



KAUNO TECHNOLOGIJOS UNIVERSITETAS
MECHANIKOS INŽINERIJOS IR DIZAINO FAKULTETAS

Povilas Vasiliauskas

**BMW E36 GUMINIŲ ĮVORIŲ ĮTAKOS VAŽIUOKLĖS
GEOMETRINIAMS PARAMETRAMS TYRIMAS**

Baigiamasis magistro projektas

Kaunas, 2017



KAUNO TECHNOLOGIJOS UNIVERSITETAS
MECHANIKOS INŽINERIJOS IR DIZAINO FAKULTETAS

Transporto priemonių inžinerija (621E20001)

**BMW E36 GUMINIŲ ĮVORIŲ ĮTAKOS VAŽIUOKLĖS
GEOMETRINIAMS PARAMETRAMS TYRIMAS**

Baigiamasis magistro projektas

Autorius Povilas Vasiliauskas
(parašas, data)

Vadovas doc. dr. Ramūnas Skvireckas
(parašas, data)

Recenzentas prof. dr. Žilvinas Bazaras
(parašas, data)

Kaunas, 2017



KAUNO TECHNOLOGIJOS UNIVERSITETAS

Mechanikos inžinerijos ir dizaino fakultetas

(Fakultetas)

Povilas Vasiliauskas

(Studento vardas, pavardė)

Transporto priemonių inžinerija (621E20001)

(Studijų programos pavadinimas, kodas)

Baigiamojo magistro projekto „BMW e36 galios didinimo įtakos važiuoklei tyrimas“

AKADEMINIO SAŽINGUMO DEKLARACIJA

20 ____ m. _____ d.
Kaunas

Patvirtinu, kad mano, **Povilo Vasiliausko**, baigiamasis projektas tema “Bmw e36 guminių įvorių įtakos važiuoklės geometriniais parametrams 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 KATEDRA

Suderinta:

Studijų krypties programų vadovas
prof. Artūras Keršys

Transporto inžinerijos katedros vedėjas
doc. Rolandas Makaras

2016 m. vasario mėn. 8 d.

MAGISTRO BAIGIAMOJO PROJEKTO UŽDUOTIS

Išduota studentui: *Povilas Vasiliauskas*

1. Projekto tema: BMW e36 guminių įvorių įtakos važiuoklės geometriniam parametrams tyrimas

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

2. Projekto tikslas: patikrinti vieno iš autosporte naudojamų automobilių – „BMW e36“, galinės važiuoklės geometrinių parametru kitimą, esant skirtingoms važiuoklės svirčių jungtims.

3. Projekto uždaviniai ir reikalavimai: išanalizuoti įvorių deformacijas, palyginti standartinių ir nestandartinių įvorių deformacijas tarpusavyje. Natūriniais eksperimentais ištirti deformacijas standartinėse ir nestandartinėse įvorėse ir patikrinti kaip atlaiko perkrovas. Naudojantis natūrinių eksperimentų bei skaitinio modeliavimo duomenimis, įvertinti ar standartinės ir alternatyvios įvorės atlieka savo funkciją važiuoklėje. Skaitinio modeliavimo pagalba ištirti automobilio važiuoklės geometrinių parametru pokytį ją apkrovus variklio galios sukuriama jėga. Įvertinus analitinius skaičiavimus, natūrinius bandymus ir skaitinį modeliavimą surasti geriausias važiuoklės įvorių, su kuriomis mažiausiai kistų važiuoklės geometriniai parametrai. Atlikti ekonominį įvertinimą.

4. Projekto konsultantai (nurodant projekto skyrius)¹:

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

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

Vadovas: _____

(vardas, pavardė)

(parašas)

Užduotį gavau: _____

(studento vardas, pavardė)

(parašas)

¹ Esant reikalui, suderinus su katedros vedėju

Vasiliauskas, Povilas. BMW e36 guminių įvorių įtakos važiuoklės geometriniais parametrams tyrimas. Magistro baigiamasis projektas / vadovas doc. dr. Ramūnas Skvireckas; Kauno technologijos universitetas, Mechanikos inžinerijos ir dizaino fakultetas.

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

Reikšminiai žodžiai: važiuoklė, galios didinimas, įvorės, svirtys, poliuretano įvorės, remontas, stabilumas, važiuoklės geometriniai parametrai.

Kaunas, 2017. 68 p.

SANTRAUKA

Darbe apžvelgiami skirtingi važiuoklių tipai. Pateikiami jas sudarantys elementai, nurodomi tipų skirtumai. Aprašomos kiekvieno važiuoklės tipo specifikacijos ir ypatumai su pagrindiniais kiekvieno važiuoklės tipo trūkumais bei privalumais. Šiame darbe taip pat aptariami jungiantieji svirčių įtaisai bei jų ypatumai, pateikiamos jungiančiųjų įtaisų alternatyvos, įvertinant jų privalumus bei trūkumus.

Darbe pristatomas tyrimas, atliktas su standartinėmis svirčių jungtimis, joms pritaikius realias sąlygas atitinkančias apkrovas. Tyrimo metu buvo pagamintos alternatyvios jungtys, pagal pasirinktą metodiką parinktas jų tvirtinimo būdas, joms taikyta tokia pati apkrova, kaip ir originalioms jungtims. Gauti ir įvertinti esamas jungtis charakterizuojantys rezultatai.

Siekiant nustatyti tikslias jungčių apkrovas skirtingais apkrovos atvejais, atliktas kompiuterinis modeliavimas su „SolidWorks“ programiniu paketu. Naudojantis „Adams“ programiniu paketu, nustatyti pagrindinių važiuoklės parametrų pokyčiai automobiliui svyrant. Pritaikyti važiuoklės geometrijos parametrai po važiuoklės apkrovimo ir vėl patikrinti automobiliui svyrant. Ta pačia programine įranga nustatyti ir automobilio važiuoklės geometrinių parametrų pokyčiai jam esant stabilioje pozicijoje.

Vasiliauskas, Povilas. Research of influence of the rubber bushings geometrical parameters to the chassis of BMW E36: Master's thesis / supervisor assoc. prof. Ramūnas Skvireckas. The Faculty of Mechanical Engineering and Design, Kaunas University of Technology.

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

Key words: chassis, power increase, bushings, levers, polyurethane bushings, repair, stability, chassis geometrical parameters.

Kaunas, 2017. 68p.

SUMMARY

This work are reviewed different chassis types. Indicated their component parts, specified differences. Described every chasis type, specifications and features with all of theyr pros and cons. In this work there are also discused connecting lever devices and their features, presented connecting device alternatives, assessing their pros and cons.

In this work is presented reeasarch carryed out on connecting levers adapted ro real conditions machining strain. During the research there were manufactured alternative connections, acording to selected technique selected methodd of connecting, applied same strain as for original connections. Recieved and evaluated characterizing results of existing conections.

To determine acurate conection strains in different cases, there were performed computer simulations using „SolidWorks“ program. Using „Adams“ program determined main changes in chasis parameters when vehicle tilted. Adapted chasis geometry parameters after chasis strain and checked again when vehicle tilted. Using same program determined vehicle geometry parameter changes in stable state.

TURINYS

ĮVADAS.....	8
1. LITERATŪROS ANALIZĖ	9
1.1. Važiuklė ir jos tipai.....	9
1.2. Važiuklės svirtys ir jos elementai.....	12
1.3. Pagrindiniai važiuoklės geometriniai parametrai.....	16
1.4. Automobilių važiuoklių parametų tyrimų metodika.....	16
2. TIRIAMOJI DALIS	20
2.1. Analitinių tyrimų metodika.....	20
2.1.1. Automobilio techninės charakteristikos.....	20
2.1.2. Automobilio variklių techniniai duomenys, variklio momento ir galios charakteristikos	20
2.1.3. Automobilio padangų matmenys	23
2.1.4. Rato laisvojo bei statinio spindulio skaičiavimas.....	24
2.1.5. Tiriamo automobilio pavaros schema, pavarų dėžės ir pavarų perdavimo santykiai, pagrindinės pavaros perdavimo santykis	25
2.1.6. Prasisukimo sąlygos tikrinimas	27
2.2. Natūrinių eksperimentų metodika	27
2.2.1. Tyrimo aprašymas.....	27
2.2.2. Tyrimo objektai.....	28
2.2.3. Tyrimo įranga.....	31
2.2.4. Tyrimo eiga	31
2.3. Skaitinių tyrimų metodika	36
3. TYRIMŲ REZULTATAI	39
3.1. Analitinių tyrimų rezultatai.....	39
3.1.1. Automobilio masės pasiskirstymo priekinei ir galinei ašims skaičiavimas, automobilio masės centro skaičiavimas naudojantis programa „MAS1“	39
3.1.2. Rato laisvojo bei statinio spindulio skaičiavimas.....	45
3.1.3. Pavarų dėžės ir pavarų perdavimo santykiai, pagrindinės pavaros perdavimo santykis	45
3.1.4. Prasisukimo sąlygos skaičiavimas	46
3.2. Natūrinių eksperimentų rezultatai	47
3.2.1. Pirmos įvorės bandymo rezultatai.....	53
3.2.2. Antros įvorės bandymo rezultatai	54
3.2.3. Trečios įvorės bandymo rezultatai	55
3.2.4. Ketvirtos įvorės bandymo rezultatai.....	56
3.3. Skaitinių tyrimų rezultatai	58
4. EKONOMINIAI SKAIČIAVIMAI	62
DARBO APIBENDRINIMAS IR REZULTATŲ PALYGINIMAS	63
IŠVADOS.....	64
LITERATŪROS SĄRAŠAS	65

ĮVADAS

Automobilių transportas yra svarbiausia ir plačiausiai išvystyta sausumos transporto šaka. Šiuo metu automobilių saugumas – vienas didžiausių prioritetų automobilių kūrėjams, o jis susijęs su daugeliu aspektų: tai ir stabdymo kelias, manevringumas, greitėjimas, kelio nelygumų apvažiavimas ir daugelis kitų. Šie dalykai ypatingai svarbūs automobiliams, naudojamiems ne pagal įprastą paskirtį, t. y. automobilių sporte.

Automobilių sportas susideda iš daugelio šakų, tačiau apibendrintai jas galima skirstyti į dvi grupes: mėgėjišką ir profesionalų sportą. Profesionalus sportas pasižymi tuo, kad jame naudojami ištobulinti, aukšto techninio lygio automobiliai, kurie dažnai būna itin nutolę nuo savo originalios, t. y. gamyklinės versijos. Mėgėjiškame autosporte priešingai – didesni automobilio pakeitimai netgi neleidžiami. Automobiliams nustatomi atskiri reikalavimai ir specialios techninės charakteristikos. Mėgėjiškame autosporte be išlygų draudžiama keisti važiuoklės konstrukciją, tačiau nėra draudžiama standartinių jungčių keisti į nestandartines. Autosporto naujokai standartinius variklius pakeičia žymiai galingesniais, jie nesusimąsto apie važiuoklės galimybes. Tokiu atveju rizikuojama, kad greitėjimo momentu automobilis gali tapti nestabilus, o tai gali lemti avariją.

Darbo tikslas – patikrinti vieno iš autosporte naudojamų automobilių – „BMW e36“, galinės važiuoklės geometrinių parametų kitimą, esant skirtingoms važiuoklės svirčių jungtims.

Uždaviniai:

1. išanalizuoti įvorių deformacijas, palyginti standartinių ir nestandartinių įvorių deformacijas tarpusavyje;
2. iširti deformacijas standartinėse ir nestandartinėse įvorėse, patikrinti kaip atlaiko perkrovas. Įvertinti ar standartinės ir alternatyvios įvorės atlieka savo funkciją važiuoklėje;
3. iširti automobilio važiuoklės geometrinių parametų pokytį ją apkrovus variklio galios sukuriama jėga. Surasti geriausias važiuoklės įvoves, su kuriomis mažiausiai kistų važiuoklės geometriniai parametrai;
4. atlikti ekonominį įvertinimą.

Skaitinis modeliavimas atliekamas naudojantis dviem programominiiais paketais. „SolidWorks“ programinio paketo pagalba nustatomos apkrovos į atskiras važiuoklės svirtis ir jų jungtis. Standartiniai gamintojo pateikti ir „SolidWorks“ programinio paketo pagalba paskaičiuoti važiuoklės parametru duomenys patikrinami „Adams“ programinio paketo pagalba, vėliau tiriamas automobilio važiuoklės geometrinių parametru kitimas automobiliui esant standartinėje padėtyje ir kėbului svyrant.

1. LITERATŪROS ANALIZĖ

1.1. Važiuklė ir jos tipai

Važiuklė – tai automobilio dalis, kurios paskirtis variklio sukamąjį judesį per ratus paversti automobilio slenkamuoju judesiu, sušvelninti smūgius važiuojant nelygiu keliu, išlaikyti kuo ilgesnį ratų lietimosi su keliu laikotarpį, leisti automobiliui keisti kryptį, palaikyti automobilio stabilumą važiuojant įvairiu greičiu ir keičiant judėjimo kryptį [1]. Kad visa tai būtų užtikrinta, reikalingas ne vienas įtaisas ir mechanizmas, kurie sudaro bendrą visumą – važiuoklę.

Važiuklės sąvoką apibūdina keli įrenginiai, kurie skirti sugerti smūgius, pasukti automobilį, riedėti, atlaikyti rėmo apkrovas, bei bendrasis rėmas. Tačiau dabartinėse važiuoklėse daugelį šių paskirčių atlieka viena ar kelios detalių grupės, kurios vienu metu yra atsakingos ir kelias važiuoklės paskirtis. Pavyzdžiui, ratas yra skirtas pagerinti važiavimo komfortą, sukibimą su kelio danga ir pasukti automobilį. Kitas pavyzdys – amortizuojančios sistemos. Jos laiko automobilio svorį, suteikia komfortą važiuojant nelygiu keliu, išlaiko stabilumą posūkiuose bei mažina rėmo svyravimų dažnį. Kadangi skirtingos detalės vykdo tą pačią funkciją, sumažinus detalių skaičių dažnai galima prarasti didelę dalį turimų parametrų. Ratas ir amortizuojančios sistemos sušvelnina smūgius, tenkančius automobilio rėmui, taigi be amortizuojančių sistemų šie smūgiai vien ratams amortizuoti taptų per stiprūs, taip pat sumažėtų ratų svyravimo atstumas, o kai kuriais atvejais sumažėtų ir ratų lietimosi laikotarpis [2]. Taigi galima teigti, kad važiuoklės sąvoka yra labai plati, o jos reikšmė skirtingoms automobilio funkcijoms – labai didelė.

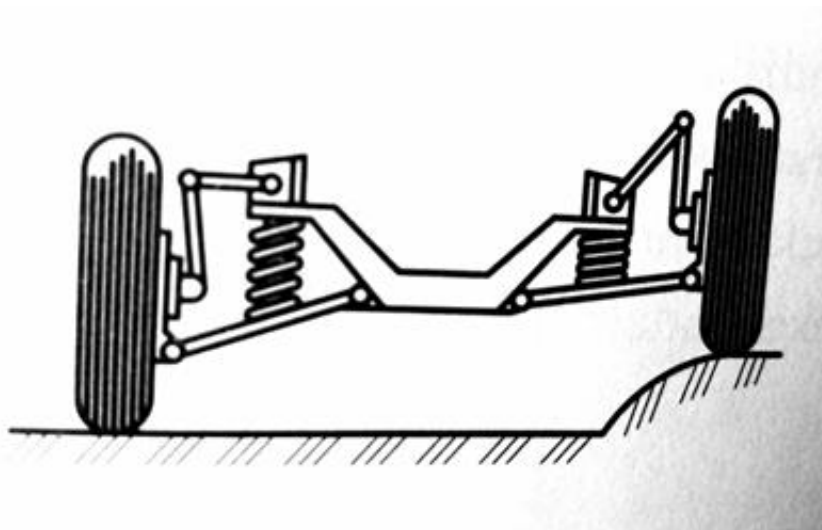
Remiantis moksline bei technine literatūra, skiriami du pagrindiniai važiuoklės tipai – tai priklausoma ir nepriklausoma važiuoklė, kaip tarpinis variantas minimas iš dalies priklausomos važiuoklės tipas [3]. Važiuklės tipas nustatomas pagal ratų tarpusavio priklausomybę: arba ratai yra susieti tarpusavyje, arba veikia nepriklausomai vienas nuo kito.

Priklausoma pakaba dažniausiai yra tarp priešingų ratų ir ji yra bendra ašis, laikanti abu ratus (1.1 pav.). Vieną ratą veikiant kelio nelygumais ar kitu poveikiu, kitas yra veikiamas kartu. Tokios pakabos dažniausiai reaguoja į kelio nelygumus. Tokias pakabas turinčios transporto priemonės labiau pasvyra. Jos pasižymi tvirtumu, tačiau jas naudojant parandamas komfortas, todėl tokios važiuoklės būdingos priekaboms bei kroviniui transportui. Kadangi tokią važiuoklę lengva pagaminti, ji populiaru gaminant pigesnes transporto priemones, pavyzdžiui, lengvųjų automobilių priekabas.



1.1 pav. Priklausoma pakaba [11]

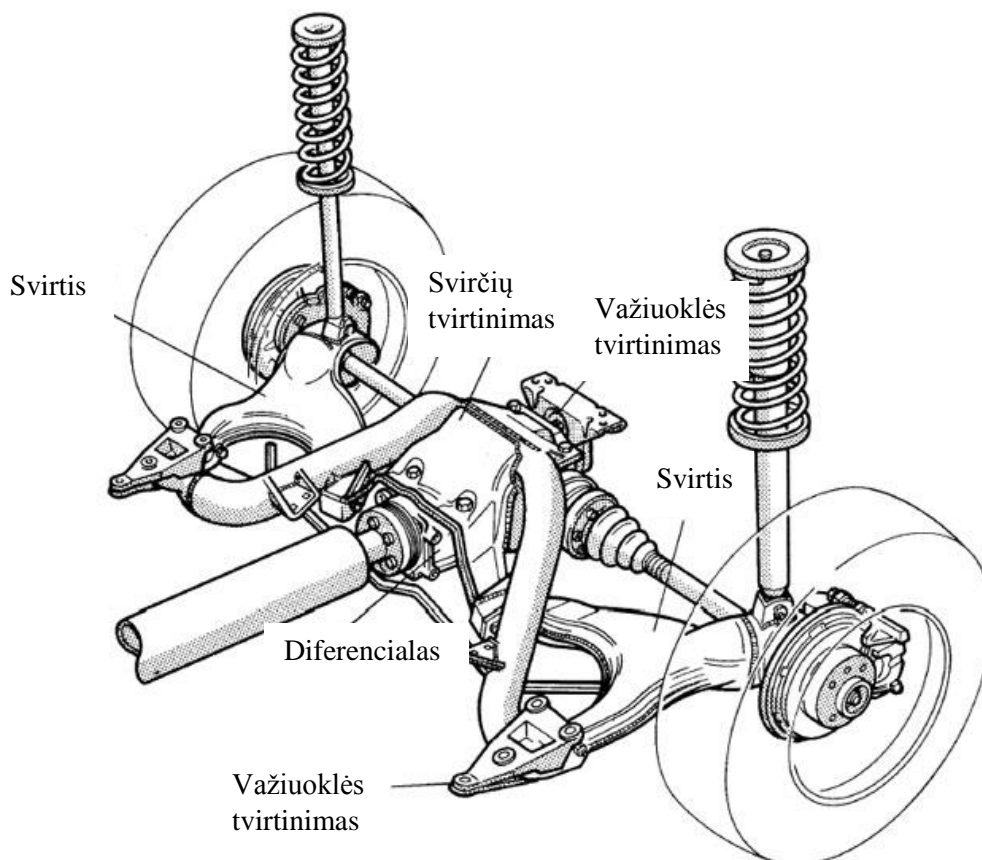
Nepriklausomos pakabos pasižymi tuo, kad kiekvienas ratas, važiuodamas per nelygumus, jį pervaziuoja neperduodamas jokios jėgos kitam automobilio ratui (1.2 pav.), o tai žymiai padidina komfortą, nes sumažina automobilio svyravimą važiuojant nelygiu keliu. Vis dėlto tokia pakaba ne tokia stabili keičiant važiavimo kryptį [4]. Automobiliui keičiant kryptį, apkrovą patiria tik viena jo pusė, o tuo tarpu kita automobilio pusė praranda ratams tenkančią apkrovą.



1.2 pav. Nepriklausoma pakaba [2]

Iš dalies priklausoma pakaba savo konstrukcija yra labai panaši į nepriklausomą pakabą. Jas sieja bendra lanksti svirtis (1.3 pav.). Esant šiai pakabai, ratai juda atskirai, tačiau lanksti svirtis perduoda dalį apkrovos ir kitam ratui. Ratas nėra traukiamas į šoną ar pakreipiama jo ašis, tačiau perduodama jėga, kuri pakelia ar nuleidžia ratą. Tuo metu, kai važiuojama per kliūtį, automobilio pokrypis padidėja, tačiau apkrova tarp ratų pasiskirsto. Tai ypač lengva pastebėti automobiliui keičiant važiavimo kryptį. Kadangi

nepriklausoma ir iš dalies priklausoma pakaba skiriasi labai nežymiai, dažnai šios pakabos priskiriamos nepriklausomų pakabų grupei [5].

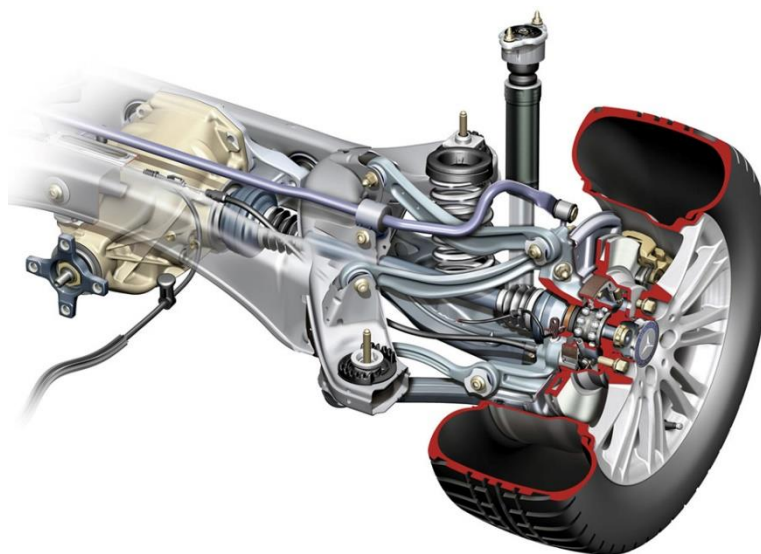


1.3 pav. Dalinai priklausoma pakaba [12]

Vienos svirties nepriklausoma pakaba dažniausiai naudojama mažuose automobiliuose, nes ji labai kompaktiška. Šios pakabos pagrindas yra viena svirtis, prie kurios yra pritvirtinta rato stebulė. Taigi nereikia papildomos svirties stebulei laikyti. Tačiau tokia svirtis turi galėti atlaikyti visų krypčių deformacijas, nes ji visomis kryptimis atlaiko apkrovas, ir užtikrinti rato stabilumą veikiant šoninėms ir vertikaliosioms jėgoms. Vis dėlto tokių važiuoklių geometriniai parametrai yra menkai reguliuojami ir tokią važiuoklę keisti ar pritaikyti labai sunku, todėl avarijos atveju kyla ypač daug sunkumų, prireikia daugiau keitimo elementų. Be viso to, tokiai važiuoklei judant aukštyn-žemyn, tai yra apvažiuojant kelio nelygumus, taip pat keičiasi ir važiuoklės padėtis išilgai automobilio, taigi konstruojant transporto priemonę, konstruktoriams tenka įvertinti šios važiuoklės naudojimo transporto priemonėse galimybes apsunkinančius aspektus.

