pagrindinius tipus: Bose pakaba ir magnetinė pakaba. Magnetinė pakaba paprastai sudaryta iš daugybės sensorių ir kompiuterių valdančių kiekvieno iš amortizatorių standumą. Tokio tipo pakabos amortizatoriai yra pripildyti hidraulinio skysčio su jame esančiomis įmagnetintomis dalelėmis, kurių orientacija gali būti keičiama elektromagnetinio lauko. Priklausomai nuo to kokia yra dalelių orientacija, keičiasi amortizatoriaus savybės, tai yra atsiranda

pasipriešinimas judėjimui amortizatoriaus viduje ir pakaba sukietėja, arba atvirkščiai. Didžiausias privalumas yra pakabos prisitaikymo greitis, sistema gali sureaguoti labai greitai ir pakeisti amortizatoriaus savybes akimirksniu. Elektromagnetiniu lauku valdomas amortizatorius pavaizduotas 2.3 pav.



2.3 pav. Amortizatorius valdomas elektromagnetiniu lauku [12]

Bose elektromagnetinė pakaba skiriasi nuo kitų tipų aktyviųjų pakabų tuo, kad šio tipo pakaboje yra naudojami linijiniai elektriniai varikliai vietoj spyruoklės ir amortizatoriaus (2.4 pav.).



2.4 pav. Bose elektromagnetinė pakaba [13]

Stiprintuvai tiekia energiją elektriniams varikliams tokiu būdu, kad energija yra regeneruojama po kiekvieno sistemos suspaudimo. Pagrindinis privalumas yra tai, kad varikliai nėra apriboti inercijos, kaip įprastiniai tepaliniai ar dujiniai amortizatoriai. Šio tipo elektriniai varikliai gali judėti žymiai greičiau taip beveik eliminuodami kėbulo vibracijas [13].

2.4. Aktyvioms pakaboms naudojami kintamo slopinimo amortizatoriai

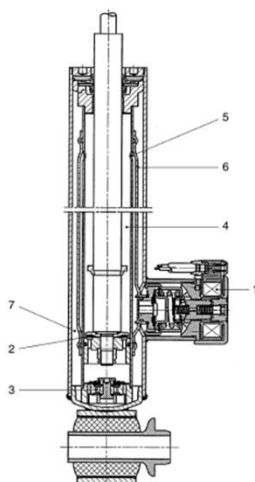
2.4.1. Elektroniškai valdomas kintamo slopinimo amortizatorius

Kintamo slopinimo amortizatoriai pašalina praktiškai visus kėbulo svyravimus ir rato sąlyčio praradimą su keliu, atsirandančius dėl kelio dangos nelygumų ir užtikrina kėbulo stabilumą dinamiško važiavimo metu.

Slopinimo efektyvumo padidėjimas pasiekiamas aktyvios pakabos dėka, kuri leidžia įvertinti važiavimo sąlygas. Reguliuojamų amortizatorių sistemos valdymo blokas per keletą milisekundžių įvertina situaciją ir aprūpina kiekvieną ratą optimaliu slopinimo laipsniu [3].

Ištraukimo ciklo metu stūmoklio atbuliniai vožtuvai (2) yra uždaryti, o suspaudimo ciklo metu uždarytas dugninis vožtuvas (3), todėl stūmoklis stumia alyvą esančią darbinėje kameroje

(4) ir nukreipia ją per praleidžiamąsias angas (5) ir tarpinius kanalus (6) per solenoidinį vožtuvą (1) į kompensacinę kamerą (7). Solenoidinis vožtuvas nustato slėgį kompensacinėje kameroje ir tuo pačiu slopinimo laipsnį. Kompensacinė kamera iki pusės užpildyta alyva, kita pusė pripildyta azoto dujų, skysčio tūrio padidėjimui kompensuoti, kai jis šildamas plečiasi arba judant stūmokliui [3].



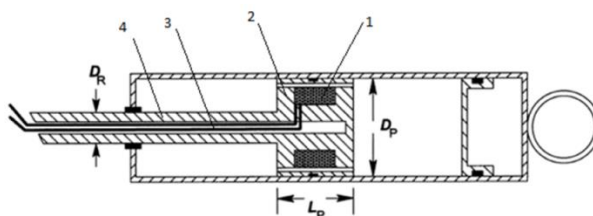
2.5 pav. Elektronškai valdomo kintamo slopinimo amortizatoriaus konstrukcija. 1 – solenoidinis vožtuvas, 2 – stūmoklio atbuliniai vožtuvai, 3 – dugninis vožtuvas, 4 – darbinė kamera, 5 – praleidžiamoji anga, 6 – tarpinis kanalas, 7 – kompensacinė kamera [3]

Slopinimo laipsnis keičiamas priklausomai nuo solenoidui tiekiamo elektros srovės stiprio.

Sistema leidžia pasirinkti 3 važiavimo režimus – normalų, sportišką ir komfortišką. Priklausomai nuo situacijos kelyje, slopinimo laipsnis adaptuojamas nustatytose parametrų ribose [3].

2.4.2. Magnetoreologiniai amortizatoriai

Amortizatoriuje magnetinį lauką sukuria elektromagnetinė ritė (1), įtaisyta stūmoklyje (2), kuri su elektros šaltiniu sujungta jungiamaisiais laidais (3), einančiais per stūmoklio kotą (4). Šiuose amortizatoriuose naudojamas magnetoreologinis (MR) skystis, kurio pagrindą sudaro sintetinė alyva su joje esančiomis smulkiomis (3 – 10 μm skersmens) geležies dalelėmis. Šio skysčio charakteristikos kinta priklausomai nuo sukuriamo magnetinio lauko stiprio [3]. Keičiant magnetinį lauką, dėl pasikeitusių skysčio charakteristikų, valdoma slopinimo jėga.



2.6 pav. Magnetoreologinio amortizatoriaus konstrukcija [3]

Adaptyvi sistema vairuotojui taip pat suteikia galimybę pasirinkti amortizatorių nustatymus komfortiškam arba sportiškam važiavimui. Normaliu režimu amortizatoriaus alyva yra skystesnė ir slopinimo laipsnis yra mažesnis, automobilis rieda ypatingai sklandžiai, todėl šis režimas tinka ilgiems važiavimams arba važiavimams nelygiais kelio paviršiais. Sportiniu režimu alyva yra tirštesnė, todėl

atskleidžiamos itin dinamiškos važiavimo savybės, kurios pasireiškia geru sukibimu su keliu. Kėbulo virtimas posūkyje yra slopinamas iš karto pasukus vairą, todėl šis režimas pasižymi geresniu valdumu [3].

2.5. Aktyvios pakabos sistemos jutikliai

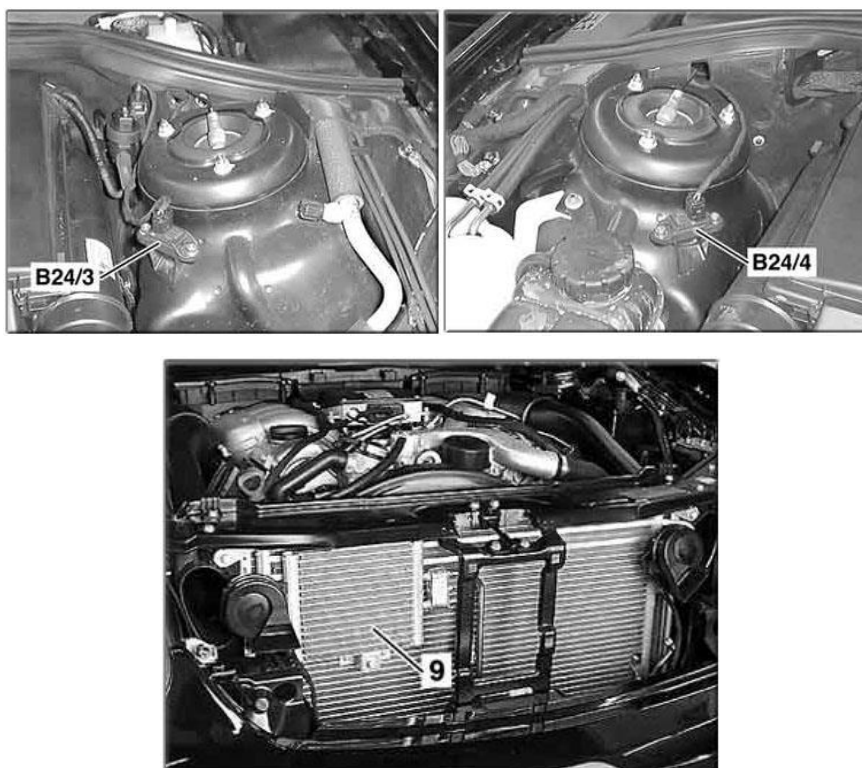
2.5.1. Kėbulo pagreičio jutiklis

Paskirtis

Trys pagreičio jutikliai padeda išmatuoti vertikalius pagreičius, kurie veikia transporto priemonės kėbulą.

Funkcija

Kūno pagreičio jutikliai susideda iš elektroninio virpesių. Jie renka duomenis apie vertikalią kūno akceleraciją ir tiekia informaciją į valdymo modulį [14].



2.7 pav. Jutiklių išdėstymas automobilyje: B24/3 – kairės pusės priekinis kėbulo šoninio pagreičio jutiklis; B24/4 – dešinės pusės priekinis kėbulo šoninio pagreičio jutiklis 9 - Priekinis kėbulo šoninio pagreičio jutiklis [14]

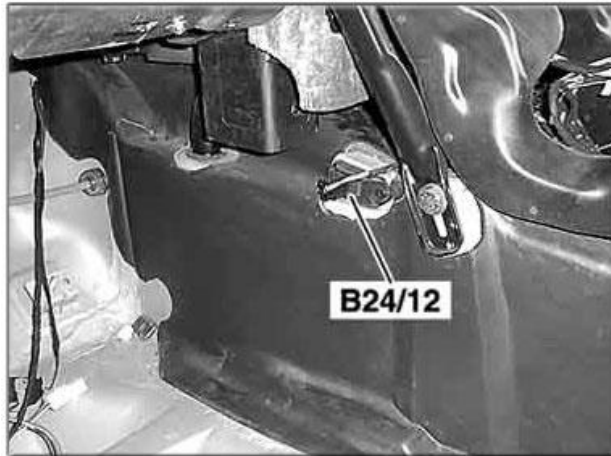
2.5.2. Išilginio pagreičio jutiklis

Paskirtis

Šis jutiklis reikalingas nustatyti išilginei dinamikai transporto priemonėje.

Funkcija

Jis renka duomenis apie vertikalią kūno akceleraciją ir tiekia informaciją į valdymo modulį [14].



2.8 pav. Išilginio pagreičio jutiklis [14]

2.5.3. Lygio daviklis

Paskirtis

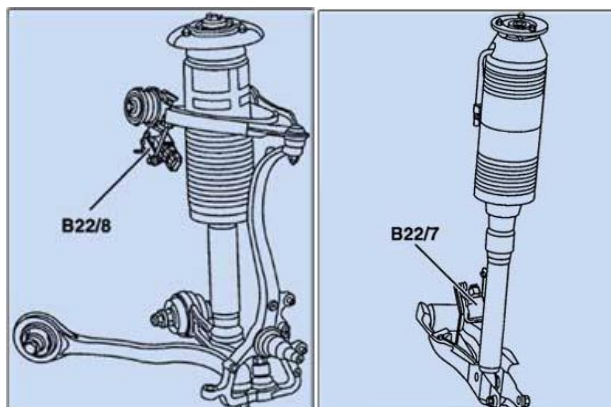
Renka duomenis apie kiekvienos automobilio pakabos ketvirčio lygį ir perduoda informaciją į valdymo modulį.

Funkcija

Nustatyti kiekvieno automobilio rato lygį gaunant informaciją apie valdymo svirties padėtį [14].

Dizainas

Holo daviklis.

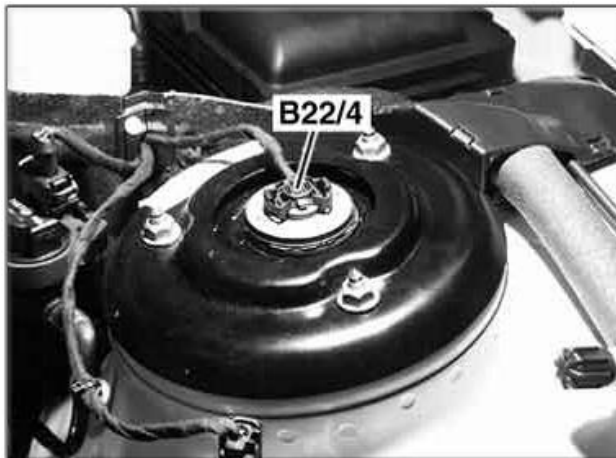


2.9 pav. Lygio daviklio vieta. B22/8 Kairės priekinio lygio daviklis; B22/7 Kairės pusės galinio lygio daviklis [14]

2.5.4. Pakabos judesio jutiklis

Paskirtis

Nustato faktinę hidraulinio cilindro spyruoklės statramsčio padėtį [14].

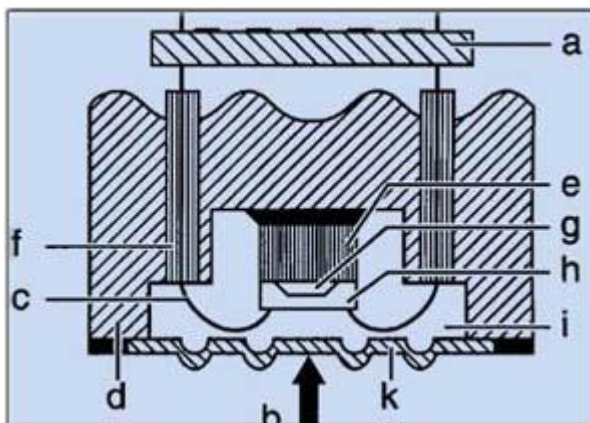


2.10 pav. Kairės priekinės pakabos dalies judesio jutiklis [14]

2.5.5. Slėgio jutiklis

Paskirtis

Renka informaciją apie sistemos slėgį ir kontroliuoja stūmoklinio siurblio spaudimą [14].



2.11 pav. Slėgio daviklis [14]

Jutiklinis elementas palygina skysčio slėgį (b) ir jis lyginamas su slėgio (g) jutiklio duomenimis. Slėgis (b) nuo faktinio jutiklio elemento (h) yra perduodamas per metalinę apsauginę diafragmą (k) ir silikininės alyvos sluoksnį (i). Elektroninis modulis (a), kuris tiekia slėgio signalą į valdymo modulį, analogišką įtampai, yra ant metalinio korpuso (d).

2.6. Lengvuosiuose automobiliuose sumontuotos aktyvios pakabos sistemos

2.6.1. Automobilio Citroen – XM aktyvioji hidropneumatinė sistema

Automobilio CITROEN-XM aktyviosios hidropneumatinės pakabos pagrindas – prie kiekvieno rato įrengtas hidropneumatinis tamprusis elementas, sudarytas iš sferinio hidropneumatinio rezervuaro, kurį elastinga diafragma dalina į dvi dalis. Viršutinėje dalyje yra azoto dujos, o apatinėje skystis. Prie baliono yra hidraulinis cilindras su slankiojančiu jame stūmokliu, kurio kotas sujungtas su ratų svirtimis. Suspaustos dujos balione veikia kaip spyruoklė [4].

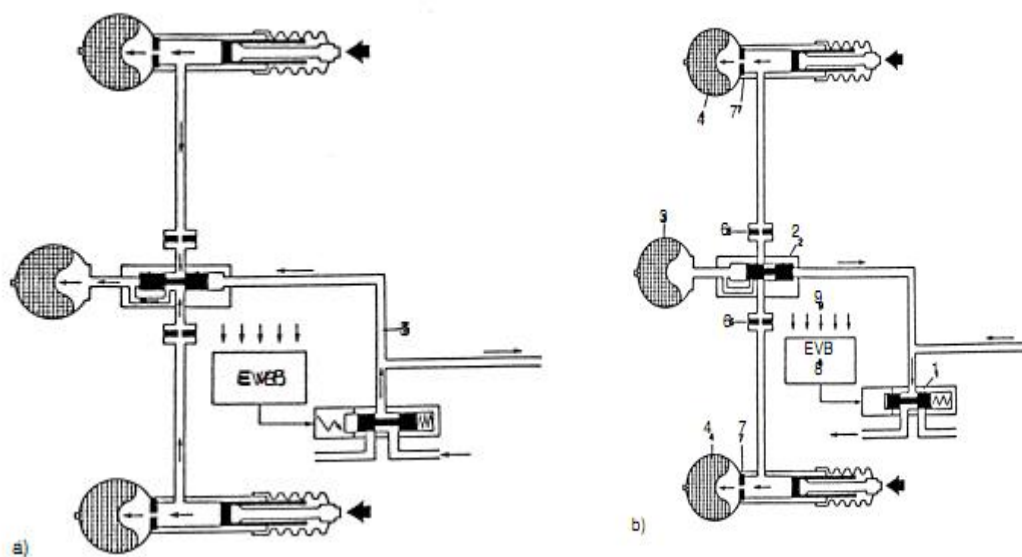
Automobilio CITROEN-XM pakaba veikia dviem režimais – „minkštu“ ir „kietu“.

„Minkštu“ režimu pakaba veikia tada, kai į sistemą įjungiamas papildomas balionas su amortizatoriumi. „Kietu“ režimu – kai jie išjungiami. Pakabos kietumo reguliatorių valdo elektroninis blokas, kuris gauna signalus iš automobilio greičio, vairo pasukimo kampo, ratų greičio akceleratoriaus padėties, slėgio stabdžių sistemoje, kėbulo posvyrio kampo daviklių [4].

Pagal EVB komandas kietumo reguliatorius elektromagnetiniu vožtuvu įjungia trečiąjį papildomą balioną ir du hidroamortizatorius, taip parinkdamas kietesnį arba minkštesnį pakabos veikimo režimą [4].

„Minkštasis“ režimas: elektromagnetinis vožtuvas iš sistemoje esančio pagrindinio slėgio akumulatoriaus praleidžia skystį į pakabos kietumo reguliatorių. Slėgis sistemoje lygus slėgiui pagrindiniame akumuliatoriuje. Regulatoriaus sklاندis sujungia tris hidropneumatinius balionus. Skystis gali tekėti iš pakabos hidrocilindrų į balionus per hidroamortizatorius atgal [4].