Daugiasvirtė nepriklausoma pakaba turi panašumų į dvisvirtę, tačiau šios pakabos svirtys yra išskaidytos (1.4 pav.) ir į viena tašką nesusijungia, tokiu atveju svirčių skaičius išauga. Nors daugiasvirtę pakabą sunku suprojektuoti ir yra keletas jos rūšių, ji yra labai adaptyvi įvairioms situacijoms. Tačiau kartu tokiai važiuoklei reikia daugiau priežiūros, nes geometriniai važiuoklės parametrai laikui bėgant gali kisti. Norint, kad automobilis liktų toks pat stabilus, o detalės nesidėvėtų, važiuoklės parametrus reikia atstatyti. Tokia važiuoklė dažniausiai yra paremta kelių svirčių sistema, kurios važiuoklėje atlieka skirtingą funkciją. Svirtys būna pakankamai ilgos dėl to, kad važiuojant netrukdytų atlikti važiuoklės

funkcijų, kitaip tariant, vairo pasukamumo arba apriedėjimo aplink kelio nelygumus. Taip pat ši savybė užtikrina parametrų nekintamumą važiuoklę veikiant riedėjimo, stabdymo jėgoms, išilginei automobilio važiavimo jėgai bei posūkių apkrovoms. Dėl šių priežasčių važiuoklė yra projektuojama su skirtingai išdėstytomis svirtimis ir būtinai su svirtimi, reikalinga geometrijai keisti. Amortizatorius (nepriklausomai su spyruokle ar ne) prie rato stebulės yra tvirtinamas per papildomą ausį. Jei spyruoklė montuojama ne ant amortizatoriaus, tuomet ji įtaisoma ant atskiros svirties esančio pado – specialiai jai skirtos atramos. Taip gaunama stabili sistema automobiliui greitėjant, stabdant ar sukant. Naudojant daugiasvirtę sistemą, galima sumažinti vairavimo jautrumą arba jį padidinti skirtingose pasukimo padėtyse. Tai priklauso nuo to, kuriose vietose svirtys yra prijungiamos prie kėbulo, rato ašies, bei vairo trauklės padėties. Taigi, tokia sistema, nors ir yra žymiai sudėtingesnė, tačiau tuo pačiu ir universalesnė.

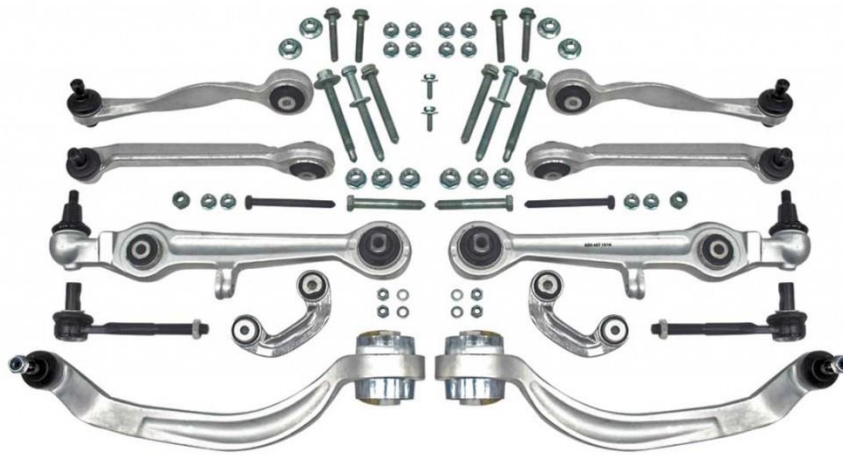


1.4 pav. Daugiasvirtė pakaba [13]

Apžvelgus mokslinę teorinę medžiagą, išskiriami šie važiuoklių tipai: priklausomos, nepriklausomos ir dalinai priklausomos važiuoklės. Priklausoma važiuoklė, nors ir itin tvirta bei pigi gaminti, tačiau nepasižymi komfortu ir labai reaguoja į kelio nelygumus. Nepriklausoma važiuoklė kur kas komfortiškesnė, tačiau nėra tokia stabili posūkiuose. Kiekvienas važiuoklės tipas pasižymi skirtingomis charakteristikomis, todėl kiekvienos jų panaudojimo sritis labai skiriasi. Siekiant skirtingų tikslų, transporto priemonėse montuojamos vienasvirtės, dvisvirtės arba daugiasvirtės važiuoklės.

1.2. Važiuoklės svirtys ir jos elementai

Svirtys – tai svyruojantys važiuoklės elementai, kurie išlaiko automobilio ratus norimoje padėtyje bei padeda ją keisti (1.5 pav.). Įprastai bet kuri važiuoklė turi svirtis, išskyrus išimtinius atvejus, susijusius su priklausomomis pakabomis. Svirtys leidžia ratams pasisukti, apvažiuoti kelio nelygumus bei kėbului pasvirti.

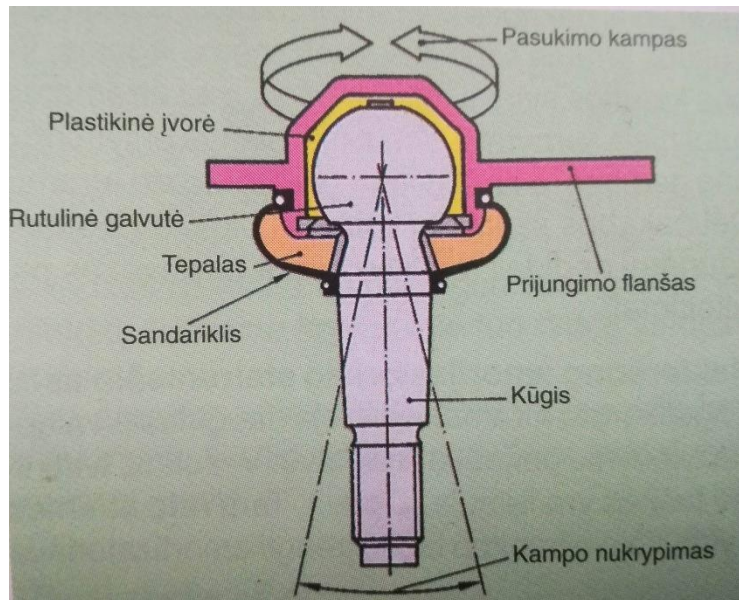


1.5 pav. Svirtys [14]

Svirčių esti įvairių formų, jos būna sudarytos iš skirtingų elementų, priklausomai nuo pačios svirties atliekamos funkcijos ir patiriamų apkrovų vektorių. Šiuolaikiniuose automobiliuose svirčių formos dažnai pritaikomos pagal aplink esančių agregatų ar kitų svirčių išdėstymą. Tai daroma tam, kad kiekviena detalė galėtų netrukdomai atlikti savo funkciją, nesukeltų pašalinių ar papildomų garsų ir kad būtų užtikrintas nustatytas tarnavimo laikotarpis. Tokiu būdu automobilis tampa komfortiškesnis ir ilgaamžiškesnis.

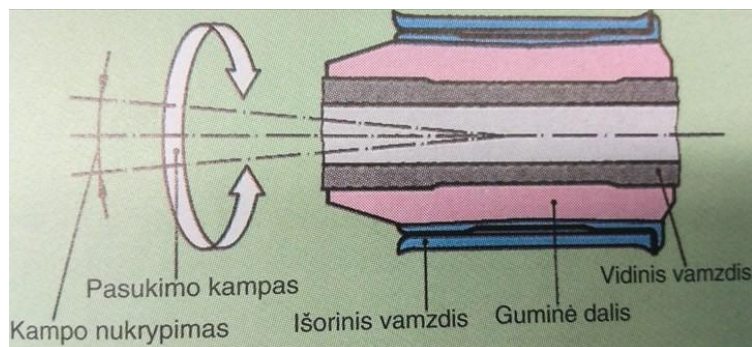
Konstruojant automobilius, svirtims keliama keletas reikalavimų: svirtys turi judėti laisvai, nestrigti; taip pat, kad automobilis būtų lengviau valdomas, svirtys turi pasižymėti nedideliu elastingumu; neturi kelti triukšmo bei izoliuoti nuo kelio kylantį triukšmą. Taip pat svarbu, kad svirtims nereikėtų pastovios papildomos techninės priežiūros. Kad visi šie kriterijai būtų įgyvendinti, naudojamos specifinės detalės, kurios dažniausiai yra tvirtinamos svirčių galuose ir gali būti tvirtinamos skirtingais būdais.

Viena tokių detalių yra rutulinis lankstas (1.6 pav.). Šis mechanizmas suteikia galimybę prijungtiems prietaisams sukis ratu apie išilginę ašį, taip pat leidžia prijungtiems prietaisams pakrypti į kitas kryptis 30–50 laipsnių kampu, priklausomai nuo sferinio guolio konstrukcijos. Dažniausiai šie sferiniai guoliai pagaminami taip, kad negalėtų savaimė išsiardyti, bet neribotai sukis aplink savo ašį pakrypus ribotu kampu. Mechanizmo išorė sudaryta iš metalinio arba aliuminio korpuso, o jo viduje įstatyta metalinė šerdis. Rutulinė šerdis įdėta į plastmasę. Šerdis rutulinis galas yra tepale. Tam, kad nebūtų patirta tepalo nuostolių bei nepatektų drėgmė ir suodžiai, viskas užsandarinama tampria guma. 1.6 pav. pavaizduota konstrukcija suteikia galimybę prie svirties tvirtinamoms detalėms sukis apie sferinio guolio šerdis ašį, tačiau tuo pačiu gali ir pakrypti. Šie mechanizmai itin praktiški tais atvejais, kai skiriasi važiuoklės ir kito mechanizmo tvirtinimo padėtys, pavyzdžiui, vairo trauklėse: svirtis įtaisyta šalia važiuoklės ir kartu su ja nejuda. Taigi, judant rato mechanizmui, atsiranda kampiniai posvyriai, bet kartu judinant svirtis, sferinis guolis neriboja sukiojimosi laisvės.

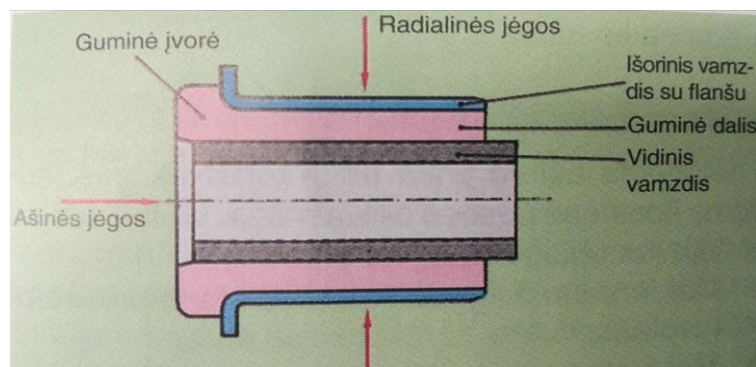


1.6 pav. Rutulinis sferinis guolis [6]

Dar dvi tarpusavyje labai panašios ir važiuoklėse dažnai naudojamos sferinio guolio rūšys – tai guminės įvorės tangentinėms jėgoms (1.7 pav.) ir guminės įvorės ašinėms jėgoms (1.8 pav.). Abi šios jungtys yra guminės įvorės, kurios skiriasi atlaikomos apkrovos kryptimi: guminės įvorės tangentinėms jėgoms atlaiko išorines apkrovos jėgas ne ašies plokštumoje, gali pakrypti nedideliu, apytiksliai 7 laipsnių pokrypiu bei pasisukti apie 30 laipsnių. Guminės įvorės ašinėms jėgoms dažniausiai gali pakrypti labai nedaug, tačiau jos atlaiko ne tik tangentes, bet ir ašines jėgas. Vis dėlto, jei naudojama tik viena įvorė, dažniausiai ji atlaiko tik vienos krypties ašines jėgas.



1.7 pav. Guminės įvorės tangentinei apkrovai lankstas [6]



1.8 pav. Guminės įvorės ašinei apkrovai lankstas [6]

Minėtos lankstų rūšys naudojamos daugumoje šiuolaikinių automobilių, tačiau didesnio komforto siekiantiems vairuotojams dažnai tenka aukoti tokio šarnyro standumą ir jį sumažinti, kad sumažintų patiriamus smūgius, veikiančius vairo ratą bei kėbulą. Šie smūgiai sukelia triukšmą automobilio salone ir sukelia diskomfortą važiuojant. Taigi dabartinius automobilius bandoma pritaikyti pagal klientų poreikius ir pageidavimus. O kad būtų išsaugotos geros automobilio valdymo savybės, pradedama naudoti sudėtingesnio svirčių išdėstymo mechanizmus ar papildomas svirtis.

Šios svirtys naudojamos ir automobilių sporte, kuriame komfortas nėra toks svarbus. Šios svirtys dažnai išlieka nepakitusios, kartais net standartinės, tačiau dažnu atveju yra pakeičiamos jų struktūrinės medžiagos. Pavyzdžiui, tose automobilizmo šakose, kuriose tai nėra draudžiama, svirtims palengvinti ir sutaupyti svorio, metalas pakeičiamas aliuminiu. Autosporte, norint važiuoti ir sukti dideliu greičiu, tinkamai ir greitai startuoti, reikalingi važiuoklės pokyčiai – tam dažniausiai keičiami būtent abiejų rūšių guminių įvorių lankstai, nes jie, patirdami apkrovas, deformuojasi radialinėmis kryptimis. Tuo metu, kai jie deformuojasi lanksčiai, pakinta ir bendras svirties ilgis: ji arba pailgėja, arba patrumpėja. Dėl šios priežasties pakinta ir geometriniai važiuoklės parametrai. Gamyklinė automobilio važiuoklė yra pritaikyta nedidelėms deformacijoms, kurias automobilis gali patirti važiuojant sąlyginai stabiliai, tačiau automobilių sporte patiriamos apkrovos nepalyginamai didesnės. Neretai jame ir gamykliniai varikliai pakeičiami galingesniais ar kitu būdu padidinama jų galia, ko gamintojas nėra numatęs, o važiuoklė paliekama nekeista, tačiau tokiu atveju automobilių sporte yra keičiamos medžiagos, iš kurių pagamintos minėtos guminės įvorės.

Dažniausiai naudojama pakaitinė guminių atramų medžiaga – įvairaus kietumo poliuretanas. Šios medžiagos kietumas yra matuojamas šorais (angl. – *shore*). Ši medžiaga yra pakankamai kieta ir atspari deformacijoms bei gerai sugeria smūgius. Taip pat pakaitalui gali būti naudojamas kapralonas, kuris dėl aukšto kietumo priskiriamas plastmasių grupei. Vis dėlto šios medžiagos naudojimas turi trūkumų: patiriami smūgiai ir paties lanksto judėjimas sukelia papildomą triukšmą, kurie itin intensyviai juntami automobilio kėbule ir laikančiosiose konstrukcijose, taigi ženkliai sutrumpėja jų veikimo laikotarpis. Trečioji alternatyva – tai aliuminės įvorės, tačiau jų naudojimas yra labai ribotas: jų slopinimo funkcija labai minimali, be to, sukeliami didelė apkrova laikančiosioms konstrukcijoms, didelis triukšmas viduje, jos gana greitai susidėvi. Galiausiai, tokio kietumo medžiagas galima naudoti tikrai ne visuose automobilių sporto šakose, nes dažnai kyla grėsmė laikančiosioms konstrukcijoms neatlaikyti smūgių.

Apibendrinus mokslinę, teorinę medžiagą, išskirta kad važiuoklės svirtys yra gaminamos iš įvairių medžiagų, bei skirtingų formų. Šios formos pritaikytos specifiskai prie kiekvienos važiuoklės tipo. Tačiau yra keletas bendrų bruožų: tai svirčių jungtys. Šios jungtys būna kelių tipų: rutulinis lankstas bei įvorės. Ir įvorės gali būti skirtingai pagamintos priklausomai nuo apkrovos krypties, kuria turi atlaikyti ir medžiagos iš kurios yra jos pagamintos.

1.3. Pagrindiniai važiuoklės geometriniai parametrai

Automobilio valdomumas – tai gebėjimas išlaikyti numatytą judėjimo kryptį ir ją keisti pagal norimą trajektoriją. Pirmoji valdomumo ypatybė vadinama kurso pastovumu, o antroji – sukamumu [6]. Kad būtų užtikrintas geras automobilio valdomumas, reikalingi geri važiuoklės geometriniai parametrai, kitaip tariant, tinkama ratų padėtis. Važiuoklės parametrus nusako šios sąvokos: tarpvėžė ir bazė, ratų išvirtimas, ratų suvedimas, skersinio ir išilgino šerdesų pasvirimas, apriedėjimo spindulys. Visi šie parametrai priklauso nuo to, kokių kelių važiuos automobilis: stabilium, tiesiu, vingiuotu, lygiu ar nelygiu ir tai vienodai svarbu vairuojant įprastą automobilį, tiek dalyvaujant lenktynėse. Šie parametrai lemia automobilio elgseną jam baigus posūkį: ar jis lengvai grįš į stabilią padėtį, ar posūkyje automobilio priekis ar galas nepradės slysti, ar važiuojant dideliu greičiu automobilis bus stabilus. Minėtieji parametrai sąlygoja ir važiuoklės detalių patiriamas nuolatinės apkrovas, padangų dėvėjimąsi, padidėjusį triukšmą salone, sunkesnę vairo ir ratų valdomumą.

Ratų bazė – tai atstumas tarp galinių ir priekinių automobilio ratų centrų, o tarpvėžė nusako atstumą tarp greta esančių ratų, ant vienos ašies lietimosi centrų [7]. Tokius parametrus, kaip ratų tarpvėžė ir ratų bazė, konstruktoriai nustato pagal automobilio klasę, t. y. jo dydį, ir neretai šiuos parametrus keisti sunku ir dažniausiai nepatartina. Automobilius bandant pritaikyti automobilių sportui, dažnai automobilio bazė paliekama nepakeista arba keičiama minimaliai. Automobilio tarpvėžė – priešingai, keičiama dažnai, tačiau tai daryti reikia itin atsargiai. Norint minimaliai pakeisti tarpvėžės atstumą, galima naudoti skirtingo išnešimo ratlankius. Kuo šie atstumai didesni, tuo stabilesnis yra automobilis.

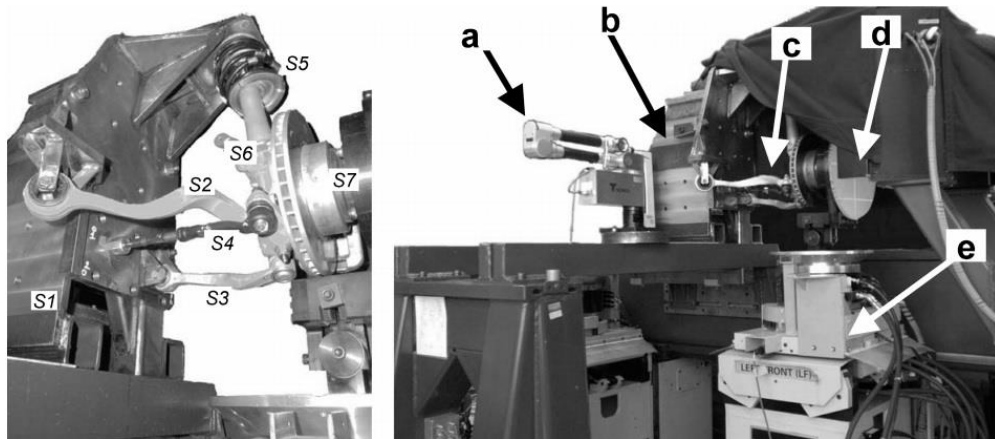
Apibendrinus mokslinę teorinę medžiagą, išskiriami tokie pagrindiniai važiuoklės geometriniai parametrai: ratų bazė, ratų tarpvėžė, ratų išvirtimas, ratų suvedimas, apriedėjimo spindulys, skersinio ir išilgino šerdeso pasvirimas. Šie parametrai stipriai įtakoja automobilio valdomumą kelyje. Kai kuriuos parametrus įmanoma nesunkiai keisti ir reikia atnaujinti, tačiau kai kurie parametrai yra nekeistini ir jiems pakitus automobilis tampa neeksploatuotinas.

1.4. Automobilių važiuoklių parametrų tyrimų metodika

Šiuo metu dažniausiai taikoma važiuoklės tyrimo metodika automobilių gamybos industrijoje yra kompiuterinis modeliavimas. Ši technologija pažangi tuo, kad sutaupo daug laiko, skirtą važiuoklės efektyvumui iširti, tačiau ji turi ir savų trūkumų, pavyzdžiui, neįvertina elastingų važiuoklės jungčių. „McPherson“ važiuoklėje amortizatorius naudojamas kaip visiškai neelastingas, nors kartais tokioje važiuoklėje amortizatoriaus įtaka gali būti gan didelė. Taip nutinka, nes „CAD“ programos dažniausiai neįvertina skirtingų medžiagų savybių suprojektuotame modelyje.

Kadangi norima užtikrinti saugumą ir važiuoklės patikimumą, kuriamos važiuoklės testavimo įrangos. Vienas tokios įrangos pavyzdžių yra važiuoklės ketvirčio modelis, kuriame yra visas vienos pusės ir vienos ašies važiuoklės modelis. Taip tiesiogiai prie bandymų mašinos yra tvirtinamos svirtys,

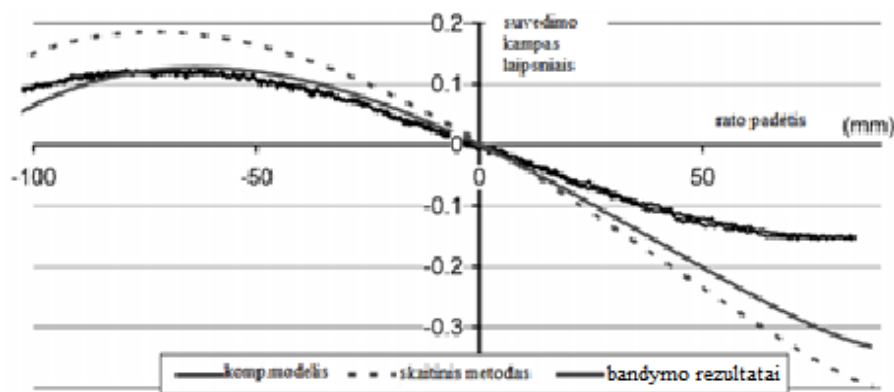
amortizatoriai ir spyruoklės. Svirčių jungčių padėtys visiškai atitinka realaus modelio padėtis, todėl atitinka realias sąlygas (1.9 pav.).



1.9 pav. Važiuklės ketvirčio modelio bandymų mašina [15]

Paveikslėlyje 1.9 žymenimis nuo S1 iki S7 pažymėtos konkretaus ketvirčio modelio svirtys ir dalys, o raidėmis – bandymų mašinos sudedamosios dalys: *a* – prietaisas, sukeliantis apkrovą važiuoklės modeliui, *b* – važiuoklės ketvirčio tvirtinimo rėmas, *c* – važiuoklės ketvirtis, *d* – matavimo prietaisas, *e* – įrengimas imituojantis rato pakilimą nusileidimą.

Tokiu įrenginiu lengvai nustatomas važiuoklės geometrinių parametrų pokytis, suteikus mechaninę apkrovą važiuoklei ir imituojant nelygumų apvažiavimą. Matavimo prietaisais nustatomi realūs važiuoklės geometrijos pokyčiai. Turint gautus duomenis, juos galima lyginti su kompiuterinio modeliavimo duomenimis ir daryti išvadas apie važiuoklę bei modeliavimo tikslumą.

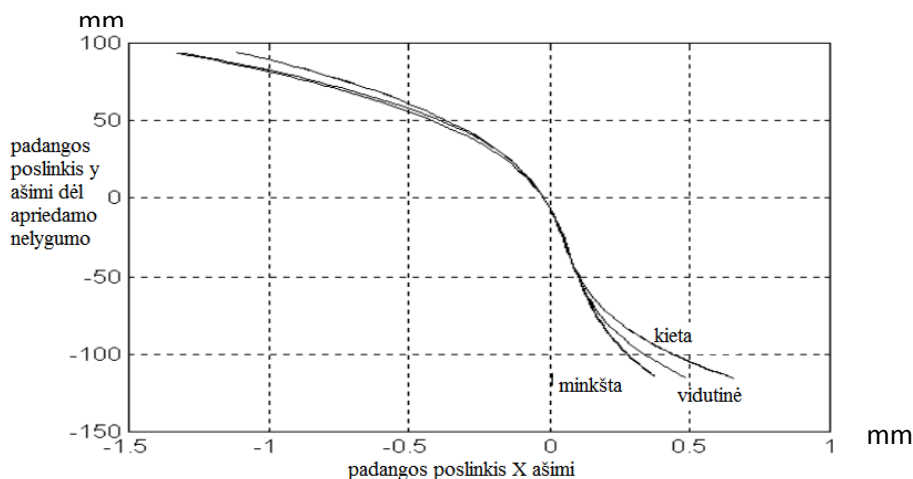


1.10 pav. McPherson važiuoklės rezultatai [15]

Darbe pateikiamas grafikas kuriame matyti suvedimo kampo kitimas McPhersono važiuoklėje. Skirtingos kreivės reiškia skirtingai gautus duomenis, ir tiksliausiai gaunama tiesiogiai testuojant su testavimų įrenginiu (1.9 pav.), o prasčiausiai įvertina skaitinis metodas. Darbe įvardijamos galimos priežastys, kodėl taip nutinka. Skaitininis būdas neįvertina visų kintamųjų bei tinkamai neįvertina jungčių ir elastingų elementų.

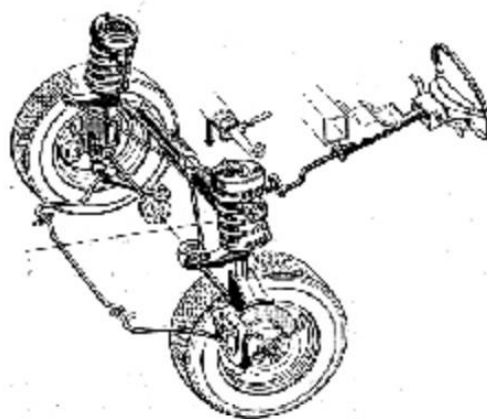
Tyrimo eigoje naudota ir kompiuterinio modeliavimo, įtraukiant tamprias jungtis, metodika. Tokiu skaičiavimo būdu galima sumodeliuoti tikslesnį važiuoklės modelį. Taip pat ši metodika panaudota vibraciniams tyrimams: vibracijos atsiranda ypač viršijant 80 km/h greitį ir pasireiškia aukšto dažnio

vibracijoms. Šios vibracijos dažniausiai nebūna juntamos sėdint automobilyje, bet pajuntamos tik laikant vairą.



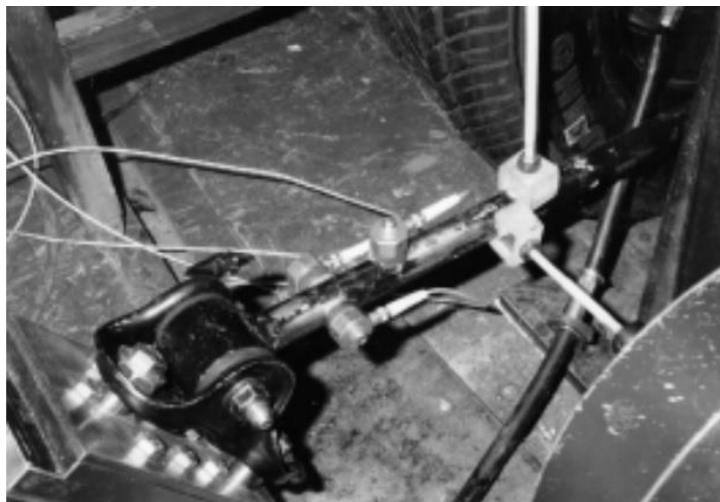
1.11 pav. Padangos poslinkis x ir y ašimis esanš skirtingo kietumo įvorėms [16]

Šio bandymo metu nustatyta, kad šalutinės vibracijos atsiranda dėl tampriųjų jungčių, tačiau jų galima išvengti, keičiant važiuoklės geometriją arba visą važiuoklės struktūrą (tačiau tai taikytina modeliuojant naują automobilį). Kitas būdas išvengti šio reiškinio – tai pasirūpinti būtent tampriųjų jungčių kokybiškumu, nes tai yra tai labai daug dėmesio reikalaujanti, problematinė aptariamoms važiuoklės dalis (1.12 pav.).

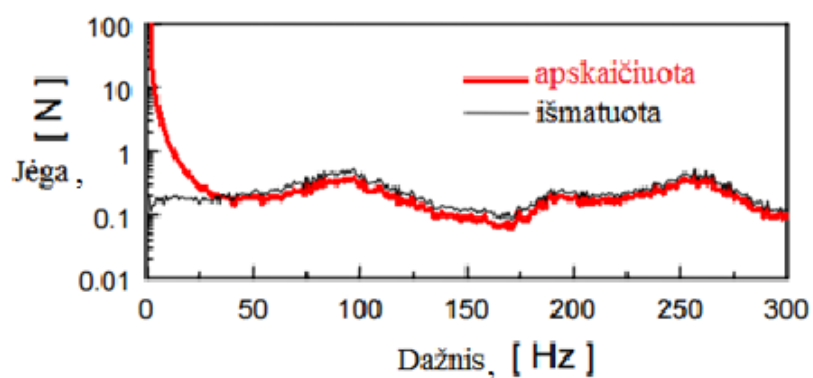


1.12 pav. „McPherson“ važiuoklės modelis [16]

Kita taikyta metodika – netiesioginis jėgos perdavimo matavimas. Važiuoklėje prie tampriųjų jungčių pritvirtinti tarpumačiai, kurie matuoja tarpą tarp svirties ir jos tvirtinimo. Žinant jungties parametrus, galima apskaičiuoti, kokia jėga yra veikiami tvirtinimai. Taip pat tyrimui naudoti akselerometrai, kuriais tikrintos vibracijos prieš ir už tvirtinimo taško: tokiu būdu tikrinama, kaip šios tampriosios jungtys mažina vibraciją, tenkančią automobilio rėmui, o tai ypač svarbu automobilyje esančių keleivių komfortui (1.13 pav.).



1.13 pav. Akselerometro tvirtinimas ir keliomis kryptimis matuojamos jėgos jutikliai [17]



1.14 pav. Jėgos perdavimas važiuoklės elementams esant skirtingiems dažniams [17]

1.14 pav. Atvaizduojama kaip įvorė perduoda jėgą esant skirtingiems jėgos perdavimo dažniams. Raudona linija rodo apskaičiuotas reikšmes, o juoda tyrimo metu išmatuotus rezultatus. Matyti, kad jėgos sumažinamos tačiau grafiko pradžioje tarp teorinių ir išmatuotų rezultatų matomas skirtumas. Šis skirtumas galėjo atsirasti dėl netolygaus dažnių pagreitėjimo, kai jėga tik pradama perteikti tvirtinimui.

2. TIRIAMOJI DALIS

Darbe yra tiriama skirtingų važiuoklės svirčių įvorių įtaka automobilio važiuoklės geometriniais parametrams. Kaip tyrimo objektas pasirinktas automobilis BMW e36, kurio priekinės važiuoklės konstrukcija yra McPhersono, o galinės - daugiasvirtė. Darbe tirta automobilio važiuoklės standartinės bei nestandartinės tamprios įvorės.

Darbe naudojami tiek analitiniai, tiek natūrinių, bei skaitinių tyrimų metodai: analitiniais skaičiavimais įvertinama variklio galios apkrova važiuoklei, natūrinių eksperimentų pagalba nustatyta tampriųjų elementų deformacijos charakteristikos. Pagal gautus analitinių ir natūrinių tyrimų duomenis sudaryti skaitiniai tiriamojo automobilio važiuoklės modeliai Solidworks ir Adams programinių paketų aplinkose. Modeliuose įvertinti tiriamų važiuoklės elementų, tai yra standartinių ir nestandartinių įvorių įtaką važiuoklės geometriniais parametrams, automobilio stabilioje pozicijoje bei jam svyrant.

2.1. Analitinių tyrimų metodika

2.1.1. Automobilio techninės charakteristikos

2.1 lentelė

Sedano kėbulo „BMW e36“ automobilio geometrinės charakteristikos [19]

Matmuo	Žymėjimas	Reikšmė	Matavimo vienetai
Automobilio ilgis	L_a	4478	mm
Automobilio plotis	B_a	1740	mm
Automobilio aukštis	H_a	1410	mm
Automobilio bazė	l	2710	mm
Automobilio tarpvėžė:			
priekyje	b_p	1471	mm
gale	b_g	1483	mm

2.1 lentelėje pateikti duomenys tinka visiems sedano kėbulo tipo „BMW e36“ automobiliams. Toks kėbulo tipas yra pasirinktas šiame tiriamajame darbe. Tai reiškia, kad šie matmenys nesikeis esant ir skirtingiems varikliams.

2.1.2. Automobilio variklių techniniai duomenys, variklio momento ir galios charakteristikos

2.2 lentelėje pateikiami duomenys apie pasirinkto automobilio vidaus degimo variklį (VDV). Jei automobilis turi keletą traukos šaltinių, lentelė pratęsiama ir analogiškai VDV surašomi jų duomenys.

Automobilio su 1,8 l varikliu techniniai duomenys [19]

Charakteristika	Reikšmė (aprašas)	Matavimo vienetai
Cilindrų skaičius	4	
Cilindrų išdėstymas	L (vienoje eilėje)	
Variklio darbinis tūris	1796	cm ³
Maksimali galia	115/6200	ag/ aps/min
Maksimalus sukimo momentas	170/4300	Nm/ aps/min
Degalų tipas	benzinas	A95

Automobiliosu 2,0 l varikliu techniniai duomenys [19]

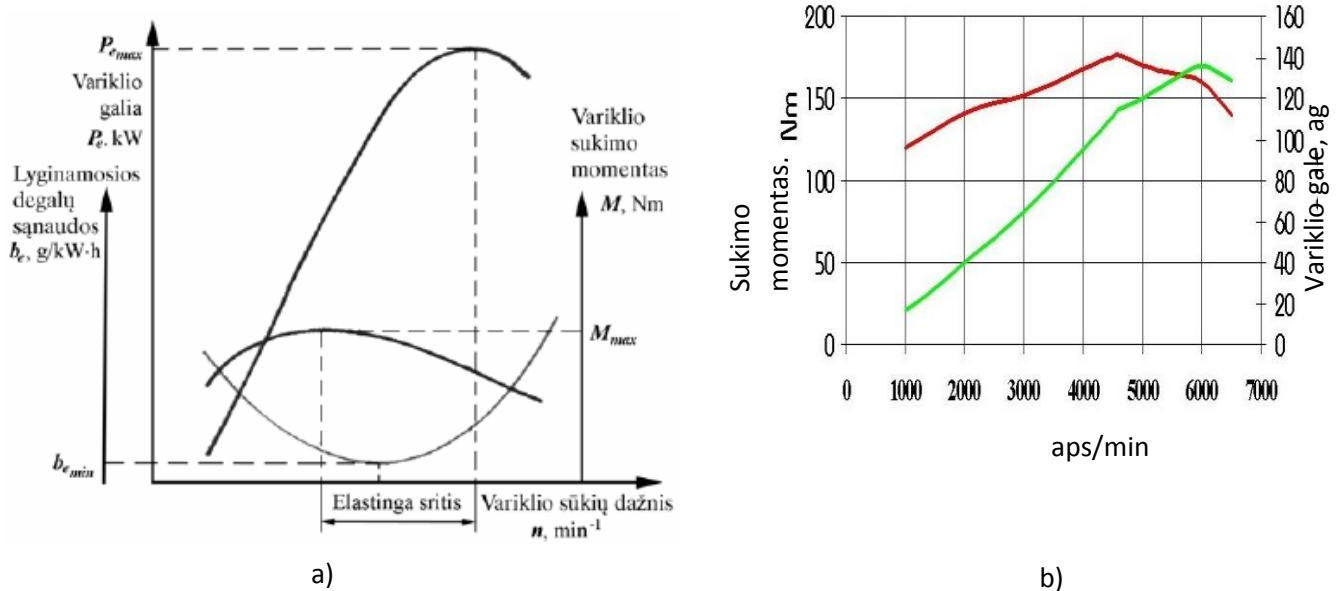
Charakteristika	Reikšmė (aprašas)	Matavimo vienetai
Cilindrų skaičius	6	
Cilindrų išdėstymas	L (vienoje eilėje)	
Variklio darbinis tūris	1991	cm ³
Maksimali galia	150/5900	ag/ aps/min
Maksimalus sukimo momentas	190/4200	Nm/ aps/min
Degalų tipas	benzinas	A95

Automobilio su 2,8 l varikliu techniniai duomenys [19]

Charakteristika	Reikšmė (aprašas)	Matavimo vienetai
Cilindrų skaičius	6	
Cilindrų išdėstymas	L (vienoje eilėje)	
Variklio darbinis tūris	1991	cm ³
Maksimali galia	193/5300	ag/ aps/min
Maksimalus sukimo momentas	280/3950	Nm/ aps/min
Degalų tipas	benzinas	A95

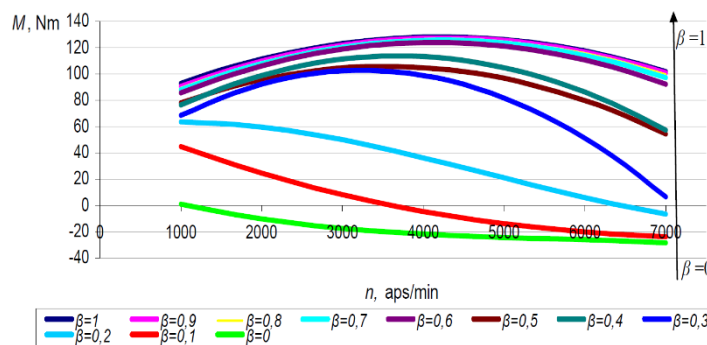
Pagrindines VDV savybes nusako greituminės charakteristikos. Jos rodo sukimo momento M_s , efektyviosios galios P_e , bei lyginamųjų b_e degalų sąnaudų kitimą, priklausomai nuo sūkių dažnio n (2.1 pav.).

Tyrimui naudojamas automobilis turi 1,8 l variklį, tačiau nesunkiai galima įmontuoti ir 2,0 ir 2,8 l variklius – tvirtinimo taškai visiems šiems varikliams yra tie patys. Tačiau montuojant kitą variklį, tenka pakeisti keletą detalių, kurios įtakos apkrovos pokytį automobilio ašims. Taip pat įtakos turi ir paties variklio ilgio pakitimas, kuris geriausiai pastebimas tarp 4 cilindrų variklio ir 6 cilindrų variklio, kai galime matyti pakitusią variklio svorio centro padėtį.



2.1 pav. Automobilio VDV greitinės charakteristikos. A - teorinės kreivės. B - realios „BMW“ automobilio sukimo momento ir galios kreivės priklausomybės nuo variklio sūkių (2,0 l variklio) [19]

Vidaus degimo variklis pasižymi greitinėmis ir dalinėmis charakteristikomis. Norint nubraižyti greitinės charakteristikas (2.2 pav.), VDV turi dirbti esant visiškai atidarytai droselio sklendei (benzininis variklis) arba esant visiškam degalų tiekimui (dyzelinis variklis) $\beta=1$. Dalinės charakteristikos gaunamos dalinai atidarius droselio sklendę arba esant daliniam degalų tiekimui $\beta=0$ iki 1 (2.2 pav).



2.2 pav. VDV sukimo momento dalinės charakteristikos [19]

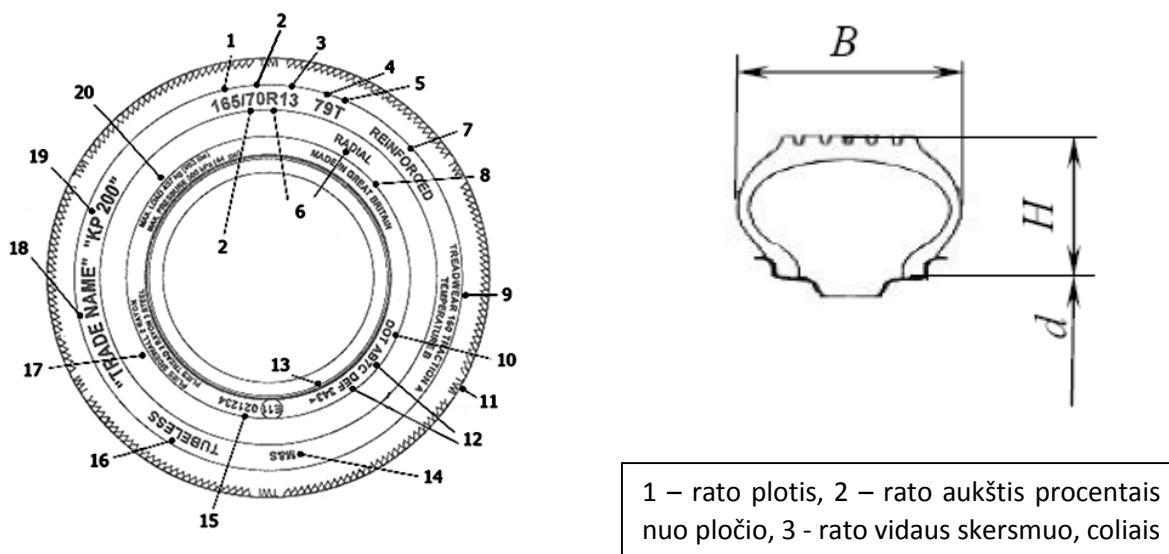
Didėjant sūkių dažniui, didėja efektyvioji galia. Degalų ir oro mišinio masė didėja nuolat, o pasiekusi didžiausią vertę, esant labai dideliems sūkiams, ji vėl mažėja. Variklio sukimo momento dydis priklauso nuo cilindrų pripildymo: kuo geresnis pripildymas, tuo didesnis slėgis susidaro degimo metu.

Cilindrų pripildymas šviežiu mišiniu priklauso nuo vožtuvų persidengimo ir vožtuvų praleidžiamojo skerspjūčio dydžių. [19]

Elastingoje variklio darbo srityje, tarp didžiausio sukimo momento ir didžiausios efektyviosios galios, yra mažiausia lyginamųjų degalų sąnaudų sritis.

2.1.3. Automobilio padangų matmenys

Kiekvienam automobiliui, atsižvelgiant į jo eksploataavimo bei konstrukcines sąlygas, yra parenkamos padangos su atitinkamomis charakteristikomis. Padangas apibūdina parametrai, nurodyti žemiau pateiktame paveikslėlyje (2.3 pav.).



2.3 pav. Padangos žymėjimas [19]

Standartiniai rato matmenys naudojami tiriamam automobiliui yra 205/55 R16. Duomenys pateikiami 2.5 lentelėje.

2.5. lentelė

Tiriamo automobilio padangų duomenys [19]

Matmuo	Pažymėjimas	Reikšmė	Matavimo vienetas
Padangos plotis	B	205	mm
Padangos aukštis	H	$(B \cdot 55)/100 = 112,75$	mm
Ratlankio skersmuo	d	$16 \cdot 25,4 = 406,4$	mm

Skaičius „55“, nurodytas ant padangos reiškia, kad padangos aukštis lygus 55 % tos padangos pločio. Žymuo „R16“ reiškia ratlankio skersmenį coliais (1 colis = 25,4 mm). „205“ reiškia padangos plotį mm.

2.1.4. Rato laisvojo bei statinio spindulio skaičiavimas

Ratas su pneumaticine padanga, dėl savo elastingumo ir jį pagal dydį išcentrinei jėgai veikiančių kintamųjų, nelieta pastovus, kinta jo spindulys. Skiriami tokie ratų riedėjimo spinduliai:

1) Laisvas rato spindulys r_0 (2.4 pav.) arba maksimaliai nejudančio ir neapkrauto rato spindulys. Jis priklauso tik nuo slėgio padangoje.

2) Statinis rato spindulys r_{st} (2.4 pav.) – tai minimalus atstumas nuo vertikalia jėga apkrauto rato ašies iki žemės. Šis spindulys priklauso nuo slėgio padangoje, vertikalios apkrovos bei padangos tipo.

3) Rato riedėjimo spindulys (kinematinis) – riedančio rato, apkrauto vertikalia vertikalia ir traukos jėga, spindulys.

4) Rato dinaminis spindulys nurodo spindulį, kai ratą apkraunanti traukos jėga suspaudžia kontaktuojančio protektoriaus elementus, taigi kelias, nuvažiuotas per vieną apsisukimą, yra mažesnis už rato apskritiminį ilgį.

Rato laisvasis spindulys – r_0 , randamas pagal (2.1) išraišką.

$$r_0 = 0,5 \cdot d + H + 0,001 \cdot B \text{ (mm);} \quad (2.1)$$

čia:

d - ratlankio skersmuo 2.8 lent. (mm);

B – padangos plotis (mm).

Rato statinis spindulys – r_{st} , randamas pagal (2.2) išraišką.

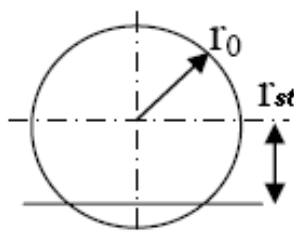
$$r_{st} = 0.5 \cdot d + \Delta \lambda_s \cdot B \text{ (mm)} \quad (2.2)$$

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 (2.4 pav.).



2.4 pav. Rato spinduliai [19]

$$r_{st} < r_0 \quad (2.3)$$

Nelygybė (2.3) yra būtinoji sąlyga, nes ratas visuomet yra šiek tiek „susėdęs“.

Skaičiuojant rato statinį spindulį yra 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 [19].

Žemo slėgio padangos „susėdimas“ $\lambda_s = 0,93$

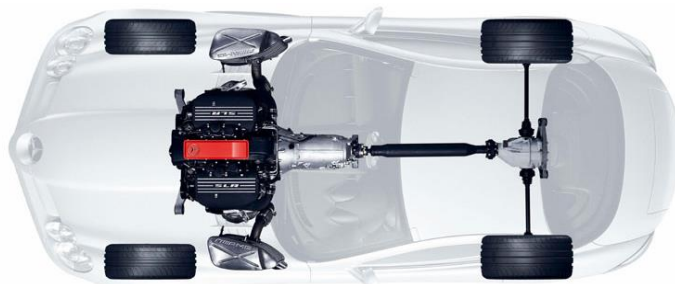
Aukšto slėgio padangos „susėdimas“ $\lambda_s = 0,95$,

Lengvojo automobilio diagonalinės padangos „susėdimas“ $\lambda_s = 0,85 \dots 0,9$

Lengvojo automobilio radialinės padangos „susėdimas“ $\lambda_s = 0,8 \dots 0,85$

2.1.5. Tiriama automobilio pavaros schema, pavarų dėžės ir pavarų perdavimo santykiai, pagrindinės pavaros perdavimo santykis

Atsižvelgiant į eksploataavimo sąlygas, komforto, dinamikos reikalavimus yra parenkama automobilio komponuotė, jos perdavos agregatai. 2.5 pav. pateikiama klasikinės komponuotės automobilio schema, kai variklis priekyje, o galiniai ratai yra varantieji. Tokia pat komplektuotė naudojama ir pasirinktame „BMW e36“ modelyje.



2.5 pav. Tiriama automobilio pavaros schema [19]

2.5 pav. pavaizduotas automobilis su priekyje išilgai įmontuotu L6 varikliu. Variklis nuosekliai sujungtas su 5 laipsnių pavarų dėže. Pavarų dėžė per kardaninį veleną sujungta su gale įmontuota pagrindine pavara, kuri per diferencialą traukos momentą paskirsto galiniams automobilio ratams.

Visos perdavos perdavimo santykių duomenys pateikiami 2.6 lentelėje: informacija panaudota remiantis autorizuotu „BMW“ tvarkymo instrukcijų vadovu, tačiau reikia pažymėti, kad pateikti duomenys atspindi tik 2,5 l variklio automobilių modelius, kurių šio tyrimo metu neanalizuosime. Tačiau šiuos duomenis galima panaudoti apskaičiuoti tiriamų modelių duomenims.