„Kietasis“ režimas: elektromagnetinis vožtuvas uždaras, kietumo regulatoriaus vamzdeliai sujungti, skystis grįžta į baką. Slėgio nėra, o pakabos kietumo regulatoriaus sklاندis neleidžia skysčiui tekėti tarp pagrindinio ir papildomo baliono. [4]



2.12 pav. a) „Minkštas“ veikimas, b) „kietas“ veikimas [4]

2.6.2. „Porsche“ dinaminio važiuoklės valdymo sistema kartu su „PTV Plus“ sistema

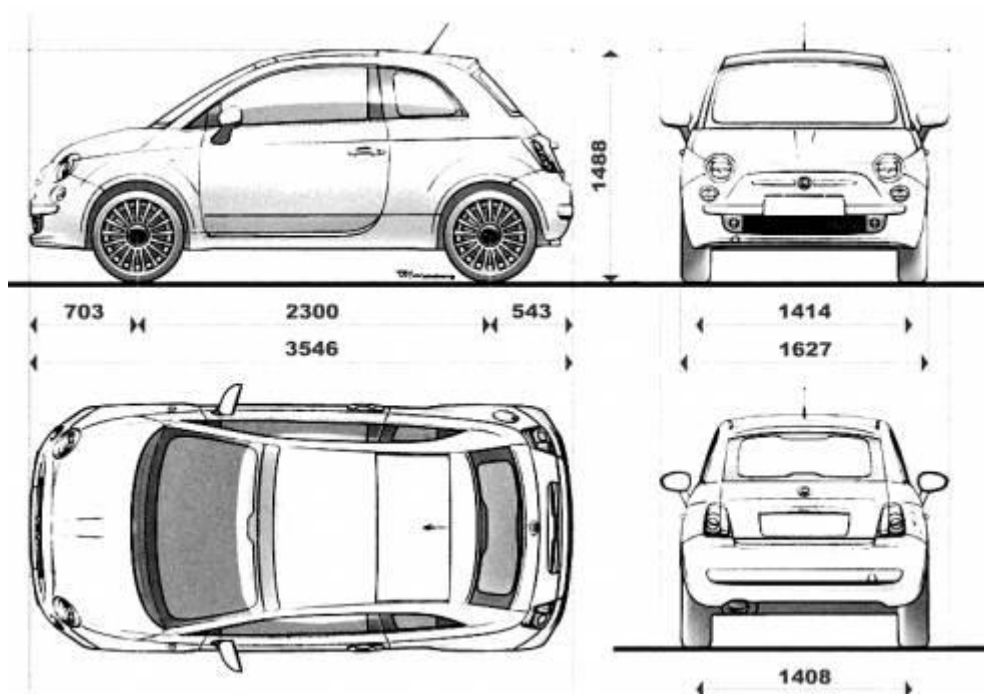
„Porsche“ dinaminio važiuoklės valdymo sistema (angl. „PDCC“) yra aktyvi stabilumo sistema, kuri iš anksto numato ir sumažina šoninius kėbulo judesius manevruojant vingiuotais keliais. Taip pat, sistema ženkliai sumažina automobilio nestabilumą važiuojant nelygiu paviršiumi [15].

„PTV Plus“ kartu su „PDCC“ padidina važiavimo dinamiką ir stabilumą. Atsakinga už posūkio kampą ir valdymo greitį, greičio pedalo poziciją, kampinį nuokrypį ir automobilio greitį, sistema geba pagerinti valdymo atsaką ir preciziškumą specialiai stabdant dešinįjį ar kairįjį galinio tilto ratus [15].

3. Tiriamasis objektas

Tiriamuoju objektu pasirenkamas mini (miesto tipo) automobilis Fiat 500 pagamintas 2016 m, kuris šiuo metu yra vienas iš dažniausiai įregistruojamų naujų automobilių Lietuvoje.

3.1. Tiriamo automobilio išoriniai matmenys, ratų bazė, tarpvežė



3.1 pav. Automobilio projekcijos ir išoriniai matmenys [16]

3.1 lentelė

Automobilio Fiat 500 išoriniai matmenys [17]

Matmuo	Žymėjimas	Reikšmė	Matavimo vienetai
Automobilio ilgis	L_a	3546	mm
Automobilio plotis	B_a	1627	mm
Automobilio aukštis	H_a	1488	mm
Automobilio bazė	l	2300	mm
Automobilio tarpvežė:			
Priekyje	b_p	1414	mm
Gale	b_g	1408	mm
Aerodinaminis koef.	c_x	0,31	

3.2. Automobilio variklio techniniai duomenys

3.2. lentelė

Automobilio variklio techniniai duomenys [17]

Charakteristika	Reikšmė (aprašas)	Matavimo vienetai
Cilindrų skaičius	4	vnt
Cilindrų išdėstymas	Eilė	
Variklio darbinis tūris	1242	cm ³
Maksimali galia	69/prie 5500 aps. per min.	Ag
Maksimalus sukimo momentas	102/3000	Nm/ aps.
Kuro tipas	Benzinas	
Santykinės kuro sąnaudos	5	ltr/100 km

3.3. Automobilio amortizuotos masės skaičiavimas

Automobilio agregatų masė bei matmenys pateikti 3.3 lentelėje.

3.3 lentelė

Automobilio agregatų masė ir matmenys

Nr.	Agregatas (elementas)	Masė, (kg)	x, (mm)	z, (mm)
1.	Variklis	100	610	518
2.	Pavarų dėžė	65	610	370
3.	Pagrindinė pavara	35	610	407
4.	Panelė su vairu	20	951	700
5.	Ratas – priekyje 2 vnt.	20	703	296
6.	Vairuotojas	75	1723	703
7.	Kėbulas1	90	350	350
8.	Kėbulas2	230	1850	777
9.	Išmetimo sistema	30	1703	300
10.	Ratas - gale 2 vnt.	20	3003	296
11.	Stabdžių cilindras su stiprintuvu	25	703	740
12.	Pedalų sistema	15	950	350
13.	Pilnas degalų bakas	40	3003	680
14.	Radiatorius	20	100	670
15.	Pakabos blokas priekyje 2vnt.	55	703	600
16.	Pakabos blokas gale 2vnt	55	3003	600
17.	Vairavimo sistema	35	800	610
18.	Stebulė priekyje 2vnt	22	703	296
19.	Stebulė gale 2 vnt	22	3003	296
20.	Atsarginis ratas	10	3003	350

Automobilio amortizuota masė skaičiuojama naudojant programinėje įrangoje Microsoft EXEL sukurta masės centro skaičiuoklę „MAS1“. Skaičiuoklė sukurta transporto priemonių inžinerijos katedroje. Ji pateikia masės centrus bei reakcijos jėgas Niutonais bei procentais. Norint, jog programėlė rastų masės centrą reikia žinoti Fiat 500 pagrindinių agregatų masę, bei matmenis.

Automobilis bus apraunamas trim skirtingais atvejais:

- Pirmas atvejis, kai automobilis yra su vairuotoju. Vairuotojo masė 75kg.
- Antras atvejis, kai automobilis yra su vairuotoju ir keleiviu. Keleivis sėdi šalia vairuotojo priekyje. Keleivio masė 75kg.
- Trečias atvejis, kai automobilis yra pilnai pakrautas. Tai atitinka atvejį, kai automobiliu važiuoja vairuotojas, keleivis priekyje, du keleiviai automobilio gale bei vežamas kroviny bagažo skyriuje. Krovinio masė 50kg.

Priekinei ašiai tenkanti apkrova skirtingais apkrovimo atvejais pateikta 3.4 lentelėje:

3.4 lentelė

Priekinei automobilio Fiat 500 ašiai tenkanti apkrova

Automobilio masė:	Su vairuotoju	Su vairuotoju ir keleiviu	Pilnai pakrautas automobilis
Masė tenkanti priekinei ašiai (kg)	688	730	755
Amortizuota ketvirčio modelio masė m_a , kg	344	365	377,5

Kaip matome iš 3.4 lentelės automobilio priekinė ašis yra daugiau apkrauta nei galinė. Amortizuota automobilio ketvirčio masė priekinei ašiai esant pirmam apkrovimo atvejui yra 344kg. Kai automobilis pilnai pakrautas jo masė tenkanti automobilio priekinės ašies ketvirčiui yra 377,5 kg. Taigi matome, kad masės pokytis yra apie 10%.

Galinei ašiai tenkanti apkrova skirtingais apkrovimo atvejais pateikta 3.5 lentelėje:

3.5 lentelė

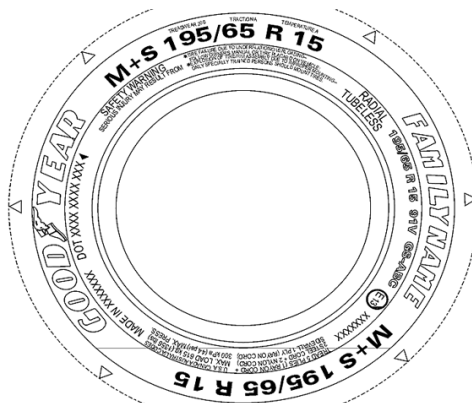
Galinei automobilio Fiat 500 ašiai tenkanti apkrova

Automobilio masė:	Su vairuotoju	Su vairuotoju ir keleiviu	Pilnai pakrautas automobilis
Masė tenkanti galinei ašiai (kg)	295	328	503
Amortizuota ketvirčio modelio masė m_a , kg	147,5	164	251,5

Kaip matome pateiktoje 3.5 lentelėje, galiniam automobilio pakabos ketvirčiui tenkanti masė, kai automobilyje yra tik vairuotojas siekia 147,5 kg. Automobiliui esant pilnai pakrautam, ketvirčio masė siekia 251,5 kg. Masės pokytis yra apie 40%.

3.4. Automobilio padangų matmenys

Kiekvienam automobiliui atsižvelgiant į jo eksploataavimo bei konstrukcines sąlygas yra parenkamos tam tikros padangos atsižvelgiant į jų charakteristikas.



3.2 pav. Automobilio Fiat 500 padanga [18]

Padangos matmenų 195/65 R15 aprašas pateiktas 3.6 lentelėje.

3.6 lentelė

Padangų duomenys

Matmuo	Pažymėjimas	Reikšmė	Matavimo vienetai
Padangos plotis	B	195	mm
Padangos aukštis	H	$(B \cdot 65)/100 = 126,75$	mm
Ratlankio skersmuo	d	$15 \cdot 25,4 = 381$	mm

3.4.1. Rato laisvojo bei statinio spindulio skaičiavimas

Pneumatinis ratas, dėl jo elastingumo ir veikiant kintamoms pagal dydį išcentrinėms jėgoms, nelieka pastovus, kinta spindulys. Skiriami tokie ratų riedėjimo spinduliai:

- 1) Laisvas r_0 (3.3 pav.) arba maksimaliai nejudančio ir neapkrauto rato spindulys, jis priklauso tik nuo slėgio padangoje;
- 2) Statinis r_{st} (3.3 pav.) - tai minimalus atstumas nuo rato apkrauto vertikalia jėga ašies iki žemės. Šis spindulys priklauso nuo slėgio padangoje ir vertikalios apkrovos bei padangos tipo;
- 3) Rato riedėjimo spindulys (kinematinis) - riedančio rato apkrauto vertikalia jėga ir traukos jėga spindulys;

4) Rato dinaminis spindulys - traukos jėga apkraunanti ratą, suspaudžia protektoriaus elementus įeinančius į kontaktą ir todėl kelias nuvažiuotas per vieną apsisukimą bus mažesnis už rato apskritiminį ilgį.

Rato laisvasis spindulys – r_0 , randamas iš išraiškos 3.1

$$r_0 = 0,5 \cdot d + 0,001 \cdot B + H \text{ (mm)} ; \quad (3.1)$$

čia:

d - ratlankio skersmuo 3.6 lentelė. (mm);

B – padangos plotis (mm).

$$r_0 = 0,5 \cdot 381 + 0,001 \cdot 195 + 126,75 = 317,45 \text{ mm}$$

Rato statinis spindulys - r_{st} , randamas iš išraiškos 3.2

$$r_{st} = 0,5 \cdot d + \Delta \lambda_s \cdot B \text{ (mm)}; \quad (3.2)$$

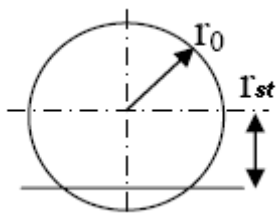
$$r_{st} = 0,5 \cdot 381 + 0,65 \cdot 0,85 \cdot 195 = 298,24 \text{ mm}$$

čia:

Δ – santykinis padangos aukštis dalimis

λ_s – padangos susėdimas (0,8.....0,95);

Padangos susėdimo koeficientas priklauso nuo padangos tipo. Žemo profilio ar aukšto slėgio padangų susėdimo koeficientas yra didesnis nei aukšto profilio ar žemo slėgio padangų.



3.3 pav. Rato spinduliai

$$r_{st} < r_0; \quad (3.3)$$

Skaičiuojant rato statinį spindulį įvertinamas rato susėdimas dėl veikiančios apkrovos.

Padangos susėdimo koeficientas priklauso nuo padangos tipo. Žemo profilio ar aukšto slėgio padangų susėdimo koeficientas yra didesnis nei aukšto profilio ar žemo slėgio padangų.

- Žemo slėgio padangos $\lambda_s = 0,93$;
- Aukšto slėgio padangos $\lambda_s = 0,95$;
- Lengvojo automobilio degonalinė padanga $\lambda_s = 0,85 \dots 0,9$;
- Lengvojo automobilio radialinė padanga $\lambda_s = 0,8 \dots 0,85$.

3.5. Padangos standumo skaičiavimas

Padangos standumas skaičiuojamas pagal metodiką pateiktą [19] šaltinyje:

$$k_p = \frac{M \cdot g}{r_o - r_{st}}; \quad (3.4)$$

čia:

k_p – padangos standumas (N/m);

M – didžiausia padangos apkrova (kg);

g – laisvo kritimo pagreitis (m/s^2);

r_o – neapkrauto rato spindulys (m);

r_{st} – rato statinis spindulys (m).

Lentelėje pateikta padangos apkrovos indeksų atitikmenys.

3.7 lentelė

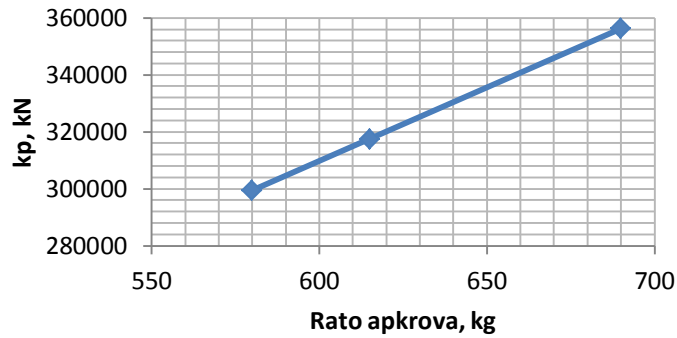
Padangos apkrovos indeksų atitikmenys [20]

Load Index	Pounds	Kilograms	Load Index	Pounds	Kilograms
71	761	345	91	1356	615
72	783	355	92	1389	630
73	805	365	93	1433	650
74	827	375	94	1477	670
75	853	387	95	1521	690
76	882	400	96	1565	710
77	908	412	97	1609	730
78	937	425	98	1653	750
79	963	437	99	1709	775
80	992	450	100	1764	800
81	1019	462	101	1819	825
82	1047	475	102	1874	850
83	1074	487	103	1929	875
84	1102	500	104	1984	900
85	1135	515	105	2039	925
86	1168	530	106	2094	950
87	1201	545	107	2149	975
88	1235	560	108	2205	1000
89	1279	580	109	2271	1030
90	1323	600	110	2337	1060

Dažniausiai 195/65 R15 tipo padangoms taikomas apkrovos indeksas 91, tai atitinka 615 kg.

Tada gauname k_p :

$$k_p = \frac{M \cdot g}{r_o - r_{st}} = \frac{615 \cdot 9,81}{0,317 - 0,298} = 371534 \text{ N/m}$$



3.4 pav. Padangos standumo koeficiento priklausomybė nuo didžiausios rato apkrovos padangoms 195/65 R15

Pateiktame grafike (3.4 pav.) matome kaip kinta padangos standumas kintant apkrovai. Priklausomybė yra tiesinė. Didėjant padangos didžiausiai apkrovai standumas taip pat tolygiai didėja.

3.6. Padangos slopinimo skaičiavimas

Padangos slopinimas skaičiuojamas pagal [19] šaltinio metodiką.

$$c_p = 0,2 * \sqrt{(k_p \cdot (m_a + m_n))}; \quad (3.5)$$

čia:

c_p – padangos slopinimas (Ns/m);

k_p – padangos standumas (N/m);

m_a – amortizuota automobilio ketvirčio masė (kg);

m_n – neamortizuota masė (kg), šiuo atveju neamortizuotą masę imsime 20kg.

$$c_p = 0,2 * \sqrt{(k_p \cdot (m_a + m_n))} = 0,2 \cdot \sqrt{(371534 \cdot (363 + 20))} = 2386 \text{ Ns/m}$$

Gauname, jog rekomenduojamas padangos slopinimas, kai automobilyje yra tik vairuotojas siekia 2386 Ns/m. Toliau pateikiama 3.8 lentelė su konkrečiu slopinimu, kiekvienam pakrovimo atvejui.

3.8 lentelė

Padangos slopinimas

	Priekinė ašis			Galinė ašis		
	Su vairuotoju	Su vairuotoju ir keleiviu	Pilnai pakrautas automobilis	Su vairuotoju	Su vairuotoju ir keleiviu	Pilnai pakrautas automobilis
Padangos slopinimas, (Ns/m)	2386	2447	2477	2110	2170	2534

3.7. Pakabos standumo skaičiavimas

Parinkus pakabos charakteristiką, gaunami duomenys apie pakabos eigą ir standumą. Gerai suprojektuoto lengvojo automobilio pakabos dažnis yra 0,8 - 1,2 Hz. Pakabos standumui skaičiuoti naudojama (3.6) formulė [5]:

$$k = \frac{60^2 f^2 m_{1/4}}{9,55^2}; \quad (3.6)$$

čia:

f – svyravimų dažnis (Hz);

$m_{1/4}$ – automobilio ketvirčio masė (kg).

Automobiliui judant keliu, jo nelygumus pirma sugeria priekinės ašies pakaba, paskui galinė pakaba. Esant tokiam atvejui atsiranda kampiniai svyravimai, kurie taip pat priklauso nuo automobilio važiavimo greičio bei pakabos standumų santykio. Skaičiuojant pakabos standumą įvertinama tai, jog kai greičiai nėra dideli priekinės pakabos dažnis būna didesnis nei galinės pakabos [5].

$$f_2 = (0,85 - 0,95)f_1; \quad (3.7)$$

Skaičiavimams priimsime, jog priekinės pakabos dažnis 1Hz, galinės pakabos dažnis 0,9Hz.

Priekinės pakabos ketvirčio modelio standumas įvairiais apkrovimo atvejais parodytas 3.9 lentelėje.

3.9 lentelė

Priekinės pakabos standumas

	Su vairuotoju	Su vairuotoju ir keleiviu	Pilnai pakrautas automobilis
Pakabos standumas (N/m)	13578	14407	14901

Kaip matome iš 3.9 lentelės didžiausias priekinės pakabos standumas pasiekiamas, kai automobilio Fiat 500 yra daugiausiai apkrautas. Tokiu atveju automobilio pakabos standumas siekia 14901 N/m. Kai automobilyje sėdi tik vairuotojas tada standumas yra 13578 N/m.