Perdavos perdavimo santykiai [19]

I – pavara	4.23
II – pavara	2.52
III – pavara	1.66
IV – pavara	1,22
V – pavara	1.00
Atbulinė pavara	4,02
Pagrindinė pavara	3,25

Pavarų dėžė visais tyrimo atvejais buvo ta pati, todėl visų pavarų perdavimo skaičiai nekinta. Keičiamas tik vienas parametras, t. y., pagrindinės pavaros perdava. Montuojant didesnę nei 2 l variklį, kartu su pusašiais keičiama ir perdava, taigi kitos pagrindinės pavaros perdavimo skaičius taip pat skiriasi. Jis apskaičiuojamas pagal formulę (2.4), susietą su maksimaliu automobilio greičiu, pagrindine perdava ir maksimaliu apsisukimų skaičiumi.

$$U_{pp} = \frac{v_{max1} \cdot U_5 \cdot U_{pp1}}{v_{max2}} \quad (2.4)$$

čia:

v_{max1} – maksimalus išvystomas automobilio greitis (m/s);

v_{max2} – maksimalus skaičiuojamos pavaros greitis (m/s);

U_5 – penktos pavaros perdavimo skaičius, kuris vienodas visais atvejais;

U_{pp1} – pagrindinės pavaros perdavimo skaičius (žinomas);

U_{pp} – skaičiuojamos pagrindinės pavaros perdavimo skaičius.

2.7 lentelėje pateikiami greičio duomenys, kurie paimti iš gamintojų pateikiamų specifikacijų.

2.7 lentelė

Tiriamų automobilių maksimalūs greičiai [19]

E36 modelis su reikiamu varikliu	Maksimalus greitis, km/h
318i motoras 1,8 l	213
320i motoras 2,0 l	214
325i motoras 2,5 l	232
328i motoras 2,8 l	236

2.1.6. Prasisukimo sąlygos tikrinimas

Varančiojo rato periferijoje automobilio jėgos agregato ir transmisijos sukuriama momento jėga žymima P_b .

$$P_b = M_{\max} \cdot U_{tr} \cdot U_1 \cdot \eta_{tr} \cdot \frac{K_k}{r_{st}} \quad (2.5)$$

čia:

η_{tr} – transmisijos naudingumo koeficientas (0,88 ÷ 0,95);

K_k – korekcijos koeficientas (0,95);

r_{st} – rato statinis spindulys (m).

Varančiųjų ratų prasisukimui reikalinga išilginė traukos jėga ratų periferijoje.

$$P_{bsk} = \frac{G \cdot l \cdot \varphi_x \cdot \cos \alpha}{l - h_c \cdot (\varphi_x + f_a)} \quad (2.6)$$

čia:

G – varančiajam automobilio ašiai tenkanti vertikali svorio jėga nuo automobilio masės (N) (pateikiama „MAS1“ programa gautų rezultatų RP arba RU reikšmė);

l – automobilio bazė (m);

φ_x – sukibimo su keliu koeficientas (0,75 ÷ 0,85), išskirtiniais atvejais, t. y., su specialiomis padangomis ir kontaktuojant su sausu trasos paviršiumi, (0,9 ÷ 1);

$\alpha = 0^\circ$ – įkalnės kampas;

h_c – automobilio svorio centro aukštis (m) (naudojama „MAS1“ programa gautų rezultatų reikšmė – ZC).

f_a – pasipriešinimo judėjimui koeficientas (0,01).

Prasisukimo sąlyga teisinga, kai:

$$P_{bsk} \geq P_b \quad (2.7)$$

2.2. Natūrinių eksperimentų metodika

Apžvelgus mokslinę ir techninę literatūrą, atlikus tyrimui pasirinktų automobilių charakteristikų analizę bei analitinius skaičiavimus, svarbu pateikti, koks tyrimas buvo atliktas, kokie tyrimo objektai, jo eiga, tyrimui naudojama įranga, kokie atliktų bandymų rezultatai.

2.2.1. Tyrimo aprašymas

Šiame skyriuje aprašoma automobilio galinės važiuoklės tampriųjų jungčių tyrimo metodika (2.6 pav.). Jungtys apkraunamos realias sąlygas automobilyje imituojančiomis apkrovomis, jos gniuždomos arba tempiamos. Taigi, pirmiausia buvo pagaminama įranga, kuria galima imituoti būtent šias apkrovas. Atsižvelgiama į sąlygą, kad nėra svarbu, kurios krypties apkrova bus taikoma: gniuždymas ar tempimas - guminės įvorės jas atlaiko vienodai. Gniuždant vieną įvorės pusę, tuo pačiu yra tempiama priešinga įvorės pusė, o tai vyksta dėl pačios įvorės konstrukcijos bei jos įtvirtinimo. Daugumos konstrukcijų

viduje galime matyti plieninę įvorę su ertme, kurios skersmuo atitinka įvorę tvirtinančio varžto skersmenį, toliau matyti guminis intarpas, susijungiantis su išorėje esančiu plieniniu vamzdeliu. Šis vamzdelis įsistatomas į automobilio svirties tvirtinimo vietą. Kadangi vamzdelis yra apvalus, įtvirtinus įvorę per jos ašį ir vienoje pusėje ją gniuždant, kitoje pusėje atsiranda tempimas.



2.6 pav. Svirties įvorė [18]

Tyrimui parenkama įranga turi imituoti tokią pačią apkrovą, kokią detalės patiria realiomis sąlygomis. Taigi, yra tvirtinama ašis bei naudojamas varžtas per minėtą ašį vidinėje įvorėje. Kad būtų išvengta kirpimo deformacijų ir su jomis susijusių rezultatų iškraipymų, būtina pasirūpinti, kad varžtas nepatirtų lenkimo ar kirpimo tvirtinimo ir įvorės ašies vietoje. Todėl tvirtinant įvorę prietaise neturi likti tarpo tarp įvorės ašies ir tvirtinimo atramos.

Taip pat prieš atliekant tyrimą labai svarbu užtikrinti, kad būtų pakankamai vietos deformuotis gumai, tai yra, įvorės išorinis cilindras galėtų pakankamai judėti. Priešingu atveju būtų galima tikėtis netikslių rezultatų. Maksimalus atstumas, kuriame gali būti deformuojama įvorė – vienos pusės įvorės gumos plotis. Galiausiai reikia įvertinti ir užtikrinti, kad deformuojantis įvorei, ji nepajudėtų į šoną, nepakryptų ir nepasikeistų jos tvirtinimas.

2.2.2. Tyrimo objektai

Tyrimo naudojamos kelių rūšių svirčių tampriosios jungtys. Tai yra, standartinės guminės įvorės, kurios yra standartiškai dedamos į automobilius ir visiškai nėra pritaikytos sportiniam važiavimui – jos gaminamos automobilio važiavimui keliu. Dažniausiai tokios įvorės yra pakankamai minkštos, kartais net sukuriamos specialios kryptingos gumos sumažinimo zonos, kad deformacija viena kryptimi būtų didesnė, o kita kryptimi liktų tokia pati. Vis dėlto, tyrimo metu naudosime įvoves su pilnaviduriu gumos

užpildu. Tyrimo važiuoklėje įmontuotos tik vienodo užpildymo įvorės, tačiau esančios vidinėje tilto dalyje yra itin siauros: tokiu būdu užtikrinama jų minimali deformacija.

Tolimesnėje eigoje naudojamos poliuretalinės įvorės. Jos gaminamos individualiai, jų specifikacijos pateikiamos prieduose: minkštesnis geltonas poliuretanas (1 Priedas) ir kietesnis mėlynas poliuretanas (2 Priedas). Tokių įvorių galima įsigyti arba, turint reikiamą įrangą, pasigaminti patiems iš standartinių medžiagos strypų, kurie taip pat yra rinkoje. Minėtu atveju galima pasigaminti bet kokio norimo dydžio įvorę su skirtingais vidiniais ir išoriniais matmenimis, taigi kartu galima parinkti įvairias formas bei keisti maksimalų deformacijos dydį.

Teorinėje apžvalgoje buvo minėta daugiau alternatyvių medžiagų, tačiau naudosime aukščiau aptartas medžiagas, kadangi kitos medžiagos dažniausiai naudojamos profesionaliame automobilių sporte, o šis tyrimas skirtas ištirti sandartinis automobilis, kuriame naudojamos standartinės važiuoklės su standartinėmis arba poliuretano įvorėmis. Nors nėra draudžiama naudoti ir kietesnes medžiagas, tačiau reikia atsižvelgti į tai, kad negalima keisti standartinės važiuoklės.

Visų pirma, prieš tyrimą buvo gaminamos įvorės. Norint ištekinti reikiamos formos nestandartines įvoves, naudotos metalo tekinimo staklės (2.7 pav.) .



2.7 pav. Metalo tekinimo staklės

Buvo ištekinama reikiamo skersmens metalinė ašis su skylė. Šiuo atveju pasirinkti du skirtingi dydžiai: vienu atveju vidinė ašis buvo tokio pat dydžio, kokia yra standartinėje įvorėje, kitu atveju – mažesnė 19 mm (tai taikyta tik vienai įvorei). Taip tikimasi pamatyti rezultatų pasiskirstymą keičiant įvorės parametrus, taip pat išanalizuoti, kaip skiriasi panašių įvorių parametrai. Po to poliuretane gręžiama skylė. Skylė gręžiama 0,2 mm mažesnė už pagaminamą ašį, kad būtų nedidelė įvarža ir būtų įmanoma tekinti ant ašies užmautą poliuretaną. Galiausiai poliuretanas užmaunamas ir tekinamas.

Poliuretano tekinimo režimai nesiskiria nuo metalo tekinimo režimų (2.8 pav.), tačiau patartina gaminti, peiliu išpjaunant priėjimo du griovelius, kurių gylis būtų toks, kaip norimos pagaminti įvorės. Tuomet tuo pačiu peiliu tekinama iš dešinės pusės į kairę. Taip susidaro lygus paviršius, o lygaus

paviršiaus poliuretano įvorę lengviau įstatyti į svirties lizdą. Tokiu atveju vidinės ašies lizde neatsiranda nepageidaujamos deformacijos. Taigi, vidinė ašis gali sukintis nesant per didelei apkrovai, tai yra, automobilio spyruoklėms ir amortizatoriams netrukdo tinkamai funkcionuoti.



2.8 pav. Skirtingu režimu tekintas mėlynas poliuretanas

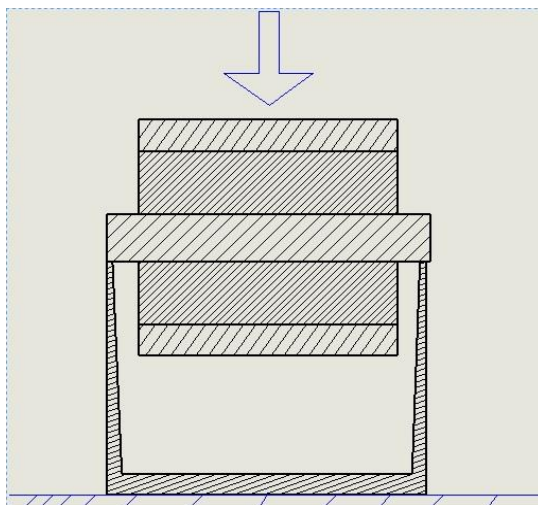
Kraštuose, kur turėtų baigtis lizdas, įvorėi padaromi nedideli krašteliai, kurie neleidžia svirčiai judėti iš vieno galo į kitą. Taip neatsiranda papildomų garsų svirčiai atsiremiant į šonus, taip pat išvengiama nepageidautino pasislinkimo ir svirties padėties nuokrypių. Poliuretano įvorės šonai gaminami lygūs su ašies šonais. Tokiu atveju pats poliuretanas neslidinėja ant ašies bei neatsiranda nepageidautinų ašies padėties pokyčių. Užbaigus gaminti įvorę, ji perpjauinama per pusę, taip žymiai palengvinamas įvorės montavimas ir demontavimas. Taip pat padaromos nuožulnios įvorės išorėje ir viduje, siekiant palengvinti montavimo darbus.

Dar vienas svarbus aspektas, gaminant šias įvorės – jų išorė įstatoma pakankamai standžiai. Tam įvorė buvo gaminama 0,2–0,4 mm didesnė už lizdą. Kadangi jos ašis turi sukiotis, ašis po įvorės pagaminimo dar yra poliruojama. Nupoliravus 0,1 mm, sumažėja jos skersmuo ir išorė tampa glotni, viduje neturi laisvumo, gali sukintis ir sukdamasi negadina pačios įvorės. Sumontuotos įvorės bandymams vaizdas pateiktas 2.9 pav.



2.9 pav. Bandymui paruošta poliuretano įvorė

Tyrimui buvo įsigytos ir standartinės įvorės, kurios įmontuojamos į esamas svirtis ir pagal kurias buvo gaminamos poliuretano įvorės. 2.9 pav. pavaizduota poliuretano įvorė su ašimi ir originalios svirties įvorės lizdu. Kadangi įvorės neturi išorinio cilindro, jų įtvirtinimui panaudoti nupjauti originalūs įtvirtinimo lizdai. Taip galima patikrinti įvorių atitikimą realioms sąlygoms, užtikrinant atitikimą tarp matuojamų matmenų. Taip pat tai palengvina įtvirtinimą matavimo įrengime. Toliau gaminami tvirtinimo stovai, kurių pagrindinė schema pavaizduota 2.10 pav.. Pagaminamas toks rėmas, kurio plotis viršuje atitiktų įvorės plotį ties ašimi ir taip būtų išvengta kirpimo. Rėmas turi būti vientisas, kad suteikus apkrovą atskiros dalys neiškryptų ir sistema neiširtų. Numatoma, kad deformavimas vyks spaudžiant įvorę iš viršaus. Taip ašis liktų stabili, o įvorė deformuotųsi imituojant realias jos darbo sąlygas. Taip pat paliekama pakankamai vietos pilnai deformuoti įvorę be sąlyčio su apačia.



2.10 pav. Tvirtinimo principo schema

Panašiai tvirtinamos ir standartinės įvorės, tik vietoj bendros ašies jos yra dedamos ant varžto.

2.2.3. Tyrimo įranga

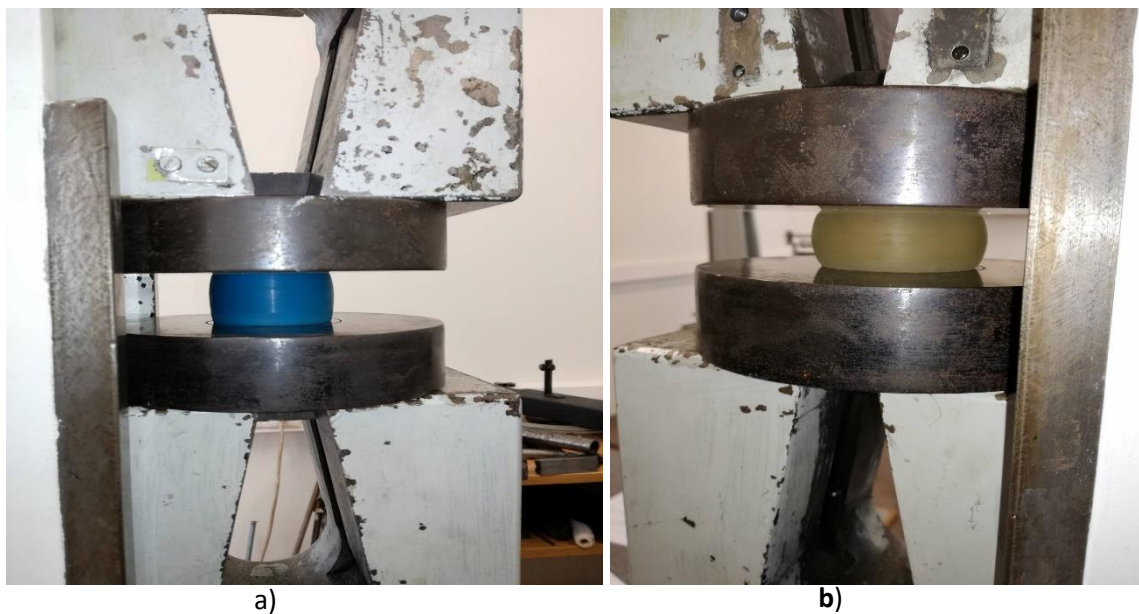
Naudojamas jau aptartas rėmas (2.10 pav.), kuris skirtingoms įvorėms yra skirtingas ir pritaikytas kiekvienai atskirai. Šie rėmai suvirinti iš dviejų 90° kampu esančių standartinių profilių. Šie profiliai suvirinti ant vienos metalinės plokštelės, kurios storis 8 mm. Taip pagaminama tvirta konstrukcija, kuri nesideformuotų net gniuždymo metu. Viršuje, kur dedama įvorė, padaromi nedideli grioveliai. Šie grioveliai skirti įvorių ašiai (varžtui) įstatyti, kad atliekant gniuždymo bandymus šios įvorės nepariedėtų arba neišsprūstų. Taip užtikrinama, kad bandymą būtų saugu atlikti.

Toliau naudojama 50 kN universali elektroninė tyrimų mašina, kurią sudaro HBH matavimo įranga, kompiuteris ir jėgos detektorius. Naudojant šias priemones, ašinėmis jėgomis iki 50 kN galima apkrauti bet kokią elementą ir matuoti, koku laiko tarpu ir kiek buvo apkrauta medžiaga, koks jos deformacijos dydis dvejomis ašimis. Atliekant tyrimą matavimams buvo naudota tik viena ašis.

2.2.4. Tyrimo eiga

Tyrimo pradžioje cilindrams tekinti naudotas taisyklingos formos geltonas ir mėlynas poliuretanai. Šie cilindrai skirti nustatyti medžiagos savybėms. Turint grynos medžiagos formą, ją

deformuojant ir žinant, kiek ir prie kokios jėgos ji deformuojasi, galima nustatyti medžiagos standumą. Šitaip galima palyginti, kaip nuo standumo keičiasi įvorių deformacija, bei patikrinti, ar šios medžiagos, gavusios tam tikrą apkrovą ir jas deformavus, nesuyra arba negrižtamų deformacijų (2.11 pav.).



2.11 pav. Medžiagos bandiniai: (a) mėlynas poliuretanai; (b) geltonas poliuretanai

Toliau atliekami darbai su standartinėmis įvorėmis, jos dedamos į kiekvienai įvorei pagamintus skirtingus rėmus (2.12 pav.) ir perveriama ašis.



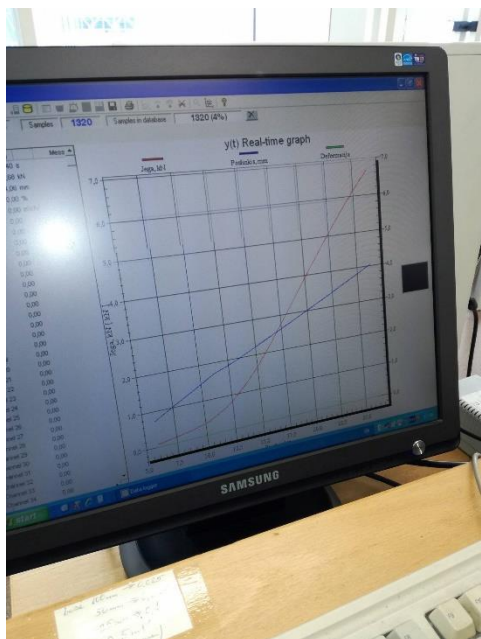
2.12 pav. Rėmas įvorių tvirtinimui

Kitas žingsnis – įvorės su rėmu dedamos ant gniuždymo įrengimo (2.13 pav.), kuriuo matuojama deformacijos ir gniuždymo jėga.



2.13 pav. Bandymui paruošta įvorė

Įrenginys paleidžiamas, pradedama matuoti jėga bei deformacijos. Jėga sukeliama iki 35000 N ir tuomet įrenginys sustabdomas. Duomenys užfiksuojami ekrane ir programoje (2.14 pav.). Iš programos duomenys perkeliama į MS „Excel“ skaičiuoklę.



2.14 pav. Kompiuterio ekrane fiksuojami duomenys

Kiti bandymai atlikti su nestandartinėmis įvorėmis (2.15 pav.), t. y., tekintomis poliuretano įvorėmis. Šios įvorės neturi išorinio vamzdelio, jis nereikalingas. Kad nebūtų deformuojamas tik vienas įvorės šonas, naudotos originalios automobilio svirtys: nuo jų nupjauti reikalingi galai, į juos įstatytos įvorės. Spaudžiant šiuos sutvirtinimus, matuojamas svirties lizdo tempimas svirčiai.



2.15 pav. Poliuretano įvorė

Taigi, šios įvorės dedamos ant tų pačių rėmų, kurie naudoti ir standartinių įvorių tvirtinimui (2.169 pav.). Kitam tvirtinimui naudojama tekinta ašis, per kurią realiu atveju būtų gręžiama skylė ir veriamas varžtas. Šis komplektas vėl dedamas į gniuždymo įrenginį.



2.16 pav. Poliuretaninės įvorės įtvirtinimas

Kaip ir su standartinėmis įvorėmis, matuojama jėga ir deformacijos. Šiuo atveju atlikta pora nestandartinių veiksmų: su pagrindine įvore atliktas bandymas esant skirtingam ašies skersmeniui: vienas skersmuo 19 mm, o kitas 25 mm. Storesnioji ašis atitinka standartinę ašį, plonesnioji – tą pačią, kuri buvo naudota mažesnėms įvorėms (2.17 pav.).



2.17 pav. Skirtingos poliuretano įvorių ašys

Galiausiai buvo bandomas geltonas poliuretanas (2.18 pav.), tačiau jis naudotas tik su pagrindine įvore. Taigi, skaičiavimams atlikti naudojama kaip mišraus standumo važiuoklė, naudota tik storesnioji ašis (25 mm.).



2.18 pav. Geltono poliuretano įvorė

Šiame darbe dar skaičiuojamas skirtingo kietumo poliuretano standumas. Apskaičiuoti standumui, galima remtis Huko dėsnio formule:

$$F = k \cdot x \quad (2.8)$$

čia:

F – tamprumo jėga, N;

k – standumas, N/m;

x – pailgėjimas, sutrumpėjimas, m.

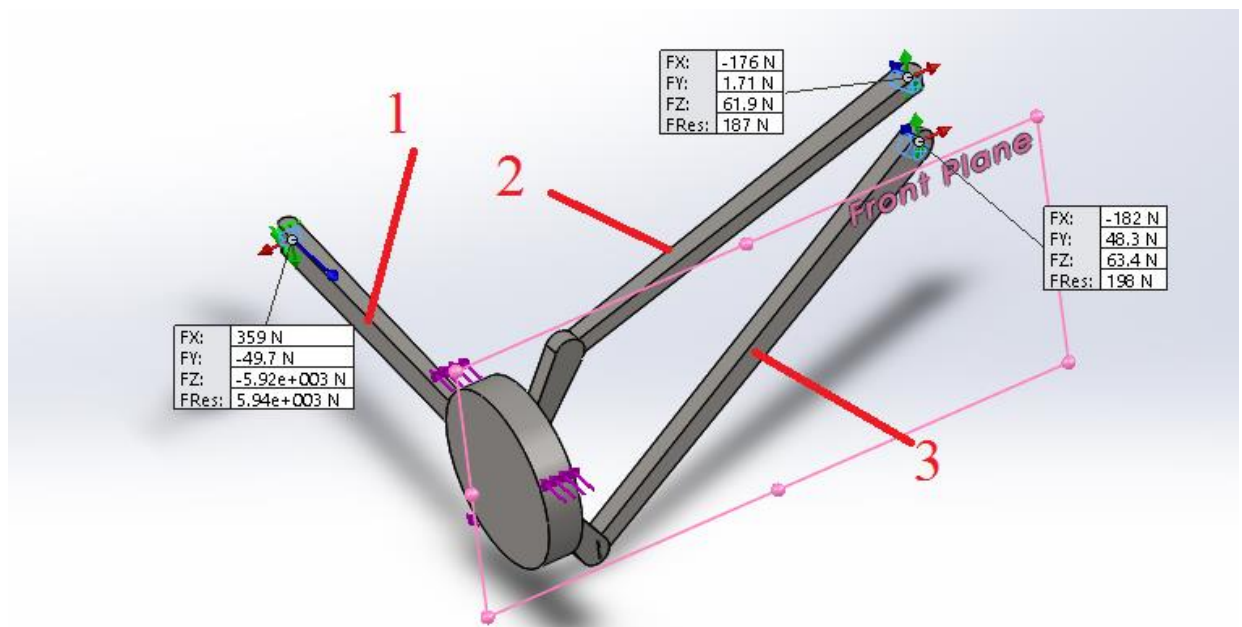
Iš 2.8 formulės išreiškiame standumą:

$$k = \frac{F}{x} \quad (2.9)$$

2.3. Skaitinių tyrimų metodika

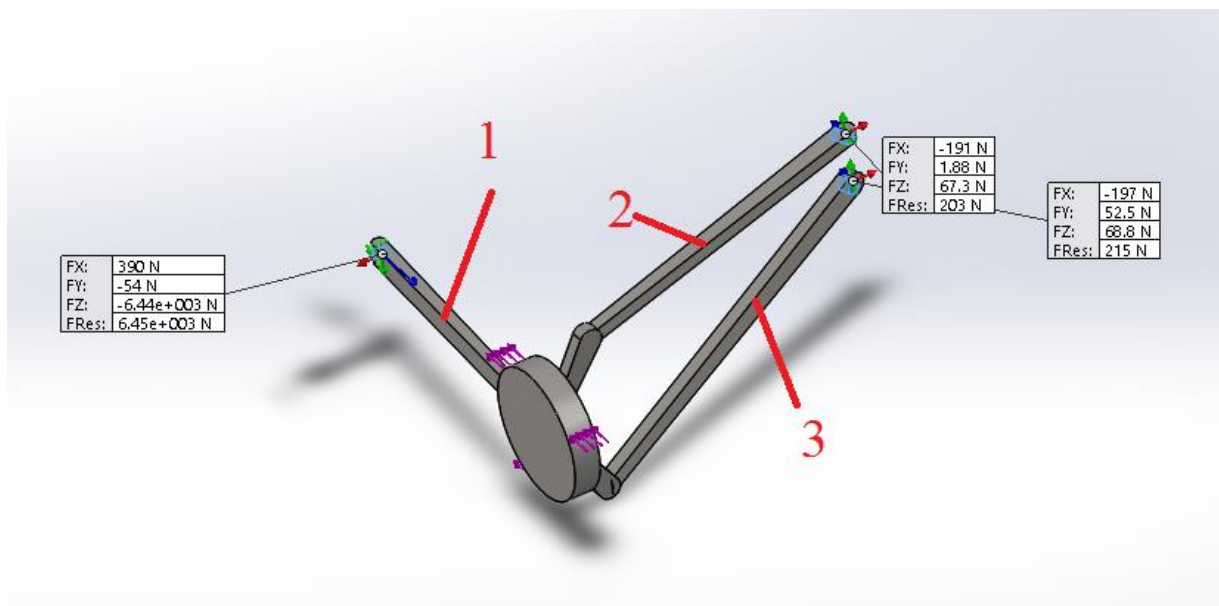
Tyrimo metu buvo atlikti kompiuterinio modeliavimo darbai naudojantis dviem kompiuterinio modeliavimo programomis: „Adams“ ir „SolidWorks“. „SolidWorks“ programa naudojama patikrinti variklio galios pasiskirstymą tarp svirčių konkrečiu variklio automobilyje atveju. Šiam nustatymui sudaromas supaprastintas modelis, kuriame yra visi būdingi važiuoklės taškai: tai svirčių susijungimo tarpusavyje bei susijungimo su kėbulu padėtyis ir rato ašies padėtis. Supaprastintas modelis naudojamas siekiant palengvinti uždavinių skaičiavimą. Kadangi tiriamos apkrovos yra ne svirtyse, o jų jungtyse, tai nevertinamos svirčių formos bei konstrukcinės savybės.

Toliau pateikiamoje iliustracijoje vaizduojama 1,8 l variklio galios apkrova svirtims.



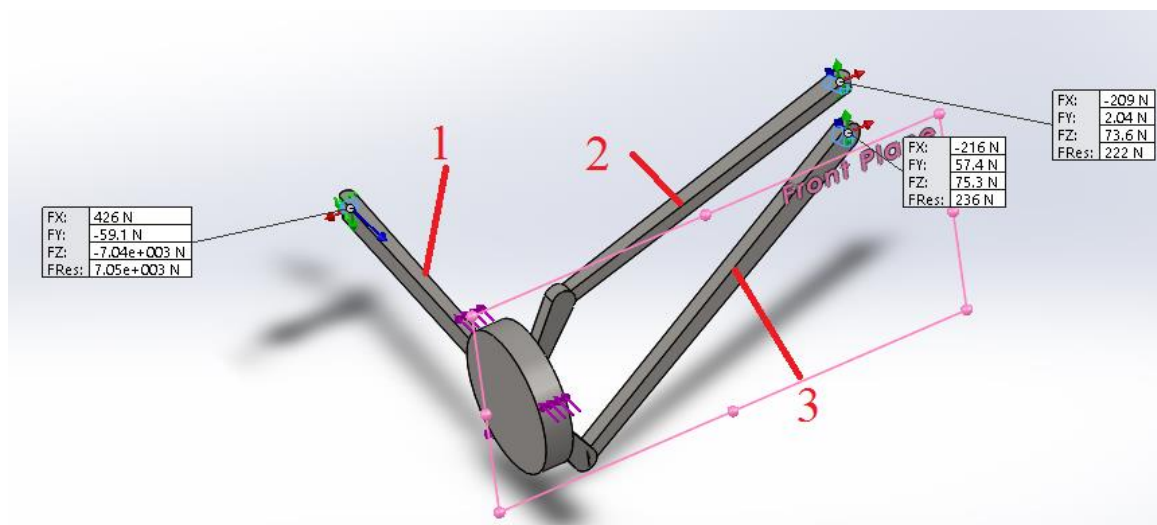
2.19 pav. Tiriamo automobilio su 1,8l varikliu važiuoklės sk. modelis su apkrautomis jėgomis „SolidWorks“ aplinkoje: 1 – pagrindinė važiuoklės svirtis; 2 – viršutinė svirtis; 3 – suvedimo svirtis.

2,0 l variklio galios jėga apkraunama svirčiai sistema (2.20 pav.):



2.20 pav. Tiriamo automobilio su 2,0 l varikliu važiuoklės sk. modelis su apkrautomis jėgomis „SolidWorks“ aplinkoje: 1 – pagrindinė važiuoklės svirtis; 2 – viršutinė svirtis; 3 – suvedimo svirtis

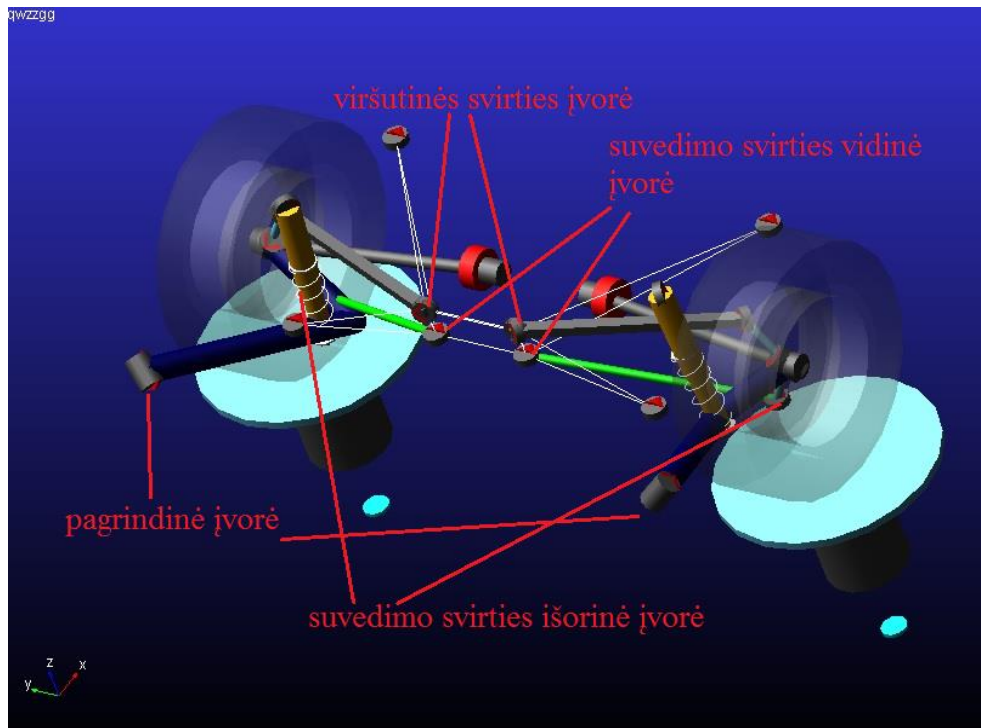
2,8 l variklio galios jėga apkraunama svirčių sistema:



2.21 pav. Tiriamo automobilio su 2,8l varikliu važiuoklės sk. modelis su apkrautomis jėgomis „SolidWorks“ aplinkoje: 1 – pagrindinė važiuoklės svirtis; 2 – viršutinė svirtis; 3 – suvedimo svirtis

Remiantis gautais rezultatais ir naudojantis grafikais, esančiais natūrių eksperimentų rezultatų skyriuje, galima pasirinkti kiekvienos įvorės poslinkius ir juos naudoti programoje „Adams“. Taip galima patikrinti, kaip parinkti važiuoklės geometriniai parametrai. Programinio paketo „Adams“ pagalba gaunamas supaprastintos važiuoklės geometrijos pokytis važiuojant nelygiu keliu, taip pat nustatomas važiuoklės geometrijos pokytis po apkrovos ir kaip tai įtakoja važiavimą per kelio nelygumus, ir važiuoklės geometriją.

Pirmiausia modeliavimas atliekamas su važiuokle, kuri nėra apkrauta variklio galios apkrova. Tai yra, jei automobilis tiesiog riedėtų per paviršiaus nelygumus. Nelygumų amplitudė būtų 200 mm. Tokia amplitudė taikoma standartinei važiuoklei. Išskiriami pagrindiniai parametrai: ratų suvedimas ir išvirtimas.



2.22 pav. BMW e36 galinės važiuoklės modelis sudarytas „Adams“ aplinkoje

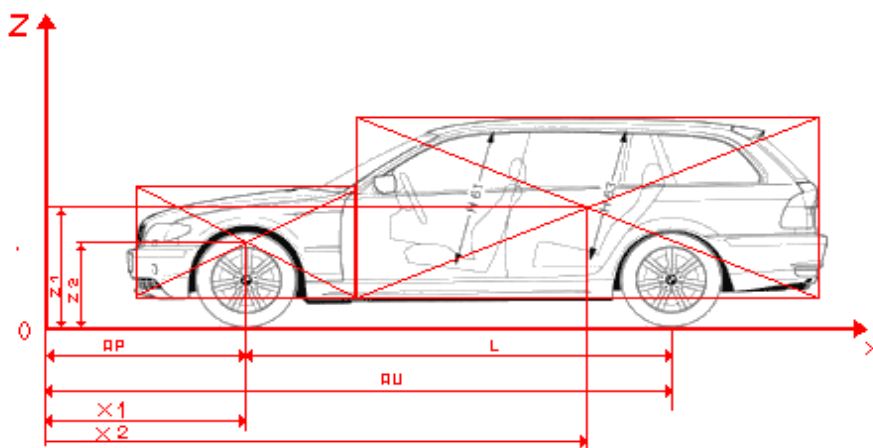
3. TYRIMŲ REZULTATAI

3.1. Analitinių tyrimų rezultatai

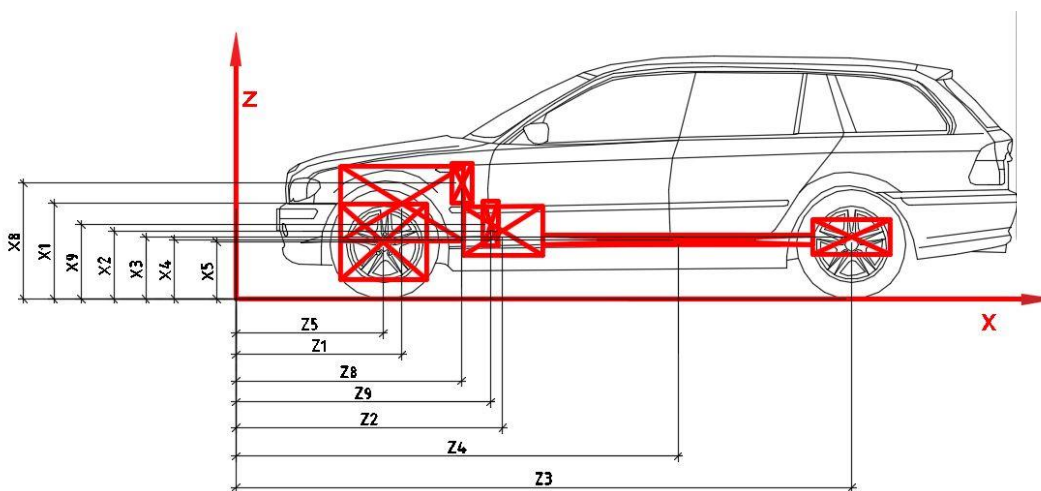
3.1.1. Automobilio masės pasiskirstymo priekinei ir galinei ašims skaičiavimas, automobilio masės centro skaičiavimas naudojantis programa „MAS1“

Norint apskaičiuoti automobilio masės pasiskirstymą automobilio ašims ir automobilio masės centro koordinatas, automobilis išskirstomas atskirais agregatais. Būtina įvertinti tuos elementus, kurie turi didžiausią įtaką automobilio masei. Skaičiuojant įvertinama tai, kad automobilyje sėdi žmogus sveriantys 75 kg (vairuotojas).

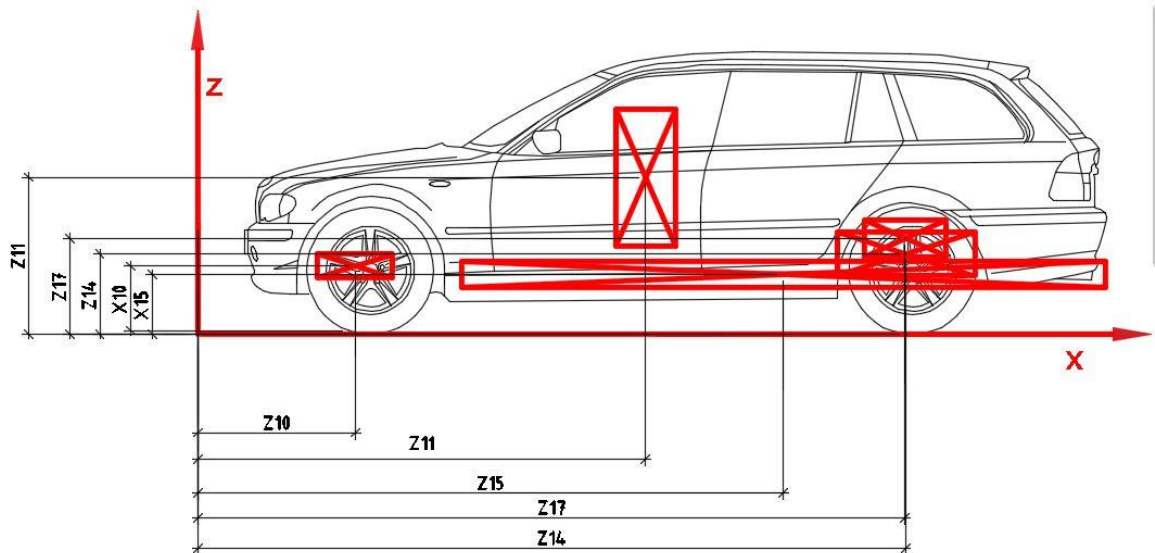
Pagal mastelį koordinatinių ašyse ZO_X nubraižoma automobilio šoninė projekcija su pagrindiniais agregatais 3.1 pav.



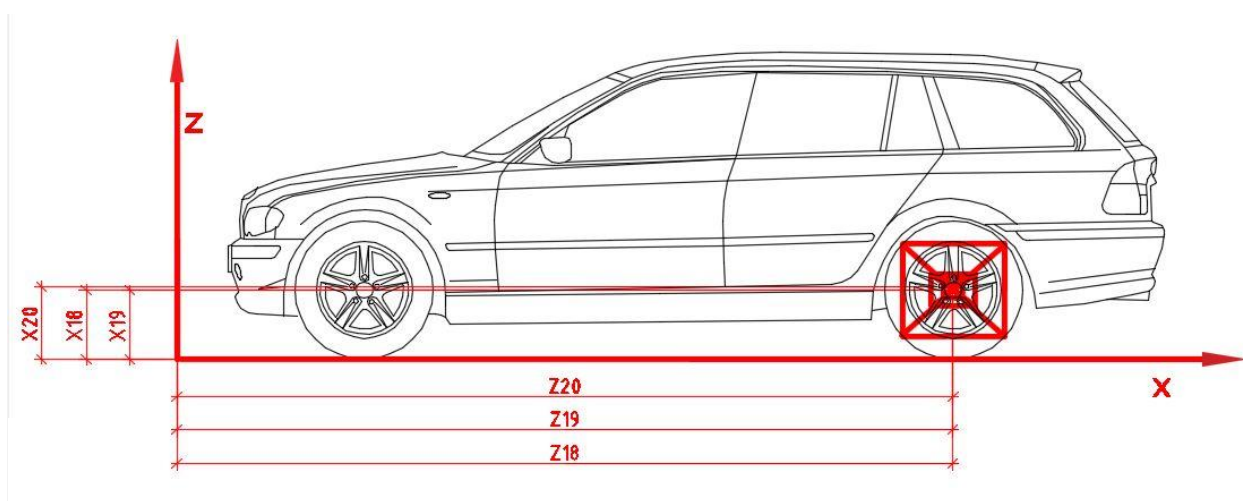
3.1 pav. Automobilio agregatų masės centrų išdėstymo schema [19]



3.2 pav. Automobilio agregatų masės centrų išdėstymo schema [19]



3.3 pav. Automobilio agregatų masės centrų išdėstymo schema [19]



3.4 pav. Automobilio agregatų masės centrų išdėstymo schema [19]

Atliekant skaičiavimus būtina įvertinti ne mažiau kaip 20 elementų. Jei nėra duomenų apie elementų masę, kiekvieno elemento masė nustatoma apytiksliai (įvertinama remiantis praktikos žiniomis). Dalį elementų galima sujungti į vieną (pvz., automobilio kėbulas įvertinamas kartu su stiklais, durimis ir kita vidine bei išorine kėbulo apdaila). Kiekvieno elemento masės centras taip pat nustatomas apytiksliai įsivaizduojant elemento konstrukciją bei esamas detalės formas. Automobilio su 1,8 l varikliu duomenys pateikiami 3.1 lentelėje [19].

Automobilio su 1,8 l varikliu agregatų duomenys [19]

Nr.	Agregatas (elementas)	Masė, kg	x, mm	z, mm
1.	Variklis	100	695	450
2.	Pavarų dėžė	60	1450	410
3.	Pagrindinė pavara	35	4100	350
4.	Kardaninis velenas	25	1675	300
5.	Ratas (priekyje 2 vnt.)	40	650	250
6.	Stebulė su stabdžių sistema (priekyje 2 vnt.)	35	705	150
7.	Vairavimo sistema	10	900	380
8.	Stabdžių cilindras su stiprintuvu	30	3178	250
9.	Pedalų sistema	35	800	650
10.	Vairavimo sistema	25	825	400
11.	Vairuotojas	75	665	200
12.	Kėbulas 1	150	740	500
13.	Kėbulas 2	300	2100	750
14.	Degalų bakas su degalais	65	4200	500
15.	Dujų išmetimo sistema	50	4200	450
16.	Sankaba	30	1500	200
17.	Pakabos blokas (gale 2 vnt.)	90	3175	350
18.	Ratas (2 vnt.)	30	3200	450
19.	Stebulė su stabdžių sistema (gale 2 vnt.)	40	3143	250
20.	Pusašiai (gale 2 vnt.)	20	3102	300
	viso	1200		

Nustatant elementų masę, svarbu atkreipti dėmesį į tai, kad jų suma sutaptų su techninėse charakteristikose nurodyta automobilio mase.

Automobilių masės centro koordinacių skaičiuoklė

Bazė, mm	Masė, kg	Atstumas nuo buferio iki priekinės ašies, mm
2710	1200	650

Rezultatai		
Masė, kg	1200	
Xc, mm	1834.1	
Zc, mm	476.8	
a, mm	1184.1	
b, mm	1525.9	
bazėl, mm	2710	
hc, mm	476.8	
R1, N %	6628.3	56.3
R2, N %	5143.7	43.7

3.5 pav. „BMW“ su 1.8 l variklio darbinio tūriu „MAS1“ programos pateikti rezultatai [19]

Tie patys veiksmai atliekami ir su kitokio variklio BMW e36 modelias. Taip pat pakeičiamos kai kurios automobilio detalės: tai reikalinga dėl to, kad keičiasi variklio padėtis, nesutampa už variklio, esantys tvirtinimo elementai ar todėl, kad kai kurias dalis būtina pakeisti stipresnėmis.

3.2 lentelė

Automobilio su 2,0 l varikliu agregatų duomenys [19]

Nr.	Agregatas (elementas)	Masė, kg	x, mm	z, mm
1.	Variklis	140	720	450
2.	Pavarų dėžė	60	1450	410
3.	Pagrindinė pavara	35	4100	350
4.	Kardaninis velenas	25	1675	300
5.	Ratas (priekyje 2 vnt.)	40	650	250
6.	Stebulė su stabdžiu sistema (priekyje 2 vnt.)	35	705	150
7.	Vairavimo sistema	10	900	380

8.	Stabdžių cilindras su stiprintuvu	30	3178	250
9.	Pedalų sistema	35	800	650
10.	Vairavimo sistema	25	825	400
11.	Vairuotojas	75	665	200
12.	Kėbulas 1	150	740	500
13.	Kėbulas 2	300	2100	750
14.	Degalų bakas su degalais	65	4200	500
15.	Dujų išmetimo sistema	55	4200	450
16.	Sankaba	30	1500	200
17.	Pakabos blokas (gale 2 vnt.)	90	3175	350
18.	Ratas (2 vnt.)	30	3200	450
19.	Stebulė su stabdžių sistema (gale 2 vnt.)	60	3143	250
20.	Pusašiai (gale 2 vnt.)	40	3102	300
	viso	1285		

Automobilių masės centro koordinacių skaičiuoklė

Bazė, mm	Masė, kg	Atstumas nuo buferio iki priekinės ašies, mm
2710	1285	650

Rezultatai		
Masė, kg	1285	
Xc, mm	1850.7	
Zc, mm	469.6	
a, mm	1200.7	
b, mm	1509.3	
bazė l, mm	2710	
hc, mm	469.6	
R1, N %	7020.7	55.7
R2, N %	5585.2	44.3

3.6 pav. „BMW“ su 2.0 l variklio darbinio tūriu „MAS1“ programos pateikti rezultatai [19]

Automobilio su 2,8 l varikliu agregatų duomenys [19]

Nr.	Agregatas (elementas)	Masė, kg	x, mm	z, mm
1.	Variklis	170	720	450
2.	Pavarų dėžė	60	1450	410
3.	Pagrindinė pavara	35	4100	350
4.	Kardaninis velenas	25	1675	300
5.	Ratas (priekyje 2 vnt.)	40	650	250
6.	Stebulė su stabdžiu sistema (priekyje 2 vnt.)	45	705	150
7.	Vairavimo sistema	10	900	380
8.	Stabdžių cilindras su stiprintuvu	30	3178	250
9.	Pedalų sistema	35	800	650
10.	Vairavimo sistema	45	825	400
11.	Vairuotojas	75	665	200
12.	Kėbulas 1	150	740	500
13.	Kėbulas 2	300	2100	750
14.	Degalų bakas su degalais	65	4200	500
15.	Dujų išmetimo sistema	55	4200	450
16.	Sankaba	60	1500	200
17.	Pakabos blokas (gale 2 vnt.)	90	3175	350
18.	Ratas (2 vnt.)	30	3200	450
19.	Stebulė su stabdžių sistema (gale 2 vnt.)	70	3143	250
20.	Pusašiai (gale 2 vnt.)	40	3102	300
	viso	1395		

Automobilių masės centro koordinacių skaičiuoklė

Bazė, mm	Masė kg	Atstumas nuo buferio iki priekinės ašies, mm	Rezultatai		
2710	1395	650	Masė, kg	1395	
			Xc, mm	1822.0	
			Zc, mm	458.4	
			a, mm	1172.0	
			b, mm	1538.0	
			bazė l, mm	2710	
			hc, mm	458.4	
			R1, N %	7766.4	56.8
			R2,N %	5918.5	43.2

3.7 pav. „BMW“ su 2.8 l variklio darbinio tūriu „MAS1“ programos pateikti rezultatai [19]

3.1.2. Rato laisvojo bei statinio spindulio skaičiavimas

Rato laisvasis spindulys - r_0 , apskaičiuojamas pagal (2.1) išraišką.

$$r_0 = 0,5 \cdot 406 + 112,75 + 0,001 \cdot 205 = 315,955 \text{ mm} \quad (3.1)$$

Rato laisvasis spindulys - r_{st} , apskaičiuojamas pagal (2.2) išraišką

$$r_{st} = 0,5 \cdot 406 + 0,9 \cdot 205 = 387,5 \text{ mm} \quad (3.2)$$

3.1.3. Pavarų dėžės ir pavarų perdavimo santykiai, pagrindinės pavaros perdavimo santykis

Skaičiavimams atlikti naudojama anksčiau pateikta (2.4) formulė.