Galinės pakabos ketvirčio modelio standumas įvairiais apkrovimo atvejais parodytas 3.10 lentelėje.

3.10 lentelė

Galinės pakabos standumas

	Su vairuotoju	Su vairuotoju ir keleiviu	Pilnai pakrautas automobilis
Pakabos standumas (N/m)	4716	5245	8041

Galinės pakabos standumas taip pat didžiausias yra tada, kai turime pilnai pakrautą automobilį. Tokiu atveju standumas siekia 8041 N/m.

3.8. Pakabos slopinimo skaičiavimas

Pakabos slopinimas randamas pagal formulę [21]:

$$c_p = 2\sqrt{km} = 2\sqrt{\frac{kP}{g}}; \quad (3.8)$$

čia:

c_p – pakabos slopinimo (Ns/m);

k – pakabos standumas (N/m);

m – automobilio ketvirčio masė, (kg);

P – automobilio svoris (N);

g – laisvo kritimo pagreitis (m/s^2).

Pakabos slopinimas įtakoja savųjų konstrukcijos virpesių vertę.

Pakabos slopinimas esant įvairiems apkrovos atvejams priekinei ašiai pateikti 3.11 lentelėje.

3.11 lentelė

Priekinės pakabos slopinimas

	Su vairuotoju	Su vairuotoju ir keleiviu	Pilnai pakrautas automobilis
Pakabos slopinimas (Ns/m)	4322	4586	4743

Priekinės pakabos slopinimas, kaip ir pakabos standumo skaičiavimo atveju, didžiausios reikšmės pasiekiamos esant pilnai pakrautam automobiliui. Kai automobilis pilnai pakrautas slopinimas siekia 4743 Ns/m. Kai automobilis yra tik su vairuotoju pakabos slopinimas sumažėja ir yra 4322 Ns/m.

Pakabos slopinimas esant įvairiems apkrovos atvejams galinei ašiai pateikti 3.12 lentelėje.

3.12 lentelė

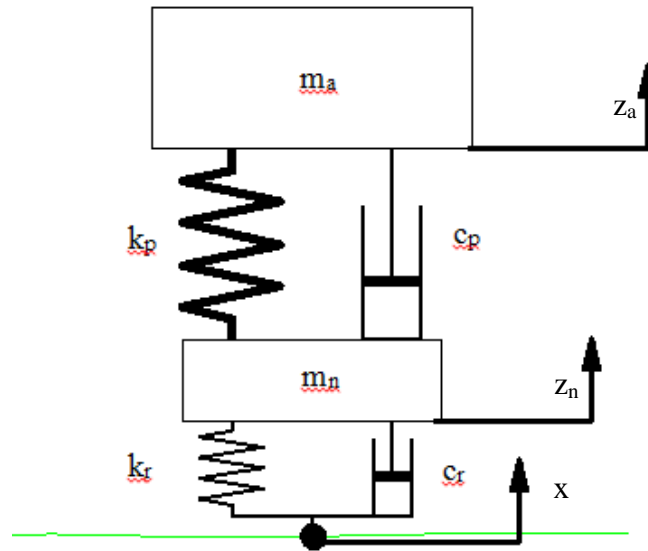
Galinės pakabos slopinimas

	Su vairuotoju	Su vairuotoju ir keleiviu	Pilnai pakrautas automobilis
Pakabos slopinimas (Ns/m)	1668	1854	2844

Galinės pakabos slopinimas didėja, kai didėja automobilio apkrova. Didžiausio apkrovimo atveju galinės pakabos slopinimas yra 2844 Ns/m.

4. Dinaminis automobilio pakabos modelis

Automobilio saveikos su keliu tyrimams naudojamas automobilio ketvirčio modelis sudarytas iš amortizuotos masės (m_a), neamortizuotos masės (m_n), pakabos standumo (k_p), pakabos slopinimo (c_p), rato standumo (k_r), rato slopinimo (c_r), kelio nelygumų aukščio (x), neamortizuotos masės poslinkio (z_n) ir amortizuotos masės poslinkio (z_a).



4.1 pav. Automobilio ketvirčio modelis

Šio magistrinio darbo ruošimo metu sukurta programa parašyta MATLAB programavimo kalba, kuri vizualiai parodo kaip veikia aktyvi pakabos sistema, pateikia amplitudinę – dažnuminę charakteristiką, bei grafiškai atvaizduoja kaip važiuojant pakabos neamortizuota ir amortizuota masės reaguoja į kelio paviršiaus nelygumus.

Automobilio ketvirčio modelio judesio lygtis pateikta 4.2 išraiškoje.

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = 0; \quad (4.1)$$

$$\begin{bmatrix} m_n & 0 & 0 \\ 0 & m_a & 0 \\ 0 & 0 & m_p \end{bmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \ddot{z}_n \\ \ddot{z}_a \\ \ddot{x} \end{pmatrix} + \begin{bmatrix} c_r + c_p & -c_p & -c_r \\ -c_p & c_p & 0 \\ -c_r & 0 & c_r \end{bmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \dot{z}_n \\ \dot{z}_a \\ \dot{x} \end{pmatrix} + \begin{bmatrix} k_r + k_p & -k_p & -k_r \\ -k_p & k_p & 0 \\ -k_r & 0 & k_r \end{bmatrix} \cdot \begin{pmatrix} z_n \\ z_a \\ x \end{pmatrix} = 0; \quad (4.2)$$

Norint išsiaiškinti kelio nelygumus veikiančius dinaminį automobilio ketvirčio modelį reikia išanalizuot kelio aprašą.

Kelio aprašas skirstomas į tris lygius. Skirstymas susijęs su skirtingu kelio poveikiu transporto priemonei. Kai bangų ilgis didelis, keičiasi visos transporto priemonės padėtis ir toks pokytis įtakoja ratų reakcijų bei pasipriešinimo judėjimui pokyčius. Mažesnio ilgio bangos iššauks pakabos elementų darbą. Mažo ilgio bangos įtakos tik padangos sąveikos su keliu sąlygas. Skirstymas yra sąlyginis, nes priklauso nuo transporto priemonės tipo, dydžio, eksploatacinio greičio. Skirstymo kriterijai susiję su tuo, kad žadinimo dažnis, besiskiriantis nuo savojo daugiau kaip dešimt kartų, paprastai silpniau įtakoja dinaminį procesus [26].

Tokiu atveju, turėtume atsižvelgti į laiką, kuris reikalingas įveikti numatomą atstumą. Per 1s žmogus įveikia 1.4m, transporto priemonė, judanti 50km/val. greičiu – 13.9m, 100km/val. – 27.8m, 200km/val. – 55.6m. [26]

a) Kelio makroprofilis. Automobilių keliuose, tai profilio, kurio nelygumų ilgis viršija 100m., fragmentai. Toks profilis pradės įtakoti pakabą, suderintą 1Hz dažniui, darbą kai greitis bus didesnis, nei 36km/val.. Atitinkamai esant tokiam greičiui, transporto priemonė išliks padėtyje, įtakojančioje pasipriešinimą ir judėjimo sąlygas, priklausomai nuo jos bazės, nuo 9s (10m bazė) iki 9.8s (2m bazė). Kelio makroprofilio duomenys naudojami skaičiuojant pasipriešinimą judėjimui ir vertinant judėjimo sąlygas. Tam išskiriama:

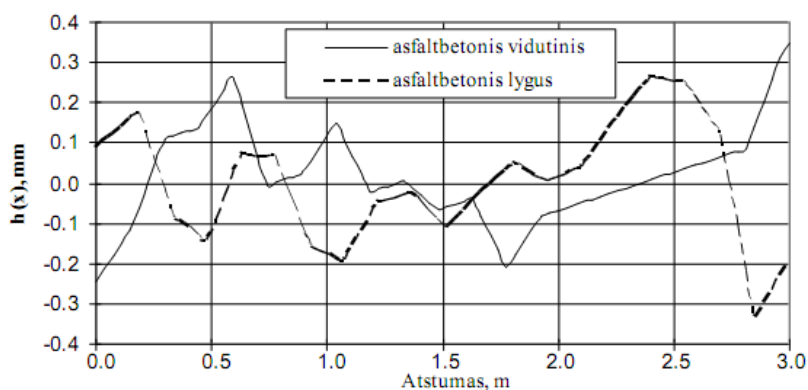
- Nuokalnės ir įkalnės (nuokalnėje – greitis ir greitėjimas, įkalnėje – pasipriešinimas ir sukibimo sąlygos.
- Posūkiai (išcentrinė jėga, veikianti posūkyje, viražai, saugumas – matomumas, stabdymo kelias)

b) Kelio mikroprofilis. Tai kelio profilio dalis, kurios bangų ilgis yra 0.1 - 100m. Tai kelio nelygumai, iššaukiantys pakabos darbą.

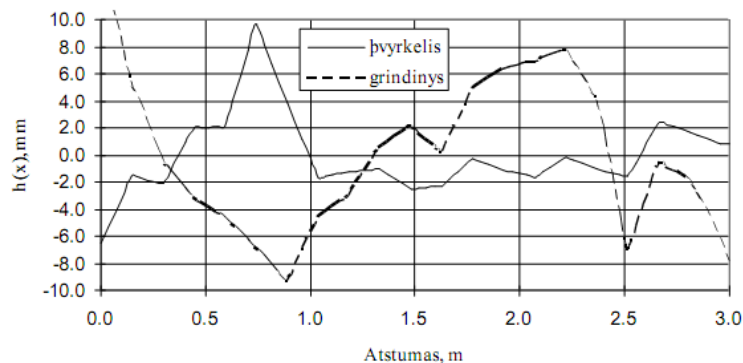
c) Kelio tekstūra – mikronelygumai, kurių ilgis mažesnis nei, 10 cm, t.y. didesnis, nei padangos kontakto ilgis.

Šio tipo nelygumai nagrinėjami, kai reikalinga detali informacija nustatyti kelio ir padangos sukibimo koeficientus bei padangos darbo sąlygas.

d) Kelio dangos charakteristikos – leistini lyginamieji slėgiai, deformacinės charakteristikos, takumas. Mikroprofilio lygio kelių nelygumai nėra visiškai atsitiktinės formos. Daugelis mokslininkų linkę juos vaizduoti kaip sinusinės formos bangas. Netgi gruntiniams keliams naudojamos tam tikros priklausomybės. Pvz., priemoliui ir priesmėliui būdingos $h=1$ cm ir $l=3-3.4$ m ilgio bangos. Tikslesniam vertinimui gruntiniuose keliuose išskiriamos dviejų dydžių ($h=4,5$ cm, $l=0,7$ m ir $h=6$ cm, $l= 3$ m) arba 3-ų dydžių ($h=2-4$ cm, $l=0,9-1.4$ m; $h=4-5$ cm, $l=1.1-1.6$ m ir $h=5-8$ cm, $l=1,5-2$) bangos. Atskiri nelygumai paprastai aprašomi kosinuso funkcija. Transporto priemonei važiuojant pastoviu greičiu v , $x=vt$. [26]



4.2 pav. Asfaltbetonio profilis [26]



4.3 pav. Žvyrkelio bei grindinio profilis [26]

Kadangi kelio nelygumai bendruoju atveju turėtų būti atsitiktiniai dydžiai, daugelyje literatūros šaltinių naudojami statistiniai analizės būdai. Tokiu atveju naudojama klasikinė nelygumų aprašymo schema. Pasirinkus nulinės linijos padėtį apskaičiuojamas vidutinis nelygumų aukštis [26].

$$\bar{h} = \lim_{L_h \rightarrow \infty} \frac{1}{L_h} \int_0^{L_h} h(x) dx \quad ; \quad (4.3)$$

Profilis perskaičiuojamas perkėlus nulinę liniją į aukštį \bar{h} . Tada galima nustatyti dispersiją;

$$\sigma_h^2 = \lim_{L_h \rightarrow \infty} \frac{1}{L_h} \int_0^{L_h} h_0^2(x) dx \quad ; \quad (4.4)$$

čia:

$h_0(x)$ – nelygumų aukštis, skaičiuojant nuo naujosios nulinės linijos (m);

L_h – matuojamo ruožo ilgis (m).

4.1 lentelė

Kelio profilis [6]		
Kelio dangos rūšis	Nelygumų dispersija σ_q (mm)	Charakteringi bangos ilgiai (m)
Lygus asfaltbetonis	3,492	50 – 52
Nelygus asfaltbetonis	12,437	75 – 77
Žvyrkelis	13,667	45 – 47

Kelio profilio duomenys paimti daktaro disertacijos tyrimo metu. Kelio profilio matavimui naudota aparatūra vibracijų analizavimo ir apdorojimo sistema VAS – 21, signalų keitiklis PicoScope 3424, du žemo ir du vidutinio dažnio jutikliai. Duomenys buvo registruojami realiaje laike kompiuteryje, įrašomi ir apdorojami naudojant programinę įrangą PICOSCOPE 5.13.7 [6].

Matavimai buvo atliekami 2011 metais Kaune. Nelygi, duobėta asfaltbetonio danga buvo tiriama Jonavos g. Tarp Varnių tilto ir Šiaurės prospekto. Lygios asfaltbetonio dangos tyrimas buvo atliekamas kelyje Via Baltika tarp mastaičių viaduko ir Garliavos sankryžos. Kelių nelygumai buvo išmatuoti Kelių transporto tyrimų instituto automobiliu VW Transporter su matavimo aparatūra. Tyrimo metu buvo važiuojama 50, 60, 70, 80 km/val greičiu. Matavimo trukmė 50 sekundžių. Jutikliai neamortizuotos masės virpesiams montuoti matuoti ant pakabos svirčių [6].

5. Automobilio pakabos tyrimas

Automobilio pakabos ketvirčio modelio tyrimui bus naudojama programa MATLAB programoje. Programa kurta projekto rengimo metu ir pateikia tokius rezultatus:

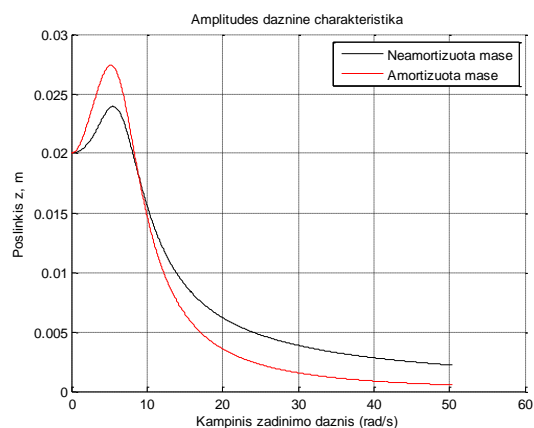
- Amplitudinę – dažnuminę charakteristiką;
- Automobilio aktyvaus pakabos ketvirčio modelio grafinį atvaizdavimą, kintantį laike;
- Grafiškai atvaizduotus amortizuotos bei neamortizuotos masės judesius.

Programoje galima keisti:

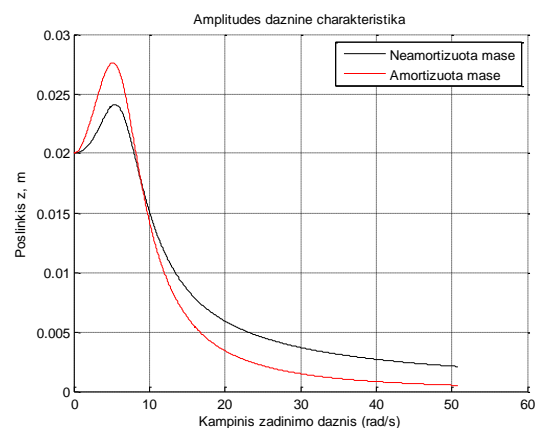
- Amortizuotą masę, kg;
- Neamortizuotą masę, kg;
- Pakabos amortizuotos masės slopinimą, Ns/m;
- Rato slopinimą, Ns/m;
- Pakabos standumą N/m;
- Rato standumą N/m;
- Kelio nelygumų amplitudės aukštį, m;
- Kelio nelygumų dažnį, Hz;
- Kelio nelygumų rūšį;
- Kelio intervalo atstumas tarp kalniukų (keitimas reikalingas tik tuo atveju, jeigu pasirinkama kelio nelygumų rūšis – staigi kliūtis);
- Automobilio greitį, m/s;
- Simuliacijos laiką, s;
- Laiko žingsnį.

5.1. Amplitudinės dažnuminės charakteristikos

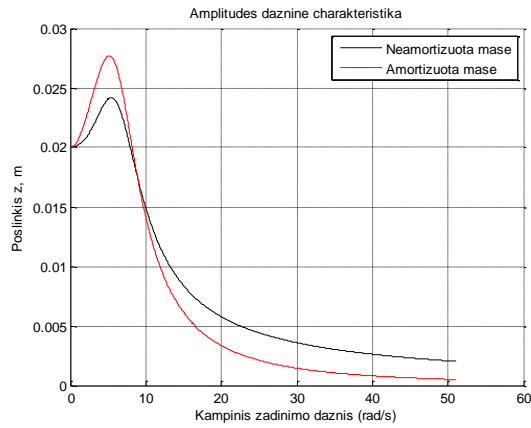
Automobilio ketvirčio modelis tiriamas skirtingais apkrovimo atvejais. Žadinimo amplitudė yra 20mm. Gaunamos amplitudinės – dažnuminės charakteristikos priekiniam automobilio pakabos ketvirčiui pateiktos žemiau paveikslėlyje.



a)



b)

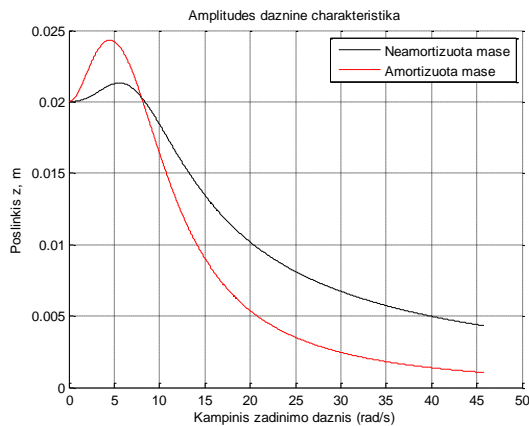


c)

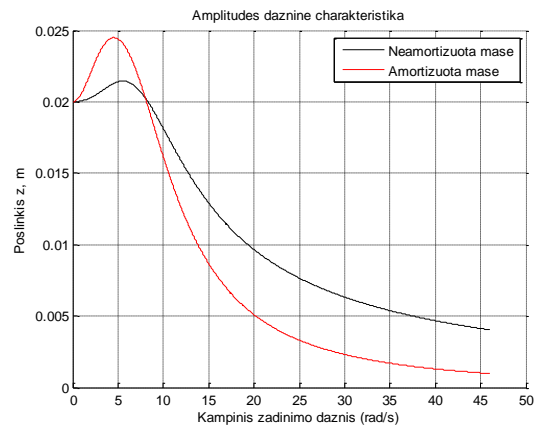
5.1 pav. Amplitudinės – dažnuminės charakteristikos priekiniam pakabos ketvirčiui: a) kai automobilyje yra tik vairuotojas; b) kai automobilyje yra vairuotojas ir keleivis; c) automobilis pilnai pakrautas

Pateiktame paveikslėlyje matome, jog keičiantis apkrovimo atvejams, amortizuotos bei neamortizuotos masės amplitudinės dažnuminės charakteristikos skiriasi nežymiai. Taip yra dėl to, jog turime aktyvią pakabos sistemą, todėl keičiantis apkrovai, atitinkamai kinta ir pakabos parametrai – standumas ir slopinimas. Matome, kad amortizuota masė esant mažesniui kampiniam žadinimo dažniui pasiekia didesnę amplitudę nei neamortizuota, tačiau toliau didėjant dažniui, amortizuotos masės virpesiai nuslopsta greičiau nei neamortizuotos masės.