Kai variklis 1,8 l:

$$U_{pp} = \frac{232 \cdot 1 \cdot 3,25}{213} = 3,5399 \quad (3.3)$$

Kai variklis 2,0 l:

$$U_{pp} = \frac{232 \cdot 1 \cdot 3,25}{214} = 3,5234 \quad (3.4)$$

Kai variklis 2,8 l:

$$U_{pp} = \frac{232 \cdot 1 \cdot 3,25}{236} = 3,195 \quad (3.5)$$

Kadangi naudota (2.4) formulė atspindi tik apytikslius skaičiavimo duomenis, darbe naudojami gamintojo pateikiami duomenys. Šiam modeliui su benzininiu varikliu buvo naudota keletas skirtingų diferencialų, kurie buvo montuojami atsižvelgiant į variklį ir modelio pavarų dėžę. Pastebėti skirtumai, kai gamyklinės komplektacijos automobilis sukomplektuotas su mechanine ir automatine pavarų dėže. Pagrindinės perdavos skaičiai, kuriuos gamintojas deklaravo kaip galimus yra šie: 3,25; 3,45; 3,62; 3,91; 4,1. Taigi, kad skaičiavimai būtų teisingi, pasirinkti artimiausi skaičiai. Naudota formulė nėra visiškai tiksli dar ir dėl to, kad variklio maksimalūs sūkių gali šiek tiek skirtis, o greičio parametrų prie atitinkamų sūkių ir pavarų, gamintojai nepateikia. 2.11 lentelėje pateikiami patikslinti 3.4 lentelės duomenys.

3.4 lentelė

Perdavos perdavimo santykiai

Pavara	Perdavimo skaičius
I – pavara	4.23
II – pavara	2.52
III – pavara	1.66
IV – pavara	1,22
V – pavara	1.00
Atbulinė pavara	4,02
Pagrindinė pavara 1,8 l	3,62
Pagrindinė pavara 2,0 l	3,62
Pagrindinė pavara 2,8 l	3,25

3.1.4. Prasisukimo sąlygos skaičiavimas

Varančiojo rato periferijoje automobilio jėgos agregato ir transmisijos sukuriama momento jėga žymima P_b (2.5) išraiška.

Kai variklis 1,8 l:

$$P_{b1} = 170 \cdot 3,62 \cdot 4,23 \cdot 0,95 \cdot \frac{0,95}{0,3875} = 6060,8 \text{ N} \quad (3.6)$$

Kai variklis 2,0 l:

$$P_{b2} = 190 \cdot 3,62 \cdot 4,23 \cdot 0,95 \cdot \frac{0,95}{0,3875} = 6776,0 \text{ N} \quad (3.7)$$

Kai variklis 2,8 l:

$$P_{b3} = 280 \cdot 3,25 \cdot 4,23 \cdot 0,95 \cdot \frac{0,95}{0,3875} = 8965,1 \text{ N} \quad (3.8)$$

Varančiųjų ratų prasisukimui reikalinga išilginė traukos jėga ratų periferijoje (2.6) išraiška ir prasisukimo sąlyga (2.7) išraiška.

Kai variklis 1,8 l:

$$P_{bsk} = \frac{5143,7 \cdot 2,710 \cdot 0,95 \cdot \cos \alpha}{2,710 - 0,4768 \cdot (0,95 + 0,01)} = 5880,3 \text{ N} \quad (3.9)$$

Iš (3.6) išraiškos ir (3.9) išraiškos naudojami duomenys išraiškai (2.7):

$$6060,8 \text{ N} > 5880,3 \text{ N} \quad (3.10)$$

Kai variklis 2.0 l:

$$P_{bsk} = \frac{5585,2 \cdot 2,710 \cdot 0,95 \cdot \cos \alpha}{2,710 - 0,4768 \cdot (0,95 + 0,01)} = 6385,0 \text{ N} \quad (3.11)$$

Iš (3.7) išraiškos ir (3.11) išraiškos naudojami duomenys išraiškai (2.7):

$$6776,0 \text{ N} > 6385,0 \text{ N} \quad (3.12)$$

Kai variklis 2.8 l:

$$P_{bsk} = \frac{5918,5 \cdot 2,710 \cdot 0,95 \cdot \cos \alpha}{2,710 - 0,4768 \cdot (0,95 + 0,01)} = 6766,1 \text{ N} \quad (3.13)$$

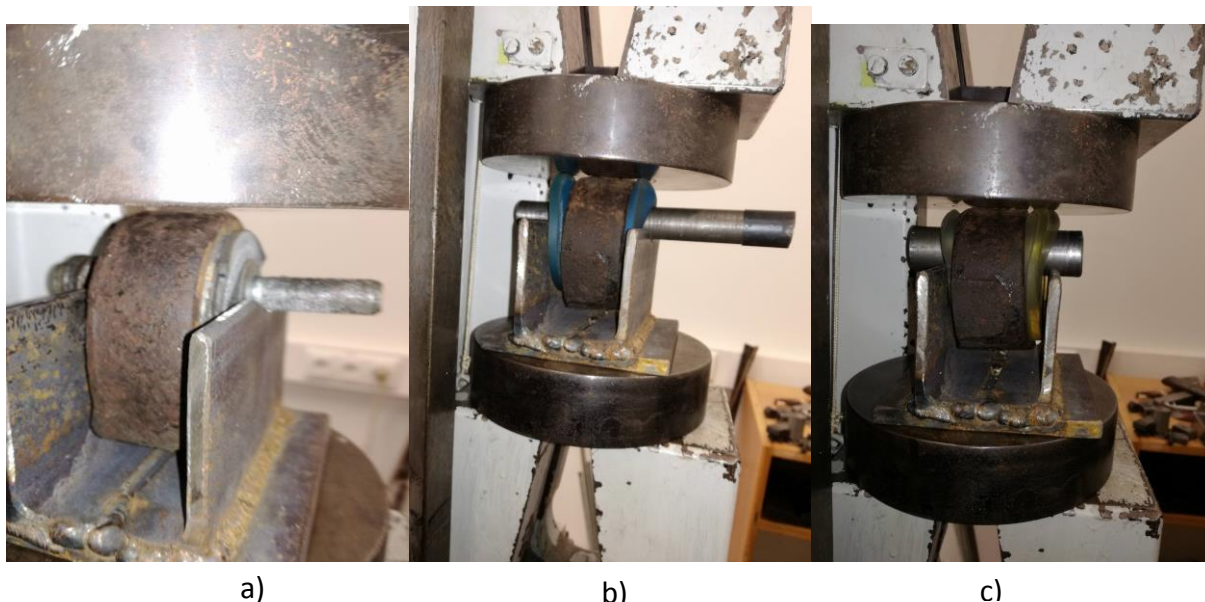
Iš (3.8) išraiškos ir (3.13) išraiškos naudojami duomenys išraiškai (2.7):

$$8965,144 \text{ N} > 6766,065 \text{ N} \quad (3.14)$$

Iš gautų duomenų matyti, kad visais trimis atvejais rato maksimalaus sukibimo su danga ir automobilio išvystoma galia skiriasi. Darbe visais atvejais naudojama maksimali sukibimo su danga jėga, prie kurios ratas pradeda prasisukti, nes kitu atveju ratas tiesiog pradėtų nebesukibti su kelio danga ir prasisuktų, o papildoma jėga nepersiduotų į važiuoklę.

3.2. Natūrinių eksperimentų rezultatai

Atliekant tyrimą ir deformuojant įvories (3.8 pav.) pastebėti gana įvairūs rezultatai. Tai lengvai matyti deformuotoje pagrindinėje įvorėje. Analizuojant vizualiai, taip pat matomi skirtingi rezultatai.



3.8 pav. Deformuojamos standartinės (a), mėlyno (b) ir geltono (c) poliuretano įvorės

Pateiktame 3.8 paveiksle matomos deformacijos yra bandymų pasėkmės. Įvorės deformuotos vienodomis jėgomis. Pirmoje nuotraukoje, kurioje pavaizduota standartinė įvorė, naudota jėga šiek tiek mažesnė, todėl aiškių deformacijos pėdsakų nematyti, tačiau grįžtant prie įprastinės apkrovos, standartinė įvorė suiro, o poliuretanas (nei vienu atveju) matmenų nepakeitė ir nesuiro.

Tiriant kitas standartines įvoves, pastebėtas toks pats suirimas kaip ir pagrindinėje įvorėje. Taigi, galima teigti, kad medžiaga, iš kurios yra pagaminta įvorė, yra neatspari perkrovoms, o tai reiškia, kad automobiliui patiriant ypatingai didelę apkrovą, standartinės įvorės nėra tinkamos. Taigi galima teigti, kad ekstremaliomis sąlygomis standartinės įvorės netinkamos: nepriklausomai nuo to, ar jos deformuojasi daug ar mažai, jos paprasčiausiai suplyšta. Dėl šios priežasties automobilyje gali būti sugadinti šalia esantys agregatai, pasikeisti svirčių padėtys, kartu tai gali įtakoti ir geometrinius važiuoklės parametrus.

Bandymų metu neišvengta netikėtumų, dėl to kai kurie bandymai, pakeitus atsiradusias sąlygas, atlikti iš naujo. Vienas tokių veiksnių – linkęs išorinis įvorės metalas (3.9 pav.).



3.9 pav. Deformuota įvorė

Svarbu pažymėti, kad šis atvejis buvo vienetinis ir įvyko tuomet, kai jėga buvo padidinta nuo 35000 N iki 40000 N. Šio intervalo duomenys nebus teisingi, kadangi pasireiškė ne tik įvorės guminės dalies, bet ir metalinės dalies deformacija, o šio tyrimo metu siekiama išsiaiškinti guminės dalies deformaciją (3.9 pav.).

Teko atlikti bandymą, naudojant didžiąją, pagrindinę įvorę. Šios įvorės konstrukcija yra šiek tiek specifinė. Įvorės išorinis vamzdis yra padalintas į dvi dalis, tarp šių dalių yra 1 mm guminis intarpas, skirtas lengviau įpresuoti įvorę į jos lizdą svirtyje, nes įvorė yra didelė. Natūralu, kad apkraunant tokią įvorę, ji ima plėstis, taigi bandymo metu trūko viena jos pusė (3.10 pav.). Taip gniuždymo jėga iš viršaus į kitą pusę nepersidavė, o tai reiškia, kad įvorėje dirbo tik viena jos pusė.



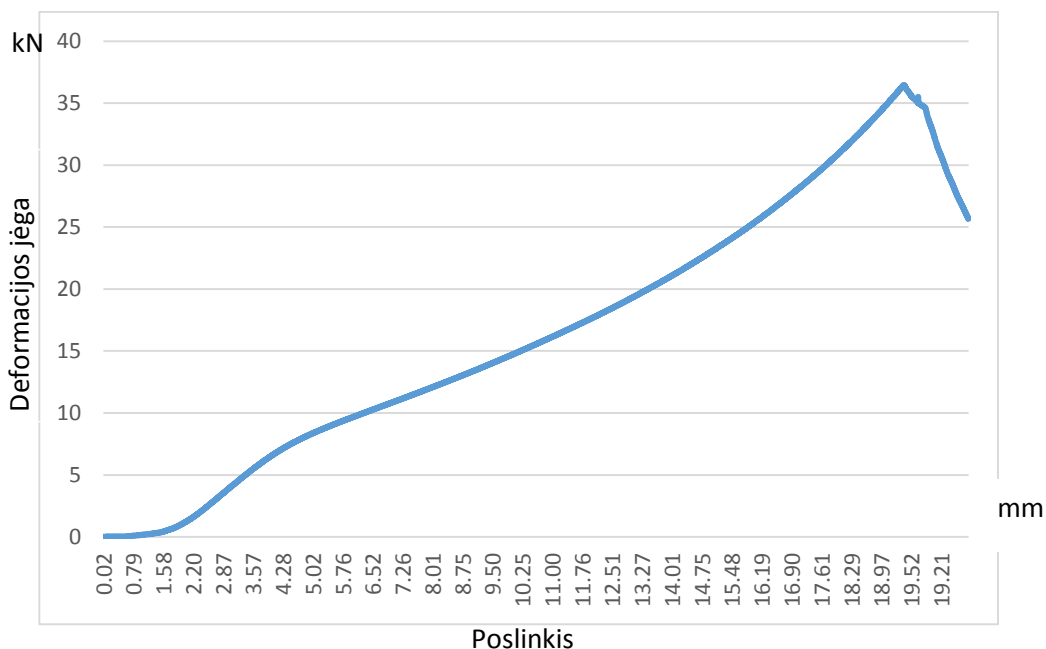
3.10 pav. Skilusi įvorė

Kartojant bandymą įvorė buvo įdėta į originalų lizdą, esantį svirtyje (3.11 pav.). Bandymas pavyko be nesklandumų, nes įvorės išorė neturėjo vietos deformuotis.



3.11 pav. Standartinės įvorės įstatymas

Duomenys apdoroti MS „Excel“ programa. Jų analizei iliustruoti sudaryti grafikai: taip lengviausia palyginti tų pačių bei skirtingų įvorių deformacijas ir apibendrinti didelį gautų duomenų kiekį. Toliau pateikiami skirtingų įvorių bei skirtingų medžiagų grafikai, pirmiausia pateikiant mėlyno bei geltono poliuretano medžiagos savybių nustatymo grafikus.

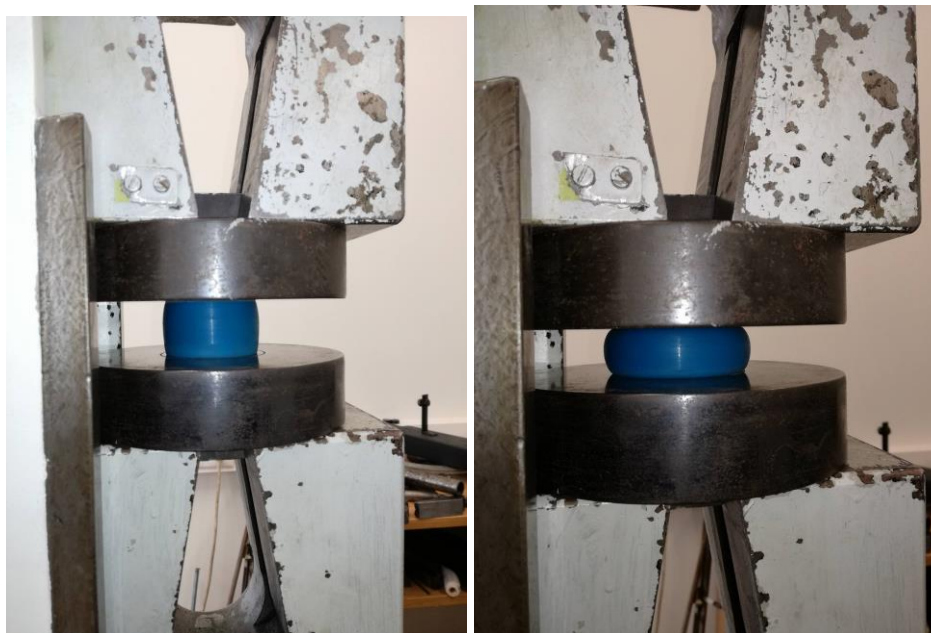


3.12 pav. Mėlyno poliuretano savybių tyrimo grafikas

Šiuose ir kituose toliau pateikiamuose grafikuose matomas nuokrypis grafiko pradžioje ir pabaigoje. Šis nuokrypis atsiranda dėl to, kad įrenginiui priartėjus prie medžiagos iš pradžių spaudžiami

tik išorėje esantys nelygumai. Pati medžiaga suspaudžiama kiek vėliau. Pabaigoje didelis nuokrypis atsiranda todėl, kad išjungus įrengimą, matavimo prietaisas sustabdomas ne iš karto.

Išskirtinai šiame grafike matyti netiesiškumas rėžiuose nuo 23 kN. Šis netiesiškumas atsiranda stipriai deformavus medžiagą. Tuomet medžiagos plotas, kuriuo ji remiasi, pradeda didėti. Didėjant medžiagos plotui, kuriuo medžiaga liečiasi spausdama atramą, didėja jėga, nebe proporcingai deformavimo dydžiui. Todėl, norint tirti medžiagos savybes, šios dalies duomenys nevertinami. Matyti, kad tinkamiausia duomenų imtis medžiagos savybėms nustatyti yra nuo 10 iki 20 kN. Deformacija bei spaudžiamas plotas šioje atkarpoje yra tolygūs (3.13 pav.).

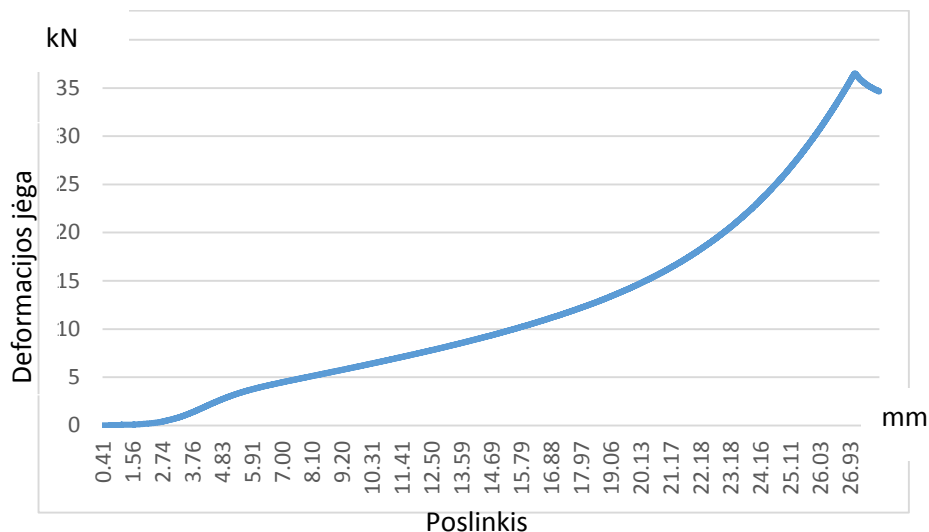


3.13 pav. Deformuojamas mėlyno poliuretano bandinys

Pritaikius (2.9) formulę, gaunami tokie rezultatai:

$$k = 27990/0,017025 = 1.64 \text{ MN/m} \quad (3.15)$$

Tolesniame tyrimo etape tiriamas geltono poliuretano medžiagos standumas. Vykdoma analogiška bandymo eiga, skaičiuojama pagal tas pačias formules. Grafike matomos tokios pat probleminės vietos, kuriose pasireiškia matavimo netikslumai. Kaip teigia gamintojas, ši medžiaga yra minkštesnė, todėl deformacija prie mažesnės jėgos yra didesnė. Šį kartą gniuždomas plotas ima didėti ankščiau. Bandymas tęsiamas iki panašios gniuždymo jėgos. Nors bandymo metu naudota deformacija buvo žymiai didesnė, medžiaga sugrįžo atgal į savo pirminius parametrus. Intervalas, kurio duomenys yra tiksliausi, apima 5 kN – 12,5 kN.



3.14 pav. Geltono poliuretano medžiagos savybių grafikas

Pritaikius (2.9) formulę, gaunami tokie rezultatai:

$$k = 7500/0,01205 = 0,622 \text{ MN/m} \quad (3.16)$$

Kadangi abiejų tiriamų medžiagų formos buvo vienodos (tiksliai forma išgauta medžiagas tekiant), taip pat vienodas ir spaudžiamas pradinis plotas, taigi galima atlikti lyginamąją gautų standumo parametrų analizę, kuri aiškiai atskleidžia medžiagų skirtumus. Geltonas poliuretanas (gamintojo nurodytas šios medžiagos kietumas yra 75 šorai) yra daugiau kaip du kartus minkštesnis už mėlyną poliuretaną (gamintojo nurodytas kietumas – 95 šorai).

Atlikus tolimesnius bandymus su visomis standartinėmis ir nestandartinėmis įvorėmis, rezultatai taip pat apdorojami MS „Excel“ programos pagalba ir pateikiami grafiškai. Šiuose grafikuose matomos tos pačios pradžios ir pabaigos zonos, kuriose gniuždymo įrenginys priartėja prie medžiagos ir ją pradeda spausti, nutraukus jo darbą, kreivė leidžiasi. Galiausiai, sunumeravus visas įvoves nuo 1 iki 4, galima pateikti bandymų rezultatus.

3.1 lentelė

Įvorių pavadinimų ir aprašymų lentelė

Nr.	Įvorės pavadinimas	Aprašymas
1	Pirma originali	Įvorė esanti suvedimo svirtyje, per kurią svirtis tvirtinama prie kėbulo (standartinė įvorė)
2	Pirma mėlyna	Įvorė esanti suvedimo svirtyje, per kurią svirtis tvirtinama prie kėbulo (pagaminta iš mėlyno poliuretano (95 šorai))
3	Antra originali	Įvorė esanti viršutinėje svirtyje, per kurią tvirtinama prie kėbulo (standartinė įvorė)
4	Antra mėlyna	Įvorė esanti viršutinėje svirtyje, per kurią tvirtinama prie kėbulo (gaminta iš mėlyno poliuretano (95 šorai))

5	Trečia originali	Įvorė esanti suvedimo svirtyje, per kurią tvirtinama prie ašies (standartinė įvorė)
6	Trečia mėlyna	Įvorė esanti suvedimo svirtyje, per kurią tvirtinama prie ašies (gaminta iš mėlyno poliuretano (95 shorai))
7	Ketvirta originali	Pagrindinės svirties įvorė, per kurią tvirtinama prie kėbulo (standartinė įvorė)
8	Ketvirta geltona	Pagrindinės svirties įvorė, per kurią tvirtinama prie kėbulo (gaminta įvorė iš geltono poliuretano (75 shorai))
9	Ketvirta mėlyna siauresne ašimi	Pagrindinės svirties įvorė, per kurią tvirtinama prie kėbulo (gaminta iš mėlyno poliuretano (95 shorai)) ir centrinė ašis siauresnė (daugiau poliuretano)
10	Ketvirta mėlyna platesne ašimi	Pagrindinės svirties įvorė, per kurią tvirtinama prie kėbulo (gaminta iš mėlyno poliuretano (95 shorai)) ir centrinė ašis platesne (mažiau poliuretano)

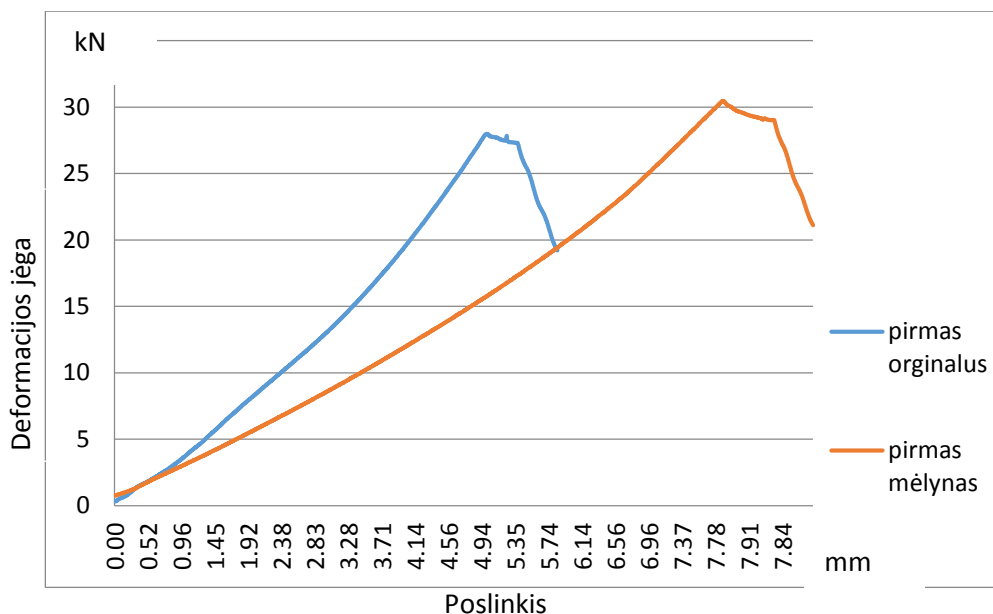
3.2.1. Pirmos įvorės bandymo rezultatai

Tai viena iš centre esančių įvorių, ji pasižymi mažu gumos kiekiu (3.12 pav.). Gaminant tokią įvorę iš poliuretano, jos storis padidinamas, nes sumažėja įvorės ir įvorė nebetenka išorinio vamzdelio, jį pakeičia poliuretanas.