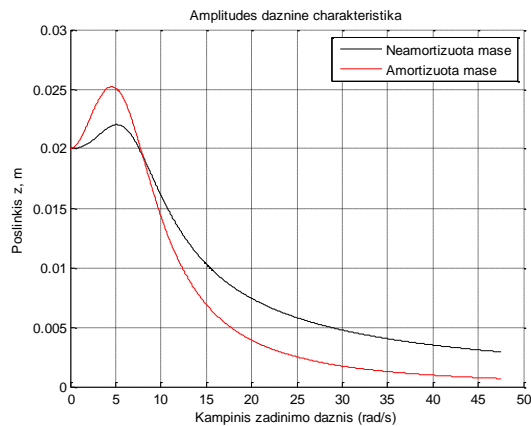
Toliau 5.2 pav. pateikiama galinės pakabos ketvirčio modelio amplitudinės – dažnuminės charakteristikos skirtingais apkrovimo atvejais.



a)



b)



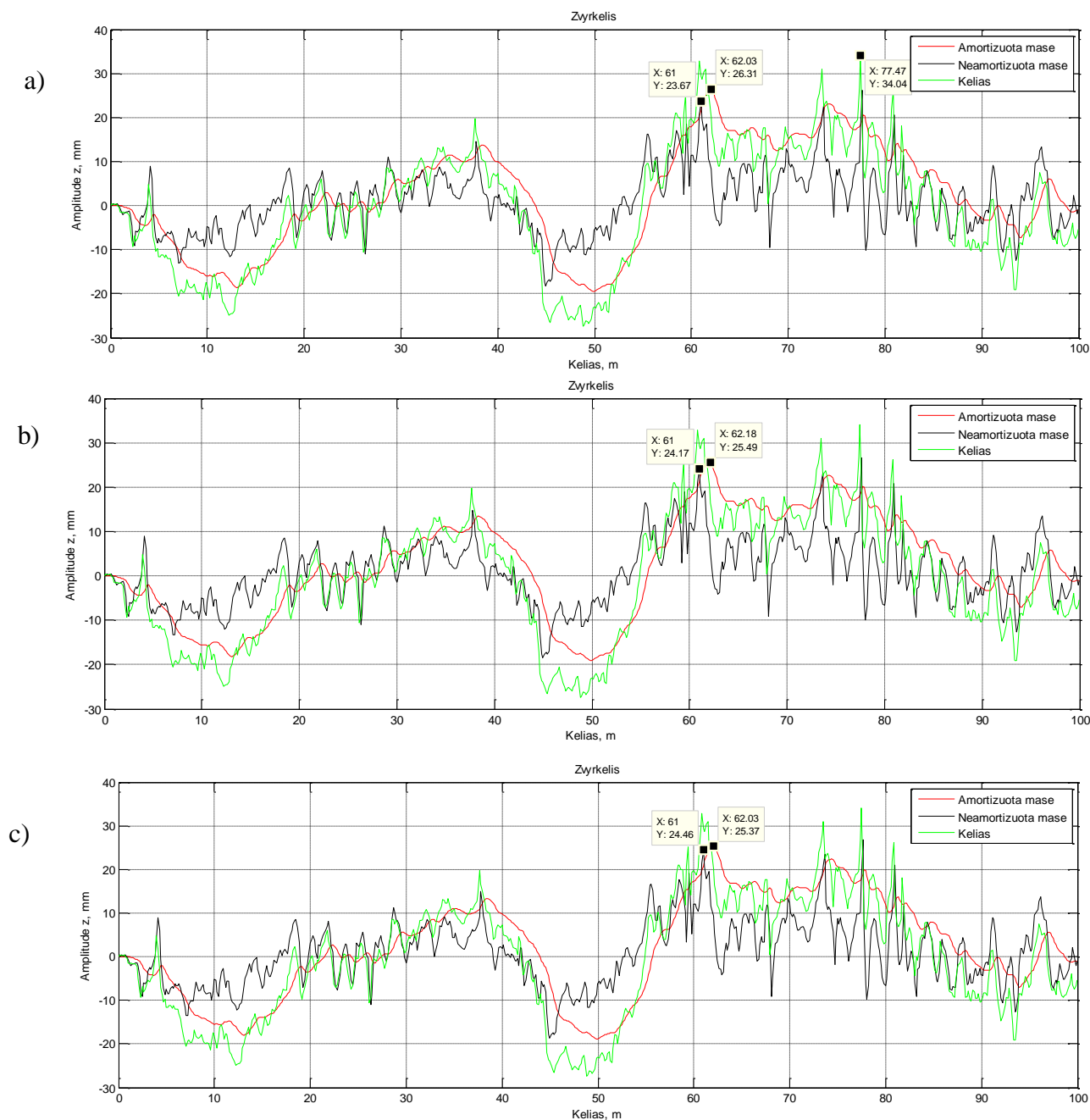
c)

5.2 pav. Amplitudinės – dažnuminės charakteristikos galiniam pakabos ketvirčiui: a) kai automobilyje yra tik vairuotojas; b) kai automobilyje yra vairuotojas ir keleivis; c) automobilis pilnai pakrautas

Gautose galinės pakabos ketvirčio modelio amplitudinėse – dažnuminėse charakteristikose matome, jog skirtingais apkrovimo atvejais, charakteristikos skiriasi. Pirmais dviem apkrovimo atvejais charakteristikos beveik nesiskiria, tik esant apkrovimo atvejui, kai automobilyje yra vairuotojas ir keleivis, neamortizuota masė esant kampiniam žadinimo dažniui 46 rad/s pasiekia mažesnę amplitudę nei pirmuoju atveju. Esant trečiam apkrovimo atvejui, amplitudinė – dažnuminė charakteristika skiriasi nuo pirmų dviejų apkrovimo atvejų. Kadangi trečiuoju atveju automobilio bagažinėje patalpinamas 50 kg sveriantis krovinytis bei pora keleivių, sėdinčių automobilio gale, todėl padidėjus masei, pasikeitė ir amplitudė, kurią pasiekia amortizuota masė. Pirmais dviem atvejais amortizuotos masės amplitudė siekė 24mm, trečiuoju atveju amplitudė pasiekė apie 26mm. Taip pat trečiuoju atveju esant didesniam žadinimo dažniui amortizuotos bei neamortizuotos masės pasiekia mažesnes amplitudes, nei pirmais dviem galinės pakabos ketvirčio modelio apkrovimo atvejais.

5.2. Pakabos tyrimas važiuojant žvyrkeliu

Atliekamas priekinės ašies pakabos ketvirčio modelio tyrimas, esant skirtingiems apkrovimo atvejams, kai automobilis važiuoja pastoviu 10m/s greičiu, žvyrkeliu.



5.3 pav. Automobilio priekinės ašies pakabos ketvirčio modelio amortizuotos bei neamortizuotos masių judėjimo grafikas: a) automobilis su vairuotoju; b) automobilis su vairuotoju ir keleiviu; c) automobilis pilnai pakrautas

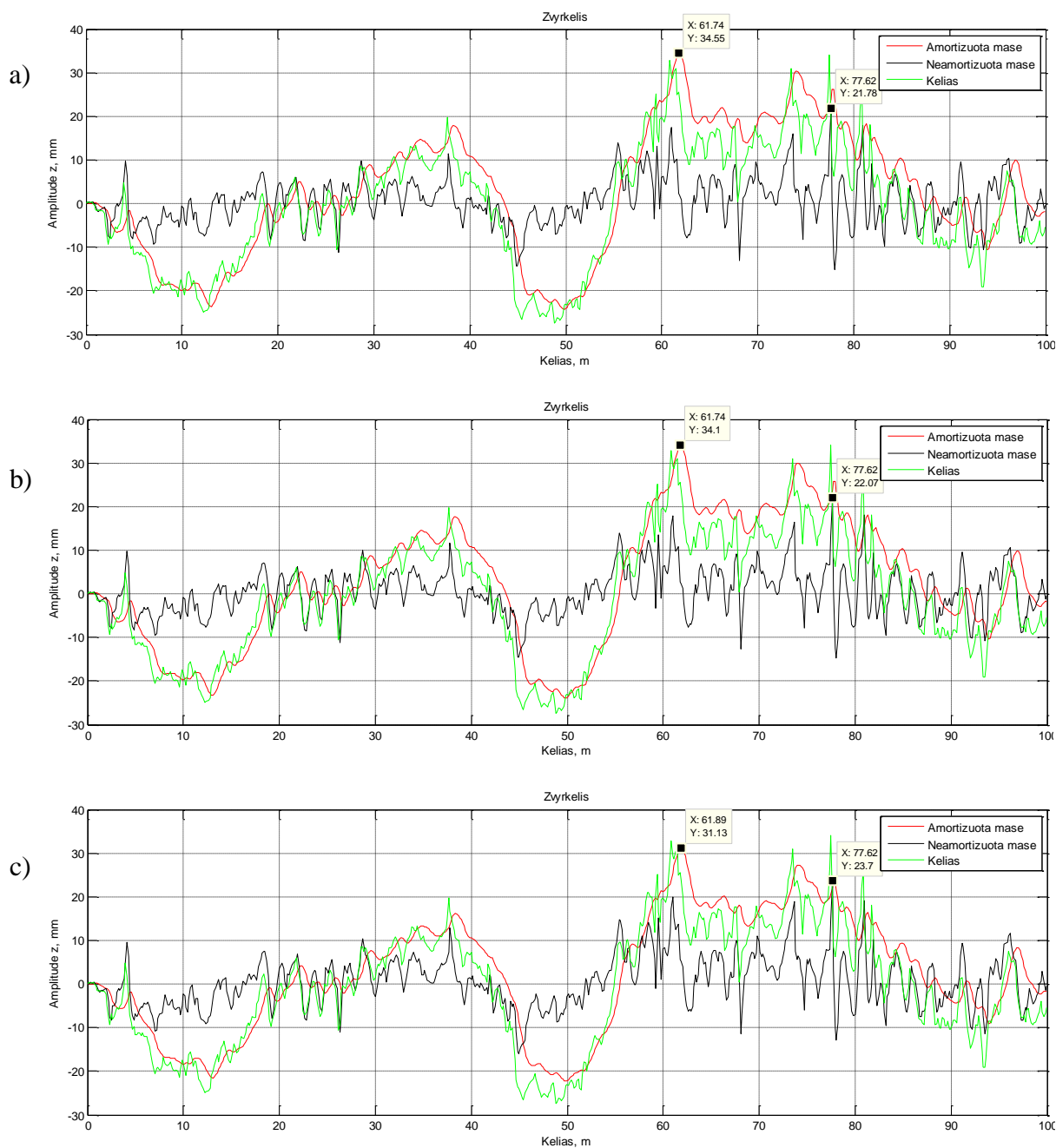
Pateiktame 5.3 pav. matome, kaip kinta priekinės ašies pakabos ketvirčio modelio neamortizuotos ir amortizuotos masių judėjimas kelio atžvilgiu. Žvyrkelio didžiausias nelygumų aukštis yra 34 mm. Kai automobilyje yra tik vairuotojas didžiausia amortizuotos masės amplitudė yra 26 mm. Tokią amplitudę amortizuota masė pasiekia tada, kai nelygumų aukštis siekia 32mm. Tokiame pačiame žvyrkelio nelygumų aukštyje didžiausią svyravimų amplitudę 23mm pasiekia ir neamortizuota masė.

Pateiktame 5.3 pav. b) matome, kaip kinta neamortizuotos ir amortizuotos masių judėjimas kelio atžvilgiu, kai automobilyje yra vairuotojas ir keleivis. Didžiausias savo reikšmes amortizuota ir neamortizuota masė pasiekia, kai žvyrkelio nelygumų aukštis 32 mm. Didžiausios amortizuotos ir neamortizuotos masių svyravimų amplitudės siekia atitinkamai 25 ir 24 mm.

Kai automobilis pilnai pakrautas didžiausios pasiekiamos amplitudės amortizuotos ir neamortizuotos masių tokios pačios, kaip ir ankstesniu atveju.

Iš pateiktų grafikų matome, jog esant skirtingiems apkrovimo atvejams pakaba į nelygumus reaguoja adaptyviai ir charakteristika išlieka beveik nepakitusi.

Toliau atliekamas miesto tipo automobilio galinės ašies pakabos ketvirčio modelio tyrimas esant skirtingoms apkrovoms.



3.4 pav. Automobilio galinės ašies pakabos ketvirčio modelio amortizuotos bei neamortizuotos masių judėjimo grafikas: a) automobilis su vairuotoju; b) automobilis su vairuotoju ir keleiviu; c) automobilis pilnai pakrautas

Pateiktame 5.4 pav. matome kaip kinta galinės ašies pakabos ketvirčio modelio neamortizuotos ir amortizuotos masių judėjimas kelio atžvilgiu. Kai automobilyje yra tik vairuotojas didžiausia amortizuotos masės amplitudė siekia 34 mm. Tokią amplitudę amortizuota masė pasiekia tada, kai nelygumų aukštis siekia 32 mm. Neamortizuotos masės didžiausia svyravimų amplitudė siekia 21 mm. Tokį svyravimų aukštį neamortizuota masė pasiekia tada, kai žvyrkelio nelygumų aukštis yra 34 mm.

Pateiktame 5.4 pav. b) matome kaip kinta neamortizuotos ir amortizuotos masių judėjimas kelio atžvilgiu, kai automobilyje yra vairuotojas ir keleivis. Didžiausias savo reikšmes amortizuota ir neamortizuota masės pasiekia, kai nelygumų aukščiai yra tokie patys, kaip ir anksčiau aprašytu atveju. Didžiausios amortizuotos ir neamortizuotos masių svyravimų amplitudės siekia atitinkamai 34 ir 22 mm.

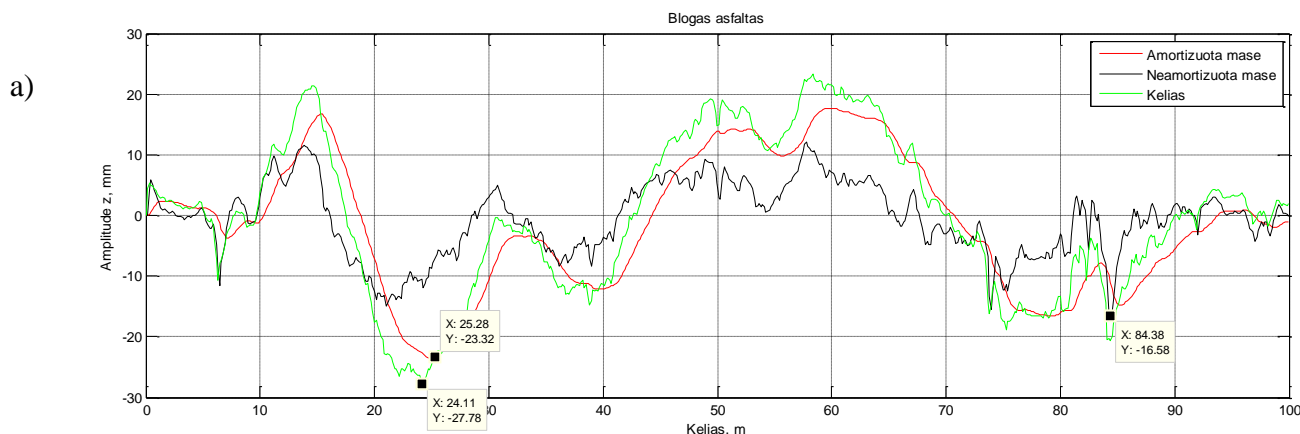
Kai automobilis pilnai pakrautas (5.4 pav. c) didžiausios pasiekiamos amplitudės amortizuotos masės yra 31 mm, neamortizuotos masės 23 mm.

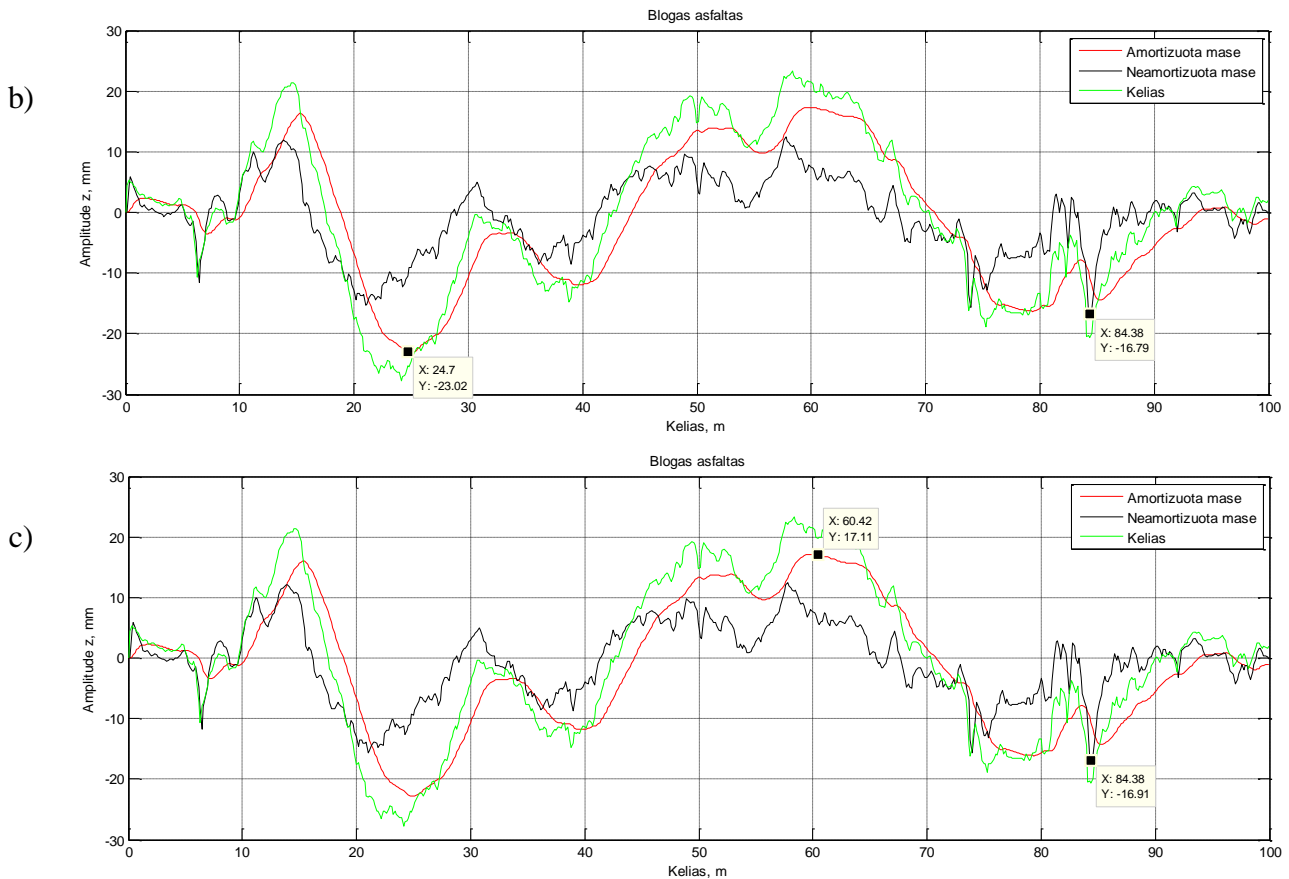
Apžvelgiant gautus rezultatus matome, jog svyravimų amplitudės priekinės ir galinės ašies skiriasi. Priekinė ašis sugeria kelio nelygumus geriau nei galinė automobilio ašis. Amortizuotos masės amplitudė, kai automobilyje yra tik vairuotojas, priekinės ašies yra 8 mm mažesnė nei galinės ašies. Neamortizuotos masės amplitudė priekinės ašies yra 2mm žemesnė nei galinės ašies. Vis labiau apkraunant automobilį galinės ašies svyravimų amplitudė mažėja. Taigi galima daryti prielaidą, kad važiuojant žvyrkeliu didelę įtaką tiek amortizuotai masei, tiek neamortizuotai masei turi ketvirčio modelio masė. Didėjant masei pakabos judesiai švelnėja.

5.3. Pakabos tyrimas važiuojant nelygiu asfaltbetoniui

Nelygus asfaltbetonis tai toks kelias, kai jo nelygumų dispersija yra artima žvyrkeliui ir siekia 12,437 mm. Atliekamas važiavimas, kai automobilio greitis 10 m/s.

Atliekamas priekinės ašies pakabos ketvirčio modelio tyrimas esant skirtingiems apkrovimo atvejams.





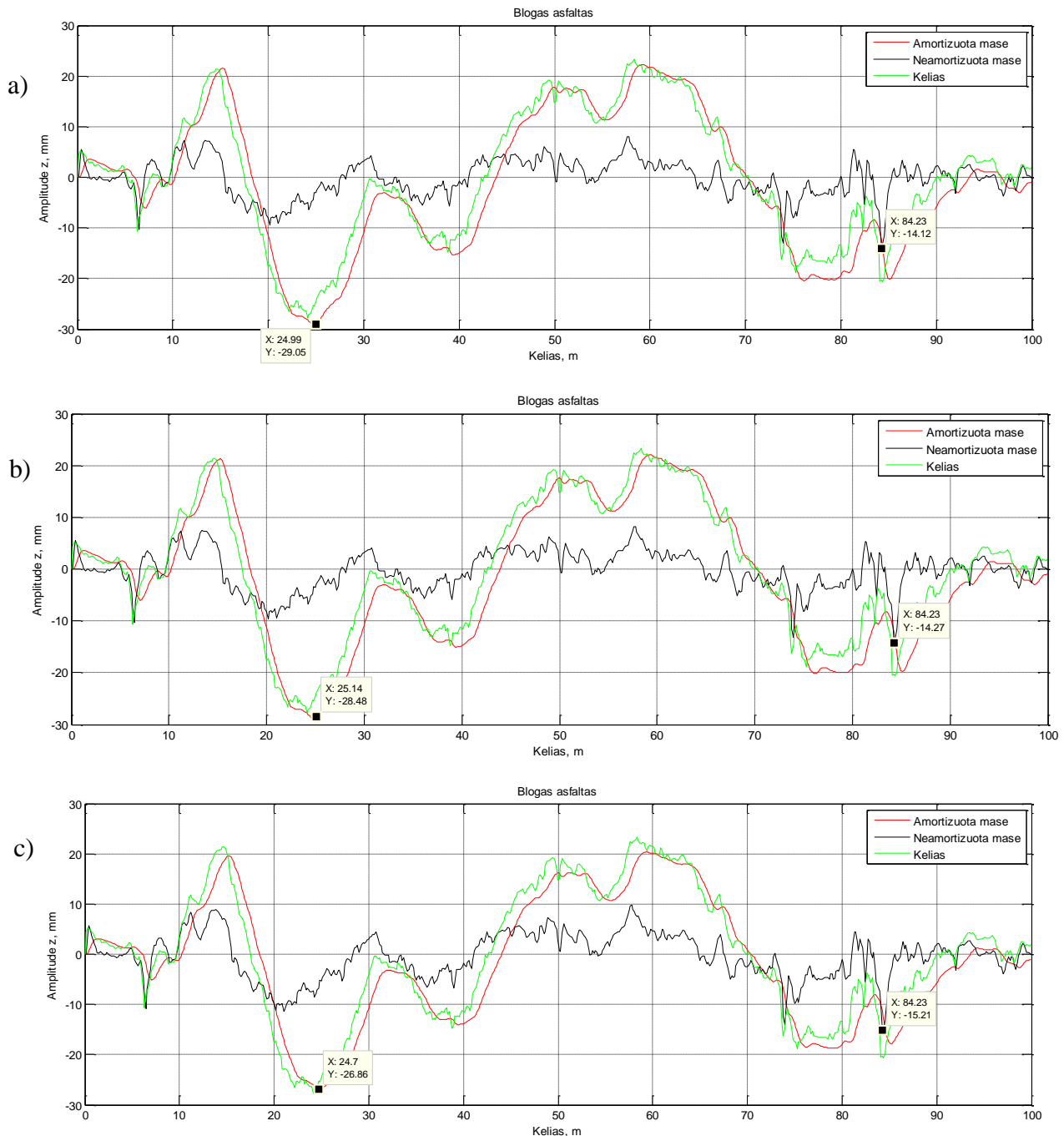
5.5 pav. Automobilio priekinės ašies pakabos ketvirčio modelio amortizuotos bei neamortizuotos masių judėjimo grafikas: a) automobilis su vairuotoju; b) automobilis su vairuotoju ir keleiviu; c) automobilis pilnai pakrautas

Pateiktame 5.5 pav. matome kaip kinta priekinės ašies pakabos ketvirčio modelio neamortizuotos ir amortizuotos masių judėjimas kelio atžvilgiu. Nelygaus asfaltbetonio didžiausias nelygumų aukštis yra 27 mm. Kai automobiliu 10 m/s greičiu važiuoja vairuotojas 5.5 pav. a) didžiausia amortizuotos masės amplitudė yra 23 mm. Tokią amplitudę amortizuota masė pasiekia tada, kai asfaltbetonio nelygumų aukštis siekia pasiekia didžiausią tašką. Neamortizuotos masės didžiausia amplitudė 16mm. Tokia reikšmė pasiekiamą tada kai asfaltbetonio nelygumų aukštis siekia 20mm.

Pateiktame 5.5 pav. b) matome kaip kinta neamortizuotos ir amortizuotos masių judėjimas kelio atžvilgiu, kai automobiliu važiuoja vairuotojas ir keleivis. Didžiausias savo reikšmės amortizuota ir neamortizuota masė pasiekia tose pačiose kelio nelygumų vietose kaip ir prieš tai aprašytu atveju. Didžiausios amortizuotos ir neamortizuotos masių svyravimų amplitudės siekia atitinkamai 23 ir 16 mm.

Kai automobilis pilnai pakrautas didžiausios pasiekiamos amplitudės amortizuotos ir neamortizuotos masių tokios pačios kaip ir ankstesniu atveju.

Toliau bus tiriamas galinės ašies pakabos ketvirčio modelis esant skirtingiems apkrovimo atvejams.



5.6 pav. Automobilio galinės ašies pakabos ketvirčio modelio amortizuotos bei neamortizuotos masių judėjimo grafikas: a) automobilis su vairuotoju; b) automobilis su vairuotoju ir keleiviu; c) automobilis pilnai pakrautas

Gautame 5.6 pav. matome kaip kinta galinės ašies pakabos ketvirčio modelio neamortizuotos ir amortizuotos masių judėjimas kelio atžvilgiu. Automobiliumi važiuojant tik vairuotojui didžiausia amortizuotos masės amplitudė siekia 29 mm. Neamortizuotos masės didžiausia svyravimų amplitudė siekia 14 mm.

Pateiktame 5.6 pav. b) matome kaip kinta neamortizuotos ir amortizuotos masių judėjimas kelio atžvilgiu, kai automobilyje yra vairuotojas ir keleivis. Didžiausias savo reikšmes amortizuota ir neamortizuota masės pasiekia, kai nelygumų aukščiai yra tokie patys, kaip ir anksčiau aprašytu atveju.

Didžiausios amortizuotos ir neamortizuotos masių svyravimų amplitudės siekia atitinkamai 28 ir 14 mm.

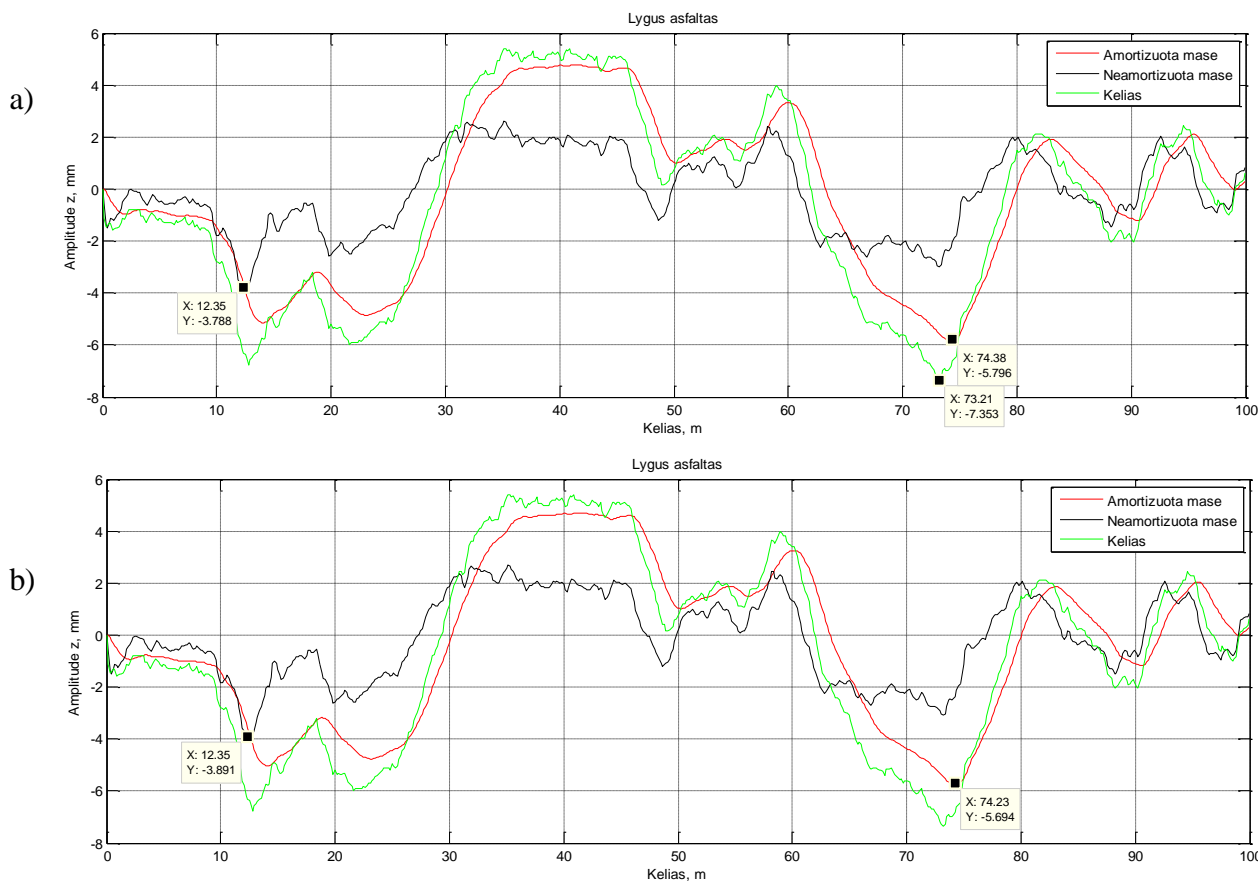
Kai automobilis pilnai pakrautas (5.6 pav. c) didžiausios pasiekiamos amplitudės amortizuotos masės yra 27 mm, neamortizuotos masės 15 mm.

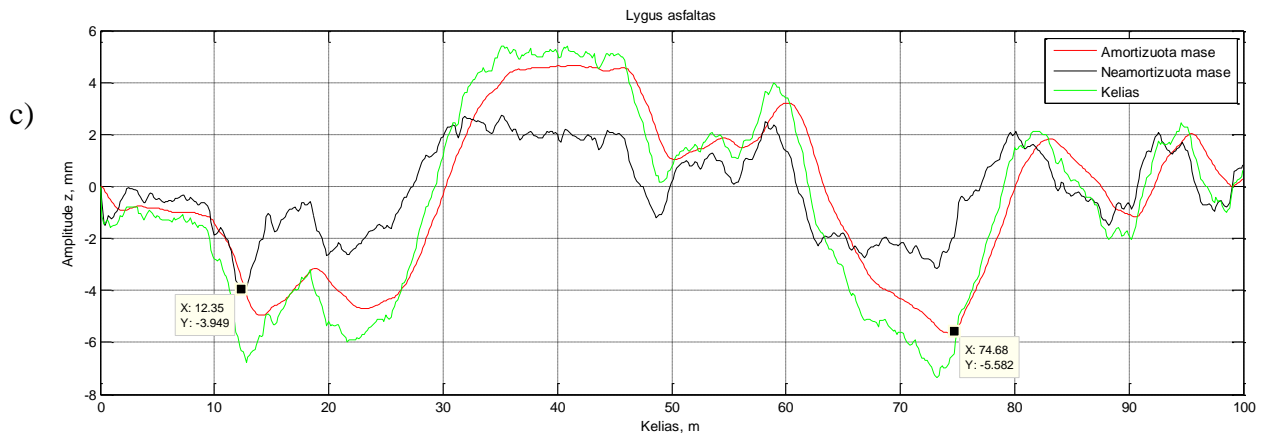
Kaip ir ankstesniu atveju kai buvo imituojamas važiavimas žvyrkeliu, taip ir šiuo atveju važiuojant nelygia asfaltbetonio danga matome, jog svyravimų amplitudės priekinės ir galinės ašies skiriasi. Amortizuotos masės amplitudė, kai automobilyje yra tik vairuotojas, priekinės ašies yra 6 mm mažesnė nei galinės ašies. Neamortizuotos masės amplitudė priekinės ašies yra 2 mm mažesnė nei galinės ašies. Vis labiau apkraunant automobilį galinės ašies svyravimų amplitudė mažėja.

5.4. Pakabos tyrimas važiuojant lygiu asfaltbetoniui

Lygus asfaltbetonis tai toks kelias, kai jo nelygumų dispersija yra artima žvyrkeliui ir siekia 3,492 mm. Atliekamas važiavimas, kai automobilio greitis 10 m/s.

Atliekamas priekinės ašies pakabos ketvirčio modelio tyrimas esant skirtingiems apkrovimo atvejams.

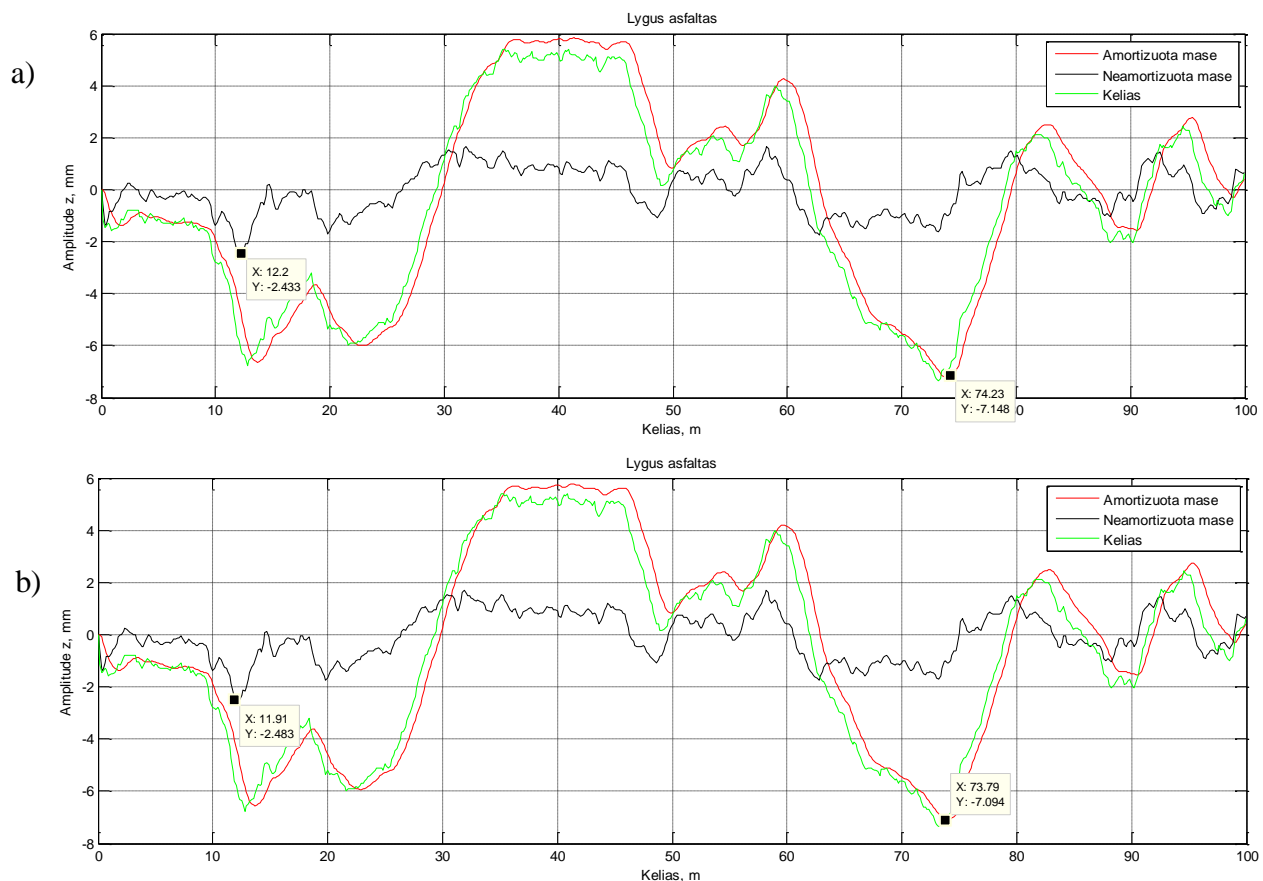


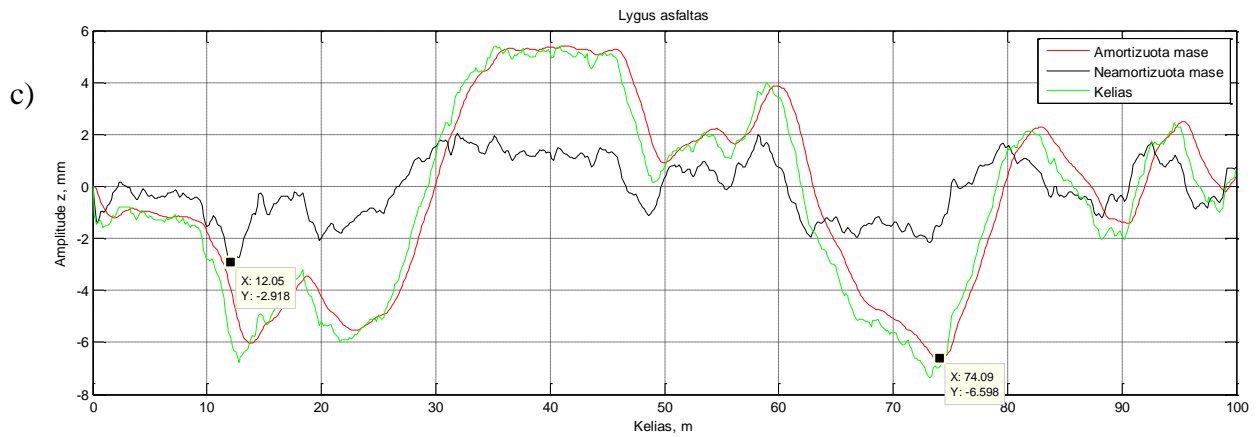


5.7 pav. Automobilio priekinės ašies pakabos ketvirčio modelio amortizuotos bei neamortizuotos masių judėjimo grafikas: a) automobilis su vairuotoju; b) automobilis su vairuotoju ir keleiviu; c) automobilis pilnai pakrautas