3.15 pav. Pirmoji įvorė

3.16 pav pateikiami pirmosios įvorės deformacijos rezultatų grafikas.



3.16 pav. Pirmosios standartinės ir poliuretalinės įvorės deformacijos grafikas

Iš 3.16 grafiko matyti, kad mėlynas poliuretanas deformuojasi daugiau ir aukščiau. Tai įtakoja didesnis medžiagos kiekis, tačiau svarbu pažymėti, kad mėlynas poliuretanas po deformacijos visiškai „sugrįžo“ į savo pradinę formą. Standartinės įvorės guma suiro, liko šiek tiek negrįžtamos deformacijos, tačiau pastaroji apkrovas atlaikė geriau.

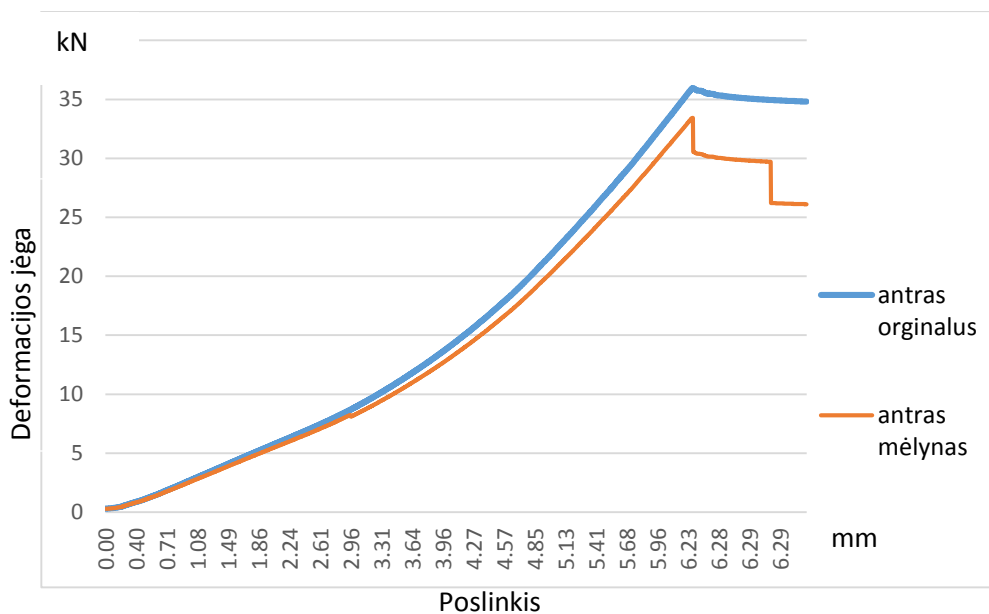
3.2.2. Antrosios įvorės bandymo rezultatai

Ši įvorė panaši į prieš tai buvusią įvorę, tačiau jos tvirtinimo vieta pastumta į šoną. Šiam bandymui taip pat pagaminta ir poliuretano įvorė. Išskyla ta pati problema, kad mėlyno poliuretano įvorėje naudojama daugiau medžiagos.



3.17 pav. Antrosios įvorės bandymai

Bandymo rezultatų duomenys yra pateikti 3.18 pav.:



3.18 pav. Antrosios standartinės ir poliuretalinės įvorės deformacijos grafikas

Nors šios įvorės išoriniai skersmenys skyrėsi, tačiau medžiagos daugiau abiejuose, todėl reikšmės skiriasi nežymiai. Mėlyno poliuretano bandymo grafike matyti nedideli pakitimai, kuriuos galėjo sukelti įrangos sutrikimas, dėl nelaiku sustabdytos badymų mašinos.

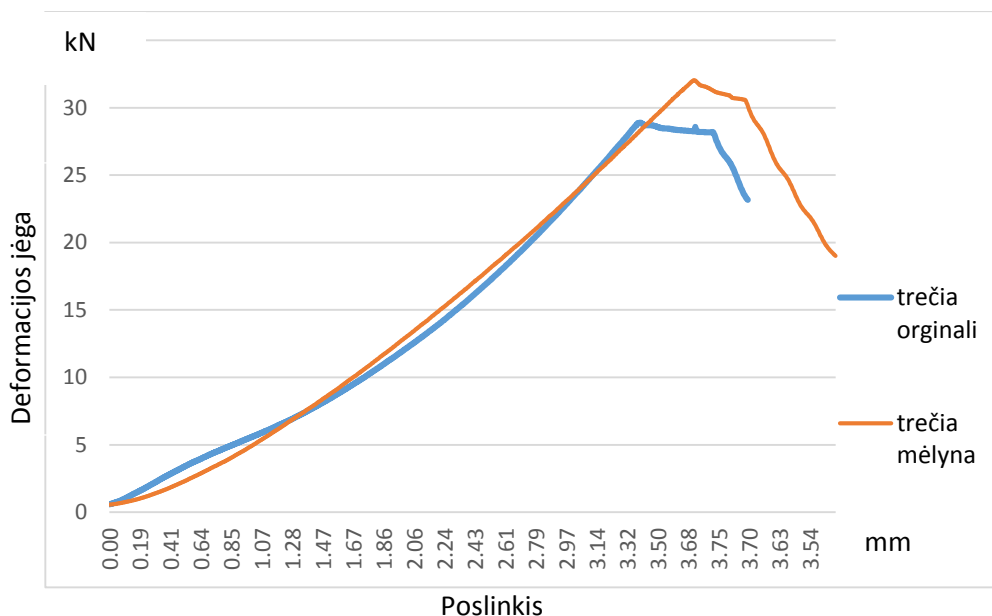
3.2.3. Trečios įvorės bandymo rezultatai

Trečioji įvorė yra didesnė (3.19 pav.). Standartiškai į šia vietą dedamas varžtas su ekscentriškumu ir jis reguliuoja rato išvirtimą. Taigi, ši įvorė ypatingai sąlygoja geometrinius važiuoklės parametrus. Šios įvorės pasižymi paprasta konstrukcija.



3.19 pav. Įtvirtinta trečioji įvorė

Bandymo rezultatų duomenys yra pateikti 3.20 pav.:



3.20 pav. Trečios standartinės ir mėlynos įvorės deformacijos grafikas

Atlikus šiuos bandymus matyti, kad, nors ir poliuretano medžiagos storis didesnis, deformacijos dydis beveik nesiskiria. Vis dėlto standartinėje įvorėje buvo pastebėtas ne tik medžiagos suirimas, bet ir negrįžtamas poslinkis pro įvorės kraštus. Po kelių tokių deformacijų ciklų nuo gumos gali atitrūkti įvorės viršutinis vamzdelis, o svirtis pradėti slankioti įvorės išore. Tai sukeltų nepageidaujamą triukšmą, svirtis būti nebeišlaikoma reikiamoje padėtyje. Su poliuretano bandymu to nebuvo pastebėta. Poliuretanai „sugrįžo“ į savo pradinį būvį.

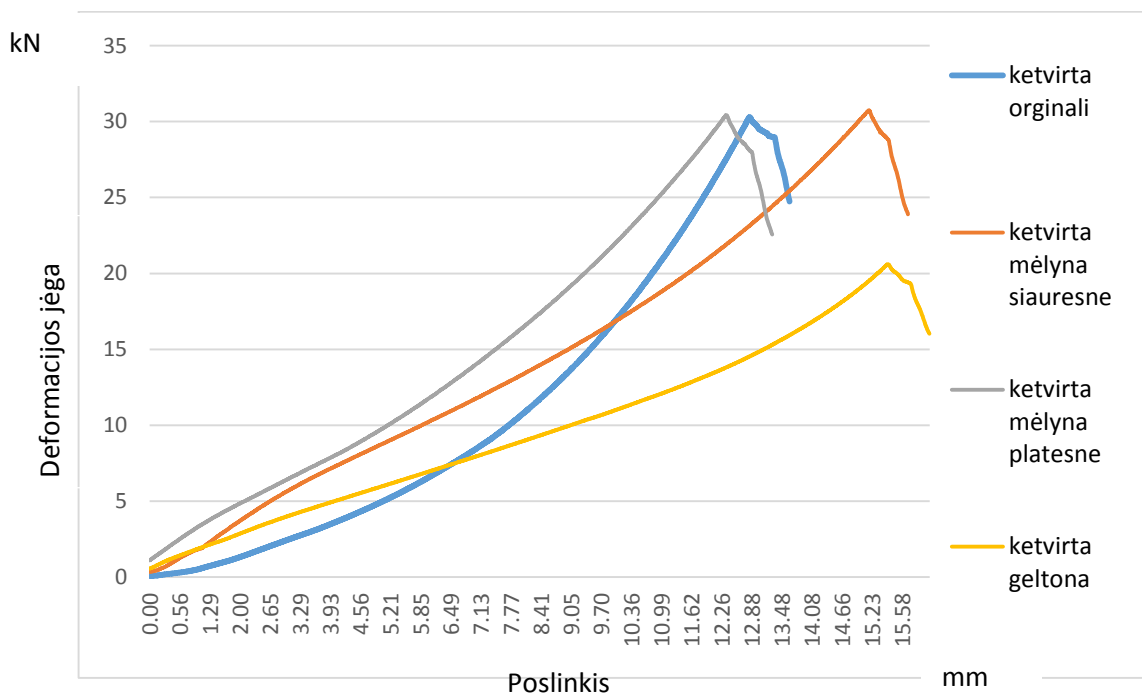
3.2.4. Ketvirtos įvorės bandymo rezultatai

Ši įvorė yra pagrindinė šios tiriamo automobilio važiuoklės įvorė, jungianti pagrindinę svirtį su kėbulu (3.18 pav.), todėl jai tyrime buvo skirta daugiausia dėmesio. Šiuo atveju buvo atlikti standartinės įvorės bei geltono ir mėlynos poliuretano įvorės bandymai. Mėlynos poliuretano įvorė pasižymėjo mažesnio skersmens ašimi. Tokiu būdu aiškiau matyti, kaip galima diferencijuoti poliuretano įvorių deformacijas, keičiant jų parametrus. Lengviausiai galima keisti ašies skersmenį jos gamybos proceso metu.



3.21 pav. Ketvirtos įvorės bandymai: a – standartinė įvorė; b – geltono poliuretano įvorė; c – mėlyno poliuretano įvorė

3.22 pateikiamas ketvirtosios įvorės bandymo grafikas.

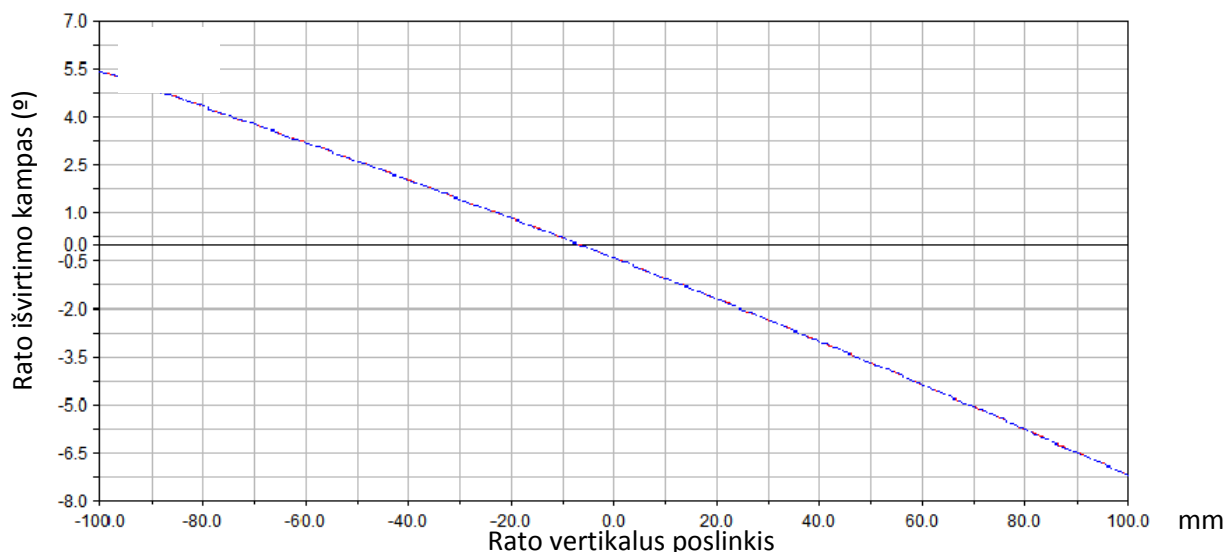


3.22 pav. Visų ketvirto tipo įvorių deformacijų grafikai

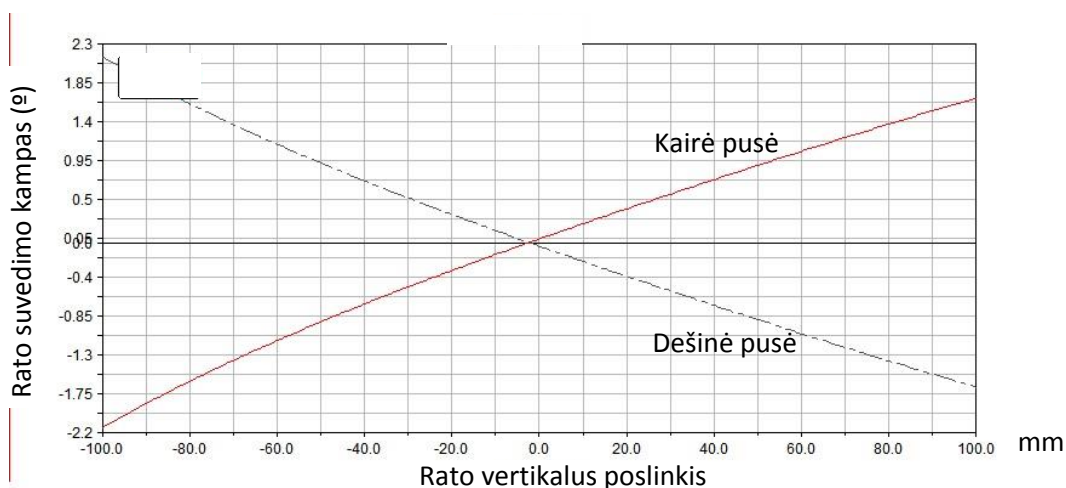
Atlikus bandymus su keturiomis skirtingų medžiagų įvorėmis ir išanalizavus gautų deformacijų parametrus, matyti, kad poliuretanas deformuojasi žymiai tolygiau, o standartinės įvorės yra šiek tiek minkštesnės už poliuretano. Geltonas poliuretanas deformuojasi stipriau, tačiau net ir deformuodamasis labiau nei standartinė įvorė, jis išlieka nepakitusios medžiagos struktūros, grįžta į pradinę būseną. Taip pat matomas akivaizdus rezultatų skirtumas, naudojant skirtingo skersmens ašių įvoves. Galime daryti išvadą, kad esant daugiau medžiagos, lengviau deformuojasi ir poliuretanas. Taigi, norint sustandinti važiuoklę, galima naudoti didesnės ašies įvorę, kuri deformuosis žymiai mažiau.

3.3. Skaitinių tyrimų rezultatai

Pirmojo modelio tyrimas pasižymi tuo, kad matuojami pagrindiniai parametrai kliūtis apvažiuojant įprastai, be važiuoklės jungiančiųjų įvorių deformacijos.



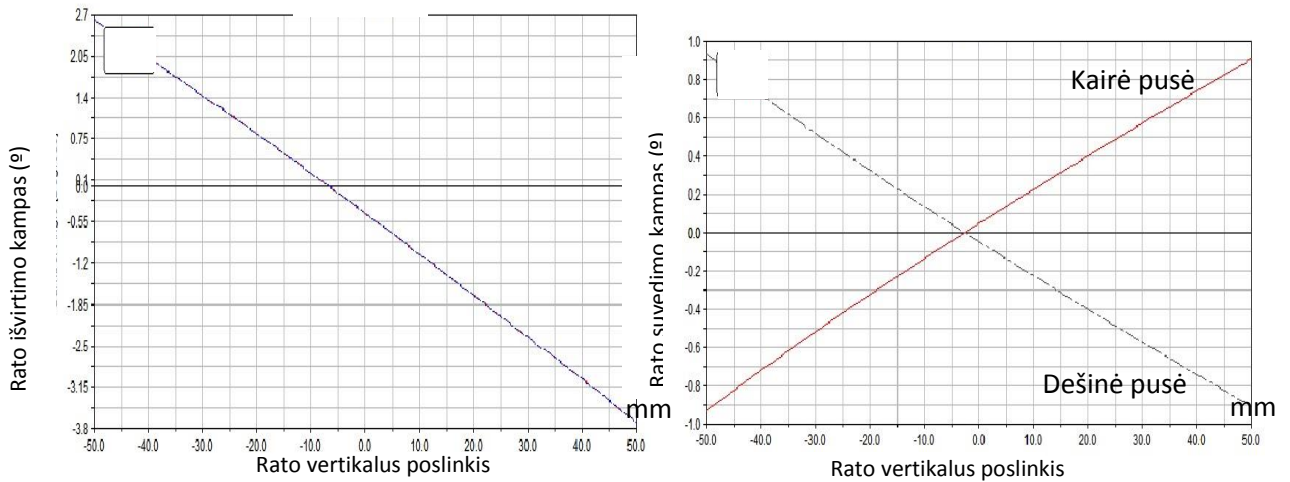
3.23 pav. Rato išvrtimo kampas kintant automobilio posvyriui



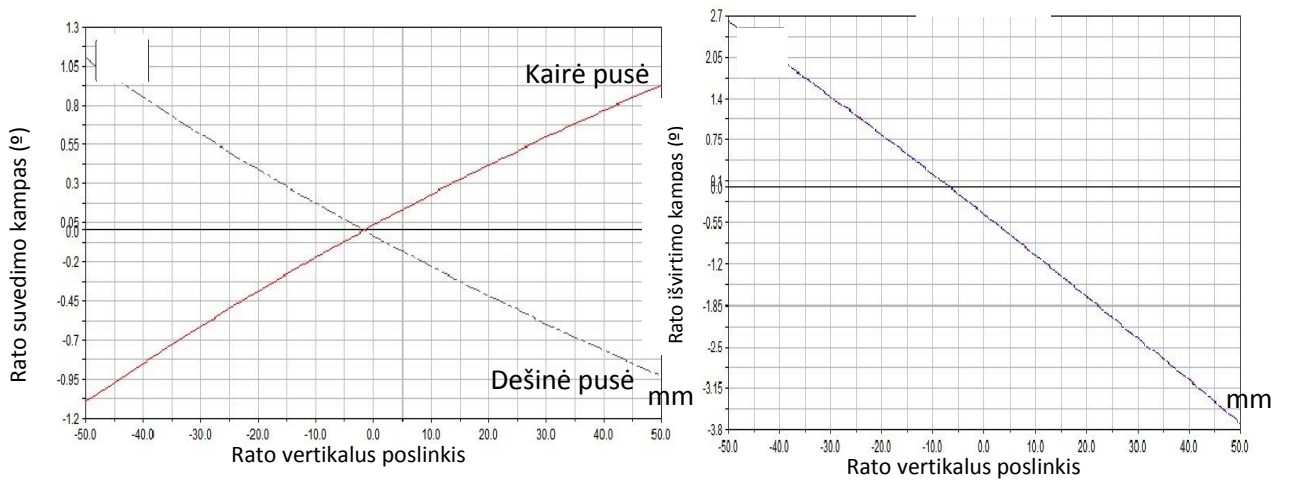
3.24 pav. Ratų suvedimo kampai kintant automobilio posvyriui

Kadangi rato ašis yra vientisa su pagrindine svirtimi, matomas žymus kampų kitimas. Ypatingai tai matyti tose grafiko vietose, kuriose amplitudė yra didelė.

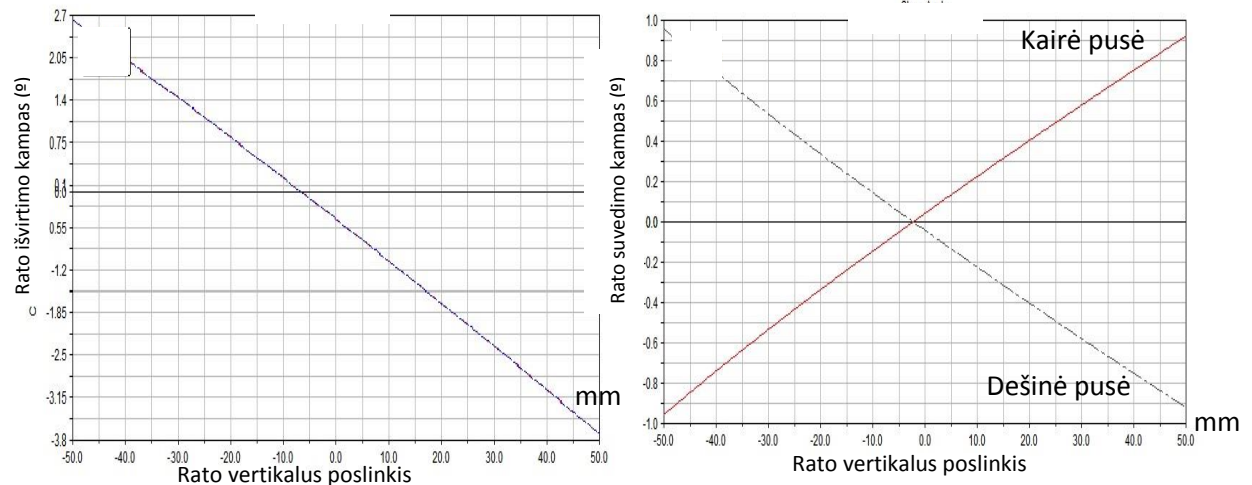
Antrojo modelio tyrime tiriami kampai automobiliui greitėjant ir naudojant standartines įvoves. Naudojami bandymo metu gauti įvorių deformacijų duomenys ir programos „SolidWorks“ apkrovų pasiskirstymo informacija. Taip galima tiksliai nustatyti esamas svirčių padėtis.