Pateiktame 5.7 pav. matome kaip kinta priekinės ašies pakabos ketvirčio modelio neamortizuotos ir amortizuotos masių judėjimas kelio atžvilgiu. Lygaus asfaltbetonio didžiausias nelygumų aukštis yra 7 mm. Automobiliumi važiuojant 10km/h greičiu didesnes svyravimų amplitudes pasiekia amortizuota masė. Kai automobiliumi važiuoja vairuotojas (5.7 pav. a) didžiausia amortizuotos masės amplitudė yra 5 mm. Tokią amplitudę amortizuota masė pasiekia tada, kai asfaltbetonio nelygumų aukštis pasiekia didžiausią tašką. Neamortizuotos masės didžiausia amplitudė 4mm. Tokia reikšmė pasiekama tada, kai asfaltbetonio nelygumų aukštis siekia 6 mm.

Kai automobiliumi važiuoja vairuotojas ir keleivis (5.7 pav. b) ir kai automobilis pilnai pakrautas (5.7 pav. c). Didžiausias savo reikšmes amortizuota ir neamortizuota masė pasiekia tose pačiose kelio nelygumų vietose kaip ir prieš tai aprašytu atveju.





5.8 pav. Automobilio galinės ašies pakabos ketvirčio modelio amortizuotos bei neamortizuotos masių judėjimo grafikas: a) automobilis su vairuotoju; b) automobilis su vairuotoju ir keleiviu; c) automobilis pilnai pakrautas

Paveiksle parodytas galinės ašies pakabos ketvirčio modelio neamortizuotos ir amortizuotos masių judėjimas kelio atžvilgiu. Kai miesto tipo automobiliu važiuoja vairuotojas amplitudė siekia 7 mm. Neamortizuotos masės didžiausia svyravimų amplitudė siekia 2,5 mm.

Pateiktame 5.8 pav. b) parodytas atvejis kai automobiliu važiuoja vairuotojas ir keleivis. Didžiausios amortizuotos ir neamortizuotos masių svyravimų amplitudės siekia atitinkamai 7 ir 2,5 mm.

Kai automobilis pilnai pakrautas (5.8 pav. c) didžiausios pasiekiamos amplitudės – amortizuotos masės yra 6,5 mm, neamortizuotos masės 2,9 mm.

Šiuo atveju kai važiuojama lygia asfaltbetonio danga pakabos svyravimų skirtumai tarp priekinės ir galinės ašių nėra toki ryškūs kaip ankstesniais atvejais. Atlikus pakabos ketvirčio modelio tyrimą, kai automobilyje yra vairuotojas ir kai automobilyje yra ir vairuotojas, ir keleivis, amortizuotos ir neamortizuotos masių svyravimų amplitudės galinei ašiai nepasikeitė, nors ir keitėsi (didėjo) amortizuota masė. Lyginant su priekinės ašies pakabos svyravimų amplitudėmis, galinės pakabos amortizuotos masės amplitudė yra 2mm didesnė, o neamortizuotos masės amplitudė 2,5 mm mažesnė.

Vis labiau apkraunant automobilį galinės ašies amortizuotos masės svyravimų amplitudė mažėja, o neamortizuotos masės amplitudė didėja.

5.5. Pakabos tyrimas važiuojant per greičio mažinimo kalnelį

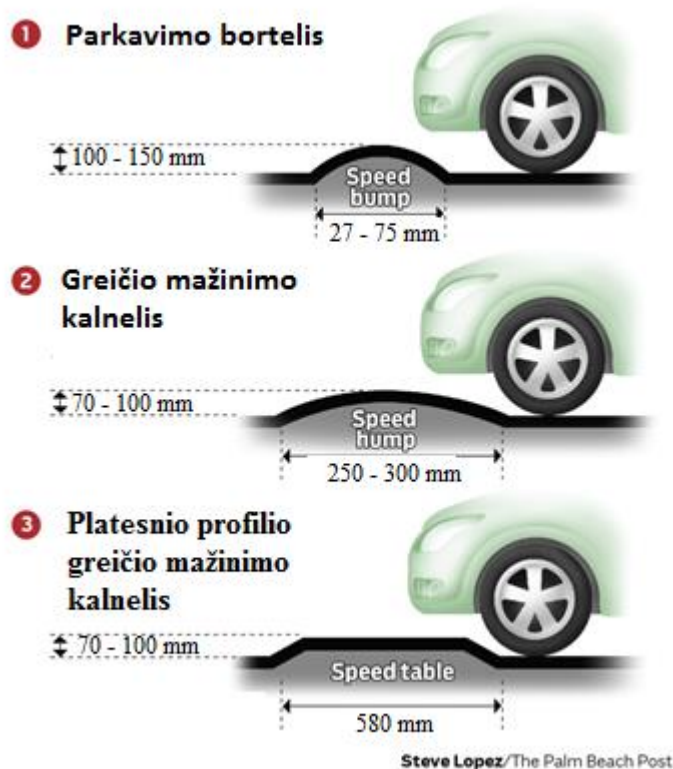
Greičio mažinimo kalnelis – tai priemonė padedanti mažinti greitį pavojingose kelio atkarpose.



5.9 pav. Greičio mažinimo kalnelis [22]

Greičio mažinimo kalneliai būna įvairių tipų.

- Parkavimo bortelis (5.10 pav. 1). Bortelio aukštis siekia nuo 100 iki 150 mm, plotis nuo 27 iki 75mm. Tokie borteliai dažniausiai statomi įvairiuose prekybos centruose, miesto parkavimo vietose, įmonių aikštelėse. Tokių bortelių paskirtis sustabdyti automobilį, judantį nedideliu greičiu;
- Greičio mažinimo kalnelis (5.10 pav. 2). Kalnelio aukštis yra 70 -100 mm, plotis – nuo 250 iki 300 mm. Tokio tipo greičio mažinimo kalneliai skirti miesto kelių eismo saugumui užtikrinimui. Didžiausias leistinas automobilio greitis iki 40 km/h. Dažnai tokio tipo kalneliai naudojami prekybos centrų aikštelėse, daugiabučių kiemuose, kur reikalinga sumažinti automobilio greitį iki saugaus tokio tipo vietovėje;
- Platesnio profilio greičio mažinimo kalnelis (5.10 pav. 3). Kalnelio aukštis siekia 70 – 100 mm, plotis yra nuo 580 mm. Tokie kalneliai naudojami mieste arba jo prieigose. Šiuo metu tokio tipo greičio mažinimo kalneliai dažniausiai naudojami keliuose. Paprastai kalneliai gaminami iš kietos gumos. Jei kalnelis yra didesnio pločio (1000 – 2000 mm) tada kalnelio gamybai naudojamas asfaltbetonis. Greičio kalneliai pagaminti iš asfaltbetonio naudojami gyvenvietėse, kaimo vietovėse, kuriose yra judraus eismo intensyvumo keliai ir siekiama greičiau sumažinti automobilio greitį kai įvažiuojama į gyvenvietę.

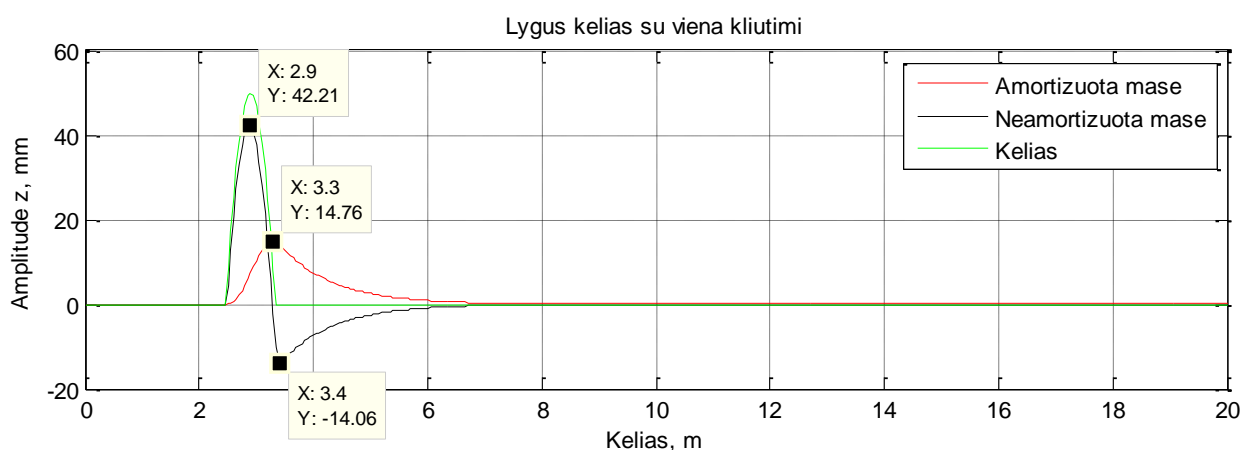


5.10 pav. Greičio mažinimo karnelių rūšys [23]

Su programa bus tiriama automobilio Fiat 500 amortizuotos ir neamortizuotos masės verpesių amplitudės, kai transporto priemonė važiuoja per greičio mažinimo karnelį 10 m/s greičiu. Greičio mažinimo karnelio matmenys yra:

- Aukštis 50mm;
- Plotis 900mm.

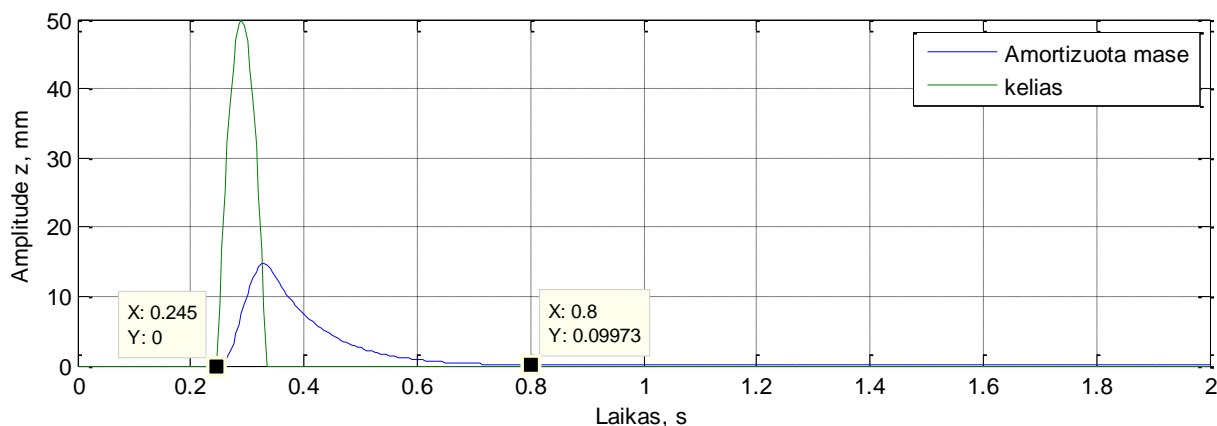
Automobilio Fiat 500 priekinės pakabos ketvirčio modelio amortizuotos ir neamortizuotos masės virpesių amplitudės, kai transporto priemone važiuoja tik vairuotojas pateikta 5.11 pav.



5.11 pav. Automobilio Fiat 500 priekinės pakabos ketvirčio modelio atsakas į greičio mažinimo karnelį

Važiuojant miesto tipo automobiliu per greičio mažinimo kalnelį matome, kad didžiausia neamortizuotos masės amplitudė siekia 14mm. Neamortizuotos masės virpesių amplitudė yra 42mm. Matome, kad neamortizuota masė įveikus greičio mažinimo kalnelį, juda žemiau nulinės reikšmės ir pasiekia didžiausią savo neigiamą amplitudę 14 mm. Pravažius greičio mažinimo kalnelį tiek amortizuota, tiek neamortizuota masės pasiekia savo pusiausvyros tašką po 2,5 m.

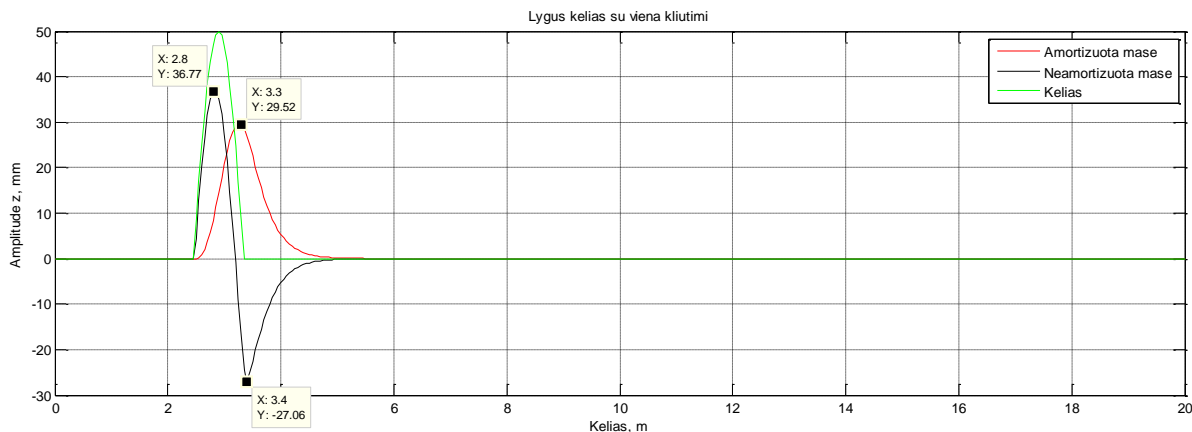
Priekinės ašies pakabos ketvirčio modelio amortizuotos masės virpesių nusistovėjimo laikas pateiktas 5.12 pav.



5.12 pav. Automobilio Fiat 500 pakabos ketvirčio modelio amortizuotos masės virpesių nusistovėjimo laikas

Pateiktame 5.12 pav. matome, kad priekinės automobilio amortizuota masė įveikusi 900 mm pločio greičio mažinimo kalnelį pasiekia savo pusiausvyros tašką per 0,55s.

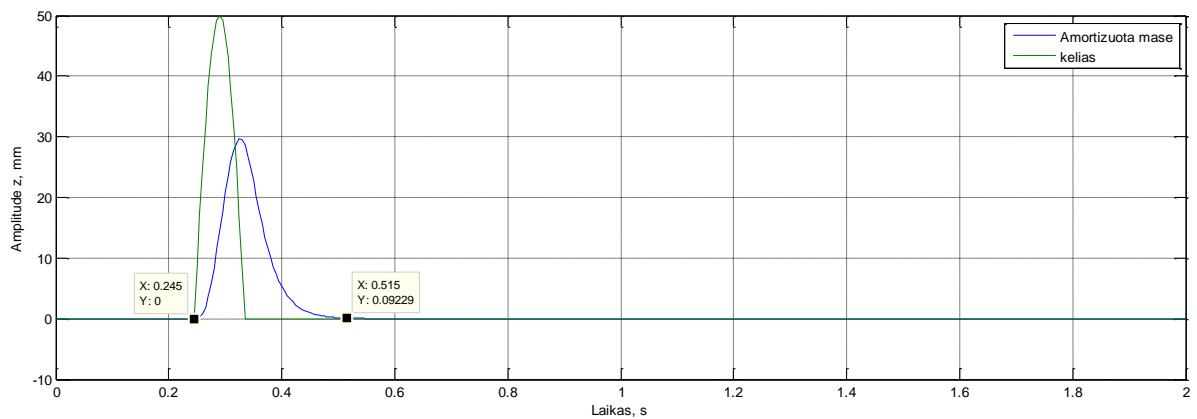
Galinės pakabos ketvirčio modelio amortizuotos ir neamortizuotos masės virpesių amplitudės, kai transporto priemone važiuoja tik vairuotojas pateikta 5.13 pav.



5.13 pav. Automobilio Fiat 500 priekinės pakabos ketvirčio modelio atsakas į greičio mažinimo kalnelį

Kai miesto tipo automobilio galinė dalis važiuoja per greičio mažinimo kalnelį, jos amortizuota masė pasiekia didesnę amplitudę nei priekinės automobilio dalies amortizuota masė. Didžiausia Fiat 500 automobilio ketvirčio modelio amortizuotos masės amplitudė siekia 29mm. Neamortizuotos masės teigiama virpesių amplitudė yra 36 mm, o neigiama amplitudė siekia -27 mm. Amortizuota ir neamortizuotos masės savo pusiausvyros tašką pasiekia pravažius 1,2 m. Taigi galinės ašies pakabos ketvirčio modelis nusistovi du kartus greičiau nei priekinės ašies pakabos ketvirčio modelis.