3.25 pav. Išvrtimo ir suvedimo kampų kitimas automobiliui svyrant esant 1,8 l darbinio tūrio varikliui



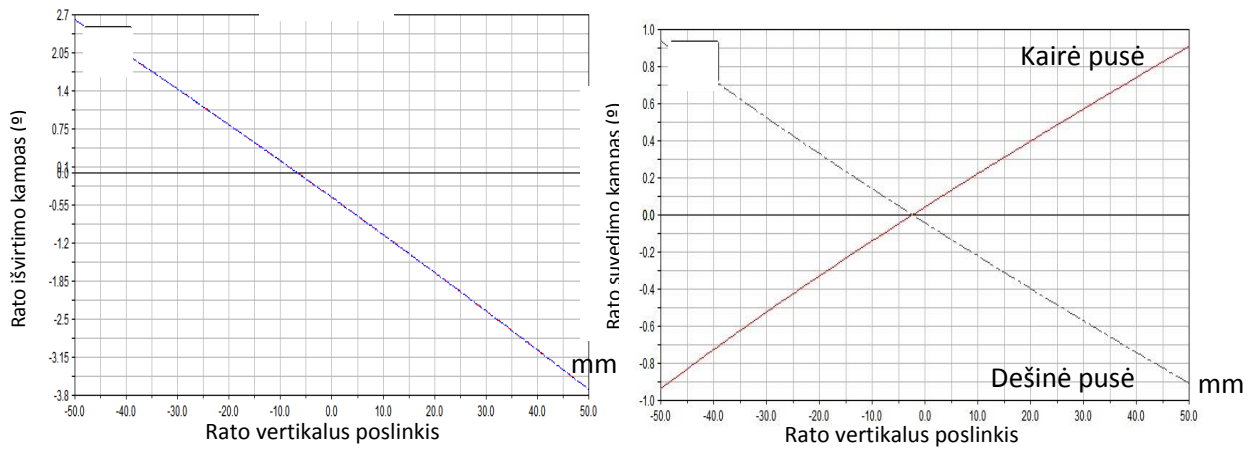
3.26 pav. Išvrtimo ir suvedimo kampų kitimas automobiliui svyrant esant 2,0 l darbinio tūrio varikliui



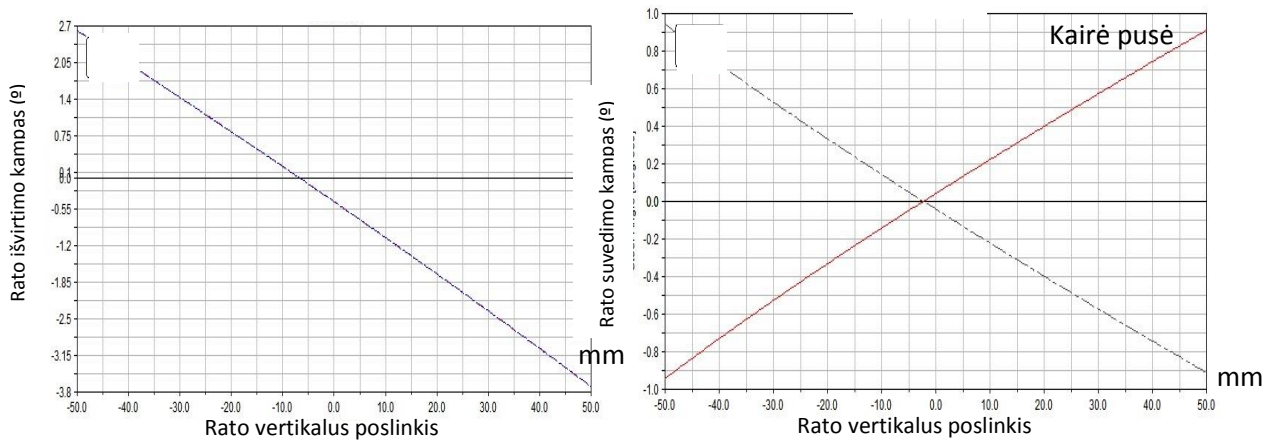
3.27 pav. Išvrtimo ir suvedimo kampų kitimas automobiliui svyrant esant 2,8 l darbinio tūrio varikliui

Iš paveikslų 3.25, 3.26, 3.27 matyti, kad didėjant varikliui kartu ir jo galiai bei važiuoklės apkrovai, šiek tiek didėja ir automobilio važiuoklės išvrtimo kampas, bei suvedimo kampai. Išvrtimo kampas – kinta nuo eksplotacinio -0.5 iki -0.545° , o suvedimas nuo $-0,05$ iki $-0,095^\circ$ kai automobilis yra stabilioje pozicijoje

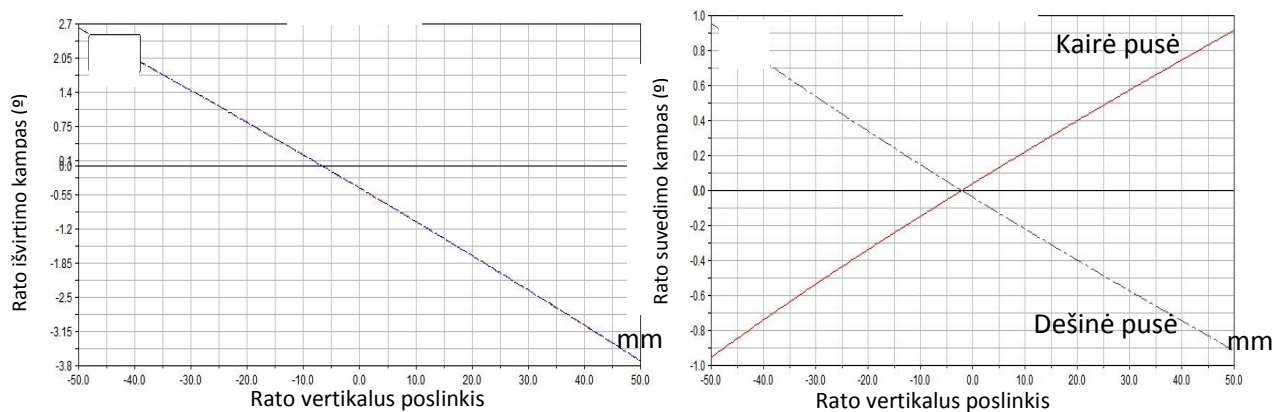
Trečiojo modelio tyrimas. Šiuo atveju visos įvorės yra pagamintos iš poliuretano, deformacijos reikšmės įvedamos iš eksperimento metu gautų rezultatų ir pakeičiamas „Adams“ programos modelis.



3.28 pav. Išvrtimo ir suvedimo kampų kitimas automobiliui svyrant esant 1,8 l darbinio tūrio varikliui



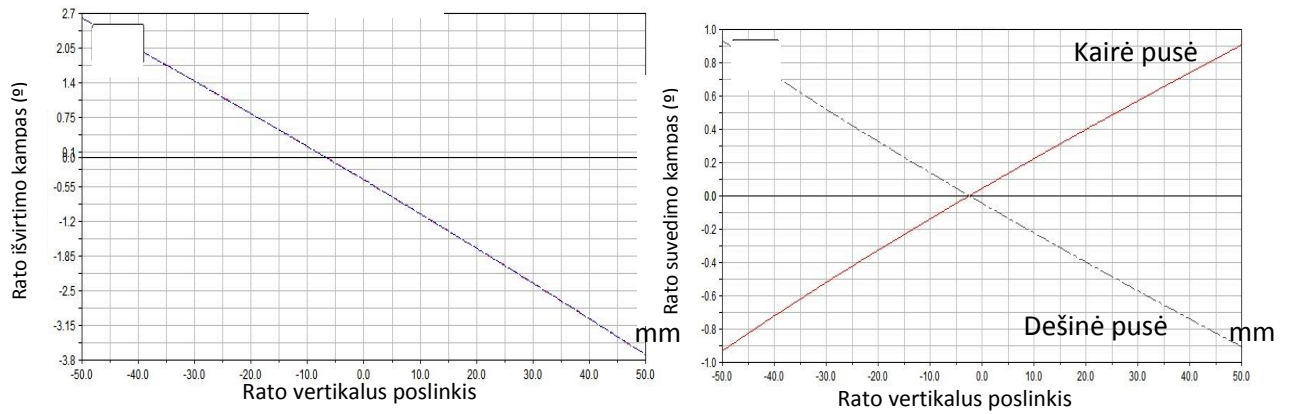
3.29 pav. Išvrtimo ir suvedimo kampų kitimas automobiliui svyrant esant 2,0 l darbinio tūrio varikliui



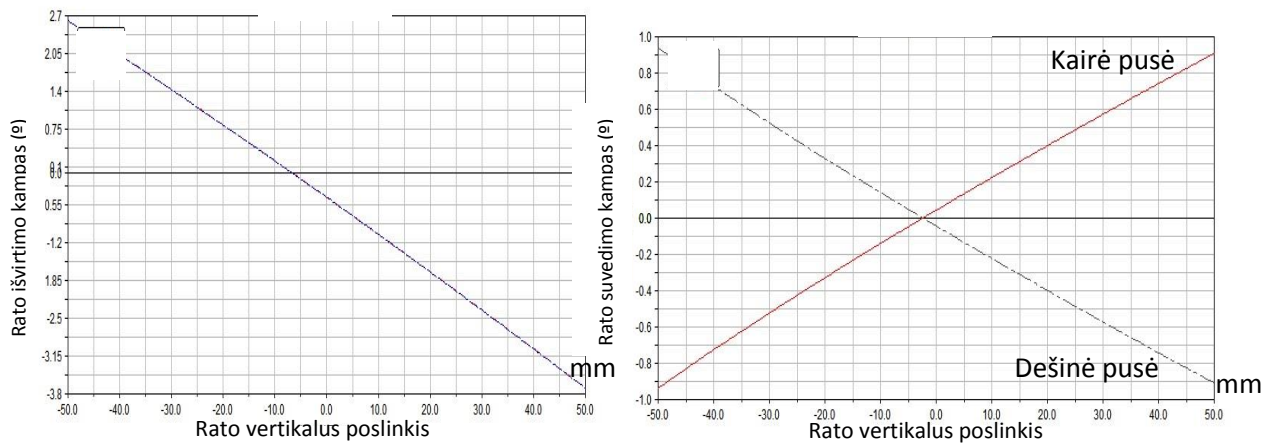
3.30 pav. Išvrtimo ir suvedimo kampų kitimas automobiliui svyrant esant 2,8 l darbinio tūrio varikliui

Iš paveikslų 3.28, 3.29, 3.30 matyti, kad didėjant varikliui kartu ir jo galiai bei jos apkrovai važiuoklei šiek tiek didėja ir automobilio važiuoklės išvrtimo kampas, bei suvedimo kampai. Išvrtimo kampas– kinta nuo eksplotacinio -0.5 iki -0.55° , o suvedimas nuo $-0,03$ iki $-0,05^\circ$, kai automobilis yra stabilioje pozicijoje

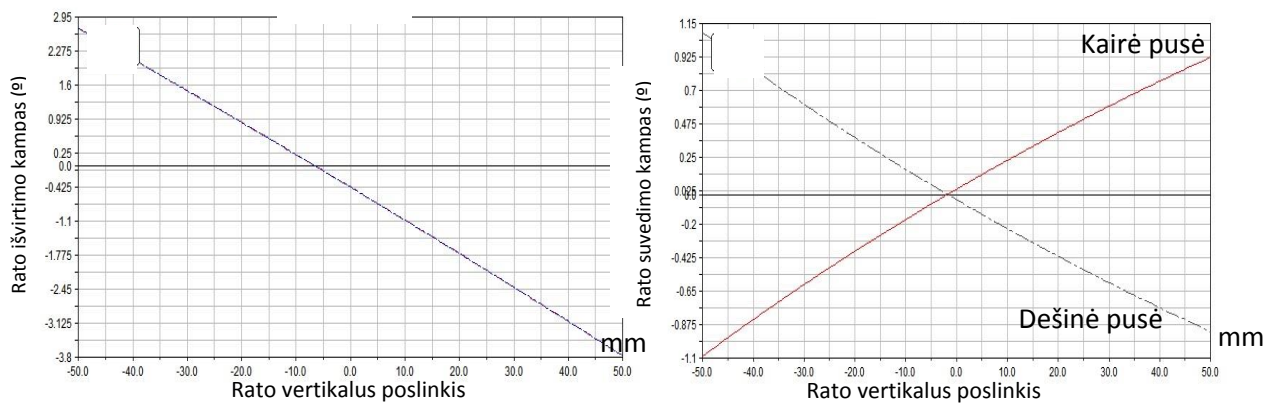
Ketvirtas modelis. Sudarant šį modelį buvo naudojamos „geriausių“ savybių įvorės: vidinės įvorės yra standartinės, tai įvorė nr. 1 ir nr. 3. O kitoms dviem įvorėms buvo naudotos įvorės nr. 6 ir nr. 10, jos pagamintos iš mėlyno poliuretano. Taip buvo panaudotos geriausių gautų charakteristikų įvorės.



3.31 pav. Išvirtimo ir suvedimo kampų kitimas automobiliui svyrant esant 1,8 l darbinio tūrio varikliui



3.32 pav. Išvirtimo ir suvedimo kampų kitimas automobiliui svyrant esant 2,0 l darbinio tūrio varikliui



3.33 pav. Išvirtimo ir suvedimo kampų kitimas automobiliui svyrant esant 2,8 l darbinio tūrio varikliui

Iš paveikslų 3.31, 3.32, 3.33 matyti, kad didėjant varikliui, kartu ir jo galiai bei jos apkrovai važiuoklei, didėja ir automobilio važiuoklės išvirtimo kampas, bei suvedimo kampai. Išvirtimo kampas – kinta nuo eksplotacinio -0.5 iki -0.54° , o suvedimas nuo $-0,025$ iki $-0,04^\circ$ kai automobilis yra stabilioje pozicijoje.

4. EKONOMINIAI SKAIČIAVIMAI

Lyginant įvores ekonominiu aspektu, analizuojamos viešoje erdvėje skelbiamos kainos. Lyginamos kelių elektroninių parduotuvių pateikiamos didesnės ar mažesnės kainos, išvedama vidutinė kaina. Atskirai įvertinamos ir savadarbės įvorės, kurių kainą sudaro gamybos išlaidos įskaičiavus darbą, elektros sąnaudas, įrankius ir medžiagas.

4.1 lentelė

Įvorių kainos

Įvorės rūšis (2 vnt.)	Standartinės, Eur	Nestandartinės (parduodamos), Eur	Nestandartinės (savos gamybos), Eur
Didžioji pagrindinė (Nr. 4)	42,1	112,3	85
Suvedimo traukės prie ašies (Nr. 3)	23,4	83,2	40
Suvedimo traukės prie kėbulo (Nr. 1)	13,5	102,4	30
Spyruoklės (svirties, vidinės) (Nr. 2)	15,6	90,4	30
Suma	94,6	388,3	185

Taigi, matyti, kad brangiausios yra nestandartinės, užsienyje parduodamos įvorės. Jeigu atkreiptume dėmesį į bendrą atskirai perkamų reikalingų įvorių kainą: už panašią sumą būtų galima nusipirkti pilną pakuotę visai galinei važiuoklei, kurios kaina vidutiniškai siekia 392 Eur. ir į kurią įeina dar pora įvorių, skirtų tvirtinti stabilizatoriaus svirtį ir svirteles. Šiuo atveju pavyktų pasiekti ekonominį edekta, tačiau bendra nestandartinių įvorių kaina vis tiek išliktų didžiausia.

Gera alternatyva – pasigaminti įvores, tačiau norint tai padaryti, reikia turėti gamybos įrankius bei įrangą. Jei įvores norima užsisakyti iš Lietuvoje jų gamyba užsiimančių žmonių ar firmų, jų kaina labai įvairuoja priklausomai nuo kiekvieno gamintojo.

DARBO APIBENDRINIMAS IR REZULTATŲ PALYGINIMAS

Iš gautų rezultatų analizės, tyrimo ir modeliavimo rezultatų aiškus poliuretano įvorių pranašumas lyginant su standartinėje važiuoklėje naudojamomis įvorėmis. Pranašumas labiausiai išryškėja esant didesniai tampriajam intarpui, deformacijos dydis yra mažesnis priklausomai nuo intarpo storio, o tai sumažina iki 11 % važiuoklės geometrinių parametrų pokyčius. Kuomet mažiau kinta geometriniai parametrai didinant greitį, taip pat mažėja važiuoklės geometrinių parametrų kitimas apvažiuojant kliūtis. Visgi, kad tokio įvorių pakeitimo trūkumas yra jų kaina, kuri yra beveik 4 kart didesnė už standartinės važiuoklės įvorių kainą. Jeigu automobilis naudojamas įprastam važiavimui, standartinės įvorių keisti nestandartinėmis nėra būtina ir netgi netikslinga. Tačiau kalbant apie automobilių sportą, šios dalies pakeitimas, nors ir brangus, tačiau akivaizdžiai rekomenduotinas – taip sumažinamas važiuoklės geometrinių parametrų pokytis, net jei naudojamas itin galingas automobilis.

Nors iki šiol jau yra atlikta tyrimų panašia tema, šiame darbe atliktų tyrimų aktualumas vertingos tuo požiūriu, kad skirtingai nuo kitų, jame tiriamos ne tik standartinės, bet ir nestandartinės įvorės. Dėl šios priežasties, gaunami rezultatai, leidžiantys ne tik įvertinti standartinės dalis, bet ir pateikti galimas važiuoklių tobulinimo arba tvarkymo alternatyvas. Taip pat reikėtų pažymėti tai, kad kiekviena tyrimui pasirinkta įvorė buvo įvertinama atskirai atliekant tiesioginius eksperimentinius bandymus, o tokie rezultatai pasižymi didesniu tikslumu nei netiesioginiai. Kituose atliktuose tyrimuose dažniausiai naudotas netiesioginis matavimo būdas, o rezultatai, apimantys visą modelį ar jo dalį, nėra visiškai tikslūs.

IŠVADOS

1. Eksperimentinių tyrimų metu nustatyta, kad mėlyno poliuretano medžiagos standumas $k=1,64$ MN/m, geltono poliuretano medžiagos standumas $k=0,622$ MN/m. Šios savybės pastebėtos ir tiriant konkrečius įvorių atvejus, kur deformacijos didesnės daugiau kaip 2 kartus. O palyginant standartines įvoves su mėlyno poliuretano įvorėmis: mėlyno poliuretano įvorė Nr. 10 esant 5000 N deformavimo jėgai – deformavosi 2,51 mm, o toje pačioje vietoje montuojama standartinė įvorė Nr. 7 – 4,32 mm.
2. Atlikus natūrinius eksperimentinius bandymus nustatyta, kad standartinės įvorės, apkrautos 10-15 kN, tampa neatsparios deformavimui, jų tampri medžiaga pažeidžiama ir nebeatsistato. Priešingas efektas gautas bandymuose su poliuretano įvorėmis: poliuretanas išlieka nepakitęs bei grįžta į savo pradinę būseną be liekamųjų deformacijų. Nustatyta, kad visais atvejais ir esant bet kuriam bandytam varikliui, ir standartinės, ir nestandartinės įvorės pilnai atlieka funkcinę paskirtį. Tai matyti iš grafikų ir iš maksimalių apkrovų analizės rezultatų.
3. Skaitinių eksperimentų metu iširti važiuoklės geometrijos parametrai, imituojant įvairias važiuoklės apkrovas. Nustatyta, kad rato išvirtimo kampas pakinta maksimaliai per $0,075^\circ$, o ratų suvedimo kampas – maksimaliai per $0,045^\circ$, automobilio stabilioje padėtyje. Kartu nustatyti mažiausi važiuoklės geometrijos pokyčiai. Mažiausias važiuoklės pokytis yra kai: sumontuotos standartinės vidinės įvorės, o pagrindinė ir suvedimo įvorė pagaminta iš mėlyno ($k=1,64$ MN/m) poliuretano.
4. Nustatyta, jog ekonomiškiausia įsigyti standartines įvoves. Rekomenduojama alternatyva – gamintis įvoves, nes tai iki 2 kartų pigiau, nei pirkti jau pagamintas, kitų gamintojų platinamas nestandartinės įvoves.

LITERATŪROS SĄRAŠAS

1. Gerigk P., Bruhn D., Danner D. ir kt. Automobiliai. Jotema: 2006, 608 p. ISBN: 9955131020
2. Giedra K., Kirka A., Slavinskas S. Automobiliai. Kaunas: Smaltija, 2006. 536 p. ISBN: 9955707054
3. Kelių transporto priemonių saugumas : vadovėlis / Jonas Sapragnas ; Kauno technologijos universitetas. 2013 m.
4. Automobilio stabilumo modeliavimas : daktaro disertacija / Rutka, Arūnas : technologijos mokslai, transporto inžinerija (03T). 2002.
5. AUTOMOBILIAI Peter Gerigk, Detlef Bruhn, Dietmar Danner, Leonhard Endruschat, Jurgen Gobert, Heinrich Gross, Detlef Komoll. 2006m. – 403 psl.
6. Automobilio krypties stabilumas esant vertikaliajam žadinimui : daktaro disertacija / Dargužis, Andrius : technologijos mokslai, transporto inžinerija (03T). 2011 m.
7. Racing and sports car chassis design / Michael Costin, David Phipps ; with drawings by James A. Allington. 1967 m.
8. Automobile chassis : Design and calculations / P. Lukin, G. Gaspariants, V. Rodionov. 1989 m. ISBN: 503000081X
9. Automobilių ir traktorių transmisija, važiuoklė ir valdymo įrenginiai : mokymo priemonė / Jonas Tiškevičius. 1986m.
10. A. Crolla. Automotive Engineering Powertrain, Chassis System and Vehicle Body, 2009. 835 p. ISBN: 978-1-85617-577-7
11. Priekabos priklausoma pakaba. [žiūrėta 2017-03-03]. Prieiga per internetą: [http://www.tauriga.lt/uploads/priekabos_foto/\[1\]_IMG_0982.JPG](http://www.tauriga.lt/uploads/priekabos_foto/[1]_IMG_0982.JPG)
12. Dalinai priklausoma pakaba. [žiūrėta 2017-03-015]. Prieiga per internetą: <http://img.photobucket.com/albums/v307/dwilkins/syncro2.jpg>
13. Daugiasvirtė pakaba [žiūrėta 2017-04-03]. Prieiga per internetą: <https://d2t1xqejof9utc.cloudfront.net/screenshots/pics/df389939da22e2ba51b9487cff563b35/large.jpg>
14. Svirčių komplektas su įvorėmis. [žiūrėta 2017-04-05]. Prieiga per internetą: <http://www.topautoservisas.lt/wp-content/uploads/2015/07/Sarnyru-restauravimas-1024x591.jpg>
15. Geometric identification of an elastokinematic model in a car suspension. [žiūrėta 2017-05-02]. Prieiga per internetą: http://jc.fauroux.free.fr/PUB/ARTICLES/2006_JOAE_Meissonnier_Fauroux_Gogu_Montezin_DRAFT_Geometric_identification_of_an_elastokinematic_model_in_a_car_suspension.pdf

16. Dynamics simulation research on rigid-elastic coupling system of car suspension. [žiūrėta 2017-05-02]. Prieiga per internetą: http://s3.amazonaws.com/academia.edu.documents/33905372/Dynamics_Simulation_Research_on_Rigid-Elastic_Coupling_System_of_Car_Suspension.pdf?AWSAccessKeyId=AKIAIWOWYYGZ2Y53UL3A&Expires=1495393689&Signature=quCUXV%2FR2PYq12p4T9GnUiAJkRw%3D&response-content-disposition=inline%3B%20filename%3DDynamics_Simulation_Research_on_Rigid-El.pdf
17. A Feasibility Study on Indirect Identification of Transmission Forces through Rubber Bushing in Vehicle Suspension System by Using Vibration Signals Measured on Links. [žiūrėta 2017-05-02]. Prieiga per internetą: <http://koasas.kaist.ac.kr/bitstream/10203/2686/1/28.pdf>
18. Daugiasvirtė pakaba [žiūrėta 2017-04-03]. Prieiga per internetą: http://www.rts-sa.net/modulos/usuariosFtp/conexion/en_album693a.jpg
19. T280B613 Kelių transporto priemonių teorija : metodiniai nurodymai

POLIURETANO KOKYBĖS NUSTATYMO BANDYMAI

Bandinio numeris: WNPU2017

Temperatūra testavimo
kambarėje: 25°C
Drėgnumas: 50%

Mėlynas

Savybė	DIN	Vienetai	Gauta reikšmė	Reikalavimai reikšmei
Atsparumas tempimui	53504	N/mm ²	21	20
Pailgėjimas	53504	%	360	350
Kietumas	53505	Shore	92	90+/-5
100 % modulis	53504	N/mm ²	9,8	9
Tankis	53479	g/cm ³	1,15	1,15
Plyšimo jėga	53515	N/mm	105	100
Nudilimas	53516	mm ³	33	30

DATA: Sauso 18, 2017

POLIURETANO KOKYBĖS NUSTATYMO BANDYMAI

Bandinio numeris: WLPU2017

Temperatūra testavimo

kambaryje: 25°C

Geltonas

Drėgnumas: 50%

Savybė	DIN	Vienetai	Gauta reikšmė	Reikalavimai reikšmei
Atsparumas tempimui	53504	N/mm ²	35	30-40
Pailgėjimas	53504	%	550	500-600
Kietumas	53505	Shore	75	75+/-5
100 % modulis	53504	N/mm ²	10	8,5-12
Tankis	53479	g/cm ³	1,15	1,15
Plyšimo jėga	53515	N/mm	110	80-110
Nudilimas	53516	mm ³	40	35-45

DATA: Sauso 27, 2017