Galinės ašies pakabos ketvirčio modelio amortizuotos masės virpesių nusistovėjimo laikas pateiktas 5.14 pav.



5.14 pav. Automobilio Fiat 500 pakabos ketvirčio modelio amortizuotos masės virpesių nusistovėjimo laikas

Pateiktame 5.14 pav. matome, kad priekinės automobilio amortizuota masė įveikusi 900 mm pločio greičio mažinimo karnelį pasiekia savo pusiausvyros tašką per 0,27s.

Darbo apibendrinimas ir rezultatų palyginimas

Magistro baigiamajame projekte ištirta miesto tipo automobilio pakaba. Sudarytas pakabos ketvirčio modelis, parašyta programa MATLAB terpėje, kurios pagalba gaunama pakabos amplitudinės – dažnuminės charakteristikos. Tiriamuoju objektu pasirinktas automobilis Fiat 500. Paprastai į šį automobilį montuojama „McPherson“ tipo pakaba, tačiau ji tinkamai neužtikrina važiavimo komforto. Todėl projekto rengimo metu jam pritaikyta aktyvi pakabos sistema, kuri reaguoja į skirtingus apkrovimo atvejus ir palaiko vienodą pakabos charakteristiką. Atlikus tyrimą pastebėta, jog keičiant pakabos parametrus (standumą ir slopinimą), galima gauti charakteristiką, kuri visais apkrovimo atvejais beveik nekinta. Važiuojant skirtingais kelio mikroprofiliais (žvyrkeliu, nelygaus ir lygaus asfaltbetonio dangomis) bei naudojant aktyvią pakabą gaunamos virpesių amplitudės, kurios amortizuota masė juda mažesniu virpesių dažniu nei neamortizuota masė.

Lyginant su tyrimu, kuris buvo atliktas Meksikos universitete, pagal šaltinį [24], galima teigti, jog rezultatai sutampa. Amortizuota masė juda mažesniu virpesių dažniu, nei neamortizuota masė. Važiuojant per kliūtį, greičio mažinimo kalnelį, tiek Meksikos universiteto, tiek baigiamojo projekto tyrimo atvejais amortizuotos masės amplitudė yra mažesnė nei neamortizuotos masės švytavimų amplitudė.

Pagal šaltinį [24] tyrimas buvo atliktas važiuojant per 0.11m aukščio kliūtį. Tuomet amortizuota masė pasiekė 0.08 m svyravimų amplitudę. Baigiamojo projekto rengimo metu tyrimas atliktas važiuojant per 0,05m aukščio kliūtį. Amortizuotos masės amplitudė siekia 0.014m. Tokie rezultatai gauti todėl, kad skyrėsi kliūties aukščiai ir važiavimo greičiai.

Išvados ir rekomendacijos

1. Išanalizuotos šiuo metu naudojamos lengvųjų automobilių pakabos bei jas sudarantys elementai. Nustatyta, kad pastaruojų metu miesto tipo automobiliuose vis dar populiariausios yra „McPherson“ tipo nepriklausoma pakaba arba nepriklausoma dvisvirtė pakaba;
2. Išanalizuotos aktyvios pakabos sistemos bei jas sudarantys elementai. Pateikti adaptyvių pakabų taikymo pavyzdžiai.
3. Parengta programa MATLAB terpėje, pateikianti pakabos amplitudines – dažnumines charakteristikas, grafiškai atvaizduojanti pakabos dinaminio modelio judesius.
4. Tyrimui pasirinktas miesto tipo automobilis Fiat 500, kuris šiuo metu yra vienas iš dažniausiai įregistruojamų naujų automobilių Lietuvoje. Įvertinti automobilio apkrovimo atvejai. Nustatyta, kad automobilio Fiat 500 masių pasiskirstymas priekiniai pakabai, kai automobilis yra tik su vairuotoju ir kai automobilis pilnai pakrautas skiriasi 10%. Masių pasiskirstymas galinei automobilio ašiai, kai automobilis yra tik su vairuotoju ir kai automobilis pilnai pakrautas skiriasi 40%. Tokį staigų masių pasiskirstymo pokytį lemia tai, kad esant pilnai pakrautam automobiliui didelė masės dalis tenka galinei automobilio daliai, kadangi į automobilio bagažinę įdedamas sunkus kroviny (50 kg), bei į automobilio galą pasodinami du keleiviai. Automobiliui Fiat 500 paskaičiuoti aktyvios pakabos parametrai. Parametrai, kurie kinta yra pakabos standumas, pakabos slopinimas, padangos slopinimas.
5. Sudarytas dinaminis pakabos ketvirčio modelis parašyta judesio lygtis. Tyrimo metu nustatyta, jog keičiant pakabos parametrus, t.y. padarant automobilio Fiat 500 aktyvia (adaptyvia), galima išlaikyti amortizuotų masių švytavimų amplitudę bei važiavimo komfortą. Tyrimas atliktas važiuojant 10 m/s greičiu, skirtingo tipo keliais. Važiuojant žvyrkeliu švytavimų amplitudės amortizuotai masei siekia iki 26 mm, neamortizuotai masei – 23 mm. Kai atliekamas važiavimas nelygiu, duobėtu asfaltbetonio dangos keliu, virpesių amplitudės amortizuotos masės yra 23 mm, neamortizuotos masės – 16 mm. Lygiu asfaltuotu keliu važiuojant automobiliu Fiat 500 švytavimų amplitudės amortizuotai masei siekia 5 mm, neamortizuotos masės – 4 mm. Taip pat atliktas tyrimas automobiliui važiuojant per greičio mažinimo kalnelį. Kalnelio aukštis 50mm, plotis 900 mm. Kai automobiliu Fiat 500 važiuoja tik vairuotojas, nustatyta, jog priekinės automobilio dalies amortizuota masė pasiekia dvigubai mažesnę didžiausią svyravimų amplitudės reikšmę, nei galinės automobilio dalies, tačiau jos grįžimo į pusiausvyros padėtį laikas yra dvigubai ilgesnis.
6. Ištyrus automobilį Fiat 500, galima teigti, kad projektuojant miesto tipo automobilių pakabas reikia atsižvelgti į amplitudines – dažnumines charakteristikas. Siekiant pagerinti važiavimo komfortą tokio tipo automobiliu, optimaliausia būtų naudoti aktyvią pakabą, kuri gebėtų prisitaikyti prie įvairių apkrovimo atvejų. Atsižvelgiant į kainos ir kokybės santykį tinkamiausia būtų naudoti pneumatinius pakabos elementus, kurių pagalba tokiuose mažuose miesto automobiliuose galima nesudėtingai reguliuoti pagrindinius pakabos parametrus.

Literatūros sąrašas

1. GIEDRA K., KIRKA A., SLAVINSKAS S., *Automobiliai*, 2 laida, Kaunas: Smaltija, 2006, ISBN 9955707054. 401 – 407 p.
2. BOGDEVICĪUS M., JUNEVIČĪUS R., VANSKAUSKAS V., *Transporto priemonių dinamika: metodiniai praktinių užsiėmimų nurodymai*. Vilnius: Technika, 2012, ISBN 978-609-457-276-0, 5 p.
3. REIMPELL, J.; STOLL, H.; BETZLER, J. *The Automotive Chassis: Engineering Principles*. Reed Elsevier and Professional Publishing Ltd 2001. ISBN 0 7506 5054 0.
4. VALATKA Algimantas, *Automobilių įrangos vaizdinė medžiaga*, Vilnius : LR švietimo ir mokslo m-jos leidybos centras, 2001. ISBN 9986031389, 45p.
5. ЛИТВИНОВ А.С., ФАБОРИН Я.Е., *Автомобиль : теория эксплуатационных свойств*, Москва : Машиностроение, 1989, ISBN 5-217-00099-6, 200 – 208 p.
6. DARGUŽIS Andrius *Automobilio krypties stabilumas esant vertikaliam žadinimui: daktaro disertacija: technologijos mokslai, transporto inžinerija (03T)*, Kaunas, 2011, 68 – 75 p.
7. Pakabos skirstymas [interaktyvus].2011 [žiūrėta 2015-05-28]. Prieiga per : <http://ausegra.lt/pakabos-skirstymas/>
8. Daugiasvirtė pakabos sistema [interaktyvus]. 2008 [žiūrėta 2016 – 04 – 28]. Prieiga per: https://en.wikipedia.org/wiki/Multi-link_suspension
9. Torsioninė pakaba [interaktyvus]. 2012 [žiūrėta 2015-05-28]. Prieiga per: http://skelbikas.tv3.lt/skelb_foto/2012-03-12/md_peug-306-2.jpg
10. Aktyvi pakaba [interaktyvus]. 2009. [žiūrėta 2015-05-28]. Prieiga per: http://lt.swewe.net/word_show.htm/?1301317_1&Aktyvi_pakaba
11. Aktyvios pakabos, [interaktyvus], [žiūrėta 2015-05-28]. Prieiga per internetą: <http://www.sace.ktu.lt/index.php/Mech/article/view/6010/3248>
12. Amortizatoriaus paveikslukas [interaktyvus], 2013 [žiūrėta 2015-05-28]. Prieiga per: http://www.audi-technology-portal.de/files/images/999/audi_magnetic_ride2_en_large.jpg
13. Bose pakaba [interaktyvus]. 2014 [žiūrėta 2015-05-28]. Prieiga per: <http://s.hswstatic.com/gif/car-suspension-17.jpg>
14. Aktyvios pakabos sistemos jutikliai [interaktyvus]. 2007 [žiūrėta 2015-05-28]. Prieiga per: <http://bayhas.com/mercedes/r230/contents/abcsuspension/abc.htm>
15. „Porsche“ automobilio aktyvios pakabos sistema [interaktyvus]. 2014 [žiūrėta 2015-05-28]. Prieiga per: <http://www.porsche.lt/lt/vaziuokle/porsche-dinaminio-vaziuokles-valdymo-sistema-angl-pdcc-kartu-su-ptv-plus-sistema>
16. Automobilio Fiat 500 projekcijos ir išoriniai matmenys [interaktyvus]. 2007 [žiūrėta 2016-04-14], Prieiga per: http://www.the-blueprints.com/blueprints-depot-restricted/cars/flat/flat_500_2007-23199.jpg

17. Automobilio Fiat 500 parametrai [interaktyvus]. 2007 [žiūrėta 2016-04-14], Prieiga per:
[http://www.automobiles.lt/automobiliu+katalogas/Fiat/New+500/He%C4%8Dbekas/500+\(2007\)%7C1.2+8V+\(69+Hp\)](http://www.automobiles.lt/automobiliu+katalogas/Fiat/New+500/He%C4%8Dbekas/500+(2007)%7C1.2+8V+(69+Hp))
18. Automobilio Fiat 500 padangos projekcija [interaktyvus]. 2007 [žiūrėta 2016-04-14]. Prieiga per:
<http://www.tyreview.co.uk/images/article/tyreguide/sidewall.gif>
19. Padangos standumo skaičiavimas. [interaktyvus]. 2012 [žiūrėta 2016 – 04 – 14]. Prieiga per:
<http://www.slideshare.net/billharbin/vehicle-lateral-load-transfer-parts-iiiimar13>
20. Padangos apkrovos indeksų atitikmenys [interaktyvus]. [žiūrėta 2016 – 04 – 14]. Prieiga per:
<http://media.tbccentral.com/themes/biggo/images/serviceTireLoadRatingTable.jpg>
21. Padangos slopinimo skaičiavimas [interaktyvus]. [žiūrėta 2016 – 04 – 15]. Prieiga per:
http://images.slideplayer.com/14/4279770/slides/slide_34.jpg
22. Greičio mažinimo kalnelis [interaktyvus]. [žiūrėta 2016 – 04 – 15]. Prieiga per:
<http://www.barcoproducts.com/media/catalog/product/cache/17/image/700x415/9df78eab33525d08d6e5fb8d27136e95/0/6/06jb1380.jpg>
23. Greičio mažinimo kalnelių tipai [interaktyvus]. [žiūrėta 2016 – 04 – 15]. Prieiga per:
http://media.cmgdigital.com/shared/img/photos/2012/06/05/d7/71/SpeedBumps060312-0_1488669a.jpg
24. Conde Esteban Chávez, Carbajal Francisco Beltrán, González Antonio Valderrábano and Bracamontes Ramón Chávez, „ Generalized PI Control of Active Vehicle Suspension Systems with MATLAB, Applications of MATLAB in Science and Engineering, [interaktyvus]. 2011 [žiūrėta 2016 – 05 – 15]. Prieiga per: <http://www.intechopen.com/books/applications-of-matlab-in-science-and-engineering/generalized-pi-control-of-active-vehicle-suspension-systems-with-matlab>
25. Juodvalkis Darius, Transporto priemonių stabilumas: paskaitų konspektas, Kaunas, [CD – ROM], 2015, 1 – 2 p.
26. Makaras Rolandas, Transporto priemonių dinamika: paskaitų konspektas, Kaunas, [CD – ROM], 2015, 8 - 9 p.

Priedai

```

clear ; % Iðvalomas darbo langas
ploton1 = 1; % Animuotas automobilio ketvirèio modelis

%
% Reikðmës, kurias galima keisti:
m2=344; % Amortizuota mase (kg)
m1=20; % Neamortizuota mase (kg)
Cp=4322; % Amortizuotos mases slopinimas (Ns/m)
Cr=2386; % Padangos slopinimas (Ns/m)
Kp=13578; % Amortizuotos mases spyruokles standumas (N/m)
Kr=371000; % Padangos standumas (N/m)
E=2; % kelio nelygumai kinta pagal: cos desni tada E=1
% sin desni tada E=2
% Nurodomas zadinimo dazniu skaicius NW kuris bus reikalingas
% amplitudinems dazninems charakteristikoms suskaiciuoti
NW=1000;
AA=0.05; % Kelio nelygumø amplitudës aukðtis (m)
omega1=35; % kelio nelygumø daznis (rad/s)
V=5; % kelio nelygumu kitimas vaizduojamas animimuotame ketvircio modelyje:
% kai V=1 kelias kinta pagal cos desni (galima keisti dazni ir
% amplitude)
% kai V=2 kelias kinta pagal uzduota nelygumu intervala
% (nelygumu amplitudes aukstis ir daznio keisti negalima)
% kai V=3 kelias kinta pagal sin desni (galima keisti dazni ir
% amplitude)
% kai V=4 tada imituojami sin formos kalniukai (staigios kliutys), keiciamas
% amplitudes AA dydis ir daznis omega1, galima keisti ir
% kalniuku skaicius (keiciamas dydis VV reiksmes 1,2 ir 3
% atitinkamai toks ir kalniuku skaicius).
% kai V=5 tada imituojamas vazivimas zvyrkelius
% kai V=6 tada imituojamas vazivimas blogu asfaltu
% kai V=7 tada imituojamas vazivimas lygiu asfaltu

VV=1;
XX=20; % intervalo atstumas tarp kalniuku ( keiciamas tik tuo atveju,
% jei pasirenkamas nelygus kelias su kliutimi
grav = 9.81; % laisvo kritimo pagreitis (m/s^2)
v = 30; % automobilio greitis (m/s)
dt = 0.005; % simuliacijos laiko pingnis (s)
tmax = 2; % simuliacijos laikas (s)
%
disp('-----')
disp('Amortizuota mase, kg')
m2
disp('-----')
disp('Neamortizuota mase, kg')
m1
disp('-----')
disp('Amortizatoriaus slopinimas, Ns/m')
Cp
disp('-----')
disp('Padangos slopinimas, Ns/m')

```

```

Cr
disp('-----')
disp('Amortizuotos mases spyruokles standumas, N/m')
Kp
disp('-----')
disp('Padangos standumas, N/m')
Kr
disp('-----')
disp('Automobilio gretis, m/s')
v
disp('-----')
disp('Simuliacijos laikas, s')
tmax
disp('-----')
c2=Cp;
c1=Cr;
k2=Kp;
k1=Kr/10;

omega=[]; % Tikrinu kampiniu dazniu vektorius
Y=[]; % Tikrinu formu matrica
fff=[];
f=[];
N=2; % automobilio ketvircio modelio laisves laipsniai
% standumo matricos kurimas
K=[0 0 0;
  0 0 0;
  0 0 0];
% neamortizuotos mases spyruokles standumo matrica
K1=[k1 -k1 ;
    -k1 k1];
% amortizuotos mases standumo matrica
K2=[k2 -k2;
    -k2 k2];
% Ivedimas i bendraja standumo matrica
K(1,1)=K(1,1)+K1(1,1);
K(1,3)=K(1,3)+K1(1,2);
K(3,1)=K(3,1)+K1(2,1);
K(3,3)=K(3,3)+K1(2,2);
K(1:2,1:2)=K(1:2,1:2)+K2(1:2,1:2);
% kadangi tolesniems skaiciavimam nereikes pagrindo reiksmiu ivertinimo
% todel standumo matrica padarom 2x2
KK=[0 0;
    0 0];
KK(1:2,1:2)=KK(1:2,1:2)+K(1:2,1:2);
% Masiu matrica M
Mp=1;
M=[m1 0 0;
   0 m2 0;
   0 0 Mp];
% slopinimo matrica
C=[0 0 0;
   0 0 0;
   0 0 0;

```

```

0 0 0];
C1=[c1 -c1 ;
    -c1 c1];
C2=[c2 -c2;
    -c2 c2];
C(1,1)=C(1,1)+C1(1,1);
C(1,3)=C(1,3)+C1(1,2);
C(3,1)=C(3,1)+C1(2,1);
C(3,3)=C(3,3)+C1(2,2);
C(1:2,1:2)=C(1:2,1:2)+C2(1:2,1:2);
MM=[0 0;
    0 0];
CC=[0 0;
    0 0];
CC(1:2,1:2)=CC(1:2,1:2)+C(1:2,1:2);
% ivertinamas kelio nelygumu poveikis sistemai kuris gali pasireiksti
% paprasčiausiu atveju sin arba cos desniais
if E==1
FC=[0,0]-(K(1:2,3)*AA)'; % zadinimo jegu kosinusiniu amplitudziu vektorius
FS=[0,0];
end
if E==2
    FC=[0,0]; % zadinimo jegu kosinusiniu amplitudziu vektorius
    FS=[0,0]-(K(1:2,3)*AA)';
end

MM(1:2,1:2)=MM(1:2,1:2)+M(1:2,1:2);
[Y,omega] = eig(KK,MM);
omega=diag(sqrt(omega));
fff=Y'*MM*Y;
f=diag(fff);
f=sqrt(f);

for i=1:N %
    Y(1:N,i)=Y(1:N,i)/f(i);
end

wmin=0; % (rad/s)
wmax=max(omega); % (rad/s) % surandama maksimali sistema veikiancio daznio reiksmes

AMPL=[];
AMPL1=[];
PHASE=[];
Greic=[];
w=[];
Pagreic=[];
UC=[];
US=[];
U=[];
%Zadinimo dazniu zingsnis ir reiksmes:
dw=(wmax-wmin)/(NW-1);
w=wmin:dw:wmax;

```

```

% Sprendžiama lygčių sistema {U}[A]={B}, ieskomos konstrukcijos tasku amplitudės ir fazės:
for i=1:NW % Pradedamas ciklas per zadinimo dažnius
    n2=N+1;
    % matrica A:
    A(1:2*N,1:2*N)=0*ones(2*N); % Suformuojama lygčių sistemos koeficientų matrica:
    A(1:N,1:N)=KK-(w(i)^2)*MM; %
    A(1:N,n2:2*N)=w(i)*CC; % I [K]-w^2*[M] w*[C] I
    A(n2:2*N,1:N)=-w(i)*CC; % A= I I
    A(n2:2*N,n2:2*N)=KK-(w(i)^2)*MM; % I -w*[C] [K]-w^2*[M] I

    % desinės pusės vektorius B :

    B(1:N)=FC; % Suformuojamas laisvųjų narių vektorius:
    B(n2:2*N)=FS; % I {Fc} I
    % B= I I
    % I {Fs} I

    U=A\B'; % išsprendžiama lygčių sistema {U}[A]={B}
    UC=U(1:N); % vektoriuje U gautos atsakų amplitudės
    US=U(n2:2*N); % užrašomos į sinusinių ir kosinusinių
    % amplitudžių vektorius UC ir US

    for j=1:N % I matricą AMPL ir PHASE
        AMPL(j,i)=sqrt(UC(j)^2+US(j)^2); % j-ąjį stulpelį užrašomos
        PHASE(j,i)=atan2(US(j),UC(j)); % visu konstrukcijos tasku
        Greic(j,i)=U(j)*w(i)*cos(PHASE(j,i));
    end % amplitudės ir fazės
end % ciklo per zadinimo dažnius pabaiga

%-----
% GRAFIKU BRAIZYMAS:
%-----

SPL=['k';
     'r'];

%
% ADCH:
figure(5);
zoom on
hold on
for j=1:N
    plot(w,AMPL(j,1:i),SPL(j));
    zoom
end
grid on
hold off
title('Amplitudės dažninė charakteristika');
ylabel('Poslinkis z, m');
xlabel('Kampinis zadinimo dažnis (rad/s)');
legend('Neamortizuota masė','Amortizuota masė');

figure;

```

```

zoom on
hold on
for j=1:N
    plot(w,Greic(j,1:i),SPL(j));
    zoom
end
grid on
hold off
title('Amplitudes daznine charakteristika');
ylabel('Greitis, m/s');
xlabel('Kampinis zadinimo daznis (rad/s)');
legend('Neamortizuota mase','Amortizuota mase');
zoom on

% FDCH
figure;
hold on
for j=1:N
    plot(w,PHASE(j,1:i),SPL(j));
    zoom
end
grid on
title('Fazes daznine charakteristika ');
ylabel('Fazes(rad)');
xlabel('Kampinis zadinimo daznis (rad/s)');
legend('Neamortizuota mase','Amortizuota mase');

% Modelio konstravimas
Aauto = [0 1 0 -1;
        -k1/m1 -c2/m1 k2/m1 c2/m1;
        0 -1 0 1;
        0 c2/m2 -k2/m2 -c2/m2];

Bauto = [1 0 0 0]'; Cauto = [1 0 0 0; 0 1 0 0; 0 0 1 0; 0 0 0 1; 0 -1 0 1];
Dauto = 0;
qauto = ss(Aauto,Bauto,Cauto,Dauto);

% Simuliacijos atkurimas
t = 0:dt:tmax;
x = v*t;
kel=max(x);
a=length(t);
Kelioiveikimolaikas=[99.96,50.32,33.32,25.16,19.72,17,14.28,12.24,10.88,8.84,8.84,8.16,7.48,7.48,6.
12,6.12,6.12,5.44,5.44,4.76,4.76,4.76,4.08,4.08,4.08,4.08,3.4,3.4,3.4,3.2]
switch V
case 1
    kelias_z=AA*cos(omega1*t);
    kelioilgis=tmax/dt;
    kelioilgis2=kel/kelioilgis
    kelias_x=0:kelioilgis2:(a*kelioilgis2-kelioilgis2);
    kelio_pavadinimas='Kelias kintantis pagal kosinusoide'

```



```

kalniukas=0;
disp('Atliekamas vaziavimas keliu kintanciu pagal kosinusoide')
case 2
load kelio_profilis1 % kelio profilio duomenys
kalniukas=0;
disp('Atliekamas vaziavimas keliu ')
case 3
kelioilgis=tmax/dt;
kelioilgis2=kel/kelioilgis
kelias_x=0:kelioilgis2:(a*kelioilgis2-kelioilgis2);
kelio_pavadinimas='Kelias kintantis pagal sinusoide'
kalniukas=0;
disp('Atliekamas vaziavimas keliu kintanciu pagal sinusoide')
case 4
kelias_z=zeros(1,a);
kelioilgis=tmax/dt;
kelioilgis2=kel/kelioilgis
kelias_x=0:kelioilgis2:(a*kelioilgis2-kelioilgis2);
c=(omega1*t);
p=find(0<c&c<3.14);
pp=length(p);
tt=0:dt:(dt*pp);
b=AA*sin(omega1*tt)
kalniukas=1;
switch VV
case 1
kelias_z(1,50:(50+pp))=kelias_z(1,50:(50+pp))+b(1,1:(1+pp));
kelio_pavadinimas='Lygus kelias su viena kliutimi';
disp('Atliekamas vaziavimas lygiu keliu su viena kliutimi')
case 2
kelias_z(1,50:(50+pp))=kelias_z(1,50:(50+pp))+b(1,1:(1+pp));
kelias_z(1,((50+XX+pp):(50+XX+2*pp)))=kelias_z(1,((50+XX+pp):(50+XX+2*pp)))+b(1,1:(1+pp));
kelio_pavadinimas='Lygus kelias su dviem kliutimis';
disp('Atliekamas vaziavimas lygiu keliu su dviem kliutimis')
case 3
kelias_z(1,50:(50+pp))=kelias_z(1,50:(50+pp))+b(1,1:(1+pp));
kelias_z(1,((50+XX+pp):(50+XX+2*pp)))=kelias_z(1,((50+XX+pp):(50+XX+2*pp)))+b(1,1:(1+pp));
kelias_z(1,((50+XX+2*pp):(50+XX+2*pp)+pp))=kelias_z(1,((50+XX+2*pp):(50+XX+2*pp)+pp))
+b(1,1:(1+pp));
kelio_pavadinimas='Lygus kelias su trimis kliutimis';
disp('Atliekamas vaziavimas lygiu keliu su trimis kliutimis')
end
case 5
load zvyrkelis
tmax=Kelioiveikimolaikas(v)
dt=tmax/680;
t = 0:dt:tmax
x = v*t;a=length(t)
kelio_pavadinimas='Zvyrkelis';
disp('Atliekamas vaziavimas zvyrkeliu')

```

```

kalniukas=0;
case 6
    load blogas_asfaltas
    tmax=Kelioiveikimolaikas(v)
    dt=tmax/680;
    t = 0:dt:tmax;
x = v*t;a=length(t);
kelio_pavadinimas='Nelygus asfaltas';
kalniukas=0;
disp('Atliekamas vaziavimas nelygiu asfaltu')
case 7
    load lygus_asfaltas
    tmax=Kelioiveikimolaikas(v)
    dt=tmax/680;
    t = 0:dt:tmax;
x = v*t;a=length(t);
kelio_pavadinimas='Lygus asfaltas';
kalniukas=0;
disp('Atliekamas vaziavimas lygiu asfaltu')
end

x0 = [0 0 0 0]';
dx = kelias_x(2) - kelias_x(1);          % kelio zingsnis duomenu ivedimui
dt2 = dx/v;                             % laiko zingnis duomenu ivedimui
z0dot = [0 diff(kelias_z)/dt];
u = interp1(kelias_x,z0dot,x)
umf = 1;

% Ketvircio modelio simuliacija
y = lsim(qauto,u*umf,t,x0);
deltamaxf = max(abs(y(:,1)));
z2dotdot = [0 diff(y(:,4))/dt2];

% Ketvircio modelio visualinis atkurimas
if ploton1

    z0 = interp1(kelias_x,kelias_z,x)*umf; % kelio nelygumu aukstis
    zn = z0 + y(:,1);                    % rato pozicija
    Amase=y(:,3)*1000;
    Nmase=y(:,1)*1000;

    za = zn + y(:,3);                    % amortizuotos mases pozicija
    zmf = 3;
    for i=1:length(t)
        pakabos_modelis1([z0(i), zn(i)*zmf, za(i)*zmf, t(i)],kelias_x,kelias_z,x(i),umf);
        ylabel('Amplitude, m')
        title('Dinaminio modelio atvaizdavimas')
        refresh
    end
end
end

```

figure

```

format short
plot(kelias_x,Amase,'r-',kelias_x,Nmase,'k-',kelias_x,z0*1000,'g-');
title(kelio_pavadinimas)
xlabel('Kelias, m')
ylabel('Amplitude z, mm')
legend('Amortizuota mase', 'Neamortizuota mase', 'Kelias')
grid on

if kalniukas==1
    figure
    plot(t,Amase,t,z0*1000)
    grid on
    xlabel('Laikas, s')
    ylabel('Amplitude z, mm')
    legend('Amortizuota mase','kelias')
end

function pakabos_modelis1(x,kelias_x,kelias_z,curr_x,umf)

% Automobilio pozicija:
z0 = x(1);      % Kelio nelygumai
zn = x(2);      % Neamortizuotos mases deviacija
za = x(3);      % Amortizuotos mases deviacija
t = x(4);      % Simuliacijos laikas

% Geometriniai pakabos parametrai
aukstis1 = 0.40;    % pakabos neamortizuotos mases pozicija automobiliui stovint
aukstis2 = 1.15;    % pakabos neamortizuotos mases pozicija automobiliui stovint
aukstis3 = 0.25;    % neamortizuotos mases bloko aukstis
aukstis4 = 0.35;    % amortizuotos mases bloko aukstis
plotis1 = 0.4;      % neamortizuotos mases bloko plotis
plotis2 = 0.5;      % amortizuotos mases bloko plotis
plotis3 = 0.1;      % rato spyruokles storis
plotis4 = 0.15;     % pakabos spyruokles storis
tarpas5 = 0.25;     % spyruokles/slopintuvo tarpas

model_centras = 0.7;    % figuros vidurys

pradinis_taskas = z0;    % rato pozicija
pakabos_elementai = aukstis1+zn+aukstis3/2;
ratas = aukstis1+zn-aukstis3/2;
pakaba = aukstis2+za-aukstis4/2;
L1 = ratas-pradinis_taskas;
L2 = pakaba-pakabos_elementai;

% Simuliacijos laiko atspausdinimas

text(model_centras/2.5,1.4,['Vaziavimo laikas']);
text(model_centras/1.9,1.3,[num2str(t,'%2.1f') ' sec']);

```

```

% kelio profilio atkurimas
dx = kelias_x(2) - kelias_x(1);
kelio_pradzia = max([curr_x-model_centras,0]);
[~,istart] = min(abs(kelio_pradzia-kelias_x));
xend = curr_x + model_centras;
[~,iend] = min(abs(xend-kelias_x));
xpstart = kelio_pradzia-curr_x;
xpend = model_centras;
zp = kelias_z(istart:iend)*umf;
xp = xpstart:dx:xpend;
maxi = min([length(xp),length(zp)]);
figure(1);clf
plot(xp(1:maxi),zp(1:maxi),'g-'); hold on

% Neamortizuotos mases bloko atvaizdavimas
n_mase0 = [0;ratas];
n_mase1 = n_mase0 + [-plotis1/2;0];
n_mase2 = n_mase0 + [-plotis1/2;aukstis3];
n_mase3 = n_mase0 + [plotis1/2;aukstis3];
n_mase4 = n_mase0 + [plotis1/2;0];
fill([n_mase1(1) n_mase2(1) n_mase3(1) n_mase4(1)],[n_mase1(2) n_mase2(2) n_mase3(2)
n_mase4(2)], ...
'w'); hold on
axis([-model_centras model_centras -0.25 1.5])

% Amortizuotos mases bloko atvaizdavimas
a_mase0 = [0;pakaba];
a_mase1 = a_mase0 + [-plotis2/2;0];
a_mase2 = a_mase0 + [-plotis2/2;aukstis4];
a_mase3 = a_mase0 + [plotis2/2;aukstis4];
a_mase4 = a_mase0 + [plotis2/2;0];
fill([a_mase1(1) a_mase2(1) a_mase3(1) a_mase4(1)],[a_mase1(2) a_mase2(2) a_mase3(2)
a_mase4(2)], ...
'w')
% Rato atvaizdavimas
ratas_0 = [0;pradinis_taskas];
plot(ratas_0(1),ratas_0(2),'ko','MarkerSize',10,'MarkerFaceColor','k')
ratas_00 = ratas_0 + [0;0.05];
ratas_1=ratas_00+[-plotis4/1.2;0];
ratas_2=ratas_00+[plotis4/1.2;0];
plot([ratas_0(1) ratas_00(1) ratas_1(1) ratas_2(1)],[ratas_0(2) ratas_00(2) ratas_1(2) ratas_2(2)],'k-
','LineWidth',2)

% Rato spyruokle
ratas_0 = [(-plotis4)/1.2 ; ratas_00(2)];

taskas = L1/11;
r_spyruokle1 = ratas_0 + [0;taskas];
ratas_1 = ratas_0 + [-plotis3/2;3/2*taskas];
ratas_2 = ratas_1 + [plotis3;taskas];
r_spyruokle2 = ratas_2 + [-plotis3;taskas];
r_spyruokle3 = r_spyruokle2 + [plotis3;taskas];

```

```

r_spyruokle4 = r_spyruokle3 + [-plotis3;taskas];
r_spyruokle5 = r_spyruokle4 + [plotis3;taskas];
r_spyruokle6 = r_spyruokle5 + [-plotis3;taskas];
r_spyruokle7 = r_spyruokle6 + [plotis3/2;taskas/2];
r_spyruokle8 = r_spyruokle7 + [0;taskas];
plot([ratas_0(1) r_spyruokle1(1) ratas_1(1) ratas_2(1) r_spyruokle2(1) r_spyruokle3(1) ...
      r_spyruokle4(1) r_spyruokle5(1) r_spyruokle6(1) r_spyruokle7(1) r_spyruokle8(1)], ...
      [ratas_0(2) r_spyruokle1(2) ratas_1(2) ratas_2(2) r_spyruokle2(2) r_spyruokle3(2) ...
      r_spyruokle4(2) r_spyruokle5(2) r_spyruokle6(2) r_spyruokle7(2) r_spyruokle8(2)], 'k-
','LineWidth',2)

% Pakabos spyruokle
p_spyruokle0 = [-tarpas5/2;pakabos_elementai];
taskas = L2/9;
p_spyruokle1 = p_spyruokle0 + [0;taskas];
p_spyruokle2 = p_spyruokle0 + [-plotis4/2;3/2*taskas];
p_spyruokle3 = p_spyruokle2 + [plotis4;taskas];
p_spyruokle4 = p_spyruokle3 + [-plotis4;taskas];
p_spyruokle5 = p_spyruokle4 + [plotis4;taskas];
p_spyruokle6 = p_spyruokle5 + [-plotis4;taskas];
p_spyruokle7 = p_spyruokle6 + [plotis4;taskas];
p_spyruokle8 = p_spyruokle7 + [-plotis4;taskas];
p_spyruokle9 = p_spyruokle8 + [plotis4/2;taskas/2];
p_spyruokle10 = p_spyruokle9 + [0;taskas];
plot([p_spyruokle0(1) p_spyruokle1(1) p_spyruokle2(1) p_spyruokle3(1) p_spyruokle4(1)
      p_spyruokle5(1) ...
      p_spyruokle6(1) p_spyruokle7(1) p_spyruokle8(1) p_spyruokle9(1) p_spyruokle10(1)], ...
      [p_spyruokle0(2) p_spyruokle1(2) p_spyruokle2(2) p_spyruokle3(2) p_spyruokle4(2)
      p_spyruokle5(2) ...
      p_spyruokle6(2) p_spyruokle7(2) p_spyruokle8(2) p_spyruokle9(2) p_spyruokle10(2)], 'k-
','LineWidth',3)

% Pakabos slopintuvas
slopintuvas0 = [tarpas5/2;pakabos_elementai];
aa = 0.7*(aukstis2-aukstis1-aukstis3/2-aukstis4/2); bb = L2-aa; cc = 0.3*plotis4;
slopintuvas1 = slopintuvas0 + [-cc;aa];
slopintuvas2 = slopintuvas0 + [-cc;0];
slopintuvas3 = slopintuvas0 + [cc;0];
slopintuvas4 = slopintuvas0 + [cc;aa];
slopintuvas5 = slopintuvas0 + [-cc;bb];
slopintuvas6 = slopintuvas0 + [cc;bb];
slopintuvas7 = slopintuvas0 + [0;L2];
slopintuvas8 = slopintuvas0 + [0;bb];
plot([slopintuvas1(1) slopintuvas2(1) slopintuvas3(1) slopintuvas4(1)], ...
      [slopintuvas1(2) slopintuvas2(2) slopintuvas3(2) slopintuvas4(2)], 'k-','LineWidth',2);
plot([slopintuvas5(1) slopintuvas6(1)], [slopintuvas5(2) slopintuvas6(2)], 'k-','LineWidth',4);
plot([slopintuvas7(1) slopintuvas8(1)], [slopintuvas7(2) slopintuvas8(2)], 'k-','LineWidth',2);

% Rato slopintuvas
slopintuvas0 = [plotis4/1.2;ratas_00(2)];
aa = 0.4*(aukstis2-aukstis1-aukstis3/2-aukstis4/2); bb = L1-aa; cc = 0.2*plotis4;
slopintuvas1 = slopintuvas0 + [-cc;aa];
slopintuvas2 = slopintuvas0 + [-cc;0];

```

```
slopintuvas3 = slopintuvas0 + [cc;0];
slopintuvas4 = slopintuvas0 + [cc;aa];
slopintuvas5 = slopintuvas0 + [-cc;bb];
slopintuvas6 = slopintuvas0 + [cc;bb];
slopintuvas7 = slopintuvas0 + [0;L1-0.05];
slopintuvas8 = slopintuvas0 + [0;bb];
plot([slopintuvas1(1) slopintuvas2(1) slopintuvas3(1) slopintuvas4(1)], ...
      [slopintuvas1(2) slopintuvas2(2) slopintuvas3(2) slopintuvas4(2)], 'k-', 'LineWidth', 2);
plot([slopintuvas5(1) slopintuvas6(1)], [slopintuvas5(2) slopintuvas6(2)], 'k-', 'LineWidth', 4);
plot([slopintuvas7(1) slopintuvas8(1)], [slopintuvas7(2) slopintuvas8(2)], 'k-', 'LineWidth', 2);
```